

# Technik und Praxis der Kammgarnspinnerei

Ein Lehrbuch  
Hilfs- und Nachschlagewerk

von

**Oskar Meyer**

Spinnerei-Ingenieur, Direktor des öffentlichen Waren-  
prüfungsamtes für das Textilgewerbe zu Gera-Reuß

**Josef Zehetner**

Spinnerei-Ingenieur,  
Betriebsleiter in Teichwolframsdorf bei Werdau i. Sa.

Mit 235 Abbildungen im Text und auf einer Tafel  
sowie 64 Tabellen



Berlin  
Verlag von Julius Springer  
1923

Alle Rechte,  
insbesondere das der Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.

ISBN-13: 978-3-642-98401-3 e-ISBN-13: 978-3-642-99213-1  
DOI: 10.1007/978-3-642-99213-1

Copyright 1923 by Julius Springer in Berlin.  
softcover reprint of the hardcover 1st edition 1923

## Vorwort.

Die bisher bestehende Fachliteratur auf dem Gebiete der Kammgarnspinnerei beschränkt sich auf einige kürzere Werke, die einen Einblick in das Wesen der Spinnerei geben. Für alle diejenigen Angehörigen der Branche, z. B. Kaufleute, welche sich allgemeine Kenntnisse über das Kammgarnspinnverfahren anzueignen beabsichtigen, genügt das Studium der vorhandenen Literatur. Hingegen wurde von Fachschülern, von dem im technischen Betrieb stehenden vorwärtsstrebenden Facharbeiter, Meister, Techniker, Betriebsleiter und allen sonstigen an dem Fabrikationsprozeß beteiligten Praktikern der Kammgarnspinnereibranche das Fehlen eines umfassenden Lehrbuches und Nachschlagewerkes, welches den gesamten Stoff den Anforderungen der Praxis entsprechend erschöpfend behandelt, schon längst als ein Mangel empfunden. Diesem Übelstand soll das vorliegende Werk abhelfen und gleichzeitig diese fühlbare Lücke in der Fachliteratur der Spinnerei ausfüllen.

Dem erfahrenen Fachmann ist es wohl bekannt, daß für viele Berufskollegen der Weg von der Theorie zu der Praxis, d. h. vom Wissen zum Können, zumeist nicht eben, sondern oftmals mit schweren Verirrungen verbunden ist. Ebenso schwer und oft noch dornenvoller gestaltet sich der umgekehrte Weg, wie er von den Praktikern zu gehen ist, welche nur eine Durchschnittsschulbildung genossen haben, ohne Kenntnis der einfachsten arithmetischen Lehrsätze und des technischen Rechnens sind und die dann durch das Studium kurzgefaßter Lehrbücher, sowie solcher fachlichen Abhandlungen, die den Stoff in erster Linie den Anforderungen der Wissenschaft entsprechend behandeln, nicht den erwarteten Nutzen haben und Wissenswertes für ihre Berufsstellung nicht herausfinden können. In Berücksichtigung dieses Umstandes als auch der Tatsache, daß für die nutzbringende Arbeit eines Spinnereifachmannes neben Erfahrungen ein hohes Maß von fachlichem Wissen und Können Voraussetzung ist, haben die Verfasser auf Grund ihrer langjährigen Lehr- und Berufstätigkeit, als Fachlehrer für den gesamten Unterricht über Spinnerei- und Betriebstechnik an der Abteilung „Höhere Spinnenschule“ der Sächsischen höheren Fachschule für Textilindustrie zu Reichenbach i. V., sowie als Meister, Spinnerei-Maschinenkonstrukteur und Betriebsleiter, durch das ganze Werk hindurch auf eine innige Verkettung von Theorie und Praxis hingewirkt und dabei den umfangreichen Stoff in eine leicht faßliche Form gebracht, die es allen Berufsinteressenten, dem Techniker, dem Praktiker, dem Studierenden sowie dem Kaufmann ermöglicht, sich verhältnismäßig leicht in die Fabrikation der Kammgarne gründlich einzuarbeiten. Um das Studium des Werkes bedeutend zu erleichtern, wurde ausgiebiger Gebrauch von der bildlichen Darstellung des Textes gemacht, zu welchem Zwecke von den Verfassern selbst zahlreiche übersichtliche Zeichnungen und Skizzen von allen Maschinen, Apparaten und Einzeltrieben angefertigt wurden.

Das Werk ist geschrieben aus der Praxis für die Praxis und soll sowohl ein Lehrbuch sein für die Studierenden und Anfänger, als aber auch und zwar in erster Linie ein Hilfs- und Nachschlagewerk, in welchem der Praktiker Aufschluß finden kann über alle ihn interessierenden Fragen. Es wurde deshalb von der Aufnahme entbehrlicher Abhandlungen, die rein wissenschaftlichen Wert haben, abgesehen, hingegen haben wir nicht vor der Beschreibung und Berechnung der Maschinen haltgemacht, sondern sind, den praktischen Verhältnissen Rechnung tragend, auf die Wirkungsweise, Behandlung und Bedienung der einzelnen Organe, Einzelgetriebe und Maschinen eingegangen, um ein tiefes Eindringen in das Wesen der Kammgarnspinnerei zu ermöglichen. Außerdem sind zur Einführung und Förderung des Verständnisses des Stoffes in den 6 Teilen

des Werkes zahlreiche, der Praxis entnommene Beispiele und Erfahrungen aufgenommen. Weitere ziffernmäßig festgestellte Erfahrungswerte sind in 64 Tabellen geordnet, den einzelnen Buchteilen eingefügt. Das Werk gliedert sich in sechs Teile.

Der 1. Teil befaßt sich mit dem Herkommen und den Eigenschaften der Schafwolle, gibt Aufschluß über die verschiedenen Wollarten und Qualitäten. Hieran schließen sich die allgemeinen Abhandlungen über Wäscherei, Krempelei und Kämmerei, also die Arbeitsgruppen, durch welche die vom Schaf gelieferte Schmutzwolle in das Grundband der Kammgarnspinnerei, das Kammzugband umgewandelt wird.

Der 2. Teil enthält die elementare Ableitung der arithmetischen Lehrsätze, sowie alle Formeln, die zur Durchführung der maschinen- und spinnereitechnischen Rechnungsarten unbedingt nötig sind. Zahlreiche Anwendungsbeispiele der arithmetischen Lehrsätze und der technischen Formeln ermöglichen es den Lesern, die nur eine allgemeine Schulbildung besitzen, sich mit dieser Materie vertraut zu machen, so daß sie in den Besitz aller der Vorkenntnisse gelangen, die ein nutzbringendes Studium der Spinnereitechnik zur Voraussetzung macht. Weiter enthält dieser Teil die Garnnumerierung, begründete Abhandlungen über Verzug, Dublierung, Drehung, acht Spinnpläne der gebräuchlichsten Nummern, sowie die Prüfung und Kontrolle von Rohmaterial und Garn unter Angabe der neuesten Prüfungsmethoden mittels der neuzeitlichen Apparate.

Die Teile 3, 4, 5 behandeln die Vorbereitung oder Vorspinnerei, die Feinspinnerei und die Zwirnerei mit Weiferei der Kammgarne (Merinogarne). Die in der Kammgarnspinnerei vorherrschend verbreiteten Maschinentypen werden in diesen Kapiteln nach allen Gesichtspunkten hin einer eingehenden Beschreibung und Berechnung unterzogen unter Berücksichtigung und Lösung aller der zahlreichen Fragen, die vom fabrikationstechnischen Standpunkt besonders Interesse und Wert haben. Weiteren Raum nehmen die ausführlichen Abhandlungen ein über die Vorarbeiten, die in den einzelnen Abteilungen beim Anfahren einer neuen Partie systematisch nacheinander durchzuführen sind, sowie die Angaben über Ursachen von Fehlern im Vor- und Feingarn und Zwirn und Maßnahmen zu deren Verhütung und Beseitigung.

Am Schluß der einzelnen Teile sind noch Abhandlungen angegliedert:

im 3. Teil über das Schmelzen und Mischen der Kammzugbänder unter Beifügung von Mischungsbeispielen, sowie über die Garnlagerung.

im 4. Teil über den elektrischen Antrieb der Ringspinnmaschine mit Spinnregler und

im 5. Teil über das Dämpfen und die Versandarbeiten der Garne, sowie ein Abschnitt über die Art und Bezeichnung der Kammwollgespinste.

Der 6. Teil wird ausgefüllt durch die rechnerische Durchführung und graphische Darstellung des Fabrikplanes einer Kammgarnspinnerei mit mehreren Sortimenten. In dieser Abhandlung findet ein guter Teil der im Betriebsleben auftretenden Fragen ihre Lösung, außerdem ist zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit schon bestehender Betriebe die Beherrschung dieses Stoffes Voraussetzung, so daß nicht erst eine zu errichtende Neuanlage Anlaß für das Studium dieses Buchteiles zu sein braucht.

Mit der Herausgabe des vorliegenden Fachwerkes hoffen wir dem Fachschüler ein zweckentsprechendes, leicht verständliches Lehrbuch in die Hand zu geben und gleichzeitig den Mangel eines brauchbaren Hilfs- und Nachschlagewerkes zu beheben. Wir glauben dabei besonders dem Wunsche der vielen Fachleute Rechnung getragen zu haben, die eine theoretische Fachausbildung nicht genossen haben, jedoch bestrebt sind, sich durch Vereinigung des theoretischen Wissens mit dem praktischen Können eine lückenlose Fachkenntnis anzueignen.

**Die Verfasser.**

## Inhaltsverzeichnis.

	Seite
<b>Wissenswertes von der Schafwolle</b> . . . . .	1
Das mikroskopische Aussehen des Wollhaares . . . . .	1
Das Wollvlies, der Stapel . . . . .	2
Die Schafrassen . . . . .	2
Die Eigenschaften der Wolle . . . . .	3
Die Kräuselung 3 — Die Feinheit, Klasseneinteilung 3 — Die Treue des Haares 3 — Die Hygroskopizität 3	
Die wichtigsten Wollarten des Handels . . . . .	4
Kammwolle 4 — Streich- oder Kratzwolle 4 — Merinowollen 4 — Crossbredwollen 4 — Cheviotwollen 4 — Schur- oder Naturwollen 4 — Lamm-Jährlingswolle 5 — Wolle-Rückenwäsche 5 — Gewaschene Wolle 5 — Karbonisierte oder entklettete Wolle 5 — Hautwollen 5 — Futterwolle 5 — Gelbe Wolle 5 — Gerber- oder Raufwolle 5 — Zweiwüchsige oder ab-sätzliche und hungerfeine Wolle 6 — Sterblingswolle 6	

## Die Kammgarnspinnerei.

### Erster Teil.

#### Allgemeine Abhandlung über die Verarbeitung der Rohwolle bis zum fertigen Kammzugband.

##### I. Die Wäscherei.

Das Sortieren der Wolle . . . . .	7
Das Waschen, Trocknen, Ölen . . . . .	8
Die Waschbatterie . . . . .	10
Der Entschweißapparat von Malard 10 — Der Leviathan 11 — Die Hordentrockenmaschine mit Ölvorrichtung 14	
Das Schmelzfett . . . . .	15
Erläuterungen und Angaben über die Wäscherei . . . . .	15

##### II. Die Krempelei.

Zweck des Krepelprozesses . . . . .	15
Die Kratzenbeschläge und deren Wirkungsweise . . . . .	16
Die Kammgarnkrepel . . . . .	17
Durchmesser, minutliche Umdrehungen, sekundliche Umfangsgeschwindigkeiten der Krepelwalzen und deren Beschlagnummern lt. Tabelle 1. 18 — Der Selbstaufleger 18 — Der Entklettungs- oder Vorauflösungsapparat (Droussierapparat) 19 — Die Vorkrepel 19 — Die Hauptkrepel 20 — Die Kanalbandabführung mit Klettenbrecher 21	
Erläuterungen und Angaben über die Krempelei . . . . .	21
Die Kämmung 21 — Die Einstellung der Krepelwalzen. Tabelle 2. 22 — Die Kratzenbandnummern. Tabelle 3. 22 — Das Aufziehen und Schleifen der Kratzen 23 — Der Krepelverzug 23 — Die Auflage- und Ausgabestärken 23 — Die Wechselläder der Krepel 24 — Die Produktion der Krepel 25 — Die Abmessungen der Krepel 25 — Der Kraftbedarf der Krepel 25	

##### III. Die Kämmerei.

Das Strecken der Krepelbänder vor dem Kämmen (Vorstrecke) . . . . .	25
Nadelstabstrecke mit unterem und oberem Hechelfeld (Intersecting) . . . . .	25
Das Kämmen . . . . .	27
Allgemeiner Arbeitsvorgang der Kämmaschinen mit Kammwalze . . . . .	27
1. Periode des Vorkämmens und der Gegenspeisung 28 — 2. Periode des Abreißens und des Nachkämmens 29 — 3. Periode der Speisung 29	

	Seite
Der Kammzug . . . . .	29
Die Kämmlinge . . . . .	29
Der Kammstaub . . . . .	29
Erläuterungen und Angaben zu den Kämmaschinen . . . . .	30
Über das Speisen 30 — 1. Speisen nach dem Abreißen 30 — 2. Speisen während des Abreißen 31 — Die Wirkungsweise des Vorstechkammes für das Speisen nach dem Abreißen 33 — Die Wirkungsweise des Vorstechkammes für das Speisen während des Abreißen 33	
Der Verzug an der Kämmaschine . . . . .	34
Theoretischer Zylinderverzug 35 — Praktisch einzustellender Verzug 35	
Die Produktion der Kämmaschine . . . . .	35
Die Beeinflussung der Produktion je nach Speisungsart durch die Größe der Speiselänge und des Ecartements lt. Tabelle 4. . . . .	36
Die Feststellung des Kämmlingsabganges . . . . .	37
Die Regulierung oder Einstellung der Kämmaschine . . . . .	37
Die Abmessungen der Kämmaschine . . . . .	38
Der Kraftbedarf der Kämmaschine . . . . .	38
Das Nachstrecken nach dem Kämmen . . . . .	38
Das Plätten (Lisieren) mit Waschen . . . . .	38
Die Plättmaschine (Liseuse) von N. Schlumberger & Co. . . . .	38
Erläuterungen und Angaben zur Platte . . . . .	39
Die Produktion der Platte 40 — Der Raumbedarf der Platte 40 — Der Kraftbedarf der Platte 40	
Das Fertigstrecken des Kammzugbandes . . . . .	40

## Zweiter Teil.

### Allgemeine Rechnungsarten und spinnereitechnische Abhandlungen.

Allgemeines über die vier Grundrechnungsarten . . . . .	41
Addieren 41 — Subtrahieren 41 — Multiplizieren 41 — Dividieren 41	
Brüche . . . . .	41
Addieren und Subtrahieren der gemeinen Brüche 42 — Multiplizieren der gemeinen Brüche 43 Dividieren der gemeinen Brüche 43	
Die Gleichungen mit einer Unbekannten . . . . .	44
Proportionen . . . . .	45
Quadrieren und Wurzelziehen . . . . .	45
Die Prozentrechnung . . . . .	47
Die Umfang- und Flächenberechnung des Kreises . . . . .	48
<b>Die Garnnumerierung . . . . .</b>	<b>49</b>
Die metrische oder internationale Nummer 49 — Die englische Nummer 50 — Die französische Nummer 50 — Die Ermittlung der Umrechnungszahlen für die verschiedenen Nummer- systeme 51 — Tabelle 5. der Umrechnungszahlen für die verschiedenen Nummersysteme 51 Längen- und Gewichtseinheiten der verschiedenen Numerierungen 52 — Hierzu Tabelle 6.	
Das Feststellen der Garnnummer (Sortieren) . . . . .	52
Die Sortierweife oder Probehäspel 52 — Die Vorgarnrolle 54 — Die Bogen- oder Quadranten- wage 54 — Die Anwendung der Garnnummerwage 55	
<b>Der Verzug und die Dublierung . . . . .</b>	<b>57</b>
Der Zylinderstreckwerkverzug . . . . .	57
Der Wagenverzug . . . . .	59
Der Wagenzug . . . . .	59
Die Dublierung (Doppelung) . . . . .	59
Die Beziehungen zwischen Verzug, Dublierung und Vorlage-Ausgabenummern bzw. Vorlage-Ausgabe- gewichten . . . . .	60
<b>Die Spinnpläne . . . . .</b>	<b>66</b>
Zulässige Verzüge und Dublierungen der Spinnereimaschinen 67 — Spinnplan I für 24 <sup>er</sup> Ring- spinnngarn 67 — Spinnplan II für 36 <sup>er</sup> Ringspinnngarn 68 — Spinnplan III für 49 <sup>er</sup> Kettgarn 69 — Spinnplan IV für 56 <sup>er</sup> H'-Kette 70 — Spinnplan V für 64 <sup>er</sup> Zwirn 71 — Spinnplan VI für 75 <sup>er</sup> Schuß 72 — Spinnplan VII für 96 <sup>er</sup> Zwirn. (Vollständiger Spinnplan) 73 — Spinn- plan durch Bildung der Quotienten aus Dublierungen und Verzüge 74	
<b>Die Drehung (Draht) und die Festigkeit der Garne . . . . .</b>	<b>75</b>
Der echte Draht 75 — Rechtsdraht 76 — Linksdraht 76 — Der falsche Draht 76 — Der Festig- keitsgrad 77 — Der Drehungskoeffizient oder das Güteverhältnis 77 — Tabelle 7. über Drehungs- koeffiziente pro 10 cm 79 — Tabelle 8. für Drehungskoeffiziente verschiedener Garnarten aus einer A B Partie 79 — Tabelle 9. Drehungskoeffiziente für Cheviotgarne (Kette und Schuß) 80 — Tabelle 10. Spinn- und Zwirndrehungen der Merinozwirne 81 — Tabelle 11. Spinn- und Zwirndrehungen der Cheviotzwirne 81	

	VII
	Seite
Die Ermittlung der Drehungen im fertigen Garn . . . . .	81
Der Drehungszähler oder Drallapparat 81 — Die Drehungsermittlung von Zwirnen 82 — Tabelle 12.	
Ermittelte Drehungen eines 56/2 AI-Zwirnes 83 — Drehungsermittlung von einfachen Garnen 83	
— Tabelle 13. Ermittelte Drehungen eines 48 <sup>er</sup> AI-Feingarnes 85	
Die Ermittlung der Festigkeit und Dehnung im fertigen Garn . . . . .	85
Der Garnfestigkeitsprüfer von L. Schopper, Leipzig 86 — Tabelle 14. Ermittelte Festigkeits- und	
Dehnungszahlen von einem 48/2 AI-Zwirn 88 — Feststellung der Ungleichmäßigkeit der Garne	
88 — Verfahren zur Ermittlung der Festigkeit und Dehnung von einfachen Garnen 89 — Ta-	
belle 15. Ermittelte Festigkeits- und Dehnungszahlen eines 48/1 Garnes 89 — Tabelle 16. und	
17. Sollfestigkeiten von einfachen und zweifachen Garnen 90	
Der Gleichheitsprüfer von L. Schopper, Leipzig . . . . .	91
<b>Die Ermittlung des Feuchtigkeitsgehaltes von Textilfasern . . . . .</b>	<b>91</b>
Wissenswertes vom Konditionierverfahren 91 — Der Feuchtigkeitsprüfer (Konditionierapparat) 98	
— Der Einfluß der Feuchtigkeit auf die Garnnummer 100	
<b>Technische Rechnungsarten und deren Anwendung in der Spinnereitechnik . . . . .</b>	<b>101</b>
Die Umfangsgeschwindigkeit . . . . .	101
Der Riemen- und Rädertrieb . . . . .	102
Der Riemen-, Stahlband-, Seil- und Kettentrieb 102 — Der Zahnrad- und Reibungsrädertrieb	
103 — Zusammengesetzter Rädertrieb 104 — Schnecke mit Schneckenrad 105 — Berechnung	
einer Transmissionsanlage 106 — Berechnung der Transmissionscheibe für eine Feinstrecke 107	
Berechnung des Verzuges aus dem Getriebe . . . . .	107
Die Verzugskonstante oder die Verzugsgrundzahl 109 — Verzugsberechnung einer Wollkrempe 112	
Berechnung der Drehung aus dem Getriebe . . . . .	113
Theoretisches und praktisches Übersetzungsverhältnis 113 -- Verschiedene Berechnungsarten der	
Drehungen der Zwirnmaschine 114	
Der Hebel . . . . .	115

### Dritter Teil.

#### IV. Die Vorbereitung, Vorspinnerei (Präparation).

<b>Die Doppelnadelstabstrecke (Intersecting) . . . . .</b>	<b>119</b>
Die Berechnung der Doppelnadelstabstrecke E.M.G. . . . .	120
Die Wechselräder 120 — Der Verzug 121 — Die minutliche Vorderzylinderlieferung 121. Tabelle 18.	
über Verzüge, Nadelstabschläge und minutliche Lieferung 123 — Die Nadelstabbewegung 124	
— Die Aufwicklungsspannung 125	
Die Berechnung der Doppelnadelstabstrecke N.S.C. . . . .	126
Die Wechselräder 126 — Der Verzug 127 — Tabelle 19. über Verzüge 127 — Die Nadelstab-	
bewegung 129 — Tabelle 20. über Nadelstabschläge 129 — Die Aufwicklungsspannung 131	
Allgemeines über die Wirkungsweise des Nadelfeldes . . . . .	132
Der Bewegungsmechanismus der Nadelfelder der Doppelnadelstabstrecke der E.M.G. . . . .	133
Der Nadelstab der E.M.G. 135 — Die Einstellung der Nadelfelder 135 — Die Ausschaltvor-	
richtung des Nadelfeldtriebes 136	
Der Bewegungsmechanismus der Nadelfelder der Doppelnadelstabstrecke von N.S.C. . . . .	136
Der Nadelstab von N.S.C. 137 — Die Einstellung der Nadelfelder 137 — Die Ausschaltung	
des Nadelfeldtriebes 137.	
Die Streckzylinder und deren Druck- und Putzvorrichtungen . . . . .	138
Tabelle 21. über Durchmesser und Anzahl der Riffeln der Zylinder, Riffelart und Arbeitsbreite 138	
— Die Belastungsvorrichtung der E.M.G. zur Erzeugung des Vorderzylinderdruckes 140 —	
Die Druckvorrichtung von N.S.C. für den Vorderzylinder 142	
Der Antrieb des Spulenwagens der E.M.G. . . . .	143
Der Antrieb des Spulenwagens von N.S.C. . . . .	144
Die Drahterteilung durch Drehtrichter . . . . .	146
Der Drehtrichter der E.M.G. 146 — Der Drehtrichter von N.S.C. 147	
Das Spulengatter der Doppelnadelstabstrecke . . . . .	147
Selbsttätige Abstellung bei Bandbruch von N.S.C. . . . .	147
<b>Die Nitschel- oder Nadelwalzenstrecken (Frotteurstrecken) . . . . .</b>	<b>149</b>
Die Berechnung einer Grobstrecke E.M.G. . . . .	152
Die Wechselräder 152 — Der Verzug 152 — Tabelle 22. über Verzüge 153 — Die Nadelwalzen-	
bewegung 154 — Die Blindzylinderbewegung 155 — Die Abziehbewegung der Nitschelle	
und der Wickelwalzen 156.	
Die Berechnung einer Feinstrecke von N.S.C. . . . .	157
Die Wechselräder 157 — Der Verzug 158 — Tabelle 23. Zusammenstellung der Verzüge 158 —	
Die Nadelwalzenbewegung 158 — Die Nebenverzüge 159.	

	Seite
Die Produktionsberechnung der Vorbereitungsmaschinen . . . . .	160
Tabelle 24. über Wirkungsgrad und Dublierung der Vorbereitungsmaschinen 161.	
Die Nadelwalze . . . . .	161
Tabelle 25. Zusammenstellung der Abmessungen und der Nadelbesteckung der Nadelwalzen der einzelnen Streckdurchgänge für Cheviotwollen 163 — Tabelle 26. Zusammenstellung der Abmessungen und der Nadelbesteckung der Nadelwalzen der einzelnen Streckdurchgänge für Merinowollen 163.	
Antriebsarten der Nadelwalzen . . . . .	163
Der Nadelwalzenantrieb mit Bremse 163 — Der Nadelwalzenantrieb von Richter 164 — Der Nadelwalzenantrieb, Patent Doyen 165.	
Die Streckzylinder und deren Druckvorrichtungen . . . . .	166
Tabelle 27. Zusammenstellung der Durchmesser, der Riffelanzahl und der Arbeitsbreiten der Zylinder der einzelnen Strecken 167 — Die Berechnung der Druckwirkung auf den Vorderzylinder der Grobstrecke von E. M. G. 168 — Die Berechnung der Druckwirkung auf den Vorderzylinder einer Feinstrecke von N. S. C. 168.	
Die Putzvorrichtungen . . . . .	169
Das Nitschelwerk (Frotteurapparat) . . . . .	169
Die Berechnung der Intensität der Nitschelung 170. — Tabelle 28. Die Abmessungen des Nitschelwerkes der einzelnen Streckdurchgänge 172	
Der Antrieb des Spulenwagens . . . . .	172
Der Kurbeltrieb 172 — Der Antrieb durch innenverzahnte Zahnstangenschleife 172 — Der Sonnen- oder Mangelradtrieb 174	
Die Spulengatter . . . . .	176
Die Bandführungen . . . . .	177
der Grobstrecke 177 — der Teilstrecke (Reunion) 178 — der Halbgrobstrecke (Chûte) 178 — der Zwischenstrecken und Feinstrecken 179 — Changiervorrichtung der Fadenführer 179 — Die Definition der Kopfteilung 180	
<b>Der Zähler (Compteur) . . . . .</b>	<b>180</b>
Lieferungskonstante 181 — Zählerwechselkonstante 182 — Die Beziehungen zwischen Nummerwechseln und Spulengewichte 182 — Die Zusammenstellung der Ausgabespulen der Zählerstrecke zum Gesamtvorlagegewicht der folgenden Strecke nach: Methode 1 mit Gewichts-differenzzettel 183 — Methode 2 ohne Verwendung von Gewichtszettel 184 — Methode 3 mit Verwendung von Gewichtszettel für kleine Partien 184	
<b>Das Schmelzen der Vorbereitungsänder . . . . .</b>	<b>185</b>
Die Schmelzvorrichtung der E. M. G. . . . .	186
Schmelzmittel und Schmelzrezepte . . . . .	187
<b>Die Mischung von Kammzugbändern . . . . .</b>	<b>187</b>
Mischungsmethoden, Mischungsbeispiele, Mischschein . . . . .	188
Die Misch-Doppelnadelstabstrecke (Melangeuse) . . . . .	192
<b>Die Vorarbeiten in der Vorspinnerei bei Beginn einer Partie . . . . .</b>	<b>194</b>
<b>Das Einstellen des Streckwerkes . . . . .</b>	<b>195</b>
Tabelle 29. Zusammenstellung der Streckweiten für Merino- und Cheviotwollen . . . . .	196
<b>Ursachen von Fehlern im Vorgarn und Maßnahmen zu deren Verhütung bzw. Beseitigung . . . . .</b>	<b>197</b>
<b>Garnlagerung . . . . .</b>	<b>201</b>

#### Vierter Teil.

#### V. Die Feinspinnerei.

<b>Der Wagenspinner (Selfaktor) . . . . .</b>	<b>203</b>
Der allgemeine Arbeitsvorgang des Wagenspinner . . . . .	203
Die Ausfahrt 203 — Der Nachdraht 204 — Das Rückwinden und Abschlagen 204 — Die Einfahrt 204	
Die grundlegenden Bewegungstrieb der 4 Abschnitte des Wagenspieles . . . . .	205
Die Wagenausfahrt 205 — Die Nachdrahtbewegung 206 — Das Rückwinden und Abschlagen 206 — Die Wageneinfahrt 207	
Das Bewegungswerk des Wagenspinner der elsässischen Maschinenbaugesellschaft . . . . .	209
Die Steuerung 209 — Die Steuerung des Riemens 211 — Die Steuerung des Streckwerkes 212 — Die Steuerung des Wagens 213 — Das Rückwinden und Abschlagen 214 — Die Abschlags-schleifkupplung 215 — Die Wageneinfahrtbewegung 216 — Die Schleifkupplung für die Quadrantenkettentrommel 218	
Die Berechnung des Wagenspinner (Selfaktors) der E. M. G. . . . .	219
Die Wechsellräder 219 — Das Streckwerk 220 — Die Verzugskonstanten. Tabelle 30. Zusammenstellung sämtlicher Verzüge 221 — Die Spindeltouren 222 — Tabelle 31. Zusammenstellung der praktischen Spindelumdrehungen 222 — Die Drehung 222 — a) Spinnen ohne Nach-	

draht 222 — Die Drehungs- und Marschradkonstanten für das Spinnen mit dem Rädervorgelege 223 — Tabelle 32. Zusammenstellung der Drehungen auf 1 cm beim Spinnen mit dem Rädervorgelege 224 — Die Drehungs- und Marschradkonstanten für das Spinnen ohne dem Rädervorgelege 225 — Tabelle 33. Zusammenstellung der Drehungen auf 1 cm beim Spinnen ohne dem Rädervorgelege 225 — Die Beziehungen zwischen Marschrad, Volant, Drehung und Nummer 226 — b) Spinnen mit Nachdraht 227 — Die Drehungs- und Zählerwechselkonstanten 228 — Die Marschradkonstanten 228 — Tabelle 34. Zusammenstellung der Drehungen auf 1 cm für die vorhandenen Zählerwechsel 229 — Der Wagenzug und der Wagenverzug 230 — a) Der Wagenzug 230 — Die Wagenzugkonstanten 230 — b) Der Wagenverzug 231 — Die Wagenverzugskonstanten 232 — Tabelle 35. Zusammenstellung der praktischen Wagenzüge und Wagenverzüge 232 — Die Produktion oder Lieferung des Wagenspinners (Selfaktor) 233 — 1. Die Zeitdauer der Wagenausfahrt 233 — 2. Die Zeitdauer für den Abschnitt Spinnen mit Nachdraht 234 — 3. Die Zeitdauer für das Abschlagen 234 — 4. Die Zeitdauer für die Wageneinfahrt 235 — Die Zeitdauer eines Wagenspielles: für Spinnen ohne Nachdraht 235 — für Spinnen mit Nachdraht 235 — Tabelle 36. Zusammenstellung der Wagenspieldauer 236 — Die Produktionsformeln 236 — Tabellen 37. und 38. Zusammenstellungen der Produktionswerte in Zahlen und Gramm für die Nummern N-40 und 52, bei den verschiedenen Wechselrädern 237 — Tabelle 39. Verlustprocentsätze zur Errechnung der praktischen Produktion. Akkordsätze für 1 kg Garn 238	
Die Aufwindung und ihre Hilfsorgane . . . . .	238
Der Aufbau des Garnkörpers 239 — Der Mechanismus für die Formgebung des Kötzers 240 — Das Schaltrad und dessen Berechnung 244 — Die Drehung der Spindel für die Aufwindung 246 — Der Gegenwinder 254 — Der Spitzenhartwinder 256	
Ursachen fehlerhafter Garnkörper . . . . .	256
Umänderung des Windeapparates von Bobinen auf Cannetten . . . . .	262
Die selbsttätige Regulierung der Laufmutter am Quadranten . . . . .	265
Regulator von J. J. Möckel 265 — Der Regulator von Jean Sax 268 — Der Aufwindespannungs-Regler (Fadenschoner) 270	
Der Wagen und die Spindeln . . . . .	271
Das Streckwerk . . . . .	273
Die Berechnung der Einzelverzüge im Streckwerk des Wagenspinners E. M. G. 274 — Die Berechnung der Vorderzylinderbelastung 275 — Die Zylinderentfernungen 277 — Die Putzvorrichtungen 277	
Die Bandführung . . . . .	277
Die Seile am Wagenspinner . . . . .	277
Tabelle 40. Länge und Stärke der Seile 278	
Die Vorarbeiten in der Selfaktorspinnerei für den Beginn einer neuen Partie . . . . .	278
Tabelle 41. Zusammenstellung der Drehungen/cm, der minutlichen Spindelumläufe, sowie der Zähnezahlen der Schalträder für die gebräuchlichsten Nummern und Copsformen . . . . .	280
Ursachen von Fehlern im Feingarn und Maßnahmen zu deren Verhütung bzw. Beseitigung . . . . .	283
<b>Die Ringspinnmaschine . . . . .</b>	<b>286</b>
Allgemeine Betrachtungen über Drahterteilung und Aufwindung der Flügel- und Ringspinnmaschinen	286
Die Berechnung der Ringspinn-Maschine von N. S. C. . . . .	292
Die Wechselräder 292 — Das Streckwerk 293 — Die Verzugskonstanten 293 — Tabelle 42. Zusammenstellung der Verzüge 293 — Die Spindeltouren 293 — Tabelle 43. Zusammenstellung der praktischen Spindeltouren 294 — Die Drehung 294 — Die Drehungs- und Drahtwechselkonstanten 294 — Tabelle 44. Zusammenstellung der Drehungen pro cm bei den verschiedenen Wechslern 295 — Die Ringbankbewegung 296 — Die Produktion 296 — Tabelle 45. Spindelproduktionen für Garnnummer 40 297 — Tabelle 46. Spindelproduktionen für Garnnummer 24 298 — Tabelle 47. Verlustprocente zur Errechnung der praktischen Produktion 298	
Die Berechnung der Ringspinnmaschine der E. M. G. . . . .	298
Die Wechselräder 299 — Das Streckwerk 300 — Die Verzugskonstanten 300 — Tabelle 48. Zusammenstellung der Verzüge 300 — Die Drehung 300 — Die Drehungs- und Drahtwechselkonstanten 301 — Tabelle 49. Zusammenstellung der Drehungen 301 — Die Ringbankbewegung 301	
Die Ringbankbewegung . . . . .	302
Der Bewegungsmechanismus der Ringbank der Ringspinnmaschine N. S. C. 302 — Die Berechnung des Schaltrades 305 — Der Bewegungsmechanismus der Ringbank der Ringspinnmaschine E. M. G. 308 — Die Schaltradberechnung 310 — Die Konstruktion eines Wagenhubexzentrers 310	
Die Windung des Kegelansatzes . . . . .	313
Die Ringspindel . . . . .	315
Die Booth Sawyer-, Rabbeth- und Gravityspindel 315 — Die Ringspindel der Ringspinnmaschine von N. Schlumberger 316 — Die Ringspindel der Ringspinnmaschine der Elässischen Masch.-Ges. 317 — Allgemeines über die Ringspindel 317	

	Seite
Der Läufering und die Ringläufer (Traveller) . . . . .	318
Das Streckwerk . . . . .	320
Das Streckwerk der Ringspinnmaschine von N. S. C. 321 — Berechnung der Einzelverzüge 321 — Berechnung der Druckbelastung der Streckzylinder 321 — Das Streckwerk der Ringspinnmaschine der E. M. G. 323 — Berechnung der Einzelverzüge 323 — Berechnung der Streckzylinder-Druckbelastung 323 — Die Einstellung der Zylinderabstände für Merino- und Cheviotwollen lt. Tabellen 50, 51. 324	
Anfangen einer neuen Partie . . . . .	325
Anhalte für die richtige Wahl der Ringläufer. Tabelle 52. 326 — Die selbsttätig wirkende Abwindevorrichtung von N. S. C. 327	
Garnfehler und deren Ursachen . . . . .	330
<b>Der elektrische Antrieb der Ringspinnmaschine mit Spinnregler . . . . .</b>	<b>330</b>
Das Spinnregler-Diagramm 332 — Der Spinnregler von Siemens-Schuckert 334	
<b>Parallele zwischen Ringspinnmaschine und Wagenspinner . . . . .</b>	<b>335</b>

## Fünfter Teil.

### VI. Die Zwirnerie.

Allgemeines über das Zwirnen . . . . .	336
Nachteile beim Zwirnen ohne vorherige Dublierung 337 — Vorteile beim Zwirnen bei Verwendung der Dubliermaschine 338	
<b>Die Kreuzdubliermaschine von Rud. Voigt, Chemnitz . . . . .</b>	<b>339</b>
Berechnung der Kreuzdubliermaschine von Rud. Voigt, Chemnitz 341 — Erläuterungen und Angaben zur Kreuzdubliermaschine 343	
<b>Die Zwirnmaschine . . . . .</b>	<b>343</b>
Allgemeines 343 — Die Bauart der Aufsteckgatter 344	
Die Berechnung der Ringzwirnmaschine der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Richard Hartmann, A.-G., Chemnitz . . . . .	346
Die Wechsellräder 346 — Die Spindeltouren 346 — Tabelle 53. Zusammenstellung der praktischen Spindelumdrehungen 347 — Die Drehung 347 — Drehungskonstante — Tabelle 54. Zusammenstellung der Drehungswerte auf 1 cm Zwirnlänge 348 — Die Ringbankbewegung 348 — Die Produktion 348	
Die Wagenbewegung . . . . .	348
Umstellen von Copse auf Cannetten . . . . .	351
Die selbsttätige Abstimmung der Zuführlieferung bei Fadenbruch . . . . .	352
Die Oberzylinderabstellung bei Fadenbruch der Sächs. Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann, A.-G., Chemnitz . . . . .	352
Die Ballonbremsvorrichtung . . . . .	353
Die Spindel . . . . .	354
Anfangen einer neuen Partie . . . . .	354
Anhalte für die richtige Wahl der Ringläufergrößen. Tabelle 55. 354	
Entstehungsursachen fehlerhafter Zwirne . . . . .	355
Allgemeine Erläuterungen und Angaben . . . . .	358

### VII. Die Weiferei.

Allgemeines . . . . .	359
Berechnung der Dockenzahl für ein Bündel, der Garnnummer entsprechend. Beispiele hierzu .	360
<b>Garnweife von Wegmann &amp; Co., Baden . . . . .</b>	<b>362</b>
Selbsttätige Abstimmung bei Fadenbruch 363 — Berechnung der Wegmannweife 364 — Die Produktion der Wegmannweife 365	
<b>Die Packerei . . . . .</b>	<b>365</b>
Das Docken 365 — Die Bündelpresse 366	

### VIII. Das Dämpfen der Garne und die Versandarbeiten.

Der Dämpfapparat von U. Pornitz, Chemnitz . . . . .	367
Die Garneinlegerei und Versandarbeiten . . . . .	368
<b>Die Umspulmaschine von Küchenmeister . . . . .</b>	<b>369</b>
Berechnung der Umspulmaschine 371	

IX. Art und Bezeichnung der Kammwollgespinste.

Weiches Kammgarn — hartes Kammgarn — Merinogarn — Cheviot — Lüstergarn — Melange-  
garn — Vigoureuxgarn — Jaspé oder jaspirtes Garn — Mouliné — Uni — Zephyrgarn —  
Voile — Genappes — Crepongarn — Cheviotgarn — Weftgarn — Lüstergarn — Mohairgarn

Sechster Teil.

X. Spinnerei-Fabrikanlagen.

Allgemeines . . . . .	375
Die Produktionsformeln der Spinnereimaschinen . . . . .	375
Die Wagenspinnerproduktion 375 — Tabelle 56. Zusammenstellung der täglichen effektiven Arbeitszeiten für die verschiedenen Garnnummern 376 — Die Ringspindelproduktion 377 — Tabelle 57. Zusammenstellung der täglichen effektiven Arbeitszeiten für die verschiedenen Garnnummern 377 — Die Zwirnspindelproduktion 378 — Tabelle 58. Tägliche effektive Arbeitszeiten für die verschiedenen Zwirnummern 378 — Die Produktion der Vorspinn- maschinen und der Dubliermaschine 378 — Tabelle 59. Minutliche Lieferungen der Ma- schinen 379 — Die Haspel oder Weife 379	
Die Abmessungen der Maschinen . . . . .	380
Der Wagenspinner 380 — Die Ringspinnmaschine 381 — Die Ringzwirnmaschine 382 — Die Dubliermaschine 382 — Die Haspel oder Weife 383 — Die Vorbereitungsmaschinen 383	
Der Kraftbedarf der Spinnereimaschinen . . . . .	384
<b>Berechnung einer Spinnereianlage . . . . .</b>	<b>385</b>
Berechnung der täglich erforderlichen Ausgabeproduktionen unter Berücksichtigung der Abfall- prozente 385 — Berechnung der Anzahl der Fein- und Zwirnspindeln, sowie der Spulenköpfe der Dubliermaschinen 386 — Berechnung der Durchschnittsnummer der Feinspinnerei 387 — Spulenkopffzahl der Dubliermaschinen 388 — Berechnung der Band- und Kopffzahlen der Vorbereitungsmaschinen für Sortimente I, II, III 388 — Feststellung der Anzahl Maschinen für die einzelnen Streckdurchgänge (Passagen) 392 — Berechnung der Anzahl Feinspinn- maschinen und deren Länge 396 — Einteilung der Maschinen im Raume 400 — Berechnung des Kraftbedarfes der Spinnereianlage 403 — Berechnung der Kraftverteilung für die einzelnen Säle 404 — Berechnung der Transmission 405 — Berechnung der Seilscheibendurchmesser für die Haupttransmissionswellen der einzelnen Stockwerke 406 — Berechnung des Riemens für die Lichtmaschine (Dynamo) 407	

XI. Die Luftbefeuchtungsanlagen.

Zweck und Vorteile der Luftbefeuchtung 408 — Einzelapparate 408 — Zentrale Anlagen 409 — Die Wasseraufnahmefähigkeit der Luft 409 — Die relative Luftfeuchtigkeit 409 — Das Hy- grometer 411 — Lambrechtsche Polymeter 411 — Draka-Hygrometer von Dr. Katz 411	
Einzelapparate . . . . .	412
Der Luftbefeuchtungsapparat mit Druckwasser der Firma Hurling & Biedermann, Zittau i. Sa. 412 — Der senkrechte Luftbefeuchter für Sheddach 414 — Der wagrechte Luftbefeuchter 415 — Körtings Luftbefeuchtungsapparat mit Druckluftbetrieb 415 — Zerstäuber der Firma Gebr. Körting, Körtingdorf b. Hannover 416 — Der Schwimmkugelregulator 417	
Die Zentralanlagen . . . . .	418
Die zentrale Luftbefeuchtungsanlage der Firma Hurling & Biedermann, Zittau i. Sa. 418 — Luftbefeuchtungs- und Ventilationsanlage System Sconfietti 420	

Erklärungen von Abkürzungen.

E. M. G. = Elsässische Maschinenbau-Gesellschaft in Mülhausen i. E.  
N. S. C. = N. Schlumberger & Co., Gebweiler i. E.  
S. M. F. = Sächs. Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann A.-G., Chemnitz i. Sa.

Quellenverzeichnis.

Johannsen, O.: Handbuch der Baumwollspinnerei, Rohweißweberei und Fabrikanlagen. Leipzig 1902  
Brüggemann, H.: Theorie und Praxis der rationalen Spinnerei. III. Nitscheln und Draht und ihre  
mechanischen Hilfsmittel. 1. Teil. Stuttgart 1903.

## Druckfehlerverzeichnis.

- Seite 43, Zeile 6 muß heißen: Nenner mit Nenner multipliziert.
- „ 52, Tabelle 6, 500 g statt 500 m.
- „ 109, Zeile 2,  $V_r$  statt  $n_r$ .
- „ 130, vorletzte Zeile, Tabelle 20 statt 18.
- „ 147, vorletzte Zeile,  $k$  statt  $K$ .
- „ 148, letzte Zeile,  $k$  statt  $K$ .
- „ 155, Zeile 1, 7, 9,  $A_1$  statt  $A$ .
- „ 159, Zeile 3, 30,625 statt 30·625.
- „ 167, Zeile 26, Tabelle 27 statt 26.
- „ 191, im Mischschein 5. Spalte, 1232 statt 1332.
- „ 239, Zeile 17, Abb. 131 statt 130.
- „ 241, Zeile 33, muß heißen: der Windungskörper.
- „ 330, Zeile 11, des Abwindehebels  $H$  statt  $H_1$ .
- „ 352, letzte Zeile,  $Z_1$  statt  $Z$ .
- „ 358, letzte Zeile, Abb. 209 statt 208 und Abb. 208 statt 209.
- „ 402, Zeile 36, Tabelle 64 statt Tabelle 63.
- „ 404, Zeile 15,  $PS_i$  statt  $PS$ .

## Wissenswertes von der Schafwolle.

Unter sämtlichen tierischen Gespinnstfasern nimmt die Schafwolle die hervorragendste Stelle ein und bildet heute wohl überhaupt neben der Baumwolle das wichtigste Rohmaterial der Textilindustrie.

Ein vollkommen entwickeltes Wollhaar besteht, wie eine genauere mikroskopische Untersuchung ergeben würde, aus folgenden drei sich umschließenden Schichten:

1. Die äußere Hornschuppenschicht (Epidermiszellen).
2. Die mittlere hohlzylindrische Rindenschicht.
3. Der innere Markstrang, welcher sich aus runden und ovalen Markzellen zusammensetzt.

Stellenweise kann eine der drei Schichten (je nach der Wollsorte) fehlen.

Das mikroskopische Bild der Wollhaare ist ohne Schwierigkeiten erkenntlich durch die charakteristische Oberflächenstruktur, die durch die dachziegelförmige Übereinanderlage der Epidermiszellen bedingt wird. Es entfallen beispielsweise auf 1 mm 70 bis 100 derartige Zellen, welche die Ursache der Rauheit des Wollhaares bilden und dadurch die Eigenschaft der Spinnbarkeit und der Filzbarkeit im hohen Maße ausmachen.

Gewöhnlich umschließt nicht ein einziges geschlossenes, ringförmiges Schüppchen den Haarschaft, sondern mehrere nebeneinanderliegende Teilschuppen umspannen den vollen Umfang, jedoch bei ganz feinen Auszugswollen von feiner Merino bilden die Epidermisschuppen um den Haarschaft geschlossene Ringe.

Man kann aus dem Aussehen des mikroskopischen Bildes, besonders der Gestalt der Oberhautzellen (Epidermiszellen), der Größe des Durchmessers, der Faserstreifung usw. auf die Qualität des Wollhaares ziemlich weitgehende Rückschlüsse ziehen, wie Abbildungen 1 bis 4 dies deutlich erkennen lassen.

Abb. 1 zeigt das mikroskopische Aussehen eines Wollhaares des Elektorschafes (Merino). Die Epidermisschuppen bilden hier in den meisten Fällen um den Haarschaft geschlossene niedrige Ringe, welche trichterförmig ineinandergesteckt erscheinen. Der Markstrang fehlt (wie bei allen feinen Wollsorten), die Seitenränder sind sehr gezahnt.

Abb. 2 zeigt das Wollhaar eines Negrettischafes (Infantadorasse), welches im Gegensatz zum Elektorschaf hohe Oberhautschuppen hat, welche nur teilweise geschlossen sind und schief verlaufende Auszackungen aufweisen.

Abb. 3 und 4 zeigen Wollhaare des englischen Leicesterschafes. Die den großen Haardurchmesser umspannenden Oberhautzellen bilden nicht einen geschlossenen Ring,

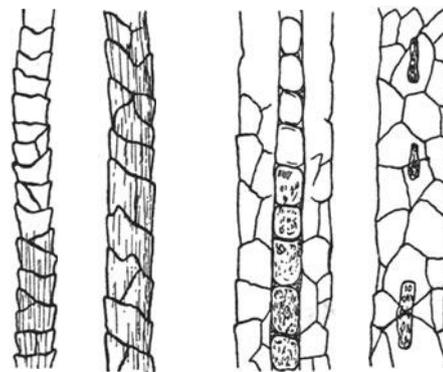


Abb. 1. Abb. 2.

Abb. 3. Abb. 4.

sondern bestehen aus mehreren plattenförmigen Schuppen. Der Markstrang (Abb. 3) und die Markinseln (Abb. 4) sind deutlich zu erkennen, Auszackungen an den Rändern sind nicht wahrzunehmen.

Die Wollhare stehen auf dem Körper des Tieres nicht vereinzelt, sondern in Form von Büscheln oder Strähnen, in welchen sich die einzelnen Haare mit ihren Kräuselungsbögen mehr oder weniger verschlungen haben und durch das Wollfett zusammengehalten werden. Meist hängen mehrere derartige Büscheln oder Strähne lose zusammen und bilden dann einen sogenannten Stapel, während man den gesamten nach der Schur noch zusammenhängenden Wollpelz das Wollvlies bezeichnet. Mit dem Ausdruck „Stapel“ bezeichnet man den Wuchs der Wolle im allgemeinen, man spricht von einem dichten, geschlossenen, niedrigen, hohen, klaren, verworrenen, runden, stumpfen usw. Stapel.

Nach der Wollschur hängt das Vlies vollständig zusammen und je nach den Körperteilen zeigt die Wolle bei ein und demselben Vlies abweichende Beschaffenheit (siehe Sortierung). Man bezeichnet nun das Vlies als gut ausgeglichen, wenn die Wolle an den verschiedenen Körperteilen des Schafes möglichst von gleicher Art ist. Ein Fehler, welcher den Wert der Wolle herabdrückt, ist das vereinzelt Auftreten von sogenannten Stichel- oder Hundshaaren (falsche Haare), das sind lange, grobe, ungekräuselte, glänzende, auch Grannenhaare genannt, die beim Färben keine Farbe annehmen.

Je nach der Verschiedenheit der klimatischen Verhältnisse, der Lebens- und Ernährungsart, der Pflege und Wartung, sowie durch absichtliche Kreuzung tritt das Schaf in einer Anzahl verschiedenartiger Rassen auf, die sich außer in Abweichungen des Körperbaues auch besonders in der Beschaffenheit der Wolle äußert, jedoch werden diese alle auf die zwei Hauptgruppen zurückgeführt, und zwar:

1. Das Höhen- oder Landschaf.
2. Das Niederungsschaf.

Zu der ersten Gruppe gehören folgende:

- a) Das spanische oder Merinoschaf.
- b) Das deutsche Landschaf.
- c) Das französische Rambouilletschaf.
- d) Das veredelte Landschaf, welches durch Kreuzung der beiden erstgenannten Rassen hervorgegangen ist.

Bei fortgesetzter Kreuzung der hieraus entsprossenen Mischlinge kann bis zur siebenten Generation der Unterschied zwischen veredelten Wollen- und Original-Merinos zugunsten der letzteren ausgeglichen werden.

Diese Schafrassen liefern im allgemeinen kürzere, 36 bis 150 mm, feinere und gekräuseltere Wollen, besonders die Wollen der Merino- und veredelten deutschen Landschafe sind infolge ihrer Feinheit, Gleichheit, Elastizität, Festigkeit, sowie durch die feine regelmäßige Kräuselung von höherem Werte, während das unveredelte deutsche Landschaf meist gröbere, spröde, nur mit wenigen und unregelmäßigen Kräuselungsbögen versehene Wolle von geringerem Werte liefert.

Bei den Merinos unterscheidet man wieder zwei Arten, und zwar die Elektoral- und die Negrettirasse (Infantadoschaf). Erstere liefern sehr feine, weiche und geschmeidige Wollen, die im Vlies weniger dicht steht, deren Schweiß sich jedoch leicht auswäscht, während die Wolle der Negrettirasse auf dem Vlies dichter steht und mit einem schwerer auswaschbaren Schweiß durchsetzt ist, das Haar selbst ist gröber und von geringerem Werte als das der Elektoralrasse.

Zur zweiten Gruppe gehören:

- a) Das langwollige englische Leicesterschaf.
- b) Das Marschschaf.
- c) Das Heidschaf (Heidschnucke).
- d) Das ungarische Zackelschaf.

Im Gegensatz zu den Höhenschafen liefern die Niederungsschafe längere (170 bis 550 mm) gröbere Wollen, von höherem Glanz, welche keine ausgesprochene Kräuselung haben, sondern nur leicht wellenartig gelockt sind.

Die technische Verwendbarkeit sowie die Qualität der Wolle ist durch die mannigfachen Eigenschaften derselben bedingt und sind die wichtigsten folgende:

**Die Kräuselung** ist die Eigentümlichkeit der Wolle, sich in Form von kleinen, halbkreisförmigen Bögen zu krümmen und nehmen dieselben mit steigender Feinheit des Wollhaares zu. So beträgt z. B. bei Elektoralwollen, welche diese Eigenschaft in hohem Maße besitzen, die Anzahl der Kräuselungsbögen 32 auf 25 mm; für mittlere Wollen fällt diese Anzahl auf 20 bis 24 und sinkt bei gröberen Wollen auf 10 bis 14 für die gleichbleibende Länge. Bei groben Wollen (Zackel-, Heidschnuck-Wollen) fehlen die Kräuselungsbögen gänzlich.

**Die Feinheit.** Das Wollhaar stellt einen zylindrischen Körper dar von kreisförmigem Querschnitt, dessen Durchmesser (Dicke) maßgebend für die Feinheit ist. Der Durchmesser bzw. die Dicke des Wollhaares schwankt zwischen 0,015 bis 0,04 mm, dies entspricht ungefähr der Feinheitsnummer 4300 bis 600 metr. Bei Wollen von sonst annähernd gleicher Beschaffenheit ist immer die dünnere, d. h. feinere von höherem Wert, dies ist nicht allein durch die höhere Feinheit bedingt, sondern weil auch das Vorhandensein anderer geschätzter Eigenschaften mit der Feinheit des Wollhaares zusammenhängen.

Im Handel ist besonders für Wolle von Merino- und veredelten Schafen folgende Klasseneinteilung üblich, die die Wolle in absteigender Feinheit und Güte folgen läßt:

1. Superelekta	} Feine Wollen	7. Quinta	} Ordinäre Wollen
2. Elekta		8. Sexta	
3. Prima		9. Stücke	} Abfälle
4. Sekunda		10. Locken	
5. Tertia	} Mittelwolle		
6. Quarta			

Für die Kammgarnspinnerei ist dafür eine Buchstabenbezeichnung im allgemeinen eingeführt, und zwar:

A A A A = 4/A	} Elektawolle, Superelekta	B	veredelte Landwolle
A A A = 3/A		C	feine Landwolle
A A = 2/A	feine Merinowolle	D	mittlere Landwolle
A	Merinowolle	E	ordinäre Landwolle

**Die Treue des Haares.** Besitzt das Wollhaar im Wuchse eine gleichbleibende Stärke und Kräuselung, dann spricht man von einer Treue des Haares. Von der Untreue des Haares spricht man, wenn diese vorhin erwähnten Eigenschaften nicht zutreffen. Die Ursache der Untreue ist ein langandauernder Klimawechsel oder eine spärliche Ernährung. (Nässe, große Trockenheit, Krankheiten.)

Weitere geschätzte und wichtige Eigenschaften, welche man außer den genannten von dem Wollhaare fordert, sind: Reine weiße Farbe, hoher natürlicher Glanz, möglichst gleichmäßige Länge (besonders für Kammwollen), Elastizität, Weichheit, Dehnbarkeit, Festigkeit, Geschmeidigkeit, Filzbarkeit (letztere besonders für Streichwollen).

Eine Eigenschaft, welche die Wolle gegenüber den pflanzlichen Spinnfasern in höherem Maße zeigt, ist die Hygroskopizität, d. h. sie nimmt in großen Mengen aus der sie umgebenden Luft Feuchtigkeit auf (bis 40<sup>0</sup>/<sub>0</sub> des Gesamtgewichtes); andererseits wird bei trockener Luft eine Feuchtigkeitsabgabe stattfinden. Diese Eigenschaft hat im Handel das Verfahren über die Feuchtigkeitsgehaltbestimmung bedingt (Konditionierverfahren siehe Seite 91).

Im Wollhandel bringen die Wollen der veredelten Schafrassen die Hauptmasse auf den Markt; im allgemeinen gliedern sich die Wollen wieder in inländische (europäische) und überseeische (Kolonialwollen). Nach ihrem Produktionslande bezeichnet man:

Australwollen (Port Phillip, Sydney, Adelaide, westaustralische und Neuseelandwollen).

La Plata-Wollen. Das sind südamerikanische Wollen und stammen aus: Buenos Aires, Uruguay, Argentinien, Peru, Patagonien, Montevideo.

Capwollen — Südafrikanische Wollen (Ausfuhrplätze: Capstadt, Port Elisabeth, Durban).

Europäische Wollen (deutsche, österreichische, französische, englische, spanische, russische Wollen).

Außerdem spielen im Handel untergeordnete Rollen die Wollen aus der Türkei, Marokko, Persien, Indien, China usw.

Je nach der Beschaffenheit, dem Verwendungszweck und der Art ihrer vorteilhaftesten Verarbeitung belegt man die verschiedenen Wollsorten mit folgenden Bezeichnungen:

**Kammwolle.** Muß sich zur Herstellung eines glatten, geschlossenen, festen, mehr oder weniger weichen Garnes eignen, welches zur Herstellung von solchen Wollgeweben dient, bei welchen die Fäden von keiner Filzdecke überzogen sind, sondern offen und sichtbar auf der Oberfläche des Gewebes liegen. Gewünschte und bevorzugte Eigenschaften dieser Wolle sind: Größere Länge (Merino 80 bis 130 mm; Großbred 120 bis 240 mm), durch welche Festigkeit und glattes Aussehen des Garnes begünstigt wird. Festigkeit, Elastizität, Weichheit und geringe Kräuselung. Als Kammwollen eignen sich die längsten Wollsorten der Merino- und veredelten Landschaft besonders für weichere Garne und von höherer Nummer. Die Wollen der Niederungsschafe, welche besonders schlichte, ungekräuselte Gestalt des Haares aufweisen, jedoch andererseits in der Feinheit den Merinowollen nachstehen, liefern gute Kammwollen für härtere Garne von mittlerer und niedrigerer Nummer.

**Streich- oder Kratzwolle.** Vom Streichgarn, welches aus Streichwolle gefertigt und zur Erzeugung gewalkter tuchartiger Waren verarbeitet wird, verlangt man eine rauhe, moosig aussehende Oberflächenbeschaffenheit, durch welche in der Walke die Bildung der Filzdecke auf dem Gewebe ermöglicht wird. Bevorzugte Eigenschaften der Streichwolle sind: Kürzere Stapellänge, große Feinheit und ausgesprochene Kräuselung, in je höherem Maße namentlich die beiden letzten Eigenschaften einer Wolle eigen sind, desto dichter und feiner wird der in der Walke entstehende Filz. Die kürzeren Wollsorten der Höhenschafe eignen sich besonders für Streichwollen.

Eine scharfe Trennung dieser beiden Klassen ist jedoch nicht möglich, da manche Wollsorten sowohl in der Streichgarnspinnerei als auch in der Kammgarnspinnerei Verwendung finden.

**Merinowollen** bezeichnet man alle feinhaarigen, stark gekräuselten, kürzeren und mittleren Wollsorten. Mit den in den Kammgarnspinnereien, je nach dem Feinheitsgrad der Wolle, geführten Bezeichnungen 4/A, 3/A, 2/A, A, A/B, B sind durchwegs Merinowollen gemeint.

**Großbredwollen** sind mittelschlägige Wollen, entstanden durch Kreuzung von Merinoschafen mit langhaarigen englischen Niederungsschafen. Dieselben besitzen stärkeren Glanz, mittelfeine bis gröbere, ganz schlicht gekräuselte Wollhaare. Nach obenstehender Spinnereibezeichnung käme die Buchstabenbenennung B, B/C, und C<sup>I</sup> in Betracht.

**Cheviotwollen.** Vom englischen Cheviotschafe (Glanzwollschafe). Das Wollhaar ist grob, leicht wellig, hart und besitzt hohen Glanz. Die Benennung in der Spinnerei geschieht für gewöhnlich mit den Buchstaben C<sup>II</sup>, C<sup>III</sup> oder Ch<sup>I</sup>, Ch<sup>II</sup> usw. und liefern diese Wollen je nach ihrer Beschaffenheit das Rohmaterial für die verschiedenen Abstufungen für Weft- und Lüster-Garne.

**Schur- oder Naturwollen** sind die besten und geschätztesten Wollen. Sie werden in dem Zustande, wie sie sich auf dem Körper des lebenden Tieres befinden, also mit allen bis 80% betragenden Verunreinigungen an Schweiß, Fett, Schmutz u. a. abgeschoren, weshalb sie auch mit Schweiß- oder Schmutzwollen bezeichnet werden.

Im allgemeinen findet die Schur regelmäßig einmal im Jahre statt, wodurch man die einschürige Wolle gewinnt. Im Gegensatz zur obigen steht die zweischürige Wolle, die man besonders bei langwolligen Schafrassen durch jährlich zweimaliges Scheren erhält, und ist diese natürlich von auffallend kürzerem Stapel, wie einschürige Wolle vom gleichen Tiere.

Erfahrungsgemäß steigert sich der Wollertrag eines Tieres bis zum sechsten Lebensjahre und nimmt nach dem siebenten Jahre dieser als auch die Güte der Wolle wieder ab.

Für den jährlichen Wollertrag des Schafes gelten bei normalen Verhältnissen folgende ungefähre Erfahrungswerte.

Schafrassen	Mutterschaf	Widder
1. Merino-Elektoralrasse . . . . .	0,8 bis 1,3 kg	1,2 bis 2,25 kg
2. Mer no-Negrettirasse . . . . .	1,2 „ 1,8 „	2,25 „ 3,20 „
3. Veredeltes Landschaf . . . . .	1,3 bis 1,5 kg	
4. Deutsches unveredeltes Landschaf .	1,2 „ 2,8 „	
5. Marschschaf . . . . .	2,4 „ 6,5 „	
6. Heidschaf . . . . .	0,6 „ 1,0 „	

Die Werte 1 bis 5 gelten für einschürige Wolle. 6 ist zweischürige Wolle.

**Lammwolle — Jährlingswolle.** Erstere ist die bei der ersten Schur gewonnene Wolle und zeichnet sich dieselbe durch weichen, seidenartigen Griff aus und besitzt hellere Farbe; ein besonderes Kennzeichen dieser Wollen ist das spitze Auslaufen der Enden. Letztere steht in der Beschaffenheit der Lammwolle nicht besonders nach. Die auslaufenden abgeschnittenen Enden sind im Gegensatze zur Lammwolle infolge ihrer bereits stattgefundenen Schur stumpfer.

**Wolle — Rückenwäsche** (scoured) ist jene Wolle, welche im Gegensatze zur Schweiß- oder Schmutzwolle auf dem Körper des Tieres kurz vor dem Scheren gewaschen wird. Durch diese allerdings nur oberflächliche Reinigung beträgt der Verlust 40 bis 60% vom Gewichte der Schweißwolle.

**Gewaschene Wolle.** Diese hat die Fabrikswäsche durchgemacht, d. h. sie ist durch Waschen und Spülen mittels Maschinen in alkalischen Flüssigkeiten, sowie durch anschließendes Trocknen in reinweißen Zustand versetzt worden unter gleichzeitiger Entfernung des Fettes bis auf ca. 3 bis 5%.

**Karbonisierte oder entklettete Wolle.** Bei dieser Wolle sind die Kletten auf chemischem Wege durch Karbonisation entfernt, d. h. die Wolle wird mit verdünnter Schwefelsäure behandelt, wodurch die pflanzlichen Beimengungen (Kletten) durch einen anschließenden Trockenprozeß verkohlen. Diese Verkohlungsrückstände werden durch eigens hierzu konstruierte Wölfe zertrümmert und ausgeschieden.

**Hautwollen** bezeichnet man solche Wollen, welche von Fellen gesunder, geschlachteter Tiere abgeschoren werden; außer der etwas kürzeren Haarlänge zeigen dieselben keine nennenswerten Qualitätsabweichungen gegenüber den Schurwollen.

**Futterwolle.** Vom Halse und der Brust stammend, sind dieselben durch kleine Futterreste, z. B. Heu, Stroh, Häcksel, stark verunreinigt. Infolge der schwierigen Entfernung dieser Verunreinigung sind solche Wollen weniger gesucht.

**Gelbe Wolle.** Wächst am Bauch und an der Keule des Tieres und ist dieselbe durch die Auswurfstoffe, Urin usw., sowie durch mangelhafte Erneuerung der Streue gelb gebeizt. Diese gelbe Farbe läßt sich selbst durch Bleichen nicht gänzlich entfernen; ein weiterer Nachteil besteht darin, daß diese Wolle die Farbe (Färberei) nicht genügend aufnimmt.

**Gerber- oder Raufwolle.** Dieselbe besitzt geringeren Wert, ist zum Spinnen sehr wohl zu brauchen, besonders wenn sie mit längerer Wolle vermischt wird. Sie wird in der Weißgerberei von den gekalkten Schaffellen abgeschabt und ist durch die Be-

handlung mit der Kalklauge hart, spröde und rauh geworden, so daß sie durch den harten, sandigen Griff, sowie durch die anhaftenden Kalkteilchen erkenntlich ist. Da die Tiere gewöhnlich kurz nach der Schurzeit geschlachtet werden, so ist die Gerberwolle von kürzerer Länge als die Schurwolle.

**Zweiwüchsige oder absätzige und hungerfeine Wollen** sind Wollen von ungleichmäßigem Wuchse, indem das Haar in seiner Länge dünne und dicke und ebenso gekräuselte und schlichte Stellen zeigt. Die Ursachen des ungleichmäßigen Wuchses, welcher ihren geringeren Wert bedingt, ist bei hungerfeinen Wollen in der kargen Ernährung zu suchen, während bei zweiwüchsigen oder absätzigen Wollen Krankheit diesen schlechten Wuchs hervorbringt.

**Sterblingswolle** ist von geringstem Wert, es ist die Wolle, welche vom Vlies kranker verendeter Schafe herkommt. Diese Wolle besitzt geringe Festigkeit und Elastizität und ist zum Färben schlecht geeignet.

## Die Kammgarnspinnerei.

Dieselbe bezweckt, aus den mittel- und langstapeligen und weniger gekräuselten Kammwollen ein glattes, rundes Garn herzustellen, in welchem die einzelnen Fasern eine möglichst parallele Lage zueinander einnehmen. Je nach dem Grad der Feinheit, der Geschmeidigkeit und der Länge des Stapels der Wolle ist die Art der Durchführung des Vorspinnprozesses verschiedenartig und unterscheidet man folgende drei Spinnverfahren:

- A. Das französische Verfahren,
- B. „ englische Verfahren,
- C. „ deutsche Verfahren.

Während Verfahren A, welches das vorliegende Werk behandelt, für die Verarbeitung kürzerer, feinerer und folglich auch gekräuseltere und weichere Wollen Anwendung findet, bewähren sich die unter B und C genannten Spinnverfahren für das Verspinnen von längeren, gröberen und härteren Wollen. Schließlich wäre noch zu erwähnen:

- D. Die Spinnerei der Halbkammgarne.

Das französische oder elsässische Spinnverfahren für die Fabrikation der eigentlichen Kammgarne (Weiche Kammgarne).

Dasselbe kommt für die Herstellung von Kammgarnen für Webzwecke am vorteilhaftesten in Verwendung.

Die Praxis teilt die einzelnen Operationen, welche die Kammwolle zu durchlaufen hat, in folgende Arbeitsgruppen ein:

- |  |  |
|--|--|
| I. Die Wäscherei.  | IV. Die Vorspinnerei (Präparation).              |
| Das Sortieren der Wolle.                                     | Doppelnadelstabstrecke (Intersecting).           |
| Das Waschen, Trocknen und Ölen.                              | Die Nitschel- oder Nadelwalzenstrecken.          |
| II. Die Krempelei.   | V. Die Feinspinnerei.                            |
| III. Die Kämmerei.   | Der Selfaktor (Wagenspinner).                    |
| Das Strecken der Krempelebänder vor dem Kämmen (Vorstrecke). | Die Ringspinnmaschine (Drossel, Throstle).       |
| Das Kämmen.  | VI. Die Zwirnerei.                               |
| Das Nachstrecken nach dem Kämmen (Nachstrecke).              | VII. Die Weiferei.                               |
| Das Plätten mit Waschen.                                     | VIII. Das Dämpfen der Garne und Versandarbeiten. |
| Das Fertigstrecken des Kammzugbandes.                        |  |

## Erster Teil.

# Allgemeine Abhandlung über die Verarbeitung der Rohwolle bis zum fertigen Kammzugband.

## I. Die Wäscherei.

### Das Sortieren der Wolle.

Die nach der Schur noch vollkommen zusammenhängenden Wollvliese werden übereinandergelegt und mechanisch zu Ballen von 200 bis 300 kg zusammengepreßt.

Die erste Arbeit der Wäscherei-Abteilung ist nun das Sortieren. Zu diesem Zwecke werden die von der Verpackung her stark zusammengepreßten Vliese zunächst geöffnet, ausgebreitet, die gelben Wollteile entfernt, die durch Schmutz verhärteten Kotspitzen abgeschnitten und durch Schlagen von 6 bis 10 übereinandergelegten Vliese mit einem kräftigen Stock findet eine grobe Reinigung von Sand und Staub statt, womit gleichzeitig eine Auflockerung der Wolle verbunden ist. Die auf diese Weise aufgelockerten und von den allergrößten Unreinigkeiten befreiten noch zusammenhängenden Vliese werden dann auf einen Sortiertisch ausgebreitet und nach den verschiedenen Körperteilen getrennt und sortiert, da die durch die Feinheit, Länge, Gleichmäßigkeit und sonstigen Eigenschaften bedingte Güte der Wolle der verschiedenen Körperteile desselben Vlieses eine verschiedene ist. So tragen z. B. in absteigender Güte

- |  |                             |
|--|-----------------------------|
| a) Die Schulterblätter                           | } die besten Qualitäten.    |
| b) Die Flanken (Seiten des Leibes)               |                             |
| c) Die Halsseiten                                |                             |
| d) Die Keulen (Seitenflächen der Hinterschenkel) |                             |
| e) Der Nacken                                    | } mittlere Qualitäten.      |
| f) Das Rückgrat                                  |                             |
| g) Das Kreuz                                     |                             |
| h) Die Kehle und Brust                           | } geringere Qualitäten.     |
| i) Der Oberhals                                  |                             |
| k) Die Oberschenkel                              |                             |
| l) Die Schwanzwurzel                             |                             |
| m) Die Stirn                                     | } Abfälle (Locken, Stücke). |
| n) Der Scheitel                                  |                             |
| o) Die Unterfüße                                 |                             |
| p) Der Wolfsbiß (Hinterschenkelteil)             |                             |

Die Wolle am Bauch des Schafes besitzt eine ziemlich hohe Feinheit, wird jedoch in der Güte durch die Unreinigkeiten, welche durch den Urin (gelbe Wollen) und durch das Liegen der Schafe am Boden naturgemäß sich bilden, stark beeinflußt. Je nachdem die Wolle am Bauch des Schafes durch diese ungünstige Beeinflussung mehr oder weniger gelitten hat, zählt man dieselbe zu den feineren oder mittleren Qualitäten.

Die Tischplatte des Sortiertisches bildet einen aus Holzlatten oder starken Stricken bestehenden Rost, durch welchen der Schmutz fallen kann. Um den Tisch sind 4 bis 8 Körbe gestellt zur Aufnahme der verschiedenen Wollpartien. Je genauer und schärfer die Sortierung durchgeführt wird, um so kleiner wird der Prozentsatz des Abfalles (Kämmlinge).

### Das Waschen, Trocknen und Ölen.

Für Streichwollen sind alle Waschmethoden anwendbar, für Kammwollen dagegen nur die Waschverfahren, bei welchen eine Verfilzung der Haare weniger leicht eintritt. Die Verunreinigungen der Wollvliese besteht, abgesehen von den Fremdkörpern, wie Schmutz, Pflanzen- und Futterreste, hauptsächlich aus der mit Schmutz verunreinigten und eingetrockneten Ausdünstung des Tieres, dem Schweiß, d. i. eine Verbindung von Kali und Fett, sowie aus dem ungebundenen Fett des Schweißes, dem Wollfett. Die sogenannte Rückenwäsche bezweckt nur eine oberflächliche Reinigung des löslichen Schmutzes, während zur gründlichen Entfernung des Schmutzes und des Schweißes, sowie des Fettes (bis ca. 1 bis 3<sup>0</sup>/<sub>100</sub> Gehalt) sich die Fabrikwäsche anschließt. Für sandige und klettige Wollen empfiehlt sich vor dem Waschprozeß noch ein leichtes Auflösen und grobes Reinigen durch den Zupfwolf.

Auf Grund von Untersuchungen setzt sich die Rohwolle aus folgenden Substanzen zusammen, welche je nach Qualität und Produktionsland zwischen den angegebenen Grenzen in nachstehenden Prozentsätzen schwanken.

Untersuchungen von Faist<sup>1)</sup>.

Wasser . . . . .	14,40	7,00	6,06	2,70	7,20	3,50
Wollhaar . . . . .	38,00	31,50	72,00	56,00	64,80	78,70
Schweiß und Fett . . . . .	44,30	44,70	21,00	40,00	27,00	16,60
Mechanische Verunreinigungen . . . . .	3,30	16,80	0,94	1,30	1,0	1,20
	<u>100</u>	<u>100</u>	<u>100</u>	<u>100</u>	<u>100</u>	<u>100</u>

Wie aus obiger Tabelle ersichtlich ist, bildet außer dem Wollhaar selbst, der Schweiß und das Fett den Hauptbestand.

Der Wollschweiß besteht nun wieder im allgemeinen aus:

1. wasserlöslichen Kalisalzen,
2. wasserunlöslichen Bestandteilen (Fett).

Die Fabrikwäsche bezweckt außer der Entfernung des Schmutzes hauptsächlich die Ausscheidung des Wollschweißes und Fettes bis zu einem gewissen Grade. Je nach der angewendeten Waschmethode werden die Waschwässer mehr oder weniger wirtschaftlich ausgenützt. Während die rückengewaschene Rohwolle gleich zur eigentlichen Wäsche in den Leviathan gelangt, wird für Schweißwollen vorteilhaft eine Vorwäsche (Entschweißung) in Anwendung gebracht.

Der Zweck der Vorwäsche besteht darin, durch einfaches Auslaugen mit warmem (35 bis 40<sup>0</sup>) weichem Wasser die unter 1. genannten leicht löslichen Kalisalze des Wollschweißes als Pottasche zu gewinnen und zwar durch Eindampfen der Auslaugflüssigkeit und Destillation im Pottaschenofen. 100 kg Schmutzwolle geben durchschnittlich 6 bis 7 kg Pottasche. Diese Wollschweiß-Pottasche findet ihre ausgiebigste Verwendung in der Seifenfabrikation, sowie als Zusatzmittel in die Waschwässer für die Wollwäscherei.

Obwohl bereits durch die Vorwäsche ein kleiner Teil des Fettes emulgiert, besteht die Aufgabe der eigentlichen Wäsche darin, die unter 2. angeführten im Wasser unlöslichen Bestandteile, das Fett, durch Behandlung mit schwachen alkalischen Lösungen oder Seifenlaugen bis auf ca. 1 bis 3<sup>0</sup>/<sub>100</sub> auszuschleiden. Dieses Ausschleiden zerfällt nun in einen chemischen Vorgang, indem ein Teil des Fettes verseift, und in einen

<sup>1)</sup> Aus Ganswindt, „Die Wollwäscherei und Karbonisation“.

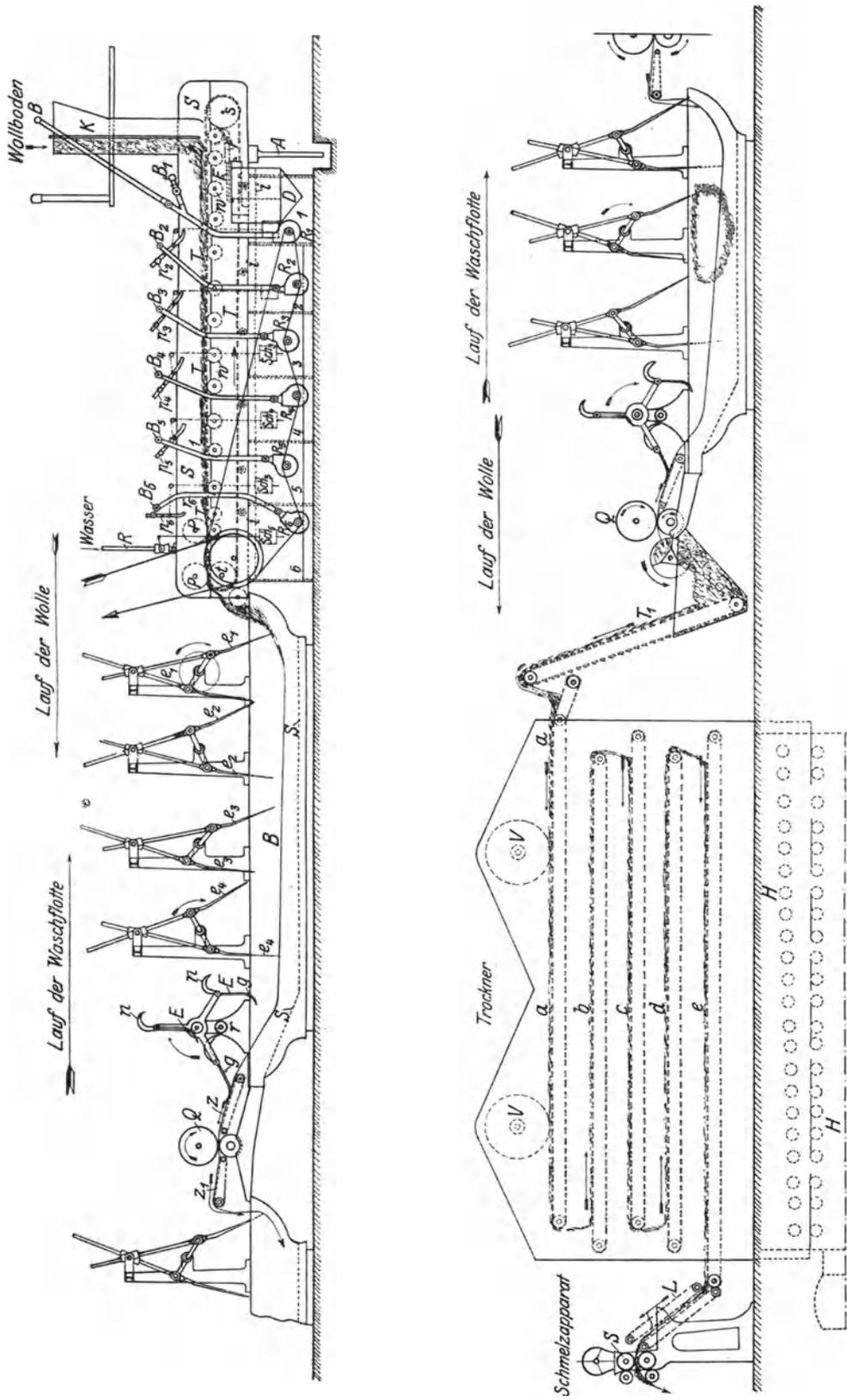


Abb. 5.

mechanischen Vorgang, durch welchen der andere Teil emulgiert, das ist eine Ausscheidung in Form von kleinen Fettkügelchen.

Durch besondere Verfahren kann noch das Wollfett gesondert gewonnen werden, welches dann das Rohmaterial für Lanolin bildet.

Die Fabrikwäsche gliedert sich in folgende drei Arbeitsgruppen:

1. Die Vorwäsche oder das Entschweißen.
2. Die eigentliche Wäsche, Entfetten und Spülen.
3. Das Trocknen und Ölen.

Diese drei Arbeitsgruppen werden auf einer kontinuierlichen und automatisch arbeitenden Maschine, einer sogenannten Waschbatterie, vorgenommen. In Abb. 5 ist eine derartige Waschbatterie der E.M.G. veranschaulicht. Dieselbe zerfällt in:

1. Entschweißungsapparat von Malard.
2. Leviathan, bestehend aus 4 Waschkufen.
3. Hordetrocknenmaschine mit Ölvorrichtung.

**Der Entschweißapparat von Malard.** (Abb. 5.) Im wesentlichen besteht der Apparat aus einem Bottich, welcher der Länge nach durch Wände in 6 Abteilungen 1, 2, 3, 4, 5 und 6 zerfällt, und einem Metalltisch  $T$ . Das Prinzip der Wirkungsweise des Apparates ist folgendes:

Die eventuell von einem Zupfwolf aufgelockerte Rohwolle gelangt durch einen Speisekanal  $K$  mit verstellbarer Rückwand auf den in Richtung 1 laufenden und durch Walzen  $w$  unterstützten bereits erwähnten Metalltisch  $T$ , welcher mit den beiden Seitenwänden  $S$  einen Führungskanal bildet, Welle  $s$  ist beweglich gelagert und dient zur Anspannung des Metalltisches  $T$ . Die auf dem Tisch  $T$  liegende Wolle durchläuft den Apparat in Richtung 1, während der Lauf des Entschweißwassers dem der Wolle entgegengesetzt ist, indem es von oben durch die Wolle in Abteil 6 fließt, und durch eine geeignete Weiterleitung dieses Wassers wiederholt sich der Reihe nach über jedem Abteil ein Durchfließen von oben nach unten, wodurch die Wolle ausgelaugt wird, so daß sich die konzentrierte Lauge im Abteil 1 ansammelt und von hier aus in den Dichtigkeitsmesser  $D$  fließt.

Zur Entnässung der ausgelaugten Wolle sind über der hinteren Treibwalze  $t$ , sowie über der letzten Unterstützungswalze  $w$  je eine Preßwalze  $P$  angebracht. Das zur Entschweißung vorbereitete Frischwasser tritt durch das Rohr  $R$  zwischen den beiden Preßwalzen  $P$  durch die Wolle in das Abteil 6 ein. Der im Abteil 6 vorgesehene Schwimmer  $Sch$  stellt bei einer bestimmten Höhe des Wasserspiegels den Frischwasserzufluß im Rohr  $R$  ab. Die Flügelpumpe  $R_6$  im Abteil 6 fördert von hier mittels Rohr  $r_6$  das Wasser durch das Brauserohr  $B_6$  auf die über Abteil 6 liegende Wolle und rieselt in letzteres zurück. Dieser Wasserkreislauf im Abteil 6 wiederholt sich so lange, als im Abteil 5 genügend Wasser vorhanden ist. Mit dem Fallen des Wasserspiegels in Abteil 5 sinkt entsprechend auch der Schwimmer  $Sch_5$  und bewirkt hierdurch mittels Kettenübertragung eine Schrägstellung der seitlich am Brauserohr  $B_6$  schwingend aufgehängten Platte  $p_6$  (siehe  $p_5$  bis  $p_2$ ), durch welche dann das Wasser von Abteil 6 so lange übergeleitet wird, bis der normale Wasserstand im Abteil 5 wieder erreicht ist. Beim normalen Wasserstande nimmt Schwimmer  $Sch_5$  die frühere Höchstlage ein und bedingt damit die ursprüngliche Vertikalstellung von  $p_6$ , so daß der geschlossene Kreislauf in Abteil 6 wieder hergestellt ist.

Die übrigen 5 Abteile sind mit gleichen Pumpen, Rohrleitungen, Brauserohre und Schwingplatten mit Schwimmer versehen, und in jeder Abteilung spielt sich der oben beschriebene Vorgang ab. Das auf diese Weise durch alle Abteilungen hindurch geflossene mit den Kalisalzen des Wollschweißes stets mehr und mehr gesättigte Entschweißwasser gelangt schließlich in den unter dem Speisekanal bzw. über Abteil 1 angeordneten Fangtrog  $F$ , welcher durch eine Ausflußöffnung mit dem seitlich vom Hauptbottich angeordneten Dichtigkeitsmesser  $D$  in Verbindung steht.

Der Dichtigkeitsmesser  $D$  besitzt ein selbsttätiges Entleerungsventil, welches von

einem Schwimmer derart betätigt wird, daß es einerseits die den Dichtigkeitsmesser füllende Auslaugflüssigkeit zum Abfluß bringt, falls sie die vorgeschriebene Dichtigkeit (bis  $12^{\circ}$  Bé) besitzt, andererseits bewirkt es die Überleitung der Lauge in Abteil 1, wenn dieselbe den gewünschten Dichtigkeitsgrad noch nicht erreicht hat. Die nun den vorgeschriebenen Dichtigkeitsgrad noch nicht erreichte, daher vom Dichtigkeitsmesser in Abteil 1 übergeleitete Lauge wird durch Pumpe  $R_1$  mittels der Brauserohre  $B, B_1$  von neuem auf die im Speisekanal  $K$  befindliche Wolle gespritzt, vom Fangtrog  $F$  wieder aufgefangen und dem Dichtigkeitsmesser  $D$  abermals zugeführt.

Dieser Vorgang wiederholt sich wiederum so oft, bis der gewünschte Dichtigkeitsgrad der Lauge erzielt ist und diese dann durch Vermittlung des erwähnten Schwimmers im Rohr  $A$  abfließt, wodurch das Abfließen der Lauge vom Dichtigkeitsmesser in Abteil 1 unterbrochen wird. Das nun eintretende Fallen des Flüssigkeitsspiegels in Abteil 1 bedingt ein Sinken des Schwimmers und folglich eine Schrägstellung der Schwingplatte  $p_2$ , wodurch die Zuleitung des Spritzwassers aus Abteil 2 in Abteil 1 eingeleitet wird. In dem Maße, wie der Abfluß der gesättigten Lauge stattfindet, wird das Entschweißwasser ersetzt, und zwar indem es der Reihe nach dem Laufe der Wolle entgegen die Abteilungen von 6 bis 1 in der beschriebenen Art und Weise durchläuft.

$i$  sind über die einzelnen Abteile von 1 bis 6 gelegte durchlochte Siebböden, welche die eventuell durch den Tisch  $T$  geschwemmten Wollteilchen zurückhalten. Durch das gemeinschaftliche Zusammenarbeiten des schwingenden Rechens  $e_1$ , mit den Abführwalzen, findet eine regelmäßige Entnahme der entschweißten Wolle vom Metalltisch  $T$  und die Zuführung derselben in die erste Kufe der Waschbatterie dem Leviathan statt, welche sich unmittelbar an den Entschweißapparat anschließt.

**Der Leviathan.** (Abb. 6.) Derselbe schließt sich, wie vorher erwähnt, unmittelbar an den Entschweißapparat an und besteht in den meisten Fällen aus 4 bis 5 Waschkufen; unsere Abb. 5 veranschaulicht einen Leviathan mit

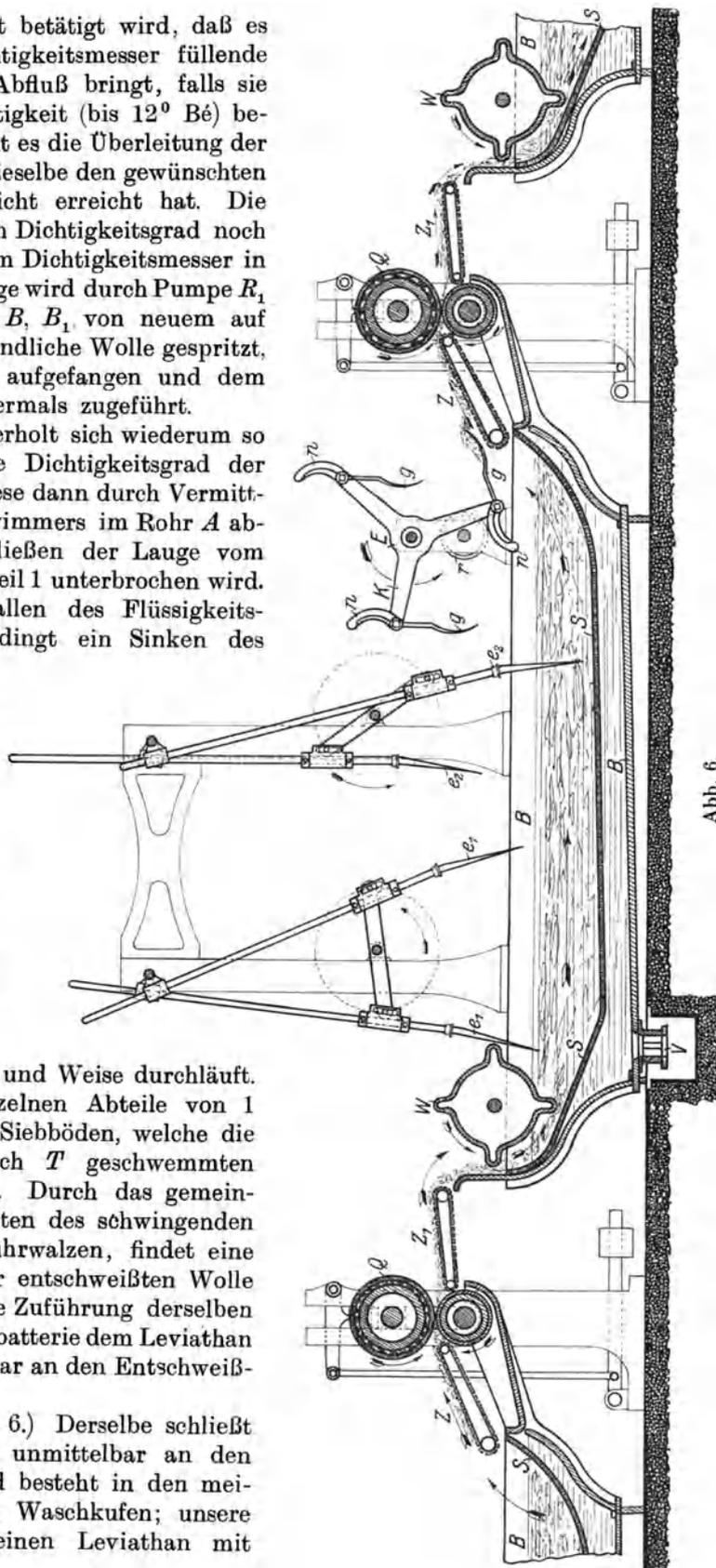


Abb. 6.

4 Waschkufen. Die Ausführung und Wirkungsweise sämtlicher 4 Kufen ist unter sich die gleiche und zwar folgende:

Die Hauptbestandteile, aus welchen sich eine Waschkufe (Abb. 6) zusammensetzt, sind ein länglicher Eisenbottich  $B$  von 5 bis 6,5 m Länge, 1,35 m Breite, 0,85 m Höhe mit einem Waschflotteninhalt von ungefähr 5 m<sup>3</sup>, 2 bis 4 Förderrechenpaare  $e_1$  bis  $e_4$ , ein Ausheber oder Elevator  $E$  und ein Quetschwerk  $Q$ .

Die den Entschweißapparat verlassende und in die erste Waschkufe fallende Wolle wird, nachdem die Eintauchwalze  $W$  diese unter den Flüssigkeitsspiegel gedrückt hat, vom 1. Förderrechenpaar  $e_1$ , das eine kreisende Bewegung ausführt, erfaßt, nach vorne bewegt und gehoben, wodurch schwere Unreinigkeiten ausfallen können. Das nächste Rechenpaar  $e_2$ , welches die gleiche Bewegung ebenfalls durch eine Kurbelwelle erfährt, wird in dem Augenblick von oben her eintauchen, wenn Rechenpaar  $e_1$  austaucht, wodurch eine Abgabe der Wolle vom Rechenpaar  $e_1$  an Rechenpaar  $e_2$  stattfindet. Derselbe Vorgang wiederholt sich zwischen den sich eventuell noch anschließenden Rechenpaaren  $e_3$  und  $e_4$ , so daß die Wolle durch die beschriebene Arbeitsweise gewissermaßen im schwebenden Zustand durch die Waschflotte der Kufe bewegt wird und schließlich an den Elevator  $E$  oder Ausheber gelangt. Der Elevator  $E$  hat den Zweck, die durchgewaschene Wolle aus der Kufe auszuheben und sie dem Zuführgitter  $Z$  des Quetschwerkes  $Q$  zu übergeben. Diese aushebende Wirkung der an dem dreiteiligen Kreuz  $K$  aufgehängten Gabeln  $g$  wird dadurch erreicht, daß die kurvenförmigen Ansätze  $n$  der Gabeln  $g$  sich an der feststehenden Ablenkrolle  $r$  abwälzen und dadurch die Wolle in der Kufe erfassen und sie auf das Zuführgitter  $Z$  legen. Sobald der Kontakt des Kurventeils  $n$  mit der Ablenkrolle  $r$  aufhört, wird durch die Weiterdrehung des Kreuzes  $K$  die Gabel  $g$  durch ihr Eigengewicht in die vertikale Lage zurückpendeln und sich dadurch vom Lattengitter  $Z$  schonend wegziehen.

Die auf das endlose Metalllattengitter  $Z$  aufgelegte Wolle wird dem Quetschwalzenpaar  $Q$  zur Entnässung zugeführt. Die Unterwalze ist mit einem Bronzeüberzug versehen, während die Oberwalze zur Erzielung eines elastischen Druckes gewöhnlich mit Seile und diese wieder mit einem groben Kammzugband umwickelt sind. Die Oberwalze wird mit einer Belastung von ca. 5 bis 9000 kg auf die Unterwalze gepreßt und ist infolge dieses hohen Druckes und der begrenzten Nachgiebigkeit der Oberwalze in dem Stirnräderantrieb der Unterwalze zur Oberwalze auf letzterer eine Sicherheitskupplung vorgesehen, welche bei den naturgemäß stark schwankenden Auflagedicken eine immer gleichbleibende Umfangsgeschwindigkeit der Oberwalze gewährleistet und dadurch ein Zerreiben und Verfilzen der Wolle verhütet.

$S$  ist ein abhebbarer Siebboden, der einerseits das Abfallen von Wollteilchen nach unten in den abgesetzten Schlamm und andererseits das Emporsteigen des unter dem Siebboden  $S$  sich angesammelten Schlammes verhindert. Zur Erreichung der gewünschten Flottentemperatur ist ein Dampfstrahlrohr vorgesehen, durch welches der Dampf direkt in die Flotte strömt, während die gleichmäßige Erhaltung der Temperatur der Flotte ein geschlossenes Dampfheizrohr bewerkstelligt und dadurch eine Verdünnung der Flotte durch das sonst entstehende Kondenswasser verhütet wird.

Die nun in der 1. Waschkufe in der beschriebenen Art und Weise durchgewaschene und vom Quetschwerk  $Q$  entnässte Wolle gelangt nun auf das an der entgegengesetzten Seite des Quetschwerkes angebrachte Abführ-Metallgitter  $Z_1$ , welche es der 2. Kufe zufführt. Derselbe Vorgang wiederholt sich nacheinander in der 2., 3. und 4. Kufe, so daß das Material automatisch den Leviathan von der 1. bis zur 4. Kufe durchläuft, während die Waschflüssigkeit den entgegengesetzten Weg nimmt, d. h. dieselbe wird mittels Injektoren (Dampfstrahlpumpen) von der 4. Kufe (Spülkufe) durch die dazwischen liegenden Kufen bis zur 1. Waschkufe geleitet, hierdurch wird eine rationelle Ausnützung der Waschflotte erzielt. Durch diese entgegengesetzte Laufrichtung (Gegenstromprinzip) der Waschwässer zu der der Wolle werden mit dem Fortschreiten des Reinigungsprozesses der Wolle auch die Waschflotten im gleichen Verhältnis sich ändern, d. h. die Schmutz-

wolle kommt immer mit der schmutzigsten Flotte und die reinste Wolle mit der reinsten Flotte in Berührung.

Wie bereits eingangs erwähnt, bedingt eine rationell arbeitende Wollwäscherei sowohl zum Entschweißen als auch zum Anmachen der Waschflotten ein möglichst weiches Wasser von 4 bis 5°, denn erfahrungsgemäß ist der Verbrauch an Seife um so größer, je härter das Wasser ist. Die Härte des Wassers pflegt man in Härtegraden auszudrücken und wird bedingt durch den Gehalt an Kalk oder Magnesia-salzen und kommt bei einem deutschen Härtegrad auf 100000 Teile Wasser 1 Teil gebrannter Kalk (Kalziumoxyd). Da gewöhnlich das zur Verfügung stehende Wasser (Flußwasser) einen höheren Härtegrad (bis 25°) besitzt, so muß es vor der Verwendung durch besondere Anlagen auf den gewünschten Härtegrad gebracht werden.

Zum Waschen (Entfetten) benützt man nun alkalische Flüssigkeiten, wie Soda-, Pottasche- und Seifenlaugen, die für sich in Lösungen von bestimmten Konzentrationen angesetzt und dann je nach der Wollart den einzelnen mit weichem Wasser gefüllten Kufen in bestimmten Mengenverhältnissen zugeführt werden. Die Stärke der Konzentration der Waschbäder nimmt gegen den Spülbottich 4 hin ab, während die Temperatur ungefähr von 42 bis 50° C zunimmt.

Zum besseren Verständnis möge folgendes Beispiel für die Wäsche einer B-Wolle dienen.

Zu dem weichen Flußwasser der einzelnen Kufen wird hinzugefügt:

Kufe 1 (5 m <sup>3</sup> Inhalt) . .	100 l Seifenlösung (1 kg Schmierseife auf 12 l Wasser),
	25 l Sodalösung (1 kg Soda auf 15 l Wasser),
Kufe 2 (3 m <sup>3</sup> Inhalt) . .	50 l Seifenlösung (wie oben),
	5 l Sodalösung ( " " ),
Kufe 3 ( " ) . .	60 l Seifenlösung ( " " ),
Kufe 4 ( " ) . .	20 l " ( " " ).

Für gröbere und vor allem bei sehr schmutzigen Wollen wird gewöhnlich der Sodazusatz noch etwas erhöht, jedoch beeinflußt die Soda das Wollhaar ungünstig, indem dieselbe besonders feinere Wollhaare hart und spröde macht, weshalb die Anwendung der Soda immer Vorsicht gebietet. An Stelle der Soda verwendet man deshalb bei feineren Wollen (A-Qualitäten) Pottasche, die den Vorzug hat, daß sie auf das Wollhaar schonender einwirkt, ebenso ist die Temperatur der Waschflotten durchschnittlich tiefer zu nehmen (38° C), denn die Erfahrung lehrt, je feiner die Wolle, desto niedriger die Waschflottentemperatur, da mit der Erhöhung der Temperatur der Waschflotte die Neigung der Filzbarkeit, die besonders bei feineren Wollen im höheren Maße vorhanden ist, gesteigert wird.

So wurden z. B. bei Beginn einer neuen Partie Buenos-Aires-Wolle sämtliche Kufen mit 4<sup>1</sup>/<sub>2</sub> bis 5° hartem Wasser von 50° C gefüllt und die Zusätze zu den einzelnen Kufen waren dann folgende:

Erste Kufe 50 l 10 gradige Pottaschenlösung, zweite Kufe 25 l 10 gradige Pottaschenlösung und 30 l Seifenlösung, dritte Kufe 25 l und die vierte Kufe 15 l Seifenlösung.

Die Waschzeit eines Bades dauert gewöhnlich ungefähr 3 Stunden, nach dieser Zeit wird die erste Kufe entleert, während der Flotteninhalt der

2. Kufe in die 1. Kufe,  
 der der 3. " " " 2. "  
 " " 4. " " " 3. "

überführt und die 4. Kufe wieder frisch angesetzt wird. Wie hieraus ersichtlich, benützt man nur für die 4. Kufe (Spülkufe) Frischwasser und für die übrigen drei Kufen die gebrauchten Waschwässer (auch Plattenwasser); durch diese Verwendung der alten Waschwässer wird der Waschprozeß ökonomisch, da der vorhandene Fettgehalt derselben den Verseifungsprozeß des Wollfettes begünstigt.

Die während des Waschprozesses verbrauchte Waschflotte ersetzt man dadurch, daß ungefähr <sup>1</sup>/<sub>3</sub> stündlich in die einzelnen Kufen im bestimmten Mengenverhältnis

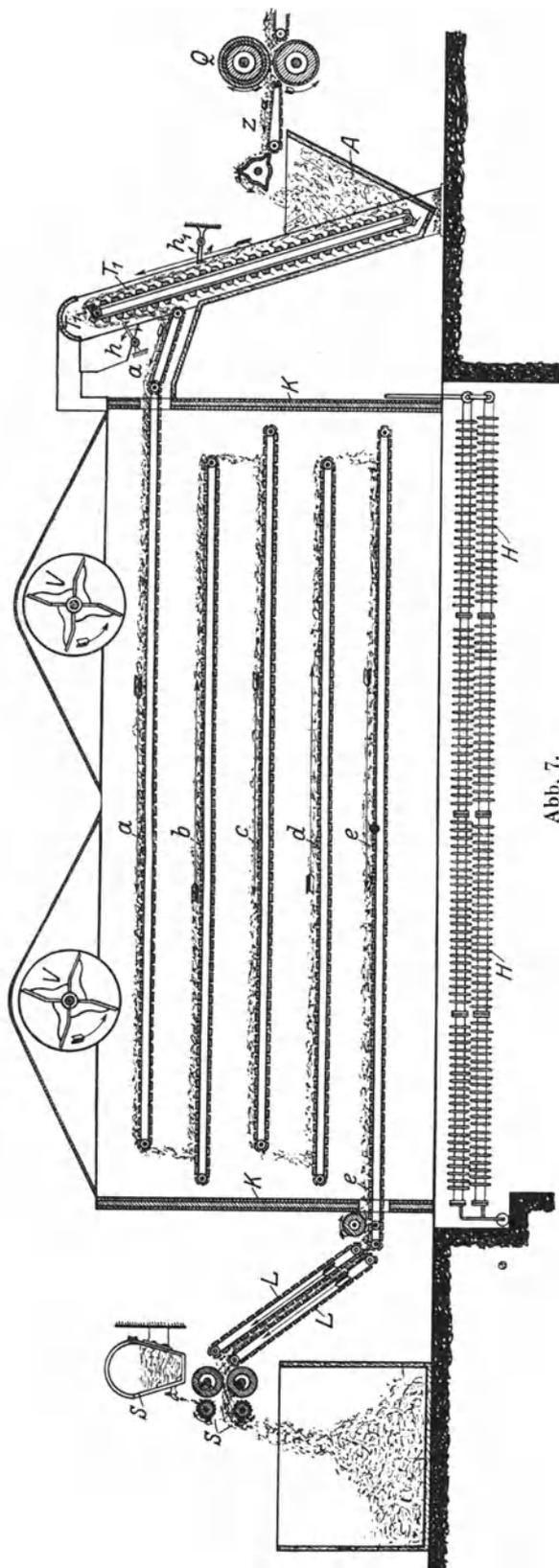


Abb. 7.

Wasser und die Zusatzlösungen und zwar letztere von Hand zugesetzt werden. Bei neueren Anlagen geschieht die kontinuierliche Zuführung des Frischwassers in Kufe 4 und die der Zusatzlösungen zur Erhaltung einer gleichbleibenden Flottenstärke in allen 4 Kufen selbsttätig. Während von Kufe 1 ein fortwährender Abfluß des Schmutzwassers stattfindet, durchläuft das in Kufe 4 zugeführte Frischwasser der Reihe nach durch angebrachte Niveauregulierungen die vorgelagerten Kufen bis Kufe 1 und findet dadurch im selben Maße in allen Kufen ein Ersatz der abfließenden Flotte statt.

**Die Hordentrockenmaschine mit Ölvorrichtung** (Abb. 7). Die vom Quetschwerk  $Q$  des Spülbottiches bis auf ungefähr 30% entnäßte und rein gewaschene Wolle gelangt nun durch ein schräg aufwärts steigendes Nadellattentuch  $T_1$  zum Fertigtrocknen in das Innere der sich unmittelbar anschließenden sogenannten Hordentrockenmaschine, indem das Wollmaterial auf Horde  $a$  fällt. Hacker  $h$  kämmt die Wolle aus dem Nadellattentuch  $T_1$  heraus auf Horde  $a$ , während Hacker  $h_1$  die zuviel erfaßte Wolle in den Sammelkasten  $A$  zurückwirft. Das Material durchläuft der Reihe nach von oben nach unten die in den aus Holz mit Asbestbekleidung bestehenden Trockenkasten  $K$  eingebauten, sich in der Pfeilrichtung bewegenden Drahtthorden (Drahtgeflechte)  $b$ ,  $c$ ,  $d$  und  $e$ . Von  $e$  wird die nun getrocknete Wolle zwischen zwei anschließende endlose Lattentücher  $L$  der Schmelzvorrichtung  $S$  zugeführt.

Durch die unterhalb des Trockenkastens im Boden eingebauten Heizrohre  $H$  wird die mittels Ventilatoren  $V$  angesaugte frische oder vorgewärmte Luft bis auf ungefähr 40 bis 50° C erwärmt, durchstreicht im Gegensatz zum Lauf des Materiales von unten nach oben die Horden  $e$ ,  $d$ ,  $c$ ,  $b$  und  $a$  und verläßt mit Feuchtigkeit gesättigt durch Ventilatoren  $V$  den Trockner.

Das Einfetten, Ölen oder Schmelzen ist nötig für den Krempel- und Kamm-

prozeß. Die schuppenförmige Oberflächenstruktur der Wollfaser bedingt die Rauheit derselben und diese erschwert wieder das Gleiten der Fasern untereinander, wodurch bei der Verarbeitung auf der Krempel und Kämmaschine ein Zerreißen der Haare eintreten würde. Man überzieht deshalb die Wolle vor dem Krempelprozeß mit einer dünnen Fettschicht, wodurch sie einen hohen Grad von Geschmeidigkeit und Schlüpfrigkeit erreicht.

Von einem guten Schmelzfett verlangt man, daß es dünnflüssig und leicht verteilbar ist, schwer oder nur langsam eintrocknet und keine harzigen, die Wolle sowie die Beschläge verschmierende Bestandteile enthält. Außerdem darf das Schmelzöl keine Säuren und keine Alkalien enthalten, weil diese die Haare, Farbe und die Kratzen angreifen. Zur Entfernung des Fettes auf der Platte muß dasselbe vor allem leicht verseifbar sein. Diese Bedingungen erfüllen die pflanzlichen und tierischen Öle, jedoch nicht die Mineralöle.

Das beste und gebräuchlichste Schmelzmittel ist Olivenöl und Erdnußöl.

Der Zusatz an Schmelzöl schwankt je nach der Wollqualität zwischen 1 bis 2%.

### Erläuterungen und Angaben über die Wäscherei.

Die Löslichkeit des Wollschweißes im Wasser oder in schwachen alkalischen Flüssigkeiten ist je nach der chemischen Zusammensetzung und der Schafrasse abweichend. Je nach der schwierigeren oder leichteren Löslichkeit (Waschbarkeit) des Wollschweißes bezeichnet man den Schweiß mit „böartig oder gutartig“. Zu ersteren gehören die sogenannten Pechschweißwollen, deren Schweiß und Fett von klebriger, harziger Beschaffenheit ist, der sich selbst im heißen Wasser oder Seifenflotten nur schwierig löst, während der Gesamtschweiß von „gutartig“ bezeichneten Wollen schon durch einfaches Waschen mit Wasser und durch das leicht emulgierbare Wollfett in der schwachen Waschlauge sich ausscheidet.

Nach dem Verlassen der Trockenmaschine soll die gewaschene Wolle nicht nach Schweiß, sondern nach Seife riechen, ebenso soll sich dieselbe nach dem Trocknen nicht klebrig anfühlen; tritt dieser Fall ein, so muß den Bädern mehr Pottasche oder mehr Seife zugesetzt werden.

Die Waschzeit in der Waschbatterie für die Gesamtwäsche der Rohwolle bis zur reingewaschenen und getrockneten Wolle beträgt etwa 40 Minuten, davon entfallen:

auf das Entschweißen . . . . .	10 Minuten
auf das Waschen in 4 Kufen à Kufe 5 Minuten =	20 „
auf das Trocknen . . . . .	10 „
	zusammen 40 Minuten.

Produktion eines Leviathans bei 8stündiger Arbeitszeit 2000 bis 2400 kg.

## II. Die Kremperei.

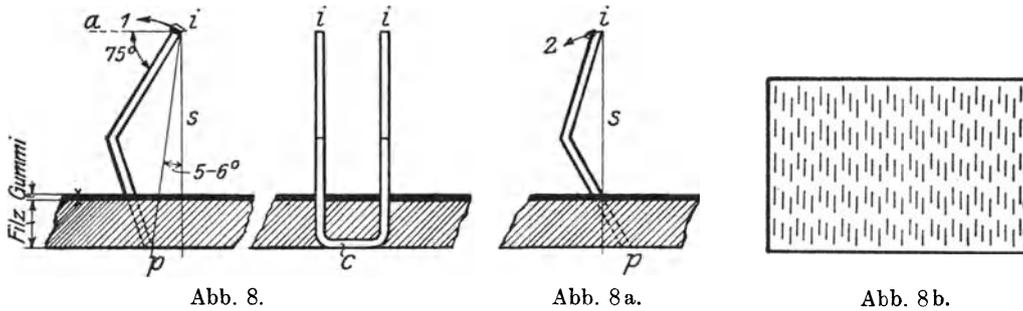
Die gewaschene, aufgelockerte, getrocknete und leicht geschmelzte Kammwolle ist nun vorbereitet für das folgende Krempeln.

Der Zweck des Krempelprozesses ist ein mehrfacher, und zwar:

1. Auflösung des aufgelockerten Materials bis zur Einzelfaser,
2. Entfernung der feineren Unreinigkeiten und Kletten, die durch die Zerlegung in die Einzelfaser frei werden,
3. Ausscheidung der ganz kurzen, unbrauchbaren Fasern,
4. Parallellage der Fasern in die Längsrichtung des Bandes und gleichmäßige Verteilung derselben in der Fläche zur Erreichung eines Vlieses,
5. Umformung des Vlieses in ein Band.

Die unter 1 bis 4 aufgeführten Arbeitswirkungen erzielt man durch die Gegenwirkung von Kratzflächen, mit denen die Oberflächen der arbeitenden Organe der Krempel überzogen sind.

Die Kratzenbeschläge (Abb. 8) oder kurz „Kratzen“ werden in Bandform (bis 60 mm breit) auf die Krempelwalzen unter Belastung spiralförmig aufgezogen und be-



stehen aus dem Kratzentuch, in welches die steifen und elastischen, stumpfwinkligen Stahldrahthäkchen so eingestochen werden, daß sie gleichmäßig auf die ganze Fläche verteilt sind (bis 130 Spitzen auf einem qcm) und gleichlang über die Tuchfläche hervorragen. Damit die Fasern willig in die Kratzen hinein- und herausgleiten, ist der obere Schenkel der Drahthäkchen um  $75^\circ$  gegen die Wagrechte  $a$  geneigt. Während der Arbeitsstellung schwingen die Häkchen um Fußpunkt  $p$  so weit nach Richtung 1 aus, daß sich die Spitzen  $i$  der zusammenarbeitenden Kratzen einander nähern und dann fast berühren, und wird diese Stellung dadurch erreicht, daß der Fußpunkt  $p$  um 5 bis  $6^\circ$  hinter der senkrechten Linie  $s$  durch Spitze  $i$  gelegt wird. Würde Fußpunkt  $p$  rechts vor der Senkrechten  $s$  liegen (Abb. 8a), so würden beim Arbeiten die Spitzen  $i$  in Richtung 2 schwingen, d. h. sie würden sich entfernen, wodurch die Kämmung leiden würde. Zur Erzielung eines festen und elastischen Standes der schwachen Drahthäkchen wird die Oberfläche des Kratzentuches noch mit einer Gummi- oder auch Filzschicht überzogen. Diese Doppelhäkchen sind U-förmig gebogen mit zwei Arbeitsspitzen  $i$ , die durch Steg  $c$  verbunden sind.

Die Wirkungsweise, welche zwischen zwei solchen eng gegeneinander gestellten Kratzwalzen auf das an der Arbeitsstelle liegende Fasermaterial hervorbringen, zeigen folgende Abbildungen, und ist diese Wirkung abhängig von den gegenseitigen Stellungen der Häkchen, von der Drehungsrichtung und von der Geschwindigkeit der Bewegung der Walzen.

Abb. 9 zeigt entgegengesetzt stehende Kratzen, da die Verlängerung der oberen Knieschenkel parallel ineinanderfallen.

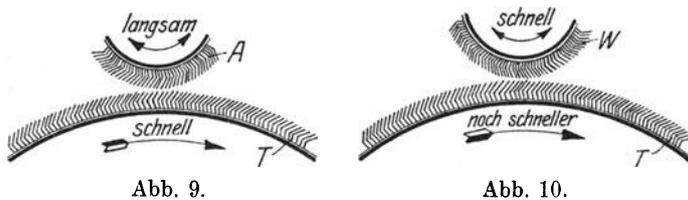


Abb. 9.

Abb. 10.

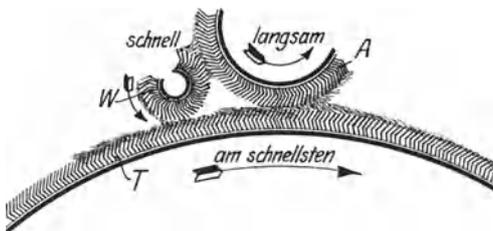


Abb. 11.

Die obere Walze  $A$  läuft langsam vor- oder rückwärts, während sich die Unterwalze  $T$  immer nach vorwärts dreht, so daß die an ihr freihängenden Faserbüschel von den Spitzen der Oberwalze  $A$  erfaßt werden, und da die untere Walze  $T$  schneller läuft, findet an der Arbeitsstelle der Zähne ein Kardieren, d. i. ein Auseinanderziehen, Zerteilen und Strecken der Fasern statt indem gleichzeitig ein Teil Fasern an die Oberwalze  $A$  als

dichter Flor abgesetzt wird. Dieser Vorgang wird in der Praxis allgemein mit Kämmung bezeichnet.

Abb. 10 stellt gleichgerichtete Kratzen dar, da die Verlängerung der oberen Kniehälften der Häkchen sich schneiden. Dreht sich die Oberwalze *W* nach rechts oder links, so werden die an ihren Zahnsitzen hängenden Faserflocken von dem leeren Kratzenbelag der schneller rotierenden unteren Walze *T* an der Berührungsstelle der Häkchen abgenommen.

Diese kardierende und abnehmende Wirkung findet bei jeder Walzenkreppe, zwischen Tambour, Arbeiter und Wender statt, wie Abb. 11 darstellt. Die am Kratzenbeschlag des schnelllaufenden Tambours *T* hängenden Faserflocken werden teilweise von dem entgegengesetzt stehenden Beschlag des langsam laufenden Arbeiters *A* aufgenommen, wobei durch das Vor-eilen des Tambourbeschlages die Wolle zerteilt und gestreckt wird. Die Häkchen des Wenderbeschlages *W* stehen zu jenen des Arbeiters *A* und des Tambours *T* gleichgerichtet, so daß der schnelllaufende Wender *W* die Fasern von Arbeiter *A* abnimmt und der noch schneller laufende Tambour *T* diese von Wender *W* wieder abkämmt. Die Fasern werden also durch *W* wieder an *T* zurückgeführt und können bei der Berührungsstelle mit *A* zur wiederholten Auflösung gelangen.

Für die Vorbereitung fast aller Gespinnstfasern verwendet man Kreppele, bei welchen die beschriebene Arbeitswalzenzusammensetzung und deren Wirkung in Anwendung kommt, außer in der Baumwollspinnerei sind die Arbeiter und Wender durch wandernde Deckel ersetzt. In der Kammgarnspinnerei finden einfache Kreppele, vielfach jedoch Doppelkreppele (kann bis 3 Trommeln haben) Anwendung, welche gewöhnlich noch mit vorgebauten Entklettungsapparat (Droussierapparat) versehen sind. (Abb. 12.)

Meyer-Zehetner, Kammgarnspinnerei.

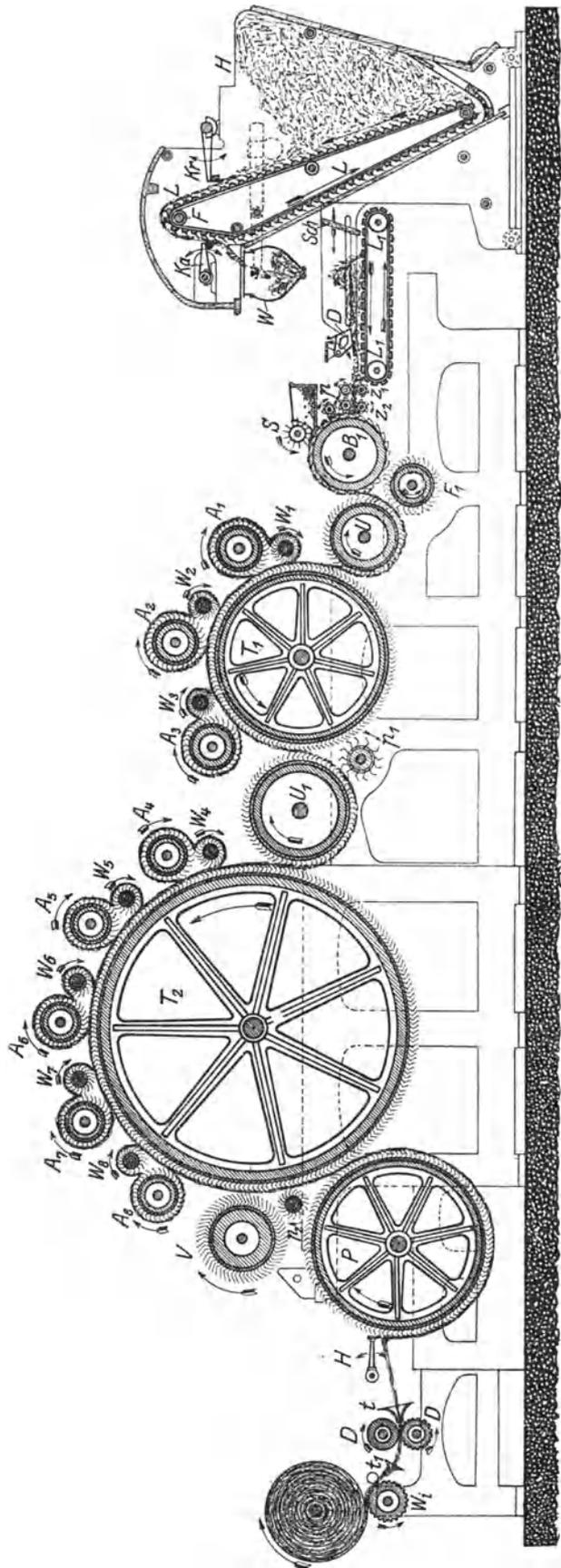


Abb. 12. Die Kammgarnkreppele mit Vorkreppele (Avanttrain), Entklettungs- und automatischem Auflegeapparat.

Tabelle 1.

Benennung der arbeitenden Teile	Buchstabenbezeichnung	Durchmesser mit Garnitur mm	Minutl. Umdrehungen	Sekundl. Umfangsgeschwind. mm	Beschlag Nr. französische
Entklettungsapparat					
Speiselattentuch . . .	$L_1$	90	1,34	6	—
Speisezylinderpaar . . .	$Z_1$	65	0,9	3	Sägezahn
„ . . . . .	$Z_2$	65	1,86	6	„
Vorreißwalze . . . . .	$B_1$	304	14,08	220	„
Klettenschläger . . . . .	$S$	100	739,00	3860	Stahlschienen
Fangwalze . . . . .	$F_1$	210	14,08	150	22
Putzwalze . . . . .	$p$	65	1,91	65	Sägezahn
Übertragungswalze . . .	$U$	310	46,94	760	24
Vorkrempel					
Trommel . . . . .	$T_1$	716	65,71	2460	24
Arbeiter . . . . .	$A_1$	212	11,6	130	24
„ . . . . .	$A_2$	212	10,06	110	24
„ . . . . .	$A_3$	212	8,87	98	26
Wender . . . . .	$W_1 W_2 W_3$	112	128,5	750	22
Putzwalze . . . . .	$p_1$	162	24,46	210	22
Übertragungswalze . . .	$U_1$	432	162,17	3660	26
Hauptkrempel					
Trommel . . . . .	$T_2$	1222	115,0	7354	26
Arbeiter . . . . .	$A_4$	212	24,6	270	26
„ . . . . .	$A_5$	212	21,08	230	26
„ . . . . .	$A_6$	212	18,45	200	28
„ . . . . .	$A_7$	212	16,40	180	28
„ . . . . .	$A_8$	212	14,76	160	28
Wender . . . . .	$W_4$ bis $W_8$	112	402,5	2360	22
Schnellläufer . . . . .	$V$	350	514,31	9420	28
Abnehmer . . . . .	$P$	716	7,74	290	28
Hacker . . . . .	$H$	~	1157,0	Hub $\approx$ 45 Weg = 867	~
Putzwalze . . . . .	$p_2$	112	402,5	2360	24
Abführungswalzen . . .	$D$	112	48,29	233	~
Wickelwalze . . . . .	$W_i$	150	38,64	303	~

**Der Selbstaufleger** (Abb. 12). Die Grundlagen zur Erzielung eines gleichmäßigen Krempelbandes bildet die fortlaufende gleichmäßige Ausbreitung einer bestimmten Wollmenge auf einer gleichbleibenden Flächengröße. Diese Ausbreitung des Materials oder kurzweg die Auflage geschieht auf das Lattentuch der Krempel durch die Hand oder durch die in neuerer Zeit allgemein eingeführten Selbstauflegeapparate mit Wage. Der Kasten  $H$  wird mit dem zu verarbeitenden Material gefüllt. Ein schrägliegendes Nadellattentuch  $L$  füllt sich bei seiner Aufwärtsbewegung mit einer Wollschicht. Die zuviel erfaßte Wolle wird durch den Rückstreichkamm  $K_r$  in den Kasten  $H$  zurückgeworfen, so daß oberhalb  $K_r$  im Nadellattentuch eine gleichmäßige Wollschicht zurückbleibt, welche nun durch Abstreikkamm  $K_a$  in die Wagschale  $W$  abgestreift wird. Nach Aufnahme einer bestimmten Gewichtsmenge sinkt die Wage  $W$  etwas herab, dadurch wird die Triebwelle  $F$  des Nadellattentuches ausgekuppelt, so daß letztere stehen bleibt und die Speisung aufhört. Kurz darauf öffnet sich durch Auseinanderklappen die zweiteilige Wagschale  $W$  und die Wolle fällt auf das langsam sich nach vorn bewegende Lattentuch  $L_1$  der Krempel, wo es durch ein sogenanntes Schieberbrett  $Sch$  zusammengeschieben und durch eine schwingende Druckleiste  $D$  verdichtet wird. Nach Entleerung schließt sich die Wagschale selbsttätig und das Wiegespiel beginnt aufs neue.

Die eigentliche Kammwollkrempel besteht aus:

1. Den Entklettungs- oder Droussierapparat für die Vorauflösung und Rohentklettung.
2. Der Vorkrempel oder Avanttrain für die Zwischenauflösung.
3. Die Hauptkrempel für die Feinauflösung.
4. Dem Bandbildner.

Diese allmählich aufeinanderfolgende Auflösung und Verfeinerung des vorgelegten Materials zwischen den Krempelwalzen beruht auf ein Verziehen oder Strecken und bezeichnet man letzteres kurz als Verzug.

**Der Entklettungs- oder Vorauflösungsapparat** (Droussierapparat) (Abb. 12). Die durch den Auflegeapparat auf das Lattentuch  $L_1$  in gleichmäßig dicker Schicht aufgelegte Wolle wird vom ersten Speisezylinderpaar  $Z_1$  erfaßt und eingezogen. Das zweite Zylinderpaar  $Z_2$  hat eine größere Umfangsgeschwindigkeit, so daß zwischen  $Z_2$  und  $Z_1$  ein leichter Verzug stattfindet, welcher bezweckt, daß einerseits die querliegenden Wollflocken teilweise gerade gerichtet und gestreckt werden und andererseits mit größerer Geschwindigkeit und als dünnere Schicht wie bei einfacher Zylinderzuführung der ersten Vorreißwalze (Briseur)  $B_1$  zugeführt wird, womit eine Schonung des Materials verbunden ist. Briseur  $B_1$  läuft mit bedeutend größerer Umfangsgeschwindigkeit wie Speisezylinderpaar  $Z_2$ , so daß Vorreißwalze  $B_1$  das Material vom Zylinderpaar  $Z_2$  abnimmt, und da der Sägezahnbelag zwischen Vorreißwalze  $B_1$  und der Oberwalze des Zylinderpaares  $Z_2$  entgegengesetzt zueinander stehen, findet hier eine intensive Vorauflösung und ein Verziehen statt. An der Vorreißwalze  $B_1$  dicht eingestellt ist die rasch rotierende Messerwalze  $S$  (Klettenschläger), welche die über den Umfang der Vorreißwalze  $B_1$  herausragenden harten Unreinigkeiten, Kletten (Nuß- oder Steinkletten) u. dgl. abschlägt und in die bei  $S$  angebrachte Blechmulde wirft;  $p$  ist eine Putzwalze, deren Belag mit dem der Oberwalze vom Zylinderpaar  $Z_2$  und dem des Vorreißers  $B_1$  gleichgerichtet ist; da nun die Putzwalze  $p$  mit größerer Umfangsgeschwindigkeit und in gleicher Drehrichtung wie die Oberwalze  $Z_2$  läuft, reinigt nun erstere die letztere von den hängengebliebenen Haaren. Die Vorreißwalze  $B_1$  dreht sich nun im entgegengesetzten Sinne und mit größerer Umfangsgeschwindigkeit wie die Putzwalze  $p$  und findet dadurch eine Abnahme durch Vorreißwalze  $B_1$  statt. Die Unterwalze von  $Z_2$  wird durch die Vorreißwalze  $B_1$  gleichzeitig mitgereinigt. Die sogenannte Übertragungswalze  $U$  ist mit Kratzenbelag bezogen, welcher gegen den Sägezahnbelag der Vorreißwalze  $B_1$  gleichgerichtet steht, und da sich Übertragungswalze  $U$  mit größerer Umfangsgeschwindigkeit und in der entgegengesetzten Drehrichtung wie Vorreißwalze  $B_1$  dreht, nimmt die Übertragungswalze  $U$  das vorgelöste Material nach unten von der Vorreißwalze  $B_1$  ab und übergibt es der Trommel  $T_1$  (Tambour) der Vorkrempel.  $F_1$  ist eine mit Kratzenbelag besetzte Flug oder Fangwalze, die infolge der gewählten Drehrichtung und Kratzenstellung, sowie einer langsameren Umfangsgeschwindigkeit als die Vorreißwalze  $B_1$  und Übertragungswalze  $U$ , erstere von hängengebliebenen Wollflockchen reinigt und sie der Übertragungswalze  $U$  zubringt. Ferner fängt die Fangwalze  $F_1$  diejenigen Flocken auf, welche bei der zwischen den Vorreißer  $B_1$  und Übertragungswalze  $U$  stattfindenden Abnahme nach unten ausfallen.

Bemerkt sei, daß der Entklettungsapparat in verschiedenartigster Walzenanordnung in Ausführung und Verwendung kommt.

**Die Vorkrempel** (Avanttrain) (Abb. 12). Dieselbe besteht aus Trommel  $T_1$  (Tambour) mit drei Arbeiter- und Wendewalzenpaaren  $A_{1,2,3}$  und  $W_{1,2,3}$ , alle diese Walzen sind mit Kratzenbeslag bezogen. Durch den eben beschriebenen Entklettungsapparat ist das vorgelegte Material bereits soweit aufgelöst und von groben Kletten und Unreinigkeiten befreit, daß es nun dem eigentlichen Krempelprozeß, durch die mit feineren Kratzenbeslag bezogenen Walzen der Krempel übergeben werden kann, ohne letztere zu beschädigen. Der Kratzenbelag der Trommel  $T_1$  (kleiner Tambour) ist dem der Übertragungswalze  $U$  gleichgerichtet und durch die ganz bedeutend größere Umfangsgeschwindigkeit von Trommel  $T_1$  in der entgegengesetzten Drehrichtung nimmt letztere die Faserflocken aus der Übertragungswalze  $U$ , womit eine große Ausbreitung und Streckung des Materials und eine gleichzeitige vorbereitende Parallellage der Fasern bewirkt wird. Diese Wollfasern werden sodann von der in entgegengesetzter Richtung und mit einer sehr langsamen Umfangsgeschwindigkeit laufenden Arbeiterwalze  $A_1$ , deren Beslag dem der Trommel  $T_1$  entgegengesetzt gerichtet ist, erfaßt und verzogen

Vom Arbeiter  $A_1$  nimmt diese Fasern die in der gleichen Drehrichtung wie letzterer, aber mit großer Umfangsgeschwindigkeit laufende Wenderwalze  $W_1$ , deren Belag mit der der Trommel  $T_1$  und Arbeiterwalze  $A_1$  gleichgerichtet ist, ab, und wird von der mit noch größerer Umfangsgeschwindigkeit laufenden Trommel  $T_1$  wieder abgenommen.

Dieser Arbeitsvorgang zwischen Trommel, Arbeiter und Wender, wie er auch bereits auf S. 17 nach Abb. 9 bis 11 beschrieben wurde, wiederholt sich am oberen Umfang bei den Arbeiter- und Wenderwalzenpaaren  $A_2 W_2$  und  $A_3 W_3$  noch einmal, wodurch eine schonende Weiteraflösung erreicht wird.

Die Übertragungswalze  $U_1$  (Transporteur) läuft mit größerer Umfangsgeschwindigkeit und in entgegengesetzter Richtung wie Trommel  $T_1$ , und indem der Kratzenbelag zwischen der letztgenannten Walze gleichgerichtet ist, nimmt die Übertragungswalze  $U_1$  nach unten die Wollfasern von Trommel  $T_1$  ab, und auf dieselbe Art und Weise wird das Material durch die sich mit noch größerer Umfangsgeschwindigkeit drehende Haupttrommel  $T_2$  nach oben von der Übertragungswalze  $U_1$  abgenommen. Putzwalze  $p_1$  fängt die bei der zwischen  $U_1$  und  $T_1$  stattfindenden Abnahme nach unten abfallenden Fasern auf und reinigt gleichzeitig die Trommel  $T_1$ , nach demselben Arbeitsvorgang, wie die Putz- oder Fangwalze  $F_1$  für den Vorreiber  $B_1$  und Übertragungswalze  $U$ .

**Die Hauptkrepmpel** (Abb. 12). Dieselbe besteht aus der Trommel  $T_2$  (großer Tambour); mit 5 Paar Arbeits- und Wenderwalzen  $A_4 W_4$  bis  $A_8 W_8$ ; der Schnellwalze  $V$  (Volant) mit Putzwalze  $p_2$  (Volantputzwalze); dem Abnehmer  $P$  (Peigneur) mit Hacker  $H$ . Alle diese Walzen sind ebenfalls mit Kratzenbeschlag bezogen.

Die durch die Vorkrepmpel weiter aufgelöste und durch die Übertragungswalze  $U_1$  an die Trommel  $T_2$  zugeführte Wolle erhält nun durch das bekannte Zusammenwirken der fünf Arbeits- und Wenderwalzenpaare  $A_4 W_4$  bis  $A_8 W_8$  mit der Haupttrommel  $T_2$  eine sich nacheinander wiederholte allmähliche Feinauflösung bis zur Einzelfaser, sowie eine weitere Ausbreitung und vollkommenerer Parallellage.

Die Schnellwalze  $V$  (Volant) ist, wie schon der Name sagt, die an der Krepmpel sich mit größter Umfangsgeschwindigkeit bewegende Walze, durch welche sich die zur Trommel  $T_2$  entgegengesetzt stehenden, langen, dünnen und sehr elastischen Volantkratzen etwas aufrichten und infolge der entgegengesetzten Drehrichtung zur Trommel  $T_2$  durch die Gassen derselben streichen, dabei tiefer in den Trommelkratzen sitzende Wollfasern an die Kratzenoberfläche heben, damit sie später von dem Abnehmer vollständig abgenommen werden können. Putzwalze  $p_2$  fängt die etwa von der Schnellwalze nach unten abgeworfenen Fasern ab, damit dieselben nicht auf den Abnehmer  $P$  fallen, und reinigt gleichzeitig die Kratzen der Schnellwalze  $V$  von angesetzten Fasern, welche sie an die Trommel (Tambour)  $T_2$  zurückgibt. Zu diesem Zweck bewegt sich Putzwalze  $p_2$  mit geringerer Umfangsgeschwindigkeit wie Schnellwalze  $V$  und Trommel  $T_2$  in gezeichneter Drehrichtung, ebenso trägt dieselbe einen Kratzenbeschlag, welcher dem der beiden genannten gleichgerichtet ist.

Die auf der Oberfläche der Haupttrommel  $T_2$  ausgebreiteten und durch den Schnellläufer  $V$  (Volant) hochgehobenen Fasern werden nun von dem sich in der entgegengesetzten Drehrichtung und mit bedeutend geringerer Umfangsgeschwindigkeit laufenden Abnehmer  $P$  (Peigneur) aufgenommen, indem sich das Material gewissermaßen in die zur Trommel  $T_2$  entgegengesetzt stehenden Kratzen des Abnehmers  $P$  hineinschiebt und sich zu einem Flor verdichtet. Aus dem feinen und dichter gesetzten Kratzenbelag des Abnehmers  $P$  wird nun von einem Hacker  $H$ , welcher mit größerer Geschwindigkeit abwärts schwingt als sich der Abnehmer  $P$  dreht (d. h. der Weg, den der Hacker nach unten ausführt, muß für eine bestimmte Zeit größer sein, als der des Abnehmers), das vollkommen aufgelöste Material als dünner, gleichmäßig starker Flor, in welchem sämtliche Fasern in der Längsrichtung liegen, abgekämmt.

**Der Bandbildner** (Abb. 12). Derselbe besteht aus dem Formtrichter  $t$ , dem Abzugs- oder Druckwalzenpaar  $D$ , dem Führungstrichter  $t_1$  und den grob geriffelten Wickelwalzen  $W_i$ . Der vom Hacker über die ganze Breite des Abnehmers  $P$  abgekämmt Flor wird vom

Formtrichter  $t$  zu einem dicken Band zusammengenommen, welches durch die Zylinder  $D$  abgezogen wird und durch den Druck des Oberzylinders eine leichte Verdichtung erhält. Führungstrichter  $t_1$ , der auch als Drehtrichter ausgebildet sein kann, erteilt dann im letzteren Falle dem Bande außer der Führung zur Wickelwalze  $W_i$  noch eine Rundung. Die Wickelwalze  $W_i$ , welche im sogenannten Spulenwagen liegt, führt außer der Drehbewegung nach vorne noch eine in der Achsenrichtung hin und her gehende Bewegung aus, so daß das zugeführte Band in Form einer ca. 400 mm breiten Kreuzspule von ungefähr 350 mm  $\phi$  aufgewickelt wird.

Außer dieser Abführungsart des runden Einzelbandes steht noch, und zwar häufiger in Anwendung, die Abführung und Vereinigung der Einzelbänder von mehreren Krempeln zu einer Breitbandspule und bezeichnet man letztere als

**Die Kanalbandabführung mit Klettenbrecher.** Durch dieselbe erreicht man eine Vergleichmäßigung des Krempelbandes durch Dublieren, unter gleichzeitiger Mischung der Wollfasern, indem sich die Bänder von 6 bis 8 nebeneinanderstehenden Krempeln in einem Kanal, welcher senkrecht zur Längsrichtung derselben angeordnet ist, vereinigen. In diesem Kanal läuft ein endloses Führungstuch, auf welchem sich durch eine geeignete Führung die von den Krempel abgezogenen Breitbänder nacheinander, also in 6 bis 8 Lagen, übereinanderlegen. Durch ein am Ende des Kanals vorgesehenes Streckwerk erhält die 6- bis 8fache Bandschicht eine leichte Streckung und wird dann in Form einer großen Kreuzspule aufgewickelt.

Bei der Kanalabführung ist dann oftmals zwischen dem Abführungstrichter der Krempel und dem Kanaleinlauf ein sogenannter Klettenbrecher eingebaut. Derselbe besteht z. B. aus zwei nebeneinanderliegenden glatten Eisenwalzen mit darüber liegenden belasteten Messerwalzen, deren geneigt stehenden, parallel zur Achse verlaufenden, stumpfen Stahlmesser auf das zwischen Messer- und glatten Unterwalze durchlaufende Breitband einen hohen Druck ausüben und dadurch die Zertrümmerung der noch vorhandenen Spiral- oder Ringkletten bewirken.

### Erläuterungen und Angaben über die Krempelei.

Unter Kämmung versteht man das Auflösen, Zerteilen oder Zerziehen der Faserflocken, die durch noch fest zusammenhängende und wirt durcheinander liegende Fasern gebildet werden bis zur Einzelfaser, wobei die letzteren gleichzeitig in eine gestreckte und gleichgerichtete Lage gelegt werden.

An der Zuführung bildet das Material ein noch mehr oder weniger fest zusammenhängendes Fasergewirr und gegen die Ablieferung hin schreitet durch das ausführlich beschriebene Zusammenarbeiten der Krempelwalzen die Auflösung unter gleichzeitiger, abwechselnder Verstreckung und Verdichtung des Materials, immer mehr und mehr fort, bis auf dem Abnehmer die Entwirrung bis zur gestreckten Einzelfaser und deren Gleichrichten erreicht ist.

Um nun die gute vollkommene Kämmung des Fasermaterials in schonendster Weise zu bewirken, wird der Krempelprozeß nach folgenden drei Gesichtspunkten durchgeführt.

1. Die gegen die Ablieferung hinliegenden Krempelwalzen werden mit Kratzenband von feinerer Nummer bezogen, da mit der Zunahme der Auflösung einerseits der den Kratzen entgegenwirkende Widerstand abnimmt, andererseits aber bedingt die immer größer werdende Ausbreitung des aufgelösten Materials und die dadurch entstehende größere Angriffsfläche eine vermehrte Anzahl Arbeitsspitzen, welche durch die Anwendung des feinnumerischen Kratzenbandes geschaffen werden. Die Beschlagnummern zur Verarbeitung von mittleren und feineren Qualitäten siehe Tabelle 1, Seite 18.

In dem Maße wie die Auflösung bereits fortgeschritten ist, kann ohne Schädigung des Materials sowie der Kratzen die Kämmung zunehmen und erreicht man dies

2. durch die Erteilung eine gegen die Ablieferung hin abnehmende Geschwindigkeit

der Arbeiter, so daß der 1. Arbeiter  $A_1$  der Vorkrempel infolge seiner größten Umfangsgeschwindigkeit und seiner weitesten Einstellung zur Trommel  $T_1$  den noch grob voraufgelösten Wollflocken den kleinsten Widerstand entgegensetzt, womit das Auseinanderziehen mit größter Schonung erfolgt. Ebenso läuft der letzte am dichtesten eingestellte Arbeiter  $A_8$  der Hauptkrempel wieder mit kleinster Geschwindigkeit und setzt dadurch dem feingelösten Wollmaterial entsprechend größeren Widerstand entgegen, d. h. die Kämmung ist hier größer. Siehe Umfangsgeschwindigkeiten von Tabelle 1, Seite 18.

3. Durch eine gegen die Ablieferung hin zunehmende engere gegenseitige Einstellung der Krempelwalzen, wodurch die Kratzenwirkung eine intensivere wird. Die folgende Tabelle 2 gibt eine Zusammenstellung über die Einstellung der Krempelwalzen der beschriebenen Doppelkrempel für Australwollen für einen bestimmten Fall an.

Tabelle 2.

Einzugwalzen $Z_1$	zu Einzugwalzen $Z_2$	nicht verstellbar	} Entklettungs- apparat
" $Z_3$	" Reißwalze $B_1$	1,85 mm	
Klettenschläger $S$	" " $B_1$	0,4 "	
Reißwalze $B_1$	" Übertragungswalze $U$	0,75 "	} Vorkrempel
Übertragungswalze $U$	zu Trommel $T_1$	0,5 mm	
Trommel $T_1$	" Arbeiter $A_1$	1,53 "	
" $T_1$	" " $A_2$	1,15 "	
" $T_1$	" " $A_3$	1,02 "	
Arbeiter $A_1, A_2, A_3$	" Wender $W_1, W_2, W_3$	0,5 "	
Wender $W_1, W_2, W_3$	" Trommel $T_1$	0,5 "	
Trommel $T_1$	" Übertragungswalze $U_1$	0,5 "	
Übertragungswalze $U_1$	zu Trommel $T_2$	0,5 mm	} Hauptkrempel.
Trommel $T_2$	" Arbeiter $A_4$	0,83 "	
" $T_2$	" " $A_5$	0,63 "	
" $T_2$	" " $A_6$	0,50 "	
" $T_2$	" " $A_7$	0,36 "	
" $T_2$	" " $A_8$	0,30 "	
Arbeiter $A_4$ bis $A_8$	" Wender $W_4$ bis $W_8$	0,50 "	
Wender $W_4$ " $W_8$	" Trommel $T_2$	0,50 "	
Abnehmer $P$	" " $T_2$	0,25 bis 0,30 mm	
Hacker $H$	" Abnehmer $P$	0,25 mm	

Der Schnellläufer wird nach Gehör so dicht eingestellt, daß bei der Rotation desselben durch das Aufrichten der Beschlag eine leichte Berührung mit dem des Trommelbeschlages stattfindet, wodurch an der Breitseite der Trommel ein leises Geräusch hervorgebracht wird.

Sämtliche Putzwalzen (Fangwalzen) waren mit 0,5 mm eingestellt.

Zur Einstellung werden Stahlblechleeren von verschiedener Stärke (0,25 bis 0,75 mm) einfach oder zusammengelegt benutzt.

**Die Kratzenbandnummer.** Die Feinheit des Kratzenbandes wird durch Nummerbezeichnung gekennzeichnet und ist dieselbe abhängig von der Feinheit des verwendeten Stahldrahtes, sowie von der Anzahl Spitzen, welche auf eine bestimmte Fläche Kratzenband, systematisch nach einer besonderen Stichart (Abb. 8b) eingestochen sind. Gebräuchlich sind die französischen und englischen Numerierungen, welche in folgender Tabelle 3 ersichtlich sind.

Tabelle 3.

Französische Nr.	Englische Nr.	Einfache Spitzen auf 1 cm <sup>2</sup>	Drahtdicke mm
18	80	61,5	0,36
20	90	70	0,33
22	100	77,5	0,31
24	110	85,2	0,28
26	120	93,1	0,26
28	130	101	0,24
30	140	108,5	0,22
32	150	116,2	0,20
34	160	124,1	0,18

Wie sich aus der Tabelle ergibt, steigt die englische Kratzenbandnummer immer um 10, während die französische Numerierung bloß um 2 steigt.

**Das Aufziehen und Schleifen der Kratzen.** Der Sägezahnbeschlag der Walzen des Entklettungsapparates wird bereits in der Maschinenfabrik in die spiralförmig um den Zylinderumfang verlaufenden Nuten eingestemmt, während die Kratzenbänder der Drahtkratzen in der Spinnerei aufgezogen werden. Wie bereits erwähnt, werden die Kratzen in Bandform von 18 bis 56 mm Breite je nach dem Durchmesser der zu beziehenden Walzen geliefert. Damit nun an den Seitenwänden der zu beziehenden Walzen keine leeren Flächen bleiben, muß das Band, welches in Schraubenlinien um die Walze gelegt wird, sowohl am Anfang als auch am Ende des für den Tambour bis 100 m langen Bandes, nach einer einseitig abgeschrägten Spitze, so zugeschnitten werden, daß die schräg verlaufende Linie der Spitze gleich dem Umfange der zu beziehenden Walze ist, da sie an den Rand derselben zu liegen kommt. Das Kratzenband wird unter hoher Spannung mittels Aufziehbaumes oder besser Aufziehapparates straff von links nach rechts (von vorne gesehen) auf die eiserne Walze aufgezogen und festgenagelt, zu welchem Zwecke an den Seiten der Eisenwalzen in bestimmten Abständen Holzdübel eingesetzt sind. Um ein nachträgliches Lockern der aufgezogenen Bänder zu vermeiden, empfiehlt es sich, die Kratzenbänder mehrere Tage vor dem Aufziehen in einem trockenen, warmen (bis 25°) Raum aufzubewahren. Zum Schutze gegen Rosten der Kratzen trägt man auf die Oberflächen der zu beziehenden Walzen als auch auf die Rückseite des Kratzenbandes eine dünne Schicht von Graphit oder säurefreiem Fett auf.

Eine Hauptbedingung für einen vollkommen guten Kämmungsprozeß sind scharf geschliffene Kratzen, und sobald die Güte des Krempelproduktes nachläßt, ist ein Schleifen der Beschläge besonders derjenigen von Trommel, Abnehmer und Arbeiter vorzunehmen; die Wender sowie der Volant werden seltener geschliffen.

Zum Schleifen benutzt man mit Schmirgelleinwand überzogene Walzen, welche nach Gehör so nahe an die zu schleifende Walze eingestellt sind, so daß beim Laufen ein leises Geräusch zu merken ist. In Verwendung stehen außer der sogenannten Vollwalze, die über die ganze Breite der Krempelwalze reicht, noch die übliche Traversierwalze oder Springer (Horsfall), welche eine Breite von nur 100 mm hat und über die Breite der Krempelwalze unter gleichzeitiger Umdrehung changiert. Vor dem Schleifen werden die Beschläge mittels Handkratzen ausgeputzt, sowie alle etwa niedergedrückten Häkchen aufgerichtet.

**Der Krempelverzug.** Der in der Praxis übliche Gesamtverzug liegt zwischen 60 bis 90 (100)fach und versteht man unter Verzug die Gesamtverfeinerung, welche die am Auflagetisch vorgelegte Wollschicht zwischen den Einzugzylindern  $Z_1$  und dem Abnehmer  $P$  erfährt. Der Verzug kann aus dem Getriebe der Krempel nach derselben Art und Weise wie bei jedem Streckwerk leicht berechnet werden (s. S. 112.) oder man könnte denselben an der laufenden Krempel praktisch dadurch bequem ermitteln, daß man die minutliche Umdrehungszahl von Abzug- und Einzugwalzen bestimmt, welche mit dem Umfange multipliziert die minutliche Lieferung der Walzen angeben würde. Die so erhaltene minutliche Abzugswalzenlieferung durch die minutliche Einzugswalzenlieferung dividiert ergibt den Verzug.

**Die Auflage- und Ausgabestärken** werden in der Krempelei durchwegs in Metergrammgewicht angegeben und liegen die üblichen Ausgabegewichte des Krempelbandes zwischen 7 bis 13 g/m (Gramm per Meter), ebenso steht das Ausgabegewicht im direkten Verhältnis zur Wollfeinheit, d. h. je feiner die Wollqualität, desto feiner wird die Bandstärke gehalten.

Das Auflagegewicht per Meter kann aus dem bekannten Verzug und dem Ausgabegewicht per Meter gefunden werden. Z. B.:

das Ausgabegewicht des Krempelbandes wäre 10 g/m,  
der Verzug wäre ein 80facher.

In diesem Falle würde das Auflagegewicht, auf 1 m Zylinderzuführung:

$$10 \cdot 80 = 800 \text{ g/m}$$

betragen.

Hierzu wäre noch der Verlust, der durch Abfall entsteht, hinzuzuschlagen, und mit 4% in Rechnung gesetzt, wäre das praktische Auflagegewicht:

$$\begin{array}{r} 800 \text{ g} \\ + 32 \text{ g} \\ \hline 832 \text{ g/m.} \end{array}$$

Die Wage des automatischen Auflegeapparates wäre nun so einzustellen, daß auf 1 m Lieferung der Einzugswalzen 832 g Material entfallen, d. h. wiederholt sich z. B. das Öffnen der Wage während 1 m Zuführung dreimal, so müßte das Füllungsgewicht  $\frac{832}{3} = \text{rund } 280 \text{ g}$  sein.

**Die Wechselräder der Krempel.** Die beiden Hauptwechsel der Kammgarnkrempel sind der Einzugs- oder Tischwechsel =  $N_w$  und der Abnehmer- oder Peigneurwechsel =  $A_w$  und dienen beide zur Veränderung des Verzugs (Abb. 43). Durch den ersten kann die Einzugs geschwindigkeit und folglich der Verzug geändert werden und in demselben Verhältnis auch die Produktion. Die Produktion steht zur Größe des Verzugs im umgekehrten Verhältnis, d. h. je größer der Verzug, desto kleiner ist bei gleichbleibendem Auflagegewicht die Produktion, da dann die Einzugs geschwindigkeit eine kleinere wird. Vom Abnehmerwechsel ist die Ausgabegeschwindigkeit des Abnehmers abhängig und folglich auch wieder der Verzug, denn je größer die Abnehmergeschwindigkeit genommen wird, desto dünner wird der entstehende Abnehmerflor, d. h. das abgezogene Krempelband wird feiner. Gewöhnlich ist die Anordnung der Räderübersetzung so getroffen, daß die beiden Hauptwechsel treibende Räder sind, so daß der größte Abnehmerwechsel mit dem kleinsten Einzugswechsel zusammen den größten Verzug ergibt, und umgekehrt, denn je größer der treibende Abnehmerwechsel, desto größer ist die Abnehmergeschwindigkeit, und je kleiner der treibende Einzugswechsel, desto geringere Einzugszylindergeschwindigkeit. Außer den Verzug beeinflußt der Einzugs- und Abnehmerwechsel die Intensität der Kämmung (Auflösung), und zwar ersterer diejenige zwischen Vortambour und Einzugs walzen und letzterer dieselbe zwischen Haupttrommel und Abnehmer und je nach der Antriebsart der Arbeiter dieselbe wieder zwischen Haupttrommel und ersterer. Verursacht der kleinere Einzugswechsel eine langsamere Zuführung, so wird eine bestimmte Zuführlänge (1 cm) auf mehrere Trommelumfänge ausgebreitet und gekämmt werden als bei schnellerer Zuführung, d. h. die Kämmung ist intensiver, ebenso verursacht ein kleinerer Abnehmerwechsel eine geringere Umfangsgeschwindigkeit des Abnehmers, infolgedessen auch eine größere Kämmung, aber im entgegengesetzten Sinne zu ersterer in Form einer Verdichtung und zwar wird je nach der Größe der Zähnezahle des Abnehmerwechsels beispielsweise auf eine 25 bis 35 cm lange Arbeitsfläche des Tambours ausgebreitete Wolle am Abnehmer auf 1 cm verdichtet (Bildung des Flors) und der Widerstand, welchen nun die Kratzen des letzteren denen der Trommel an dessen Berührungsstelle entgegensetzen, wird je langsamer der Abnehmer läuft um so größer, daher die Kämmung zwischen Tambour und Abnehmer intensiver.

Erfolgt der Kettenantrieb der Arbeiter vom Abnehmer aus, dann würde mit der Änderung des Abnehmerwechsels die Umfangsgeschwindigkeit der Arbeiter und damit wieder die Kämmung bzw. die Verdichtung zwischen Tambour und Arbeiter in demselben Verhältnis sich verändern, wie zwischen Trommel und Abnehmer.

Erhalten die Arbeiter vom Tambour vermittelt Rädervorgelege und Kettenübertragung ihren Antrieb, so ist durch die Wechselung des treibenden Kettenrades die Änderung der Arbeiterumfangsgeschwindigkeiten und folglich auch die Kämmungen zwischen Tambour und Arbeitern genau in derselben Weise wie durch den Abnehmerwechsel der vorher beschriebenen Antriebsart zu erreichen.

Außer den erwähnten Wechsellrädern ist in dem Antrieb der Abzugswalzen vom Abnehmer aus ein Abzugswechsel vorgesehen, durch welchen man in der Lage ist, die Umfangsgeschwindigkeit der Abzugswalzen im Einklang mit derjenigen des Abnehmers zu bringen. Es ist vorteilhaft, die Umfangsgeschwindigkeit der Abzugszylinder etwas kleiner zu nehmen als diejenige des Abnehmers, so daß ein Verzug unter 1 entsteht, d. h. das Vlies wird ganz wenig durchhängen. Wird nämlich die Anspannung im abzukämmenden Vlies infolge zu großer Abzugsgeschwindigkeit zu groß, so kann dies Löcher im Vlies und Risse am Rande desselben zur Folge haben.

Die Produktion ist abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit der Abzugswalzen und der Bandstärke und letztere wieder von der Größe des Auflagegewichtes und der Zuführungsgeschwindigkeit.

Z. B. Die Bandstärke des Krempelbandes wäre 10 g/m,  
die sekundliche Abführungsgeschwindigkeit der Abzugswalzen nach Tabelle 1 ist für unsere Krempel 0,28 m.

Dann ist die minutliche Lieferung:

$$\begin{aligned} & 0,28 \cdot 60 = 16,80 \text{ m} \cdot 10 \text{ g} = 168 \text{ g}, \\ & \text{die stündliche} \quad \dots \quad 168 \text{ m} \cdot 60 \text{ g} = 10,08 \text{ kg}, \\ & \text{die tägliche (10 Stunden)} \quad \dots \quad 10,08 \text{ m} \cdot 10 \text{ g} = 100,80 \text{ kg}. \end{aligned}$$

Rechnet man durchschnittlich 1 Stunde Zeitverlust, verursacht durch Ausputzen, Schleifen usw., so beträgt die wirkliche oder effektive Leistung:

$$10,08 \cdot 9 = 90,72 \text{ kg pro Tag.}$$

Die Abmessungen der Krempel sind je nach System verschieden. Die in Abb. 12 im Schnitt gezeichnete Kammgarnkrempel mit Selbstaufleger und Wickelapparat hat einen Raumbedarf von

$$\begin{aligned} & 6,600 \text{ m Länge,} \\ & 2,700 \text{ m Breite,} \end{aligned}$$

bei einer Arbeitsbreite von 1550 mm.

Die Maschinen werden ausgeführt zu 1250, 1400, 1500, 1520 und in neuester Zeit zu 1550 mm Arbeitsbreite. Die Krempelwalzendurchmesser siehe aus Tabelle 1, Seite 18.

Der Kraftbedarf der Kammgarn Doppelkrempel beträgt je nach der Arbeitsbreite-Ausführung, System und Geschwindigkeiten 4 bis 5 PS.

Nähere Angaben über Beschlagnummern und Geschwindigkeitsverhältnisse der Krempelwalzen sind aus Tabelle 1, Seite 18 ersichtlich.

### III. Die Kämmerei.

#### Das Strecken der Krempelbänder vor dem Kämmen (Vorstrecken).

Die Wolle ist wohl im Krempelband vollständig aufgelöst, aber die Haare liegen noch nicht völlig gleichgerichtet, sondern teilweise noch wirr durcheinander, so daß die Lunte (Krempelband) noch viele dicke und dünne Stellen zeigt.

Damit nun die noch quer und schräg im Krempelband liegenden langen guten Fasern bei dem darauffolgenden Kämmen nicht zerrissen werden und dann mit in die Kämmlinge gelangen, müssen erstere sämtlich in die Längsrichtung des Bandes zu liegen kommen, und um auch die Ungleichmäßigkeiten in der Banddicke auszugleichen, erfolgt vor dem Kämmen ein Parallelisierungsprozeß, der in einem 3- bis 6fachen Doublieren und 2- bis 3 maligem Strecken besteht. Die in neuester Zeit für das Vorstrecken verwendete Maschine ist die

**Nadelstabstrecke mit unterem und oberem Hechelfeld (Intersecting)** (Abb. 13). Von den aufgesteckten Krempelspulen  $S_1$  werden 3 bis 4 Bänder durch Führungsschiene  $\alpha$  über Blech  $b_1$  von dem unter schwachem Druck stehenden und geriffelten Einzieh-zylinderpaar  $E, E_1$  eingezogen und vom Zuführtisch  $b$ , auf welchem evtl. eine Druckwalze liegt, den Nadelfeldern  $N, N_1$  so zugeführt, daß die Nadeln in die Watte einstecken können. Die Nadelstäbe, welche das untere und obere Hechelfeld  $N, N_1$  bilden, liegen zwischen Einzugszylinderpaar  $E, E_1$  und dem Abzugszylinderpaar  $A, A_1$  und werden

gegen letzteres durch rotierende Schraubenspindeln bewegt, fallen dann vorn dicht am Vorderzylinderpaar  $A, A_1$  nach unten bzw. oben und werden ebenfalls durch Schraubenspindeln schnell rückwärts geführt, um dann von neuem in die Arbeitsstellung überzugehen. Die unter starkem Druck stehenden, stark geriffelten Ausgangszylinder  $A, A_1$ , von welchen der untere mit einem Laufleder  $L$  überzogen ist, haben je dem Verzug entsprechend eine dem Einzugszylinderpaar  $E, E_1$  gegenüber größere Umfangsgeschwindigkeit, so daß zwischen Zylinderpaar  $A, A_1$  und  $E, E_1$  ein Verziehen der Bänder stattfindet.

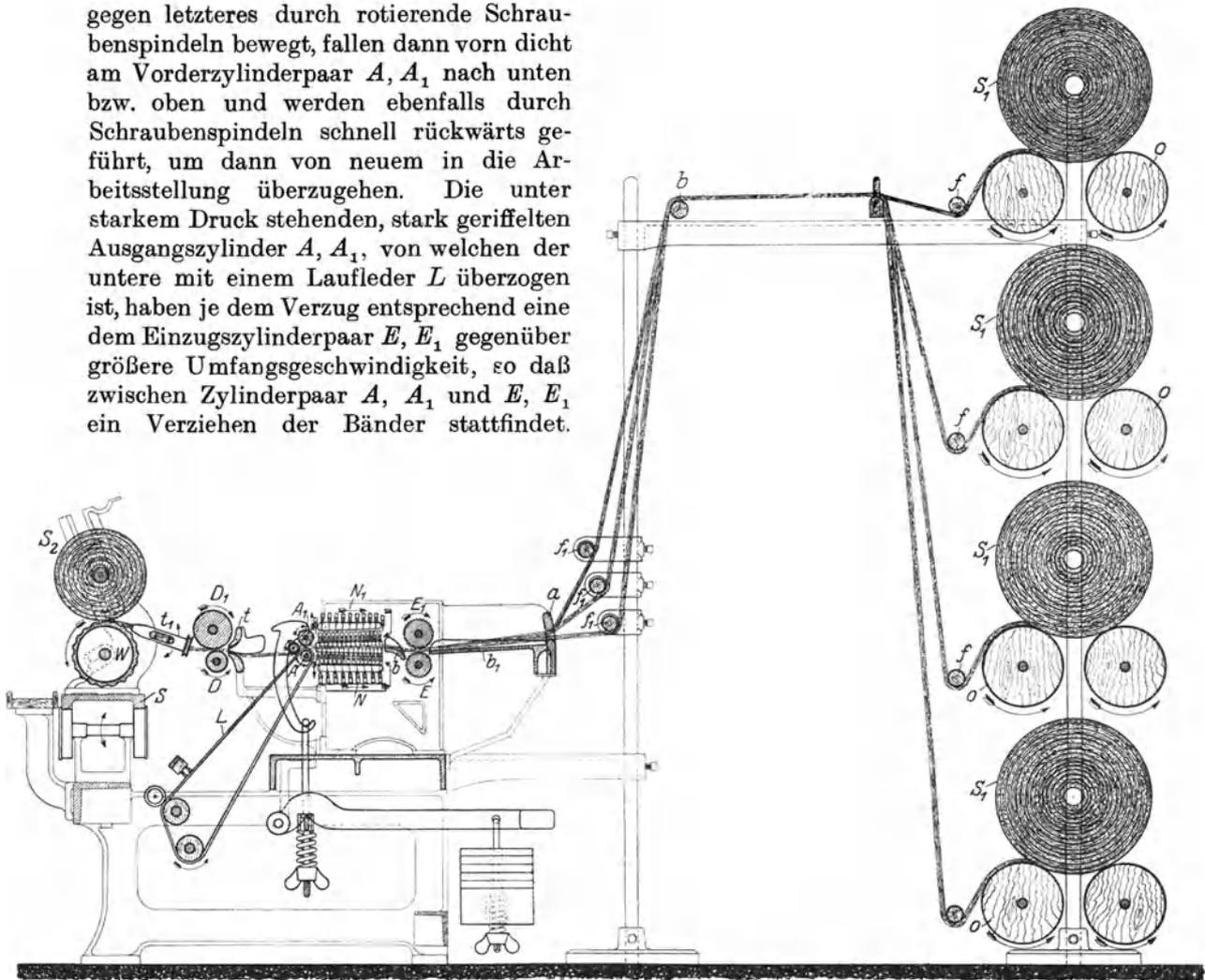
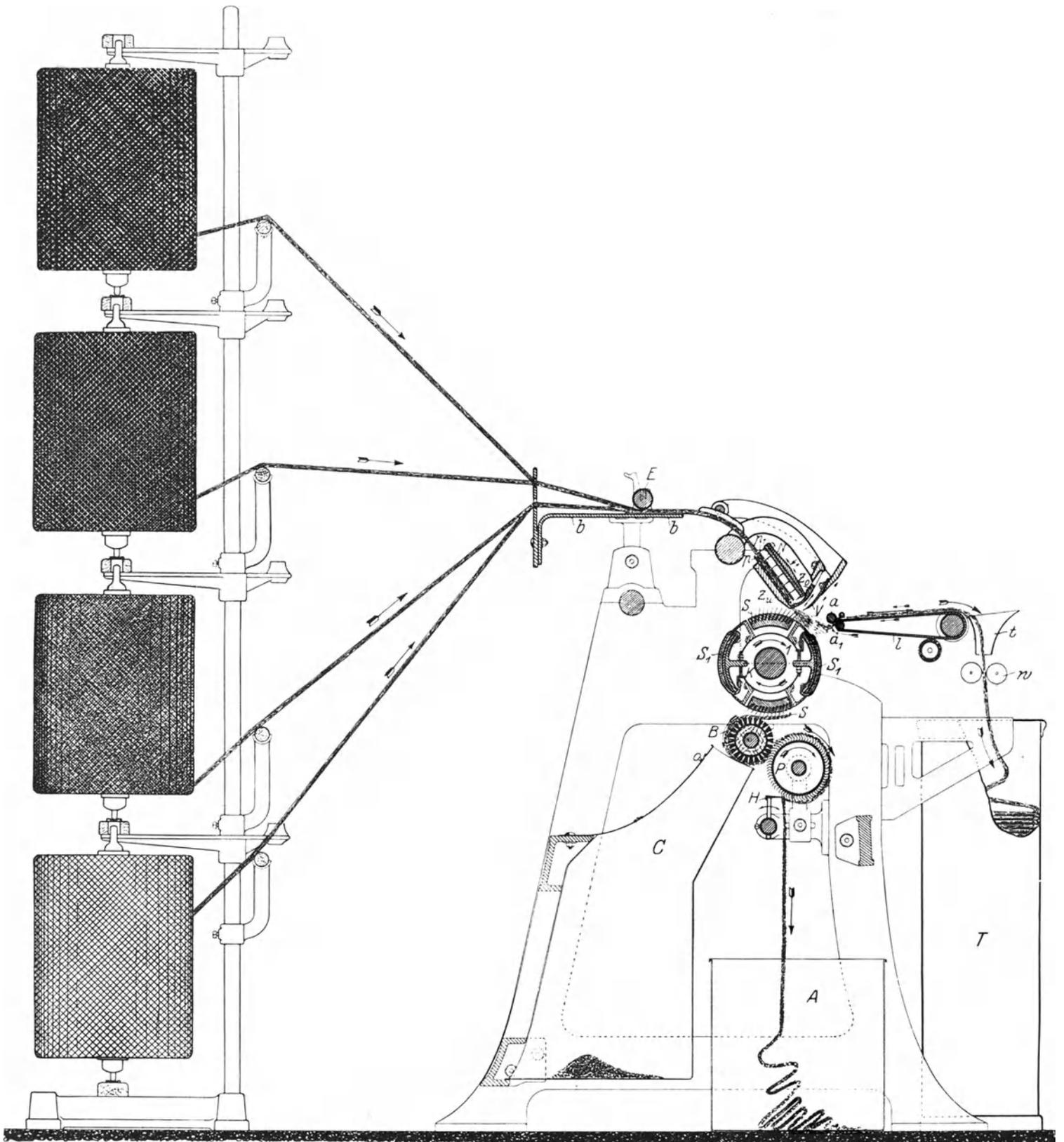


Abb. 13.

Durch die beiden mit der ungefähren Hinterzylindergeschwindigkeit vorwärts laufenden Nadelfelder  $N, N_1$ , welche die Watte von oben und unten her an vielen Stellen durchstochen haben, wird außer einer zurückhaltenden Wirkung auch ein Aufteilen, Geraderichten, Strecken und Parallellegen selbst der kurzen Fasern im Band erreicht, sowie auch ein Ausfallen von kurzen Fasern nach unten vermieden. Die Hechelfelder tragen also zur wesentlichen Unterstützung des Verzuges bei. Nach Verlassen des Ausgangszylinderpaares  $A, A_1$  wird das verzogene Vlies durch den feststehenden Trichter  $t$ , die Druckwalzen  $D, D_1$  und den nach links und rechts rotierenden Trichter  $t_1$  verdichtet und durch den hin und her gehenden Spulenwagen  $S$  mit Wickelwalzen  $W$  als Kreuzspule  $S_2$  aufgewickelt. Für das Vorstrecken kommen auch Strecken mit Nadelwalzen und Nadelstabstrecken mit einfachem Hechelfeld (Gill, Gillbox) in Anwendung.

Diese Vor- oder Rohstrecken (Intersecting, Gillbox, Frotteurstrecken) zeigen im Prinzip der Arbeitsweise und im Betriebsmechanismus von denen der Vorbereitung (Vorspinnerei) fast keine Abweichungen, und verweisen wir deshalb auf den Teil 3 „Vorbereitung“, in welchem diese Maschinen in jeder Hinsicht erschöpfend behandelt sind.



## Das Kämmen.

Der Charakter des Kammgarnes äußert sich in einem festen, gleichmäßigen, runden Faden von geschlossener und glatter Oberflächenbeschaffenheit. Diese charakteristischen Eigenschaften des Kammgarnes sind im hohen Maße von der gleichmäßigen Länge des Stapels abhängig, denn je höher der Prozentsatz der kurzen Haare ist, desto schwieriger gestaltet sich der anschließende Spinnprozeß, und desto rauher, offener fällt der Faden aus, da die kurzen Fasern aus der Fadenoberfläche herausstehen, ebenso beeinflussen die großen Unterschiede in der Stapellänge die Gleichmäßigkeit des Garnes. Außer den oben erwähnten Eigenschaften muß der Faden ein völlig reines Aussehen zeigen, d. h. er darf besonders keine Kletten und sonstige der Wolle anhaftende Unreinigkeiten enthalten.

Eine Veredelung der Wolle im Krempelbande, und zwar im vorherbeschriebenen Sinne, erzielt man durch das Kämmen, denn dasselbe bezweckt eine Sonderung der langen Wollhaare von den kurzen und eine Ausscheidung aller noch vorhandenen Unreinigkeiten, besonders der Kletten und ein Parallellegen der langen Haare, ohne aber dabei die Festigkeit und den Glanz der Haare zu verringern, jedoch kann eine Vergleichmäßigung des Bandes auf der Kämmaschine nicht erreicht werden. Das ausgekämmte Spinngut wird in Bandform als sogenannter Kammzug vom Kammstuhl geliefert und findet seine Weiterverarbeitung in der Kammgarnspinnerei, während die kurzen Haare (z. B. unter 25 mm Länge) mit Kletten durchsetzt die Kämmlinge bilden, die in der Streichgarnspinnerei mit reiner Wolle vermischt versponnen werden. Ganz kurze Haare nebst Unreinigkeiten fallen getrennt vom Kämmling als Kammstaub oder Kammflug aus. Für feinere, kurze und mittellange Wollen zur Erzeugung von weichen Kammgarnen stehen die Flachkämmer mit Kammwalze in Anwendung, deren es die verschiedenartigsten Konstruktionen gibt, und der grundlegende Typus dieser Art ist die Kämmaschine von Heilmann, welche im Jahre 1845 von Josua Heilmann in Mülhausen i. Els. erfunden wurde und auf welche sich alle bisher verbesserten Konstruktionen im Prinzip aufbauen. Die gebräuchlichsten Kämmaschinen dieser Art sind folgende Bauarten: NSC-Schlumberger, Dellete-Schlumberger, Dellete-Grün, Offermann-Ziegler (Mod. OZ), Gegauff (Mod. PL und PLB). Die beiden letzteren Maschinen werden von der Elsässischen Maschinen-Baugesellschaft in Mülhausen gebaut.

Für lange, grobe Wollen stehen im Gegensatz zu den Flachkämmern mit Kammwalze die Rundkämmer mit Kammring in Anwendung und sind die bekanntesten Maschinen dieser Art diejenigen von Holden, Lister und Noble.

### Allgemeiner Arbeitsvorgang der Kämmaschinen mit Kammwalze.

(Abb. 14.)

Die arbeitenden Hauptbestandteile sind folgende:

Die Kammwalze oder der Kreiskamm  $K$ . Dieselbe ist mit zwei Nadelsegmenten  $S$  ausgerüstet und jedes Nadelsegment besteht wieder aus einer Anzahl (ca. 8) Nadelstäbe, z. B. 1 bis 8, die auf dem Umfange der Kammwalze angebracht sind und deren Nadelsatz vom Nadelstab 1 bis 8 an Feinheit zunimmt, z. B. 1. Nadelreihe 6 Nadeln und 8. Nadelreihe 20 Nadeln auf 1 cm, ebenso stehen die Nadeln am Umfange der Walze nicht radial, sondern nach vorn geneigt. Ebenso besitzt die Kammwalze 2 Ledersegmente  $S_1$  (Abreißsegmente), die zwischen den Kammsegmenten auf dem Umfange der Kammwalze angebracht sind. Ist auf dem Umfange der Walze nur ein Kammsegment, welches sich dann ungefähr aus 10 bis 16 hintereinanderliegenden Nadelreihen zusammensetzt, angebracht, so bildet der entgegengesetzt liegende Umfangsbogen das Abreißsegment.

Der Vorstech- oder Fixkamm  $V$  besteht aus einem Nadelstab von sehr feinem Nadelsatz, z. B. 22 Nadeln auf 1 cm.

Das Zangenpaar  $Z_u, Z_o$  besteht aus der Unterzange  $Z_u$  und der Oberzange  $Z_o$ , die an den Klemmstellen mit Riffelung versehen sind.

Der Abreißapparat besteht aus dem geriffelten Abreiß- oder Abziehzylinder  $a$ , sowie aus der Führungswalze  $a_1$ , über die ein endloses Laufleder  $l$  (Abführleder) läuft.

Die Speisevorrichtung besteht aus dem Speiserost  $R$  (siehe Abb. 15) und wird dieser wieder von zwei übereinanderliegenden und mit Querkanälen versehenen Platten  $p, p_1$  gebildet, der Nadelplatte  $N$  und dem Speisezylinder  $E$ . Die Nadelplatte  $N$  besitzt 6 bis 8 hintereinanderliegende Nadelreihen, und der Satz der Nadelreihen wird gegen die Zange hin finer.

Der Arbeitsvorgang eines Kammspieles zerfällt wieder in drei Perioden, und zwar:

1. Die Periode des Vorkämmens und der Gegenspeisung.
2. Die Periode des Abreißens und Nachkämmens.
3. Die Periode der Speisung.

**1. Die Periode des Vorkämmens und der Gegenspeisung (Abb. 15, 15a).** 16 bis 20 Bänder von ca 10 g/m gehen nebeneinanderliegend über Führungsblech  $b$  zwischen

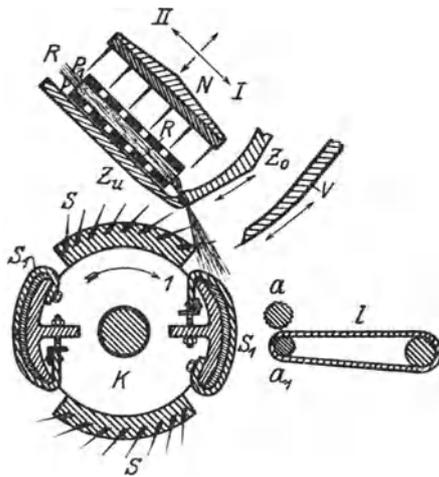


Abb. 15.

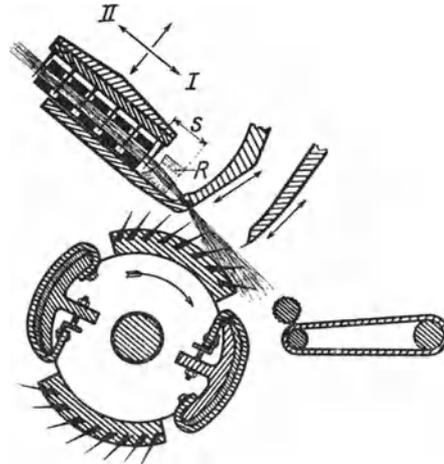


Abb. 15 a.

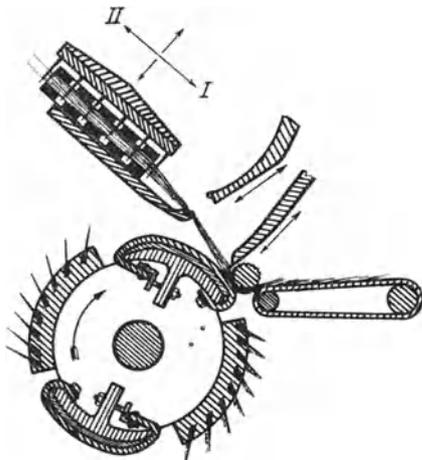


Abb. 16.

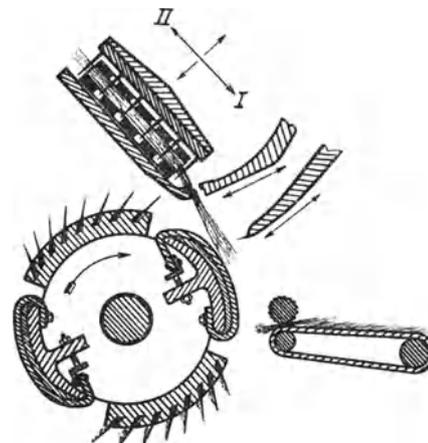


Abb. 17.

den Speiserostplatten  $p, p_1$  zum Zangenpaar  $Z_o, Z_u$ . Für die Periode 1 ist das Zangenpaar  $Z_o, Z_u$  geschlossen, indem die Oberzange  $Z_o$  fest auf die Unterzange  $Z_u$  gepreßt wird. Das Vorkämmen besteht darin, daß der aus dem geschlossenen Zangenpaar  $Z_o, Z_u$  heraushängende Faserbart durch die nach Richtung 1 rotierende Kammwalze  $K$  aus-

gekämmt wird, indem Kammwalze  $K$  alle kurzen vom Zangenpaar  $Z_o, Z_u$  nicht festgehaltenen Haare sowie Kletten austreibt.

Während der Zeit des Vorkämmens durch den Kreiskamm  $K$  findet die Vorbereitung des Speisens, die sogenannte Gegenspeisung statt, die darin besteht, daß zunächst die Nadelplatte  $N$  aus den Querkanälen des Speiserostes  $p, p_1$  ausgehoben wird, daraufhin bewegt sich dann der Speiserost  $p, p_1$  mit der ausgehobenen Nadelplatte  $N$  bei ruhender Watte um den Speisebetrag  $s$  nach Richtung II, d. h. die Größe dieses Rückwärtsganges entspricht der folgenden Speisungslänge. Nach Beendigung dieser Rückwärtsbewegung senkt sich Nadelplatte  $N$  in die Querkanäle der beiden Rostplatten  $p, p_1$  und durchsticht die dazwischen liegenden Bänder an vielen Stellen, womit die Gegenspeisung beendet ist.

**2. Die Periode des Abreißens und Nachkämmens** (Abb. 16). Hat die letzte und feinste Kammreihe des Kreiskammes  $K$  den ausgekämmten Wollbart durchstrichen (Vorkämmen), so schwingt der ganze Abreißapparat gegen die Kammwalze  $K$  und Abreißzylinder  $a$  legt sich unter Federdruck gegen das inzwischen an Stelle des Kammsegmentes  $S$  getretene Ledersegment  $S_1$ , so daß das vordere Ende des vom Kreiskamm ausgekämmten Faserbartes zwischen  $a$  und  $S_1$  festgeklemmt ist. Ganz kurze Zeit vor dem Anpressen des Abreißzylinders  $a$  an das Ledersegment  $S_1$  hat sich der Vorstechkamm  $V$  gesenkt und den Faserbart durchstoßen, während dieses Zeitraumes öffnete sich das Zangenpaar  $Z_o, Z_u$ , indem sich die Oberzange  $Z_o$  von der Unterzange  $Z_u$  abhebt. Bei der Weiterdrehung des Abreißsegmentes  $S_1$  empfängt Abziehzylinder  $a$  durch Reibung ebenfalls Drehung, wodurch der rückwärtige Teil des dazwischen geklemmten Faserbartes von der in der geöffneten Zange  $Z_o, Z_u$  ruhenden Watte getrennt (Abreißen) und gleichzeitig durch die Nadelreihe des eingefallenen Vorstechkammes  $V$  gezogen und somit nachgekämmt wird.

Der Abziehzylinder  $a$ , welcher außer dem kräftigen Druck auf das Ledersegment  $S_1$  ebenfalls einen leichteren Druck auf die Lauflederwalze  $a_1$  ausübt, bringt neben der Bewegung des Faserbartes für das Abreißen und Nachkämmen auch das Lötten, das ist die Verbindung des hinteren Endes des alten Faserbartes mit dem vorderen Ende des neuen Faserbartes hervor, so daß die ausgekämmten Faserbärte schuppenförmig übereinandergelegt auf das Laufleder  $l$  zu liegen kommen.

**3. Die Periode der Speisung** (Abb. 17). Nach der Trennung (Abreißen) des ausgekämmten Faserbartes schwingt der Abreißapparat  $a, a_1, l$  von der Kammwalze weg in seine ursprüngliche Lage zurück, und Vorstechkamm  $V$  geht wieder hoch in dieselbe Lage wie während der Periode des Vorkämmens. Ehe sich nun das Zangenpaar  $Z_o, Z_u$  wieder schließt, bewegt sich der Speiserost  $R, p, p_1$  mit eingefallener Nadelplatte  $N$  um die durch die Gegenspeisung bedingte Speiselänge  $s$  nach Richtung I und schiebt dadurch die Vorlagewatte durch das geöffnete Zangenmaul, worauf sich das Zangenpaar  $Z_o, Z_u$  schließt und das neue Kammspiel eingeleitet ist.

**Der Kammzug.** Die schuppenförmig auf dem Laufleder  $l$  liegenden Faserbärte bilden einen ungefähr 250 mm breites, dünnes Vlies, welches durch den anschließenden Trichter  $t$  zu einem losen, runden Band umgewandelt, durch Abzugwalzen  $w$  verdichtet und in Sammeltopf  $T$  befördert wird.

**Die Kämmlinge.** Die durch das Kämmen ausgeschiedenen kurzen Haare bleiben in den Nadeln des Segmentes hängen und werden von der rasch umlaufenden Bürstenwalze  $B$  ausgestrichen, auf die langsamer laufende Kratzenwalze  $P$  übertragen und von einem schwingenden Hacker  $H$  als Flor abgekämmt, welcher sich in einem unter der Maschine stehenden Kasten  $A$  ansammelt.

**Der Kammstaub** besteht aus ganz kurzen Härchen, abgefallenen Kletten und sonstigen Unreinigkeiten, die von der Bürstenwalze  $B$  ausgeschleudert werden und durch Kanal  $C$  gesondert ausfallen.

## Erläuterungen und Angaben zu den Kämmaschinen.

Über das Speisen. Die Größe und Art des Speisens bestimmt neben dem Vorlagegewicht die Produktion der Kämmaschine, denn es beeinflußt die Speisungsart und Speisungslänge  $s$  den Prozentsatz des Kämmlingsabganges, außerdem ist die Größe des Kämmlingsabganges oder die Sauberkeit des Zugbandes besonders noch abhängig vom Ekartement  $E$ , das ist die Entfernung der geöffneten Zange bis zum Klemmpunkt der Abreißzylinder  $a$ , sowie von der richtigen Wahl des Nadelsatzes für die Nadelsegmente und für den Vorstechkamm.

Wie der allgemeine Arbeitsvorgang der beschriebenen Kämmaschine mit Kammwalze erkennen läßt, folgt das Speisen unmittelbar nach dem beendeten Abreißen, jedoch gilt dies nicht für alle Flachkämmer, und sind gerade in neuerer Zeit Maschinen gebaut worden, bei welchen das Speisen mit dem Abreißen gleichzeitig erfolgt. Man unterscheidet demnach folgende Speisungsarten:

1. Speisen nach dem Abreißen (z. B. Heilmann-Schlumberger, Delette-Grün).

2. Speisen während des Abreißens (z. B. Offermann-Ziegler, Mod. OZ, Gegauff, Mod. PL, PLB).

1. **Speisen nach dem Abreißen** (Abb. 18, 18a). Für diese Speisungsart gilt der Grundsatz: Je größer man die Speisung  $s$  als auch das Ekartement  $E$  macht, desto größer

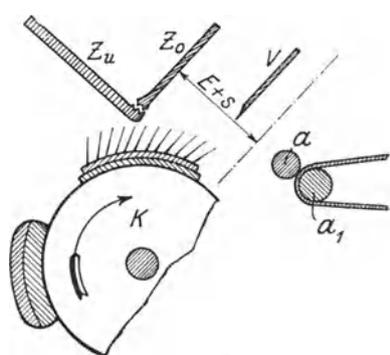


Abb. 18.

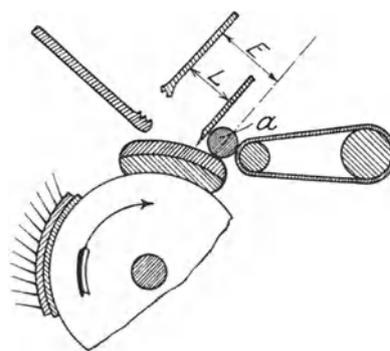


Abb. 18a.

wird der Kämmlingsabgang, und folglich um so reiner wird der Kammzug, jedoch um so kleiner die Kammzug-Produktion (Rendement).

Durch folgende kurze Ableitung sei an Hand von Zahlenbeispielen der aufgestellte Grundsatz bewiesen.

Die längsten Fasern der zu kämmenden Wolle wären . 110 mm

Die kürzesten „ „ „ „ „ „ 1 „

Die Entfernung der geöffneten Zange bis zum Klemmpunkt des Abreißzylinders (Ekartement  $E$ ) betrage . . 20 „

Die Speisungslänge  $s$  wäre . . . . . 6 „

A. Nach dem Abreißen steht der Faserbart in unserem Falle um die Länge des Ekartements  $E = 20$  mm aus der geöffneten Zange hervor, unmittelbar darauf erfolgt die Speisung  $s$  um 6 mm, so daß für das folgende Vorkämmen durch den Kreiskamm der Faserbart in einer Länge von  $20 + 6 = 26$  mm aus der geschlossenen Zange hervorragt. Diejenigen Fasern von 26 mm Länge, deren hintere Enden den Klemmpunkt der Zange gerade noch überschritten haben, werden vom Kreiskamm mit ausgekämmt und kommen demnach in den Kämmling und ebenso selbstverständlich alle kürzeren vom Zangenklemmpunkt nicht gehaltenen Fasern.

B. Beim Abreißen durch die Abreißzylinder werden nun nicht nur alle Fasern, die eine Länge von über 26 mm haben, erfaßt und abgezogen, sondern es gelangen

auch die Fasern von der Länge des Ekartements = 20 mm, welche also vom Ekartement um die Speiselänge von 6 mm zurückstanden, noch zum Abzug, vorausgesetzt, daß sie vorher während der Vorkämperperiode gerade von der Zange noch gehalten wurden.

Nach A gelangen also alle Fasern von 1 bis  $20 + 6 = 26$  mm in den Kämmling  
und „ „ „ 26 bis 110 mm in den Zug.

Nach B gelangen also alle Fasern von 1 bis 20 mm in den Kämmling  
und „ „ „ 20 bis 110 „ in den Zug.

Zwischen der Faserlänge von 20 bis 26 mm liegen nun Fasern, welche, je nachdem sie am hinteren Ende von der Zange festgehalten wurden oder bereits außerhalb des Zangenschlusses lagen, im ersten Falle in den Zug, im zweiten Falle in den Kämmling gelangen können.

Man kann nun annehmen, daß die Grenze der Faserlänge zwischen Zug und Kämmling der Mittelwert (arithmetisches Mittel) von 20 und 26 ist, also  $\frac{20 + 26}{2} = 23$  mm, oder

$$\left. \begin{array}{l} \text{Größte Faserlänge des Kämmlings} \\ \text{kleinste Faserlänge des Zuges} \end{array} \right\} = \text{Ekartement} + \text{halbe Speiselänge} \quad . \text{ (I)}$$

also für Beispiel 1:

$$20 + \frac{6}{2} = 23 \text{ mm.}$$

Es gelangen also hiernach alle Fasern von einer Länge von 1 bis 23 mm in den Kämmling  
und „ „ „ „ „ „ 23 „ 110 „ „ „ Zug.

Beispiel 2. Es seien dieselben Faserlängen sowie dasselbe Ekartement vorausgesetzt, jedoch betrage die Speiselänge 9 mm; nach dem oben gefundenen Wert ergibt sich die Grenze der Faserlänge zwischen Zug und Kämmling zu

$$20 + \frac{9}{2} = 24,5 \text{ mm.}$$

Beispiel 3. Es seien wieder dieselben Faserlängen, sowie dieselbe Speiselänge wie in Beispiel 2 vorausgesetzt, jedoch betrage das Ekartement 24 mm; dann ist die Fasergrenzlänge

$$24 + \frac{9}{2} = 28,5 \text{ mm.}$$

**2. Speisen während des Abreißen** (Abb. 19 u. 19 a). Für diese Speisungsart gilt der Grundsatz: Je größer man die Speisung  $s$  macht, desto kleiner wird der Kämmlings-

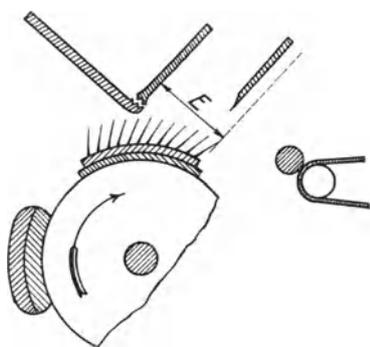


Abb. 19.

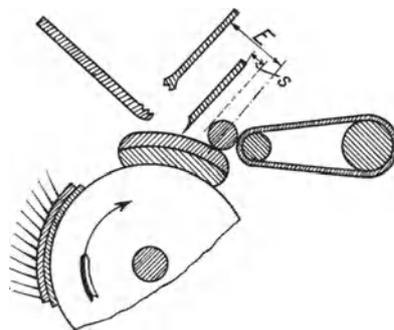


Abb. 19 a.

abgang, desto größer wird die Kammzug-Produktion, jedoch auf Kosten der Sauberkeit des Zuges; während die Vergrößerung des Ekartements  $E$  die Größe des Kämmlingsabganges im selben Verhältnis beeinflusst wie beim Speisen nach dem Abreißen, d. h. je größer das Ekartement, desto größer der Kämmlingsabgang.

Der Beweis dieses Grundsatzes sei wiederum durch folgende kurze Ableitung er-

bracht, und sind zum besseren Verständnis dieselben Zahlenbeispiele wie bei vorhergehender Ableitung unter 1. gewählt worden.

Es sei also wieder:

Die längsten Fasern der zu kämmenden Wolle . . . .	110 mm
Die kürzesten " " " " " " " " " " " " . . . .	1 "
Die Größe des Ekartements . . . . .	20 "
Die Speisungslänge . . . . .	6 "

A. Nach dem Abreißen steht der Faserbart in unserem Falle wieder um die Länge des Ekartements  $E = 20$  mm aus der geöffneten Zange hervor. Da nun die Speisung während des Abreißens erfolgt, so werden durch die gleichzeitige Speisung auch diejenigen Fasern, die um die Länge des Ekartements — Speiselänge  $= 20 - 6 = 14$  mm aus der geöffneten Zange hervorrage, um die Speiselänge von 6 mm während des Abreißens nachgeschoben, so daß dieselben gegen Ende des Speisens noch von dem Klemmpunkt des Abreißzylinders erfaßt und abgezogen werden können, daher noch in den Kammzug gelangen.

B. Fasern von der Länge des Ekartements  $= 20$  mm, die am Ende der Speisung gerade den Klemmpunkt der geöffneten Zange überschritten haben, aber von dem Klemmpunkt der Abreißzylinder nicht mehr erfaßt wurden, liegen nun nach Zangenschluß frei im Faserbart und werden durch das folgende Vorkämmen durch den Kreis-kamm ausgeschieden, und selbstverständlich alle Fasern, die kürzer wie 20 mm sind.

Nach A gelangen also alle Fasern von 1 bis  $20 - 6 = 14$  mm in den Kämmling  
und " " " 14 bis 110 mm in den Kammzug.

Nach B gelangen also alle Fasern von 1 bis 20 mm in den Kämmling  
und " " " 20 bis 110 mm in den Kammzug.

Wie die Ableitung ergab, können die Fasern, deren Länge zwischen 14 bis 20 mm liegt, wieder einerseits in den Kammzug, andererseits in den Kämmling gelangen.

Man kann nun auch hier wieder annehmen, daß die Grenze der Faserlänge zwischen Zug und Kämmling der Mittelwert von 14 und 20 ist, also für Beispiel 1a

$$\frac{20 + 14}{2} = 17 \text{ mm}$$

oder

$$\left. \begin{array}{l} \text{Größte Faserlänge des Kämmlings} \\ \text{kleinste Faserlänge des Zuges} \end{array} \right\} = \text{Ekartement} - \text{halbe Speiselänge, (II)}$$

also für unser Beispiel  $20 - \frac{6}{2} = 17 \text{ mm}$ .

Beispiel 2a. Es gelten dieselben Zahlenwerte wie für vorhergehendes Beispiel 2.

Nach dem zuletzt gefundenen Wert ergibt sich dann die Grenze der Faserlänge zwischen Zug und Kämmling zu

$$20 - \frac{9}{2} = 15,5 \text{ mm}.$$

Beispiel 3a. Es gelten wieder dieselben Zahlenwerte wie für Beispiel 3. Dann ist

$$\text{Fasergrenzlänge} = 24 - \frac{9}{2} = 19,5 \text{ mm}.$$

Ein Vergleich der beiden gefundenen Ergebnisse I und II läßt ohne weiteres erkennen, daß man die Fasergrenzlängen, welche einerseits in den Kämmling, andererseits in den Zug gelangen, dadurch ermitteln kann, daß man für das Speisen nach dem Abreißen Ergebnis I zur Länge des Ekartements die halbe Speiselänge hinzuschlägt, während man für das Speisen während des Abreißens nach Ergebnis II von der Länge des Ekartements die halbe Speisungslänge in Abzug bringt.

Auf Grund dieser Ergebnisse I und II lassen sich für eine bestimmte große Faserlänge weiter auf geometrischer Grundlage die Formeln zur prozentualen Berechnung des Kämmlingabganges ableiten und lauten dieselben nach Prof. Johannsen<sup>1)</sup>:

<sup>1)</sup> Die Arbeitsweise und der Bau der Kämmaschine mit schwingender Zange von Prof. Dr. Ing. Otto Johannsen.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Der Kämmlingsabgang} \\ \text{in } \frac{\circ}{\circ} \text{ für das Speisen} \\ \text{nach dem Abreißen} \end{array} \right\} = \frac{100 \cdot 3,2 (\text{Länge des Ekartements} + \text{halbe Speiselänge})^2}{\text{Größte Faserlänge}^2} \quad \text{(III)}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Der Kämmlingsabgang} \\ \text{in } \frac{\circ}{\circ} \text{ für das Speisen} \\ \text{während des Abreißens} \end{array} \right\} = \frac{100 \cdot 3,2 (\text{Länge des Ekartements} - \text{halbe Speiselänge})^2}{\text{Größte Faserlänge}^2} \quad \text{(IV)}$$

Unter Benützung der Formel III und IV die gleichen Zahlenwerte der Beispiele 1, 2, 3 und 1a, 2a, 3a angenommen, erhält man dann folgende theoretische Kämmlingsprozentsätze:

Für das Speisen nach dem Abreißen:

Beispiel 1.

$$\text{Kämmlings-}\frac{\circ}{\circ} = \frac{100 \cdot 3,2 \left(20 + \frac{6}{2}\right)^2}{110^2} = 13,99\%$$

Beispiel 2.

$$\text{Kämmlings-}\frac{\circ}{\circ} = \frac{100 \cdot 3,2 \left(20 + \frac{9}{2}\right)^2}{110^2} = 15,87\%$$

Beispiel 3.

$$\text{Kämmlings-}\frac{\circ}{\circ} = \frac{100 \cdot 3,2 \left(24 + \frac{9}{2}\right)^2}{110^2} = 21,48\%$$

Wie die vorhergehenden Zahlenbeispiele erkennen lassen, erhöht sich hier der Kämmlingsprozentsatz mit der Vergrößerung der Speiselänge, und zwar für 1 mm um 0,63%, und für die Vergrößerung des Ekartements von 1 mm um 1,4%.

Für das Speisen während des Abreißens:

Beispiel 1a.

$$\text{Kämmlings-}\frac{\circ}{\circ} = \frac{100 \cdot 3,2 \left(20 - \frac{6}{2}\right)^2}{110^2} = 7,64\%$$

Beispiel 2a.

$$\text{Kämmlings-}\frac{\circ}{\circ} = \frac{100 \cdot 3,2 \left(20 - \frac{9}{2}\right)^2}{110^2} = 6,35\%$$

Beispiel 3a.

$$\text{Kämmlings-}\frac{\circ}{\circ} = \frac{100 \cdot 3,2 \left(24 - \frac{9}{2}\right)^2}{110^2} = 10,05\%$$

Wie die vorhergehenden Zahlenbeispiele erkennen lassen, erniedrigt sich hier der Kämmlingsprozentsatz mit der Vergrößerung der Speiselänge, und zwar für 1 mm um 0,43%, während mit der Vergrößerung des Ekartements ebenfalls wie beim Speisen nach dem Abreißen eine Erhöhung des Kämmlingsprozentsatzes verbunden ist, und zwar für 1 mm um 0,92%.

Eine dritte Speisungsart, wie sie beim Mod. NSC der Firma N. Schlumberger in Gebweiler i. Els. zur Anwendung kommt, besteht in einer Verschmelzung der beiden vorgenannten Speisungsarten, und zwar in der Weise, daß beispielsweise  $\frac{1}{3}$  der Speiselänge gleichzeitig mit dem Abreißen (Mitspeisung) und  $\frac{2}{3}$  derselben nach dem Abreißen (Nachspeisung) gespeist wird. Das Verhältnis der Größe zwischen Mit- und Nachspeisung läßt sich in weitgehenden Grenzen ändern und dem jeweilig zu kämmenden Material geeignet anpassen.

**Die Wirkungsweise des Vorstechkammes für das Speisen nach dem Abreißen.** Während der Periode des Vorkämmens durch den Kreiskamm wird das vordere Ende des vom Zangenschluß dargebotenen Faserbartes rein ausgekämmt, während die Intensität des Vorkämmens gegen die Zange hin abnimmt, und die unmittelbar am Zangenschluß liegende Faserzone am wenigsten der kämmenden Wirkung des Kreiskammes unterworfen sind. Diese ungleiche Wirkung des Kreiskammes ist dadurch begründet, daß sich die Fasern des vorderen Bartendes bis auf den Grund der Nadeln einziehen, während die in der Nähe des Zangenklemmpunktes befindlichen Faserpartien nur von den Spitzen der Nadeln ausgekämmt werden und deshalb noch ganz kleine Unreinigkeiten (Noppen, Klettenstücke) zurückbleiben können.

Damit nun ein möglichst großer Teil  $L$  (Abb. 18a) des vorgekämmtten Faserbartes während des Abziehens durch den feststehenden Vorstechkamm nachgekämmt werden kann, läßt man denselben möglichst nahe am Abreißzylinder  $\alpha$  (Abb. 18a) einfallen und die Watte durchstechen.

**Die Wirkungsweise des Vorstechkammes für das Speisen während des Abreißens.** Während für das Vorkämmen durch den Kreiskamm auch in diesem Falle dasselbe gilt, wie im vorher beschriebenen, trifft dies für den Vorstechkamm nicht zu. Um ein Anstauen der Watte am Vorstechkamm durch das gleichzeitige Speisen während des Ab-

reißen zu vermeiden, muß der eingestochene Vorstechkamm die Bewegung der Watte, um den Betrag der jeweiligen Speiselänge gegen den Abreißzylinder  $\alpha$  (Abb. 19a) hin mitmachen, weshalb der Vorstechkamm in der Entfernung der Speiselänge  $s$  vor dem Abreißzylinder  $\alpha$  einfallen muß.

Wie nun auch Abb. 19a erkennen läßt, vergrößert sich mit der Zunahme der Speiselänge die Entfernung des Vorstechkammes  $V$  vom Abreißzylinder  $\alpha$ , während das hinter dem Vorstechkamm  $V$  liegende und nachzukämmende Bartende kleiner wird, wodurch wiederum die Sauberkeit des Zuges leidet. Man darf deshalb die Speisung nicht zu groß nehmen. Soll bei einer veränderten Speisung derselbe Grad der Sauberkeit des Zuges erzielt werden, so muß man um denselben Betrag das Ekartement ändern.

Bedeutet in Abb. 19b  $u$  = Halbmesser des Abreißzylinders (konstant)

$x$  = Ein Maß für die Sauberkeit des Kammzuges

dann ist:  $x = E - s - u$

hieraus ist  $E = x + s + u$ .

Beispiel:  $E = 22$  mm,  $s = 6$  mm,  $u = 10$  mm

folglich  $x = 22 - 6 - 10$

$x = 6$ .

Je höher nun der Wert  $x$  ist, um so größer die Sauberkeit des Kammzuges.

Soll z. B. die Speiselänge  $s$  auf 8 mm erhöht werden und der Sauberkeitsgrad des Kammzuges derselbe bleiben, dann ist:

$$E = 6 + 8 + 10$$

$$E = 24.$$

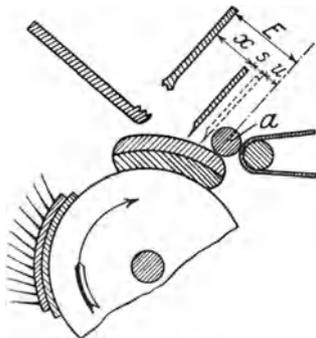


Abb. 19b.

Das Ekartement  $E$  ist demnach auf 24 mm zu vergrößern.

Das rückwärtige, durch den nur einreihigen Vorstechkamm ausgekämmte Bartende zeigt stets eine größere Reinheit als das vordere, durch die mehreren Nadelreihen des Kreiskammes ausgekämmte Bartende. Die Ursache der erhöhten Kämmwirkung am hinteren Ende ist darin zu suchen, daß bei der Abreißbewegung durch das Herausziehen des hinteren Faserbartes, aus der vom eingefallenen Nadelrost festgehaltenen Vorlagewatte die kürzeren Fasern gewissermaßen abgestrichen werden, so daß das hintere Bartende schon verhältnismäßig rein an den Vorstechkamm gelangt. Die kürzeren abgestrichenen Fasern und sonstigen Unreinigkeiten verbleiben in der Vorlagewatte und werden durch das folgende Kreiskammkämmen ausgeschieden.

Um für das Kämmen durch den Kreiskamm ein vollkommeneres Vorkämmen zu bewirken, erhöht man bei den neueren Maschinen die Anzahl der Nadelreihen (16 bis 18) des Kreiskammes und zum Unterschiede von der beschriebenen Maschine ist die Kammwalze mit nur einem Nadel- und Abreißsegment ausgerüstet, oder zuweilen kommt das Abreißsegment als solches ganz in Wegfall und ist durch ein Abreißzylinderpaar ersetzt, welches für das Abreißn neben der rotierenden noch eine gegen die Zange schwingende Bewegung ausführt oder auch feststeht, und im letzteren Falle schwingt dann die Zange gegen das Abreißzylinderpaar. Durch die Anordnung von nur einem Kamm- und Abreißsegment ergibt sich dann für eine Umdrehung der Kammwalze nur ein Kammspiel, während bei der ursprünglichen Heilmannschen Maschine mit zwei Kammsegmenten auf eine Umdrehung der Kammwalze zwei Kammspiele entfielen.

**Verzug.** Unter dem theoretischen Verzug versteht man bei der Kämmaschine die Verfeinerung, welche die vorgelegten Bänder zwischen dem Speisezyylinder und dem Abführungszylinder erfahren, und läßt sich derselbe auf einfache Weise dadurch ermitteln, daß man auf praktischem oder rechnerischem Wege die minutliche Lieferung der Speise- und Abführzylinder feststellt, und der theoretische Verzug ist dann:

$$\text{theoretischer Zylinderverzug} = \frac{\text{minutliche Abführzylinderlieferung}}{\text{minutliche Speisezylinderlieferung}} \cdot \cdot (1)$$

Dieser theoretische Zylinderverzug der Kämmaschine wird jedoch durch den Kämmlingsabgang stark beeinflußt, und zwar insofern, als die Vorlage nicht nur eine Verfeinerung durch den theoretischen Verzug, das ist der Quotient der Umfangsgeschwindigkeiten, der Zu- und Abführzylinder erfährt, sondern auch durch den Verlust der kürzeren ausgeschiedenen Haare und Unreinigkeiten, die in den Kämmling gelangen, welcher gewissermaßen ebenfalls einen Verzug darstellt und im vorherigen Zylinderverzug einzubeziehen ist, um die Gesamtverfeinerung der Vorlagewatte zu erhalten. Auf Grund dessen wird die Gesamtverfeinerung der Vorlage stets größer ausfallen als der nach obiger Formel theoretisch gefundene Verzug. Der Kämmlingsprozentsatz besteht hier aus Kämmling und Kammstaub.

Die Gesamtverfeinerung würde sich berechnen nach:

$$\text{Gesamtverfeinerung} = \frac{\text{minutliche Abführzylinderlieferung}}{\text{minutliche Speisezylinderlieferung}} \cdot \frac{100}{100 - \text{Kämmlingsprozentsatz}} \quad (1a)$$

Der praktisch einzustellende Verzug wird jedoch stets kleiner zu nehmen sein als die Gesamtverfeinerung, und zwar um den Betrag, der durch den Prozentsatz des Kämmlings bedingt ist.

Entsprechend der Formel 1 berechnet sich nun der theoretische Verzug aus den Vorlage- und Ausgabegewichten ohne Berücksichtigung des Kämmlingsabganges nach:

$$\text{theoretischer Verzug} = \frac{\text{Gesamtvorlagegewicht in g/m}}{\text{Ausgabegewicht in g/m}} \quad \dots \quad (2)$$

Zum Beispiel: Die Auflage besteht aus 24 Bändern zu 10 g/m, folglich Gesamtauflagegewicht  $24 \cdot 10 \text{ g/m} = 240 \text{ g/m}$ . Das Ausgabegewicht des Kammzuges soll 12 g/m sein.

Nach Formel 2 ergibt sich dann:

$$\text{theoretischer Verzug} = \frac{240}{12} = \mathbf{20 \text{ fach.}}$$

Wie hieraus ersichtlich, müßte man nun für vorliegendes Beispiel einen 20fachen Verzug anwenden, jedoch muß der praktisch einzustellende Verzug, wie bereits erwähnt, kleiner genommen werden, wie durch folgende Formel (2a) zum Ausdruck kommt.

$$\text{praktisch einzustellender Verzug} = \frac{\text{Gesamtvorlagegewicht in g/m}}{\text{Ausgabegewicht in g/m}} \cdot \frac{100 - \text{Kämmlingsprozentsatz}}{100} \quad (2a)$$

Für unser Beispiel angewendet sei der Kämmlingsprozentsatz mit 15% angenommen. Dann ist nach Formel 2a

$$\text{praktisch einzustellender Verzug} = \frac{240}{12} \cdot \frac{100 - 15}{100} \\ \text{„ „ „ „ „ „ } 20 \cdot 0,85 = \mathbf{17 \text{ fach.}}$$

Die Veränderung des Verzuges wird hier ebenso, wie es gewöhnlich bei den Streckwerken üblich ist, durch Veränderung der Zuführ- oder Speisegeschwindigkeit (Speiselänge) erzielt. Der Verzug der Kämmaschine spielt in bezug auf die Verfeinerung eine untergeordnete Rolle, er wird vielmehr in erster Linie von der jeweilig gewünschten Sauberkeit des Zuges bestimmt.

**Produktion.** Dieselbe ist abhängig von der Anzahl der minutlichen Kammspiele, von dem Gesamtauflagegewicht, der Speisungslänge und dem Kämmlingsabgang.

Wird die tägliche Arbeitszeit mit 10 effektiven Arbeitsstunden angenommen, so ist die täglich gespeiste Länge in Metern gleich

$$\frac{\text{Anzahl der minutlichen Kammspiele} \cdot \text{Speiselänge in mm} \cdot 60 \cdot 10}{1000}$$

und das Gewicht in kg der täglich gespeisten Länge, ohne Berücksichtigung des Kämmlingsabganges, gleich

$$\frac{\text{Anzahl der minutlichen Kammspiele} \cdot \text{Speiselänge in mm} \cdot 60 \cdot 10 \cdot \text{Gesamtvorlagegewicht in kg/m}}{1000}$$

und für das produzierte Gewicht in kg verringert sich das Gewicht der täglichen Gesamtauflage um den Kämmlingsabgang, welcher gewöhnlich in Prozenten des Gesamtauflagegewichtes ausgedrückt wird.

Dann ist also die tägliche Produktion in kg gleich

$$0,6 \cdot \text{Anzahl der minutlichen Kammspiele} \cdot \text{Speiselänge in mm} \cdot \text{Gesamtvorlagegewicht in kg/m} \cdot \frac{100 - \text{Kämmlingsprozentsatz}}{100} \quad (V)$$

Durch folgende tabellarisch zusammengestellten Zahlenbeispiele ist leicht erkenntlich gemacht, in welcher Weise die Produktion je nach der Speisungsart, durch die jeweilige Größe der Speiselänge und des Ekartements, welche beide Größen wiederum den Prozentsatz des Kämmlingabganges bestimmen, beeinflußt wird.

Für sämtliche Beispiele gelten folgende gleichbleibende Werte:

Anzahl der minutlichen Kammspiele . . . . . 90  
 Gesamtvorlagegewicht in kg/m . . . . . 0,240 kg  
 Größte Faserlänge . . . . . 110 mm  
 Kleinste Faserlänge . . . . . 1 mm

Tabelle 4.

Bei- spiel	Spei- sungs- länge in mm	Ekarte- ment in mm	Kämmlingsabgang in %	Tägliche Produktion in kg nach Formel V
Für das Speisen nach dem Abreißen				
1	6	20	siehe Formel III, Beisp. 1 . . . 13,99	$= 0,6 \cdot 90 \cdot 6 \cdot 0,240 \cdot \frac{100 - 13,99}{100} = 66,88 \text{ kg}$
2	9	20	" " " 2 . . . 15,87	$= 0,6 \cdot 90 \cdot 9 \cdot 0,240 \cdot \frac{100 - 15,87}{100} = 98,13 \text{ "}$
3	9	24	" " " 3 . . . 21,48	$= 0,6 \cdot 90 \cdot 9 \cdot 0,240 \cdot \frac{100 - 21,48}{100} = 91,58 \text{ "}$
Für das Speisen während des Abreißens				
1a	6	20	siehe Formel IV, Beisp. 1a . . . 7,64	$= 0,6 \cdot 90 \cdot 6 \cdot 0,240 \cdot \frac{100 - 7,64}{100} = 71,82 \text{ kg}$
2a	9	20	" " " 2a . . . 6,35	$= 0,6 \cdot 90 \cdot 9 \cdot 0,240 \cdot \frac{100 - 6,35}{100} = 109,23 \text{ "}$
3a	9	24	" " " 3a . . . 10,05	$= 0,6 \cdot 90 \cdot 9 \cdot 0,240 \cdot \frac{100 - 10,05}{100} = 104,92 \text{ "}$

Wie aus den Zahlenbeispielen der Tabelle 4 ersichtlich ist, erhöht sich die Produktion: Für das Speisen nach dem Abreißen:

mit der Vergrößerung der Speisungslänge . . für 1 mm um 10,41 kg täglich;  
 während " " " des Ekartements sich dieselbe " 1 " " 1,64 " "  
 verringert, und für das Speisen während des Abreißens erhöht sich die Produktion  
 mit der Vergrößerung der Speisungslänge für 1 mm um 12,47 kg täglich;  
 und verringert sich

mit der Vergrößerung des Ekartements " 1 " " 1,08 " "  
 Mit der Vergrößerung der Speisungslänge wird also infolge der dadurch bedingten Zuführungsgeschwindigkeit eine bedeutende Produktionserhöhung eintreten, die jedoch beim Speisen nach dem Abreißen einerseits, mit dem gleichzeitigen Größerwerden des Kämmlingsprozentsatzes eine geringe Verminderung, und für das Speisen während des Abreißens andererseits mit dem Kleinerwerden des Kämmlingsprozentsatzes, der durch die vergrößerte Speiselänge entsteht, eine geringe Zunahme erfährt.

Die Feststellung des Kämmlingabganges. Zu diesem Zweck wird der beispielsweise in zwei Minuten gelieferte Kammzug und Kämmling auf einer Gewichtswage getrennt gewogen. Um ein richtiges Bild über den Ausfall der Partie zu erhalten, drückt man das Gewichtsverhältnis vom Kammzug und Kämmling prozentual aus, wo-

bei einmal der Kämmlingsprozentsatz auf die Gesamtvorlage, das anderemal auf den Kammzug berechnet werden kann.

Bedeutet:

$g_z$  = Kammzuggewicht, welches in einer bestimmten Zeit geliefert wird,

$g_k$  = Kämmlingsgewicht, " " " " " " "

$g_z + g_k = G$  das Gesamtgewicht,

dann berechnet sich der Kämmlingsprozentsatz  $p$ , bezogen auf das Gesamtgewicht zu

$$p = \frac{g_k \cdot 100}{G}$$

auf das Kammzuggewicht bezogen zu:

$$p = \frac{g_k \cdot 100}{g_z}.$$

Beispiel. Während einer bestimmten Zeit lieferte ein Kammstuhl

$g_z = 54$  g Kammzug,

$g_k = 8$  g Kämmling.

Die Gesamtvorlage besteht demnach aus:

$$g_z + g_k = 54 + 8 = 62 \text{ g,}$$

demnach Kämmlingsprozentsatz bezogen auf das Gesamtvorlagegewicht

$$p = \frac{8 \cdot 100}{62} = 12,9\%.$$

Kämmlingsprozentsatz, bezogen auf das Kammzuggewicht

$$p = \frac{8 \cdot 100}{54} = 14,8\%.$$

Wird nun auf Grund des festgestellten erstern Kämmlingsprozentsatzes auf das Kammzug-Rendement geschlossen, dann ergibt sich für eine Partie von 4000 kg ein Kammzuggewicht von

$$4000 \cdot \frac{(100 - 12,9)}{100}$$

oder

$$4000 \cdot 0,871 = 3484 \text{ kg.}$$

Bei der Probeentnahme ist darauf zu achten, daß der Kammzugtopf sowie der Kämmlingskasten vollständig entleert sind.

Zur schnellen Feststellung des prozentualen Verhältnisses zwischen Kammzug und Kämmling ist vielfach die Kämmlingswage eingeführt. Abb. 20 zeigt eine solche Kämmlingswage der Fa. L. Schopper-Leipzig. Diese Wage besteht aus einem Skalenbogen und einem beweglich gelagerten dreiarmigen Hebel. Beide Teile sind entweder an einem Gestell angebracht oder ruhen in einem Teil, der mit einem Ring versehen ist, so daß die Wage aufgehängt werden kann. Zwei Schenkel des dreiarmigen Hebels sind mit Anhängenhaken versehen, während der dritte Schenkel als Zeiger ausgebildet ist. Der dreiarmige Hebel ist genau ausbalanciert. Hängt man an den einen Haken den Kammzug, an den andern die Kämmlinge, und zwar die Menge, die während einer bestimmten Zeit geliefert wurden, so kann man die Prozente ohne weiteres ablesen.

Die Regulierung oder Einstellung ist bei der Kämmaschine eine vielseitige und weicht deren Durchführung je nach der Konstruktion teilweise erheblich voneinander ab, obwohl sich das Prinzip der Heilmannschen Maschine bei den in der Praxis in Verwendung stehenden Flachkämmern trotz aller durchgreifenden Verbesserungen erhalten hat. Derartige Verbesserungen sind beispielsweise: Auswechselbares Kammsegment für das Feinkämmen, Klettenschläger, Säbel, Unterzangenblech usw. und es liegt nicht im Rahmen dieses Teiles des Werkes, auf eine gründliche Beschreibung der einzelnen Maschinentypen, sowie auf die neuzeitlichen Verbesserungen einzugehen, sondern es sollten in diesem Teile im wesentlichen nur die allgemeinen Grundlagen behandelt werden, die für ein tieferes Eindringen in das Studium der Kämmaschine unerlässlich sind.



Abb. 20.  
Kämmlingswage.

Die Abmessungen der Kämmaschine sind je nach System kleineren Abweichungen unterworfen und beträgt deren Raumbedarf mit Aufsteckrahmen beispielsweise:

Gesamtlänge . . . . .  $2\frac{1}{4}$  m  
Gesamtbreite . . . . .  $1\frac{1}{2}$  m

Der Kraftbedarf schwankt zwischen 0,3 bis 0,5 PS.

**Das Nachstrecken nach dem Kämmen.** Das die Kämmaschine verlassende Kammzugband ist infolge seines Aufbaues zu wenig fest und gleichmäßig, um die zum Entkräuseln nötige Zugkraft bei dem folgenden Plätten ertragen zu können. Zur Festigung und Vergleichmäßigung der Bänder werden deshalb nach dem Kämmen zumeist zwei Streckpassagen angewendet, welche Nadelwalzen, einfache Nadelstabstrecken und in neuerer Zeit meist Doppelnadelstabstrecken (Intersecting) sind, und weichen dieselben im Prinzip der Arbeitsweise und der Bauart von denen der Vorbereitung nicht wesentlich ab. Da die Kämmaschine das Kammzugband in Töpfe abgibt, ist die erste Nachstrecke nicht mit einem Aufsteckrahmen für Spulen ausgerüstet, sondern aus den vorgeetzten Töpfen (7 bis 10) werden die losen Bänder durch angetriebene hohle Messingführungszyylinder eingezogen und nebeneinanderlaufend dem Speizeylinder zugeführt, weshalb man diese erste Nachstrecke auch Topfstrecke nennt.

**Das Plätten (Lisieren) mit Waschen.** Vor dem Krempeln ist die Wolle zur leichteren Faserzerteilung geschmelzt worden, und dieses Fett muß wieder entfernt werden, da man fettfreies Garn wünscht und die folgende Verarbeitung in der Spinnerei auch ohne die Schlüpfrigkeit der Faser möglich ist; ganz besonders ist die gänzliche Entfernung des Fettes dort Bedingung, wo ein Färben des Kammzuges stattfinden soll. Vom Kammgarnfaden verlangt man weiter vor allem ein glattes Aussehen, und wird diese charakteristische Eigenheit um so mehr auftreten, in je höherem Maße schon die Rohwolle sich durch eine schlichte glatte Beschaffenheit auszeichnet. Diese gewünschte Eigenschaft besitzen jedoch nur die gröberen Wollen, die sich nur zum Spinnen für niedere Garnnummern eignen, während mit dem Ausspinnen höherer Garnnummern die Feinheit der Wolle Schritt halten muß; jedoch verliert sich, wie bereits früher erwähnt, mit der Feinheit der Wollfaser die schlichte Beschaffenheit, da durch den kleineren Faserdurchmesser das Vermögen des Haares sich in Kräuselungsbogen zu legen begünstigt wird. Diese mit jeder feineren Wolle verbundene Kräuselung ist zur Erzielung eines glatten Garnes zu entfernen, dies geschieht mittels Plättmaschinen durch die Erwärmung des formbaren feuchten Hornstoffes unter gleichzeitiger Streckung der Haare.

Die Plättmaschine (Liseuse von N. Schlumberger & Co. (Abb. 21). Das Aufsteckzeug *A* ist gewöhnlich für 16 bis 24 Spulen eingerichtet und werden die Bänder der in *A* aufgesteckten Spulen über polierte Leitstangen *l* und durch Führungsplatte *p* nebeneinanderlaufend dem ersten Seifenbad I zugeführt. Durch die beiden kupfernen hohlen Eintauchwalzenpaare  $W_1W_2$  erhalten die nebeneinanderliegenden Bänder eine Führung unterhalb des Seifenwasserspiegels und gelangen über Leitwalze  $l_1$  zum Quetschwerk *Q*, welches mittels einer elastischen Hebelvorrichtung *a, b, c* einen verstellbaren Druck bis ungefähr 10000 kg auf die Bänder ausübt und dadurch dieselben von der anhaftenden Waschflüssigkeit befreit. Die vom ersten Quetschwerk *Q* entnässten Bänder werden über Leitwalze  $l_2$  in das zweite Seifenbad II eingeführt, in welchem sie wieder durch Walzen  $W_3, W_4, l_3$  dieselbe Führung erhalten wie in Bad I. Das sich hier anschließende Quetschwerk  $Q_1$  quetscht die Bänder aus und beginnen dann letztere in noch feuchtem Zustande den schlangenförmigen Lauf um 30 polierte, hohle, mit Dampf geheizte Kupferzylinder  $H_2$ . Durch die nach der Ablieferung hin etwas zunehmende Umfangsgeschwindigkeit der Heizzylinder findet eine Anspannung der Bänder statt, durch welche unter gleichzeitiger Einwirkung der Wärme die Entkräuselung der Wollhaare bewirkt wird. Die den Heizapparat verlassenden noch heißen Bänder nehmen zwecks Abkühlung und Temperatenausgleich ihren Lauf über Leitwalze  $l_5$ , sowie über die höher gelegenen Leitwalzen  $l_6, l_7$  nach der Führungsplatte  $p_1$  der vorgebauten Doppelnadelstabstrecke *J* (Intersecting). Die geplätteten Bänder durch-

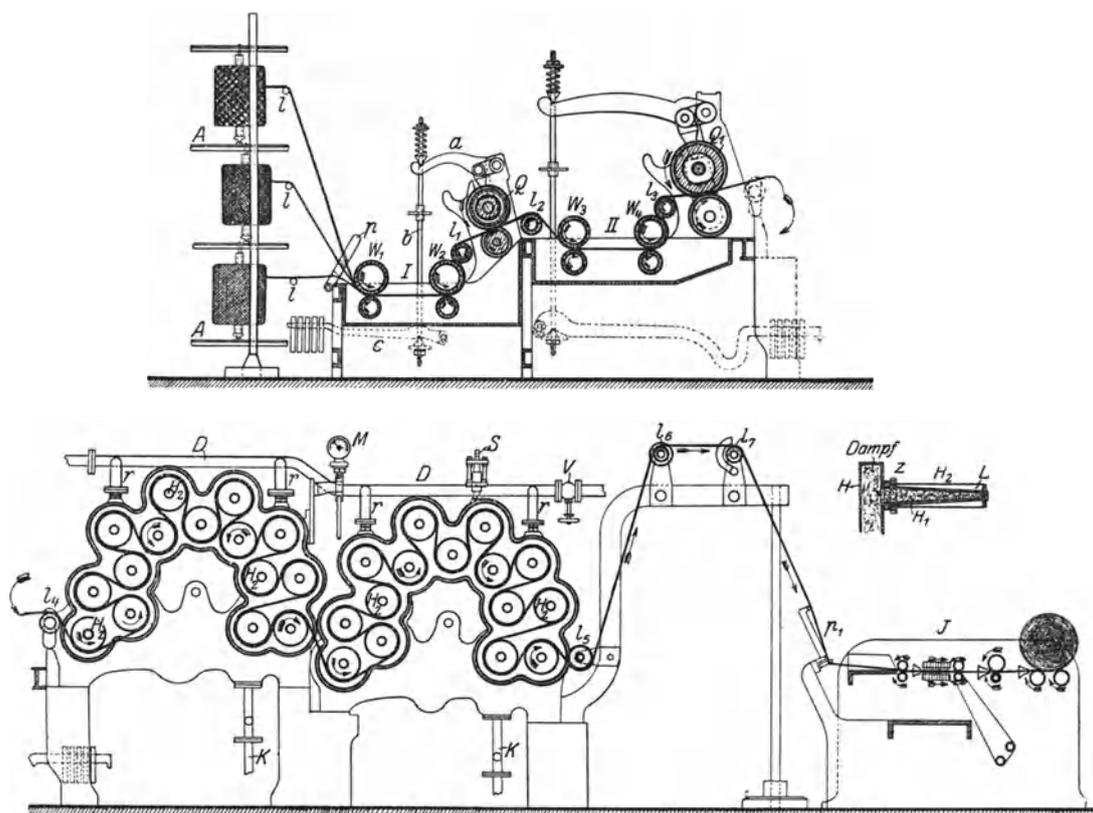


Abb. 21.

laufen dann noch zu je 4 oder 6 getrennt diese 4 köpfige vorgebaute Doppelnadelstrecke *J*, welche die mehr oder weniger leicht verfilzten Bänder etwas öffnet, streckt, vergleichmäßigt und als vier Kreuzspulen aufwickelt.

Die Dampfleitung *D* mit Hauptventil *V* dient zum Speisen der eisernen Heizzylinder, während durch Rohr *K* der Abfluß des Kondenswassers aus den Heizzylindern erfolgt. *M* ist ein Manometer, welches den in den Heizzylindern jeweilig herrschenden Dampfdruck 4 bis 6 atm anzeigt. Das Sicherheitsventil *S*, welches bei dem eingestellten Druck abläßt, verhindert eine Steigerung der Dampfspannung, wodurch wieder eine ziemlich gleichbleibende Temperatur gewährleistet wird.

**Erläuterungen und Angaben zur Platte.** Als Waschwasser verwendet man gewöhnlich in beiden Bädern Seifenlösungen von 45 bis 50° C, jedoch von schwächerer Konzentration als in der Wäscherei für Rohwolle. Für mit Olivenöl geschmolzene Wolle genügt zur Verseifung des Fettes die schwache Seifenlösung, während bei Verwendung von Olein als Schmelzmittel für das erste Bad außerdem ein kleiner Zusatz von Soda genommen wird. Die Erwärmung der Waschflotten geschieht mittels nahe am Boden der Washkufen liegenden Rohre, durch welche der ausströmende Dampf die Waschflotten unmittelbar heizt. Jede Kufe besitzt ein Zuleitungsrohr für Frischwasser und außerdem ist zwischen den beiden Washkufen ein Überlaufrohr angebracht, durch welches das von der zweiten höher gelegenen Kufe noch verhältnismäßig reine Waschwasser in die erste Kufe überfließt. Die während des Waschprozesses verbrauchte Waschflotte wird auf dieselbe Art und Weise ersetzt, wie dies bei den Washkufen des Leviathans üblich und bereits früher dort beschrieben wurde. Die Unterwalze des Quetschwerkes ist wieder wie bei dem des Leviathans mit einem Bronzeüberzug versehen, während die durch Reibung mitgenommene Oberwalze wieder mit einem aus mehreren übereinanderliegenden Seillagen bestehenden Überzug ausgerüstet ist, der zur

Erzielung einer ebenen Walzenoberfläche gewöhnlich noch mit losen Baumwollfäden in Bandform umwickelt ist.

Bei der von uns behandelten Platte von N. Schlumberger & Co. in Gebweiler besteht der Heizapparat aus ca. sechzig hohlen, eisernen Heizzyllindern von kleinerem Durchmesser, die zu je dreißig zu beiden Seiten des schmalen hohlen Heizständers  $H$  einseitig so befestigt sind, daß sämtliche eiserne Heizzyllinder  $H_1$  mit dem Heizständers  $H$  einen abgeschlossenen Hohlraum bilden, in dem durch die Rohre  $r$  der durch  $D$  zugeleitete Dampf von mittelhoher Spannung ( $5\frac{1}{2}$  at) einströmt. Über die feststehenden Eisenzyllinder  $H_1$  (Abb. 21 Nebenfigur) sind Hülsen  $H_2$  aus poliertem Kupferblech gesteckt, welche durch die am inneren Ende der Hülsen aufgesetzten Zahnräder  $Z$  ihren Antrieb um die von innen heraus geheizten Eisenzyllinder  $H_1$  erhalten. Durch die beschriebene Anordnung wird zwischen dem eisernen Heizzyllinder  $H_1$  und der kupfernen rotierenden Trockentrommel  $H_3$  eine isolierende Luftschicht  $L$  geschaffen, wodurch eine unmittelbare Einwirkung der hohen Dampftemperatur auf die Bänder und folglich ein zu scharfes Trocknen derselben verhütet wird.

Die Plättmaschine der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft in Mülhausen weicht von der vorher beschriebenen hauptsächlich dadurch ab, daß der Trockenapparat nur aus acht bzw. neun kupfernen Trockentrommeln von größerem Durchmesser besteht, und werden die Trommeln mittels niedergespanntem Dampf geheizt, welcher durch Rohre jeder Trommel einzeln zugeleitet wird.

Für das Plätten der Wolle unter möglichst gleichzeitiger Schonung derselben genügt eine Außentemperatur der Kupfertrommeln von 80 bis 90° C und soll das die Maschine verlassende Band ungefähr 20% Feuchtigkeit enthalten. Da die Einführgeschwindigkeit der Bänder in die an die Platte angeschlossene Doppelnadelstabstrecke immer gleich der Abführgeschwindigkeit des Trockenapparates bleiben muß, so kann bei dieser Strecke der Verzug nur durch die Änderung der Vorderzylindergeschwindigkeit beeinflusst werden. Eine Eigenart besteht bei der Platte in der Verbindung der Bandenden der abgelaufenen Spulen mit denjenigen der neu aufzusteckenden Spulen darin, daß die beiden Bandenden miteinander verflochten werden. Hierdurch bekommt die Verbindungsstelle der Bandenden genügend Halt, um den verhältnismäßig hohen Zug, den die Bänder in der Maschine erleiden, widerstehen zu können, wodurch wiederum Bandbrüche, die schädliche Stillsetzungen der Maschine hervorbringen, vermieden werden. Diese so bedingten Stillsetzungen der Maschine sind einerseits deshalb schädlich, weil die Bänder durch den längeren Aufenthalt an den Auflagestellen der heißen Trockentrommeln leiden und andererseits sich ein Produktionsverlust ergibt. Es ist nun streng darauf zu achten, daß die geflochtene Verbindungsstelle vor dem Einlauf in die Nadelstabstrecke gelöst wird, um ein Zerreißen der Fasern und schadhafte Stellen im Band zu vermeiden.

Die Produktion der Platte von N. Schlumberger & Co. beträgt in 8 Stunden . . . ca. 800 kg.

Der Raumbedarf mit Nadelstabstrecke und Aufsteckrahmen

Breite für . . . . .	Platte	Aufsteckrahmen	Doppelnadelstabstrecke
	2,4 m	2,9 m	2,7 m

Gesamtlänge . . . . . 8,66 m.

Der Kraftbedarf für 2 Bäder . . . . . 3 PS.

**Das Fertigstrecken des Kammzugbandes.** Das Fertigstrecken bezweckt eine weitere Vergleichmäßigung und ein Verziehen auf das gewünschte Bandgewicht, und benützt man außer der unmittelbar mit der Platte verbundenen Strecke noch eine zweite Streckpassage, welche zumeist eine Doppelnadelstabstrecke (Insersecting) ist, und welche nun endgültig den Kammzug liefert in Form eines schon ziemlich gleichmäßig starken Bandes, von welchem 1 m 14 bis 20 g wiegt. Diese Kammzug-Kreuzspulen, welche ein Gewicht von 5 bis 8 kg haben, werden in weißes Papier eingeschlagen und partienweise zusammengestellt, in feuchten Kellerräumen gelagert. Den Kammzug, welcher das Grundband der Spinnerei bildet, in das gewünschte Feingarn von bestimmter Feinheit und Drehung umzubilden, ist die Aufgabe der Kammgarnspinnerei.

## Zweiter Teil.

# Allgemeine Rechnungsarten und spinnereitechnische Abhandlungen.

Zum besseren Verständnis der vielseitigen Berechnungen, die in der Spinnerei vorkommen, ist an dieser Stelle ein kurzer Auszug derjenigen Lehrsätze aus der Arithmetik gegeben und an Hand von Beispielen erläutert, die zur einfachsten Durchführung aller auftretenden spinnereitechnischen Berechnungen notwendig sind.

## Allgemeines über die vier Grundrechnungsarten.

Addieren heißt hinzuzählen. Das Zeichen der Addition ist ein aufrechtstehenden Kreuz  $+$  und wird „plus“ gelesen; z. B.

$$24,03 + 12,50 = 36,53.$$

Man bezeichnet nun 24,03 mit dem 1. Summanden, 12,50 mit dem 2. Summanden und  $24,03 + 12,50$  oder 36,53 die Summe.

Subtrahieren heißt abziehen. Das Zeichen der Subtraktion ist ein wagrechter Strich  $-$  und wird „minus“ gelesen; z. B.

$$24,03 - 12,50 = 11,53.$$

Man bezeichnet nun 24,03 mit Minuend und 12,50 mit Subtrahend und  $24,03 - 12,50$  oder 11,53 mit Differenz.

Multiplizieren heißt vervielfachen. Das Zeichen der Multiplikation ist ein Punkt oder ein liegendes Kreuz  $\times$  und wird „mal“ gelesen; z. B.:

$$24,03 \cdot 12,50 = 300,375.$$

Man bezeichnet nun 24,03 mit Multiplikant, 12,50 mit Multiplikator und  $24,03 \cdot 12,50$  oder 300,375 mit Produkt. Multiplikant und Multiplikator heißen auch Faktoren.

Dividieren heißt in gleiche Teile teilen. Das Zeichen der Division ist ein Doppelpunkt oder ein wagrechter Strich (Bruchform) und wird „durch“ gelesen; z. B.

$$24,03 : 12,50 = 1,9224 \quad \text{oder} \quad \frac{24,03}{12,50} = 1,9224.$$

Man bezeichnet nun  $24,03$  mit Dividend, 12,50 mit Divisor und  $24,03 : 12,50$  oder 1,9224 mit Quotient.

## Brüche.

Man unterscheidet gemeine Brüche und Dezimalbrüche, z. B. ist  $\frac{3}{5}$  ein gemeiner Bruch und heißt 3 der Zähler und 5 der Nenner, und 0,6 ist ein Dezimalbruch.

I. Ein gemeiner Bruch wird in einen Dezimalbruch umgewandelt, indem man den Zähler durch den Nenner dividiert, also

$$\frac{3}{5} = 3:5 = 0,6.$$

II. Der Wert eines Bruches bleibt unverändert, wenn man Zähler und Nenner mit derselben Zahl multipliziert oder dividiert. (Erweitern oder Kürzen der Brüche); z. B.

$$\frac{3:3}{9:3} = \frac{1}{3}; \quad \frac{3 \cdot 3}{9 \cdot 3} = \frac{9}{27}.$$

### Addieren und Subtrahieren der gemeinen Brüche.

Die gemeinen Brüche zergliedern sich wieder in gleichnamige, das sind Brüche mit gleichen Nennern, und ungleichnamige Brüche, letztere sind solche mit verschiedenen Nennern.

Es gelten nun folgende Grundsätze:

III. Gleichnamige Brüche werden addiert, indem man die Zähler addiert und den gemeinschaftlichen Nenner unverändert stehen läßt; z. B.:

$$\frac{4}{7} + \frac{2}{7} + \frac{6}{7} + \frac{1}{7} = \frac{4+2+6+1}{7} = \frac{13}{7} = 1\frac{6}{7}.$$

IV. Gleichnamige Brüche werden subtrahiert, indem man die Zähler subtrahiert und den gemeinschaftlichen Nenner unverändert stehen läßt:

$$\frac{8}{9} - \frac{5}{9} = \frac{8-5}{9} = \frac{3}{9} = \frac{1}{3}.$$

V. Ungleichnamige Brüche werden <sup>addiert</sup> subtrahiert, indem man sie auf einen gemeinschaftlichen Nenner bringt und dann <sup>addiert</sup> subtrahiert; z. B.:

$$\frac{3}{4} + \frac{4}{5} + \frac{7}{8} + \frac{1}{2} =$$

Der gemeinschaftlich kleinste Nenner ist nun die Zahl, in welcher sämtliche Nenner enthalten sind; in unserem Falle ist dies die Zahl 40.

Die Zähler für den gemeinschaftlichen Nenner findet man, indem man den gemeinschaftlichen Nenner durch den alten Nenner dividiert und den Quotienten mit dem alten Zähler multipliziert; also:

$$\frac{3}{4} = \frac{40}{4} = 10 \cdot 3 = 30,$$

$$\frac{4}{5} = \frac{40}{5} = 8 \cdot 4 = 32,$$

$$\frac{7}{8} = \frac{40}{8} = 5 \cdot 7 = 35,$$

$$\frac{1}{2} = \frac{40}{2} = 20 \cdot 1 = 20,$$

für unser Beispiel

$$\frac{30 + 32 + 35 + 20}{40} = \frac{117}{40} = 2\frac{37}{40}.$$

Beispiel für die Subtraktion:

$$\frac{7}{9} - \frac{2}{7} = \frac{49 - 18}{63} = \frac{31}{63}.$$

## Multiplizieren der gemeinen Brüche.

VI. Ein Bruch wird mit einer ganzen Zahl multipliziert, indem man den Zähler mit der ganzen Zahl multipliziert und den Nenner unverändert stehen läßt; z. B.:

$$\frac{3}{5} \cdot 5 = \frac{3 \cdot 5}{5} = \frac{15}{5} = 3.$$

VII. Brüche werden miteinander multipliziert, indem man Zähler mit Zähler und Nenner mit Nenner multipliziert.

1. Beispiel:  $\frac{3}{7} \cdot \frac{4}{7} = \frac{12}{49}.$

2. Beispiel:  $\frac{1}{3} \cdot \frac{3}{4} = \frac{3}{12} = \frac{1}{4}.$

3. Beispiel:  $\frac{24}{48} \cdot \frac{36}{98} \cdot \frac{12}{60} \cdot \frac{12}{100} \cdot \frac{44}{90} \cdot \frac{56}{60},$

oder man schreibt dies auf einen gemeinschaftlichen Bruchstrich

$$\frac{24 \cdot 36 \cdot 12 \cdot 12 \cdot 44 \cdot 56}{48 \cdot 98 \cdot 60 \cdot 100 \cdot 90 \cdot 60}.$$

Zur wesentlichen Vereinfachung der Rechnung kürzt man zunächst nach Lehrsatz II, indem man je eine Zahl der Zähler- und Nennerreihe herausucht, die sich durch eine gemeinschaftliche Zahl teilen lassen, und erhält dann:

$$\begin{aligned} &= \frac{1 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 22 \cdot 1}{1 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 15} \\ &= \frac{44}{13125} = 0,0033523 \dots \end{aligned}$$

## Dividieren der gemeinen Brüche.

VIII. Ein Bruch wird durch eine ganze Zahl dividiert, indem man den Zähler durch die Zahl dividiert, oder den Nenner mit derselben multipliziert; z. B.:

$$\frac{6}{8} : 3 = \frac{6 : 3}{8} = \frac{2}{8} = \frac{1}{4}$$

oder

$$\frac{6}{8} : 3 = \frac{6}{8 \cdot 3} = \frac{6}{24} = \frac{1}{4}$$

oder

$$\frac{\frac{6}{8}}{3} = \frac{6}{8 \cdot 3} = \frac{6}{24} = \frac{1}{4}.$$

IX. Eine ganze Zahl oder ein Bruch wird durch einen Bruch dividiert, indem man den Divisorbruch umkehrt und dann multipliziert.

1. Beispiel:  $42 : \frac{6}{7} = 42 \cdot \frac{7}{6} = \frac{294}{6} = 49$

oder in Bruchform geschrieben

$$\frac{42}{\frac{6}{7}} = \frac{42 \cdot 7}{6} = \frac{294}{6} = 49$$

2. Beispiel:  $\frac{27 \cdot 3,14}{22 \cdot 100 \cdot 27 \cdot 3,14} = \frac{44 \cdot 80 \cdot 27 \cdot 3,14}{22 \cdot 100 \cdot 27 \cdot 3,14} = \frac{8}{5} = 1,6$

3. Beispiel:  $\frac{2}{3} : \frac{7}{9} = \frac{2}{3} \cdot \frac{9}{7} = \frac{18}{21} = \frac{6}{7}$

oder in Bruchform geschrieben

$$\frac{\frac{2}{3}}{\frac{7}{9}} = \frac{2 \cdot 9}{3 \cdot 7} = \frac{18}{21} = \frac{6}{7}.$$

## Die Gleichungen mit einer Unbekannten.

Werden zwei gleichgroße Größen mit dem Gleichheitszeichen „=“ verbunden, so bezeichnet man diese Schreibweise mit Gleichung; z. B.:

$$6 = 6 \quad \text{oder} \quad 6 = 2 + 4 \quad \text{oder} \quad 6 = 2 \cdot 3.$$

Bei einer Gleichung muß also der Wert der linken Seite gleich dem der rechten Seite sein. In diesen Gleichungen tritt nun immer ein unbekannter Wert auf, der gewöhnlich mit irgendeinem Buchstaben, z. B. „ $x$ “, bezeichnet wird; z. B.:

$$x + 7 = 10 \quad \text{oder} \quad x \cdot 2 = 10.$$

Die Lösung der Gleichung besteht nun darin, für  $x$  diejenige Zahl einzusetzen, damit die Größe der linken Seite gleich der der rechten Seite wird.

Wie diese beiden einfachen Beispiele erkennen lassen, ist für  $x$  beim 1. Beispiel 3 und beim 2. Beispiel 5 einzusetzen, damit die Größe der linken Seite gleich der Größe der rechten Seite wird.

Für das Auflösen einer Gleichung muß dieselbe so umgeformt werden, daß auf der einen Seite nur die unbekanntes Größen und auf der anderen Seite nur die bekannten Größen stehen. Dieses Versetzen der Größen von der einen Seite der Gleichung auf die andere muß nun derart geschehen, daß die Gleichung immer ihre Richtigkeit behält, und hat dieses nach folgenden Lehrsätzen zu geschehen.

X. Man kann jedes Glied der einen Seite einer Gleichung auf die andere Seite der Gleichung setzen, ohne daß die Gleichung falsch wird, wenn man gleichzeitig das Vorzeichen (+ oder -) des Gliedes in das entgegengesetzte verwandelt.

Beispiele:

$$\begin{array}{ll} 1. \quad x + 5 = 12 & 2. \quad x - 5 = 6 \\ \quad \quad x = 12 - 5 & \quad \quad x = 6 + 5 \\ \quad \quad x = 7 & \quad \quad x = 11 \\ 3. \quad 18x - 6 - 9x = 20 + 7x - 12 & \\ \quad 18x - 9x - 7x = 20 - 12 + 6 & \\ \quad \quad 2x = 14 & \\ \quad \quad x = 7. & \end{array}$$

Die folgenden beiden Lehrsätze finden in den Berechnungen der Spinnerei besonders ausgiebige Verwendung.

XI. Ein Faktor der einen Seite der Gleichung wird auf die andere Seite gebracht als Divisor.

XII. Ein Divisor der einen Seite der Gleichung wird auf die andere Seite gebracht als Faktor.

Beispiele:

$$\begin{array}{lll} 1. \quad x \cdot 4 = 20 & 2. \quad 56 = 8 \cdot x & 3. \quad \frac{x}{5} = 6 \\ \quad \quad x = \frac{20}{4} & \quad \quad \frac{56}{8} = x & \quad \quad x = 6 \cdot 5 \\ \quad \quad x = 5 & \quad \quad 7 = x & \quad \quad x = 30 \\ & \text{oder } x = 7 & \\ 4. \quad \frac{16 \cdot x \cdot 10}{4 \cdot 2 \cdot 2} = 320 & 5. \quad x : \frac{2}{3} = 6 & \\ \quad \quad x = \frac{320 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 2}{16 \cdot 10} & \quad \quad x = 6 \cdot \frac{2}{3} & \\ \quad \quad x = 32 & \quad \quad x = \frac{12}{3} & \\ & \quad \quad x = 4 & \end{array}$$

$$\begin{array}{lll}
 6. \quad \frac{8}{x} = 0,5 & 7. \quad \frac{36}{x \cdot 3} = 4 & 8. \quad \frac{24 \cdot 36 \cdot 10}{12 \cdot 9 \cdot x} = 40 \\
 \frac{8}{0,5} = x & \frac{36}{3 \cdot 4} = x & \frac{24 \cdot 36 \cdot 10}{12 \cdot 9 \cdot 40} = x \\
 16 = x & 3 = x & 2 = x \\
 \text{oder } x = 16 & \text{oder } x = 3 & \text{oder } x = 2.
 \end{array}$$

Steht der unbekannte Werte  $x$  als Divisor, also unter dem Bruchstrich, so muß er zunächst auf die andere Seite der Gleichung als Faktor gebracht werden, dann erst löst man die Gleichung unter Benutzung der Lehrsätze XI und XII auf (Beispiele 6, 7, 8)

## Proportionen.

Sollen zwei gleichartige Größen, z. B. zwei Strecken miteinander verglichen werden, so untersucht man, wie oft, ein gemeinschaftliches Maß in beiden enthalten ist.

Ist z. B. die eine Strecke 4 cm lang, die andere 10 cm, so ist das gemeinschaftliche Maß von 2 cm in der ersten Strecke 2 mal, in der zweiten Strecke 5 mal enthalten, folglich verhalten sich die beiden Strecken wie 2 zu 5 oder ihr Verhältnis ist 2:5 oder auch  $\frac{2}{5}$ .

Eine dritte Strecke sei 16 cm und eine vierte Strecke 40 cm lang, so ist das gemeinschaftliche Maß von 2 cm in der dritten Strecke 8 mal, in der vierten Strecke 20 mal enthalten, folglich ist ihr Verhältnis 8:20 oder  $\frac{8}{20}$ .

Verbindet man diese beiden Verhältnisse durch ein Gleichheitszeichen, so erhält man eine „Proportion“, d. h. es verhält sich 2 zu 5 wie 8 zu 20 und ist die Schreibweise dafür:  $2:5 = 8:20$ .

In dieser Proportion bezeichnen 2 und 20 die äußeren, 5 und 8 die inneren Glieder. Der Hauptsatz der Proportion lautet:

XIII. In jeder Proportion ist das Produkt der äußeren Glieder gleich dem Produkt der inneren Glieder; z. B.:

$$\begin{array}{c}
 24 \\
 \overbrace{8:12 = 2:3} \\
 24
 \end{array}
 \quad \text{oder als Bruch geschrieben:} \quad \frac{8}{12} \overset{\leftarrow}{=} \overset{\rightarrow}{\frac{2}{3}}$$

Durch Multiplizieren über „Kreuz“ ergeben sich dann die Produkte der äußeren und der inneren Glieder.

XIV. Die Unbekannte findet man, indem man das Produkt der beiden äußeren Glieder durch das innere Glied dividiert.

$$\begin{aligned}
 2:x &= 8:20 \\
 x &= \frac{2 \cdot 20}{8} \\
 x &= 5.
 \end{aligned}$$

XV. Die Unbekannte findet man, indem man das Produkt der beiden inneren Glieder durch das äußere Glied dividiert.

$$\begin{aligned}
 2:5 &= 8:x \\
 x &= \frac{5 \cdot 8}{2} \\
 x &= 20.
 \end{aligned}$$

## Quadrieren und Wurzelziehen.

Quadrieren heißt eine Zahl mit sich selbst multiplizieren, stellt also ein Produkt mit gleichen Faktoren dar.

Man hat z. B. das Produkt  $4 \cdot 4$ , so schreibt man den Faktor 4 als Basis nur einmal und setzt rechts oben daneben mit etwas kleinerer Schrift die Zahl des Exponenten, welcher angibt, wievielmals der Faktor mit sich selbst zu multiplizieren ist.



Das Wurzelziehen aus einem Dezimalbruch unterscheidet sich von dem aus einer ganzen Zahl nur dadurch, daß die Gruppeneinteilung von je zwei Ziffern vom Dezimalkomma aus nach links und rechts geschieht.

Beispiel 3:

$$\begin{array}{r} 7 \cdot 7 = 49 \quad \rightarrow \quad \sqrt{52|46,10|49} = 7,23 \\ \hline 34(6 : 14 (2 \cdot 7) \\ 2 \cdot 2 = 4 \quad \left. \vphantom{2 \cdot 2} \right\} \rightarrow 284 \\ 2 \cdot 14 = 28 \quad \left. \vphantom{2 \cdot 14} \right\} \rightarrow 284 \\ \hline 284 \\ 621(0 : 144 (72 \cdot 2) \\ 4 \cdot 4 = 16 \quad \left. \vphantom{4 \cdot 4} \right\} \rightarrow 5776 \\ 4 \cdot 144 = 576 \quad \left. \vphantom{4 \cdot 144} \right\} \rightarrow 5776 \\ \hline 5776 \\ 48449 : 1448 (2 \cdot 724) \\ 3 \cdot 3 = 9 \quad \left. \vphantom{3 \cdot 3} \right\} \rightarrow 43449 \\ 3 \cdot 1448 = 4344 \quad \left. \vphantom{3 \cdot 1448} \right\} \rightarrow 43449 \\ \hline 43449 \\ \hline 0 \end{array}$$

Beispiel 4:

$$\begin{array}{r} \sqrt{78} = 8,8317 \\ 64 \\ \hline 140(0 : 16 \\ 1344 \\ \hline 560(0 : 176 \\ 5289 \\ \hline 3110(0 : 1766 \\ 17661 \\ \hline 134390(0 : 17662 \\ 1236389 \\ \hline 107511 \text{ Rest.} \end{array}$$

Wie Beispiel 4 zeigt, sind zur Erreichung der Dezimalstellen immer zwei Nullen an die bleibende Differenz anzuhängen.

## Die Prozentrechnung.

Ein Betrag, der sich auf die Zahl 100 bezieht, wird Prozent genannt, und das Zeichen hierfür ist „ $\%$ “; so ist  $1\%$  von einer Zahl immer der hundertste Teil derselben.

1. Beispiel: Eine Menge von 500 kg Wolle geben bei der Verarbeitung  $5\%$  Abfall. Wie groß ist der Ertrag des Abfalles in Kilogramm?

Es verhält sich nun  $x : 5 = 500 : 100$   
 oder in Worten: Ertrag : Prozentsatz = Menge : 100,  
 hieraus nach Lehrsatz XV 
$$\text{Ertrag} = \frac{\text{Menge} \cdot \text{Prozentsatz}}{100}$$

für unseren Fall 
$$\text{Ertrag} = \frac{500 \cdot 5}{100}$$
  

$$\text{Ertrag} = 25 \text{ kg.}$$

Bezeichnet man nun allgemein:

die Menge mit . . . . .  $M$   
 den Ertrag mit . . . . .  $E$   
 den Prozentsatz mit . . . . .  $p$ ,

so gilt nach obigem Beispiel die Formel

$$E : p = M : 100$$

oder Ertrag

$$E = \frac{M \cdot p}{100}, \text{ das heißt:}$$

XVI. Man findet den Ertrag, indem man die Menge mit dem Prozentsatz multipliziert und durch 100 dividiert.

2. Beispiel: Eine Menge von 500 kg Wolle ergab einen Ertrag von 25 kg Abfall. Wieviel beträgt der Prozentsatz des Abfalles?

Nach Lehrsätze XI und XII findet man aus der Formel des Lehrsatzes XVI den

$$\text{Prozentsatz } p = \frac{E \cdot 100}{M}, \text{ das heißt:}$$

XVII. Man findet den Prozentsatz, indem man den Ertrag mit 100 multipliziert und durch die Menge dividiert.

Die Zahlenwerte eingesetzt ergibt:

$$p = \frac{25 \cdot 100}{500} = 5\%.$$

3. Beispiel: Wie groß war die Menge einer Partie, wenn der Prozentsatz von 5 einen Ertrag von 25 kg Abfall ergab?

Wie vorher ergibt sich aus Formel XVI

$$\text{Menge } M = \frac{E \cdot 100}{p}, \text{ das heißt:}$$

XVIII. Man findet die Menge, wenn man den Ertrag mit 100 multipliziert und durch den Prozentsatz dividiert.

Folglich 
$$M = \frac{25 \cdot 100}{5} = 500 \text{ kg.}$$

4. Beispiel: Ein bestelltes Garn von Nummer 78 zeigte bei der Nachprüfung an der Garnwage nur Nummer 75. Wie groß ist die prozentuale Abweichung?

Man rechnet nach folgenden Ansatz:

$$p = \frac{(78 - 75) \cdot 100}{78} = 3,846\%.$$

Dieser Ansatz ist aus folgender Proportion abgeleitet:

$$\begin{aligned} (78 - 75) : p &= 78 : 100 \\ p \cdot 78 &= 100 \cdot (78 - 75) \\ p &= \frac{100 \cdot (78 - 75)}{78} \\ p &= 3,846\%. \end{aligned}$$

## Die Umfang- und Flächenberechnung des Kreises.

Der Umfang des Kreises heißt Peripherie und wird mit „ $u$ “ bezeichnet. Unter dem Durchmesser des Kreises versteht man die Verbindungslinie von zwei Punkten der Peripherie, die durch den Mittelpunkt geht, und bezeichnet man denselben mit „ $d$ “. Die Verbindungslinie des Mittelpunktes mit einem Punkte der Peripherie heißt Halbmesser oder Radius und wird mit „ $r$ “ bezeichnet (Abb. 35).

Der Durchmesser eines Kreises verhält sich zu seinem Umfange wie 7:22, oder wie  $\frac{7}{22}$ , oder genauer wie 1:3,14159; gewöhnlich begnügt man sich mit 3,14.

Die Verhältniszahl (Ludolfsche Zahl) 3,14 wird gewöhnlich mit dem griechischen Buchstaben „ $\pi$ “ (sprich pi) bezeichnet.

XIX. Den Umfang  $u$  des Kreises findet man, indem man den Durchmesser  $d$  mit der Zahl  $3,14 = \pi$  multipliziert.

Also: 
$$u = d \cdot \pi.$$

1. Beispiel: Der Durchmesser eines Zylinders ist 23 mm. Dann ist der Umfang

$$u = 23 \cdot 3,14 = 72,22 \text{ mm.}$$

Aus der Formel des Lehrsatzes XIX ergibt sich

$$d = \frac{u}{\pi},$$

das heißt: XX. Den Durchmesser eines Kreises findet man, indem man den Umfang durch 3,14 dividiert.

2. Beispiel: Umfang  $u = 78,5$  mm; dann ist Durchmesser

$$d = \frac{78,5}{3,14} = 25 \text{ mm.}$$

XXI. Den Flächeninhalt („ $F$ “ bezeichnet) eines Kreises findet man, indem man den Radius  $r$  ins Quadrat erhebt, und dies mit  $\pi = 3,14$  multipliziert.

Also 
$$\text{Flächeninhalt } F = r^2 \cdot \pi \text{ oder } \frac{d^2 \pi}{4}.$$

3. Beispiel: Durchmesser  $d = 23$  mm; wie groß ist der Flächeninhalt

$$F = 11,5^2 \cdot 3,14 = 415,265 \text{ oder } F = \frac{23^2 \cdot 3,14}{4} = 415,265 \text{ mm}^2.$$

Aus der Formel des Lehrsatzes XXI ergibt sich

$$r = \sqrt{\frac{F}{\pi}},$$

das heißt: XXII. Den Radius findet man aus dem Flächeninhalt eines Kreises, indem man die Fläche durch  $\pi = 3,14$  dividiert und aus dem Quotienten die Quadratwurzel zieht.

4. Beispiel: Der Flächeninhalt eines Kreises ist 2826 mm<sup>2</sup>; wie groß ist der Radius?

$$r = \sqrt{\frac{2826}{3,14}} = \sqrt{900} = 30 \text{ mm.}$$

Für die kürzere Schreibweise ist für die Bezeichnung der Durchmesser von Wellen, Zylinder usw. folgendes Zeichen  $\phi$  gebräuchlich.

## Die Garnnumerierung.

Um den Unterschied in der Feinheit von Garnen ziffernmäßig auszudrücken, könnte man beispielsweise den Durchmesser der verschiedenen Garne messen, da jedoch diese Messungen praktisch nicht ganz einwandfrei durchführbar sind und infolge der stets auftretenden Ungleichmäßigkeiten des Garnes in mehreren Querschnitten vorgenommen werden müßten, ist dieses Verfahren zu umständlich und ungenau, um für die Praxis Verwendung finden zu können. Ein brauchbares und allgemein übliches Verfahren für die ziffernmäßige Bestimmung der Feinheit des Garnes besteht darin, daß man die Feinheit durch eine Zahl ausdrückt, die das Verhältnis zwischen Länge und Gewicht angibt, und bezeichnet man diese Verhältniszahl als Nummer.

Man unterscheidet nun zwei Arten der Numerierungen.

1. Die Längennummer, welche angibt, wieviel Längeneinheiten auf eine Gewichtseinheit entfallen.

2. Die Gewichtsnummer, welche angibt, wieviel Gewichtseinheiten auf eine Längeneinheit entfallen.

Die letzte Numerierungsart ist hauptsächlich nur noch für Seidengarne und teilweise Jutegarne in Verwendung, während die Feinheit der Kammgarne sowie fast alle übrigen Garnsorten nach der Längennummer bestimmt werden.

Je nach dem Lande sind die Längen- und Gewichtseinheiten verschieden, und stehen für Kammgarne hauptsächlich in Verwendung: Die metrische, die englische und die französische (Roubaix, Reims, Fourmies) Nummer.

### Die metrische oder internationale Nummer.

Bei dieser ist die Längeneinheit = 1 km = 1000 m,

die Gewichtseinheit = 1 kg = 1000 g.

Die metrische Nummer gibt folglich an, wieviel Längeneinheiten (Zahlen, Strähn) von je 1 km = 1000 m auf eine Gewichtseinheit von 1 kg = 1000 g entfallen.

D. h. bei einem Garn, welches mit Nummer 49 bezeichnet ist, entfallen 49 km = 49000 m auf 1 kg = 1000 g; bei einem Garn von Nummer 84 entfallen 84 km = 84000 m auf 1 kg = 1000 g.

Wie die beiden Beispiele erkennen lassen, ist zur Erfüllung des Gewichtes von 1 kg bei einer feineren Nummer eine größere Länge erforderlich als bei einer groben Nummer, folglich ist die Nummer um so höher, je feiner das Garn ist.

Zur Erzielung einer einfacheren Schreibweise bedeutet:

$N$  = metrische Garn-Nummer,

$L$  = Länge gemessen in km, m,

$G$  = Gewicht gemessen in kg, g.

Ist die Länge  $L$  und das Gewicht  $G$  bekannt, so findet man die Nummer  $N$  nach der Formel

$$N = \frac{L}{G} \dots \dots \dots (1)$$

Ist die Nummer  $N$  und das Gewicht  $G$  bekannt, so findet man aus Formel (1) nach Lehrsatz XII die Länge  $L$

$$L = N \cdot G \dots \dots \dots (2)$$

Ist die Nummer  $N$  und die Länge  $L$  bekannt, so findet man aus Formel (1) nach Lehrsätze XI, XII das Gewicht  $G$

$$G = \frac{L}{N} \dots \dots \dots (3)$$

Bei Anwendung der Formeln (1) bis (3) ist besonders darauf zu achten, daß für die Länge  $L$  sowie für das Gewicht  $G$  die richtigen Maße angewendet werden, so entspricht der Länge in km das Gewicht in kg, der Länge in m das Gewicht in g.

1. Beispiel: 100 m Band einer Feinstrecke (Finiisseur) wiegen 20 g. Wie groß ist die Nummer?  
Gegeben: Länge  $L = 100$  m; Gesucht: Nummer  $N$ ;  
Gewicht  $G = 20$  g.

Nach Formel (1)

$$N = \frac{100}{20}$$

Nummer  $N = 5$ .

2. Beispiel: Ein Garnkörper eines Selbstspinners wiegt netto 48 g, und die Nummer des Garnes ist 52. Wie groß ist die auf dem Garnkörper aufgewundene Garmlänge in Meter.  
Gegeben: Gewicht  $G = 48$  g; Gesucht: Länge  $L$ ;  
Nummer  $N = 52$ .

Nach Formel (2)

$$L = 52 \cdot 48,$$

Länge  $L = 2496$  m.

3. Beispiel: Bei einer Zählerstrecke der Vorbereitung erfolgt bei einer aufgewickelten Bandlänge von 396 m auf die Spule die Abstimmung der Maschine. Wie groß ist das Gewicht der Spule, wenn das Band die Nummer 0,066 hat.

Gegeben: Länge  $L = 396$  m; Gesucht: Gewicht  $G$  in Gramm;  
Nummer  $N = 0,066$ .

Nach Formel (3)

$$G = \frac{396}{0,066},$$

Gewicht  $G = 6000$  g = 6 kg.

### Die englische Nummer.

Bei dieser ist die Längeneinheit = 1 Strähn von 560 Yards = 512,05 m,  
die Gewichtseinheit = 1 Pfund engl. = 453,59 g.

Die englische Nummer gibt folglich an, wieviel Strähne von je 560 Yards = 512,05 m auf 1 engl. Pfund = 453,59 g entfallen.

D. h. bei einem Garn, welches mit Nummer engl. 52 bezeichnet wird, entfallen 52 Strähne von je 560 Yards = 29120 Yards auf 1 Pfund engl.

Außerdem bestehen noch folgende zwei englische Nummern:

Die erstere gibt an, wieviel Strähne von je 840 Yards = 768,096 m auf 1 Pfund engl. entfallen (mittlere Weife).

Die letztere gibt an, wieviel Strähne von je 1120 Yards = 1024,10 m auf 1 Pfund engl. entfallen (lange Weife).]

Während die erstgenannte Nummer gewöhnlich für weiche Kammgarne Anwendung findet, sind die letztbeiden angegebenen Nummern besonders für harte Kammgarne (Weft, Mohair) im Gebrauch.

### Die französische Nummer.

Je nach dem Industriegebiete unterscheidet man in Frankreich hauptsächlich folgende drei Nummer-Systeme:

1. Die Roubaix-Nummer.

Dieselbe gibt an, wieviel Strähne von je 714 m auf  $\frac{1}{2}$  kg = 500 g entfallen.

2. Die Reims-Nummer.

Dieselbe gibt an, wieviel Strähne von je 700 m auf 1 kg = 1000 g entfallen.

3. Die Fourmies-Nummer.

Dieselbe gibt an, wieviel Strähne von je 710 m auf 1 kg = 1000 g entfallen.

## Ermittlung der Umrechnungszahlen für die verschiedenen Nummer-systeme.

Um die Umrechnungszahl (Koeffizient) zu finden, die mit der fremden Nummer multipliziert die entsprechend metrische Nummer ergibt, verfährt man wie folgt:

Zunächst drückt man die Längeneinheit (Strähnlänge) und die Gewichtseinheit der fremden Nummer in metrischen Maßen aus, d. h. die Längeneinheiten in Metern, die Gewichtseinheiten in Gramm. Daraufhin dividiert man die so gefundene Zahl, welche die Längeneinheit (Strähn) der fremden Nummer in Metern angibt, durch die Zahl, welche die Gewichtseinheit der fremden Nummer in Gramm angibt. Der sich hieraus ergebende Quotient ist die vorhin erwähnte Umrechnungszahl.

### 1. Beispiel:

Wie lautet die Umrechnungszahl, die mit der englischen Nummer (560 Yards Längeneinheit) multipliziert die dazugehörige metrische Nummer ergibt?

Die Längeneinheit = 560 Yards, das sind in Metern ausgedrückt = 512,05 m,

„ Gewichtseinheit = 1 Pfund engl., „ „ Gramm „ = 453,59 g.

Die Umrechnungszahl ergibt sich als der Quotient gleich:

$$512,05 : 453,59 = 1,129.$$

Also findet man beispielsweise aus der englischen Nummer 52 die entsprechende metrische Nummer, indem man Nummer engl. 52 mit der Umrechnungszahl 1,129 multipliziert.

Nummer metrisch = 52 engl. · 1,129,

Nummer metrisch = 59.

### 2. Beispiel:

Wie lautet die Umrechnungszahl, die mit der Roubaix-Nummer die entsprechende metrische Nummer ergibt?

Die Längeneinheit (Strähn) = 714 m,

„ Gewichtseinheit . . . = 500 g.

Dann ist Umrechnungszahl = 714 : 500 = 1,428.

Die Roubaix-Nummer 48 entspricht welcher metrischen Nummer?

Metrische Nummer = 48 Roubaix · 1,428,

metrische Nummer = 68,54.

Die Umrechnungszahl, die mit der metrischen Nummer multipliziert, die entsprechende fremde Nummer ergibt, findet man einfach durch die Bildung des reziproken Wertes der Umrechnungszahl, welche zur Ermittlung der metrischen Nummer dient, d. h. man müßte letztgenannte Umrechnungszahlen in 1 dividieren.

Dies für die angeführten Numerierungsarten angewendet, ergibt:

$$\text{für die englische Nummer} = \frac{1}{1,129} = 0,8857,$$

$$\text{für die Roubaix-Nummer} = \frac{1}{1,428} = 0,70,$$

folglich würde ein Garn von der Nummer 64 metrisch

$$\text{die englische Nummer} = 64 \cdot 0,8857 = 56,68$$

oder

$$\text{die Roubaix-Nummer} = 64 \cdot 0,7 = 44,8$$

haben.

Tabelle 5.

Man findet <b>aus</b> der metrischen Nummer durch Multiplizieren mit:	Man findet <b>die</b> metrische Nummer, wenn man multipliziert mit:
0,8857	die englische Nummer $\left( \begin{array}{l} \text{kurze Weife} \\ 560 \text{ Yards} \end{array} \right)$
0,59	„ „ „ $\left( \begin{array}{l} \text{mittlere Weife} \\ 840 \text{ Yards} \end{array} \right)$
0,442	„ „ „ $\left( \begin{array}{l} \text{lange Weife} \\ 1120 \text{ Yards} \end{array} \right)$
0,70	„ Roubaix-Nummer
1,428	„ Reims- „
1,408	„ Fourmies- „
	1,129
	die englische Nummer $\left( \begin{array}{l} \text{kurze Weife} \\ 560 \text{ Yards} \end{array} \right)$
	1,693
	„ „ „ $\left( \begin{array}{l} \text{mittlere Weife} \\ 840 \text{ Yards} \end{array} \right)$
	2,257
	„ „ „ $\left( \begin{array}{l} \text{lange Weife} \\ 1120 \text{ Yards} \end{array} \right)$
	1,428
	„ Roubaix-Nummer
	0,70
	„ Reims- „
	0,71
	„ Fourmies- „

## Längen und Gewichtseinheiten der verschiedenen Numerierungen.

Die folgende Tabelle gibt eine Übersicht über die Unterschiede der Haspelumfänge, der Strähnlängen, deren Unterabteilungen, sowie der Gewichtseinheiten der verschiedenen Numerierungsarten. Während für die metrische und die französische Numerierung die metrischen Maße in Frage kommen, kommen für die englische Nummer die englischen Maße in Anwendung. So wird die Strähnlänge nach Yards gemessen und es entspricht in Metern ausgedrückt, 1 Yard einer Länge von 0,9144 m. Die Gewichtseinheit 1 Pfund engl. = 453,59 g.

Tabelle 6.

Einheiten	Metrische Nummer	Englische Nummer			Französische Nummer		
		kurze Weife	mittlere Weife	lange Weife	Roubaix	Reims	Fourmies
Gewichtseinheit . . . . .	1000 g	1 Pfund engl. = 453,59 g	1 Pfund engl. = 453,59 g	1 Pfund engl. = 453,59 g	500 m	1000 g	1000 g
Strähnlänge . . . . .	1000 m	560 Yards = 512 m	840 Yards = 768,079 m	1120 Yards = 1024,1 m	714 m	700 m	710 m
Anzahl der Unterabteilungen (Gebinde) der Strähnlänge .	10	7	7	7	10	10	10
Anzahl der Fäden des Gebindes . . . . .	70	80	80	80	50	50	50
Länge des Fadens (Haspelumfang) . . . . .	1,428 m	1 Yard = 0,914 m	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> Yards = 1,371 m	2 Yards = 1,828 m	1,428 m	1,40 m	1,42 m

Da in der Zwirnerei ein Verarbeiten von Kammgarn mit Baumwollgarn vorkommt, sei an dieser Stelle noch darauf hingewiesen, daß die Baumwollgarne stets englisch numeriert werden, so daß die Angaben über die englische Kammgarnnummer mittlerer Weife der Tabellen 5 und 6 auch für die Baumwollgarne Geltung haben.

### Das Feststellen der Garnnummer (Sortieren).

Wie bereits die Formel (1) erkennen läßt, muß zur Ermittlung der Nummer eines Garnes eine gewisse Länge desselben, sowie das Gewicht dieser Länge bekannt sein. Die Nummerfeststellung bedingt also zwei Arbeiten und zwar:

1. Abmessen einer bestimmten Länge,
2. das Abwiegen dieser gemessenen Länge.

Für das Abmessen der nötigen Längen bedient man sich:

- für das Feingarn der Sortierweife (Probehassel),
- für das Vorgarn der Vorgarnrolle.

Für die groben Bänder (Kammzugband) ist für das Abmessen der verhältnismäßig kleinen Längen (5 bis 10 m) ein besonders hierfür hergerichtetes Holzmaß, von Doppel-T-förmiger Gestalt (I), dessen einmalige Umwicklungslänge genau 1 m ist, in Anwendung.

### Die Sortierweife oder Probehassel. (Abb. 22.)

Der Weifrahmen besteht aus einer drehbar um eine feststehende Welle gelagerten Hülse mit zwei 6teiligen Armkreuzen, die in bestimmten Entfernungen, parallel zur Achse verlaufend, sechs vernickelte abgerundete Eisenleisten tragen. Der Abstand der sechs Leisten, welche untereinander ein gleichseitiges Sechseck bilden, wird von der Mitte der Welle so eingestellt, daß der Haspelumfang einer bestimmten Weiflänge entspricht, die je nach der Numerierungsart verschieden ist (s. Tabelle 6). Der Antrieb des Weifrahmens geschieht gewöhnlich mit der Hand und ist bei modernen Weifen durch ein mit der Kurbel verbundenes Umlaufgetriebe erreicht, das bei einer Umdrehung der Handkurbel der Weifrahmen zwei Umdrehungen ausführt. Die Umdrehungen des

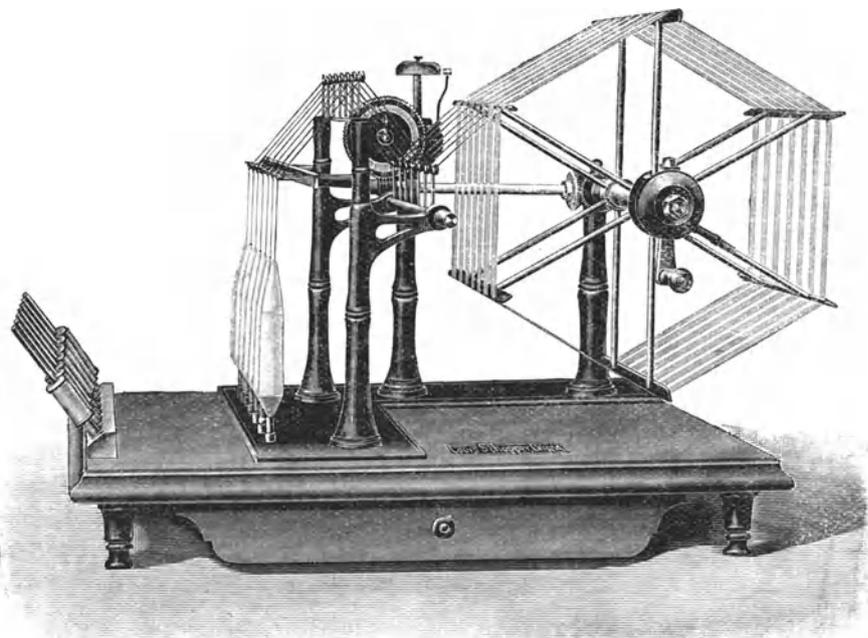


Abb. 22. Sortierweife von Louis Schopper, Leipzig.

Haspels werden durch Kegelräder im Verhältnis 1:1 auf ein senkrecht zur Achse des Haspels liegenden Wellchen übersetzt. Die am Ende des Wellchens befestigte eingängige Schnecke übermittelt die Umdrehungen dem gleichzeitig als Zifferblatt ausgebildeten Schneckenrad und entspricht ein Teilstrich des Zifferblattes einer Umdrehung des Haspels. Da für die metrische Numerierung der Haspelumfang = 1,428 m beträgt, so ist bei 70 Umdrehungen ein Gebinde zu 100 m erreicht, folglich besitzt das Zifferblatt 70 Teilstriche, und kurz vor Ablauf des Teilstriches 70 wird durch das Ertönen einer Glocke die erreichte Länge des Gebindes angezeigt. Zur Feststellung der durchschnittlichen Nummer weist man die benötigte Länge nicht nur von einem Garnkörper ab, sondern ist die Weife gewöhnlich zum Aufstecken von fünf Kötzern eingerichtet, so daß bei 70 Umdrehungen der Haspel eine Länge von 500 m = 5 Gebinde zu je 100 m aufgewickelt wird. Von besonderer Wichtigkeit ist beim Probeweifen die Einhaltung der richtigen Fadenspannung, da naturgemäß bei zu straffer Fadenspannung die Garnnummer zu fein, und umgekehrt bei zu lockerer Fadenspannung zu grob an der Garnwage angezeigt wird. Als normale Spannung für das Probeweifen kann die Spannung zugrunde gelegt werden, die der Gegenwinder des Selfactors beim Aufwinden auf den Faden ausübt. Diese Spannung wird bei Weifen mit gewöhnlicher Fadenführung durch eine minutliche Umdrehungszahl von 150 bis 200 des Haspels erreicht, oder auch durch eine besonders vorgesehene Fadenspannvorrichtung, die aus verstellbaren runden Führungsstäben besteht. Die übliche Fadenführung besteht aus zwei festliegenden Reihen von Fadenösen (Sauschwänzchen), während die dritte, dem Haspelrahmen am nächsten liegende Fadenführerreihe durch eine an der Rückseite des Schneckenrades befindliche Kurvenscheibe bei 70 Umdrehungen eine langsam hin und her gehende Bewegung erhält, wodurch eine Vergrößerung des Haspelumfanges durch eine mehrfache Übereinanderlagerung der Fäden vermieden wird.

Für die englische Numerierung hat die Probehaspel 1 Yard Umfang und ist zum Aufstecken für sieben Garnkörper eingerichtet, so daß dann bei 80 Umdrehungen ein Strähn von sieben Gebinde zu 560 Yards = 512 m entsteht, während bei der Weife für die metrische Numerierung bei nur fünf vorgesteckten Garnkörpern zur Erreichung eines Strähnes von zehn Gebinde = 1000 m nacheinander zweimal 70 Umdrehungen gewieft werden müssen.

### Die Vorgarnrolle. (Abb. 23.)

Zur Ermittlung der Nummer oder des Metergewichtes der Bänder der Vorbereitung wird gewöhnlich die Vorgarnrolle verwendet. Die Garnweife ist für diese Bänder deshalb nicht verwendbar, weil das lose ungedrehte Vorgarn zu wenig Festigkeit hat, um einerseits die beim Weifen nötige Spannung aushalten zu können, die ein Durchhängen der Lunte zwischen den Leisten vermeidet, und andererseits würde die Übereinanderlage der starken Lunte eine Vergrößerung der Umwickelungenlagen zur Folge haben.

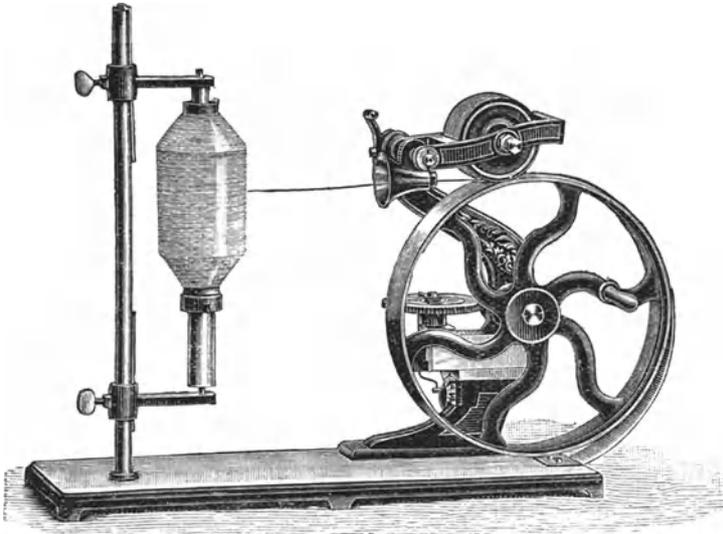


Abb. 23. Vorgarnrolle von Louis Schopper, Leipzig.

Wie Abb. 23 zeigt, wird das zu messende Vorgarn mittels eines Trichters in die Klemmstelle eingeführt, die von einer drehbar gelagerten eisernen Meßscheibe von 1 m Umfang und einer schwingend aufgehängten Druckrolle gebildet wird. Durch jede Umdrehung der Meßscheibe wird 1 m Vorgarn abgezogen und durch ein vorgesehenees Zählwerk von derselben Konstruktion wie bei der vorher beschriebenen Weife können die jeweiligen Umdrehungen in Meter an dem Zifferblatt des Schneckenrades abgelesen werden.

Für das Abwiegen der abgemessenen Längen ist für das Fein- und Vorgarn allgemein die Bogen- oder Quadrantenwage gebräuchlich, die so eingerichtet ist, daß auf deren Skala ohne weiteres bei einer bestimmten angehängten Länge die Garnnummer angezeigt wird (Nummerwage). Zum schnellen Abwiegen der groben Vorgarnbänder (Zugbänder) werden diese Bogenwagen auch als Gewichtswagen ausgeführt und unterscheiden sich dieselben von den Nummerwagen nur dadurch, daß an Stelle der Nummerskala eine Gewichtsskala in Gramm tritt.

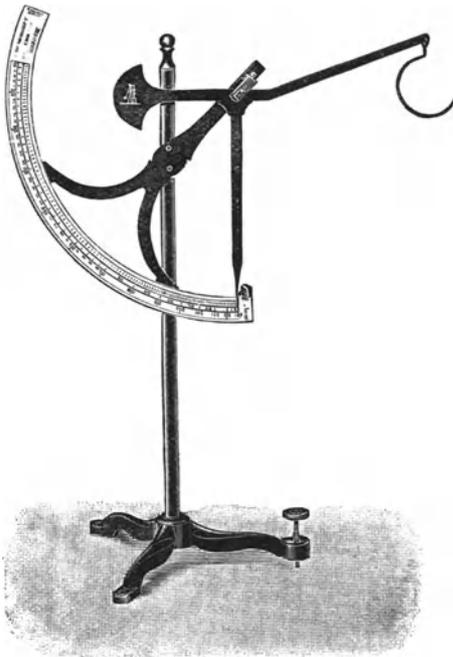


Abb. 24. Quadrantenwage von Louis Schopper, Leipzig.

### Die Bogen- oder Quadrantenwage (Nummerwage). (Abb. 24.)

An einem feststehenden Gestell ist ein Quadrant, welcher die Nummerskala trägt, befestigt. Der zur Befestigung des Bogens dienende Arm trägt gleichzeitig die empfindliche Lagerung des schwingend aufgehängten dreiarmigen Hebels, dessen rechter Schenkel zur Aufnahme der Garnlänge dient, während der senkrecht hängende Schenkel als Zeiger ausgebildet ist und durch Beeinflussung des Gewichtes der angehängten Länge nach links an der Skala ausschwingt. Der dritte vom Aufhängepunkt links liegende Schenkel wirkt als Gegengewicht für den Anhängehebel.

Da nun für eine vorgeschriebene Längeneinheit (z. B. 1000 m) die Wage die Garnnummer ohne weiteres richtig anzeigt, so ist leicht einzusehen, daß das Gewicht der Längeneinheit von 1000 m um so kleiner wird, je feiner das Garn ist, so daß z. B. beim Anhängen von 1000 m von Garnnummer 80 der Zeiger weniger weit auf der Skala von der Ruhelage abschwingt, als dies der Fall ist wenn man 1000 m von Garnnummer 20 anhängt. Es wird folglich der Nullpunkt der Nummerwage am weitesten und die höchste ablesbare Nummer am nächsten des Markierungsstriches liegen müssen, auf dem der lotrecht hängende Zeiger der unbelasteten Wage einspielt. Die am Dreifuß der Wage angebrachte Justierschraube dient zum Einstellen des Zeigers auf den Markierungsstrich.

### Die Anwendung der Garnnummerwage.

Die Wage läßt sich auch zur Gewichtsbestimmung verwenden, wie folgende Ableitung beweist.

Eine Wage, die bei einer vorgeschriebenen Längeneinheit von 1000 m die richtige Garnnummer anzeigt, müßte beim Anhängen eines Strähnes von 1000 m vom Garn von der Feinheitnummer 50 metr. der Zeiger der Wage auf die Skalanummer 50 ausschlagen. Da bei dieser Garnnummer 50000 m 1000 g wiegen, so ist das Gewicht für die Anhängelänge von 1000 m 50mal kleiner, also  $\frac{1000}{50} = 20$  g, oder nach Formel (3):

$$\begin{aligned} \text{Gewicht des Strähnes von 1000 m } G &= \frac{L}{N} \\ G &= \frac{1000}{50} = 20 \text{ g.} \end{aligned}$$

Es ergibt sich hieraus die Regel:

$$\text{Gewicht in Gramm} = \frac{\text{Anhängelänge (1000, 500, 100 m)}}{\text{Nummer}}$$

Bezeichnet man wieder:

$$\begin{aligned} \text{Gewicht in Gramm} & \dots \dots \dots = G \\ \text{Garnnummer} & \dots \dots \dots = N \\ \text{Konstante Anhängelänge, für welche} \\ & \text{die Wage gebaut ist} \dots \dots \dots = C \end{aligned}$$

dann lautet die Formel hierfür:

$$G = \frac{C}{N} \dots \dots \dots (4)$$

d. h. man findet das Gewicht in Gramm eines an die Wage angehängten Gegenstandes (beliebige Garmlänge), indem man die angezeigte Nummer in 1000 dividiert, vorausgesetzt, daß die Wage für eine vorgeschriebene Anhängelänge von 1000 m gebaut ist.

Wagen, die z. B. für eine Anhängelänge von 500 m gebaut sind, ist für die Länge  $L$  in der Formel statt 1000 die Länge 500 zu setzen.

Mit Hilfe der Formel 4 läßt sich die richtige Zeigerstellung an der Skala der Garnwage nachprüfen.

1. Beispiel:

Ein Gewicht von wieviel Gramm muß an die 1000-m-Wage angehängt werden, damit der Zeiger auf die Nummer 40 der Skala ausschwingt?

Nach Formel 4:

$$G = \frac{1000}{40} = 25 \text{ g.}$$

2. Beispiel.

Hängt man an eine 500-m-Wage 50 g an, so müßte der Zeiger sich auf welche Nummer der Skala einstellen?

Aus Formel 4 ergibt sich:

$$\begin{aligned} \text{Nummer} &= \frac{500}{\text{Gewicht in Gramm}} \\ \text{Nummer} &= \frac{500}{50} = 10. \end{aligned}$$

3. Beispiel:

10 m Band von einer Frotteurstrecke an die 500-m-Wage angehängt bringen den Zeiger auf die Nummer 6,25 zur Ausschwingung. Wieviel Gramm wiegt 1 m Band?

Nach Formel 4:

$$\text{Gewicht } G = \frac{500}{6,25} = 80 \text{ g},$$

d. h. 10 m wiegen 80 g; folglich 1 m = 8 g.

In den Abteilungen Kremperei, Kämmerei, Vorbereitung benützt man zur Feststellung der Bandnummern oder der Bandgewichte zwecks Vermeidung unnütz großer Abgänge bedeutend kleinere Anhängelängen (Sortierlängen) als die vorgeschriebene Anhängelänge der üblichen Garnwagen beträgt, so daß die wirkliche Bandnummer bzw. Gewicht erst durch eine entsprechende Umrechnung gefunden wird.

50 m von einer Vorbereitungsmaschine zeigen an einer 1000-m-Wage angehängt an der Skala die Nummer 58 an. Da die Wage die wirkliche Nummer nur bei einer Anhängelänge von 1000 m angibt, so ist die angezeigte Zeigerzahl 58 bei einer Anhängelänge von nur 50 m  $\frac{1000}{50} = 20$  mal zu fein angegeben als die wirkliche Nummer.

Folglich ist die wirkliche Nummer  $= \frac{58}{\frac{1000}{50}}$ , oder diesen Bruch nach Lehrsatz IX

ausgerechnet, ergibt:

$$\text{Wirkliche Nummer} = \frac{58 \cdot 50}{1000} = 2,9.$$

Bezeichnet man nun in der letzten Gleichung die Ziffernwerte mit folgenden Buchstaben:

$$\begin{aligned} 58 &= \text{abgelesene Zeigerzahl (Sortiernummer)} = Z \\ 50 &= \text{Sortierlänge} \dots \dots \dots = s \\ \left. \begin{array}{l} 1000 \\ 500 \\ 100 \end{array} \right\} &= \text{konstante Anhängelänge, für welche} \\ &\quad \text{die Wage gebaut ist} \dots \dots \dots = C \\ \text{Wirkliche Nummer} &\dots \dots \dots = N \end{aligned}$$

so ergibt sich zur Berechnung der wirklichen Nummer des Bandes beim Anhängen eines Bruchteiles der vorgeschriebenen Anhängelänge der Wage die Formel:

$$\text{Wirkliche Nummer } N = \frac{Z \cdot s}{C} \dots \dots \dots (5)$$

Hieraus folgert sich:

$$\text{Sortiernummer } Z = \frac{N \cdot C}{s} \dots \dots \dots (6)$$

$$\text{Sortierlänge } s = \frac{N \cdot C}{Z} \dots \dots \dots (7)$$

1. Beispiel:

25 m Doppelband (s. Vorbereitung S. 179), dem Vorfinisseur entnommen, zeigen, an die 1000-m-Garnwage angehängt, die Nummer 42,5. Wie groß ist die wirkliche Garnnummer des einfachen Bandes?

Gegeben: Sortierlänge  $\dots \dots \dots s = 25$  m für das Doppelband  
 $\dots \dots \dots = 50$  " " einfache Band

Sortiernummer  $\dots \dots \dots Z = 42,5$

Konstante Anhängelänge  $\dots \dots C = 1000$ .

Gesucht: Wirkliche Nummer des einfachen Bandes =  $N$  nach Formel 5:

$$\text{Wirkliche Nummer } N = \frac{42,5 \cdot 50}{1000} = 2,125.$$

2. Beispiel:

10 m einfaches Band eines Zwischenfrotteurs sollen 6 g wiegen. Welche Sortiernummer (Zeigerzahl) zeigt die 1000-m-Wage an beim Anhängen von 30 m Doppelband?

Zunächst findet man die wirkliche Nummer des Bandes nach Formel 1:

$$\text{Nummer } N = \frac{10}{6} = 1,666.$$

Nun ist gegeben:

Wirkliche Nummer . . . . .  $N = 1,666$   
 Sortierlänge . . . . .  $s = 30 \cdot 2$   
 Konstante Anhängelänge . .  $C = 1000$   
 Sortiernummer . . . . .  $Z = ?$

Gesucht:

Nach Formel 6:

$$\text{Sortiernummer } Z = \frac{1,666 \cdot 1000}{30 \cdot 2} = 27,66,$$

d. h. der Zeiger müßte an der Skala der Garnwage auf die Zahl 27,76  $\sim$  28 ausschlagen.

3. Beispiel:

Das Band einer Doppelnadelstabstrecke (Intersecting) hat ein Gewicht von 12,5 g/m. Die 1000-m-Wage zeigte die Sortiernummer 16 an. Wie groß war die Sortierlänge?

Zunächst ergibt sich die wirkliche Nummer des Bandes nach Formel 1:

$$\text{Nummer } N = \frac{1}{12,5} = 0,08.$$

Nun ist gegeben:

Wirkliche Nummer . . . . .  $N = 0,08$   
 Sortiernummer . . . . .  $Z = 16$   
 Konstante Anhängelänge . .  $C = 1000$   
 Sortierlänge . . . . .  $s = ?$

Gesucht:

Nach Formel 7:

$$\text{Sortierlänge } s = \frac{0,08 \cdot 1000}{16} = 5 \text{ m.}$$

## Der Verzug und die Dublierung.

Unter Verzug versteht man ein Auseinanderziehen der Fasermasse, bei welchem die Fasern in der Längslage und nach einer bestimmten Richtung mit zunehmender Geschwindigkeit aneinander vorbeigleiten, und hat dieser Vorgang eine Verfeinerung der ursprünglichen Fasermasse zur Folge.

Praktisch wird im Kammgarn-Spinnverfahren der wirksame Verzug hervorgebracht durch ein Zylinderstreckwerk und durch den Wagen und unterscheidet man demnach:

1. den Zylinderstreckwerkverzug,
2. den Wagenverzug.

**1. Der Zylinderstreckwerkverzug (Abb. 42).** Derselbe wird hervorgebracht durch eine Anordnung von hintereinanderliegenden, entsprechend belasteten Zylinder- oder Walzenpaaren mit nach der Abführung hin zunehmender Umfangsgeschwindigkeit. Das Streckwerk besteht in der Hauptsache aus zwei Zylinderpaaren, dem Hinterzylinderpaar (Speisezylinder), welches mit geringerer Umfangsgeschwindigkeit umläuft, und dem Vorderzylinderpaar (Aus- oder Lieferzylinder), das eine dem Verzug entsprechende größere Umfangsgeschwindigkeit hat. Die Wirkungsweise des Streckwerkes besteht nun darin, daß die Fasern am Berührungspunkt mit den Zylindern deren Geschwindigkeit annehmen. Es müssen also die Berührungsstellen der Fasermasse mit den Zylindern als Klemmpunkte ausgebildet sein, und diese werden am Hinterzylinder durch das Eigengewicht der eisernen Oberwalze erreicht, während auf dem Vorderzylinder die Oberwalze durch eine besondere, elastisch wirkende Druckvorrichtung stärker auf die Unterwalze gepreßt wird. Zur Erhöhung der Klemmwirkung sind die Unterwalzen geriffelt und die Druckwalzen des Vorderzylinders sind mit einem nachgiebigen Überzug (Filz) versehen. Die erhöhte Klemmwirkung zwischen dem Vorderzylinderpaar erklärt sich dadurch, daß diesem die eigentliche Verzugsarbeit zukommt, die darin besteht, die vom Vorderzylinderklemmpunkt erfaßten Fasern mit der bedeutend größeren Vorder-

zylindergeschwindigkeit aus der rückwärtig liegenden Fasermasse herauszuziehen, die mit der kleineren Hinterzylindergeschwindigkeit zugeführt wird. Die festhaltende Wirkung des Klemmpunktes des Hinterzylinderpaares braucht deshalb nur so groß gewählt zu werden, damit die vom Vorderzylinder erfaßten und mit dessen größerer Geschwindigkeit sich aus der Vorlage loslösenden Fasern keine solchen Fasern mitreißen können, die im Bereich des Hinterzylinderklemmpunktes liegen und folglich dessen geringere Geschwindigkeit haben. Das Bestreben, von den schnell abgezogenen Fasern mitgerissen zu werden, wird sich besonders bei denjenigen kürzeren Fasern der im Hinterzylinderbereich liegenden Fasermassen bemerkbar machen, die mit den schnell vom Vorderzylinder abgezogenen Fasern in unmittelbarer Berührung stehen, also durch Reibung mitgenommen würden. Wenn die Klemmwirkung des Hinterzylinders etwas größer ist als die Faserreibung, die bei dem Herausziehen der vom Vorderzylinder schnell abgezogenen Fasern aus der vom Hinterzylinder langsam zugeführten Fasermasse auftritt, und wenn die bedeutend höhere Klemmwirkung der Vorderzylinder so gewählt ist, daß die diesen Klemmpunkt passierenden Fasern stets mit der schnelleren Geschwindigkeit weiterbewegt und abgeführt werden, dann sind die Grundbedingungen für eine richtige Verzugsarbeit erfüllt.

Es ist ohne weiteres verständlich, daß die Streckweite (Ekartement), das ist die Entfernung der beiden Zylinderklemmpunkte, immer etwas größer genommen werden muß, als die längste Faser des zu verarbeitenden Materials mißt, da sonst ein Zerreißen der langen Fasern unvermeidlich ist.

Die Druckvorrichtung, die bei jedem Streckwerk die Klemmwirkung zwischen dem Vorderzylinderpaar hervorbringt, ist so eingerichtet, daß sie eine Veränderung der Größe der Klemmung zuläßt.

Die Größe des Druckes in dem Klemmpunkte des Vorderzylinders hängt ab von der Größe des Verzuges, der Stärke des Bandes, der Geschwindigkeit der Zylinder und von der Beschaffenheit der Wolle. Die Vorderzylinderbelastung ist um so größer zu nehmen:

- je kleiner der Verzug,
- je stärker das Band,
- je größer die Zylindergeschwindigkeit,
- je rauher die Oberflächenbeschaffenheit der Wolle ist.

Daß mit dem Kleinerwerden des Verzuges die Belastung des Vorderzylinders eine Zunahme erfahren muß, hat seine Ursache darin, daß bei kleinem Verzug die Verzugsarbeit des Vorderzylinders insofern bedeutend größer ist, da er mit seiner größeren Geschwindigkeit viel Fasern aus der mit der langsamen Hinterzylindergeschwindigkeit zugeführten Fasermasse herausziehen muß, als bei großem Verzug, bei dem nur weniger Fasern abzuziehen sind, also die Verzugsarbeit klein ist. Vorausgesetzt ist hierbei, daß die Verzugsänderung durch Änderung der Hinterzylindergeschwindigkeit hervorgebracht wird, während der Vorderzylinder seine gleichbleibende Geschwindigkeit stets beibehält.

Berechnet wird der Streckwerkverzug aus der Geschwindigkeit der abführenden Walzen und derjenigen der zuführenden Walzen, und zwar ist:

$$\text{Verzug} = \frac{\text{Abführgeschwindigkeit}}{\text{Zuführgeschwindigkeit}}$$

oder in Buchstaben geschrieben

$$v = \frac{A}{Z} \dots \dots \dots (8)$$

Wird bei einer Maschine die Gesamtverfeinerung, die ein Band auf derselben erfährt, durch zwei oder mehrere Einzelverzüge hervorgebracht, so ist der wirksame Gesamtverzug gleich dem Produkte der Einzelverzüge.

So treten beispielsweise am Selfaktor evtl. zwei wirksame Einzelverzüge auf, und zwar der Zylinderstreckwerkverzug und der Wagenverzug, und ist dann der

wirksame Gesamtverzug = Streckwerkverzug  $\times$  Wagenverzug  
 oder in Buchstaben geschrieben

$$V = V_s \cdot V_w \dots \dots \dots (9)$$

Hierin bedeutet:

- $V$  = Gesamtverzug,
- $V_s$  = Streckwerkverzug,
- $V_w$  = Wagenverzug.

Hieraus folgert sich:

$$V_s = \frac{V}{V_w} \dots \dots \dots (10)$$

Beispiel. Der Streckwerkverzug eines Selbstspinners ist ein 10 facher, der Wagenverzug ein 1,12 facher, dann ist der Gesamtverzug:

$$10 \cdot 1,12 = 11,2.$$

Wie dies Beispiel zeigt, ist der Wagenverzug, wenn er groß ist, nicht zu vernachlässigen, sondern ist derselbe in den Gesamtverzug mit einzuberechnen.

Soll z. B. aus 5er Vorgarn die Feingarnnummer 50 gesponnen werden, so muß offenbar ein 10 facher wirksamer Gesamtverzug Anwendung finden. Da ein 1,09 facher Wagenverzug genommen werden soll, so muß der Wagenverzug bei der Einstellung des Streckwerkverzuges Berücksichtigung finden, und zwar wird letzterer nicht den gesamten Verzug 10 ausmachen dürfen, sondern muß um den Teilbetrag des Wagenverzuges gekürzt werden.

Aus Formel 10 ergibt sich:  $V_s = \frac{10}{1,09} = 9,17.$

**2. Der Wagenverzug** (s. Abb. 129 und S. 230). Der Wagenverzug hat seine Ursache darin, daß die gelieferte Zylinderlänge pro Ausfahrt kleiner oder größer ist als die gleichbleibende Wagenausfahrtslänge. Man bezeichnet den Wagenverzug als positiv, wenn die vom Vorderzylinder gelieferte Garnlänge pro Ausfahrt kleiner ist als der auf die Ausfahrt entfallende Wagenweg, so daß eine geringe Verfeinerung des Garnes eintritt (Anwendung für weiche Drehung). Mit negativ bezeichnet man den Wagenverzug, wenn die vom Vorderzylinder gelieferte Garnlänge pro Ausfahrt größer ist als die Wagenausfahrtslänge, so daß eine ganz geringe Verstärkung des Garnes eintritt (Anwendung für harte Drehung).

Der Wagenverzug berechnet sich als Quotient aus Wagenausfahrtslänge und der gelieferten Zylinderlänge pro Wagenausfahrt.

- Bezeichnet:  $A_l$  = Wagenausfahrtslänge in mm,
- $L$  = gelieferte Länge in mm des Zylinders pro Ausfahrt,
- $V_w$  = Wagenverzug,
- $Z$  = Wagenzug,

dann ist:

$$V_w = \frac{A_l}{L} \dots \dots \dots (11)$$

Unter Wagenzug versteht man die Differenz zwischen Ausfahrtslänge und der gelieferten Zylinderlänge pro Ausfahrt, und berechnet sich der Wagenzug zu:

$$Z = A_l - L \dots \dots \dots (12)$$

### Die Dublierung.

Mit Dublierung (Doppelung) bezeichnet man die Anzahl Bänder, welche durch das Eintrittszylinderpaar dem Streckwerk zugeführt werden, sich in dessen Verzugsfeld vereinigen und als Einzelband, durch den Verzug beeinflußt, das Ausgangszylinderpaar verlassen (s. Abb. 99 bis 105).

Die Gleichmäßigkeit des Feingarnes ist dadurch bedingt, daß in jedem Fadenquerschnitt möglichst eine gleichgroße Anzahl Fasern liegen. Im Krempelband, das das Grundband der Spinnerei bildet, ist nun die Verteilung der Fasern eine noch sehr

unvollkommene, so daß sich in den Bändern noch viele dicke und dünne Stellen befinden. Diese unvermeidlichen Ungleichmäßigkeiten dieser Bänder zu beseitigen, ist die Aufgabe der Dublierung, indem durch ein oftmaliges Zusammenlegen von mehreren Bändern auf den nacheinander folgenden Maschinen unter gleichzeitigem Verziehen eine allmählich fortschreitende Vergleichmäßigung und Verfeinerung eintritt. Die Vergleichmäßigung des Bandes nimmt zu mit der Anzahl der wiederholten Dublierungen. Durch die Dublierung wird außer der Vergleichmäßigung der Bänder auch eine durchgreifende Mischung der Wollen der einzelnen Bänder angestrebt, und erreicht man in der Vorspinnerei eine vollkommene Vermischung und Kreuzung der Bänder durch Bildung von Doppelbändern (Double mèches).

Bei Maschinen, die Doppelbänder bilden, bezieht sich die Dublierungszahl immer auf das Einzelband der Doppelbandspule; so würden z. B. bei einer 3 fachen Dublierung durch den Eintrittszylinder sechs einfache Bänder eintreten, die dann zu je 3 und 3 getrennt das Verzugsfeld der Strecke passieren, und die getrennt das Streckwerk verlassenden beiden Einzelbänder werden dann parallel nebeneinanderliegend als Doppelband zu einer Kreuzspule aufgewickelt.

**Die Beziehungen zwischen Verzug, Dublierung und Vorlage-Ausgabenummern bzw. Vorlage-Ausgabegewichten.**

Es bezeichnet:  $N$  = End- oder Ausgabennummer,  
 $n$  = Eingangs- oder Vorlagenummer des Einzelbandes,  
 $n'$  = Gesamtvorlagenummer,  
 $d$  = Dublierung,  
 $v$  = Verzug.

Ist beispielsweise die Ausgabennummer des Selfaktors  $N = 64$ , die Vorlage  $n = 6,0$ , so ist der Verzug (wirksamer Gesamtverzug):

$$\text{Verzug} = \frac{64}{6} = 10,66$$

oder allgemein in Buchstaben ausgedrückt:

$$v = \frac{N}{n'} \dots \dots \dots (13)$$

d. h.  $\text{wirksamer Verzug} = \frac{\text{Ausgabennummer}}{\text{Vorlagenummer}}$ .

Diese Formel hat Gültigkeit für einfache Dublierung, wie sie allgemein in der Feinspinnerei üblich ist. In der Vorbereitung jedoch kommt gewöhnlich eine mehrfache Dublierung in Anwendung und muß dann die Dublierungszahl in der Formel 13 Berücksichtigung finden.

In unserem Beispiel ist die Vorlagenummer des Selfaktors 6,0, und entspricht diese Nummer folglich der Ausgabennummer des Finisseurs. Arbeitet der Finisseur mit  $d = 2$  facher Dublierung und ist die Vorlagenummer des Einzelbandes  $n = 2,79$ , dann ist die Nummer der gesamten Vorlage (die hier aus zwei Bändern besteht)

$$= \frac{2,79}{2}$$

oder für die Zahlen die bezeichneten Buchstaben eingesetzt

$$n' = \frac{n}{d}.$$

Diesen gefundenen Wert in Formel 13 für die Gesamtvorlagenummer  $n'$  eingesetzt ergibt:

$$v = \frac{N}{\frac{n}{d}}$$

oder vereinfacht nach Lehrsatz IX:

$$\text{Verzug } v = \frac{N \cdot d}{n} \dots \dots \dots (14)$$

Hieraus berechnen sich dann nach Lehrsatz XI und XII folgende wichtige Formeln:

$$\text{Ausgabennummer } N = \frac{n \cdot v}{d} \dots \dots \dots (15)$$

$$\text{Vorlagenummer } n = \frac{N \cdot d}{v} \dots \dots \dots (16)$$

$$\text{Dublierung } d = \frac{n \cdot v}{N} \dots \dots \dots (17)$$

Für unser Erläuterungsbeispiel berechnet sich der zu suchende Verzug nach Formel 14

$$\text{Verzug } v = \frac{6,0 \cdot 2}{2,79} = 4,3.$$

2. Beispiel. Eine Vorbereitungsmaschine arbeitet mit  $d = 3$  facher Dublierung,  $v = 4,4$  Verzug, die Vorlagenummer  $n = 1,17$ . Wie groß ist die Ausgabennummer  $N$ ? Nach Formel 15:

$$\text{Ausgabennummer } N = \frac{1,17 \cdot 4,4}{3} = 1,716.$$

3. Beispiel. Es ist die Ausgabennummer  $N = 2,1$ , die Dublierung  $d = 2$ , der Verzug  $v = 4,5$ . Wie groß ist die Vorlagenummer  $n$ ? Nach Formel 16:

$$\text{Vorlagenummer } n = \frac{2,1 \cdot 2}{4,5} = 0,933.$$

4. Beispiel. Es ist die Ausgabennummer  $N = 1,425$ , die Vorlagenummer  $n = 0,95$ , der Verzug  $v = 4,5$ . Wie groß war die Dublierung  $d$ ? Nach Formel 17:

$$\text{Dublierung } d = \frac{0,95 \cdot 4,5}{1,425} = 3.$$

Die Beziehungen zwischen Verzug, Dublierung für die Anwendung auf die Vorlage- und Ausgabegewichte sind in folgenden Formeln festgelegt. Es bezeichnet:

- $G$  = End- oder Ausgabegewicht in Gramm pro Meter (g/m),
- $g$  = Eingangs- oder Vorlagegewicht des Einzelbandes in g/m,
- $d$  = Dublierung,
- $v$  = Verzug.

Nach Formel 1 ist dann auch

$$\text{Ausgabennummer } N = \frac{1 \text{ Meter}}{G \text{ Gramm}} \dots \dots \dots (a)$$

$$\text{Vorlagenummer } n = \frac{1 \text{ Meter}}{g \text{ Gramm}} \dots \dots \dots (b)$$

In der gefundenen Formel 14 kann man nun für  $N$  auch den Wert

$$\frac{1}{G}$$

der Hilfsformel a und für  $n$  den Wert

$$\frac{1}{g}$$

der Hilfsformel b einsetzen und erhält dann:

$$v = \frac{\frac{1}{G} \cdot d}{\frac{1}{g}}$$

oder vereinfacht nach Lehrsatz IX:

$$\text{Verzug } v = \frac{g \cdot d}{G} \dots \dots \dots (18)$$

Hieraus folgert sich:

$$\text{Ausgabegewicht } G = \frac{g \cdot d}{v} \dots \dots \dots (19)$$

$$\text{Vorlagegewicht } g = \frac{G \cdot v}{d} \dots \dots \dots (20)$$

$$\text{Dublierung } d = \frac{G \cdot v}{g} \dots \dots \dots (21)$$

1. Beispiel. Bei einer der ersten Streckdurchgänge (Passage) soll das Ausgabegewicht  $G = 11,5$  g/m werden, das Vorlagegewicht  $g = 15$  g/m, die Dublierung  $d = 5$  fach. Wie groß ist der Verzug  $v$  zu nehmen? Nach Formel 18:

$$\text{Verzug } v = \frac{15 \text{ g/m} \cdot 5}{11,5 \text{ g/m}} = 6,52.$$

2. Beispiel. Das Vorlagegewicht eines Finisseurs ist  $g = 0,298$  g/m, der Verzug  $v = 4,3$ , die Dublierung  $d = 2$  fach. Wie groß ist das Ausgabegewicht  $G$ ? Nach Formel 19:

$$\text{Ausgabegewicht } G = \frac{0,298 \cdot 2}{4,3} = 0,1386 \text{ g/m}.$$

3. Beispiel. Bei einer Frotteurstrecke beträgt das Ausgabegewicht  $G = 2,766$  g/m, der Verzug  $v = 4,2$ , die Dublierung  $d = 2$  fach. Wie groß muß das Vorlagegewicht  $g$  sein? Nach Formel 20:

$$\text{Vorlagegewicht } g = \frac{2,766 \cdot 4,2}{2} = 5,808 \text{ g/m}.$$

4. Beispiel. Bei einer Doppelnadelstabstrecke (Intersecting) ist das Vorlagegewicht  $g = 18,8$  g/m, das Ausgabegewicht  $G = 12,54$ , der Verzug  $= 6$ . Wie groß war die Dublierung  $d$ ? Nach Formel 21:

$$\text{Dublierung } d = \frac{12,54 \cdot 6}{18,8} = 4 \text{ fach}.$$

Die Formeln 13 bis 21 können für diejenigen Maschinen, die ohne nennenswerte Abgänge arbeiten, wie dies beispielsweise bei den Vorspinn- und Feinspinnmaschinen der Fall ist, Anwendung finden. Tritt jedoch, wie z. B. bei der Krempel, ein größerer Verlust durch die Abfälle auf, so wird dadurch der Verzug und folglich auch wieder die Ausgabe- oder Vorlagennummer bzw. Gewichte beeinflusst. Bei Maschinen mit hohem Abgang (Krempel, Kämmaschine) weicht dann die praktische Nummer von der theoretischen Nummer um den Betrag des Abfallprozentsatzes ab, und gelten hierfür dann folgende Formeln, in welche der Prozentsatz des Abfalles mit einbezogen ist:

$$\text{praktische Ausgabennummer } N = \frac{n \cdot v}{d} \cdot \frac{100}{100 - p} \dots \dots \dots (22)$$

$$\text{praktische Vorlagennummer } n = \frac{N \cdot d}{v} \cdot \frac{100 - p}{100} \dots \dots \dots (23)$$

$$\text{praktisches Ausgabegewicht } G = \frac{g \cdot d}{v} \cdot \frac{100 - p}{100} \dots \dots \dots (24)$$

$$\text{praktisches Vorlagegewicht } g = \frac{G \cdot v}{d} \cdot \frac{100}{100 - p} \dots \dots \dots (25)$$

Hierin bedeutet  $p$  den Prozentsatz des bekannten Abfalles.

1. Beispiel. Die Auflagenummer des Einzelbandes einer Kämmaschine ist  $n = 0,083$ , die Dublierung  $d = 16$  fach, der Verzug  $v = 12,7$ , der gesamte Abgang, bestehend aus Kämmling und Kammstaub,  $p = 15\%$ . Wie groß ist die theoretische und die praktische Ausgabennummer? Nach Formel 15:

$$\text{theoretische Ausgabennummer } N = \frac{0,083 \cdot 12,7}{16} = 0,0658.$$

Nach Formel 22:

$$\begin{aligned} \text{praktische Ausgabennummer } N &= \frac{0,083 \cdot 12,7}{16} \cdot \frac{100}{100 - 15} \\ N &= 0,0658 \cdot 1,176 = 0,0773. \end{aligned}$$

Wie das Beispiel deutlich zeigt, ist die praktische Ausgabennummer um den Abgang leichter, also höher ausgefallen.

2. Beispiel. Das Ausgabegewicht einer Kammgarnkrempel soll  $G = 11$  g/m sein, der Verzug  $v = 70$  fach, die Dublierung  $d = 1$  fach, der Abfall  $p = 2\%$ . Wie groß ist das theoretische und praktische Auflagegewicht  $g$ ? Nach Formel 20:

$$\text{theoretisches Auflagegewicht } g = \frac{11 \cdot 70}{1} = 770 \text{ g/m}.$$

Nach Formel 25:

$$\begin{aligned} \text{praktisches Auflagegewicht } g &= \frac{11 \cdot 70}{1} \cdot \frac{100}{100 - 2} \\ g &= 770 \cdot 1,02 = 785,4 \text{ g/m.} \end{aligned}$$

Die Gesamtverfeinerung, die das Kammzugband in der Vorspinnerei erfährt, ist abhängig von der Anzahl der Einzelverzüge und Einzeldublierungen der betreffenden Maschinenzusammenstellung (Sortiment). Die gegenseitigen Beziehungen, die nun zwischen den Verzügen und Dublierungen der aufeinanderfolgenden Einzelstrecken und den Vorlage- und Ausgabennummern bzw. Gewichten bestehen, sind in folgenden Formeln festgelegt. Es bedeuten:

- $v, v_1, v_2, v_3, v_4 \dots$  usw. die Verzüge der 1., 2., 3., 4. ... usw. Maschine,
- $d, d_1, d_2, d_3, d_4 \dots$  usw. die Dublierungen der 1., 2., 3., 4. ... usw. Maschine,
- $N_a$  = die Ausgabennummer des Sortimentes (Vorgarnnummer),
- $n$  = die Eingangsnummer des Sortimentes (Kammzugbandnummer),
- $N_1$  = die Ausgabennummer der 2. Maschine des Sortimentes,
- $n_1$  = die Vorlagenummer der 2. " " "

Nach Formel 15 ist die Ausgabennummer der 1. Maschine

$$N = \frac{n \cdot v}{d} \dots \dots \dots (a)$$

und für die 2. Maschine

$$N_1 = \frac{n_1 \cdot v_1}{d_1} \dots \dots \dots (b)$$

Da nun die Ausgabennummer  $N$  der 1. Maschine gleich der Vorlagenummer  $n_1$  der 2. Maschine entspricht, so könnte man für Hilfsformel a auch schreiben:

$$n_1 = \frac{n \cdot v}{d} \dots \dots \dots (c)$$

In Formel b nun für  $n_1$  den Wert der Hilfsformel c eingesetzt, ergibt

$$N_1 = \frac{n \cdot v}{d} \cdot \frac{v_1}{d_1}.$$

Auf dieselbe Art und Weise dies bis zur letzten Maschine des Sortimentes fortgesetzt, ergibt:

$$N_a = \frac{n \cdot v \cdot v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 \dots \text{ usw.}}{d \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot d_3 \cdot d_4 \dots \text{ usw.}} \dots \dots \dots (26)$$

Hieraus ergibt sich beispielsweise Verzug der 2. Maschine (Zählerstrecke):

$$v_1 = \frac{N_a \cdot d \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot d_3 \cdot d_4 \dots \text{ usw.}}{n \cdot v \cdot v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 \dots \text{ usw.}} \dots \dots \dots (27)$$

Dieselben Formeln auf Ausgabe- und Vorlagegewichte angewendet, lauten dann:

$$G_a = \frac{g \cdot d \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot d_3 \cdot d_4 \dots \text{ usw.}}{v \cdot v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 \dots \text{ usw.}} \dots \dots \dots (28)$$

Hieraus berechnet sich dann z. B. Verzug der 3. Maschine:

$$v_2 = \frac{g \cdot d \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot d_3 \cdot d_4 \dots \text{ usw.}}{G_a \cdot v \cdot v_1 \cdot v_3 \cdot v_4 \dots \text{ usw.}} \dots \dots \dots (29)$$

Hierin bedeutet:  $G_a$  = Ausgabebandgewicht des Sortimentes,  
 $g$  = Vorlagebandgewicht " " "

Beispiel. Aus Kammzug, von welchem 1 m 16 g wiegt, dies entspricht der Nummer  $\frac{1 \text{ Meter}}{16 \text{ Gramm}} = 0,0625$ , soll 45er Feingarn gesponnen werden.

Gibt man nun auf der Feinspinnmaschine einen 10fachen Verzug, so würde man ein Vorgarn von der Nummer 4,5 herstellen müssen.

Wie groß berechnet sich dann der Verzug der Zählerstrecke (2. Maschine), wenn die Dublierungen und Verzüge der übrigen Maschinen des Sortimentes so festgelegt sind, wie folgende Aufstellung zeigt:

Maschine	Verzug	Dublierung
1	6	6
2	?	4
3	4,4	4
4	4,3	2
5	4,2	2
6	4,5	3
7	4,3	3
8	4,3	3
9	4,3	3
10	4,4	2

Gegeben ist also:

Eingangsnummer des Sortimentes = 0,0625,  
Ausgabennummer " " = 4,5.

Verzüge und Dublierungen der Einzelmaschinen siehe vorhergehende Aufstellung.

Gesucht: Der Verzug  $v_1$  der 2. Maschine (Zählerstrecke)? Nach Formel 27:

$$v_1 = \frac{4,5 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 2}{0,0625 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4,3 \cdot 4,2 \cdot 4,5 \cdot 4,3 \cdot 4,3 \cdot 4,4} = \frac{279936}{46911}$$

$$v_1 = 5,96.$$

Es lassen sich nun unter Benutzung der Formeln 27 bzw. 29 sämtliche Verzüge der einzelnen Maschinen nach derselben Art und Weise berechnen, wie es im Beispiel für die zweite Maschine getan ist.

Bei allen bisher angeführten Formeln, in welchen die Dublierung auftritt, ist angenommen, daß alle einlaufenden Einzelbänder gleiche Bandstärken haben, wie dies auch fast ausnahmslos der Fall ist. Tritt jedoch der Fall ein, daß die vorgelegten Bänder oder Garne verschiedene Nummern bzw. Metergewichte haben, so gelten folgende Formeln. Bedeutet:

- $n_1 n_2 n_3 n_4 \dots$  usw. = die verschiedenen Nummern der einzelnen Vorlagebänder.
- $n'$  = die gesamte Vorlagenummer.
- $g_1 g_2 g_3 g_4 \dots$  usw. = die verschiedenen Metergewichte in Gramm der einzelnen Vorlagebänder.
- $g'$  = das gesamte Vorlagegewicht.

Die gesamte Vorlage besteht beispielsweise aus vier Bändern von den verschiedenen Nummern  $n_1 n_2 n_3 n_4$ . Um nun am einfachsten die gesamte Vorlagenummer  $n'$  zu ermitteln, rechnet man sich zunächst die Metergewichte in Gramm der Einzelbänder aus, und ergeben sich dieselben zu:

$$1 \text{ m von der Nummer } n_1 \text{ wiegt } g_1 = \frac{1}{n_1},$$

$$1 \text{ " " " " } n_2 \text{ " } g_2 = \frac{1}{n_2},$$

$$1 \text{ " " " " } n_3 \text{ " } g_3 = \frac{1}{n_3},$$

$$1 \text{ " " " " } n_4 \text{ " } g_4 = \frac{1}{n_4}.$$

Dann ist das Metergewicht  $g'$  der Gesamtvorlage, die sich aus diesen vier Einzelbändern zusammensetzt:

$$g' = \frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2} + \frac{1}{n_3} + \frac{1}{n_4}.$$

Nach Formel 1 berechnet sich die gesamte Vorlagenummer  $n'$  zu:

$$n' = \frac{1}{g'},$$

oder Gesamtvorlagenummer:

$$n' = \frac{1}{\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2} + \frac{1}{n_3} + \frac{1}{n_4}} \dots \dots \dots (30)$$

Den Wert für  $n'$  der Formel 30 in die Formel 13 eingesetzt, ergibt den Verzug  $v$  bei der Vorlage von Einzelbändern von verschiedenen Nummern:

$$v = \frac{N}{\frac{1}{\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2} + \frac{1}{n_3} + \frac{1}{n_4}}}$$

oder

$$\text{Verzug } v = N \cdot \left( \frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2} + \frac{1}{n_3} + \frac{1}{n_4} \right) \dots \dots \dots (31)$$

hieraus:

$$\text{Ausgabennummer } N = \frac{v}{\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2} + \frac{1}{n_3} + \frac{1}{n_4}} \dots \dots \dots (32)$$

Es ist ohne weiteres klar, daß die Formeln 30 bis 32 auch für mehr oder weniger als vier verschieden starken Bändern anwendbar sind, nur müssen dann eben die reziproken Werte der entsprechenden Bandnummern in die aufgestellten Formeln noch einbezogen oder weggelassen werden.

1. Beispiel. Bei der ersten Maschine sollen 5 Kammzugbänder von folgenden verschiedenen Nummern einlaufen:

Bandnummer des 1. Bandes	$n_1 = 0,0454$	(entspricht 22 g/m)
" " 2. "	$n_2 = 0,05$	( " 20 " )
" " 3. "	$n_3 = 0,0555$	( " 18 " )
" " 4. "	$n_4 = 0,0625$	( " 16 " )
" " 5. "	$n_5 = 0,0666$	( " 15 " )

Wie groß ist:

- a) die gesamte Vorlagennummer  $n'$ ,
- b) der Verzug, wenn die Ausgabennummer  $N = 0,072$  sein soll,
- c) die Ausgabennummer bei 6,5-fachem Verzug?

Lösung zu a). Nach Formel 30:

$$\begin{aligned} \text{Gesamte Vorlagennummer } n' &= \frac{1}{\frac{1}{0,0454} + \frac{1}{0,05} + \frac{1}{0,0555} + \frac{1}{0,0625} + \frac{1}{0,0666}} \\ n' &= \frac{1}{91} \\ n' &= 0,01098. \end{aligned}$$

Lösung zu b). Nach Formel 31:

$$\begin{aligned} \text{Verzug } v &= 0,072 \cdot \left( \frac{1}{0,0454} + \frac{1}{0,05} + \frac{1}{0,0555} + \frac{1}{0,0625} + \frac{1}{0,0666} \right) \\ v &= 0,072 \cdot 91 \\ v &= 6,55. \end{aligned}$$

Lösung zu c). Nach Formel 32:

$$\begin{aligned} \text{Ausgabennummer } N &= \frac{6,5}{\frac{1}{0,0454} + \frac{1}{0,05} + \frac{1}{0,0555} + \frac{1}{0,0625} + \frac{1}{0,0666}} \\ N &= \frac{6,5}{91} \\ N &= 0,0719. \end{aligned}$$

Bei Zwirn schaltet dann der Verzug aus und man findet dann die eigentliche Zwirnummer, wenn der Zwirn aus Grundfäden von verschiedenen Nummern besteht, nach folgenden Formeln:

Es bedeutet:

- $N$  = eigentliche Zwirnummer,
- $N_1 N_2$  = Nummern der Grundfäden,
- $g_1 g_2$  = Metergewichte in Gramm der Grundfäden,
- $g'$  = Metergewicht in Gramm des eigentlichen Zwirnes.

$$\begin{array}{llll}
 1 \text{ m des Grundfadens von der Nummer } N_1 \text{ wiegt } g_1 = \frac{1}{N_1} \cdot \dots \cdot & (a) \\
 1 \text{ " " " " " " } N_2 \text{ " } g_2 = \frac{1}{N_2} \cdot \dots \cdot & (b) \\
 1 \text{ " " eigentlichen Zwirnes } N \text{ " } g' = \frac{1}{N} \cdot \dots \cdot & (c)
 \end{array}$$

Das Gewicht von 1 m Zwirn, der aus den Grundfäden von den Nummern  $N_1, N_2$  besteht, muß dann sein:

$$g' = g_1 + g_2,$$

hierfür die Werte der Formeln a, b, c eingesetzt, ergibt:

$$\frac{1}{N} = \frac{1}{N_1} + \frac{1}{N_2}.$$

Nach Lehrsatz V auf einen gemeinschaftlichen Nenner gebracht, lautet die letzte Gleichung:

$$\frac{1}{N} = \frac{N_2 + N_1}{N_1 \cdot N_2}.$$

Beide Seiten der Gleichung umgekehrt, ergibt:

$$\text{Wirkliche Zwirnnummer } N = \frac{N_1 \cdot N_2}{N_1 + N_2} \cdot \dots \cdot \quad (33)$$

Besteht der Zwirn aus drei Grundfäden von verschiedenen Nummern, so lautet dann die Formel zur Berechnung der eigentlichen Nummer des Zwirnes:

$$N = \frac{N_1 \cdot N_2 \cdot N_3}{N_1 \cdot N_2 + N_1 \cdot N_3 + N_2 \cdot N_3} \cdot \dots \cdot \quad (34)$$

Bei mehr als zweifachen Zwirnen, die aus Grundfäden von verschiedenen Nummern bestehen, ist es vorteilhafter nach Formel 30 zu rechnen, da bei Zwirn Gesamtvorlagennummer und Ausgabennummer identisch sind und die geringe Nummerbeeinflussung durch die Eindrehung vernachlässigt werden kann.

1. Beispiel. Es soll ein Mouliné-Zwirn hergestellt werden, dessen beiden verschiedenfarbigen, einfachen Grundfäden die Nummer 40 und 52 haben. Wie groß ist die eigentliche Zwirnnummer?

Nach Formel 33:

$$\text{Eigentliche Zwirnnummer } N = \frac{40 \cdot 52}{40 + 52} = 22,6.$$

2. Beispiel. Ein Zwirn für Leiste besteht aus vier Grundfäden von den Nummern 64, 56, 45, 40. Wie groß ist die eigentliche Zwirnnummer?

Nach Formel 30:

$$\begin{aligned}
 \text{Eigentliche Zwirnnummer } n' &= \frac{1}{\frac{1}{64} + \frac{1}{56} + \frac{1}{45} + \frac{1}{40}} \\
 n' &= \frac{1}{0,0156 + 0,0178 + 0,0222 + 0,025} \\
 n' &= \frac{1}{0,0806} \\
 n' &= 12,4.
 \end{aligned}$$

## Die Spinnpläne.

Wie bereits erwähnt, findet die allmählich fortschreitende Verfeinerung und Vergleichmäßigung durch den Verzug und durch die Dublierung auf mehreren aufeinanderfolgenden Maschinen statt. Vor der Inangriffnahme des Spinnprozesses macht es sich nötig, die Durchführung desselben mit der Art und Anzahl der zur Verfügung stehenden Maschinen und mit der Nummer des Feingarnes in Einklang zu bringen. Ein vorteilhaftes Arbeiten bedingt den Aufbau von Spinnplänen, welche vom fertigen Produkt dem Feingarne ab, bis zum Krempel- bzw. Kammzugband abgeleitet werden und in

welchen die Verzüge, Dublierungen, Vorlage- und Ausgabennummern bzw. Gewichte der nacheinanderfolgenden Maschinen zweckmäßig festgelegt sind.

Die Grenzen der vorteilhaft angewendeten praktischen Verzüge und Dublierungen der Maschinen der Vorbereitung und Feinspinnerei sind aus folgender Aufstellung zu ersehen:

Streck- durch- gang	Maschinen-Bezeichnung	Spielraum der	
		Verzüge	Dublierung
	Wagenspinner (Selfaktor) . . . . .	8—12	1
	Ringspinnmaschine (Throstle) . . . . .	8—12	1 (2)
10	Feinstrecke (Finisseur) . . . . .	4—4,5	2 (3)
9	Vorfeinstrecke (Feinfrotteur, Vorfinisseur) . . . . .	4—4,5	3
8	2. Zwischenstrecke (Mittel- oder Zwischenfrotteur) . . . . .	4—4,5	3
7	1. Zwischenstrecke (Grob-frotteur) . . . . .	4—4,5	3
6	Halbgrobstrecke (Chüte) . . . . .	4—4,5 (4,8)	2 (1)
5	4. Grobstrecke-Teilstrecke (Reunion) . . . . .	4,2—4,6	2
4	3. Grobstrecke (3. Frotteurstrecke) . . . . .	4,2—4,6	4
3	2. Grobstrecke (2. Frotteurstrecke) . . . . .	4,2—4,6	4
2	1. Grobstrecke-Zählerstrecke (Compteur) . . . . .	4,2—4,6	4
1	Doppelnadelstabsstrecke (Intersecting) . . . . .	5—9	6—10
1	Einfache Nadelstabsstrecke (Gillbox) . . . . .	4,6—5,5	5—6

Zur allmählichen Einführung sei zunächst ein einfaches Schema eines Spinnplanes aufgestellt.

Spinnplan I für 24er Ringspinn-garn aus Zug von 20 g/m entspricht der Nummer

$$\frac{1}{20} = 0,05.$$

Streck- durch- gang	Maschine	Vorlage- Nummer <i>n</i>	Verzug <i>v</i>	Dublierung <i>d</i>	Ausgabe- Nummer <i>N</i>
	Ringspinnmaschine . . . . .	2,6	9,23	1	24
8	Feinstrecke . . . . .	1,238	4,2	2	2,6
7	Vorfeinstrecke . . . . .	0,8637	4,3	3	1,238
6	Zwischenstrecke . . . . .	0,4213	4,1	2	0,8637
5	Halbgrobstrecke . . . . .	0,1831	4,6	2	0,4213
4	Grobstrecke-Teilstrecke . . . . .	0,0832	4,4	2	0,1831
3	Grobstrecke . . . . .	0,074	4,5	4	0,0832
2	Grobstrecke . . . . .	0,0643	4,6	4	0,074
1	Doppelnadelstabsstrecke . . . . .	0,05	$x = 9$ oder $x = 7,71$	7 6	0,0643

Spinnplan II für 36er Ringspinn-garn aus Zug von 18 g/m entspricht der Nummer

$$\frac{1}{18} = 0,0555.$$

Zur Verfügung steht eine Maschinenzusammenstellung (Sortiment) von neun Streck-durchgängen (Passagen). Alle Dublierungen und Verzüge, außer des Verzuges des 1. Streckdurchganges (Zählerstrecke) wurden festgestellt (Gründe, die eine zweckmäßige Festlegung der Verzüge und Dublierungen bestimmen, s. unter Fabrikanlagen), wie aus Spinnplan II ersichtlich.

Eine zweckmäßige Ausgabennummer (Vorgarnnummer) der Feinstrecke ist für diesen Fall 3,5, die Vorlage (Kammzugbandnummer) der Doppelnadelstabsstrecke ist 0,0555. Um aus der Vorlagennummer 0,0555 auf die Ausgabennummer 3,5 zu kommen, ist ein Gesamtverzug von:

$$\frac{3,5}{0,0555} = 63 \text{ fach}$$

in Anwendung zu bringen. Es muß zunächst der einzig unbekannte Verzug  $x$  der Zählerstrecke, d. i. in unserem Falle der 1. Streckdurchgang, ermittelt werden, so daß dann das Produkt sämtlicher Einzelverzüge der Maschinen, dividiert durch das Produkt sämtlicher Dublierungen der Einzelmaschinen, wieder einen 63fachen Verzug ergibt.

Den unbekanntem Verzug  $x$  findet man nach der Formel 27:

$$x = \frac{3,5 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 2}{0,0555 \cdot 4,3 \cdot 4,4 \cdot 4,4 \cdot 4,4 \cdot 4,6 \cdot 4,5 \cdot 4,4 \cdot 4,5 \cdot 4,4}$$

$$x = \frac{72576}{8332,11}$$

Unbekannter Verzug des

1. Streckdurchganges  $x = 8,71$ .

$$\text{Der wirksame Gesamtverzug} = \frac{\text{Ausgabenummer}}{\text{Vorlagennummer}}$$

$$= \frac{3,5}{0,0555} = 63,06$$

Aus den Verzügen und Dublierungen ist dann als Gegenprobe:

$$\text{Der wirksame Gesamtverzug} = \frac{\text{Produkt der Einzelverzüge}}{\text{Produkt der Einzeldublierungen}}$$

$$= \frac{8,71 \cdot 4,3 \cdot 4,4 \cdot 4,4 \cdot 4,6 \cdot 4,5 \cdot 4,4 \cdot 4,5 \cdot 4,4}{6 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 2}$$

$$= \frac{1307615,82}{20736}$$

$$= 63,06.$$

Nun kann die Ausrechnung der Vorlagennummern der einzelnen Maschinen vorgenommen werden und zwar von der Vorgarnnummer ausgehend unter Benutzung der Formel 16:

$$\text{Vorlagennummer des 9. Streckdurchganges } n = \frac{3,5 \cdot 2}{4,4} = 1,591.$$

$$\text{„ „ 8. „ } n = \frac{1,591 \cdot 3}{4,5} = 1,0606$$

$$\text{„ „ 7. „ } n = \frac{1,0606 \cdot 3}{4,4} = 0,7231$$

usw., bis zum 1. Streckdurchgang der Maschinenzusammenstellung.

Streck- durch- gang	Maschine	$n$	$v$	$d$	$N$
	Ringspinnmaschine . . . . .	3,5	10,28	1	36
9	Feinstrecke . . . . .	$n = \frac{3,5 \cdot 2}{4,4} = 1,591$	4,4	2	3,5
8	Vorfeinstrecke . . . . .	$n = \frac{1,591 \cdot 3}{4,5} = 1,0606$	4,5	3	1,591
7	Zwischenstrecke . . . . .	$n = \frac{1,0606 \cdot 3}{4,4} = 0,7231$	4,4	3	1,0606
6	„ . . . . .	$n = \frac{0,7231 \cdot 3}{4,5} = 0,482$	4,5	3	0,7231
5	Halbgrobstrecke . . . . .	$n = \frac{0,482 \cdot 2}{4,6} = 0,2095$	4,6	2	0,482
4	3. Grobstrecke . . . . .	$n = \frac{0,2095 \cdot 2}{4,4} = 0,0952$	4,4	2	0,2095
3	2. „ . . . . .	$n = \frac{0,0952 \cdot 4}{4,4} = 0,0865$	4,4	4	0,0952
2	1. „ . . . . .	$n = \frac{0,0865 \cdot 4}{4,3} = 0,0804$	4,3	4	0,0865
1	Doppelnadelstabstrecke . .	$n = \frac{0,0804 \cdot 6}{8,71} = 0,0553$	$x = 8,71$	6	0,0804

Verzug der Ringspinnmaschine nach Formel 14:

$$v = \frac{36 \cdot 1}{3,5} = 10,28.$$

**Spinnplan III** für 49er A<sup>1</sup>-Kette aus Zug 16 g/m, entspricht der Nummer  $\frac{1}{16} = 0,0625$ .

Die Stärke des Vorgarnes ist bestimmt durch die Feingarnnummer. Die Vorgarnnummer ist nun so zu wählen, daß durch einen praktisch vorteilhaften Verzug (8—12) die gewünschte Feingarnnummer erreicht wird. Für die Feingarnnummer 49 wäre beispielsweise eine zweckmäßige Vorgarnnummer 4,5 und ergebe sich dann nach Formel 13 ein vorteilhafter Verzug von  $v = \frac{49}{4,5} = 10,88$ .

Während nun bei Spinnplänen, in denen die Bandstärken in Nummern ausgedrückt sind (s. z. B. Spinnplan I, II), nach Feststellung der Vorgarnnummer ohne weiteres die Vorlage- und Ausgabenummern der übrigen Maschinen abgeleitet werden können, muß hingegen bei Verwendung der Metergrammgewichte für die Bandstärken im Spinnplan (s. z. B. Spinnplan III) zunächst nach Formel 3 die Umrechnung der Vorgarnnummer in das Metergewicht erfolgen,  $g = \frac{1}{4,5} = 0,222$ , ehe zur Berechnung der Metergewichte der Vorlage- und Ausgabebänder der übrigen Maschinen übergegangen werden kann.

Streck- durch- gang	Maschine	Vorlagegewicht $g$ in g/m	$v$	$d$	Ausgabegewicht $G$ in g/m
	Wagenspinner . . . . .	$0,222 = n = 4,5$	10,88	1	$0,02044 = N = 49$
9	Feinstrecke . . . . .	$g = \frac{0,222 \cdot 4,1}{2} = 0,4551$	4,1	2	0,222
8	Vorfeinstrecke . . . . .	$g = \frac{0,4551 \cdot 4,3}{3} = 0,6523$	4,3	3	0,4551
7	Zwischenstrecke . . . . .	$g = \frac{0,6523 \cdot 4,4}{3} = 0,9567$	4,4	3	0,6523
6	" . . . . .	$g = \frac{0,9567 \cdot 4,4}{3} = 1,403$	4,4	3	0,9567
5	Halbgrobstrecke . . . . .	$g = \frac{1,403 \cdot 4,5}{2} = 3,1567$	4,5	2	1,403
4	3. Grobstrecke . . . . .	$g = \frac{3,1567 \cdot 4,3}{2} = 6,7869$	4,3	2	3,1567
3	2. " . . . . .	$g = \frac{6,7869 \cdot 4,4}{4} = 7,4656$	4,4	4	6,7869
2	1. " . . . . .	$g = \frac{7,4656 \cdot 4,5}{3} = 11,1983$	4,5	3	7,4656
1	Doppelnadelstabstrecke .	$g = \frac{11,1983 \cdot 8,57}{6} = \sim 16$	$x = 8,57$	6	11,1983

Zunächst berechnet sich wieder der unbekannte Verzug  $x$  des 1. Streckdurchganges nach der Formel 29 zu:

$$x = \frac{16 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 2}{0,222 \cdot 4,5 \cdot 4,4 \cdot 4,3 \cdot 4,5 \cdot 4,4 \cdot 4,4 \cdot 4,3 \cdot 4,1}$$

$$x = \frac{248832}{29030,76}$$

Unbekannter Verzug des

1. Streckdurchganges  $x = 8,57$ .

Nun kann wieder die Ausrechnung der Vorlagegewichte der einzelnen Maschinen vorgenommen werden, und zwar unter Benutzung der Formel 20:

$$\text{Vorlagegewicht des 9. Streckdurchganges } g = \frac{0,222 \cdot 4,1}{2} = 0,4551$$

und es entspricht dies wieder dem Ausgabegewicht des 8. Streckdurchganges.

$$\text{Vorlagegewicht des 8. Streckdurchganges } g = \frac{0,4551 \cdot 4,3}{3} = 0,6523$$

$$\text{„ „ 7. „ } g = \frac{0,6523 \cdot 4,4}{3} = 0,9567$$

usw.

Spinnplan IV für 56er H'-Kette aus Zug von 16 g/m, entspricht der Nummer  $\frac{1}{16} = 0,0625$ .

Streck- durch- gang	Maschine	$n$	$v$	$d$	$N$	Sortier- länge in m $s$	Sortier- nummer $Z$
	Wagenspinner . . . . .	5,5	10,18	1	56	1000	56
9	Feinstrecke . . . . .	2,682	4,1	2	5,5	100	55
8	Vorfeinstrecke . . . . .	1,247	4,3	2	2,682	50/25	53,64
7	Zwischenstrecke . . . . .	0,567	4,4	2	1,247	50/25	24,94
6	„ . . . . .	0,378	4,5	3	0,567	50/25	11,34
5	Halbgrobstrecke . . . . .	0,164	4,6	2	0,378	25/12,5	15,12
4	3. Grobstrecke . . . . .	0,0745	4,4	2	0,164	10/5	16,4
3	2. „ . . . . .	0,0647	4,6	4	0,0745	5	14,9
2	1. „ . . . . .	0,055	4,7	4	0,0647	5	12,94
1	Doppelnadelstabstrecke . . . . .	0,0625	$x = 7,04$	8	0,055	5	11

Für die Feingarnnummer 56 ist eine übliche Vorgarnnummer 5,5; dann ergibt sich der Verzug der Feinspinnmaschine nach Formel 13:

$$v = \frac{56}{5,5} = 10,18.$$

Nach Formel 27 ist dann:

$$\text{Unbekannter Verzug } x = 7,04.$$

Die vorherige Berechnung des Verzuges  $x$  der 1. Maschine ist insofern vorteilhaft und zu empfehlen, weil man dadurch einen Überblick hat, ob dieser Verzug in den praktisch möglichen Verzugsgrenzen der betreffenden Maschine liegt, bevor man die weitere Durchrechnung des Spinnplanes ausführt. Es ist beispielsweise einerseits die Dublierungszahl der 1. Maschine durch die Mischungsverhältnisse festgelegt, und andererseits sind die Verzüge und Dublierungen der übrigen Maschinen nicht willkürlich zu verändern, ohne die Produktionsverhältnisse der einzelnen aufeinanderfolgenden Maschinen ungünstig zu beeinflussen. (Näheres s. Fabrikanlagen.)

Nun folgt wieder nach Formel 16 die Berechnung der Vorlagenummern der einzelnen Streckdurchgänge.

$$\text{Vorlagenummer des 9. Streckdurchganges } n = \frac{5,5 \cdot 2}{4,1} = 2,682,$$

$$\text{„ „ 8. „ } n = \frac{2,682 \cdot 2}{4,3} = 1,247,$$

$$\text{„ „ 7. „ } n = \frac{1,247 \cdot 2}{4,4} = 0,567$$

usw.

Die Bandstärken der einzelnen Maschinen müssen nun bei Beginn jeder neuen Partie auf die richtige Nummer, die sie laut Spinnplan haben sollen, nachgeprüft werden und benützt man dazu kleinere Anhängelängen für die Nummerwage und berechnet sich dann die Sortiernummer, d. i. also die Nummer, die die Wage bei den gewählten und aus dem Spinnplan ersichtlichen Sortierlängen anzeigen müßte nach der Formel 6 bei Anwendung einer 1000-Meter-Wage.

Für den 9. Streckdurchgang ist die Sortiernummer  $Z = \frac{5,5 \cdot 1000}{100} = 55$ ,

„ „ 8. „ „ „ „  $Z = \frac{2,682 \cdot 1000}{50} = 53,64$ ,

„ „ 7. „ „ „ „  $Z = \frac{1,247 \cdot 1000}{50} = 24,94$

usw. bis zum 1. Streckdurchgang.

Die Sortiernummer läßt sich auch wie folgt berechnen:

Z. B. werden bei Streckdurchgang 7 50 m einfaches Band an die 1000-Meter-Wage angehängt. 50 ist nun der  $\frac{1000}{50} = 20$ . Teil von 1000, folglich ist die angezeigte Nummer 20mal feiner. Die wirkliche Nummer des Bandes ist 1,247, folglich die Sortiernummer  $= 1,247 \cdot 20 = 24,94$ .

Während die Maschinen 1, 2, 3, 9 einfache Bänder zur Aufwicklung bringen, bilden die übrigen Maschinen Spulen mit Doppelbändern, so daß bei letzteren die abgehaspelte Länge von beispielsweise 50 bzw. 25 m Doppelband, der doppelten Länge also 100 bzw. 50 m des einfachen Bandes entspricht. Da sich die Ausgabenummern der Bänder immer auf das einfache Band beziehen, so muß zur Berechnung der Sortiernummern die abgehaspelte Sortierlänge des einfachen Bandes in Rechnung gesetzt werden, und es bedeutet im Spinnplan IV in der Rubrik Sortierlänge die Schreibweise 50/25 50 die Meterzahl des einfachen und 25 diejenige des Doppelbandes.

Spinnplan V für 64er, für zweifachen Zwirn aus Zug von 18 g/m, entspricht der Nummer  $\frac{1}{18} = 0,0555$ .

Streck- durch- gang	Maschine	$g$ in g/m	$v$	$d$	$G$ in g/m	$s$	Sortier- gewicht
	Wagenspinner . . . . .	0,166 = $n = 6,0$	10,64	1	0,0156 = $N = 64$	1000	15,6
10	Feinstrecke . . . . .	0,3486	4,2	2	0,166	100	16,6
9	Vorfeinstrecke . . . . .	0,488	4,2	3	0,3486	100/50	34,86
8	Zwischenstrecke . . . . .	0,699	4,3	3	0,488	80/40	39,04
7	„ . . . . .	1,503	4,3	2	0,699	60/30	41,94
6	„ . . . . .	3,306	4,4	2	1,503	50/25	75,15
5	Halbgrobstrecke . . . . .	7,603	4,6	2	3,306	20/10	66,12
4	2. Grobstrecke . . . . .	15,206	4,0	2	7,603	10/5	76,03
3	1. „ . . . . .	17,106	4,5	4	15,206	5	76,03
2	Doppelnadelstabstrecke	17,98 = $\sim 18$	$x = 6,307$	6	17,106	5	85,53
1	„	18	6	6	18	5	90,00

Von Nummer 64 wiegt 1 m  $\frac{1}{64} = 0,0156$  g.

Für die Feingarnnummer 64 ist eine übliche Vorgarnnummer 6,0 und wiegt hier-  
von 1 m:

$$\frac{1}{6} = 0,166 \text{ g,}$$

dann ist der Verzug der Feinspinnmaschine nach Formel 18

$$v = \frac{0,166 \cdot 1}{0,0156} = 10,64.$$

Nach Formel 29:

Unbekannter Verzug des 2. Streckdurchganges  $x = 6,307$ .

Nun folgt wieder nach Formel 20 die Berechnung der Vorlagegewichte der ein-  
zelnen Streckdurchgänge.

$$\begin{aligned} \text{Vorlagegewicht des 10. Streckdurchganges } g &= \frac{0,166 \cdot 4,2}{2} = \mathbf{0,3486}, \\ \text{„ „ 9. „ } g &= \frac{0,3486 \cdot 4,2}{3} = \mathbf{0,488}, \\ \text{„ „ 8. „ } g &= \frac{0,488 \cdot 4,3}{3} = \mathbf{0,699} \end{aligned}$$

usw.

Da nun die Bandstärken in Metergrammgewichten angegeben sind, so findet man die Sortiergewichte für die einzelnen Maschinen einfach durch Multiplizieren der Metergewichte mit den gewählten Sortierlängen und bedient man sich hierfür zur schnelleren Ermittlung der Sortiergewichte einer Schnell- oder Quadrantenwaage, deren Skala eine Gewichtseinteilung besitzt.

$$\begin{aligned} \text{Sortiergewicht des 10. Streckdurchganges} &= 0,166 \cdot 100 = \mathbf{16,6}, \\ \text{„ „ 9. „} &= 0,3486 \cdot 100 = \mathbf{34,86}, \\ \text{„ „ 8. „} &= 0,488 \cdot 80 = \mathbf{39,04} \end{aligned}$$

usw.

Sind die Ausgabe- und Vorlagegewichte in Metergewichte berechnet worden, und will man mit Hilfe einer Nummerwaage für 500 m Anhängelänge die Sortiernummern der einzelnen Maschinen für die vorgeschriebenen Sortierlängen feststellen, so verfährt man wie folgt:

Z. B. ist für Strecke 8 das Ausgabegewicht  $G = 0,488$ , dann ist die wirkliche Nummer dieses Bandes nach Formel 1

$$N = \frac{1}{0,488} = \mathbf{2,049}$$

und die Sortiernummer nach Formel 6

$$Z = \frac{2,049 \cdot 500}{80} = \mathbf{12,8}.$$

Spinnplan VI für 75er Schuß aus Zug von 14 g/m entspricht der Nummer  $\frac{1}{14} = 0,071$ .

Zählerwechsel  $W = 70$  Zähne, Nettogewicht der Spule = 4,0 kg.

Doppelnadelstabstrecke = Zählerstrecke.

Streck- durch- gang	Maschine	$n$	$r$	$d$	$N$	$s$	$Z$
	Wagenspinner . . . . .	7,0	10,71	1	75	500	75
10	Feinstrecke . . . . .	3,4146	4,1	2	7,0	100	35
9	Vorfeinstrecke . . . . .	2,5609	4,0	3	3,4146	80/40	21,34
8	Zwischenstrecke . . . . .	1,1382	4,5	2	2,5609	60/30	21,34
7	„ „ . . . . .	0,542	4,2	2	1,1382	40/20	14,22
6	Halbgrobstrecke . . . . .	0,226	4,8	2	0,542	30/15	9,03
5	4. Grobstrecke . . . . .	0,1101	4,1	2	0,226	20/10	5,65
4	3. „ . . . . .	0,1074	4,1	4	0,1101	10	5,50
3	2. „ . . . . .	0,1023	4,2	4	0,1074	10	5,37
2	1. „ . . . . .	0,0998	4,1	4	0,1023	10	5,11
1	Doppelnadelstabstrecke .	0,071	$x = 8,44$	6	0,0998	5	9,98

Die Verzüge der Doppelkrempele und der Kämmaschine werden beeinflusst durch den Abgang (siehe Kämmerei S. 24 und 35).

Bei festgelegtem Ausgabegewicht und Verzug auf der Doppelkrempele berechnet sich dann das Vorlagegewicht unter Berücksichtigung des Abganges nach Formel 25.

Die Bandstärke des Endbandes der Kämmerei des sogenannten Kammzuges liegt zwischen 14 bis 20 g/m und wird im allgemeinen nicht bestimmt durch die Feinheit der daraus zu spinnenden Feingarnnummer, sondern die Verfeinerung und Vergleich-

## Vollständiger Spinnplan VII.

Masch Anzahl	Maschine	<i>g</i>	<i>v</i>	<i>d</i>	<i>G</i>	<i>s</i>	Sortier- gewicht	Bemerkung			
1	Doppelkrepel mit	663	65	1	10	5	50	Maschinen- zusammen- stellung der Kämmerei			
2	Kanalbandabführung	inkl. 2% Abg. 10	1,6	6	37,5	2,5	93,75				
3	1. Doppelnadel- stabstrecke	Vor- strecken . strecken .	5	3	22,5	5	112,5				
4	2. do. . .		5	4	18,0	5	90,0				
5	3. do. . .		6	4	12,0	5	60,0				
6	Kämmaschine . . .	12,0	14,7	16	13,0	5	65,0				
7	Topfstrecke . . . (Intersecting)	13,0	6,5	8	16,0	5	80,0				
8	Doppelnadelstab- strecke	Nach- strecken . strecken .	6	6	16,0	5	80,0				
9	Plätte (Liseuse) mit Doppelnadelstab- strecke . . . . .		16,0	5,5	6	17,5	5		87,5		
10	Doppelnadelstab- strecke (Fertigstr.)		17,5	7,0	6	15,0	5		75,0		
		<i>n</i>	<i>g</i>		<i>N</i>	<i>G</i>	<i>Z</i>	Sortier- gewicht			
11	Doppelnadelstabstrecke	0,0666	15	6,52	6	0,0724	13,8	5	14,5	69,0	Maschinen- zusammen- stellung der Vorbereitung
12	"	0,0724	13,8	<i>x</i> = 7	6	0,0845	11,83	5	16,9	59,15	
13	1. Grobstrecke . . . . .	0,0845	11,83	4,4	4	0,093	10,75	5	18,6	53,75	
14	2. " . . . . .	0,093	10,75	4,5	2	0,21	4,76	10/5	21,0	47,6	
15	Halbgrobstrecke . . . . .	0,21	4,76	4,6	2	0,484	2,066	20/10	24,2	41,32	
16	Zwischenstrecke . . . . .	0,484	2,066	4,3	2	1,041	0,96	20/10	52	19,20	
17	" . . . . .	1,041	0,96	4,3	2	2,239	0,446	40/20	56	17,84	
18	" . . . . .	2,239	0,446	4,1	3	3,06	0,326	60/30	51	19,56	
19	Vorfeinstrecke . . . . .	3,06	0,326	4,2	3	4,285	0,233	80/40	53,56	13,64	
20	Feinstrecke . . . . .	4,285	0,233	4,2	2	9,0	0,111	100	90	11,1	
21	Wagenspinner . . . . .	9,0	0,111	10,66	1	96	0,0104	1000	96	10,4	Feinspinnerei

mäßigung, welche sich zur Erreichung der jeweilig gewünschten Feingarnnummer nötig macht, wird lediglich durch die Anpassung der Verzüge und Dublierungen der Maschinen der Vor- und Feinspinnerei hervorgebracht.

Im Spinnplan VII ist die allmählich fortschreitende Verfeinerung und Vergleichmäßigung vom Krepelband bis zum fertigen Feingarn ziffernmäßig zum Ausdruck gebracht, während man in der Kämmerei die Bandstärken allgemein in Metergrammgewichte ausdrückt, werden dieselben in der Vorbereitung nach Metergrammgewichten und Nummern sortiert und werden im Spinnplan VII für die Vorbereitung ausnahmsweise beide Arten in Anwendung gebracht, jedoch ist es vorteilhaft, ständig nur nach einer der beiden Arten zu rechnen.

Sind die Dublierungen und Verzüge der einzelnen, außer der 1. Passage eines Sortimentes keinen Veränderungen unterworfen, wie dies allgemein der Fall ist, so lassen sich durch Bildung der Quotienten aus Dublierungen und Verzüge der aufeinanderfolgenden Maschinen für jede Maschine konstante Zahlen finden, mittels welchen dann für eine beliebige Vorgarnnummer der dazugehörige Spinnplan schnell abgeleitet werden kann.

Diese konstanten Zahlen ergeben sich aus Formel 27:

$$v_1 = \frac{N_a \cdot d \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot d_3 \cdot d_4 \dots v_{10}}{n \cdot v \cdot v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 \dots v_{10}},$$

wobei angenommen ist, daß das Sortiment 10 Streckdurchgänge hat. Hieraus

$$\text{Vorlagenummer der 1. Passage } n = \frac{N_a \cdot d \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot d_3 \cdot d_4 \dots d_{10}}{v \cdot v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 \dots v_{10}},$$

d. h. man findet die Vorlagennummer der 1. Passage, indem man die Ausgabennummer der letzten Passage (Vorgarnnummer) mit dem Produkt der Dublierungen der 1. bis letzten Passage des Sortimentes multipliziert und durch das Produkt der Verzüge der 1. bis letzten Passage dividiert.

Für die Berechnung der Vorlagennummern der 2., 3., 4. bis 10. Passage gilt dieselbe Formel nur unter Weglassung der Dublierungen und Verzüge der ausgeschiedenen Passagen und würde beispielsweise lauten:

$$\begin{aligned} \text{Vorlagennummer der 2. Passage } n_1 &= \frac{N_a \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot d_3 \cdot d_4 \dots d_{10}}{v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 \dots v_{10}}, \\ \text{„ „ 3. „ } n_2 &= \frac{N_a \cdot d_2 \cdot d_3 \cdot d_4 \dots d_{10}}{v_2 \cdot v_3 \cdot v_4 \dots v_{10}}, \\ \text{„ „ 4. „ } n_3 &= \frac{N_a \cdot d_3 \cdot d_4 \dots d_{10}}{v_3 \cdot v_4 \dots v_{10}} \\ &\text{usw. bis} \\ \text{Vorlagennummer der 10. Passage } n_9 &= \frac{N_a \cdot d_{10}}{v_{10}}. \end{aligned}$$

In diese abgeleiteten Formeln die bekannten Werte der Dublierungen und Verzüge eines Sortimentes eingesetzt, erhält man dann für jede Passage eine konstante Zahl, die mit der jeweilig zu spinnenden Vorgarnnummer multipliziert die Vorlagennummer der betreffenden Passage ergibt.

Die konstanten Zahlen zur Berechnung der Vorlagennummer der einzelnen Passagen z. B. unter Benützung der Werte für die Verzüge und Dublierungen des Sortimentes des Spinnplanes VI ergeben sich dann, von der 10. Passage beginnend, wie folgt:

$$\begin{aligned} \text{Passage 10 } n_9 &= \frac{N_a \cdot 2}{4,1} = 0,4878 \cdot N_a, \\ \text{„ 9 } n_8 &= \frac{N_a \cdot 2 \cdot 3}{4,1 \cdot 4,0} = 0,3658 \cdot N_a, \\ \text{„ 8 } n_7 &= \frac{N_a \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2}{4,1 \cdot 4,0 \cdot 4,5} = 0,1626 \cdot N_a, \\ \text{„ 7 } n_6 &= \frac{N_a \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2}{4,1 \cdot 4,0 \cdot 4,5 \cdot 4,2} = 0,07742 \cdot N_a, \\ \text{„ 6 } n_5 &= \frac{N_a \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2}{4,1 \cdot 4,0 \cdot 4,5 \cdot 4,2 \cdot 4,8} = 0,03226 \cdot N_a, \\ \text{„ 5 } n_4 &= \frac{N_a \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2}{4,1 \cdot 4,0 \cdot 4,5 \cdot 4,2 \cdot 4,8 \cdot 4,1} = 0,01573 \cdot N_a, \\ \text{„ 4 } n_3 &= \frac{N_a \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4}{4,1 \cdot 4,0 \cdot 4,5 \cdot 4,2 \cdot 4,8 \cdot 4,1 \cdot 4,1} = 0,01535 \cdot N_a, \\ \text{„ 3 } n_2 &= \frac{N_a \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4}{4,1 \cdot 4,0 \cdot 4,5 \cdot 4,2 \cdot 4,8 \cdot 4,1 \cdot 4,1 \cdot 4,2} = 0,01462 \cdot N_a, \\ \text{„ 2 } n_1 &= \frac{N_a \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4}{4,1 \cdot 4,0 \cdot 4,5 \cdot 4,2 \cdot 4,8 \cdot 4,1 \cdot 4,1 \cdot 4,2 \cdot 4,1} = 0,01426 \cdot N_a, \\ \text{„ 1 } n &= \frac{N_a \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 6}{4,1 \cdot 4,0 \cdot 4,5 \cdot 4,2 \cdot 4,8 \cdot 4,1 \cdot 4,1 \cdot 4,2 \cdot 4,1 \cdot x} = \frac{0,08559 \cdot N_a}{x}. \end{aligned}$$

Nach Spinnplan VI soll Vorgarn  $N_a = 7,0$  aus Zug von der Nummer 0,071 gesponnen werden, der unbekanntes Verzug der 1. Passage wird zunächst wieder gefunden nach Formel 27 zu  $x = 8,44$  fach. Hieran anschließend berechnen sich die Vorlagennummern der einzelnen Passagen mittels der festgestellten Konstanten für

$$\begin{aligned} \text{Passage 10 } n_9 &= 0,4878 \cdot 7 = 3,4146, \\ \text{„ 9 } n_8 &= 0,3658 \cdot 7 = 2,5606, \\ \text{„ 8 } n_7 &= 0,1626 \cdot 7 = 1,1382 \text{ usw.} \end{aligned}$$

Soll z. B. mit demselben Sortiment Vorgarnnummer  $N_a = 4$  gesponnen werden, so findet man die dazugehörigen Vorlagenummern der einzelnen Passagen durch Multiplizieren der festgestellten konstanten Zahlen mit  $N_a = 4$ , also für

$$\text{Passage 10 } n_0 = 0,4878 \cdot 4 = 1,9512 \\ \text{usw. bis Passage 2.}$$

Da die Vorlagennummer der 2. Passage gleich der Ausgabennummer der 1. Passage ist und die Eingangsnummer der 1. Passage der Zugbandnummer entspricht, so berechnet sich der unbekannte Verzug der 1. Passage nach Formel 14.

Bei kleinen Veränderungen der Vorgarnnummer, z. B. von 4,0 auf 4,5, kommt man meist schon durch Ändern des Verzugswechsels am Finisseur aus, oder auch durch Änderung des Verzuges der Feinspinnmaschine.

## Die Drehung (Draht) und die Festigkeit der Garne.

Den Widerstand, den ein offenes, ungedrehtes Faserband dem Zerziehen entgegensetzt, hat seine Ursache in der Reibung der einzelnen Fasern aneinander, die beim Zerziehen des Bandes zu überwinden ist. Die Größe dieser hierbei auftretenden Reibung ist abhängig von der Anzahl der im Bandquerschnitt liegenden Fasern, von der Länge der Einzelfasern und schließlich von der Oberflächenbeschaffenheit derselben. Während nun bei den offenen, starken Faserbändern der Kämmerei und der Vorbereitung die Festigkeit, die durch die Faserreibung bedingt wird, genügend groß ist, um ein wandfreies Aufwinden und Ablaufen der Spule zu gestatten, nimmt mit zunehmender Verfeinerung des Bandes in dem Maße wie die Faserzahl im Querschnitt sich verringert, die Größe der Faserreibung und folglich auch die Festigkeit des Bandes derart ab, daß dieselbe bei Erreichung einer bestimmten Bandfeinheit zum Ablaufen und Aufwinden der Lunte nicht mehr genügt. Beim Feingarn wird mit dem Feinerwerden der Nummer die Faserreibung infolge der Verringerung der im Querschnitt liegenden Faserzahl und die dadurch bedingte Festigkeit noch mehr abnehmen. Da nun beim Feingarn diejenige Festigkeit, die zum Auf- und Abwinden des Garnkörpers benötigt würde, bei weitem nicht genügt, wie dies bei den Vorgarnbändern der Fall ist, sondern dieselbe von der größeren Beanspruchung des Garnes im Webstuhl und von dem Verwendungszweck abhängig ist, so muß dem Garn die größere nötige Festigkeit gegeben werden. Diese erhöhte Festigkeit im Feingarn erzielt man durch Erteilung von echtem Draht, der darin besteht, daß die durch den Spinnvorgang im Band vollkommen parallel gelegten Fasern um die Fadenachse gedreht werden, wodurch eine mit der Steigerung der Drehung zunehmende Anspannung der Einzelfasern eintritt, die ein kräftig gegenseitiges Aufeinanderpressen derselben zur Folge hat, welches wiederum die Reibung der Fasern untereinander vergrößert.

Für die mittleren und feineren Bänder der Vorspinnerei wird der zur Auf- und Abwindung nötige Halt, unter Beibehaltung der Verzugsfähigkeit, durch Erteilung des falschen Drahtes mittels Nitschel-Würgel-Frottiervorrichtung (s. S. 169) erreicht. Die durch das Nitscheln erzielte Festigkeit des losen Bandes wird durch die gesteigerte Faserreibung, die durch den erhöhten Druck entsteht, unter gleichzeitiger Rundung des Bandes verursacht.

Für die Erteilung der Festigkeit der Gespinste stehen also zwei Drehungsarten in Anwendung, und zwar:

Die echte Drehung (Draht),  
„ falsche „ ( „ ).

Der echte Draht entsteht dadurch, daß das offene lose Faserband an dem einen Ende (Vorderzylinderklemmpunkt) festgehalten wird, während das andere Ende von einem Organ (Spindel oder Läufer) erfaßt ist, welches nach einer bestimmten und gleichbleibenden Richtung eine drehende Bewegung um die Achse des Faserbandes ausführt,

wodurch sich je nach der Bewegungsrichtung des drehenden Organes die Fasern in rechten oder linken Schraubenwindungen umeinanderlegen und spricht man je nach der Lage der Windungen im Garn von Rechts- und Linksdraht.

Bei Rechtsdraht (s. Abb. 25) verlaufen die schraubenförmigen Windungen des Garnes in der Richtung des Haarstriches von links unten nach rechts oben und die Spindel muß sich im Sinne der Uhrzeigerrichtung drehen. Fadenablauf auf der rechten Seite des Garnkörpers.

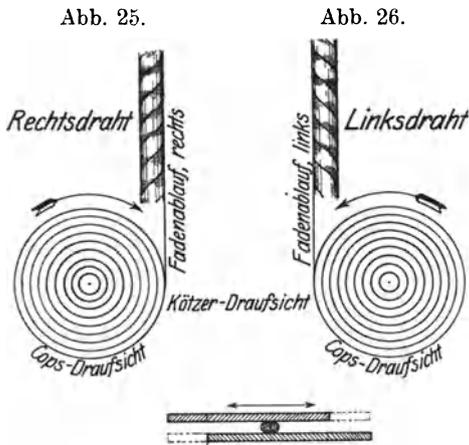


Abb. 27.

Bei Linksdraht (s. Abb. 26) verlaufen die schraubenförmigen Windungen des Garnes in der entgegengesetzten Richtung des Haarstriches von rechts unten nach links oben, und die Spindel muß sich im entgegengesetzten Sinne der Uhrzeigerrichtung drehen. Fadenablauf auf der linken Seite des Garnkörpers.

Es sei an dieser Stelle vorläufig erwähnt, daß allgemein der Rechtsdraht für die Spinn- drehung des einfachen Garnes und der Links- draht für die Zwirndrehung des 2, 3 und mehr- fachen Zwirnfadens in Anwendung kommt.

Der falsche Draht (Abb. 27) entsteht dadurch, daß das offene lose Faserband zwischen zwei übereinanderliegenden und unter leichtem Druck stehenden Flächen (Leder), die neben

der vorwärtsgelenden eine kurze hin- und hergehende Bewegung ausführen, eine Verdichtung und Rundung erfährt. Eine eigentliche bleibende Fadendrehung findet durch diesen Vorgang nicht statt, denn in demselben Maße wie das Faserband durch die Drehung nach der einen Seite zuge dreht wird, wird es durch die Drehung nach der anderen Seite wieder aufgedreht.

Durch diese Drehungsart wird also unter Beibehaltung der Verzugsfähigkeit eine Festigung der Vorgarnbänder erzielt, die für das einwandfreie Auf- und Abwinden des Bandes zur und von der Spule genügt, ebenso findet auch der lose echte Draht für die geringe Festigung der Vorgarnbänder unter Beibehaltung der Verzugsfähigkeit derselben Anwendung und zwar in der Vorspinnerei (Flyerspinnerei) der harten Kammgarne, jedoch tritt bei der Fortsetzung der echten Drehung eine Zunahme der Festigkeit unter gleichzeitiger Vernichtung der Verzugsfähigkeit ein, wie dies beim Feingarn der Fall ist.

Es gilt also die Regel: Je höher die Drehung, desto fester wird das Gespinnst, jedoch trifft diese Regel nur bis zu einer gewissen Drehungsgrenze zu, und bei Überschreitung derselben tritt eine Abnahme der Festigkeit ein, die bei weiterer Vermehrung der Drehung schließlich zum Fadenbruch führt. Die Schwächung des Fadens, die nach der Überschreitung der erwähnten Drehungsgrenze eintritt, hat ihre Ursache darin, daß mit dem Fortschreiten der Zusammendrehung die Fasern sich in flachere Schraubenwindungen legen, wodurch eine Verkürzung des Fadens stattfindet, indem gleichzeitig die außenliegenden Fasern eine erhöhte Spannung erhalten und dadurch einen erhöhten Druck auf den inneren Fadenkern ausüben. Diese angespannten äußeren Fasern finden in dem inneren stark zusammengedrückten und dadurch unelastischen Fadenkern einen starken Widerstand, der von den äußeren Fasern nicht überwältigt werden kann, wodurch dieselben reißen, der Faden wird geschwächt. Durch die wachsende Zugspannung, die bei der weiteren Drehung eintritt, indem die Verkürzung der konstanten Einspannlänge verhindert wird, muß schließlich der Bruch des Fadens herbeigeführt werden.

Die Größe der Drehung ist, abgesehen vom Verwendungszweck des Garnes, abhängig von der Garnfeinheit (Nummer) und gilt die Regel: Je feiner die Nummer, desto höher die Drehung.

Für einen bestimmten Festigkeitsgrad ist der Steigungswinkel  $W$  (Abb. 28 a) der Schraubenlinien maßgebend, und zwar nimmt mit dem Flacherwerden derselben, also mit der Verkleinerung des Steigungswinkels  $W$ , die Faserreibung und folglich die Festigkeit des Fadens zu, denn für

Steigungswinkel  $W = 90^\circ$  (Abb. 28 d) liegen die Fasern parallel, d. h. die Festigkeit ist am kleinsten. Gibt man einem Garn von feiner Nummer und einem solchen von grober Nummer die gleiche Drehung, Ganghöhe  $h$  (Abb. 28 a und 28 b), so wird bei dem

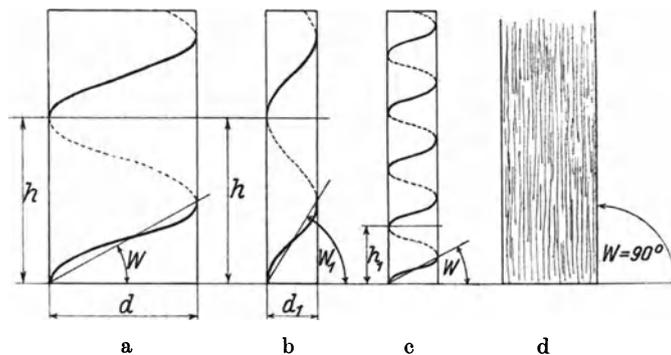


Abb. 28 a bis d.

feinen Garn der Steigungswinkel  $W_1$  auffallend steiler als der Steigungswinkel  $W$  des groben Garnes, d. h. die beiden Garne werden keinen gleichen Festigkeitsgrad haben, sondern derjenige des feinen Garnes wird infolge des größeren Steigungswinkels  $W_1$  niedriger liegen. Soll nun der Festigkeitsgrad der beiden Garne entsprechend der beiden Nummern derselbe bleiben, so müssen nun die Steigungswinkel  $W, W_1$  der Schraubenlinien für beide Garne gleich groß sein. Nimmt man nun für das feine Garn (Abb. 28 c) den flacheren Steigungswinkel  $W$  des starken Garnes (Abb. 28 a), so ergibt sich für ersteres auf dieselbe Längeneinheit eine größere Anzahl Drehungen.

Bedeutet:  $N, N_1$  = die Nummer der beiden Garne,

$d, d_1$  = die Durchmesser (Fadendicke) der beiden Garne,

$T, T_1$  = die Drehungen pro Längeneinheit (m, dm, cm) der beiden Garne,

dann gilt also:

$$\frac{T}{T_1} = \frac{d_1}{d},$$

d. h. die Drehungen pro Längeneinheit verhalten sich umgekehrt wie die Fadendurchmesser; oder je kleiner die Fadendicke (feine Nummer), desto größer die Drehung.

Durch weitere Ableitung, die jedoch nicht im Rahmen dieses Werkes liegt, ergibt sich:

$$\frac{T}{T_1} = \frac{\sqrt{N}}{\sqrt{N_1}},$$

d. h. die Drehungen verhalten sich direkt wie die Quadratwurzeln aus den Nummern.

Aus der letzten Formel ergibt sich:

$$T = \frac{T_1 \sqrt{N}}{\sqrt{N_1}}.$$

Kennt man also die Drehungen  $T_1$  und die Nummer  $N_1$ , so lassen sich auch für die bekannte Nummer  $N$  die entsprechenden Drehungen nach letzter Formel berechnen. Man hat nun für die verschiedenen Faserstoffe den jeweilig vorteilhaftesten Drehungsgrad pro Längeneinheit der Nummer 1 durch Versuche bzw. auf Grund von Erfahrung ermittelt, und bezeichnet man diesen Erfahrungswert mit Güteverhältnis, Drehungskoeffizient und für die abgekürzte Schreibweise dafür benützt man den griechischen Buchstaben  $\alpha$  (alpha). — Diesen Wert in die letzte Formel eingesetzt ergibt:

$$T = \frac{\alpha}{\sqrt{1}} \sqrt{N},$$

nun ist  $\sqrt{1} = 1$ , folglich

$$\text{Drehungen per Längeneinheit (m, dm, cm)} \quad T = \alpha \sqrt{N} \dots \dots \dots (35)$$

hieraus ergibt sich:

$$\text{Drehungskoeffizient für 10 cm } \alpha = \frac{T^{10 \text{ cm}}}{\sqrt{N}} \dots \dots \dots (36)$$

Für Zwirne muß die Dublierung  $d$  berücksichtigt werden und gilt dann die Formel:

$$\text{Drehungen pro Längeneinheit } T = \alpha \sqrt{\frac{N}{d}} \dots \dots \dots (37)$$

hieraus:

$$\text{Drehungskoeffizient pro 10 cm } \alpha = \frac{T \cdot 10 \text{ cm}}{\sqrt{\frac{N}{d}}} \dots \dots \dots (38)$$

hierin bedeutet  $d$  = Dublierungszahl des Zwirnes.

Beispiel 1. Es soll 46er Kette mit dem Drehungskoeffizient 8,63 pro dm gesponnen werden. Wieviel Drehungen entfallen auf 1 dm?

Nach Formel 35

$$\begin{aligned} \text{Drehungen pro 10 cm} \dots T &= 8,63 \sqrt{46} \\ &= 8,63 \cdot 6,78 \\ &= 58,5. \end{aligned}$$

Beispiel 2. Ein Cheviot-Schußgarn von der Nummer  $N = 30$  hatte auf 10 cm Länge 50,5 Drehungen. Wie groß ist der Drehungskoeffizient, mit dem das Garn gesponnen wurde?

Nach Formel 36

$$\begin{aligned} \text{Drehungskoeffizient pro 10 cm} \dots \alpha &= \frac{50,5}{\sqrt{30}} \\ &= \frac{50,5}{5,477} \\ &= 9,22. \end{aligned}$$

Für alle Kammgarne hat nun der Drehungskoeffizient oder das Güteverhältnis nicht eine bestimmte Größe, sondern es ist derselbe abhängig von der Stapellänge, Oberflächenbeschaffenheit und Feinheit des Wollhaares, außerdem von der Nummer des Gespinstes, sowie von dem Verwendungszweck (Kette, Schuß) des Garnes.

So ist beispielsweise bei einer A-Wolle von kürzerem Stapel der Drehungskoeffizient höher zu wählen als für eine Wolle von gleicher Qualität mit längerem Stapel, anderseits verlangt eine längere gröbere Wolle (Cheviot) von glatterer Oberflächenbeschaffenheit mehr Drehung, also einen größeren Drehungskoeffizient als eine feinere Wolle (Merino) von rauherer Oberflächenbeschaffenheit, obwohl der Stapel der Merino gegenüber Cheviot kürzer ist.

Für Garne aus derselben Wollqualität erhöht sich das Güteverhältnis mit dem Feinerwerden der Nummer und zwar nach folgendem Gesetz (siehe Tabelle 8).

Schlägt man den 3. Teil des Unterschiedes der Quadratwurzeln zweier aufeinanderfolgender Nummern zu dem Drehungskoeffizient der kleineren Nummer, so erhält man den Drehungskoeffizient der nächst größeren Nummer.

Beispiel. Für 39er AB-Schuß wurde der Drehungskoeffizient  $\alpha = 6,3380$  benutzt. Wie groß ist dann der Koeffizient für 40er Schuß von derselben AB-Partie zu nehmen?

Nach obigem Gesetz ergibt sich:

$$\begin{aligned} \text{Zuschlag} &= \frac{\sqrt{40} - \sqrt{39}}{3} \\ &= \frac{6,3246 - 6,2450}{3} \\ &= \frac{0,0796}{3} = 0,0265 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Drehungskoeffizient von der Nummer 39} \dots \dots \dots \alpha &= 6,3380 \\ + \text{Zuschlag} \dots \dots \dots &= 0,0265 \\ \text{Drehungskoeffizient für die Nummer 40} \dots \dots \dots \alpha &= 6,3645. \end{aligned}$$

Die Drehungskoeffizienten zur Berechnung der Drehungen von den verschiedenen Kammgarne sind von Spinnerei zu Spinnerei verschieden, und können die folgenden Angaben verschiedener deutscher Kammgarnspinnereien, die von der Spinnereimaschinenfabrik N. Schlumberger & Co., Gebweiler in Els., gesammelt und tabellarisch zusammengestellt wurden und hier auszugsweise wiedergegeben werden, als Richtschnur dienen.

Tabelle für Drehungskoeffizienten pro 10 cm  
a) für Garne aus Merinowollen.

Tabelle 7.

Nummer metr. $N_m$	Güteverhältnis $\alpha$	Offenes Strickgarn $\alpha - 1$	Trikot $\alpha - 0,5$	Schuß $\alpha + 0,3$	Musselin Zwirn $\alpha + 1,3$	Halbkette $\alpha + 1,8$	Kette $\alpha + 2,3$
10—20	5,1	4,1	4,6	5,4	6,4	6,9	7,4
20—40	5,7	4,7	5,2	6,0	7,0	7,5	8,0
40—60	6,2	5,2	5,7	6,5	7,5	8,0	8,5
60—80	6,6	5,6	6,1	6,9	7,9	8,4	8,9
80—100	7,1	6,1	6,6	7,4	8,4	8,9	9,4

AB-Partie.

Tabelle 8.

Nummer metr. $N_m$	Schuß (Kannetten) $\alpha$	Halbkette $\alpha + 1,3$	Kette $\alpha + 2,3$	Zwirn $\alpha - 0,4$	Trikot $\alpha - 0,8$	Zephir $\alpha - 1,45$
12	5,389	6,693	7,689	4,989	4,589	3,939
13	5,438	6,738	7,738	5,038	4,638	3,988
14	5,485	6,785	7,785	5,085	4,685	4,035
15	5,530	6,830	7,830	5,130	4,730	4,080
16	5,574	6,874	7,874	5,174	4,774	4,124
17	5,616	6,916	7,916	5,216	4,816	4,166
18	5,657	6,957	7,957	5,257	4,857	4,206
19	5,697	6,997	7,997	5,297	4,897	4,247
20	5,736	7,036	8,036	5,336	4,936	4,286
22	5,811	7,111	8,111	5,411	5,011	4,361
24	5,882	7,182	8,182	5,482	5,082	4,432
26	5,950	7,250	8,250	5,550	5,150	4,500
28	6,015	7,315	8,315	5,615	5,215	4,565
30	6,078	7,378	8,378	5,678	5,278	4,628
32	6,139	7,439	8,439	5,739	5,339	4,689
34	6,198	7,498	8,498	5,798	5,398	4,748
36	6,255	7,555	8,555	5,855	5,455	4,805
38	6,311	7,611	8,611	5,911	5,511	4,861
39	6,338	7,638	8,638	5,938	5,538	4,887
40	6,365	7,665	8,665	5,965	5,565	4,915
42	6,417	7,717	8,717	6,017	5,617	4,967
44	6,469	7,769	8,769	6,069	5,669	5,019
46	6,519	7,819	8,819	6,119	5,719	5,069
48	6,568	7,868	8,868	6,168	5,768	5,118
50	6,616	7,916	8,916	6,216	5,816	5,166
52	6,663	7,963	8,963	6,263	5,863	5,213
54	6,710	8,010	9,010	6,310	5,910	5,260
56	6,755	8,055	9,055	6,355	5,955	5,305
58	6,800	8,100	9,100	6,400	6,000	5,350
60	6,842	8,142	9,142	6,442	6,042	5,392
62	6,886	8,186	9,186	6,486	6,086	5,436
64	6,929	8,229	9,229	6,529	6,129	5,479
66	6,971	8,271	9,271	6,571	6,171	5,521
68	7,011	8,311	9,311	6,611	6,211	5,561
70	7,052	8,352	9,352	6,652	6,252	5,602
72	7,091	8,391	9,391	6,691	6,291	5,641
74	7,130	8,430	9,430	6,730	6,339	5,680
76	7,169	8,469	9,469	6,769	6,369	5,719
78	7,207	8,507	9,507	6,807	6,407	5,757
80	7,245	8,545	9,545	6,845	6,445	5,795
82	7,282	8,582	9,582	6,882	6,482	5,832
84	7,318	8,618	9,618	6,918	6,518	5,968
86	7,354	8,654	9,654	6,954	6,554	5,904
88	7,390	8,690	9,690	6,990	6,590	5,940
90	7,425	8,725	9,725	7,025	6,625	5,975
92	7,460	8,760	9,760	7,060	6,660	6,010
94	7,495	8,795	9,795	7,095	6,695	6,045
96	7,529	8,829	9,829	7,129	6,729	6,079



Für Zwirne ist die Größe der Drehung hauptsächlich vom Verwendungszweck des Garnes in der Weberei abhängig und wird in vielen Fällen vom Weber bestimmt. Im allgemeinen kann für normal gedrehte Zwirne folgende Regel Anwendung finden:

Die Anzahl der Zwirndrehungen für 2fache Zwirne aus Merinogarn ist gleich annähernd der Anzahl der Spindrehungen pro Längeneinheit des einfachen Garnes, jedoch im entgegengesetzten Sinne der Drehungsrichtung des einfachen Garnes.

Als Bestätigung dieser Regel können folgende der Praxis entnommene Drehungszahlen der anschließenden Tabelle dienen:

## Merinogarne.

Tabelle 10.

Qualität	Zwirnnummer metr.	Zwirndrehung pro cm	Spindrehung pro cm
a	24/2	3,0	2,9
a	30/2	3,8	3,75
a	36/2	3,95	3,90
a	40/2	4,17	4,30
a	48/2	4,65	4,81
a	52/2	4,81	4,92
a <sup>l</sup>	64/2	5,62	5,46
a a	78/2	6,27	6,30
a a a	84/2	6,52	6,64
a a a	96/2	6,92	7,15

Für Cheviotzwirne trifft die oben aufgestellte Regel nicht in demselben Maße zu, wie für Merinozwirne, wie auch folgende Tabelle erkennen läßt:

## Cheviotgarne (weiche Drehung).

Tabelle 11.

Zwirnnummer metr.	Zwirndrehung pro cm	Spindrehung pro cm
10/2	1,22	2,12
12/2	1,33	2,35
16/2	1,56	2,79
18/2	1,75	3,20
20/2	1,84	3,38
22/2	2,08	3,57
24/2	2,17	3,80
26/2	2,24	3,98
28/2	2,32	4,16
30/2	2,42	4,38
32/2	2,62	4,61
36/2	2,85	4,86
40/2	3,10	5,06

Damit der Zwirnfaden im Gewebe nicht zu hart ausfällt, nimmt man die Zwirndrehung geringer als die Spindrehung.

**Die Ermittlung der Drehung im fertigen Garn.**

Zur Feststellung der Anzahl Drehungen auf einer bestimmten Länge eines Garnes bedient man sich vorteilhaft eines Drehungszählers.

**Der Drehungszähler oder Drallapparat. (Abb. 29.)**

Auf einer Grundplatte  $P$  ist der feststehende Lagerbock  $B$  montiert, der die bewegliche Klemme  $K$  trägt. Eine zweite feststehende Klemme  $K_1$  liegt im Lagerbock  $B_1$ , der wiederum in einer Schlitzführung  $F$  verschiebbar angeordnet ist. Die Einspann-

länge  $l$  wird mittels des am Bock  $B_1$  befestigten Zeigers  $Z$  auf dem an der Grundplatte  $P$  angebrachten Maßstabes eingestellt und durch die Schraube  $s$  fixiert. Ist das Garn zwischen den Klemmen  $K K_1$  eingespannt, so wird durch Drehen am Handrad  $H$  mittels Zahnradübersetzung die Klemme  $K$  eine Drehung in der Richtung erteilt, durch welche ein Aufdrehen des Garnes stattfindet, und ist dieses Aufdrehen so lange fortzusetzen, bis beim Einzelfaden die Fasern bzw. beim Zwirn die Grundfäden parallel nebeneinander liegen.

Die Umdrehungen der Klemme  $K$  werden durch die eingängige Schnecke  $S$  dem Schneckenrad  $S_1$  mitgeteilt, welches als Skala ausgebildet ist, auf welcher vermittels eines feststehenden Zeigers  $Z_1$  die Anzahl der Drehungen sowohl für Rechts- als auch für Linksdraht abgelesen werden können.

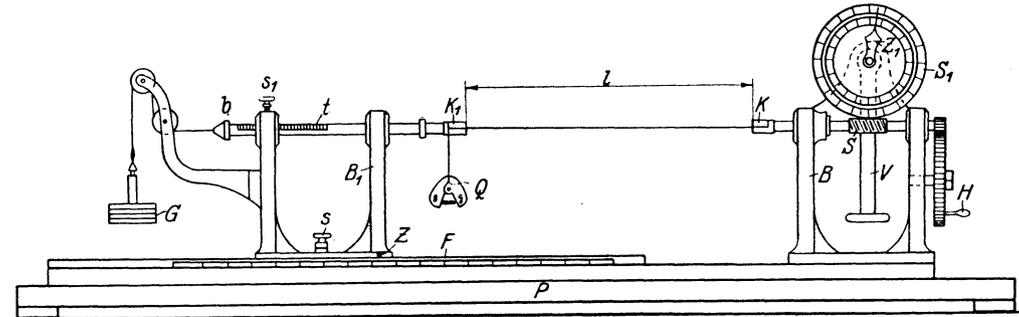


Abb. 29. Drallapparat von Louis Schopper, Leipzig.

Dieser Apparat ist so eingerichtet, daß man besonders für Zwirne die Verkürzung, die beim Zusammendrehen auftritt, das sogenannte Einzwirnen neben der Drehung noch mit feststellen kann. Zu diesem Zweck ist die feststehende Klemme  $K_1$  im Bock  $B_1$  verschiebbar gelagert. Beim Aufdrehen des Zwirnes tritt je nach dem Drehungsgrade eine Verlängerung des Fadens auf, um deren Betrag die Klemme  $K_1$  mit Stange  $t$  unter dem Zug der Gewichtsbelastung  $G$  nach links verschoben wird. Die Größe der Linksverschiebung von Klemme  $K_1$ , d. i. die Einzwirnung, ist auf einer an Stange  $t$  vorgesehenen Skala in Millimeter ablesbar.

Beträgt beispielsweise die Einspannlänge  $l = 300$  mm, die Einzwirnung, die auf der Skala von Stange  $t$  abgelesen wird,  $t = 9$  mm, dann ist die Größe der Einzwirnung in  $\%_0 = p$ :

$$\text{Einzwirnung } p \text{ } \%_0 = \frac{t \cdot 100}{l} \dots \dots \dots (39)$$

$$p = \frac{9 \cdot 100}{300}$$

$$p = 3 \%_0.$$

Bei der Drehungsfeststellung für einfache Garne wird durch Anziehen der Stellschraube  $s_1$  der Zug des Gewichtes  $G$  auf die Klemme  $K_1$  ausgeschaltet. Es ist darauf zu achten, daß bei Einstellung der Einspannlänge  $l$  der Bund  $b$  der Stange  $t$  an dem hinteren Lagerbock  $B_1$  anliegt.

Durch eine Vorrichtung  $V$  kann die als Schneckenrad ausgebildete Skala  $S_1$  vor Beginn eines jeden Versuches rasch auf den Anfangspunkt, d. i. der Nullpunkt, eingestellt werden.

Für Zwirn genügen im allgemeinen zur Feststellung der Drehung 10 Drehungsversuche; lassen jedoch die durch die Einzelversuche ermittelten Drehungszahlen große Abweichungen erkennen, die ihre Ursache in ungleichmäßiger Drehung haben, so empfiehlt es sich, zur Erzielung eines genaueren Durchschnittswertes die Untersuchung auf 20 bis 30 Einzelversuche auszudehnen. Für Zwirne beträgt die Einspannlänge im Drallapparat 25 cm und ist dabei zu berücksichtigen, daß die Größe der Spannung, mit welcher der Faden eingespannt wird, für jeden Einzelversuch immer dieselbe bleibt,

und wird dies erreicht durch Anwendung des Belastungsgewichtes  $Q$  (Abb. 29), dessen Größe wieder von der Feinheit des Zwirnes abhängt. Da oftmals durch mannigfache Einflüsse (s. S. 284) selbst das Garn von einer Maschine größere Drehungsschwankungen aufweisen kann, so ist es gerechtfertigt, wenn man zur Drehungsermittlung mehrere Garnkörper (10) heranzieht.

Beispiel. Von einem vorliegenden 56/2 A1-Zwirn ist mittels Drallapparates die Drehung pro 1 cm und die Einzwirnung in % zu ermitteln.

Tabelle 12.

Versuch	Anzahl der Drehungen auf 25 cm Einspannlänge	Einzwirnung in mm bei 25 cm Einspannlänge
1	125	2,5
2	136	2,9
3	135	2,8
4	133	3,0
5	126	2,6
6	122	2,5
7	136	3,0
8	126	2,7
9	130	2,8
10	134	2,9
Summe	1303	27,7

$$\text{Durchschnittliche Drehung auf 25 cm} \dots = \frac{1303}{10} = 130,3$$

$$\text{folglich Drehung auf 1 cm} \dots = \frac{130,3}{25} = 5,21$$

$$\text{durchschnittliche Einzwirnung auf 25 cm} \dots = \frac{27,7}{10} = 2,77,$$

dann ist nach Formel 39:

$$\text{Einzwirnung} = \frac{2,77 \cdot 100}{250} = 1,11\%.$$

Für einfache Garne ist die Ermittlung der Drehung auf eine bestimmte Länge nach der angegebenen Methode weit schwieriger und insofern nicht ganz einwandfrei, da man beim Aufdrehen des Fadens den Zeitpunkt nicht genau angeben kann, wenn der Draht völlig aufgehoben und die Parallellage der Fasern eingetreten ist, während beim Zwirn nach Aufhebung des Drahtes die Parallellage der Grundfäden deutlich zu erkennen ist.

Für die Ermittlung der Drehungen für einfache Garne ist das von Professor Marschik in Brünn aufgestellte Verfahren anzuwenden, welches infolge seiner einfachen Durchführung auch für die Praxis geeignet ist und brauchbare, zuverlässige Ergebnisse liefert, und hat das Marschiksche Verfahren zur Bestimmung der Drehung von einfachen Garnen in den öffentlichen Warenprüfungsämtern für die Textilindustrie Eingang gefunden.

Die Durchführung dieses Verfahrens ist nun folgende:

In den vorher beschriebenen Drehungszähler werden z. B. zunächst 10 cm des zu untersuchenden Garnes eingespannt und der Klemme  $K$  (Abb. 29) diejenige Drehung erteilt, welche ein weiteres Zudrehen des eingespannten Fadens verursacht, und ist dieses Zudrehen so lange fortzusetzen, bis infolge der auftretenden Spannung Fadenbruch eintritt. Die Anzahl der Zudrehungen ist an der Skala  $S_1$  abzulesen und bezeichnen wir dieselben mit  $D_2$ .

Mit einem zweiten Fadenstück von 10 cm Länge desselben Garnes wird derselbe Vorgang entgegengesetzt ausgeführt, d. h. der Klemme  $K$  ist jetzt diejenige Drehung zu erteilen, welche zunächst ein Aufdrehen bis zur Parallellage der Fasern zur Folge hat. Bei der Fortsetzung des Drehens in derselben Richtung wird sich das Garn im entgegengesetzten Sinne wieder zudrehen, wobei zunächst der ursprüngliche Drehungsgrad, jedoch im entgegengesetzten Sinne, erreicht wird, und durch die fortdauernde Weiterdrehung tritt nach Überschreitung des Drehungsgrades schließlich wiederum Faden-

bruch ein. Die Summe dieser Auf- und Zudrehungen ist wieder an Skala  $S_1$  abzulesen und bezeichnen wir dieselben mit  $D_a$ .

Die Anzahl Drehungen  $D$  des einfachen Garnes, bezogen auf die Einspannlänge, berechnet sich dann nach folgender Formel:

$$D = \frac{1}{2} (D_a - D_z) \dots \dots \dots (40)$$

Beispiel. Ein einfaches Kammgarn von der Nummer 45 wurde nach dem beschriebenen Verfahren untersucht und ergab für einen Versuch folgendes Ergebnis:

Zudrehungen bis zum Fadenbruch . . . . . } für 10 cm Ein-  $D_z = 130$   
 Summe der Auf- und Zudrehungen bis zum Fadenbruch } spannlänge  $D_a = 218$

Nach Formel 40: Drehungen per 10 cm  $D = \frac{1}{2} (218 - 130)$

$$D = \frac{1}{2} \cdot 88$$

$$D = 44$$

folglich Drehungen für 1 cm = 4,4.

Dr. A. Pinagel, Aachen, hat diese Methode geprüft und das Resultat in Nr. 28 der „Zeitschrift für die gesamte Textil-Industrie 1911“ veröffentlicht. Demnach ist die Marschik'sche Methode verwendbar, wenn man die Versuche so lange ausdehnt, bis die Mittel aus zwei aufeinanderfolgenden Versuchsreihen unter sich nicht mehr als 2% abweichen und genügt dann eine Einspannlänge von 10 cm<sup>1)</sup>.

Unter Berücksichtigung der letztgenannten von Dr. A. Pinagel, Aachen, aufgestellten Gesichtspunkte haben die Verfasser an folgendem Beispiel die Richtigkeit und Brauchbarkeit des Marschik'schen Verfahren nochmals festgestellt.

Zu diesem Zweck wurden von dem von Verfassern zur Verfügung gestandenen Wagenspinner 5 St. Bobinen abgenommen und gedämpft. Die Nummer und Qualität dieses Kammgarnes war 48er A<sup>1</sup>.

Die dem Garne tatsächlich erteilte Drehung wurde an der Spinnmaschine praktisch dadurch ermittelt, daß mittels Tourenzählers vor der Entnahme der Garnkörper die durchschnittliche Umdrehungszahl jeder dieser 5 Spindeln pro Wagenausfahrt festgestellt wurde und ergaben sich dieselben für die:

1. Spindel . . . .	790 Umdrehungen pro Ausfahrt,
2. " . . . .	762 " " " ,
3. " . . . .	800 " " " ,
4. " . . . .	820 " " " .
5. " . . . .	767 " " " ,

$3939 : 5 = 788$  durchschnittliche Spindel-Umdrehungszahl pro

Wagenausfahrt. Die abgemessene Wagenausfahrtslänge dieses Wagenspinners wurde mit 160 cm festgestellt und da jede Spindelumdrehung einer Drehung im Garn entspricht, so entfallen nun bei dem Garn dieser fünf Bobinen auf die Ausfahrtslänge von 160 cm für:

1. Spindel . . . .	$\frac{790}{160} = 4,93$ Drehungen pro 1 cm
2. " . . . .	$\frac{762}{160} = 4,76$ " " 1 "
3. " . . . .	$\frac{800}{160} = 5,00$ " " 1 "
4. " . . . .	$\frac{820}{160} = 5,12$ " " 1 "
5. " . . . .	$\frac{767}{160} = 4,79$ " " 1 "

$24,60 : 5 = 4,92$  durchschnittliche Drehung pro 1 cm,

oder durchschnittliche Drehung pro 1 cm ist auch:

$$\frac{7 \times 8}{160} = 4,92.$$

<sup>1)</sup> Siehe: Die Entwicklung der Konditionieranstalten, dargestellt und mit Anregungen versehen von Leo Pinagel.

Unter Anwendung des eingangs erwähnten Verfahrens wurden folgende Werte gefunden:

Tabelle 13.

Einzel- versuche	Versuchsreihe 1—10		Einzel- versuche	Versuchsreihe 11—20		Einzel- versuche	Versuchsreihe 21—30		Einzel- versuche	Versuchsreihe 31—40		Einzel- versuche	Versuchsreihe 41—50	
	$D_a$	$D_z$		$D_a$	$D_z$		$D_a$	$D_z$		$D_a$	$D_z$		$D_a$	$D_z$
1	234	157	11	219	146	21	249	154	31	232	137	41	237	132
2	216	152	12	219	164	22	228	124	32	269	114	42	224	134
3	210	140	13	209	142	23	213	147	33	236	134	43	206	121
4	213	156	14	272	137	24	247	129	34	252	138	44	297	130
5	216	154	15	257	150	25	242	132	35	248	139	45	217	128
6	218	147	16	224	147	26	280	157	36	222	116	46	252	132
7	224	122	17	234	134	27	251	124	37	232	147	47	245	119
8	212	144	18	242	129	28	224	122	38	220	138	48	214	127
9	273	107	19	249	120	29	217	121	39	239	120	49	209	132
10	224	104	20	211	141	30	212	131	40	227	120	50	216	116
Summe	2240	1383		2336	1410		2363	1341		2377	1303		2317	1271
Hieraus mittlere Drehung:			Hieraus mittlere Drehung:			Hieraus mittlere Drehung:			Hieraus mittlere Drehung:			Hieraus mittlere Drehung:		
$D_m = \frac{1}{2} (224,0 - 138,3)$			$D_m = \frac{1}{2} (233,6 - 141,0)$			$D_m = \frac{1}{2} (236,3 - 134,1)$			$D_m = \frac{1}{2} (237,7 - 130,3)$			$D_m = \frac{1}{2} (231,7 - 127,1)$		
$D_m = 43$ Dreh./10 cm			$D_m = 46,3$ Dreh./10 cm			$D_m = 51,1$ Dreh./10 cm			$D_m = 53,7$ Dreh./10 cm			$D_m = 52,3$ Dreh./10 cm		

Die Mittelwerte der aufeinanderfolgenden Versuchsreihen ergeben sich zu:

Versuchsreihe	Mittelwert
1—10	43,— Drehungen pro 10 cm
1—20	44,65 " " "
1—30	45,80 " " "
1—40	48,52 " " "
1—50	49,28 " " "

Da nun der Mittelwert aus Versuchsreihe 1—40 mit demjenigen aus Versuchsreihe 1—50 nicht wesentlich abweicht ( $1,5\%$ ), so muß letztere als die mittlere Drehung angenommen werden.

Der durchschnittliche Draht des Garnes der fünf zur Untersuchung herangezogenen Selfaktor-Bobinen ist hiernach

~ 4,93 Drehungen auf 1 cm.

Die so gefundene Drehungszahl stimmt mit der aus der durchschnittlichen Spindelumdrehungszahl praktisch ermittelten Drehungszahl des Garnes der fünf Bobinen auffallend überein, wodurch die Richtigkeit des Verfahrens erwiesen ist.

Jedoch empfiehlt es sich zur Erzielung eines guten Durchschnittswertes, zur Untersuchung mehrere (5—10) Garnkörper desselben Garnes heranzuziehen, da infolge der unvermeidlichen Abweichungen in der Spindelumdrehungszahl Drehungsunterschiede im Garn selbst auf ein und derselben Maschine auftreten, welche die eingangs erwähnten Angaben von Dr. A. Pinagel rechtfertigen. Während bei einem gleichmäßig gedrehten Garne zur sicheren Ermittlung der Drehung gewöhnlich 30 Einzelversuche genügen, können sich bei ungleich gedrehtem Garne 80 bis 100 Einzelversuche nötig machen.

Für die überschlägige Feststellung der Drehung des einfachen Garnes kann dieselbe Prüfungsmethode wie für Zwirn angewendet werden, jedoch ist die Erkennung der eingetretenen Parallellage der Fasern um so eher möglich, je kleiner die Einspannlänge genommen wird, und erfahrungsgemäß soll die hierfür zu benützende Einspannlänge 2 cm möglichst nicht überschreiten.

## Die Ermittlung der Festigkeit und Dehnung im fertigen Garn.

Für die Beurteilung der Güte und Brauchbarkeit eines Garnes ist außer der Gleichmäßigkeit, in der Stärke und Drehung, der Grad der Festigkeit und Dehnung maßgebend. In der Praxis bedient man sich zur Beurteilung des Festigkeits- und Dehnungs-

grades eines Garnes der sogenannten Handmethode, die jedoch große Übung und Erfahrung erfordert. Dieselbe besteht darin, daß man ein Fadenstück von ca. 25 bis 40 cm Länge zwischen Daumen und Zeigefinger beider Hände festhält und dasselbe durch wiederholtes allmählich verstärktes Anziehen zum Bruch bringt. Zur genaueren Prüfung der Festigkeit und Dehnung von Garnen bedient man sich jedoch zweckmäßig eines Garnfestigkeitsprüfers, welcher die Größe der Festigkeit und Dehnung ziffernmäßig angibt.

Die in Verwendung stehenden Festigkeitsprüfer sind mit Gewichts- oder Federbelastung ausgeführt und haben die ersteren den letzteren gegenüber den Vorteil voraus, daß das Gewicht dauernd konstant bleibt, während die Feder von Zeit zu Zeit auf ihre Genauigkeit zu prüfen ist. Ein viel eingeführter und vorzüglich arbeitender Zerreißapparat ist

### Der Garnfestigkeitsprüfer von L. Schopper, Leipzig.

(Abb. 30 und 31.)

Am kräftigen Eisenständer *S* ist das Gewichtspendel *G*, welches mit dem Bogenstück *B* einen Winkelhebel bildet, am Zapfen *Z* empfindlich gelagert. Die am Bogenstück *B* befestigte Kette *e* trägt die obere Klemme *K*. Im Abstand der Einspannlänge liegt gegenüber der oberen Klemme *K* die untere Klemme *K*<sub>1</sub>, die am oberen Ende einer

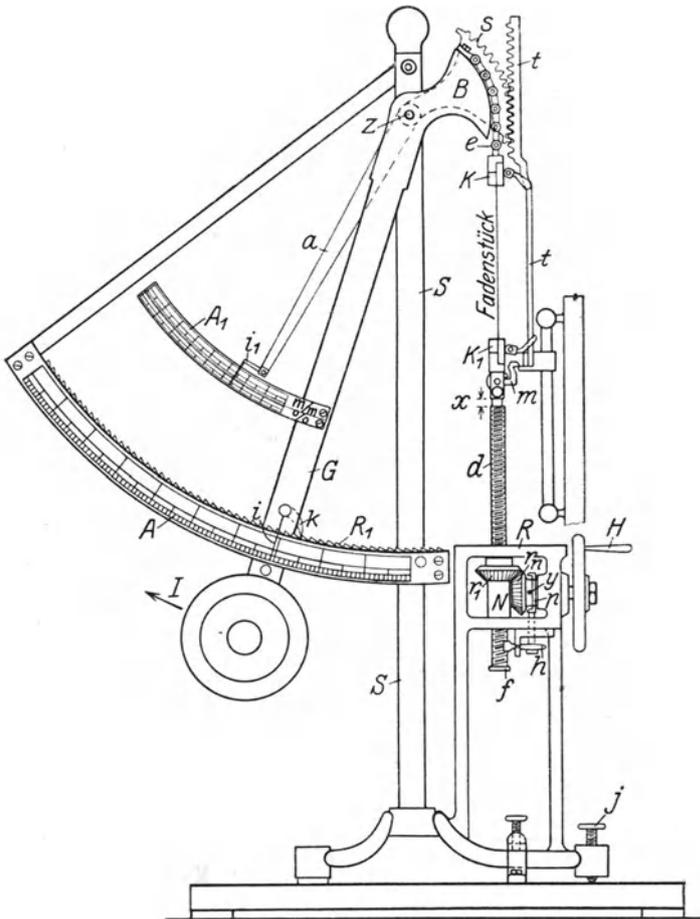


Abb. 30.

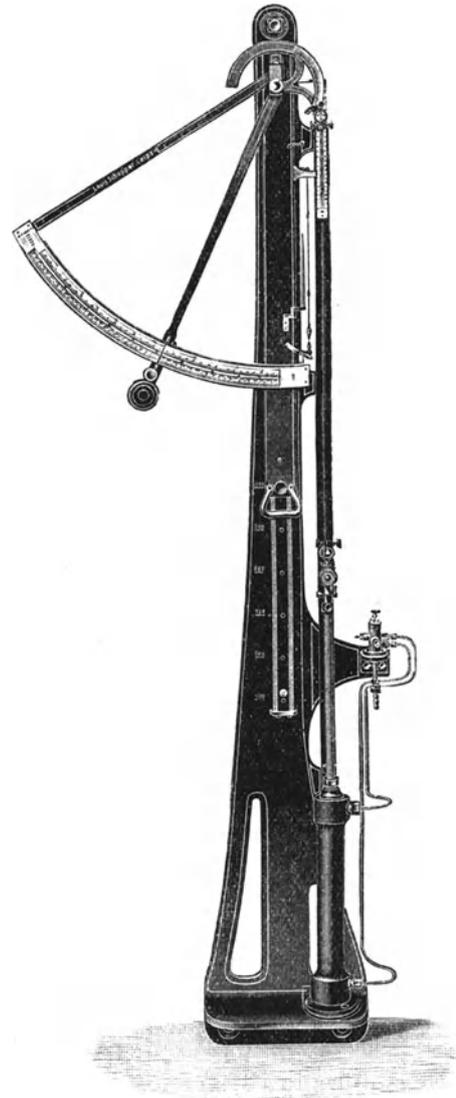


Abb. 31. Festigkeitsprüfer mit Wasserantrieb von Louis Schopper.

senkrecht stehenden Schraubenspindel  $d$  angebracht ist. Zwischen den Klemmen  $K$ ,  $K_1$  wird das zu prüfende Fadenstück eingespannt und der unteren Klemme  $K_1$  durch die Drehung am Handrad  $H$  mittels Kegelradübersetzung  $r$ ,  $r_1$  eine gleichmäßige Abwärtsbewegung erteilt. Zu diesem Zwecke ist die zwischen dem Rahmen  $R$  liegende Nabe  $N$  des Kegelrades  $r_1$  mit Innengewinde versehen. Die durch die Abwärtsbewegung im eingespannten Versuchsstück auftretende Zugspannung läßt Oberklemme  $K$  nach unten folgen und bewirkt dadurch eine Ausschwingung des Gewichtspendels  $G$  um Zapfen  $Z$  nach Richtung I. Der am Pendel  $G$  befestigte Zeiger  $i$  gibt entsprechend der Fadenbelastung die Größe der Ausschwingung des Pendels  $G$  an der Bogenskala  $A$  an, die eine Gewichtseinteilung in Gramm oder Kilogramm besitzt. Damit bei eintretendem Fadenbruch die Größe der Ausschwingung des Pendels  $G$  sofort fixiert wird, sind mehrere am Pendel  $G$  versetzt nebeneinanderliegende Klinken  $k$  vorgesehen, die während der Ausschwingung von  $G$  in der Sperrverzahnung  $R_1$  der Belastungsskala nachschleifen. Unabhängig vom Gewichtspendel  $G$  ist auf Zapfen  $Z$  der Zeigerarm  $a$ , welcher mit Zahnsegment  $s$  ein Stück bildet, beweglich gelagert. Mit diesem Zahnsegment im Eingriff steht die Zahnstange  $t$ , die wiederum durch Mitnehmer  $m$  die Abwärtsbewegung der Unterklemme  $K_1$  auf den Zeiger  $i_1$  überträgt, so daß die Ausschwingung des Zeigerarmes mit Zeiger  $i_1$  stets von der Unterklemme  $K_1$  bewirkt wird. Die Bogenskala  $A_1$ , welche die Einteilung zum Ablesen der Dehnung in Millimeter und Prozent trägt, ist am Gewichtspendel  $G$  befestigt und nimmt folglich auch an dessen Ausschwingung nach Richtung I teil, deren Größe wiederum von der Abwärtsbewegung der Oberklemme  $K$  abhängt. Solange nun im eingespannten Versuchsstück keine Dehnung stattfindet, d. h. der abwärts zurückgelegte Weg der Unterklemme  $K_1$  hat in derselben Zeit dieselbe Größe wie der der Oberklemme  $K$ , die Folge davon ist, daß der Ausschlagwinkel des von der Unterklemme  $K_1$  bewegten Zeigers  $i_1$  mit demjenigen der Dehnungsskala  $A_1$  übereinstimmt, die am Gewichtspendel  $G$  befestigt und von der Größe der Abwärtsbewegung der Oberklemme  $K$  abhängig ist, so daß der Zeiger  $i_1$  auf den Nullpunkt der Dehnungsskala eingestellt bleibt. Mit Eintritt der Dehnung beginnt sich die ursprüngliche Fadeneinspannlänge zu vergrößern, indem die Oberklemme  $K$  gegenüber der Unterklemme  $K_1$  zurückbleibt, und der Unterschied zwischen dem Abstand der beiden Klemmen, welcher bei eingetretenem Fadenbruch besteht, und der ursprünglichen Einspannlänge, ist die Dehnung. Die bereits erwähnte Geschwindigkeitsvergrößerung der unteren Klemme  $K_1$  gegenüber der oberen Klemme  $K$  verursacht nun durch Zahnstange  $t$ , Segment  $s$  eine Vorauseilung des Zeigers  $i_1$  gegenüber der von der Oberklemme  $K$  aus bewegten und am Gewichtspendel  $G$  befestigten Dehnungsskala  $A_1$ . Nach eingetretenem Fadenbruch kann der Abstand des Zeigers  $i_1$  vom Nullpunkt, welcher infolge der Vorauseilung eingetreten ist, an der Skala  $A_1$  als Dehnung in Millimeter und Prozent abgelesen werden, während der Zeiger  $i$  an Skala  $A$  die Festigkeit in Kilogramm oder Gramm angibt. Nach eingetretenem Fadenbruch fällt die vom Faden gehaltene Unterklemme  $K_1$  um Betrag  $x$  durch ihr Eigengewicht nach unten, wodurch Mitnehmer  $m$  außer Eingriff mit Zahnstange  $t$  kommt, so daß trotz Weiterdrehung am Handrad  $H$  der Dehnungszeiger  $i_1$  stehen bleibt. Damit beim Hochdrehen der Spindel  $d$  die ursprüngliche Einspannlänge sich selbsttätig einstellt, stößt bei der Höchstlage Flansche  $f$  an den zweiarmigen Hebel  $h$ , und zieht letzterer die im Rahmen  $R$  geführte Platte  $p$  so weit nach unten, bis deren Ansatz  $n$  mit dem in der Nabe des Kegelrades  $r$  befestigten Stift  $y$  Anschlag bekommt und dadurch das Getriebe sperrt.

Bei unbelastetem Zustande des Apparates muß Zeiger  $i$  des Gewichtspendels  $G$  auf den Nullpunkt der Belastungsskala  $A$  einspielen, zu diesem Zwecke dient die Justierschraube  $j$ . Die gebräuchliche Einspannlänge beträgt für Kammgarne 500 mm. Die Umdrehungszahl des Handrades ist so zu bemessen, daß der minutlich nach abwärts zurückgelegte Weg ca. 130 mm beträgt, wobei ein möglichst gleichmäßiges Drehen anzustreben ist. Zur Erreichung eines ruhigen gleichmäßigen Ganges werden diese Apparate mit elektrischem und Wasserantrieb ausgerüstet. Abb. 31 zeigt einen Apparat mit

Wasserantrieb, bei welchem die Dehnungsskala als senkrecht liegendes Lineal mit Millimeter- und Prozenteinteilung ausgebildet, dessen Bewegung von der Oberklemme abhängig ist, während der auf diesem Lineal geführte Zeiger von der Unterklemme mitgenommen wird. Es erfolgt die Dehnungsmessung auch hier wieder durch Feststellung der gegenseitigen Verschiebung der beiden Einspannklemmen.

L. Schopper baut diese Apparate von 0,100 bis 1500 kg Maximalbelastung.

Für die Untersuchung auf Festigkeit und Dehnung eines Garnes werden 5 bis 10 Garnkörper herangezogen, und ist dieselbe stets mit dem Einzelfaden vorzunehmen, bei einer relativen Luftfeuchtigkeit von mindestens 65<sup>0</sup>/<sub>100</sub>, und es genügt hierzu nun nicht ein Einzelversuch, sondern ergibt sich die wirkliche Festigkeit als Durchschnittswert einer größeren Anzahl Einzelversuche. In der Praxis bestimmt man mittels Garnfestigkeitsprüfer die Durchschnittswerte der Festigkeit und Dehnung eines Garnes vielfach auf Grund von 10 Einzelversuchen. Ein Zwirn 48/2 A<sup>I</sup> mit 4,75 Drehungen pro 1 cm wurde auf diese Art untersucht und ergab folgende Werte:

Tabelle 14.

Einzelversuch	Festigkeit in g	Dehnung in mm
1	238	67
2	210	62
3	248	70
4	262	63
5	240	62
6	210	59
7	248	68
8	220	61
9	270	78
10	222	67
	2398	662

Mittlere Festigkeit = 239,8 g;

„ Dehnung = 66,2 mm;

oder auf die Einspannlänge von 500 mm berechnet:

Mittlere Dehnung = 13,24<sup>0</sup>/<sub>100</sub>.

Mit der Prüfung auf Festigkeit und Dehnung kann gleichzeitig die Ermittlung der Ungleichmäßigkeiten verbunden werden, denn ein Garn wird offenbar um so gleichmäßiger sein, je weniger die gefundenen Festigkeitsziffern voneinander abweichen.

Die Ungleichmäßigkeit läßt sich ziffernmäßig ausdrücken als der prozentuale Unterschied zwischen Gesamtmitel und Untermittel, und berechnet sich nach folgender Formel:

$$\text{Ungleichmäßigkeit} = \frac{(\text{Gesamtmitel} - \text{Untermittel}) \cdot 100}{\text{Gesamtmitel}}$$

Für unser Beispiel angewendet ergibt sich:

das Gesamtmitel = 239,8 g.

Das Untermittel ist der Durchschnittswert aller derjenigen Festigkeitsziffern, die unter dem Gesamtmitel = 239,8 liegen:

Einzelversuch	Festigkeitsziffer
1	238
2	210
6	210
8	220
	878 : 4
	Untermittel = 219,5

Nach letzter Formel:

$$\text{Ungleichmäßigkeit} = \frac{(239,8 - 219,5) \cdot 100}{239,8} = 8,46\%$$

Als Anhalt mögen folgende Angaben dienen:

Liegt die Ungleichmäßigkeit

zwischen 1 bis 10<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, so wird das Garn als sehr gleichmäßig,  
 " 10 " 15<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, " " " " " gleichmäßig,  
 über 15<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, " " " " " ungleichmäßig

bezeichnet.

Für die einwandfreie Feststellung der durchschnittlichen Festigkeit und Dehnung genügen jedoch in den weitaus meisten Fällen 10 Einzelversuche nicht, zumal wenn das Garn eine größere Ungleichmäßigkeit hat, die schon in den größeren Abweichungen der 10 Einzelversuche zum Ausdruck kommt.

Nach Dr. A. Pinagel, Aachen, müssen zur Erreichung des richtigen Durchschnittswertes mindestens 3 Versuchsreihen zu je 10 Einzelversuchen vorgenommen werden.

Stimmt das Mittel aus Einzelversuche 1 bis 20 mit dem Mittel aus Einzelversuche 1 bis 30 überein, so gilt letzteres als das wirkliche Mittel der Festigkeit und Dehnung. Besteht ein Unterschied von mehr als 2<sup>0</sup>/<sub>0</sub> zwischen den so gefundenen Mitteln, so werden diese Einzelversuche bzw. Versuchsreihen so lange fortgesetzt, bis die Abweichung zwei aufeinanderfolgender Mittel geringer als 2<sup>0</sup>/<sub>0</sub> ist. Da die Festigkeit eines Garnes einerseits mit zunehmender Einspannlänge des Fadens abnimmt und andererseits die Dehnung nicht im selben Verhältnis zur Einspannlänge des Fadens zunimmt, muß für Vergleichsversuche ein und dieselbe Einspannlänge gewählt werden. Damit für jeden Einzelversuch der Faden mit konstanter Spannung eingespannt wird, bedient man sich des Klemmgewichtchens Q (Abb. 29) und soll dasselbe das Gewicht von 100 m des zu prüfenden Garnes haben.

Unter Berücksichtigung dieser Gesichtspunkte wurde ein Kammgarn N = 48 auf Festigkeit und Dehnung untersucht.

Einspannlänge = 500 mm;

Belastungsgewicht für das Einspannen des Fadens =  $\frac{100}{48} = \sim 2 \text{ g}$ .

Tabelle 15.

Einzelversuche	Versuchsreihe 1—10		Einzelversuche	Versuchsreihe 11—20		Einzelversuche	Versuchsreihe 21—30		Einzelversuche	Versuchsreihe 31—40	
	Festigkeit	Dehnung		Festigkeit	Dehnung		Festigkeit	Dehnung		Festigkeit	Dehnung
	in g	in mm		in g	in mm		in g	in mm		in g	in mm
1	110	47	11	100	59	21	110	62	31	104	57
2	108	64	12	94	56	22	98	59	32	110	62
3	95	64	13	110	67	23	98	47	33	110	64
4	90	41	14	108	68	24	100	57	34	112	64
5	94	47	15	110	58	25	110	59	35	98	40
6	92	54	16	108	48	26	120	72	36	104	47
7	90	52	17	100	57	27	104	49	37	100	49
8	84	46	18	98	56	28	110	57	38	98	47
9	98	54	19	98	47	29	105	60	39	110	62
10	102	66	20	94	56	30	110	57	40	98	53
Sa.	963	535	Sa.	1020	572	Sa.	1065	579	Sa.	1044	545
durchschnittl.	<b>96,3</b>	<b>53,5</b>	durchschnittl.	<b>102,0</b>	<b>57,2</b>	durchschnittl.	<b>106,5</b>	<b>57,9</b>	durchschnittl.	<b>104,4</b>	<b>54,5</b>

Die Mittelwerte der aufeinanderfolgenden Versuchsreihen ergeben sich zu:

Versuchsreihe	Mittlere Festigkeit	Mittlere Dehnung
	in g	in mm
1—10	96,30	53,50
1—20	99,15	55,35
1—30	101,60	56,20
1—40	102,30	55,77

Da erst die Abweichung der Mittelwerte der Versuchsreihen 1 bis 30 und 1 bis 40 kleiner als 2% ist, nämlich:

$$\frac{(102,30 - 101,60) \cdot 100}{101,60} = 0,68\%$$

ist die Untersuchung mit 40 Einzelversuchen abgeschlossen und gilt der letzte Mittelwert **102,30** als durchschnittliche Festigkeit.

Die durchschnittliche Dehnung hierzu ist 55,77 mm, das sind auf die Einspannlänge bezogen = 11,15%.

Die Richtigkeit dieser Methode ergibt sich aus unserer durchgeführten Untersuchung, denn wie aus der Tabelle zu ersehen ist, wäre die durchschnittliche Festigkeit dieses Garnes auf Grund von 10 Einzelversuchen nach Versuchsreihe 1 bis 10 nur **96,3 g**.

Es sei nun hiermit noch erwähnt, daß das 48er Kammgarn, welches zur Drehungs- und Festigkeitsprüfung herangezogen wurde, ein und dasselbe war und auch die Grundfäden des auf Festigkeit geprüften 48/2 Kammgarnzwirnes bildeten.

Folgende Zusammenstellungen von Reißfestigkeits- und Dehnungsergebnissen für die normale Drahterteilung der gebräuchlichsten Garnnummern und -arten stellen die Durchschnittswerte einer großen Zahl von Einzelergebnissen dar und können, da sie das Resultat langjähriger Erfahrungen der Praxis sind, als Sollfestigkeit und Dehnung für als „gut“ zu bezeichnenden Garnprodukte betrachtet werden, auf deren Erreichung bei der Wahl des Stoffes und bei der Herstellung hinzuwirken ist.

Tabelle 16.

Gespinst			Zwirn			Bezeichnung der Qualität
Einspannlänge = 200 mm						
Garnnummer 1 fach	Reißfestigkeit in g	Dehnung in %	Garnnummer 2 fach	Reißfestigkeit in g	Dehnung in %	
96	32	10	96	124	18	aaa
86	37	10	86	132	18	aa
78	47	11	78	150	15	a <sup>I</sup> /aa
72	55	11,5	72	160	15,5	a <sup>I</sup> /aa
68	60	12	68	165	15,5	a <sup>I</sup> /aa
64	68	13	64	172	15	a <sup>I</sup>
56	76	13	56	200	16	a <sup>I</sup>
52	82	14	52	220	16,5	a
48	86	14	48	242	17	a
40	96	15	40	275	18	a
36	104	15	36	305	18,5	a
32	113	16	32	350	19	a

Tabelle 17.

Einfache Kette — entgegengesetzte Drehrichtung			
Einspannlänge = 200 mm			
Garnnummer	Reißfestigkeit in g	Dehnung in %	Bezeichnung der Qualität
56	95	14	aa
52	100	14,5	aa
49	106	15	aa
46	112	15	a <sup>I</sup> /aa
42	118	15,5	a <sup>I</sup> /aa
39	122	16	a <sup>I</sup> /aa
36	134	17	a <sup>I</sup>
32	150	17,5	a <sup>I</sup>
26/27	188	18	a <sup>I</sup>

### Der Gleichheitsprüfer von L. Schopper. (Abb. 32.)

Derselbe dient für die augenscheinliche Erkennung der im Garn auftretenden Ungleichmäßigkeiten, die sich durch abwechselnd dicke und dünne Stellen (Spitzen, Schnitte) äußern.

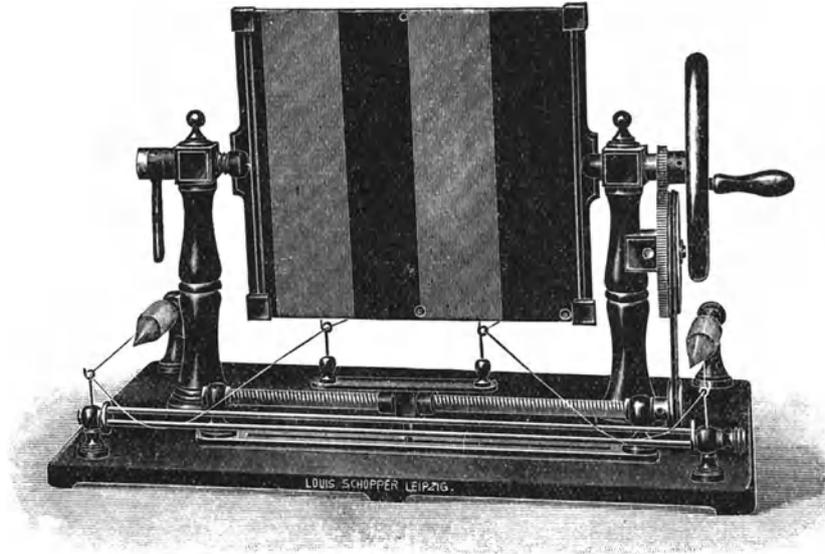


Abb. 31. Gleichheitsprüfer von Louis Schopper, Leipzig.

Durch eine geeignete Fadenführung wird das Garn einer Platte, die auf der einen Seite weiß, auf der anderen schwarz gestrichen ist, so zugeführt, daß sich beim Drehen dieser Platte mittels Handrad die Fäden in enger Parallellage schraubenförmig um die Platte wickeln. Vom Handrad aus erhält mittels Zahnrad und Schnurübersetzung eine Schraubenspindel Drehung und erteilt dadurch dem Fadenführer eine der schraubenförmigen Parallellage des Garnes auf der Platte entsprechende langsame Fortschaltung. Der linke rahmenförmige Halter ist federnd gelagert und gestattet ein leichtes Auswechseln der Platte.

### Die Ermittlung des Feuchtigkeitsgehaltes (Konditionieren) von Textilfasern.

Die folgenden Ausführungen sind zum großen Teil aus der Abhandlung „Wissenswertes vom Konditionierverfahren“ vom Mitverfasser Ing. Oscar Meyer, die in der „Zeitschrift für die gesamte Textilindustrie“, Verlag L. A. Klepzig, Leipzig, in Nr. 23, 24, 25 des Jahrganges 1914 veröffentlicht worden war, entnommen.

Alle Textilmaterialien sowie die daraus hergestellten Garne besitzen die Eigenschaft der Hygroskopizität, d. h. sie nehmen in großen Mengen Feuchtigkeit aus der sie umgebenden feuchten Luft auf, wodurch sich ihr Gewicht bedeutend erhöht, andererseits wird bei sehr trockener Witterung oder Lagerung der Materialien eine Feuchtigkeitsabgabe stattfinden, womit wieder eine Gewichtsverminderung verbunden ist. Die tierischen Spinnstoffe, besonders die Schafwollen, sind in noch höherem Maße hygroskopisch als die pflanzlichen Fasermaterialien. Während z. B. die Baumwolle eine Wassermenge anziehen kann, die bis ca. 20% des Gesamtgewichtes ausmacht, steigt die Aufnahmefähigkeit der Wolle an Wasser bis zu ca. 30 bis 40% ihres Gesamtgewichtes, und es ist gänzlich unmöglich, durch bloßes Befühlen des Materials nur annähernd genau den Wassergehalt desselben zahlenmäßig angeben zu können. Aus dem bisher

Gesagten ist zu ersehen, daß nach den jeweilig vorliegenden Verhältnissen der Fall eintreten kann, daß entweder der Feuchtigkeitsgehalt, z. B. der der Wolle, des Kammzuges oder des Garnes ein zu großer ist, wodurch der Umstand eintritt, daß der Käufer zuviel bezahlt, oder aber der Feuchtigkeitsgehalt liegt unter der normalen Grenze, d. h. das Material ist zu trocken, womit wieder andererseits ein Verlust des Verkäufers verbunden ist. Um Käufer sowohl als auch Verkäufer vor Nachteilen zu schützen und vielen daraus entstehenden Unannehmlichkeiten vorzubeugen, ist für den Handelsgebrauch der zulässige Feuchtigkeitsgehalt — die Normalfeuchtigkeit — für die einzelnen Faserstoffe und Gespinste festgelegt worden. Um das Handelsgewicht zu erhalten, dürfen zum Trockengewicht als handelsübliche Normalfeuchtigkeit hinzugeschlagen werden:

Für Kammzug, weiches Kammgarn, deutsches Strickgarn	} 18,25% des Trockengewichtes; dies entspricht 15,43%	} Feuchtigkeits- gehalt des Gesamtgewichtes.
für reingewaschene Wollen, unverarbeitete "		
Wollabfälle, Streich- und Kunst- wollgarne	} 17,—% " " " " 14,53% "	}
für Kämmlinge, wenn nicht ansdrücklich zwischen Käufer und Verkäufer ein anderer Prozentsatz vereinbart worden ist		
für Baumwolle, Baumwollgarne, Imitatgarne	} 8,50% " " " " 7,83% "	}
für Hanfgarne, Ramiegarne, Leinengarne		
für Jute, Jutegarne	} 13,75% " " " " 12,09% "	}
für Mischgarne aus Wolle und Baumwolle		
für Mischgarne aus Wolle und Seide	} 16,—% " " " " 13,79% "	}
für Seidengespinste, Chappe, Bourette, Kunstseide		

Ein rationell durchzuführender Spinnprozeß erfordert nun sowohl in der Kammgarnspinnerei und in der Baumwollspinnerei als auch in den meisten übrigen Spinnereien eine durch künstliche Luftbefeuchtung hervorgebrachte feuchte und warme Saalluft. Wird die Wolle in zu trockenem Zustande versponnen, so bildet sich durch das oftmalige Verziehen auf den Streckpassagen Elektrizität, welche ein rauhes, borstiges Aussehen des Garnes hervorruft, außerdem bildet sich mehr Abfall, Flugstaub, welcher durch die Zerreibung der trockenen spröden Fasern während der Vorbereitungsarbeiten entsteht. Arbeitet dagegen z. B. die Kammgarnspinnerei mit einem relativen Feuchtigkeitsgehalt der Saalluft von 75 bis 85%, so wird die entstehende Elektrizität durch die feuchte Luft sofort abgeleitet, die Fasern werden geschmeidiger und spinnfähiger, der Faden fällt runder, geschlossener und glatter aus und bekommt weicheren Griff, gleichzeitig wird die Anzahl der Fadenbrüche auffallend geringer. Außerdem muß das fertiggesponnene Garn oder der Zwirn gedämpft werden, um dem Garn die Neigung zur Schleifenbildung beim Abziehen des Fadens ohne Spannung zu nehmen. Das Dämpfen besteht darin, daß das Garn eine bestimmte Zeitlang der Einwirkung des Wasserdampfes

ausgesetzt wird. Aus dem eben Erwähnten ist zu ersehen, daß eine rationelle Verarbeitung der Wolle und auch sämtlicher anderen Spinnmaterialien im trockenen Zustande undurchführbar ist, andererseits erscheint es aber auch leicht begreiflich, daß ein genaues Einhalten der Normalfeuchtigkeit durch die Luftbefeuchtung während des Spinnprozesses und durch das anschließende Dämpfen ziemlich schwierig ist und langjährige Erfahrung fordert, denn zu berücksichtigen ist noch, daß der Feuchtigkeitsgehalt des Materials entsprechend der jeweilig herrschenden Luftfeuchtigkeit sehr schnell wechselt. Heute werden deshalb Partien von Spinnmaterialien und Garne vielfach nach dem Konditionier- oder Handelsgewicht gekauft und verkauft. Mit Handelsgewicht bezeichnet man dasjenige Gewicht einer Partie, bei welchem sie genau den zulässigen Feuchtigkeitsgehalt enthält. Unter Konditionieren versteht man nun die Ermittlung des Feuchtigkeitsgehaltes und die Feststellung des Handelsgewichtes auf Grund der vorher angegebenen Normalfeuchtigkeitssätze für die einzelnen Materialien nach vorhergegangener genauer Bestimmung des Brutto- und Taragewichtes der Partie.

Die genaue Feststellung der Garnnummer kann bei dem Konditionierverfahren leicht mit eingeschaltet werden, sie ist aber eine besondere Untersuchung für sich und muß dann, bei Aufgabe des Garnes zum Konditionieren, besonders verlangt werden.

Im folgenden sei das Verfahren erläutert, wie es bei der Ausführung der Konditionierungen von Kammgarnen zwischen dem Verband der Wollwebereien und dem Vereine Deutscher Wollkämmer und Kammgarnspinner vereinbart ist und von den Anstalten ausgeführt wird. Dasselbe Verfahren ist auch gültig, abgesehen von wenigen geringfügigen Abweichungen, für Streichgarn, Baumwollgarn und Mischgarn.

Soll z. B. eine größere Sendung Garn konditioniert werden, so müssen zur Erzielung eines zuverlässigen Resultates sämtliche Kisten, aus welchen der Abschluß besteht, zur Konditionierung eingeliefert werden. Nachdem auf einer Laufgewichtswage mit automatischer Gewichtsablesung genau die Bruttogewichte der einzelnen Kisten festgestellt worden sind, werden letztere sofort nacheinander für sich behandelt, und zwar werden sie zuerst ausgepakt, womit gleichzeitig eine genaue Abzählung der in jeder Kiste enthaltenen Garnkörper verbunden ist. Während des Auspackens und Auszählens der Kiste entnimmt ein zur Probeziehung befugter Beamter der Anstalt aus jeder Kiste, die über 100 kg Brutto wiegt, drei zur Austrocknung bestimmte Proben. Liegt das Reingarngewicht der Kiste unter 75 kg, so ist nur eine Probe nötig. Eine derartige gezogene Trockenprobe soll ca. 500 g Brutto wiegen, so daß bei mittleren Bobinen, z. B. Kettkötzer, ca. zehn Garnkörper auf eine Probe entfallen und in diesem Falle im ganzen also 30 Kötzer aus allen Teilen der Kiste entnommen werden müßten. Die zu jeder Trockenprobe gehörigen Kötzer (z. B. zehn Stück) werden getrennt gehalten und jede Probe für sich zunächst in ein luftdicht schließendes Blechgefäß eingelegt. Bei kleinen Kannetten können auf eine Trockenprobe bis 36 Garnkörper entfallen, so daß insgesamt evtl. 108 Kannetten zur Austrocknung gelangen. Nach Entleerung der Kiste wird die Tara gewogen und die Anzahl der enthaltenen Kötzer notiert. Von den z. B. aus der ersten Kiste entstammenden drei Trockenproben wird auf einer Präzisionswage von jeder Probe das Gewicht auf 0,01 g genau ermittelt, worauf dann die einzelnen Proben der Reihe nach auf einer Präzisionsgarnweife (Abb. 22) vollständig abgehaspelt werden. Wird gleichzeitig die Garnnummerbestimmung verlangt, so geschieht die Abhaspelung genau unter Einhaltung der richtigen Fadenspannung und einer minutlichen Tourenzahl von 150 bis 200, und ist nach vollständiger Abhaspelung die ermittelte Länge eines jeden Garnkörpers bzw. die Gesamtlänge jeder Trockenprobe zu notieren. Die leeren Hülsen von jeder der drei abgeweiften Proben werden sofort genau gewogen und aus dem Gesamthülsengewicht der Proben das durchschnittliche Gewicht einer Hülse berechnet. Dieser so erhaltene Mittelwert, mit den ausgezählten Hülsen der Kiste multipliziert, ergibt das genaue Gesamtgewicht der Hülsen der Kiste.

Durch Abziehen des Hülsengewichtes jeder einzelnen Probe von ihrem Bruttogewicht ergibt sich das Nettogewicht jeder Probe. Diese abgeweiften Garnproben werden

nun der Reihe nach, evtl. nach stattgefundenener Vortrocknung, in den Konditionierapparat gebracht und hier so lange einem Luftstrom von 105 bis 110° C ausgesetzt, bis die festgestellte Gewichtsabnahme zwischen zwei Wägungen, die in Zeitabständen von je 10 Minuten vorgenommen werden, weniger als 0,05% beträgt, z. B. = 0,240 g bei 480 g Trockengewicht, da dann aus der Garnprobe sämtliche Feuchtigkeit entwichen ist. Beträgt nun der Unterschied in der Feuchtigkeitsprozentziffer, bezogen auf das Trockengewicht, bei den Austrocknungen der ersten beiden Proben weniger als  $\frac{1}{2}\%$ , so ist die Austrocknung beendet, liegt jedoch die Differenz der Feuchtigkeitsprozentziffer über  $\frac{1}{2}\%$ , so muß noch die dritte Reservetrocknenprobe zur Trocknung herangezogen werden, welcher Fall jedoch seltener eintritt. Die Feuchtigkeitsprozentziffer berechnet sich dabei nach folgendem Ansatz:

$$\text{Feuchtigkeitsprozentziffer} = \frac{\text{Nettogew. d. Trockenprobe} \cdot 100}{\text{Trockengew. d. Trockenprobe}} - 100 \quad \dots (a)$$

Aus dem ermittelten Garn-Nettogewicht der Kiste, dem gesamten Trockengewicht sowie dem gesamten Nettogewicht der zur Austrocknung gelangten zwei bzw. drei Proben berechnet sich dann das Handelsgewicht der Kiste Kammgarn unter Einbeziehung des Normalfeuchtigkeitsgehaltes von 18,25% am einfachsten nach folgender Formel:

$$\text{Handelsgew.} = \frac{1,1825 \times \text{Nettogew. d. Kiste in kg} \times \text{Trockengew. d. Proben in g}}{\text{Nettogewicht d. Proben in g}} \quad \dots (b)$$

Das Handelsgewicht der Kiste kann aber auch nach einer anderen Rechnungsart erhalten werden, wie sie für das 2. Beispiel für Kammzug in Anwendung gekommen ist.

Für jede konditionierte Kiste wird ein Schein ausgestellt, der für Kammgarn nach einem Schema aufgebaut ist, wie nachstehende Kopie Seite 95 zeigt, und der in übersichtlicher Weise den Gang der Untersuchung deutlich ersehen läßt.

Wie daraus zu ersehen ist, sind bei diesem Beispiel mit 16 der Kiste entnommenen Garnkörpern zwei Austrocknungen vorgenommen worden, und beträgt nach Formel a für die erste Probe die Feuchtigkeitsprozentziffer

$$= \frac{518,58 \cdot 100}{444,75} - 100 = 16,600\%$$

für die zweite Trockenprobe die Feuchtigkeitsprozentziffer

$$= \frac{511,68 \cdot 100}{440,30} - 100 = 16,211\%$$

Die Differenz der beiden Feuchtigkeitsprozentziffern liegt also unter  $\frac{1}{2}\%$ , denn sie ist nur 0,389%, so daß also die dritte Reserveprobe für die Austrocknung nicht in Frage kommt. Die 16 Hülsen der verwendeten Garnkörper wogen 186,88 g, folglich ist das Gewicht einer Hülse = 11,680 g, und das Gesamthülsengewicht der Kiste  $11,680 \cdot 2564 = 29,947$  kg, da die Kiste 2564 Garnkörper enthält. Das Taragewicht von 37,20 kg und das ermittelte Hülsengewicht von 29,947 kg von dem festgestellten Bruttogewicht der Kiste von 232,90 kg in Abzug gebracht, ergibt das Garnnettogewicht zu 165,753 kg.

Nach der aufgestellten Formel b berechnet sich dann das Handelsgewicht für vorliegendes, der Praxis entnommene Beispiel zu:

$$\text{Handelsgewicht} = \frac{1,1825 \cdot 165,753 \cdot 885,05}{1030,26} = 168,377 \text{ kg.}$$

Das festgestellte Handelsgewicht 168,377 kg ist um  $168,377 - 165,753 = 2,624$  kg schwerer als das Garnnettogewicht von 165,753 kg, um welchen Betrag von 2,624 kg also in diesem Falle das Garn zu trocknen war.

Da die Garnnummer innerhalb kleinerer Grenzen Schwankungen aufweisen kann, die hervorgerufen werden können durch die Änderung des Feuchtigkeitsgehaltes des

## Öffentliches Warenprüfungsamt für das Textilgewerbe.

**Prüfungsschein Nr. 26788**

Eingangstag der Sendung: 14 März 1922  
 Auftraggeber: A  
 Käufer: B  
 Verkäufer: J. 4236  
 Zeichen und Nummer der Kiste, des Ballens: J. 4236  
 Spinnpartie Nr.: 2471 Garnart — Garnnummer — Zwirnung: 33/3 fach  
 Auftrag für das Amt: Feststellung des Handelsgewichtes und der Garnnummer

### Bestimmung des Handelsgewichtes.

Rohgewicht der Packung: 232,900 kg  
 Äußere Verpackung } 37,200 kg  
 Innere Verpackung }            kg  
 2564 Hülsen: 29,947 kg  
 "            kg = 67,147 kg  
**Garnreingewicht: 165,753 kg**

Heftband

Prüfungsgut gezogen durch:	Rohgewicht	Hülsengewicht	Reingewicht	Trockengewicht	Verlust	Feuchtigkeit auf 100 Teile Trockengewicht
1. Probe:	612,020 g	93,440 g	518,580 g	444,750 g	g	16,600 ‰
2. Probe:	605,120 g	93,440 g	511,680 g	440,300 g	g	16,211 ‰
3. Probe:	g	g	g	g	g	‰
			1030,260 g	885,050 g	im Mittel	16,405 ‰
hierzu 18,25 Teile zulässige Feuchtigkeit auf 100 Teile Trockengewicht . . . . .				161,521 g		
<b>Normalfeuchtes Gewicht der Proben . . . . .</b>				1046,571 g		

**Handelsgewicht des Garnes . . . . . 168,377 kg**

### Bestimmung der Garnnummer.

16 Bobinen (Kötzer) 11672 m = Nr. 11,152 = 33,456/3 fach metr.  
1046,571 g

<p>Gebühren:</p> <p>Grundgebühr f. Handelsgewichtsbestimmung M. }                  Auspacken, Zählen, Einpacken d. Garnkörper " }                  Abhaspeln, Nummerbestimmung . . . . . }                  Abschrift des Prüfungsscheines . . . . . }</p>	<p>Abweichung von der bestellten Garnnummer . . . . . v. H.                  Zulässige Abweichung . . . . . " }                  Zu vergütende Abweichung . . . . . " }  <b>Für zu starke Abweichung sind zu vergüten . . . . . kg</b></p>
--	--

<p>M. . . . .                  Rollgeld, Auslagen . . . . . " }                  Feuerversicherung, Postgeld . . . . . " }                  Frachtauslagen . . . . . " }                  M. . . . .</p>	<p style="text-align: right;">den 15. März 1922</p> <p style="text-align: center;"><b>Der Direktor:</b></p>
--	---

Garnes, indem mit zunehmendem Feuchtigkeitsgehalt die Garnnummer gröber wird und umgekehrt, so gilt im Handel diejenige Garnnummer als die richtige, wenn das Garn genau die zulässige Feuchtigkeit hätte. Wie der Schein erkennen läßt, hatten die 16 Kötzer, welche die zwei Trockenproben bildeten, eine gesamte Weiflänge von 11672 m und ein Trockengewicht von 885,05 g, schlägt man zu letzterem 18,25% Normalfeuchtigkeit = 161,521 g, so erhält man das Handelsgewicht der Proben = 1046,571 g. Dies so gefundene Handelsgewicht von 1046,571 g in die gesamte Weiflänge von 11672 m dividiert, ergibt die metrische Garnnummer = 11,152 oder 33,456/3 fach, welche für rohweiße Kammgarne über Nr. 50, 2% nach oben und unten abweichen darf. Für Garne unter 50 beträgt die zulässige Abweichung eine Garnnummer. Für bunte Kammgarne beträgt die zulässige Nummerabweichung bei Partien von 50 bis 99 kg 4%, unter 50 kg 6% und von Partien über 100 kg 3%, jedoch mindestens eine Garnnummer.

Eine Abweichung in der Nummer nach unten, die für rohweiße Kammgarne über 50er über 2% liegt, muß an Gewicht vergütet werden, d. h. würde sie z. B. 2,5% betragen, so würde 0,5% vom festgestellten Handelsgewicht dem Käufer zu vergüten sein; für zu fein gesponnenes Garn tritt keine Vergütung ein. Ebenso tritt eine Vergütung ein, wenn bei weißen Garnen unter Nr. 50 die Nummerabweichung nach unten größer als eine Nummer ist.

### Konditionier-Schein.

Eingangsnr. \_\_\_\_\_ Konditioniernummer \_\_\_\_\_

Fa.

A. & B.

X.

eine Partie: *Kammzug*

{ bestehend aus 20 Ballen  
{ gezeichnet 7316 150—169

Das Wiegen vor Entnahme der Proben ergab folgendes Gewicht:

Es handelt sich hier um die gegebene Warenbenennung, welche nur auf Verlangen untersucht wird.

Z-ichen	Nr.	Kilo	g	Nr.	Ki.o	gr	Nr.	Kilo	g
7316	150	241	—	163	243	10			
	151	234	50	164	238	40			
	152	237	20	165	235	60			
	153	240	10	166	235	90			
	154	235	70	167	238	30			
	155	239	20	168	239	50			
	156	242	10	169	223	10			
	157	238	50						
	158	240	20						
	159	234	80						
	160	239	30						
	161	240	70						
	162	237	40						
					4755	00			
Festgestelltes Brutto-Gewicht . . . kg								4755	000
Durch Absender angezeigte Tara . . . "								84	000
<b>Total Netto-Gewicht</b> . . . "								<b>4671</b>	<b>000</b>
Untergewicht . . . . . "									
Mehrgewicht . . . . . "								80	256
Somit <b>Handels-Gewicht</b> der Partie . . . "								<b>4590</b>	<b>744</b>

Der nebenstehend aufgeführten Partie sind (v. d. Anstalt  
16 Proben entnommen (v. d. Einsend.)  
Die zur Trocknung gelangten Proben wogen g 10 000,000  
und wurden reduziert auf ein absolutes  
Trockengewicht von . . . . . " 8311,360  
mithin Verlust g 1688,640  
Zum absoluten Trockengewicht von . . g 8311,360  
18 25% Normalfeuchtigkeitsgehalt . . . " 1516,823  
Handelsgewicht der Proben . . . . . g 9828,183  
Dies ergibt ein *Untergewicht* von 1,71817% auf die  
Partie gerechnet = 80 Kilogramm 256 Gramm

Gebühren:

Verwiegen . . . . .	ℳ	♻
Konditionierung . . . . .	"	"
Rückverpackung der Proben . . . . .	"	"
Ballen nähen . . . . .	"	"
Spesen . . . . .	"	"
Versicherung . . . . .	"	"
Porto . . . . .	"	"
Probe-Entnahme, Reisespesen . . . . .	"	"
Abschrift . . . . .	"	"
	ℳ	♻

oder =  $\frac{9828,183 - 4671}{10000} = 4590,744$  kg.

am 15. März 1922.

An \_\_\_\_\_

Die Richtigkeit bescheinigt  
Der vereidigte Leiter der Anstalt

Die Proben und Wiegezettel sind der Partie \_\_\_\_\_ wieder beigelegt.

Verwendet man zur Berechnung des Handelsgewichtes die Formel b, so wäre die konstante Zahl 1,1825, welche natürlich nur für Kammgarn gültig ist, entsprechend den anfangs erwähnten Feuchtigkeitszuschlägen in Prozenten zu ersetzen durch 1,17 für Streichgarn, Wolle, Kämmlinge, Kunstwollgarne, 1,085 für Baumwolle und Baumwollgarne usw.

Das Verfahren zur Konditionierung von Wolle. Kammzug, Kämmlingen, Wollabfällen und sonstigen Rohmaterialien weicht von dem vorher ausführlich erläuterten Verfahren für Garne nur unmerklich ab, wie folgendes Beispiel zeigen soll.

Nach Feststellung der Bruttogewichte der einzelnen Kammzugballen, aus welchen die zu untersuchende Partie besteht, wird aus jedem über ca. 150 kg schweren Ballen von verschiedenen Stellen desselben eine Probe von ca. 1 bis 1,5 kg Material entnommen. Da von je 300 kg Kammzug ein Konditionnement auszuführen ist, vereinigt man die Proben aus zwei Ballen, welche gewöhnlich zusammen ca. 300 kg wiegen, zu einer Probe und zieht hieraus wieder drei Lose von je ca. 500 g Gewicht. Zwei dieser Lose gelangen nun vorerst nacheinander in dem Konditionierapparat und durch einen warmen Luftzug von 105 bis 110° C zur Austrocknung. Beträgt die Differenz der Feuchtigkeitsprozentziffern weniger als  $\frac{1}{2}\%$ , so erübrigt sich wieder die Austrocknung der dritten Probe.

Eine Partie Kammzug bestehend aus 20 Ballen soll konditioniert werden auf Grund von 18,25% Normalfeuchtigkeit. (Siehe Konditionierschein S. 96.)

Es wurde festgestellt:

Bruttogewicht der 20 Ballen . . . . .	4755,00 kg
durch den Absender angezeigte Tara . . . . .	84,00 „
ergibt ein gesamtes Nettogewicht von . . . . .	4671,00 kg

Dieser Partie müssen 16 Proben entnommen werden (auf je 300 kg Rohgewicht 2 Proben):

Gewicht der 16 Lose oder Proben vor der Trocknung . . . . .	10000,000 g
„ „ 16 „ „ „ nach „ „ . . . . .	8311,360 „
mithin Verlust an Feuchtigkeit . . . . .	1688,640 g
Das Trockengewicht der Proben von . . . . .	8311,360 g

darf 18,25% Normalfeuchtigkeit anziehen, das sind

$$\frac{8311,360 \cdot 18,25}{100} = 1516,823 \text{ g.}$$

Letztere zum Trockengewicht hinzugeschlagen, ergibt das Handelsgewicht der Proben zu:

Trockengewicht der Proben . . . . .	8311,360 g
+ 18,25% Normalfeuchtigkeit . . . . .	1516,823 „
ergibt ein Handelsgewicht der Proben von . . . . .	9828,183 g
Das Handelsgewicht der Proben liegt unter dem Feuchtigkeitsgewicht derselben, und zwar um . . . . .	10000,000 g
	<u>— 9828,183 g</u>
	171,817 g

d. h. die Proben enthalten 171,817 g zu viel Feuchtigkeit, das sind:

$$\frac{171,817 \cdot 100}{10000} = 1,71817\%$$

vom Feuchtgewicht.

Da der Kammzug dieser Partie um 1,71817% zu feucht ist, so muß von dem gesamten Nettogewicht von 4671,00 kg 1,71817% überschüssige Feuchtigkeit in Abzug gebracht werden, um das richtige Handelsgewicht dieser Partie zu erhalten.

1,71817% von dem Nettogewicht der Partie ist

$$\frac{4671,00 \cdot 1,71817}{100} = 80,256 \text{ kg.}$$

Dann ergibt sich das Handelsgewicht zu:

Gesamtes Nettogewicht der Partie . . . . .	4671,000 kg
— 1,71817% Untergewicht . . . . .	80,256 „
Handelsgewicht der Partie . . . . .	<b>4590,744 kg</b>

oder nach Formel b

$$\text{Handelsgewicht} = \frac{1,1825 \cdot 4671,000 \cdot 8311,360}{10000} = \mathbf{4590,744 \text{ kg.}}$$

Würde im umgekehrten Falle das Handelsgewicht der Proben größer gewesen sein als das festgestellte Feuchtgewicht derselben, so bedeutete dies, die Wolle könnte zur Erreichung des Handelsgewichtes mehr Feuchtigkeit haben, d. h. sie war zu trocken, und man spricht dann von einem Mehrgewicht, welches zum Gesamt-Nettogewicht zu addieren wäre, um das Handelsgewicht der Partie zu erreichen.

### Der Feuchtigkeitsprüfer (Konditionierapparat) (Abb. 33, 34).

Zur genauen Ermittlung des Feuchtigkeitsgehaltes bzw. des Trockengewichtes der gezogenen Proben dient der Konditionierapparat, welcher in neuester und vollkommener Ausführung gebaut wird von der Firma Louis Schopper, Leipzig, Fabrik wissenschaftlicher und technischer Apparate.

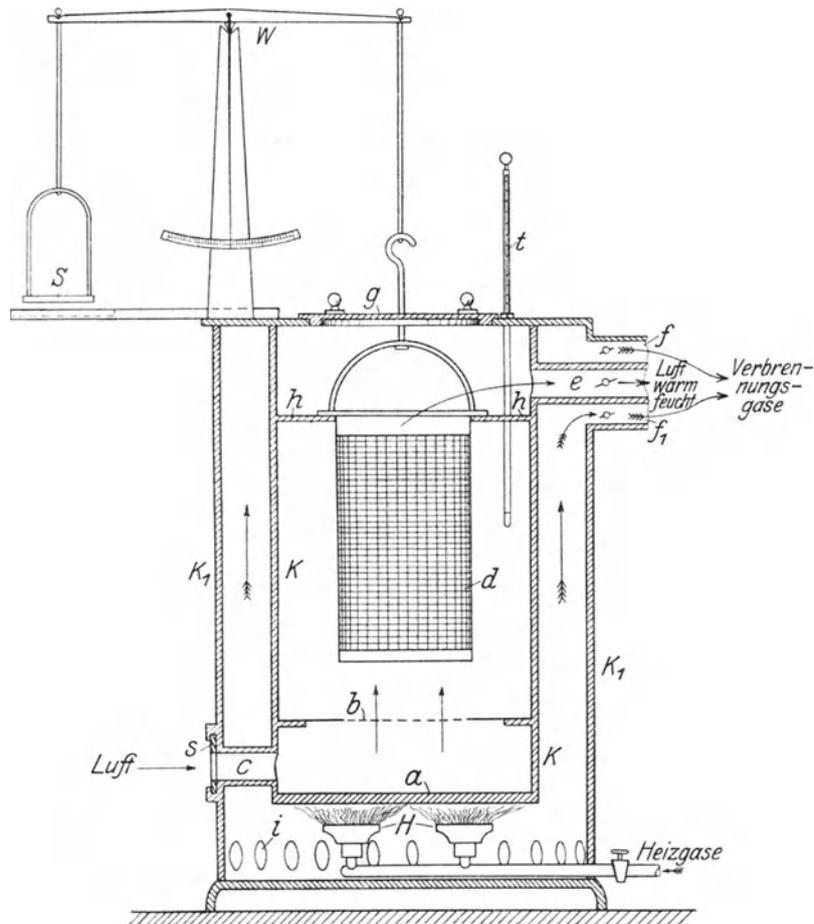


Abb. 33. Feuchtigkeitsprüfer von Louis Schopper, Leipzig.

Abb. 34 zeigt das Schaubild eines Konditionierapparates mit Gasheizung der vorhergenannten Firma. Die folgende Schnittzeichnung eines Konditionierapparates (Abb. 33) läßt im Prinzip die Wirkungsweise eines derartigen Apparates erkennen.

Der Konditionierapparat besteht aus zwei Kesseln  $K$ ,  $K_1$ , von welchen der kleinere  $K$  konzentrisch in den größeren Kessel  $K_1$  so eingebaut ist, daß jeder Kessel einen abgeschlossenen Raum für sich bildet. Oberhalb des unteren starken Gußbodens  $a$  des inneren Kessels  $K$  ist ein zweiter Boden angeordnet, welcher in der Mitte bei  $b$  als Drahtsieb ausgebildet ist. Durch den Kanal  $c$ , welcher durch Schieber  $s$  mehr oder weniger geöffnet werden kann, gelangt die Außenluft in den zwischen den Boden  $a$ ,  $b$

gebildeten Raum und wird durch den darunter liegenden Gasheizkörper  $H$  erwärmt. Diese so erwärmte und dann spezifisch leichtere Luft steigt empor, wodurch im selben Maße gleichzeitig Frischluft durch Kanal  $c$  nachgesaugt wird, so daß im Apparat ein ständig heißer Luftzug (105 bis 110° C) geschaffen ist, welcher im Kessel  $K$  von unten nach oben in das Abzugsrohr  $e$  geführt wird. Der aus weitmaschigem Drahtnetz hergestellte Korb  $d$  ist mit einer der vorerwähnten Woll- oder Garnprobe gefüllt, so daß die heiße aufsteigende trockene Luft die Feuchtigkeit des Fasermaterials verdampft, und dann mit dem Feuchtigkeitsgehalt beladen bei  $e$  abzieht. Der Heizkörper  $H$  befindet sich im Raum des Außenkessels  $K_1$ , so daß die entstehenden Heizgase in dem zwischen Kessel  $K$  und  $K_1$  gebildeten hohlzylindrischen Heizraum aufsteigen und dadurch ihre Wärme gleichmäßig an den Zylindermantel des inneren Kessels  $K$  abgeben können, so daß in dem ganzen Raum von  $K$  eine immer möglichst gleichbleibende Temperatur herrscht. Die Verbrennungsgase werden durch die mit dem Heizraum in Verbindung stehenden Abzugsröhren  $f$ ,  $f_1$  ebenso wie die feuchte warme Luft durch Kanal  $e$  mittels Ventilation in den Schornstein abgesaugt. Durch die in Rohre  $f$ ,  $f_1$ ,  $e$  eingebauten Drosselklappen kann der Zug der Heizgase und der heißen Luft reguliert werden. Die eben beschriebene Bauart des Apparates verhindert eine direkte Berührung des Fasermaterials mit den Verbrennungsgasen, indem letztere sowie der heiße erzeugte Luftstrom voneinander getrennt den Apparat passieren. Eine direkte Berührung der Verbrennungsgase mit dem Fasermaterial ist unzulässig, da hierdurch eine Verunreinigung des Fasermaterials eintreten würde und diese wieder eine Gewichtsveränderung der Woll- oder Garnprobe zur Folge hätte, so daß man ein fehlerhaftes Trockengewicht und folglich auch ein unrichtiges Schlußresultat erhalten würde. Der das Material enthaltene Trockenkorb  $d$  sitzt auf dem ringförmigen Rand  $h$  auf und ist der Korb in Verbindung gebracht mit einer unter Glasverschluß stehenden Präzisionswage  $W$ . Bringt man die Wage  $W$  aus der Arretur, so hebt sich Korb  $d$  von Sitz  $h$  ab und läßt sich dann das Trockengewicht der Probe im Trockenraum bei der Temperatur von 105 bis 110° leicht feststellen. Um eine Beeinflussung der Präzisionswage durch den heißen Luftzug zu verhindern, muß während des Wiegens durch Schließen der in  $e$  liegenden Drosselklappe, sowie des Schiebers  $s$  der Zug abgestellt werden. Thermometer  $t$  dient zum Anzeigen der Temperatur im Trockenraum.  $g$  ist ein abnehmbarer Deckel. Sämtliche zur Verwendung kommenden Trockenkörbe oder Halter müssen mit der Wagenschale  $S$  genau ausbalanciert sein.  $i$  sind Luftlöcher zwecks Zuführung von Luft für die Brenner. Die Firma L. Schopper, Leipzig, rüstet die Apparate auch mit Temperaturregler aus, mittels welche durch Veränderung der Flammengröße die Wärmezufuhr automatisch so geregelt wird, daß die Trockentemperatur im Kessel  $K$  immer konstant bleibt, wodurch die Beaufsichtigung sehr vereinfacht wird. Außer mit Gas-

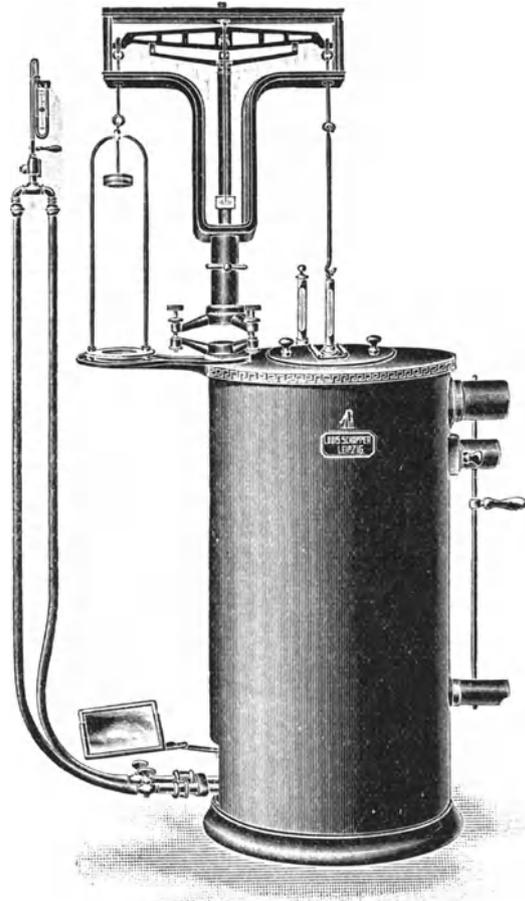


Abb. 34. Feuchtigkeitsprüfer von Louis Schopper.

Material enthaltene Trockenkorb  $d$  sitzt auf dem ringförmigen Rand  $h$  auf und ist der Korb in Verbindung gebracht mit einer unter Glasverschluß stehenden Präzisionswage  $W$ . Bringt man die Wage  $W$  aus der Arretur, so hebt sich Korb  $d$  von Sitz  $h$  ab und läßt sich dann das Trockengewicht der Probe im Trockenraum bei der Temperatur von 105 bis 110° leicht feststellen. Um eine Beeinflussung der Präzisionswage durch den heißen Luftzug zu verhindern, muß während des Wiegens durch Schließen der in  $e$  liegenden Drosselklappe, sowie des Schiebers  $s$  der Zug abgestellt werden. Thermometer  $t$  dient zum Anzeigen der Temperatur im Trockenraum.  $g$  ist ein abnehmbarer Deckel. Sämtliche zur Verwendung kommenden Trockenkörbe oder Halter müssen mit der Wagenschale  $S$  genau ausbalanciert sein.  $i$  sind Luftlöcher zwecks Zuführung von Luft für die Brenner. Die Firma L. Schopper, Leipzig, rüstet die Apparate auch mit Temperaturregler aus, mittels welche durch Veränderung der Flammengröße die Wärmezufuhr automatisch so geregelt wird, daß die Trockentemperatur im Kessel  $K$  immer konstant bleibt, wodurch die Beaufsichtigung sehr vereinfacht wird. Außer mit Gas-

heizung können die Apparate auch durch Dampf oder durch elektrischen Strom geheizt werden.

### Der Einfluß der Feuchtigkeit auf die Garnnummer.

Wie bereits erwähnt, unterliegt die Feinheitsnummer eines Gespinstes entsprechend dem jeweiligen Feuchtigkeitsgehalt Schwankungen, indem bei großem Feuchtigkeitsgehalt die Garnnummer niedrig wird, während bei geringem Gehalt an Feuchtigkeit dasselbe Gespinst eine höhere Nummer anzeigt. Dies hat seine Ursache darin, daß dieselbe Garnlänge bei großem Feuchtigkeitsgehalt ein größeres Gewicht hat als im weniger feuchten Zustande.

Es bedeute:

$N$  = Handelsnummer (Nummer bei dem Normalfeuchtigkeitsgehalt von 15,43%<sub>0</sub>),

$G$  = Gewicht eines Meter Garnes bei der Normalfeuchtigkeit,

$N_1$  = Feinheitsnummer des Garnes bei zu großem oder zu kleinem Feuchtigkeitsgehalt,

$G_1$  = Gewicht eines Meter Garnes bei zu großem oder zu kleinem Feuchtigkeitsgehalt,

$$\text{dann ist Handelsnummer } N = \frac{1}{G},$$

$$\text{Feucht- oder Trockennummer } N_1 = \frac{1}{G_1},$$

dann verhält sich:

$$N : N_1 = \frac{1}{G} : \frac{1}{G_1},$$

hieraus berechnet sich  $N_1$  nach Lehrsatz XIV:

$$N_1 = \frac{N \cdot \frac{1}{G_1}}{\frac{1}{G}}$$

oder

$$N_1 = \frac{N \cdot 1}{\frac{G_1}{G}}$$

$$\text{Feucht- oder Trockennummer } N_1 = \frac{N \cdot G}{G_1} \dots \dots \dots (41)$$

hieraus folgt:

$$\text{Handelsnummer } N = \frac{N_1 \cdot G_1}{G} \dots \dots \dots (42)$$

1. Beispiel. Eine Partie von 800 kg 48er Garn verlor durch zu trockene Lagerung 20 kg; wie änderte sich die Garnnummer?

Nach Formel 41:

$$\text{Trockennummer } N_1 = \frac{48 \cdot 800}{780} = 49,2.$$

2. Beispiel. Zwei dem Garnlager entnommene Bobinen haben ein Nettogewicht von 102 g und zeigt das Garn die Nummer 79 an. Nach dem Austrocknen im Feuchtigkeitsprüfer war das Trockengewicht dieser beiden Bobinen 84,3 g; wie groß ist die Handelsnummer?

$$\text{Handelsgewicht der beiden Bobinen} = 84,3 + \frac{84,3 \cdot 18,25}{100} = 99,684.$$

Nach Formel 42:

$$\text{Handelsnummer } N = \frac{79 \cdot 102}{99,684} = 80,8.$$

## Technische Rechnungsarten und deren Anwendung in der Spinnereitechnik.

Für die abgekürzte Schreibweise sind in den folgenden Berechnungen die üblichen Buchstaben gewählt worden, und es bedeutet:

- $v$  = Umfangsgeschwindigkeit, das ist der Weg in Metern in der Sekunde,
- $v'$  = Minutliche Umfangsgeschwindigkeit, das ist der Weg in Metern in der Minute,
- $n_1$  = Minutliche Umdrehungszahl des treibenden Rades (Scheibe),
- $n_2$  = Minutliche Umdrehungszahl des getriebenen Rades (Scheibe),
- $d_1$  = Durchmesser der treibenden Scheibe,
- $d_2$  = Durchmesser der getriebenen Scheibe,
- $z_1$  = Zähnezahl des treibenden Rades,
- $z_2$  = Zähnezahl des getriebenen Rades.

Die technische Schreibweise für die minutliche Umdrehungszahl ist  $t/m$  und für Durchmesser  $\phi$ .

### Die Umfangsgeschwindigkeit (Abb. 35).

Unter Geschwindigkeit versteht man im allgemeinen den Weg in Metern, den ein Körper in einer bestimmten Zeit (gewöhnlich in der Sekunde) zurücklegt.

Bei der Drehbewegung haben Punkte, die verschieden weit von der Drehachse  $O$  entfernt sind, auch verschiedene Geschwindigkeiten, weshalb zur Bestimmung derselben der Durchmesser oder der Radius gegeben sein muß. In der Regel ist für die Ermittlung der Umfangsgeschwindigkeit  $v$  der Durchmesser  $d$  und die minutliche Umdrehungszahl  $n$  gegeben.

Die Umfangsgeschwindigkeit  $v$  des Punktes  $A$  auf der Peripherie des Kreises berechnet sich dann auf folgende Weise nach Abb. 35:

Es ist der Weg des Punktes  $A$  bei einer Umdrehung . . .  $d \cdot 3,14$ .

Es ist der minutliche Weg des Punktes  $A$  bei  $n$  Umdrehungen . . .  $n \cdot d \cdot 3,14$ .

Dann ist der Weg in der Sekunde, das ist die Umfangsgeschwindigkeit  $v$ :

$$v = \frac{n \cdot d \cdot 3,14}{60} \dots \dots \dots (43)$$

und der Weg in der Minute, das ist die minutliche Umfangsgeschwindigkeit  $v'$ :

$$v' = n \cdot d \cdot 3,14 \dots \dots \dots (44)$$

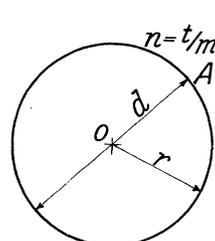


Abb. 35.

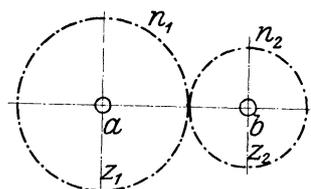


Abb. 36.

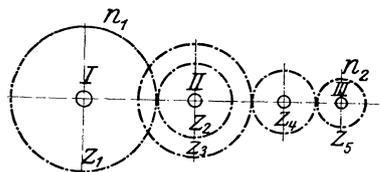


Abb. 38.

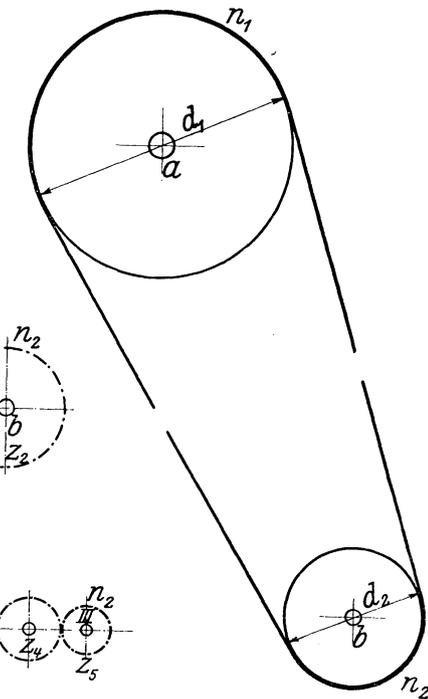


Abb. 37.

Abb. 35 bis 38.

### Der Riemen- und Rädertrieb (Abb. 36 und 37).

Die Übertragung einer bestimmten Umfangskraft mit einer bestimmten Geschwindigkeit von einer Welle auf die andere erfolgt nach Abb. 36 durch zwei unmittelbar aufeinander wirkende Räder  $a, b$  oder durch ein um beide Räder (Scheiben) gelegtes Zwischenglied, welches ein Riemen, Stahlband, Seil, Schnur, Kette sein kann, und unterscheidet man bei allen diesen Triebarten stets treibende und getriebene Räder bzw. Scheiben. Das treibende Rad ist stets dasjenige, von welchem die Drehbewegung ausgeht (Motorscheibe), während das getriebene Rad die Drehung empfängt (Antriebsscheibe der Maschine).

Bei Riemen-, Stahlband-, Seil- und Kettentriebe, sowie bei Zahnrad- und Reibungsrädertriebe ist bei vollkommener Bewegungsübertragung, also ohne Gleitverluste, die Umfangsgeschwindigkeit  $v_1$  der treibenden Scheibe  $a$  gleich der Umfangsgeschwindigkeit  $v_2$  der getriebenen Scheibe  $b$  (Abb. 36, 37), also

$$v_1 = v_2 \quad \dots \dots \dots (a)$$

Nun ist nach Formel 43 für die treibende Scheibe:

$$v_1 = \frac{n_1 \cdot d_1 \cdot 3,14}{60} \quad \dots \dots \dots (b)$$

für die getriebene Scheibe:

$$v_2 = \frac{n_2 \cdot d_2 \cdot 3,14}{60} \quad \dots \dots \dots (c)$$

Die Werte  $v_1$  und  $v_2$  der Gleichungen b und c in die Gleichung a eingesetzt ergibt:

$$\frac{n_1 \cdot d_1 \cdot 3,14}{60} = \frac{n_2 \cdot d_2 \cdot 3,14}{60}$$

Links und rechts  $\frac{3,14}{60}$  gekürzt ergibt:

$$n_1 \cdot d_1 = n_2 \cdot d_2 \quad \dots \dots \dots (45)$$

d. h.: für zwei zusammenarbeitende Scheiben ist das Produkt aus Durchmesser und minutlicher Umdrehungszahl der treibenden Scheibe gleich dem Produkt aus Durchmesser und minutlicher Umdrehungszahl der getriebenen Scheibe.

Die Formel 45 als Proportion geschrieben lautet:

$$d_1 : d_2 = n_2 : n_1 \quad \dots \dots \dots (46)$$

d. h.: die Durchmesser verhalten sich umgekehrt wie die minutlichen Umdrehungszahlen.

Bei einem Riementrieb besitzt die größere Scheibe stets die kleinere und die dazu gehörige kleinere Scheibe stets die größere minutliche Umdrehungszahl.

Sind bei den letzten beiden Beziehungen (Formel 45 und 46) drei Größen gegeben, so ist die vierte Größe leicht zu bestimmen, und zwar berechnet sich dann:

$$\phi \text{ der treibenden Scheibe } d_1 = \frac{n_2 \cdot d_2}{n_1} \quad \dots \dots \dots (47)$$

$$\phi \text{ der getriebenen Scheibe } d_2 = \frac{n_1 \cdot d_1}{n_2} \quad \dots \dots \dots (48)$$

$$t/m \text{ der treibenden Scheibe } n_1 = \frac{n_2 \cdot d_2}{d_1} \quad \dots \dots \dots (49)$$

$$t/m \text{ der getriebenen Scheibe } n_2 = \frac{n_1 \cdot d_1}{d_2} \quad \dots \dots \dots (50)$$

Die für den Riementrieb abgeleiteten Beziehungen und Formeln gelten außer für den Seil-, Schnur-, Stahlband- und Kettentrieb auch für den Zahnradtrieb und Reibungsrädertrieb.

Für den Zahnradtrieb gelten also die Formeln von 45 bis 50, nur ist an Stelle des Durchmessers  $d_1$  der treibenden Scheibe die Zähnezah  $z_1$  des treibenden Zahnrades und an Stelle des Durchmessers  $d_2$  der getriebenen Scheibe die Zähnezah  $z_2$  des getriebenen Zahnrades zu setzen und lauten dann die entsprechenden Formeln wie folgt:

$$n_1 \cdot z_1 = n_2 \cdot z_2 \dots \dots \dots (45a)$$

d. h.: für zwei zusammenarbeitende Zahnräder ist das Produkt aus Zähnezah und minutlicher Umdrehungszah des treibenden Rades gleich dem Produkt aus Zähnezah und minutlicher Umdrehungszah des getriebenen Rades.

Dieselbe Formel 45a wieder als Proportion geschrieben lautet:

$$z_1 : z_2 = n_2 : n_1 \dots \dots \dots (46a)$$

d. h.: die Zähnezahlen verhalten sich umgekehrt wie die minutlichen Umdrehungszahlen.

Aus Formel 45a, 46a berechnen sich dann:

$$\text{Zähnezah des treibenden Zahnrades } z_1 = \frac{n_2 \cdot z_2}{n_1} \dots \dots \dots (47a)$$

$$\text{Zähnezah des getriebenen Zahnrades } z_2 = \frac{n_1 \cdot z_1}{n_2} \dots \dots \dots (48a)$$

$$t/m \text{ des treibenden Zahnrades } n_1 = \frac{n_2 \cdot z_2}{z_1} \dots \dots \dots (49a)$$

$$t/m \text{ des getriebenen Zahnrades } n_2 = \frac{n_1 \cdot z_1}{z_2} \dots \dots \dots (50a)$$

Auf Grund der abgeleiteten Formeln 47 bis 50 bzw. 47a bis 50a läßt sich folgende praktische Regel aufstellen und bequem anwenden:

Um den gesuchten Wert zu finden, multipliziere man stets die beiden gegebenen und zu einer Scheibe oder zu einem Zahnrad gehörigen Werte und dividiere stets durch den dritten gegebenen Wert, welcher sich auf die andere Scheibe oder auf das andere Zahnrad bezieht, also allein steht.

Bei Riemen-, Seil- und Schnurtrieben sind Gleitverluste unvermeidlich und schwanken dieselben je nach den vorliegenden Betriebsverhältnissen zwischen 2 ÷ 5%.

Zur genauen Ermittlung des Durchmessers ist bei der treibenden Scheibe der theoretisch berechnete Durchmesser um den Betrag des Prozentsatzes der Gleitverluste zu vergrößern, damit die vorgeschriebenen minutlichen Umdrehungszahlen genau erreicht werden. Zur genaueren Ermittlung des Durchmessers der getriebenen Scheibe ist hingegen der theoretisch berechnete Durchmesser um den Betrag des Prozentsatzes der Gleitverluste zu verkleinern.

Unter Übersetzungsverhältnis versteht man das Verhältnis zwischen den minutlichen Umdrehungszahlen oder den Durchmessern oder der Zähnezahlen zweier zusammen arbeitenden Scheiben oder Räder.

1. Beispiel. Nach Abb. 36 habe das treibende Zahnrad *a* eine Zähnezah  $z_1 = 96$  und führe minutlich 15 Umdrehungen aus. Das getriebene Rad *b* besitzt 40 Zähne; wie groß ist die minutliche Tourenzah des getriebenen Rades *b*, sowie das Übersetzungsverhältnis?

Nach Formel 50a

$$t/m \text{ des getriebenen Zahnrades } n_2 = \frac{15 \cdot 96}{40} = 36 \text{ t/m.}$$

Aus den Zähnezahlen ist das Übersetzungsverhältnis:

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{96}{40} = 2,4$$

oder aus den minutlichen Umdrehungszahlen:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{36}{15} = 2,4,$$

d. h.: die minutliche Umdrehungszahl des getriebenen Rades  $b$  ist 2,4mal größer als diejenige des treibenden Rades  $a$ .

2. Beispiel. Nach Abb. 36 drehe sich das Rad  $a$  mit 120  $t/m$  und habe 72 Zähne. Die Welle des Zahnrades  $b$  soll 216  $t/m$  ausführen. Wieviel Zähne muß das auswechselbare Rad  $b$  erhalten?

Nach Formel 48a

$$\text{getriebene Zähnezahl } z_2 = \frac{120 \cdot 72}{216} = \mathbf{40 \text{ Zähne.}}$$

3. Beispiel. Nach Abb. 37 soll die Antriebswelle der Zwirnmachine mit 720  $t/m$  laufen, die Antriebs Scheibe  $b$  der Maschine habe 300 mm  $\phi$ . Die minutliche Umdrehungszahl der Transmissionswelle  $a$  ist 270; wie groß ist der  $\phi$  der Transmissions Scheibe zu nehmen?

Nach Formel 47

$$\text{treibende Scheibe } d_1 = \frac{300 \cdot 720}{270} = \mathbf{800 \text{ mm } \phi}.$$

Treten bei diesem Riementrieb 3% Gleitverluste auf, so wurde die Antriebswelle nur

$$720 - 3\% = 720 - 21,6 = 698,4 \text{ } t/m$$

ausführen. Um nun genau auf die vorgeschriebene minutliche Umdrehungszahl 720 zu kommen, müßte die berechnete Transmissions Scheibe  $a$  um 3% größer genommen werden, also

$$800 + 3\% = 800 + 24 = \mathbf{824 \text{ mm } \phi}.$$

### Zusammengesetzter Rädertrieb (Abb. 38).

Derselbe stellt eine mehrfache Vereinigung des einfachen Rädertriebes (Abb. 36) dar. Bei dem vorliegenden Trieb geht die Drehbewegung von Welle I des Zahnrades  $z_1$  aus, folglich ist dasselbe treibend, während Zahnrad  $z_2$  von  $z_1$  aus die Drehung empfängt und folglich als getriebenes Zahnrad zu bezeichnen ist. Auf der Welle II des getriebenen Rades  $z_2$  sitzt fest auch das Rad  $z_3$ , welches als treibendes Rad anzusehen ist, da es die Drehbewegung der Welle II wieder abgibt an das Zahnrad  $z_4$ , letzteres empfängt also wieder die Drehung, es ist folglich gegen  $z_3$  ein getriebenes Rad. Die Drehbewegung, die  $z_4$  einerseits als getriebenes Rad von  $z_3$  empfängt, gibt es andererseits gleichzeitig als treibendes Rad an  $z_5$  der Welle III ab, letzteres ist demnach ein getriebenes Rad. Das Zahnrad  $z_4$  wirkt also im Eingriff mit  $z_3$  als getriebenes und gleichzeitig im Eingriff mit  $z_5$  als treibendes Rad und bezeichnet man derartige Räder als Zwischenräder oder Transporteure.

Auf Grund der Formel 50a läßt sich zur Berechnung der minutlichen Umdrehungszahl des letzten getriebenen Rades folgende wichtige Formel ableiten:

$$\text{getriebene minutliche Umdrehungszahl } n_2 = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot z_3 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_5}.$$

Zwischenräder oder Transporteure ( $z_4$ ) fallen aus der Rechnung ohne weiteres heraus, können daher unberücksichtigt bleiben, sie ändern nur die Drehungsrichtung, nicht aber die minutliche Umdrehungszahl, und man erhält dann:

$$\text{Minutliche Umdrehungszahl des letzten getriebenen Rades } n_2 = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_5} \quad \dots (51)$$

d. h.: die minutliche Umdrehungszahl des letzten getriebenen Zahnrades ist gleich der minutlichen Umdrehungszahl  $n_1$  des ersten treibenden Zahnrades  $z_1$ , multipliziert mit dem Produkt der Zähnezahlen sämtlicher treibenden Räder und dividiert durch das Produkt der Zähnezahlen sämtlicher getriebener Zahnräder.

Aus Formel 51 folgt sich:

$$\text{Treibende minutliche Umdrehungszahl } n_1 = \frac{n_2 \cdot z_2 \cdot z_5}{z_1 \cdot z_3} \quad \dots (51a)$$

$$\text{Zähnezahl des treibenden Zahnrades } z_1 = \frac{n_2 \cdot z_2 \cdot z_5}{n_1 \cdot z_3} \quad \dots (51b)$$

$$\text{Zähnezahl des getriebenen Zahnrades } z_2 = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot z_3}{n_2 \cdot z_5} \quad \dots (51c)$$

1. Beispiel. Nach Abb. 38 haben die einzelnen Zahnräder folgende Zähnezahlen:

$$\begin{aligned} z_1 &= 90 \text{ Zähne} & z_4 &= 25 \text{ Zähne} \\ z_2 &= 36 \text{ " } & z_5 &= 20 \text{ " } \\ z_3 &= 48 \text{ " } & & \end{aligned}$$

Die minutliche Umdrehungszahl der treibenden Welle I ist 30; wie groß ist die minutliche Umdrehungszahl der getriebenen Welle III?

Nach Formel 51:

$$n_2 = \frac{30 \cdot 90 \cdot 48}{36 \cdot 20} = 180 \text{ t/m.}$$

Beispiel 1a. Wie groß müßte bei dem ursprünglichen Übersetzungsverhältnis die Zähnezahl des treibenden Zahnrades  $z_3$  genommen werden, wenn die minutliche Umdrehungszahl der getriebenen Welle III von 180 auf 250 gebracht werden soll?

Nach Formel 51 b:

$$\begin{aligned} \text{Zähnezahl des treibenden Zahnrades } z_3 &= \frac{250 \cdot 36 \cdot 20}{30 \cdot 90} = 66,66 \\ z_3 &= \sim 67 \text{ Zähne} \end{aligned}$$

oder mittels Proportion berechnet sich die neue Zähnezahl des treibenden Zahnrades  $z_3$  zu:

$$180 : 250 = 48 : z_3.$$

Nach Lehrsatz XV

$$z_3 = \frac{48 \cdot 250}{180} = 66,66 \sim 67 \text{ Zähne.}$$

Beispiel 1b. Wieviel Zähne müßte das getriebene Zahnrad  $z_2$  besitzen, damit die Welle III anstatt 180 t/m jetzt 210 t/m ausführt?

Nach Formel 51 c:

$$\begin{aligned} \text{Zähnezahl des getriebenen Rades } z_2 &= \frac{30 \cdot 90 \cdot 48}{210 \cdot 20} = 30,85 \\ z_2 &= \sim 31 \text{ Zähne} \end{aligned}$$

oder mittels Proportion berechnet sich die neue Zähnezahl des getriebenen Rades  $z_2$  zu:

$$180 : 210 = z_2 : 36.$$

Nach Lehrsatz XIV

$$z_2 = \frac{36 \cdot 180}{210} = 30,85 = \sim 31 \text{ Zähne.}$$

Ist das gesuchte Wechselrad ein treibendes (Beispiel 1a), so ist das Verhältnis der minutlichen Umdrehungszahlen zu dem Verhältnis der Zähnezahlen **direkt** proportional, d. h. je **größer** die minutliche Umdrehungszahl, desto **größer** das treibende Rad.

Ist das gesuchte Wechselrad ein getriebenes (Beispiel 1b), so ist das Verhältnis der minutlichen Umdrehungszahlen zu dem der Zähnezahlen **indirekt** proportional, d. h. je **größer** die minutliche Umdrehungszahl, desto **kleiner** das getriebene Rad.

### Schnecke mit Schneckenrad (Abb. 39).

kommen bei sich senkrecht kreuzenden Wellen und bei großen Übersetzungen bis 1:100, aber nur von hoher Umdrehungszahl auf niedere in Anwendung. Ist  $h$  = die Steigung der eingängigen Schnecke  $S$ ;  $t$  = die Zahnteilung, d. i. die Entfernung von Mitte Zahn bis Mitte Zahn auf dem Teilkreis gemessen, so ist für die eingängige Schnecke:

$$h = t$$

d. h.: bei einer Umdrehung der Schnecke  $S$  wird das Schneckenrad  $R$  um eine Zahnteilung weiter gedreht, es besteht also das Verhältnis:

$$1 : z,$$

wenn  $z$  die Zähnezahl des Schneckenrades  $R$  ist.

Für die 2gängige Schnecke  $h = 2 \cdot t,$

" " 3 " "  $h = 3 \cdot t,$

" "  $x$  " "  $h = x \cdot t,$

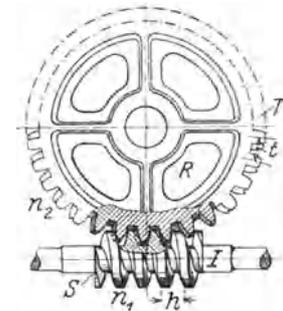


Abb. 39.

d. h.: bei einer Umdrehung einer 1-, 2-, 3-,  $x$ gängigen Schnecke wird das Schneckenrad  $R$  um 1, 2, 3,  $x$  Zahnteilungen weiter gedreht, es besteht also das Übersetzungsverhältnis:

$$1:z; \quad 2:z; \quad 3:z; \quad x:z.$$

Bei einem 1gängigen Schneckentrieb berechnet sich dann die minutliche Umdrehungszahl des Schneckenrades zu:

$$n_2 = \frac{n_1}{z} \dots \dots \dots (52)$$

für eine  $x$ gängige Schnecke:

$$n_2 = \frac{x \cdot n_1}{z} \dots \dots \dots (52a)$$

Hierin bedeutet also:

- $n_1$  = minutliche Umdrehungszahl der Schnecke,
- $x$  = Gangzahl der Schnecke,
- $z$  = Zähnezahl des Schneckenrades.

Beispiel. Nach Abb. 39 drehe sich die Schneckenwelle I mit 125 t/m; die Zähnezahl des Schneckenrades  $R$  ist  $z = 50$ ; wie groß ist die minutliche Umdrehungszahl des Schneckenrades  $R$ , wenn:

- a) die Schnecke 1gängig,
- b) die Schnecke 3gängig ist?

a) Nach Formel 52:

$$t/m \text{ des Schneckenrades } n_2 = \frac{125}{50} = 2,5.$$

b) Nach Formel 52a:

$$t/m \text{ des Schneckenrades } n_2 = \frac{3 \cdot 125}{50} = 7,5.$$

**Berechnung einer Transmissionsanlage (Abb. 40).**

Nach vorliegendem elektrischen Gruppenantrieb ist zu berechnen:

- a) der  $\phi$  der Riemenscheibe  $a$  der 1. Hauptwelle I,
- b) der  $\phi$  der Riemenscheibe  $b$  der 2. Hauptwelle II,
- c) die minutliche Umdrehungszahl  $n_2$  der Antriebswelle der Ringspinnmaschine,
- d) die minutliche Umdrehungszahl  $n_1$  der Vorgelegewelle III,
- e) der  $\phi$  der Riemenscheibe  $c$  der 1. Hauptwelle I.

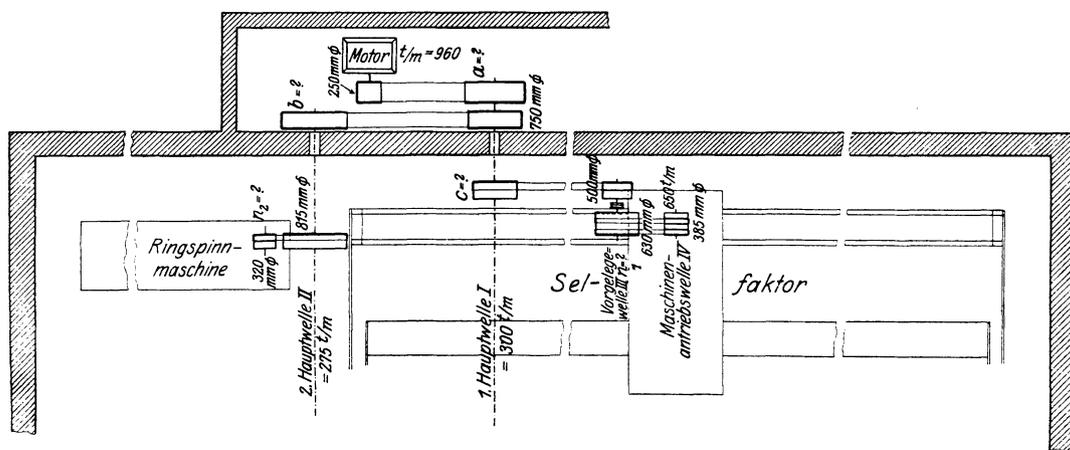


Abb. 40.

Man betrachte vom Motor ausgehend jeden einzelnen Riementrieb für sich und berechnet dann unter Anwendung der praktischen Regel (S. 103) oder der Formeln 47 bis 50 den jeweilig unbekanntem Wert.

Zu a) nach Formel 48:

$$\phi \text{ der Riemenscheibe } a \text{ der 1. Hauptwelle I} = \frac{960 \cdot 250}{300} = 800 \text{ mm.}$$

Zu b) nach Formel 48:

$$\phi \text{ der Riemenscheibe } b \text{ der 2. Hauptwelle II} = \frac{300 \cdot 750}{275} = 818 \sim 820 \text{ mm.}$$

Zu c) nach Formel 50:

$$\text{Minutliche Umdrehungszahl } n_2 \text{ der Antriebswelle} = \frac{275 \cdot 815}{320} = 700.$$

der Ringspinnmaschine

Zu d) nach Formel 49:

$$\text{Minutliche Umdrehungszahl der Vorgelegewelle III} = \frac{650 \cdot 385}{630} = \sim 400.$$

Zu e) nach Formel 47:

$$\phi \text{ der Riemenscheibe } c \text{ der 1. Hauptwelle I} = \frac{400 \cdot 500}{300} = \sim 670 \text{ mm.}$$

### Berechnung der Transmissionsscheibe für eine Feinstrecke.

Abb. 41 zeigt den Vorderzylinderantrieb einer Feinstrecke. Der Vorderzylinder soll in der Minute 21 m Vorgarn liefern. Wie groß ist bei vorliegendem Übersetzungsverhältnisse der  $\phi d_1$  der Transmissionsscheibe zu wählen?

Bei einer Umdrehung des Vorderzylinders liefert derselbe eine Länge Vorgarn, die gleich seinem Umfange entspricht, also

$$23 \cdot \pi = 72,22 \text{ mm}$$

Da in der Minute für unseren Fall 21000 mm geliefert werden, so muß der Vorderzylinder in der Minute

$$n_2 = \frac{21000 \text{ mm}}{72,22 \text{ mm}} = 290,8 \text{ Umdrehungen}$$

ausführen.

Nach Formel 51 ist:

$$290,8 = \frac{200 \cdot d_1 \cdot 59 \cdot 67}{350 \cdot 60 \cdot 58},$$

hieraus:

$$d_1 = \frac{290,8 \cdot 350 \cdot 60 \cdot 58}{200 \cdot 59 \cdot 67} = 448 \sim 450 \text{ mm } \phi$$

oder

$$\frac{200 \cdot d_1 \cdot 59 \cdot 67 \cdot 23 \cdot \pi}{350 \cdot 60 \cdot 58} = 21000,$$

hieraus:

$$d_1 = \frac{21000 \cdot 350 \cdot 60 \cdot 58}{200 \cdot 59 \cdot 67 \cdot 23 \cdot \pi} = 448 \sim 450 \text{ mm } \phi.$$

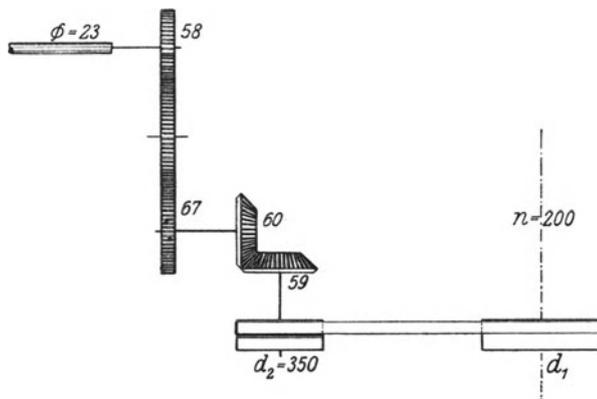


Abb. 41.

### Berechnung des Verzuges aus dem Getriebe. (Abb. 42.)

Abb. 42 zeigt im Prinzip den Rädertrieb, wie er für das Streckwerk der Vor- und Feinspinnmaschinen Anwendung findet. Die Veränderung des Verzuges wird durch Veränderung der Geschwindigkeit des Hinterzylinders oder auch des Vorderzylinders bewirkt, jedoch wird meist der erstere Fall angewendet.

In vorliegendem Streckwerkkrädertrieb bedeutet:

- $v$  = Verzug,
- $V_r$  = Vorderzylinderrad,
- $B$  = Bockrad,
- $N_w$  = Nummer- oder Verzugswechsel,
- $H$  = Hinterzylinderrad,
- $d_1$  =  $\phi$  des Vorder-, Liefer- oder Ausgangszylinders,
- $d_4$  =  $\phi$  des Hinter-, Speise- oder Eingangszylinders.

Nach Formel 8 ist:

$$\text{Verzug} = \frac{\text{Abföhrgeschwindigkeit}}{\text{Zuföhrgeschwindigkeit}} \dots \dots \dots (a)$$

Zur Berechnung des Verzuges nach Formel 8 müßte man aus den minutlichen

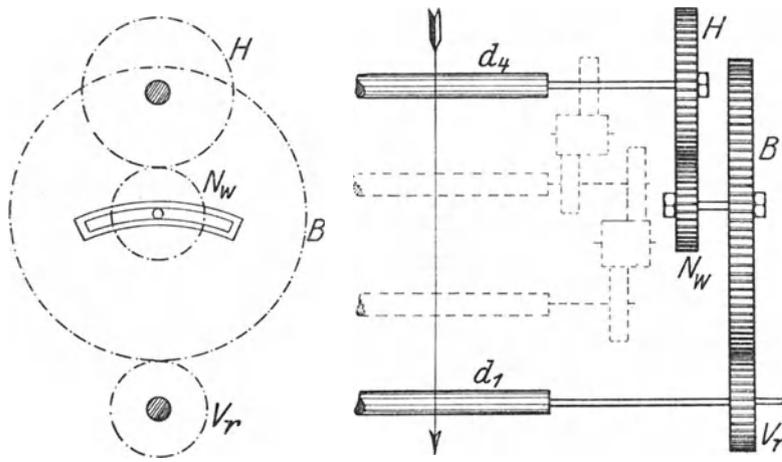


Abb. 42.

Umdrehungen der Antriebswelle, dem Räderübersetzungsverhältnis zwischen letzterer und dem Vorder- bzw. Hinterzylinder und den Durchmessern der beiden Zylinder die minutliche Abföhrgeschwindigkeit als auch die minutliche Zuföhrgeschwindigkeit ermitteln. Die Kenntnis des Räderübersetzungsverhältnisses zwischen Antriebswelle und Vorderzylinder, als auch die minut-

liche Umdrehungszahl der ersteren, ist jedoch nicht unbedingt erforderlich, wenn man zur Berechnung des Verzuges nach folgender Weise verfährt, die für jedes Streckwerk anwendbar ist:

Bei einer Umdrehung des Vorderzylinders  $d_1$  ist die Vorderzylinder- oder Abföhrlieferung gleich seinem Umfang. Wie groß ist dann unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses  $\frac{V_r \cdot N_w}{B \cdot H}$  die Hinterzylinder- oder Zuföhrlieferung des Hinterzylinders  $d_4$  oder

$$\text{Streckwerkverzug} = \frac{\text{Abföhrlieferung bei einer Umdrehung des Vorderzylinders}}{\text{Zuföhrlieferung des Hinterzylinders}} \text{ bei einer Umdrehung des Vorderzylinders} \quad (53)$$

Bei einer Umdrehung des Vorderzylinders ist die Ablieferung desselben:

$$d_1 \cdot \pi \dots \dots \dots (b)$$

Bei einer Umdrehung des Vorderzylinders ist die Zuföhrlieferung des Hinterzylinders

$$= \frac{V_r \cdot N_w \cdot d_4 \cdot \pi}{B \cdot H} \dots \dots \dots (c)$$

Die Werte  $b, c$  in die Formel 53 eingesetzt, ergibt:

$$\text{Streckwerkverzug } v = \frac{d_1 \cdot \pi}{\frac{V_r \cdot N_w \cdot d_4 \cdot \pi}{B \cdot H}}$$

$$\text{Streckwerkverzug } v = \frac{B \cdot H \cdot d_1}{V_r \cdot N_w \cdot d_4} \dots \dots \dots (54)$$

Bei allen Streckwerken ist der Vorderzylinder als treibende Welle anzusehen und folglich sind  $n_r$  und  $N_w$  treibende und  $B$  und  $H$  getriebene Räder, und in Worten ausgedrückt lautet die Formel 54 wie folgt:

Man findet den Streckwerkverzug, wenn man das Produkt aus den getriebenen Räder- und dem Vorderzylinderdurchmesser durch das Produkt der treibenden Räder und des Hinterzylinderdurchmessers dividiert.

Haben der Vorder- und der Hinterzylinder gleich große Durchmesser, d. h.  $d_1 = d_4$ , so erhält man:

$$\text{Streckwerkverzug } v = \frac{B \cdot H}{V_r \cdot N_w} \dots \dots \dots (54a)$$

d. h.: den Verzug findet man, wenn man das Produkt der getriebenen Räder durch das Produkt der treibenden Räder dividiert.

Beispiel 1. Bei dem Streckwerktrieb einer Feinstrecke hatten die Räder folgende Zähnezahlen:

$$\begin{array}{ll} V_r = 38 \text{ Zähne,} & H = 100 \text{ Zähne,} \\ B = 95 \text{ " ,} & d_1 = 23 \text{ mm } \phi, \\ N_w = 28 \text{ " ,} & d_4 = 40 \text{ " } \phi. \end{array}$$

Wie groß ist der Verzug mit dem 28er Nummerwechsel? Nach Formel 54

$$\begin{aligned} \text{Streckwerkverzug } v &= \frac{95 \cdot 100 \cdot 23}{38 \cdot 28 \cdot 40} \\ v &= 5,13. \end{aligned}$$

Die Verzugsänderung beruht, wie bereits erwähnt, auf der Veränderung der Hinterzylindergeschwindigkeit und wird letztere von der Zähnezahl des leicht auswechselbaren Zahnrades — des Nummer- oder Verzugswechsels  $N_w$  — abhängig gemacht, zu welchem Zweck das Wechselrad  $N_w$  aus einem Satz Räder von beispielsweise 28 bis 40 Zähnen, um je 1 Zahn steigend, besteht. Zur schnellen Berechnung der mit sämtlichen vorhandenen Nummerwechseln  $N_w$  erreichbaren Verzüge bildet man sich vorteilhaft die Verzugskonstante oder die Verzugsgrundzahl, d. i. diejenige unveränderliche Zahl, deren Größe von der Zähnezahl der nicht auswechselbaren Räder des Streckwerktriebes und der Zylinderdurchmesser abhängt, und die mit der jeweiligen Zähnezahl des Nummerwechsels  $N_w$ , multipliziert ( $N_w =$  getrieben) oder dividiert ( $N_w =$  treibend), den dazugehörigen Verzug ergibt.

Für unser Beispiel lautet nach Formel 54 die

$$\begin{aligned} \text{Konstante für } v &= \frac{95 \cdot 100 \cdot 23}{38 \cdot N_w \cdot 40} \\ \text{Verzugskonstante } v &= \frac{143,75}{N_w}, \end{aligned}$$

hieraus:

$$\text{Nummerwechselkonstante } N_w = \frac{143,75}{v}.$$

Nach Verzugskonstante ergibt sich für:

$$\begin{aligned} N_w = 30; \text{ Verzug } v &= \frac{143,75}{30} = 4,79, \\ N_w = 32; \text{ Verzug } v &= \frac{143,75}{32} = 4,49. \end{aligned}$$

Nach Nummerwechselkonstante ergibt sich für:

$$\begin{aligned} v = 4,10; \text{ Nummerwechsel } N_w &= \frac{143,75}{4,10} = \sim 35 \text{ Zähne,} \\ v = 3,78; \text{ Nummerwechsel } N_w &= \frac{143,75}{3,78} = \sim 38 \text{ Zähne.} \end{aligned}$$

Da der Nummerwechsel  $N_w$  ein treibendes Rad ist, so wird durch eine Vergrößerung der Zähnezahl des Nummerwechsels eine Vergrößerung der Hinterzylindergeschwindigkeit hervorgebracht und der Verzug wird kleiner. Mit der Verminderung der Zähne-

zahl von  $N_w$  verringert sich die Hinterzylindergeschwindigkeit, der Verzug wird größer, d. h. die Verzüge stehen im umgekehrten Verhältnis zu den Nummerwechseln.

Dasselbe würde sich auch rechnerisch ergeben, wie folgt:

$$\begin{aligned} \text{der alte Verzug } v &= \frac{143,75}{N_w}, \\ \text{der neue Verzug } v_1 &= \frac{143,75}{N_{w_1}}, \end{aligned}$$

dann verhält sich:

$$\begin{aligned} \frac{v}{v_1} &= \frac{\frac{143,75}{N_w}}{\frac{143,75}{N_{w_1}}} \\ \frac{v}{v_1} &= \frac{N_{w_1}}{N_w} \dots \dots \dots (d) \end{aligned}$$

Hierin bedeutet:

$$\begin{aligned} N_w &= \text{alter Nummerwechsel}; & N_{w_1} &= \text{neuer Nummerwechsel}; \\ v &= \text{alter Verzug}; & v_1 &= \text{neuer Verzug}; \end{aligned}$$

Aus Vorlage-, Ausgabennummer und Dublierung berechnet sich nach Formel 14 der Verzug zu:

$$v = \frac{N \cdot d}{n}$$

Bei Veränderung der alten Ausgabennummer  $N$  in die neue Ausgabennummer  $N_1$  unter Beibehaltung derselben Dublierung  $d$  und derselben Vorlagennummer  $n$  ergibt sich der neue Verzug zu:

$$v_1 = \frac{N_1 \cdot d}{n};$$

dann verhält sich:

$$\begin{aligned} \frac{v}{v_1} &= \frac{\frac{N \cdot d}{n}}{\frac{N_1 \cdot d}{n}} \\ \frac{v}{v_1} &= \frac{N}{N_1} \dots \dots \dots (e) \end{aligned}$$

d. h.: die Verzüge verhalten sich direkt wie die Ausgabennummern; also je größer der Verzug, desto höher die Nummer, was ohne weiteres klar ist.

Die beiden Werte von d und e für  $\frac{v}{v_1}$  einander gleichgesetzt, ergibt den praktischen Grundsatz:

$$\frac{N}{N_1} = \frac{N_{w_1}}{N_w} \dots \dots \dots (55)$$

d. h.: die Nummerwechsel verhalten sich verkehrt wie die Ausgabennummern; also je höher die Ausgabennummer bei gleichbleibender Vorlagennummer und Dublierung, desto kleiner der Nummerwechsel.

Aus Formel 55 ergibt sich dann:

$$\text{Neuer Nummerwechsel } N_{w_1} = \frac{N \cdot N_w}{N_1} \dots \dots \dots (55a)$$

d. h.: der neue Nummerwechsel wird gefunden, wenn man die alte Nummer mit dem alten Nummerwechsel multipliziert und durch die gewünschte neue Nummer dividiert. Dies gilt jedoch nur, wie es meist der Fall ist, daß  $N_w$

ein treibendes Rad ist. Ist der Wechsel  $N_w$  ein getriebenes Rad so ist das Verhältnis direkt also

$$\frac{N}{N_1} = \frac{N_w}{N_{w_1}} \dots \dots \dots (55b)$$

Zur Veränderung des Verzuges im Streckwerk dient außer der Nummer- oder Verzugswechsel noch für gewisse Abstufungen das Hinter- und Vorderzylinderrad, und zum Ausgleich kleinerer Verzugsdifferenzen das Bockrad.

Beispiel 2. Es wurde auf einem Selbstspinner die Ausgabennummer  $N=48$  mit dem Nummerwechsel  $N_w=36$  gesponnen. Die Ausgabennummer soll auf  $N_1=56$  übergehen, bei gleichbleibender Vorlagennummer und Dublierung. Wie groß berechnet sich der neue Nummerwechsel  $N_{w_1}$ ?

Nach Formel 55a:

$$\text{Neuer Nummerwechsel } N_{w_1} = \frac{48 \cdot 36}{56} = \sim 31 \text{ Zähne.}$$

Gesetzt den Fall, daß ein Nummerwechsel mit 31 Zähnen nicht vorhanden wäre; wie groß wäre dann das Hinterzylinderrad zu wählen, bei einem Nummerwechsel von  $N_{w_1}=45$  Zähnen, wenn die Vorlagennummer  $n=5,2$ ; Dublierung  $d=1$  ist, und der Rädertrieb des Streckwerkes folgende Zähnezahlen hatte:

$$V_r = 19; \quad B = 125; \quad N_{w_1} = 45; \quad H = 50 \text{ Zähne,}$$

Durchmesser der Zylinder  $d_1 = d_4 = 27 \text{ mm.}$

Aus Formel 54a berechnet sich:

$$\begin{aligned} \text{Hinterzylinderrad } H &= \frac{V_r \cdot N_{w_1} \cdot v_1}{B} \\ \text{„ } H &= \frac{19 \cdot 45 \cdot v_1}{125} \end{aligned}$$

Der neue in diesem Ansatz noch unbekannte Verzug  $v_1$  berechnet sich nach Formel 13:

$$v_1 = \frac{56}{5,2} = 10,76,$$

in obige Formel eingesetzt, ergibt:

$$\text{Hinterzylinderrad } H = \frac{19 \cdot 45 \cdot 10,76}{125} = 73,6 \sim 74 \text{ Zähne.}$$

Die Beziehungen zwischen Getriebe, Vorlage- und Ausgabennummern lassen sich in eine Formel vereinigen.

Aus dem Getriebe berechnet sich der Verzug zu:

$$v = \frac{B \cdot H \cdot d_1}{V_r \cdot N_w \cdot d_4} \dots \dots \dots (f)$$

Aus der Vorlage- und Ausgabennummer sowie der Dublierung ergibt sich der Verzug zu:

$$v = \frac{N \cdot d}{n} \dots \dots \dots (g)$$

Die gleichbedeutenden Werte f und g einander gleichgesetzt, ergibt:

$$\frac{N \cdot d}{n} = \frac{B \cdot H \cdot d_1}{V_r \cdot N_w \cdot d_4}$$

Aus dieser Gleichung läßt sich jeder gesuchte Wert leicht berechnen, z. B.:

$$N_w = \frac{B \cdot H \cdot d_1 \cdot n}{V_r \cdot d_4 \cdot N \cdot d} \dots \dots \dots (56)$$

Beispiel 3. Die Vorlagennummer  $n=3,41$ ; Ausgabennummer  $N=7,0$ ; Dublierung  $d=2$ . Wie groß ist der Nummerwechsel  $N_w$  zu nehmen, wenn für den Verzugsrädertrieb und für die Zylinderdurchmesser dieselben Werte gelten wie im Beispiel 1?

Nach Formel 56:

$$\text{Nummerwechsel } N_w = \frac{95 \cdot 100 \cdot 23 \cdot 3,41}{38 \cdot 40 \cdot 7,0 \cdot 2} = \sim 35 \text{ Zähne.}$$

**Verzugsberechnung einer Wollkrepel (Abb. 43).**

Näheres über Wechselräder der Krepel s. S. 24. Der Krepelverzug berechnet sich nach demselben Prinzip wie der Streckwerkverzug, indem der Abnehmer *A* mit dem Vorderzylinder und die Eintrittswalzen *E* mit dem Hinterzylinder des Streck-

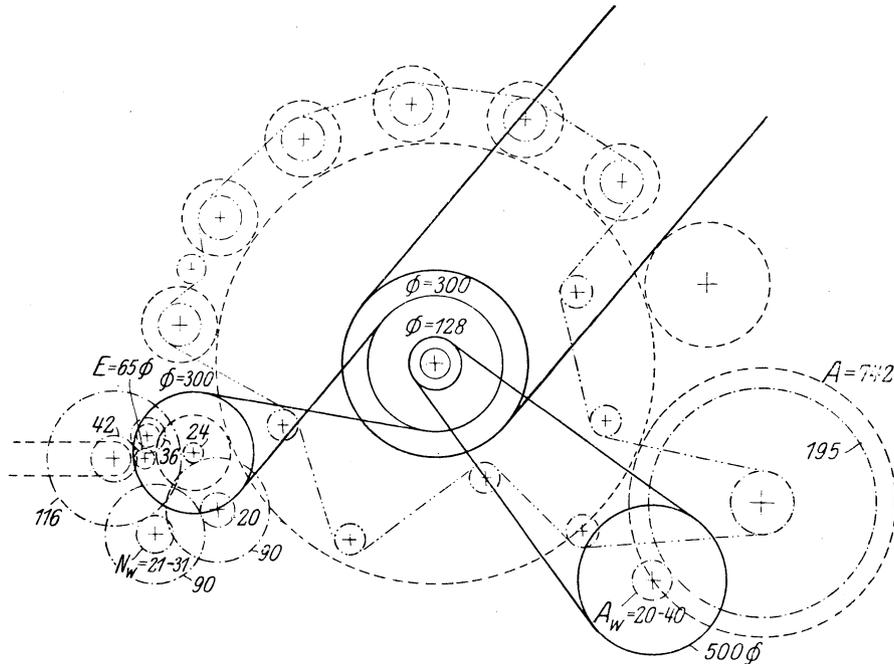


Abb. 43.

werkes identisch sind. Aus den Durchmessern des Abnehmers *A*, des Eintrittszylinders *E* und unter Berücksichtigung des zwischen beiden Walzen liegenden Übersetzungsverhältnisses berechnet sich dann der wirksame Krepelverzug nach Formel 53 auf S. 108, die dann folgenden Wortlaut bekommt:

$$\text{Krepelverzug} = \frac{\text{Abführung bei einer Umdrehung des Abnehmers}}{\text{Zuführung der Eintrittswalze } \left. \vphantom{\begin{matrix} \text{Abführung bei einer Umdrehung des Abnehmers} \\ \text{Zuführung der Eintrittswalze} \end{matrix}} \right\} \text{ bei einer Umdrehung des Abnehmers}}$$

Hiernach berechnet sich aus der Krepelbetriebsskizze (Abb. 43) der Verzug zu:

$$\text{Krepelverzug} = \frac{742 \cdot \pi}{1 \cdot 195 \cdot 500 \cdot 300 \cdot 24 \cdot 20 \cdot N_w \cdot 42 \cdot 65 \cdot \pi} \cdot \frac{A_w \cdot 128 \cdot 300 \cdot 90 \cdot 90 \cdot 116 \cdot 36}{195 \cdot 500 \cdot 300 \cdot 24 \cdot 20 \cdot N_w \cdot 42 \cdot 65}$$

Nach Lehrsatz IX umgerechnet, ergibt:

$$\text{Krepelverzug} = \frac{A_w \cdot 128 \cdot 300 \cdot 90 \cdot 90 \cdot 116 \cdot 36 \cdot 742}{195 \cdot 500 \cdot 300 \cdot 24 \cdot 20 \cdot N_w \cdot 42 \cdot 65}$$

hieraus erhält man die

$$\text{Verzugskonstante } v = \frac{25,14 \cdot A_w}{N_w} \dots \dots \dots \text{ (h)}$$

hieraus:

$$N_w = \frac{25,14 \cdot A_w}{v} \dots \dots \dots \text{ (i)}$$

Nach Formel h ergibt sich:

$$\text{Größter Krepelverzug } v = \frac{25,14 \cdot 40}{21} = 47,88,$$

$$\text{kleinster } \quad \quad \quad v = \frac{25,14 \cdot 20}{31} = 16,22.$$

Beispiel 4. Das Ausgabeband einer Krempel soll 10 g/m wiegen bei einem Vorlagegewicht von 420 g/m; der Abnehmerwechsel  $A_w$  habe 38 Zähne. Wie groß muß der Nummerwechsel  $N_w$  gewählt werden? Die Zähnezahl von  $A_w$  richtet sich nach der Intensität der Kämmung und letztere wieder ist von der Beschaffenheit des Materiales abhängig.

Zunächst findet man den Verzug nach Formel 18:

$$v = \frac{420 \cdot 1}{10} = 42,$$

da Dublierung  $d = 1$ , dann ist nach Konstante (i):

$$\text{Nummerwechsel } N_w = \frac{25,14 \cdot 38}{42} = \sim 23 \text{ Zähne.}$$

### Berechnung der Drehung aus dem Getriebe.

Die Erteilung des echten Drahtes wird bei fast sämtlichen Spinnmaschinen auf die Art und Weise hervorgebracht, daß durch ein rotierendes Zylinderpaar das Garn dem drahterteilenden Organ zugeführt wird, welches sein kann:

1. eine rotierende schräggestellte Spindel (Wagenspinner),
2. ein Läufer (Traveller), welcher auf einem die Spindel umgebenden Lauftring durch die Spindel mittels des Fadens in Drehbewegung versetzt wird (Ringspinn- und Zwirnmaschine),
3. ein mit Fadenöse ausgerüsteter Flügel, welcher auf einer Spindel sitzt und durch letztere in Umlauf gebracht wird (Flyer, Flügelspinn- und Zwirnmaschine).

Jede Umdrehung des drahterteilenden Organes verursacht eine Drehung in dem vom Zylinderpaar zugeführten Fadenstück. Führt beispielsweise die Spindel, der Läufer in der Minute 6500 Umdrehungen aus und werden in der gleichen Zeit 16 m Garn zugeführt, so müssen die 6500 Drehungen auf 16 m Garn entfallen.

Dann berechnet sich:

$$\text{Drehungen auf 1 m} = \frac{6500}{16} = 406.$$

Bedeutet:

- $T$  = Drehungen auf die Längeneinheit (m, dm, cm),
- $S_n$  = minutliche Umdrehungszahl der Spindel,
- $L$  = minutliche Lieferung in m, dm, cm,

dann ergibt sich zur Berechnung der Drehung die allgemeine Formel:

$$\text{Drehung } T^{m, dm, cm} = \frac{S_n}{L^{m, dm, cm}} \dots \dots \dots (57)$$

Die Lieferung  $L$  muß immer in dem Längenmaß angegeben werden, auf welches die Drehungen berechnet werden sollen.

Bei dem Schnurentriebe der Spinnmaschinen treten stets Gleitverluste auf, wodurch die Spindelumdrehungszahl und folglich auch die Drehung um den Betrag der Gleitverluste geringer wird. Die Gleitverluste sind von der Spannung, vom Alter der Schnur und sonstigen Umständen abhängig und schwanken zwischen 5 bis 8%.

Für Spinn- oder Zwirnmaschinen, bei welchen die Drehung nur durch die Gleitverluste der Spindelschnur beeinflußt wird, berücksichtigt man dieselben auf einfachster Art dadurch, daß man sowohl dem Trommel- als auch dem Spindelwirteldurchmesser einen der Schnurendicke entsprechenden Zuschlag von ca. 2 mm gibt.

Nach Abb. 44 wäre zwischen Trommel- und Spindelwirtel das

$$\begin{aligned} \text{theoretische Übersetzungsverhältnis} &= \frac{152}{28} = 5,428, \\ \text{(ohne Gleitverlust)} & \\ \text{praktische Übersetzungsverhältnis} &= \frac{154}{30} = 5,133. \\ \text{(mit Gleitverlust)} & \end{aligned}$$

Beträgt beispielsweise die minutliche Trommelumdrehungszahl = 1250, dann ist:

theoretische minutliche Spindelumdrehungen =  $5,428 \cdot 1250 = 6785$ ,  
 praktische " " " =  $5,133 \cdot 1250 = 6416$ .

Durch diesen Zuschlag von 2 mm zu den oben erwähnten Durchmesser sind:

$$\frac{(6785 - 6416) \cdot 100}{6785} = 5,4\% \text{ Gleitverluste}$$

in Rechnung gesetzt.

Für Spinnmaschinen (Wagenspinner, Grün-sche Ringspinnmaschine), bei welchen die Drehung, außer durch die Gleitverluste der Spindelschnur noch durch die Gleitverluste des Trommelantriebes oder des sogenannten Zwirn-seiles beeinflusst wird, bringt man den erhöhten Gleitverlust dadurch in Anrechnung, daß man nur dem Spindelwirtel einen der Schnurendicke entsprechenden Zuschlag von ca. 2 mm gibt.

Für die sichere Ermittlung der Spindel-umläufe ist weder der innere Rillen- noch der äußere Kranzdurchmesser der Seilscheiben des Seillaufes für den Trommelantrieb in Rechnung zu setzen. Der Durchmesser, welcher für die Geschwindigkeit des Seiles maßgebend und in

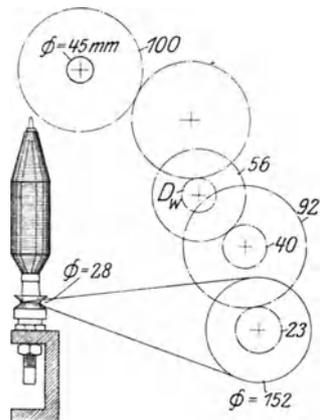


Abb. 44.

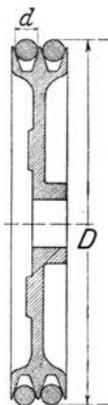


Abb. 45.

Rechnung zu setzen ist, wird nach Abb. 45 am sichersten ermittelt, wenn man von dem äußersten Durchmesser  $D$  (mit Seil gemessen) den Durchmesser  $d$  des Seiles in Abzug bringt.

Beispiel. Auf einer Zwirnmaschine mit vorliegendem Getriebe (Abb. 44) soll ein Zwirn  $52/2$  mit 4,81 Drehungen für 1 cm hergestellt werden. Wie groß muß unter Berücksichtigung der Gleitverluste der Drahtwechsel  $D_w$  gewählt werden?

Man geht stets von der Trommelwelle aus und berechnet sich, da die minutlichen Umdrehungszahlen nicht bekannt sind, für eine Umdrehung der Trommel die Spindelumdrehungen, sowie die dazu gehörige Vorderzylinderlieferung in cm und setzt diese beiden Werte in Formel 57 ein.

$$T_{cm} = \frac{1 \cdot (152 + 2)}{(28 + 2)} \cdot \frac{1 \cdot 23 \cdot 40 \cdot D_w \cdot 4,5 \cdot \pi}{92 \cdot 56 \cdot 100}$$

Nach Lehrsatz IX:

$$T_{cm} = \frac{(152 + 2) \cdot 92 \cdot 56 \cdot 100}{(28 + 2) \cdot 23 \cdot 40 \cdot D_w \cdot 4,5 \cdot \pi}$$

hieraus:

$$\text{Drehungskonstante } T_{cm} = \frac{203,44}{D_w}$$

hieraus:

$$\text{Drahtwechsel } D_w = \frac{203,44}{T_{cm}}$$

Also für unser Beispiel:

$$\text{Drahtwechsel } D_w = \frac{203,44}{4,81} = \sim 42 \text{ Zähne.}$$

Zur Berechnung der Drehung auf 1 m Fadenlänge ist auch folgende Rechnungsart gebräuchlich:

Bei einer Lieferung von  $1000 \text{ mm} = 1 \text{ m}$  hat der Vorderzylinder bei einem Durchmesser von 45 mm

$$\frac{1000}{45 \cdot \pi} = 7,077$$

Umdrehungen ausgeführt.

Man folgert nun:

Zur Lieferung von 1 m Garn führt der Vorderzylinder 7,077 Umdrehungen aus. Wieviel Umdrehungen vollführt dann gleichzeitig durch das Übersetzungsverhältnis

zwischen Vorderzylinder und Spindel die letztere, indem der Vorderzylinder als treibende Welle anzusehen ist? Die Spindelumdrehungszahl für 7,077 Umdrehungen des Vorderzylinders ist dann:

$$\frac{1000}{45 \cdot \pi} \cdot \frac{100 \cdot 56 \cdot 92 \cdot (152 + 2)}{D_w \cdot 40 \cdot 23 \cdot (28 + 2)} = \frac{20344}{D_w}$$

Da nun die Spindelumdrehungen identisch mit der Drehung im Garn sind, so entfallen

$$\text{Drehungen auf 1 m} = \frac{20344}{D_w} = (\text{Drehungskonstante})$$

oder die Formel allgemein ausgedrückt, lautet:

$$\text{Drehung auf 1 m} = \frac{1000}{\text{Umfang des Vorderzylinders}} \cdot \text{Räderübersetzungsverhältnis vom Vorderzylinder auf die Spindel} \dots \dots \dots (57a)$$

Die Formel 57 ist auch für die Berechnung der Drehung bzw. des Drahtwechsels beim Wagenspinner in Anwendung zu bringen, jedoch kann die Drehungskonstante für den Wagenspinner nach einer anderen Rechnungsart — auf die an der betreffenden Stelle eingegangen wird — ermittelt werden, ebenso werden die zwischen Drahtwechsel und Nummer bestehenden Beziehungen, welche je nach der Antriebsart der Maschine Veränderungen unterworfen sind, von Fall zu Fall an gegebener Stelle behandelt.

**Der Hebel.** (Abb. 46 bis 54.)

Jeder Stab, der um einen Punkt drehbar ist und an dem mindestens 2 Kräfte angreifen, ist ein Hebel; die eine ist der Widerstand oder die Last  $Q$ , die andere die Kraft  $P$ . Liegen Kraft und Last vom Hebeldrehpunkt aus auf derselben Seite, so ist der Hebel einarmig (Abb. 47), liegt dagegen der Drehpunkt zwischen den beiden Angriffspunkten von Kraft und Last, so ist der Hebel zweiarmig (siehe Abb. 46).

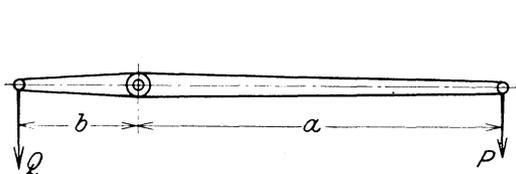


Abb. 46.

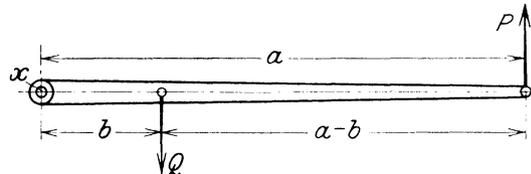


Abb. 47.

Bilden die beiden Hebelarme  $a$  und  $b$ , das sind die senkrechten Abstände der Kraftrichtungen vom Drehpunkt, eine Gerade, so daß die Kraft  $P$  und die Last  $Q$  zueinander parallel und senkrecht zur Hebelrichtung wirken, so ist der Hebel ein geradliniger. Die Kräfte  $P$  und die Lasten  $Q$  halten sich am Hebel das Gleichgewicht, wenn die Summe der nach der einen Richtung drehenden statischen Momente gleich ist der Summe der nach der anderen Richtung drehenden statischen Momente. Unter statisches Moment versteht man das Produkt aus einer Kraft und dem Hebelarm, an welchem sie wirkt. Folglich gilt für den ein- und zweiarmigen Hebel die Gleichung:

$$P \cdot a = Q \cdot b, \dots \dots \dots (58)$$

d. h. am Hebel herrscht Gleichgewicht, wenn

$$\text{Kraft} \times \text{Krafthebelarm} = \text{Last} \times \text{Lasthebelarm}.$$

Die Gleichung als Proportion geschrieben lautet:

$$P : Q = b : a \dots \dots \dots (58a)$$

dies bedeutet: die Kräfte verhalten sich umgekehrt wie ihre Hebelarme. Ist beispielsweise der Krafthebelarm  $a$  5 mal größer als der Lasthebelarm  $b$ , so ist für den Gleichgewichtszustand eine Kraft nötig, die  $\frac{1}{5}$  der an  $b$  wirkenden Last ist.

Wird am Hebel (Abb. 48) um dessen Drehpunkt  $D$  eine Drehung vorgenommen, so ergibt sich ohne weiteres:

Die zurückgelegten Wege  $m, n$  verhalten sich wie die Hebelarme, also je länger der Hebelarm, desto größer seine Ausschwingung (Weg). Z. B. in Abb. 48 sei die Länge des Hebelarmes  $DA=20$  cm und die des anderen Hebelarme  $DB=33,3$  cm. Schwingt nun der Hebel um Drehpunkt  $D$  so weit, daß Punkt  $A$  einen Weg von 3 cm zurücklegt, so ist der vom Punkt  $B$  durchlaufene Weg  $m$  wie groß?

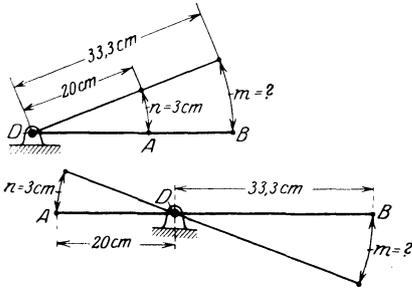


Abb. 48.

Es verhält sich:

$$\frac{m}{n} = \frac{DB}{DA},$$

$$m = \frac{DB}{DA} \cdot n$$

$$m = \frac{33,3}{20} \cdot 3 = 5 \text{ cm},$$

hieraus

d. h. Punkt  $B$  schwingt um 5 cm aus.

**Der Winkelhebel.**

Derselbe entsteht, wenn die Hebelarme  $a, b$  in einem Winkel zueinander liegen. Greifen die Kräfte  $P$  und  $Q$  (Abb. 49) senkrecht auf die starren Hebel  $DA$  und  $DB$ , so sind diese als Hebelarme  $a, b$  in Rechnung zu setzen.

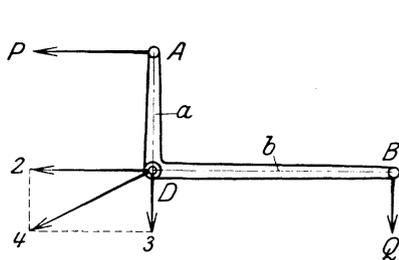


Abb. 49.

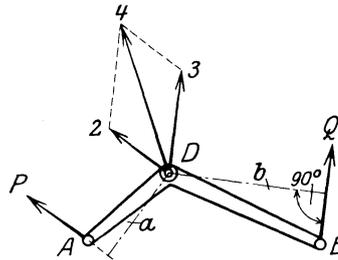


Abb. 50.

Wirken die Kräfte  $P$  und  $Q$  nicht senkrecht auf die starren Hebel  $DA$  und  $DB$ , Abb. 50, so fälle man vom Drehpunkt  $D$  aus, Lote  $a$  und  $b$  auf die Krafrichtungen  $P$  und  $Q$ , deren Größe als Hebelarme  $a$  und  $b$  in Rechnung zu setzen sind.

Die Gleichgewichtsbedingung ist dann ebenfalls:

$$P \cdot a = Q \cdot b \dots \dots \dots (58)$$

Wirken an einem Hebel mehr als zwei Kräfte, so gilt für den Gleichgewichtszustand der auf S. 115 angeführte Lehrsatz.

Am Hebel (Abb. 51) erstreben die Kräfte  $P_1, P_2, Q_2$  eine Linksdrehung und die Kräfte  $P_3, Q_3, Q_1$  eine Rechtsdrehung des Hebels um den Unterstützungspunkt  $B$ . An diesem Hebel herrscht Gleichgewicht, wenn

$$P_1 \cdot a_1 + P_2 \cdot a_2 + Q_2 \cdot b_2 = Q_1 \cdot b_1 + Q_3 \cdot b_3 + P_3 \cdot a_3 \dots \dots \dots (58b)$$

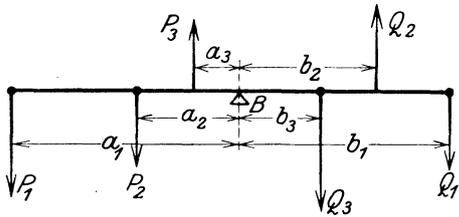


Abb. 51.

Bei großem Eigengewicht des Hebels ist dieses als eigene Last anzunehmen, die an einem Hebelarm wirkt, der gleich ist dem Abstand vom Hebelschwerpunkt bis zum Drehpunkt.

Eine von den in der Gleichung vorkommenden Größen kann immer berechnet werden, wenn alle übrigen bekannt sind.

1. Beispiel. Nach Abb. 46, 47 wirkt die Last  $Q = 80 \text{ kg}$  am Hebelarm  $b = 0,5 \text{ m}$ . Wie groß muß Kraft  $P$  sein, die am Hebelarm  $a = 1,2 \text{ m}$  angreift, um der Last  $Q$  das Gleichgewicht zu halten?  
Nach Formel 58

$$P \cdot 1,2 = 80 \cdot 0,5$$

$$P = \frac{80 \cdot 0,5}{1,2}$$

$$P = 33,3 \text{ kg.}$$

2. Beispiel. Es ist der Zylinderklemmdruck zwischen den Zylindern  $A, A_1$  einer Strecke bei vorliegender Belastungsvorrichtung Abb. 52 zu berechnen.

Die Gewichte und Längenmaße der in Betracht kommenden Teile sind folgende:

Belastungsgewicht $Q$ . . . . .	5000 g
Gewicht des einarmigen Hebels $H$ . . . . .	4650 "
" des Oberzylinders $A_1$ . . . . .	6000 "
Gesamtgewicht von Sattelhaken $h$ , Stange $t$ , Federplatten $F$ , Mütter $M$ . . . . .	3100 "
Länge des Hebelarmes $b$ . . . . .	480 m/m
" " " " $a$ . . . . .	60 "
" " " " $b_1$ , d. i. Abstand des Schwerpunktes vom Drehpunkt $D$ des Hebels $H$ . . . . .	276 "

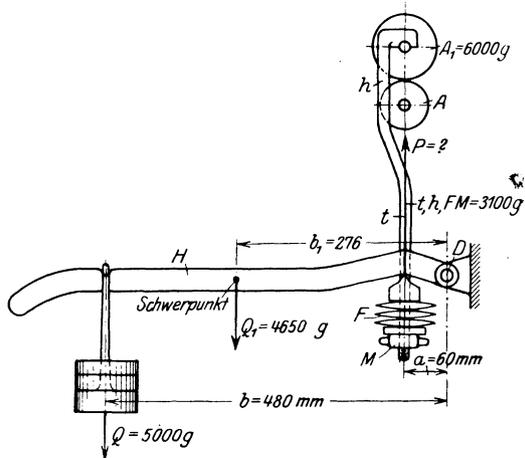


Abb. 52.

Der Hauptteil der Druckvorrichtung ist ein um  $D$  drehbar gelagerter, einarmiger Hebel  $H$ , an welchem drei Kräfte und zwar die Last  $Q$  (Belastungsgewicht), die Last  $Q_1$  (Eigengewicht des Hebels  $H$  im Schwerpunkt) und die im entgegengesetzten Sinne wirkende Zugkraft  $P$  angreifen. Letztere wird durch Stange  $t$ , Haken  $h$  auf den Oberzylinder  $A_1$  übertragen und äußert sich zwischen den beiden Verzugszylindern  $A, A_1$  als Klemmdruck.

Nach Lehrsatz auf S. 115 bzw. Formel 58b gilt dann zur Berechnung der Zugkraft  $P$  bzw. des auf  $A$  ausgeübten Druckes folgende Gleichung:

$$P \cdot a = Q \cdot b + Q_1 \cdot b_1,$$

die Zahlenwerte eingesetzt  $P \cdot 60 = 5000 \cdot 480 + 4650 \cdot 276,$

hieraus 
$$P = \frac{5000 \cdot 480 + 4650 \cdot 276}{60}$$

$$P = \frac{3683,4}{60} = 61,4 \text{ kg.}$$

Da die gleiche Druckvorrichtung an beiden Seiten von Oberzylinder  $A_1$  angebracht ist, so ist der auf  $A$  ausgeübte Gesamtdruck

$$\begin{aligned} 2 \cdot 61,40 \text{ kg} & \dots \dots \dots = 122,800 \text{ kg} \\ \text{der sich noch erhöht um das Eigengewicht von } A_1 & \dots \dots \dots = 6,000 \text{ ,,} \\ \text{und des beiderseitigen Gestanges } h, t, F, M & 2 \cdot 3,100 \text{ kg} = 6,200 \text{ ,,} \\ \text{Gesamt-Zylinderdruck} & = \underline{135,000 \text{ kg.}} \end{aligned}$$

**Die feste Rolle. (Abb. 53.)**

Wirken an dem über die in der Gabel drehbar befestigten Scheibe gelegten Seil links die Kraft  $P$  und rechts die Last  $Q$ , so stellt die feste Rolle einen gleicharmigen Doppelhebel dar, dessen Drehpunkt die Achse des Bolzens ist und dessen Krafthebelarm  $a$  gleich dem Lasthebelarm  $b$  gleich dem Radius der Rolle ist.

Es gelten folglich auch die Gleichgewichtsbedingungen am Hebel

$$P \cdot a = Q \cdot b.$$

Da aber  $a = b = \text{Radius der Rolle}$ , so ergibt sich:

$$P = Q$$

d. h. die feste Rolle ist im Gleichgewicht, wenn die Kraft der Last

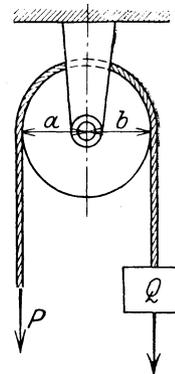


Abb. 53.

gleich ist; eine Kraftersparnis findet nicht statt, dementsprechend ergeben sich für Kraft  $P$  und Last  $Q$  auch gleiche Wege. Durch die Anwendung der festen Rolle bezweckt man der Kraft  $P$  eine zweckentsprechende Angriffsrichtung zu geben. Die Größe des zurückgelegten Weges eines Punktes der Peripherie der Rolle ist abhängig von der Größe des Rollenradius. Je größer der Rollenradius, desto größer der Weg des Peripheriepunktes bei einem gleich großen Drehungswinkel der Rolle.

### Die lose Rolle. (Abb. 54.)

Bei dieser ist die Gabel beweglich und das eine Seilende befestigt. Die lose Rolle kann verglichen werden mit einem einarmigen Hebel, den man sich in die Verbindungslinie der Angriffspunkte der Seile gelegt denkt, so daß sein Drehpunkt bei  $D$  liegt. Die Last  $Q$  greift dann am Hebelarm  $b$  gleich dem Rollenradius nach unten und die Kraft  $P$  am Hebelarm  $a$  gleich dem doppelten Radius der Rolle nach oben an, so daß wieder Gleichgewicht herrscht, wenn:

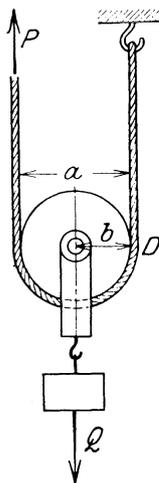


Abb. 54.

nun ist aber

$$\begin{aligned} P \cdot a &= Q \cdot b; \\ a &= 2 \cdot b \\ P \cdot 2 \cdot b &= Q \cdot b \\ P &= \frac{Q \cdot b}{2 \cdot b} \\ P &= \frac{Q}{2}, \end{aligned}$$

d. h. die lose Rolle ist im Gleichgewicht, wenn die Kraft halb so groß ist wie die Last, und umgekehrt ist der Weg der Kraft  $P$  doppelt so groß, als der Weg der Last  $Q$ . Die Formeln haben jedoch nur unter der Voraussetzung Gültigkeit, daß die Kraft- und Lastrichtung von  $P$  und  $Q$  parallel zueinander liegen.

Die feste und lose Rolle kommt nun in den verschiedenartigen Kombinationen in Form von Flaschenzügen zur Verwendung und in Verbindung mit dem ein- und zweiarmigen Hebel auch an Spinnmaschinen und am Webstuhl, beispielsweise bei der Ringbankbewegung (s. Abb. 164, 165, 204) und bei der Schafthubbewegung.

### Dritter Teil.

## IV. Die Vorspinnerei, Vorbereitung (Präparation).

Die Aufgabe der Vorbereitung besteht darin, durch ein Zusammenlegen oder Dublieren von 2 bis 4 Bändern (Strecken mit Nadelwalze) bzw. 6 bis 10 Bändern (Strecken mit Nadelstäbe) und darauffolgendem Verziehen die einzelnen Bänder innig miteinander zu vermischen, dabei alle Haare in gestreckte parallele Lage in die Längsrichtung des Bandes zu bringen, wodurch bei mehrmaliger Wiederholung dieser Arbeit ein so hoher Grad von Gleichmäßigkeit, sowie die gewünschte Feinheit des Bandes erreicht wird, wie es die Herstellung eines einwandfreien Feingarnes bedingt. Das Verziehen unter gleichzeitigem Dublieren des Grundbandes der Vorspinnerei (Kammzugband) bis zur gewünschten Feinheit des Vorgarnes darf nicht gewaltsam vor sich gehen, und kann nur in gewissen, begrenzten Abstufungen vorgenommen werden, weshalb sich mehrere Streckmaschinen in diese Arbeit teilen müssen, d. h. es kommen mehrere Streckdurchgänge (Passagen) hintereinander in Verwendung, indem das verfeinerte Band der ersten Maschine als Kreuzspule aufgewickelt, der zweiten Maschine unter Einhaltung der vorgeschriebenen Dublierung vorgelegt wird usw., bis zum letzten Streckdurchgang. Für eine solche Zusammenstellung von Streckmaschinen ist in der Kammgarnspinnerei die Bezeichnung „Sortiment oder Assortiment“ üblich. So besteht ein Sortiment für gröbere Wollen (Cheviot) aus 8 Streckdurchgängen, während für feinere Wollen (Merino) zu Webgarnen von feineren Nummern sich die Anzahl der nacheinander zur Anwendung kommenden Streckdurchgänge auf 9, 10 bis 11 erhöht. Hierbei ist zu erwähnen, daß im allgemeinen die Anzahl der Streckdurchgänge nicht identisch mit der Maschinenzahl des Sortimentes ist. So kann sich beispielsweise ein Sortiment mit 9 Streckdurchgängen (Passagen) aus 14 Maschinen zusammensetzen (siehe Fabrikanlagen). Bei dem französischen oder elsässischen Vorspinnverfahren kommen in neuerer Zeit für die ersten beiden Streckdurchgänge gewöhnlich Doppelnadelstabstrecken (Intersecting) in Anwendung von derselben Bauart und Wirkung, wie sie auch zum Vor- und Nachstrecken in der Kämmerei benützt werden. Die Streckmaschinen der übrigen Streckdurchgänge sind sogenannte Frotteur- oder Nitschelstrecken mit Nadelwalze, welche alle hinsichtlich der Arbeitsweise und der Bauart gleich sind, nur nehmen mit zunehmender Bandfeinheit die Abmessungen der arbeitenden Teile ab.

### Die Doppelnadelstabstrecke (Intersecting).

Abb. 55 stellt den Längsschnitt einer Doppelnadelstabstrecke von N. Schlumberger dar, für welche auch die allgemeine Beschreibung der Wirkungsweise, der Doppelnadelstabstrecke im Abschnitt „Kämmerei“ Seite 25 bis auf unbedeutende Abweichungen zutrifft, weshalb an dieser Stelle von einer nochmaligen allgemeinen Beschreibung dieser Maschinenart Abstand genommen wird.

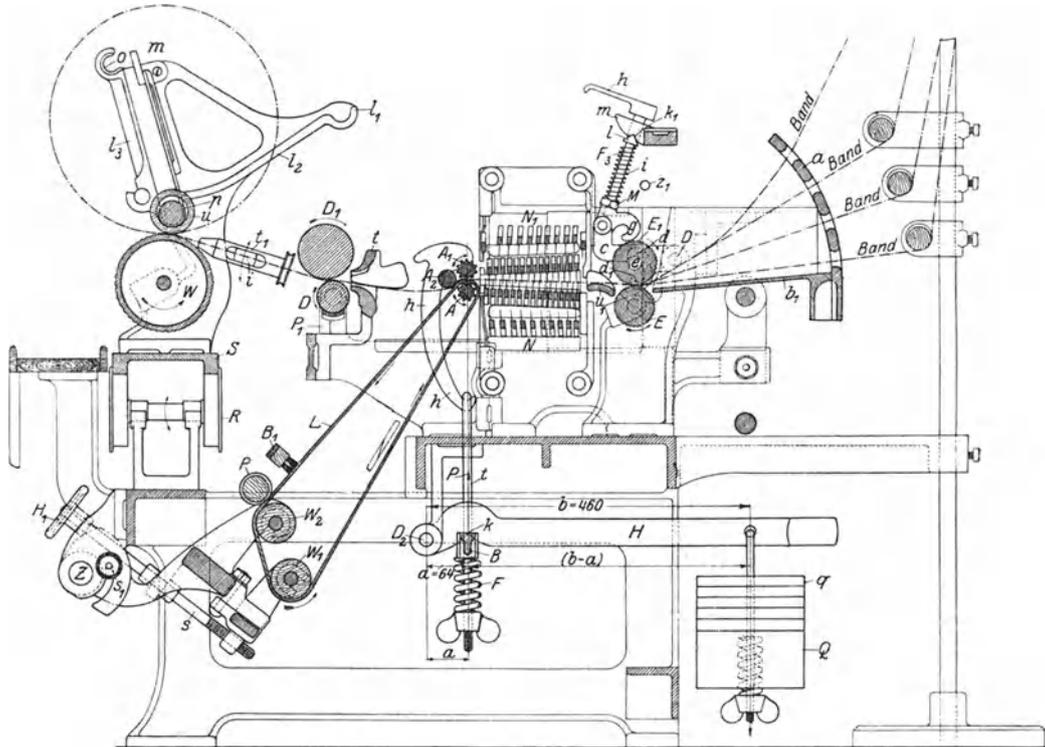


Abb. 55.

**Die Berechnung der Doppelnadelstabstrecke E.M.G. (Abb. 56.)**

Die Wechselräder dieser Maschine sind folgende:

Das Marsch- oder Gangrad  $M = 32, 34, 40, 45, 50$  Zähne, durch welches die Geschwindigkeit der ganzen Maschine, folglich auch die Produktion beeinflusst wird.

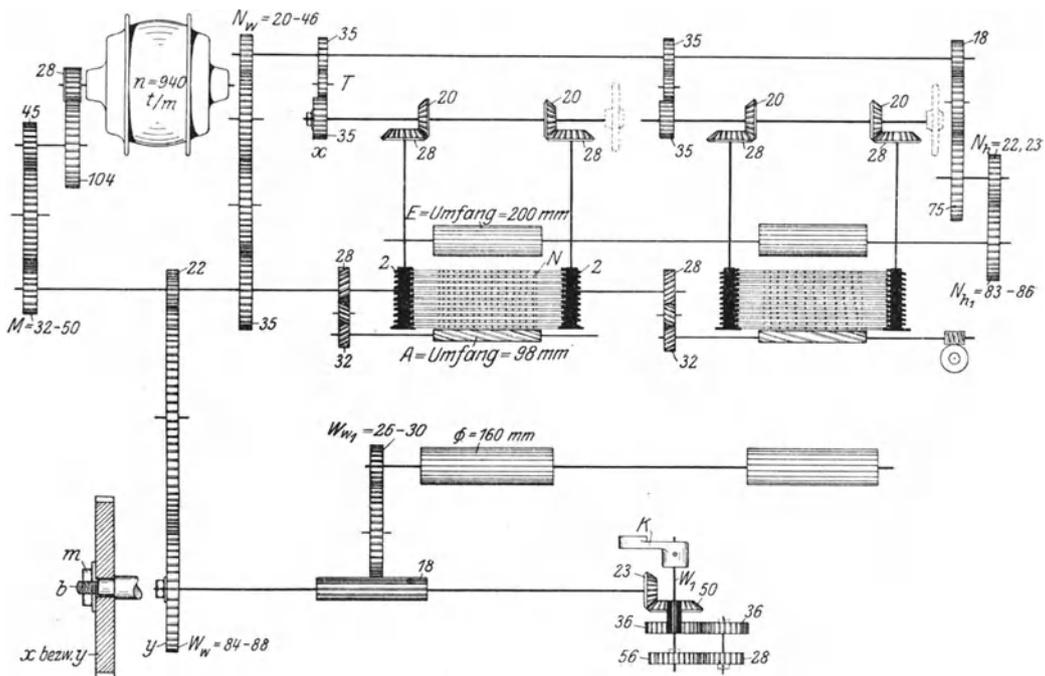


Abb. 56.

Der Verzug- oder Nummerwechsel  $N_w = 20$  bis 46 um je 2 Zähne steigend, zur Änderung der Hinterzylindergeschwindigkeit, und folglich auch des Verzuges, als auch der Nadelstabgeschwindigkeit.

Die Verzug- oder Nummerhilfswechsel  $N_h = 22$  und 23 Zähne,  
 $N_{h_1} = 83, 84, 85, 86$  "

zur Verkleinerung der Intervalle, der durch die Zähnezahzahl von je 2 Zähne steigenden Verzugswechsel  $N_w$  entstehenden Verzugsziffern, unter gleichzeitiger Änderung des Verhältnisses der Hinterzylindergeschwindigkeit zur Nadelstabgeschwindigkeit.

Der Wagenwechsel  $W_w = 84, 85, 86, 87, 88$  Zähne  
 zur Änderung der Geschwindigkeit der seitlichen Wagenbewegung als auch der Geschwindigkeit der Wickelwalzen.

Der Wechsel  $W_{w_1} = 26, 27, 28, 29, 30$  Zähne  
 zur Änderung der Geschwindigkeit der Wickelwalzen.

Die für die Berechnung der Lieferung und des Verzuges nötigen Umfänge des unteren Vorder- und des Hinterzylinders sind infolge der starken Riffelung dieser Zylinder, sowie des über den Vorderzylinder gelegten, endlosen Laufleders rechnerisch schwierig zu ermitteln. Die praktische Ausmittlung des wirkenden Zylinderumfanges geschieht in einfachster Weise derart, daß man den zwischen dem Zylinderpaar hindurchgeführten Papierstreifen mißt, welcher während einer Umdrehung des Unterzylinders geliefert wurde.

Nach dieser praktischen Art wurden gefunden:

für den Vorderzylinderumfang mit Leder . . . 98 mm  
 für den Hinterzylinderumfang . . . . . 200 "

während sich aus dem Durchmesser folgende Werte ergeben:

für den Vorderzylinderumfang .  $3,14 \cdot 30 = 94,2$  mm  
 für den Hinterzylinderumfang .  $3,14 \cdot 50 = 157$  "

Das Zahnrad  $x$  im Nadelstabantrieb, sowie das Rad  $y$  im Wagenantrieb sind nicht fest auf die Wellen aufgekeilt, sondern nur mittels Schraubenmutter und Unterlegscheibe auf die Wellen geklemmt und stellen somit Bruchsicherungen dar. Dieselben bewirken den sofortigen Stillstand des betreffenden Triebes, sobald im Nadelfeld oder am Wagen ein durch äußere Einflüsse geschaffener Widerstand (Wickeln des Vorderzylinders, Nadelstabbruch usw.) auftritt, wodurch sonst unvermeidliche Brüche von Maschinenteilen verhütet werden. Die Wirkung dieser Bruchsicherung (Abb. 56 Nebenfigur) besteht darin, daß das Auftreten von abnormalen Widerständen das Lösen der Mutter  $m$ , welche das Rad  $x$  bzw.  $y$  auf die Welle festklemmt, verursacht, wodurch diese Klemmung aufgehoben wird, so daß sich das Rad  $x$  bzw.  $y$  weiterdreht, ohne die Welle mitzunehmen. Das Loslösen der Mutter  $m$  bei erhöhtem Widerstand ist dadurch gesichert, daß das Gewinde des an der Welle befindlichen Schraubenbolzens  $b$  gegen die Drehrichtung der Welle geschnitten ist.

Berechnung der minutlichen Vorderzylinderlieferung.

Minutliche Umdrehungszahl der Antriebswelle  
 = Umdrehungszahl des Antriebsmotors = 940 t/m.

Minutl. Umdrehungen des Vorderzylinders  $= \frac{940 \cdot 28 \cdot 45 \cdot 28}{104 \cdot M \cdot 32} = \frac{9964,9}{M}$ ,

Minutl. Lieferung in Meter des Vorderzylinders  $= \frac{9964,9 \cdot 0,098}{M} = \frac{974,56}{M}$ .

Mittels dieser Lieferungskonstante sind die in Tabelle 18 angegebenen Lieferungen berechnet.

**1. Der Verzug.** Die praktisch ermittelte Ablieferung bei einer Umdrehung des Vorderzylinders

= 98 mm.

Die praktische Zufürlieferung des Hinterzylinders bei einer Umdrehung des Vorderzylinders

$$= \frac{1 \cdot 32 \cdot 35 \cdot 18 \cdot N_h \cdot 200}{28 \cdot N_w \cdot 75 \cdot N_{h_1}}.$$

Die beiden Werte in Formel 53 eingesetzt ergibt:

$$\begin{aligned} &= \frac{98}{32 \cdot 35 \cdot 18 \cdot N_h \cdot 200} \\ &= \frac{98 \cdot 28 \cdot N_w \cdot 75 \cdot N_{h_1}}{200 \cdot 32 \cdot 35 \cdot 18 \cdot N_h} \\ \text{Verzugskonstante } v &= \frac{0,051 \cdot N_w \cdot N_{h_1}}{N_h}. \end{aligned}$$

Für die Hilfswechsel  $N_{h_1}$ ,  $N_h$  die Zähnezahlen eingesetzt, ergibt dann folgende acht Verzugskonstanten, mittels welcher man dann nur durch Einsetzen der vorhandenen Nummerwechsel  $N_w$  alle erreichbaren Verzüge schnell berechnen und zur besseren Übersicht in Tabellenform (siehe Tabelle Nr. 18) zusammenstellen kann.

- Für  $N_h = 22$ .
1. Verzugskonstante  $v = \frac{0,051 \cdot N_w \cdot 83}{22} = 0,192 \cdot N_w$ ; für  $N_{h_1} = 83$ .
  2. "  $v = \frac{0,051 \cdot N_w \cdot 84}{22} = 0,194 \cdot N_w$ ; "  $N_{h_1} = 84$ .
  3. "  $v = \frac{0,051 \cdot N_w \cdot 85}{22} = 0,196 \cdot N_w$ ; "  $N_{h_1} = 85$ .
  4. "  $v = \frac{0,051 \cdot N_w \cdot 86}{22} = 0,199 \cdot N_w$ ; "  $N_{h_1} = 86$ .
- Für  $N_h = 23$ .
5. Verzugskonstante  $v = \frac{0,051 \cdot N_w \cdot 83}{23} = 0,184 \cdot N_w$ ; für  $N_{h_1} = 83$ .
  6. "  $v = \frac{0,051 \cdot N_w \cdot 84}{23} = 0,186 \cdot N_w$ ; "  $N_{h_1} = 84$ .
  7. "  $v = \frac{0,051 \cdot N_w \cdot 85}{23} = 0,188 \cdot N_w$ ; "  $N_{h_1} = 85$ .
  8. "  $v = \frac{0,051 \cdot N_w \cdot 86}{23} = 0,190 \cdot N_w$ ; "  $N_{h_1} = 86$ .

Die Verzugskonstante läßt sich — wenn auch etwas umständlicher — unter Benutzung der Formel 8 ermitteln, indem man von der Antriebswelle ausgehend, die Abführ- und die Zuführgeschwindigkeit der Streckzylinder berechnet.

$$\text{Abführgeschwindigkeit} = \frac{940 \cdot 28 \cdot 45 \cdot 28 \cdot 98}{104 \cdot M \cdot 32},$$

$$\text{Zuführgeschwindigkeit} = \frac{940 \cdot 28 \cdot 45 \cdot 35 \cdot 18 \cdot N_h \cdot 200}{104 \cdot M \cdot N_w \cdot 75 \cdot N_{h_1}}.$$

In Formel 8 eingesetzt, ergibt:

$$\begin{aligned} \text{Verzug} &= \frac{940 \cdot 28 \cdot 45 \cdot 28 \cdot 98}{104 \cdot M \cdot 32} \\ &= \frac{940 \cdot 28 \cdot 45 \cdot 35 \cdot 18 \cdot N_h \cdot 200}{104 \cdot M \cdot N_w \cdot 75 \cdot N_{h_1}} \\ &= \frac{940 \cdot 28 \cdot 45 \cdot 28 \cdot 98 \cdot 104 \cdot M \cdot N_w \cdot 75 \cdot N_{h_1}}{104 \cdot M \cdot 32 \cdot 940 \cdot 28 \cdot 45 \cdot 35 \cdot 18 \cdot N_h \cdot 200} \\ \text{Verzugskonstante} &= \frac{0,051 \cdot N_w \cdot N_{h_1}}{N_h}. \end{aligned}$$

Tabelle 18.

Hilfswechsel $N_h$	22				23				Nadelstabschläge in der Minute	Minutliche Lieferung in Metern	Marschräder $M$
	83	84	85	86	83	84	85	86			
Hilfswechsel $N_{h_1}$											
Verzugs- konstante	$0,192 \cdot N_w$	$0,194 \cdot N_w$	$0,196 \cdot N_w$	$0,199 \cdot N_w$	$0,184 \cdot N_w$	$0,186 \cdot N_w$	$0,188 \cdot N_w$	$0,190 \cdot N_w$			
Nummerwechsel $N_w = 20$	3,84	3,90	3,94	3,98	3,68	3,72	3,76	3,80	569	19,49	50
22	4,22	4,29	4,33	4,37	4,04	4,09	4,13	4,18	517	19,49	50
24	4,61	4,68	4,72	4,76	4,41	4,46	4,51	4,56	527	21,65	45
26	4,99	5,07	5,12	5,17	4,78	4,83	4,88	4,94	486	21,65	45
28	5,37	5,46	5,51	5,56	5,15	5,20	5,26	5,32	508	24,36	40
30	5,76	5,85	5,91	5,97	5,52	5,58	5,64	5,70	474	24,36	40
32	6,14	6,24	6,30	6,36	5,88	5,95	6,01	6,08	523	28,66	34
34	6,52	6,63	6,70	6,76	6,25	6,32	6,39	6,46	492	28,66	34
36	6,91	7,03	7,09	7,16	6,62	6,69	6,76	6,84	465	28,66	34
38	7,29	7,41	7,48	7,56	6,99	7,06	7,14	7,22	468	30,45	32
40	7,68	7,80	7,88	7,96	7,36	7,44	7,52	7,60	445	30,45	32
42	8,06	8,19	8,27	8,35	7,72	7,81	7,89	7,98	423	30,45	32
44	8,44	8,58	8,66	8,75	8,09	8,18	8,27	8,36	404	30,45	32
46	8,83	8,97	9,06	9,15	8,46	8,55	8,64	8,74	388	30,45	32

Da bei dieser Maschine der Verzugs- oder Nummerwechsel  $N_w$  ein getriebenes Rad ist, so bewirkt eine Vergrößerung der Zähnezahld desselben eine geringere Hinterzylindergeschwindigkeit und der Verzug wird größer. Mit der Verminderung der Zähnezahld von  $N_w$  vergrößert sich die Hinterzylindergeschwindigkeit, der Verzug wird kleiner, d. h. die Verzüge stehen im direkten Verhältnis zu den Nummerwechseln.

Dasselbe ergibt sich auch wieder rechnerisch wie folgt: Nach der 3. Verzugskonstante ist:

$$\begin{aligned} \text{der alte Verzug } v &= 0,196 \cdot N_w, \\ \text{der neue Verzug } v_1 &= 0,196 \cdot N_{w_1}, \end{aligned}$$

dann verhält sich:

$$\begin{aligned} \frac{v}{v_1} &= \frac{0,196 \cdot N_w}{0,196 \cdot N_{w_1}} \\ \frac{v}{v_1} &= \frac{N_w}{N_{w_1}} \dots \dots \dots (a) \end{aligned}$$

Da sich die Verzüge stets direkt wie die Ausgabennummern verhalten, so gilt auch hier wieder die auf Seite 110 abgeleitete Formel e

$$\frac{v}{v_1} = \frac{N}{N_1} \dots \dots \dots (e)$$

Die beiden Werte a und e für  $\frac{v}{v_1}$  einander gleich gesetzt, ergibt den praktischen Grundsatz:

$$\frac{N}{N_1} = \frac{N_w}{N_{w_1}},$$

d. h.: bei dieser Maschine verhalten sich die Nummerwechsel direkt wie die Ausgabennummern, also je höher die Nummer bei gleichbleibender Vorlagenummer und Dublierung, desto größer der Nummerwechsel.

Aus dieser Formel berechnet sich dann:

$$\text{Neuer Nummerwechsel } N_{w_1} = \frac{N_1 \cdot N_w}{N},$$

d. h.: bei dieser Maschine wird der neue Nummerwechsel gefunden, wenn man die neue gewünschte Nummer mit dem alten Wechsel multipliziert und durch die alte Nummer dividiert.

Beispiel. Bei einer Doppelnadelstabstrecke System E.M.G. mit 6 facher Dublierung ist das Vorlagegewicht des Einzelbandes 16 g/m, entspricht der Nummer  $\frac{1}{16} = 0,0625$ ; das Gewicht des Ausgabebandes 12 g/m entspricht der Nummer  $\frac{1}{12} = 0,0833$ ; wie groß muß für vorliegende Maschine der Nummerwechsel  $N_w$  genommen werden, unter Benützung der Hilfswechsel  $N_h = 22$  Zähne;  $N_{h1} = 86$  Zähne?

Zunächst ergibt sich nach Formel 14

$$\text{Verzug } v = \frac{0,0833 \cdot 6}{0,0625} = \sim 8,00.$$

Aus der 4. Verzugskonstante:

$$v = 0,199 \cdot N_w$$

ergibt sich:

$$N_w = \frac{v}{0,199}$$

$$\text{Nummerwechsel } N_w = \frac{8,00}{0,199} = \sim 40 \text{ Zähne.}$$

Laut Spinnplan sollen 5 m Ausgabeband an der 1000-Meter-Wage die Sortiernummer 16,66 anzeigen. Infolge der Unterschiede in der Stärke der Vorlagebänder ergab sich jedoch mit dem Wechsel von 40 Zähnen die Sortiernummer zu 17,5. Wie groß müßte der neue Nummerwechsel gewählt werden, damit die vorgeschriebene Ausgabebandnummer 16,66 erreicht wird?

Nach

$$N_{w1} = \frac{N_1 \cdot N_w}{N}$$

$$\text{Neuer Nummerwechsel } N_{w1} = \frac{16,66 \cdot 40}{17,5} = 37,9 \sim 38 \text{ Zähne.}$$

**2. Die Nadelstabbewegung.** Durch die Wechselung des Verzugswechsels  $N_w$  findet außer der Geschwindigkeitsänderung des Hinterzylinders gleichzeitig eine Zu- oder Abnahme der Nadelstabgeschwindigkeit statt, da für beide Antriebe die Welle des Nummerwechsels  $N_w$  die treibende ist und die Umdrehungszahl der letzteren vom Verzugswechsel  $N_w$  abhängig ist. Die Schrauben, welche die Vorwärtsbewegung der Nadelstäbe hervorbringen, sind doppelgängig mit einer Ganghöhe von  $15,875 = \sim 16$  mm, so daß bei einer Umdrehung der Schraube der Nadelstab einen Weg von 16 mm zurücklegt und zwei Nadelstabschläge erfolgen.

Aus dem Getriebe berechnet sich die Anzahl der Nadelstabschläge  $N_s$  in der Minute:

$$N_s = \frac{940 \cdot 28 \cdot 45 \cdot 35 \cdot 35 \cdot 20 \cdot 2}{104 \cdot M \cdot N_w \cdot 35 \cdot 28}$$

$$N_s = \frac{569423}{M \cdot N_w} \text{ (Nadelstabschlagskonstante).}$$

Mit Hilfe der Konstante ergibt sich dann für Marschrad  $M = 32$

$$\text{Größte minutliche Nadelstabschlagzahl } N_{s \max} = \frac{569423}{32 \cdot 20} = 890$$

$$\text{Kleinste " " " } N_{s \min} = \frac{569423}{32 \cdot 46} = 387.$$

Die hohe minutliche Nadelstabschlagzahl 890 ist jedoch praktisch nicht gut anwendbar und bewegt sich vorteilhaft die minutliche Nadelstabschlagzahl zwischen 350 bis 600. Da nun bei Anwendung eines kleinen Verzuges infolge des kleinen Verzugswechsels die Anzahl der minutlichen Nadelstabschläge eine zu hohe wird, muß die Größe des Marschrades so gewählt werden, daß die minutliche Nadelstabschlagzahl in den angegebenen Grenzen bleibt, allerdings ist mit der Vergrößerung des Marschrades eine Verminderung der Liefergeschwindigkeit verbunden.

Die Tabelle 18 gibt erschöpfenden Aufschluß über sämtliche erreichbaren Verzüge, vorteilhaften minutlichen Nadelstabschlagzahlen und minutlichen Lieferungen in Metern unter Berücksichtigung der zu wählenden Zusammenstellung von Marschrad und Verzugswechsel.

Das Verhältnis der Nadelstabgeschwindigkeit zur Hinterzylindergeschwindigkeit als auch zur Vorderzylindergeschwindigkeit berechnet sich wie folgt:

Für eine Umdrehung des Hinterzylinders  $E$  liefert derselbe:  
 $= 200$  mm.

Für eine Umdrehung des Hinterzylinders  $E$  beträgt der nach vorwärts durchlaufene Weg  $W_n$  der Nadelstäbe:

$$W_n = \frac{1 \cdot N_{h_1} \cdot 75 \cdot 35 \cdot 20 \cdot 16}{N_h \cdot 18 \cdot 35 \cdot 28}$$

$$W_n = \frac{47,619 \cdot N_{h_1}}{N_h}.$$

Kleinster Weg von  $N$  bei einem Umgang von  $E$  . .  $W_n = \frac{47,619 \cdot 83}{23} = 171,84$  mm,

Größter " "  $N$  " " " "  $E$  . .  $W_n = \frac{47,619 \cdot 86}{22} = 186,14$  mm.

Der Hinterzylinder hat demnach eine ca. 7 bis 15<sup>0</sup>/<sub>0</sub> größere Geschwindigkeit als das Nadelstabfeld, wodurch das Material zwischen  $N$  und  $E$  eine schwache Verdichtung bzw. Stauung erleidet. Infolge der dadurch bedingten lockeren Faserlage in dem Faserbreitband kann das Einstechen der oberen und unteren Nadelstäbe unter größter Schonung des Wollmaterials erfolgen, es wird während der Einstechmomente eine übermäßige Anspannung der Fasern vermieden.

Für eine Umdrehung des Vorderzylinders  $A$  liefert derselbe  
 $= 98$  mm.

Für eine Umdrehung des Vorderzylinders  $A$  beträgt der nach vorwärts durchlaufene Weg  $W_n$  der Nadelstäbe

$$W_n = \frac{1 \cdot 32 \cdot 35 \cdot 35 \cdot 20 \cdot 16}{28 \cdot N_w \cdot 35 \cdot 28}$$

$$W_n = \frac{457,14}{N_w}.$$

Größter Weg von  $N$  bei einer Umdrehung von  $A$  . .  $W_{n \max} = \frac{457,14}{20} = 22,857$  mm,

Kleinster " "  $N$  " " " "  $A$  . .  $W_{n \min} = \frac{457,14}{46} = 9,93$  mm.

Der Vorderzylinder hat dem Nadelfeld gegenüber eine ca. 76 bis 90<sup>0</sup>/<sub>0</sub> größere Geschwindigkeit, wodurch die vom Vorderzylinder erfaßte Fasermasse mit dessen bedeutend höherer Geschwindigkeit durch das sich langsamer vorwärts bewegende Nadelfeld gezogen wird, so daß durch die von der Nadelreibung verursachte zurückhaltende Wirkung auf die Fasermasse eine starke Streckwirkung unter gleichzeitiger Parallellegung der Fasern ausgeübt wird.

**3. Die Aufwicklungsspannung.** Darunter versteht man den Zug, den das Band zwischen Vorderzylinder und Wickelwalze erfährt. Dieser Zug (Wagenzug) darf sich jedoch nicht als wirksamer Verzug äußern, ebenso darf der Zug nicht so gering werden, daß er ein merkliches Durchhängen des Bandes zur Folge hat, wodurch eine zu lockere Aufwicklung der Kreuzspule stattfindet. Die Grenzen, innerhalb welcher sich der Wagenzug bewegt, sei durch folgende Berechnung für einen bestimmten Fall ermittelt:

Von der Wagenkurbel ausgehend berechnet man sowohl die durch Wickelwalze abgezogene als auch die vom Vorderzylinder zugeführte Bandlänge, für eine halbe Umdrehung der Wagenkurbel und zur Ermittlung des Wagenverzuges dividiert man die abgeführte Bandlänge der Wickelwalze durch die zugeführte Bandlänge des Vorderzylinders. Für eine halbe Umdrehung der Wagenkurbel beträgt die seitliche Bewegung der Wickelwalze (Hub)  $= 340$  mm. Für eine halbe Umdrehung der Wagenkurbel beträgt für Wechsel  $W_{w_1} = 28$  der rotierende Weg der Wickelwalze

$$= \frac{1}{2} \cdot \frac{56 \cdot 36 \cdot 50 \cdot 18 \cdot 160 \cdot \pi}{28 \cdot 36 \cdot 23 \cdot 28} = 702,11 \text{ mm.}$$



geteilt. Treten nun im Nadelfeld durch äußere Einflüsse herbeigeführte erhöhte Widerstände auf, so werden dieselben eine Abscherung des dünnen Sicherungsstiftes *i* zur Folge haben, wodurch die Bewegungsübertragung unterbrochen und Brüche im Nadelfeld vermieden werden. Zwecks Auswechslung von *i* läßt sich *M* nach vorheriger Lösung von *s*<sub>1</sub> von *y* abschieben.

**1. Der Verzug.** Die Ablieferung bei einer Umdrehung des glatten Abzugszylinders *A*<sub>1</sub>

$$= 50 \cdot 3,14 = 157 \text{ mm.}$$

Die praktische Zuführung des Hinterzylinders bei einer Umdrehung des Abzugszylinders

$$= \frac{1 \cdot N_w \cdot 34 \cdot 25 \cdot 18 \cdot 2 \cdot 214}{49 \cdot K_w \cdot 20 \cdot 20 \cdot 21}$$

Die beiden Werte in Formel 53 eingesetzt, ergibt:

$$= \frac{157}{\frac{N_w \cdot 34 \cdot 25 \cdot 18 \cdot 2 \cdot 214}{49 \cdot K_w \cdot 20 \cdot 20 \cdot 21}}$$

$$= \frac{49 \cdot K_w \cdot 20 \cdot 20 \cdot 21 \cdot 157}{N_w \cdot 34 \cdot 25 \cdot 18 \cdot 2 \cdot 214}$$

Verzugskonstante

$$v = \frac{9,868 \cdot K_w}{N_w}$$

Für *N*<sub>w</sub> = 30;  
für *K*<sub>w</sub> = 60

Größter erreichbarer Verzug  $v = \frac{9,868 \cdot 60}{30} = 19,7,$

für *N*<sub>w</sub> = 68; für *K*<sub>w</sub> = 26

Kleinster erreichbarer Verzug  $v = \frac{9,868 \cdot 26}{68} = 3,77.$

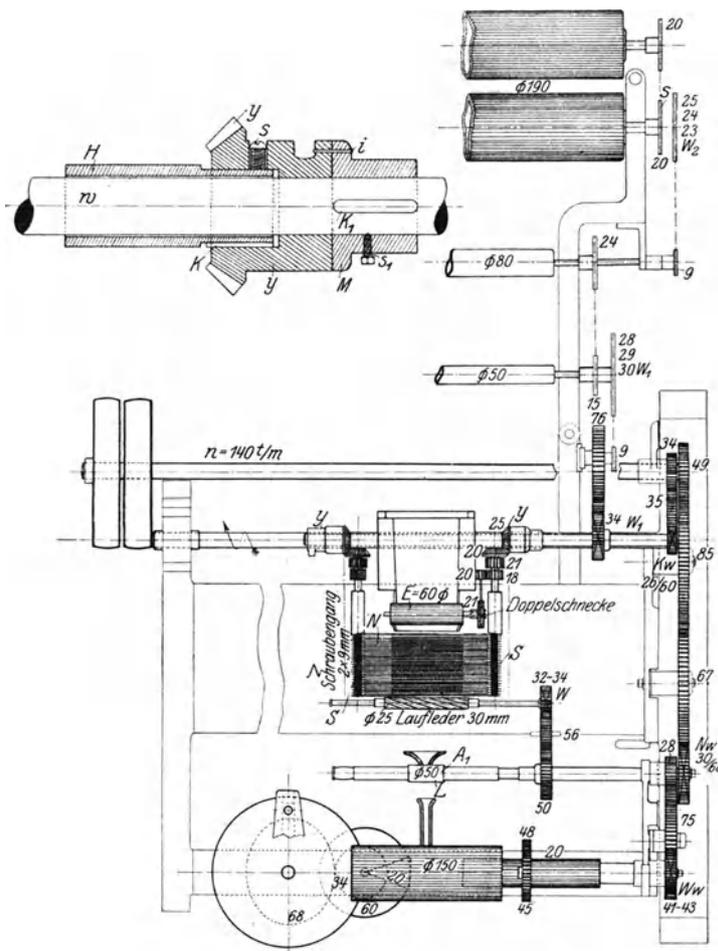


Abb. 58.

Die praktisch angewendeten Verzüge liegen zwischen 6 bis 10. Diese Verzugsgrenzen werden mit den verfügbaren Nummerwechslern *N*<sub>w</sub> erreicht und zwar mit einer üblichen Kammschlagzahl von 350, für welche Kammwechsel *K*<sub>w</sub> zu 34 Zähne genommen werden müßte, und ergibt dies dann folgende Verzugskonstante:

$$v = \frac{9,868 \cdot 34}{N_w} \quad v = \frac{335,51}{N_w}$$

In diese Konstante die Zahlenwerte eingesetzt, ergibt folgende Verzugstabelle:

Tabelle 19.

K <sub>w</sub> = 34 Zähne = 350 Nadelstabschläge							
<i>N</i> <sub>w</sub>	<i>v</i>	<i>N</i> <sub>w</sub>	<i>v</i>	<i>N</i> <sub>w</sub>	<i>v</i>	<i>N</i> <sub>w</sub>	<i>v</i>
30	11,18	40	8,39	50	6,71	60	5,59
32	10,48	42	7,98	52	6,45	62	5,41
34	9,86	44	7,62	54	6,21	64	5,24
36	9,32	46	7,29	56	6,00	66	5,08
38	8,81	48	7,00	58	5,78	68	4,93

Bei dieser Maschine ist im Gegensatz zu der Maschine von E.M.G. der Verzugs- oder Nummerwechsel  $N_w$  ein treibendes Rad, wobei der Lieferzylinder als treibende Welle für das Streckwerk anzusehen ist und das Verhältnis zwischen den Verzügen und den Nummerwechseln ergibt sich durch folgende Ableitung:

$$\begin{aligned} \text{Alter Verzug} \quad . \quad v &= \frac{9,868 \cdot K_w}{N_w} \\ \text{Neuer Verzug} \quad . \quad v_1 &= \frac{9,868 \cdot K_{w_1}}{N_{w_1}} \end{aligned}$$

Dann verhält sich:

$$\begin{aligned} \frac{v}{v_1} &= \frac{\frac{9,868 \cdot K_w}{N_w}}{\frac{9,868 \cdot K_{w_1}}{N_{w_1}}} \\ \frac{v}{v_1} &= \frac{9,868 K_w \cdot N_{w_1}}{9,868 K_{w_1} \cdot N_w} \\ \frac{v}{v_1} &= \frac{N_{w_1}}{N_w}, \dots \dots \dots (a) \end{aligned}$$

d. h.: die Verzüge stehen im indirekten Verhältnis zu den Nummerwechseln, also je kleiner der Verzug, desto größer der Nummerwechsel und umgekehrt.

$$\frac{v}{v_1} = \frac{K_w}{K_{w_1}}, \dots \dots \dots (b)$$

d. h.: die Verzüge stehen im direkten Verhältnis zu den Kammwechseln, also je kleiner der Verzug, desto kleiner der Kammwechsel und umgekehrt.

Da sich die Verzüge stets direkt wie die Ausgabennummern verhalten, so gilt wieder

$$\frac{v}{v_1} = \frac{N}{N_1}. \text{ (Seite 110) } \dots \dots \dots (e)$$

Die beiden Werte a und e für  $\frac{v}{v_1}$  einander gleichgesetzt, ergibt den praktischen Grundsatz

$$\frac{N}{N_1} = \frac{N_{w_1}}{N_w},$$

d. h.: bei dieser Maschine verhalten sich die Nummerwechsel indirekt wie die Ausgabennummern, also je höher die Nummer bei gleichbleibender Vorlagennummer und Dublierung, desto kleiner der Nummerwechsel.

Aus dieser Formel berechnet sich dann:

$$\text{Neuer Nummerwechsel } N_{w_1} = \frac{N \cdot N_w}{N_1},$$

d. h.: bei dieser Maschine wird der neue Nummerwechsel gefunden, wenn man die alte Nummer mit dem alten Nummerwechsel multipliziert und durch die gewünschte neue Nummer dividiert.

Ferner die beiden Werte b und e einander gleichgesetzt, ergibt:

$$\frac{N}{N_1} = \frac{K_w}{K_{w_1}},$$

d. h.: die Kammwechsel verhalten sich direkt wie die Ausgabennummern; also je höher die Nummer, bei gleichbleibender Vorlagennummer und Dublierung, desto größer der Kammwechsel.

Aus der letzten Formel ergibt sich:

$$\text{Neuer Kammwechsel } K_{w_1} = \frac{N_1 \cdot K_w}{N},$$

d. h.: der neue Kammwechsel wird gefunden, wenn man die neue Nummer mit dem alten Kammwechsel multipliziert und durch die alte Nummer dividiert.

**2. Die Nadelstabbewegung.** Die Nadelstabgeschwindigkeit wird bei dieser Maschine nicht wie bei der Doppelnadelstabstrecke von E.M.G. vom Nummerwechsel  $N_w$  beeinflusst, da bei der Maschine von N.S.C. die Wechselung des Nummerwechsels lediglich eine Änderung der Vorder- und Lieferzylindergeschwindigkeit und folglich des Verzuges herbeiführt. Da nun die Nadelstabgeschwindigkeit (Nadelstabschlagzahl) für die verschiedenen Verzüge nicht konstant bleiben darf, sondern dem jeweilig eingestellten Verzug so angepaßt sein muß, daß das Verhältnis zwischen Vorderzylindergeschwindigkeit und Nadelstabgeschwindigkeit annähernd dasselbe bleibt (350), so ist durch Wechsel  $K_w$  die Anpassung der Nadelstabgeschwindigkeit für den jeweiligen Verzug ermöglicht.

Die Bewegungsschrauben der Nadelstäbe sind 2gängig und haben eine Ganghöhe von 18 mm, so daß bei einer Umdrehung der Schraube der Nadelstab einen Weg von 18 mm zurücklegt und 2 Nadelstabschläge erfolgen.

Aus dem Getriebe berechnet sich dann die Anzahl der Nadelstabschläge  $N_s$  in der Minute:

$$N_s = \frac{140 \cdot 34 \cdot 25 \cdot 2}{K_w \cdot 20},$$

$$N_s = \frac{11900}{K_w} \text{ (Nadelstabschlagkonstante).}$$

Mit Hilfe dieser Konstante ergibt sich dann:

$$\text{Größte minutl. Nadelstabschlagzahl } N_{s \max} = \frac{11900}{26} = 457,$$

$$\text{Kleinste „ „ „ } N_{s \min} = \frac{11900}{60} = 198.$$

Tabelle 20.

$K_w$	Nadelstab- schläge	$K_w$	Nadelstab- schläge	$K_w$	Nadelstab- schläge	$K_w$	Nadelstab- schläge
26	457	36	330	46	258	56	212
28	425	38	313	48	247	58	205
30	396	40	297	50	238	60	198
32	372	42	283	52	228		
34	350	44	270	54	220		

Das Verhältnis der Nadelstabgeschwindigkeit zur Hinterzylindergeschwindigkeit als auch zur Vorderzylindergeschwindigkeit berechnet sich wie folgt:

Für eine Umdrehung des Hinterzylinders  $E$  liefert derselbe  
= 214 mm.

Für eine Umdrehung des Hinterzylinders  $E$  beträgt der nach vorwärts durchlaufene Weg  $W_n$  der Nadelstäbe

$$W_n = \frac{1 \cdot 21 \cdot 20 \cdot 18}{2 \cdot 18} = 210 \text{ mm.}$$

Der Hinterzylinder hat demnach eine 1,86% größere Geschwindigkeit als das Nadelfeld, wodurch das Material zwischen  $N$  und  $E$  eine schwache Verdichtung erleidet.

Für eine Umdrehung des Abzugszylinders  $A_1$  liefert derselbe  
= 157 mm.

Für eine Umdrehung des Abzugszylinders  $A_1$  beträgt der nach vorwärts durchlaufene Weg  $W_n$  der Nadelstäbe:

$$W_n = \frac{1 \cdot N_w \cdot 34 \cdot 25 \cdot 18}{49 \cdot K_w \cdot 20},$$

$$W_n = \frac{15,61 \cdot N_w}{K_w}.$$

Für  $N_w = 68$ ; für  $K_w = 26$ ;

Größter Weg von  $N$  bei einer Umdrehung von  $A_1 \dots W_{n \max} = \frac{15,61 \cdot 68}{26} = 40,82 \text{ mm}$ .

Für  $N_w = 30$ ; für  $K_w = 60$ ;

Kleinster Weg von  $N$  bei einer Umdrehung von  $A_1 \dots W_{n \min} = \frac{15,61 \cdot 30}{60} = 7,8 \text{ mm}$ .

Der Abzugszylinder hat dem Nadelfeld gegenüber eine ca. 74 bis 95% größere Geschwindigkeit, es ist also das Geschwindigkeitsverhältnis zwischen Nadelfeld und der Streck- bzw. Lieferzylinder dasselbe wie bei der Doppelnadelstabstrecke von E.M.G.

Da also der Nummerwechsel  $N_w$  die Abzugszylindergeschwindigkeit, der Kammwechsel  $K_w$  die Hinterzylinder- und die Nadelfeldgeschwindigkeit beeinflusst, so hat man es in der Hand, die Wechselkombination so zu wählen, daß:

1. Durch die gleichzeitige proportionale Änderung der vorderen und hinteren Streckzylindergeschwindigkeit, durch  $N_w$  und  $K_w$ , also unter Beibehaltung des Verzuges, eine Veränderung der Produktion stattfindet.

2. Die Nadelstabschlagzahl, die von der Qualität des Materiales abhängt, mit der Größe des Verzuges in Einklang gebracht werden kann durch  $K_w$ .

Man kann nun:

a) Den Verzug verändern unter Beibehaltung der Nadelstabschlagzahl durch den Nummerwechsel  $N_w$ .

b) Den Verzug ändern bei gleichzeitiger Änderung der Nadelstabschlagzahl durch den Kammwechsel  $K_w$ .

Beispiel 1. Bei einer Doppelnadelstabstrecke von N.S.C. mit 8facher Dublierung ist das Vorlagegewicht des Einzelbandes 16 g/m; das Gewicht des Ausgabebandes soll 14 g/m wiegen. Wie groß muß für vorliegende Maschine der Nummerwechsel  $N_w$  genommen werden, wenn die Anzahl der Nadelstabschläge 330 minütl. betragen soll?

Aus der Nadelstabkonstante ergibt sich:

$$\text{Kammwechsel } K_w = \frac{11900}{330} = \sim 36 \text{ Zähne.}$$

Nach Formel 18 berechnet sich der Verzug zu:

$$\text{Verzug } v = \frac{16 \cdot 8}{14} = \sim 9,14.$$

Aus der Verzugskonstante berechnet sich nun der Nummerwechsel zu:

$$\text{Nummerwechsel } N_w = \frac{9,868 \cdot 36}{9,14} = \sim 38 \text{ Zähne.}$$

Beim Probewiegen wogen 5 m Ausgabeband infolge Differenzen in der Bandstärke jedoch 80 g, dies entspricht der Nummer  $\frac{5}{80} = 0,0625$  und der Sortiernummer an der

1000-m-Wage  $= \frac{0,0625 \cdot 1000}{5} = 12,5$ . Laut Spinnplan soll die Sortiernummer = 14 sein.

Wie groß müßte der neue Nummerwechsel gewählt werden, damit die vorgeschriebene Ausgabennummer 14 erreicht wird?

Nach Fall a berechnet sich dann der neue Nummerwechsel wie folgt:

$$N_{w_1} = \frac{N \cdot N_w}{N_1},$$

$$\text{Neuer Nummerwechsel } N_{w_1} = \frac{12,5 \cdot 38}{14} = 33,9 \sim 34 \text{ Zähne.}$$

Nach Fall b wird der richtige Verzug erreicht mit:

$$K_{w_1} = \frac{N_1 \cdot K_w}{N},$$

$$\text{Neuer Kammwechsel } K_{w_1} = \frac{14 \cdot 36}{12,5} = 40,3 \sim 40 \text{ Zähne.}$$

Laut Tabelle 18 würde sich dann die minutliche Nadelstabschlagzahl von 330 in 297 Schläge umändern.



## Allgemeines über die Wirkungsweise des Nadelfeldes.

Wie bereits auf S. 57 erwähnt, treten im Streckwerk im allgemeinen zwei Fasergruppen auf und zwar die eine, welche mit der größeren Vorderzylindergeschwindigkeit abgezogen, und die andere, die mit der geringeren Hinterzylindergeschwindigkeit zugeführt wird. Da nun einerseits die Streckweite immer etwas größer genommen werden muß, als die längste Faser, andererseits aber im Wollmaterial Stapelunterschiede bis über 120 mm auftreten, so werden die kürzeren Fasern, welche nicht mehr der Klemmwirkung des Vorderzylinder- als auch des Hinterzylinderpaares ausgesetzt sind, also im Verzugsfeld frei liegen, einer zufälligen Bewegung ausgesetzt sein, indem sie entweder die Vorderzylindergeschwindigkeit vorzeitig annehmen oder aber dem Einfluß der Hinterzylindergeschwindigkeit zu lange unterliegen, hierdurch entstehen nach vorn oder hinten Faseranhäufungen, bzw. eine ungleiche Faserverteilung, die sich als dicke und dünne Stellen im Bande äußern. Dieser Fehler tritt um so stärker auf, je größer der Stapelunterschied des Materiales ist. Durch die Anwendung des Nadelfeldes erhalten die im Streckfeld freilaufenden kürzeren und mittellangen Fasern eine zwangsläufige Führung, wodurch die Zufallsbewegung dieser Fasern ausgeschaltet wird und folglich die Bedingungen für eine gute Verzugsarbeit erfüllt sind.

Die allgemeine Wirkungsweise der Nadelstäbe besteht nach Abb. 59 darin, daß die Nadelstäbe in der Nähe des Hinterzylinders von unten nach oben die vom letzteren zugeführten Bänder durchstechen und mit einer gleichbleibenden Geschwindigkeit gegen den Vorderzylinder wandern. Während zwecks besseren Eindringens der Nadeln in die Watte der Nadelstab gewöhnlich mit etwas geringerer Geschwindigkeit bewegt wird als der Hinterzylinder, läuft der Vorderzylinder mit einer 75 bis 95% größeren Geschwindigkeit als das Nadelfeld. Möglichst nahe am Vorderzylinder fallen die Nadelstäbe der Reihe nach nach unten, erhalten eine schnelle Bewegung gegen den Hinterzylinder und werden kurz vor demselben wieder in die Arbeitsstellung gehoben. Durch den großen Geschwindigkeitsunterschied zwischen Vorderzylinder, Nadelfeld und Hinterzylinder werden die vom Vorderzylinder erfaßten Fasern durch die Nadeln, welche sie gewissermaßen umschlungen haben, gezogen. Durch diesen Vorgang erhalten die Fasern eine nach dem Vorderzylinder hin zunehmende Spannung, welche unter gleichzeitiger erhöhter Parallellage der Fasern eine gestreckte Lage selbst der kurzen Fasern im Bande gewährleistet. Die Spannung des Fasermateriales zwischen Vorderzylinder und Nadelfeld hat seine Ursache einerseits in der Reibung der Fasern an den Stahl-nadeln und andererseits in der Reibung der Fasern aneinander, und wächst diese Spannung mit der Anzahl der Nadeln und mit der Stärke der Aufagewatte. Zur sicheren Führung der kurzen Fasern im Nadelfeld ist es nötig, daß die Fasermasse möglichst tief in die nach unten sich verjüngenden Nadellücken eindringt, da hier die Nadelreibung bedeutend größer ist, als im oberen weiteren Teile der Nadellücke.

Beim Einstechen der Nadeln in die Fasermasse versucht dieselbe nach oben etwas auszuweichen, wodurch eine leichte Ausbuchtung der Watte nach oben entsteht, der größte Teil der Fasermasse kommt nur in den oberen weiteren Raum der Nadellücken zu liegen und hat dies infolge der geringen Nadelreibung eine unvollkommene Führung der kurzen Fasern zur Folge, wodurch wiederum ein ungleichmäßiges Band entsteht. Dieser Fehler wird um so größer, je stärker die Vorlage ist. Durch Anordnung einer Schiene *S* an der Einstechstelle wird zwar die untere Faserpartie der Watte bis in den Grund der Nadellücken eingedrückt und dadurch sicher geführt und gut gestreckt, während jedoch die Streckwirkung und Führung der oberen im weiteren Teil der Nadellücken liegenden Faserpartie infolge der geringeren Nadelreibung eine weniger gute ist. Durch die Anwendung von einem unteren und einem oberen Nadelfeld, die ineinandergreifen und mit gleich großer Geschwindigkeit nach vorwärts bewegt werden wird:

1. die Eindrückschiene ersetzt,

2. eine gesicherte Führung und gute Streckwirkung aller Faserschichten der Watte erreicht, selbst bei starker Vorlage und hohem Verzug.

Die unter Punkt 2 angeführte Wirkung hat ihre Ursache darin, daß die Watte von unten und oben gehalten und geführt wird, indem durch das Ineinandergreifen der Nadeln und der erhöhten Anzahl derselben der Reibungswiderstand der Fasern an dem oberen Teil der Nadeln derselbe ist, wie am unteren Teil der Nadeln.

Infolge des auftretenden Verzuges wird die Fasermasse gegen den Vorderzylinder hin dünner und folglich die Reibung der Fasern aneinander kleiner. Da nun ein regelrechter Verzug erfordert, daß der Widerstand, den die Faser im Streckfeld erfährt, während des Verzugsvorganges ein gleichmäßiger ist, so muß in demselben Maße, wie die Faserreibung gegen den Vorderzylinder hin abnimmt, dieselbe durch die Nadelreibung ersetzt werden. Diesem letzterwähnten Umstand wird nun dadurch Rechnung getragen, daß man das obere und untere Nadelfeld nicht parallel zueinander, sondern so gegeneinander geneigt anordnet, daß die Nadeln gegen den Vorderzylinder hin allmählich tiefer in die dünner werdende Fasermasse eindringen, so daß die letztere in die nach unten sich verjüngende Nadellücke eingedrückt wird. (Abb. 55 und 68.)

Wie Abb. 68 zeigt, wird das obere Nadelfeld auch kürzer ausgeführt als das untere, wodurch eine übermäßige Zugspannung infolge der durch die große Nadelzahl bedingten Nadelreibung der langen Fasern, die oftmals über die ganze Länge des Nadelfeldes reichen, vermieden wird.

Damit nun selbst die kürzesten Fasern zwangsläufig bis an den Vorderzylinderklemmpunkt geführt werden, so ist es Bedingung, daß die Nadelstäbe so nahe als möglich an dem Vorderzylinderklemmpunkt herangebracht werden, ehe sie dann aus dem Arbeitsfeld heraustreten. Konstruktiv ist es nun nicht möglich, die Nadelstäbe bis zu den Vorderzylinderklemmpunkt hin zu führen, es bleibt immer ein Abstand  $a$  (s. Abb. 59), der sich zwischen 20 bis 25 mm bewegt, und der im Augenblick des Abschlagens des vordersten Nadelstabes die Größe  $a_1$  annimmt. Fasern von einer kürzeren Länge als Abstand  $a_1$  werden folglich im Augenblick des Nadelstababschlages nicht mehr der zurückhaltenden Wirkung der Nadeln ausgesetzt sein und können nun plötzlich die größere Geschwindigkeit des Vorderzylinders annehmen und von diesem abgezogen, wobei diese Fasern sich zusammenkrumpfen und evtl. quer im Band legen können. Dies hat zur Folge, daß sich nach vorn gegen den Klemmpunkt hin im Band Faseranhäufungen und nach rückwärts dünne Stellen bilden und äußert sich diese ungleichmäßige Verteilung der kürzeren Fasern als Schnitte im Band. Diese sogenannten Abschlagschnitte machen sich im Band um so deutlicher bemerkbar, je größer der prozentuale Gehalt der kürzeren Fasern im Band ist (Vorstrecken der Kämmerei). Dieser Übelstand kann durch ein möglichst nahes Heranführen der Nadelstäbe an den Vorderzylinder auf das Mindestmaß beschränkt werden.

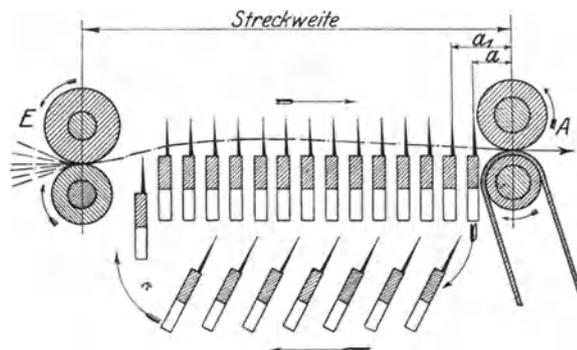


Abb. 59.

### Der Bewegungsmechanismus der Nadelfelder der Doppelnadelstabstrecke der E.M.G.

Durch die zwei Kegelhäderpaare  $\frac{20}{28}$ , Abb. 56, erhalten die untere rechte Rücklaufschnecke  $R_1$  und die linke Rücklaufschnecke  $L_1$  (Abb. 60, vom Auslauf der Maschine aus gesehen) ihre Drehbewegung, die durch die auf beiden Seiten liegenden Stirnräder

$r_1, r_2, r_3, r_4$  auf die anderen übereinander liegenden Schnecken übertragen wird. Damit nun ein Ab- bzw. Aufschlagen des Nadelstabes aus dem Arbeitsfeld in die Rücklaufschrauben möglich ist, müssen immer die beiden parallel zueinander liegenden und auf denselben Stab wirkenden Schrauben entgegengesetzte Drehrichtung zueinander haben, jedoch bedingt dies wieder, daß die Schnitttrichtung dieser Schrauben ebenfalls zueinander entgegengesetzt ist, damit die geradlinige Bewegung des Stabes auf beiden Seiten der Angriffsstellen nach derselben Richtung erfolgt. So dreht sich beispielsweise die Vorlauf-

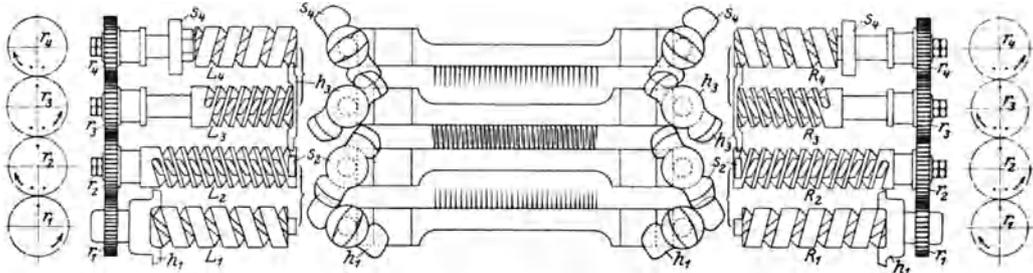


Abb. 60.

schraube  $L_2$  nach rechts und besitzt rechtsgängiges Gewinde, während die Gegenschraube  $R_2$  Linksdrehung ausführt und linksgängig geschnitten ist. Für das untere Nadelfeld sind  $L_2$  und  $R_2$  die Vorlauf- und  $L_1$  und  $R_1$  die Rücklaufschrauben, — für das obere Nadelfeld  $L_3$  und  $R_3$  die Vorlauf- und  $L_4$  und  $R_4$  die Rücklaufschrauben. Die Vor- und Rücklaufschrauben einer Seite eines jeden Nadelstabkreislaufes besitzen gleiche Schnitttrichtung, jedoch die entgegengesetzte Drehrichtung zueinander. Die am vorderen Ende der Vorlaufschrauben angebrachten Heber  $h_3$  und Senker  $s_3$  befördern die Nadelstäbe aus der Arbeitsstellung in die Rücklaufstellung, während die am hinteren Ende der Rücklaufschrauben vorgesehenen Heber  $h_1$  und Senker  $s_1$  die Nadelstäbe wieder aus der Rücklaufstellung in die Arbeitsstellung bringen. Die Form der Heber und Senker ist so gewählt, daß der Nadelstab beim Heben bzw. Senken auf ersteren auf eine breite Auflagefläche zu liegen kommt. Die beschriebene Maschine besitzt 39 Nadelstäbe, davon entfallen 22 Stäbe auf das untere und 17 auf das obere Nadelfeld. Da die konstante Ganghöhe der Rücklaufschrauben dreimal so groß ist als die der Vorlaufschrauben, wird eine geringere Anzahl Nadelstäbe benötigt, da sich im Leerlauf dreimal weniger Stäbe befinden als in der Arbeitsstellung.

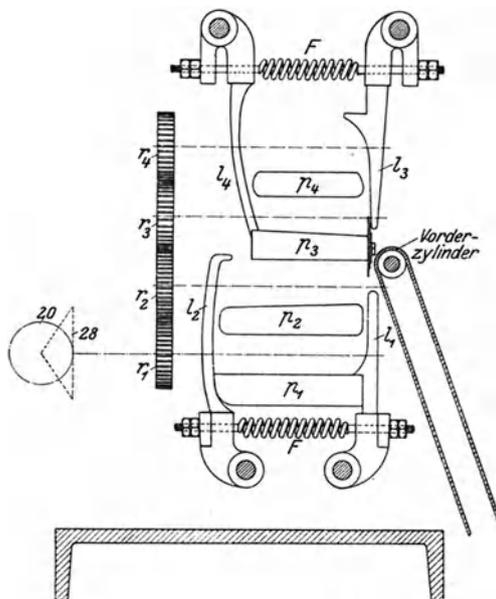


Abb. 61.

Während der Vor- oder Rückwärtsbewegung der Nadelstäbe durch die Schrauben liegen die Stabenden beiderseitig auf den Führungsplatten  $p_1, p_2, p_3, p_4$  (Abb. 61) auf, und wird das allmählich tiefere Ineinandergreifen des oberen und unteren Arbeitsnadelfeldes dadurch erreicht, daß die Lauffläche der Führungsplatte  $p_2$  Steigung, und die der Führungsplatte  $p_3$  Gefälle gegen den Vorderzylinder hin hat. Während der Auf- und Niederbewegung der Stäbe durch die Heber und Senker erhalten die ersteren ihre zwangsläufige Führung durch die federnd angebrachten Führungsliniale  $l_1$  bis  $l_4$ , die die Nadelstäbe gleichzeitig gegen die vorderen bzw. hinteren Flächen der Führungsplatten  $p_1$  bis  $p_4$  pressen. Da nun der Nadelstab senkrecht in die Wolle einstecken muß, so ist

es Vorbedingung, daß der Nadelstab aus der Schräglage, die ihm die große Ganghöhe der Rücklaufschrauben erteilt, langsam in die senkrechte Lage übergeführt wird, zu welchem Zweck die hinteren Enden der Führungsplatten  $p_2$  und  $p_4$  abgerundet sind und die Führungsliniale  $l_2$  und  $l_4$  eine nach einwärts gehende kurvenförmige Gestalt erhalten. Der am oberen Ende des Führungsliniales  $l_2$  befindliche Anschlag verhindert ein Herausspringen der Nadelstäbe nach oben. Um nun die Stäbe wieder aus der senkrechten Arbeitsstellung schnell in die schräge Rücklaufstellung zu bringen, ist das Vorderende der Führungsplatten  $p_2$  und  $p_4$  wieder abgerundet und sind die Führungsliniale  $l_1$  und  $l_3$  innen entsprechend der Steigung der Rücklaufschrauben kurvenförmig ausgebildet.

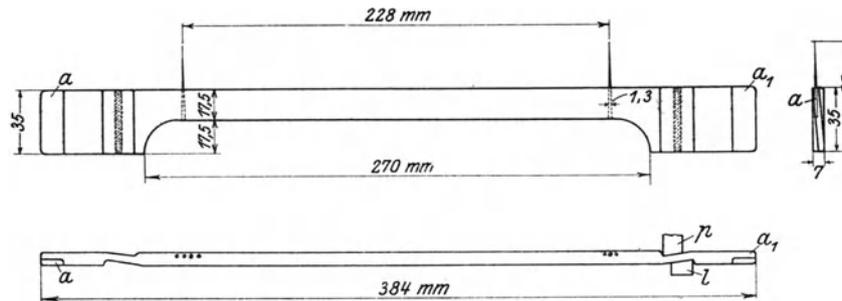


Abb. 62.

Die Enden des Nadelstabes (Abb. 62), die in den Schrauben geführt sind, besitzen eine der Vorlaufschrauben angepaßte Neigung, so daß der Stab während der Arbeitsstellung senkrecht auf den Führungsplatten ruht. Zur Sicherung gegen eine seitliche Verschiebung des Nadelstabes während der senkrechten Auf- bzw. Abwärtsbewegung desselben, legen sich die Anschläge  $a$ ,  $a_1$  des Nadelstabes gleichzeitig gegen die Enden der Führungsplatten  $p_2$ ,  $p_4$  und gegen die Führungsliniale  $l_1$  bis  $l_4$ . Die Nadeln des Stabes stehen nicht in der Mitte, sondern sind ganz nahe an der vorderen Stabkante eingesetzt, wodurch der Abstand  $a$  (Abb. 59) auf ein Minimum gebracht wird und die Abschlagschnitte fast verschwinden. Bei vorliegender Maschine ist der Stab auf eine Länge von 228 mm mit 107 Nadeln von der Nummer 16 besteckt.

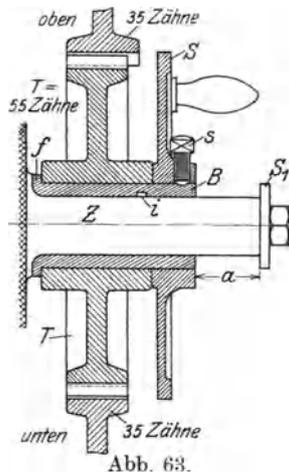
#### Die Einteilung der Nadelfelder (Abb. 60 und 61).

Die richtige Anfangsstellung der Heber  $h$  und Senker  $s$  der Schrauben, welche das gegenseitige Zusammenarbeiten derselben möglich macht, ist durch die Schraubenantriebsräder  $r_1$  bis  $r_4$  fixiert, indem der Eingriff der letzteren so zu wählen ist, daß die auf den Rädern angegebenen Zeichen (Körner) die aus Abb. 60 zu ersiehende Lage zueinander einnehmen. Bei dem Einbringen der Nadelstäbe in die Führungsschrauben beginnt man stets mit dem unteren Nadelfeld, indem man zunächst einen Stab in die Führungsschrauben  $L_2$ ,  $R_2$  einlegt, zu welchem Zweck die Führungsliniale  $l_2$  zurückgedrückt werden müssen. Um sich von der richtigen Lage des Stabes zu überzeugen, läßt man den Einzelstab einen Kreislauf ausführen, hierbei würde bei der unrichtigen Lage des Stabes bei Beginn der Vertikalbewegung vorn am Senker  $s_2$  eine Klemmwirkung auftreten. Hat sich die Lage des ersten Stabes als richtig erwiesen, so macht das Einlegen der übrigen Stäbe weiter keine Schwierigkeiten, da die Parallel-lage des nächsten Stabes zum ersten unschwer zu erkennen ist. Das Einlegen der Nadelstäbe für das obere Nadelfeld erfolgt nach denselben Gesichtspunkten, jedoch mit dem Unterschiede, daß die Nadelstäbe mit den Nadeln nach unten gerichtet in die Rücklaufschnecken  $L_4$ ,  $R_4$  einzulegen sind. Zu beachten ist beim Einlegen der Nadelstäbe, daß die Kante des Stabes, welche näher an den Nadeln liegt, immer nach vorn an den Vorderzylinder zu liegen kommt (Abb. 59). Der freie Raum zwischen den Führungslinialen  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_4$  und den Führungsplatten  $p_2$  bzw.  $p_4$  muß 2 mm, und der-

jenige zwischen  $l_3$  und  $p_4$  muß 4 mm sein. Das öftere Entfernen der Nadelstäbe macht sich zur gründlichen Reinigung des Bewegungsapparates der Nadelfelder nötig und sind beim Wiedereinlegen der Stäbe besonders die Stabenden und die Angriffsstellen der Heber und Senker mit dickem Maschinenöl einzuölen, gleichzeitig sind alle beschädigten Nadelstäbe auszuwechseln.

Zur Ausschaltung des Antriebes der Nadelfelder aus dem Gesamttriebe der Maschine dient das Übertragungsräder  $T=55$  Zähne (Abb. 56). Das Transportrad  $T=55$  Zähne sitzt lose auf Büchse  $B$  (Abb. 63) und ist gegen seitliche Verschiebungen einerseits durch Scheibe  $S$ , die auf der Büchse  $B$  durch Schraube  $s$  befestigt ist, und andererseits durch den Büchsenflansch  $f$  gesichert. Die Büchse  $B$  ist innen mit einer Spiralnut versehen und umgreift den feststehenden Zapfen  $Z$ , wobei der in  $Z$  befestigte Stift  $i$  in die Nut der Büchse  $B$  eingreift. Durch Drehen am Handgriff der Scheibe  $S$  erhält Büchse  $B$  außer der Drehbewegung auch eine seitliche Verschiebung, indem sich die Nut und die Büchse  $B$  am feststehenden Stift  $i$  des Zapfens  $Z$  abläuft, wobei durch den Flansch  $f$  das Transportrad  $T$  seitlich so weit verschoben wird, bis Scheibe  $S$  an Scheibe  $S_1$  anschlägt. Die durch den Abstand  $a$  begrenzte seitliche Verschiebung von  $T$  ist so groß gewählt, daß  $T$  mit dem oberen breiteren 35-Rad im Eingriff bleibt, während mit dem unteren 35-Rad der Eingriff gelöst wird, wodurch die Ausschaltung des Nadelfeldantriebes vollzogen ist, so daß nun die Bewegungsschrauben allein durch

Drehen am punktiert gezeichneten Handrad (Abb. 56) langsam bewegt werden können, wie es sich beispielsweise beim Einlegen der Nadelstäbe nötig macht.



## Der Bewegungsmechanismus

### der Nadelfelder der Doppelnadelstabstrecke von N.S.C. (Abb. 64.)

Die horizontale Bewegung der Nadelstäbe wird hier durch Bewegungsschrauben hervorgebracht, deren Antrieb-, Drehungs- und Schnittrichtung sich mit der Anordnung der vorher erwähnten Maschine deckt. Das obere und das untere Nadelfeld sind gleich

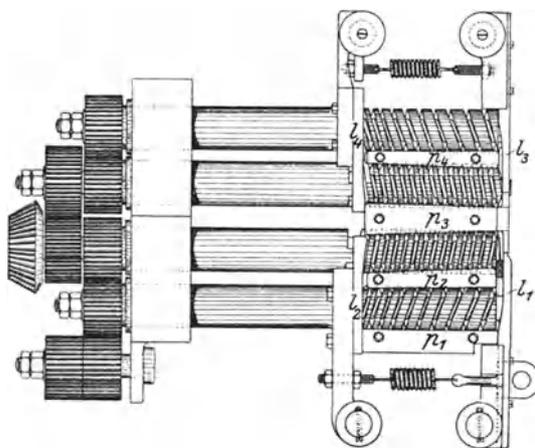


Abb. 64.

lang, und zwar besitzt jedes Nadelfeld 25 Nadelstäbe, die auf Führungsplatten  $p_1$  bis  $p_4$  laufen. Die Führungsplatten  $p_2$  und  $p_3$  sind so ausgeführt, daß ein progressives (fortschreitend steigendes) Eindringen der Nadeln in die Wolle erreicht wird, wodurch der freie Raum zwischen den Nadeln im gleichen Verhältnis abnimmt, wie die durch das Verziehen geringere werdende Fasermasse. Die Ganghöhe der Rücklaufschrauben ist aus dem bereits erwähnten Grund größer als die der Vorlaufschrauben, jedoch nicht konstant, sondern sie nimmt gegen den Hinterzylinder hin ab. Durch diese regressive (rückschreitend abnehmende) Ganghöhe der Rücklaufschrauben richten sich die Nadelstäbe allmählich auf und haben beim Anlegen an die Lineale  $l_2, l_4$  schon die annähernd senkrechte Stellung, die sie beim Eindringen in die Wolle haben sollen, weiter ist damit eine Schonung der Nadelstäbe und der Lineale  $l_3, l_4$  verbunden, da die Stäbe

infolge der verminderten Geschwindigkeit sanfter an die Lineale anschlagen und dabei auch geringeres Geräusch verursachen. Die vertikale Bewegung erhalten die Nadelstäbe durch Heber  $h$  und Senker  $s$  unter gleichzeitiger Führung der federnden Lineale  $l_1$  bis  $l_4$ , welche auf der Innenseite kurvenförmig gestaltet sind und im Zusammenwirken mit dem am Ende abgerundeten Führungsplatten  $p_2, p_4$  die Lageveränderung des Nadelstabes hervorbringt, die sich beim Auf- und Abschlagen derselben nötig macht. Die Heber  $h_1, h_3$  und Senker  $s_2, s_4$  besitzen sichelförmige Gestalt, so daß der Nadelstab beim Heben oder Senken nur mit der stumpfen Sichelspitze in Berührung kommt (Abb. 65) und infolge der geringeren Auflagefläche weniger Reibungswiderstand findet. Die Enden  $e$  des Nadelstabes (Abb. 66), die in den Schrauben geführt sind, besitzen eine den Vorlaufschrauben angepaßte Neigung, so daß der Nadelstab während der Arbeitsstellung senkrecht auf den Führungsplatten

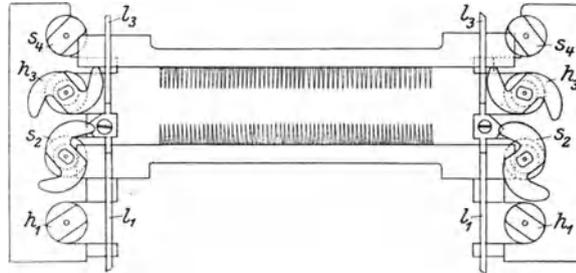


Abb. 65.

ruht. Zur Sicherung gegen die seitliche Verschiebung besitzt der Stab konische Aussparungen  $a$ , die sich beim Eintritt des Stabes in das Arbeitsfeld in den konischen

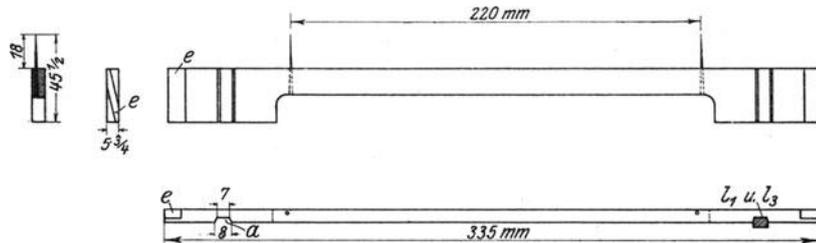


Abb. 66.

Ansätzen am hinteren Ende der Führungsplatten  $p_2, p_4$  einlegen, während sie sich beim Austritt aus dem Arbeitsfeld in die entsprechend konisch geformten Lineale  $l_1, l_3$  einpassen. Die Nadeln stehen außerhalb der Mitte des Stabes und bei vorliegender Maschine stehen auf einer Länge von 220 mm 121 Nadeln von der Nummer 16.

### Die Einstellung der Nadelfelder.

Die Schraubengestelle bestehen aus zwei Hälften und sind die oberen Teile durch ein starkes Querstück miteinander verbunden, infolgedessen kann der obere Teil eines jeden Kopfes mit Schrauben und Nadelstäbe leicht abgehoben werden, wodurch sich das Einlegen und Herausnehmen der Nadelstäbe bedeutend erleichtert. Bei abgehobenem oberem Teil des Schraubengestelles legt man zunächst einen Nadelstab in die Vorlaufschraube des unteren Nadelfeldes, dessen richtige Lage an dem gleichzeitigen Angriff der beiden Senker  $s_3$  zu erkennen ist. Sind nun sämtliche Stäbe eingelegt und geölt, so wird die obere Hälfte des Schraubengestelles auf die untere wieder befestigt, und ist dabei zu berücksichtigen, daß die auf den Schraubenantriebsrädern  $r_1$  bis  $r_4$  vorgesehenen Zeichen die aus Abb. 60 zu ersiehende Lage zueinander einnehmen. Für das obere Nadelfeld werden die Nadelstäbe mit nach unten gerichteten Nadeln in die Rücklaufschrauben  $L_4, R_4$  eingelegt. Die Kante des Nadelstabes, welche näher an den Nadeln liegt, muß gegen den Auslauf hin zu liegen kommen. Die Ausschaltung des Antriebes der Nadelfelder aus dem Gesamtantrieb, welche sich für die Nadelfeldeinstellung nötig macht, ist durch das Entfernen des Stiftes  $i$  des Rades  $\gamma$  (Abb. 58) zu bewirken. Die Heber  $h$  und Senker  $s$  sind mit den Schrauben nicht aus einem Stück hergestellt, sondern derartig mit den Schrauben verbunden, daß abgenützte Heber- oder Senkerdaumen leicht abgenommen und durch neue ersetzt werden können, da naturgemäß die Abnutzung der Heber und Senker bedeutend größer ist als die der Schrauben.

## Die Streckzylinder, deren Druck- und Putzvorrichtungen.

(Abb. 55, 68.)

Die kräftige, festhaltende Wirkung im Klemmpunkt des Vorderzylinderpaares, die einen sicheren Verzug von starken Bändern bedingt, wird erreicht durch die Anwendung von stark geriffelten Unter- und Oberzylindern oder auch durch zwei schwach geriffelte Unterzylinder und einem glatten Oberzylinder. Bei Anordnung (Abb. 67) sind sowohl der Unter- als auch der Oberzylinder sehr stark geriffelt und laufen die stumpfen Riffeln nicht parallel zur Achse, sondern es legen sich dieselben in steilen Schraubenwindungen um den Grundzylinder, dadurch wird nicht mit einem Male über die ganze Zylinderbreite die Fasermasse erfaßt, sondern nur auf einer kurzen Klemmstelle, die nur einen Bruchteil der Gesamtbreite ausmacht, und diese Klemmstelle wandert über die Zylinderbreite und erfaßt dabei nacheinander die Fasermasse. Bei parallel verlaufender Riffelung würde die Fasermasse gleichzeitig über die ganze Zylinderbreite erfaßt, und würde dies wieder infolge des größeren zu überwindenden Verzugswiderstandes eine größere Druckbelastung erfordern.

Mit der Größe der Gesamtbelastung muß zur Verhütung der Durchbiegung des Zylinders der Durchmesser desselben vergrößert werden, dies hat jedoch wieder eine Vergrößerung des schädlichen Abstandes  $a$  (Abb. 59) zur Folge. Um eine Beschädigung der Fasern zu vermeiden, gestaltet man den Druck zwischen den beiden Zylindern dadurch elastisch, daß man über den Unterzylinder ein endloses Laufleder legt, welches sich unter Druck in die Riffelfurchen einlegt, dadurch entstehen breitere Klemmflächen, die eine sichere Mitnahme der erfaßten Fasern gewährleisten. Die geringere Gesamtbelastung, die infolge der schraubenförmigen Riffelung nötig ist und sich auf die Klemmstelle als hoher spezifischer Druck äußert, gestattet kleine Zylinderdurchmesser in Anwendung bringen zu können, was den Vorteil bietet, daß der schädliche Abstand  $a$  auf ein möglichst kleines Maß herabgemindert wird.

Für die in Abb. 55, 68 dargestellten Doppelnadelstabstrecken haben die Zylinder folgende Abmessungen:

Tabelle 21.

Maschinensystem	Art der Zylinder	Durchmesser des Zylinders mm	Anzahl der Riffeln	Riffelung	Arbeitsbreite des Zylinders mm
E.M.G.	Unterer Vorderzylinder . . . .	30	8	schraubenförmig	270
	Oberer " . . . .	37	10	"	270
	Unterer Hinterzylinder . . . .	50	16	parallel	270
	Oberer " . . . .	75	24	"	270
	Unterer Zwischenzylinder . . . .	31	14	"	210
	Oberer " . . . .	40	18	"	210
N.S.C.	Unterer Lieferzylinder . . . .	50	~	glatt	100
	Oberer " . . . .	90	~	"	100
	Unterer Vorderzylinder . . . .	25	8	schraubenförmig	236
	Oberer " . . . .	30	10	"	236
	Unterer Hinterzylinder . . . .	60	19	parallel	200
	Oberer " . . . .	75	24	"	200

Der freie Raum zwischen Zylinderoberfläche und Nadelspitzen beträgt bei beiden Maschinen 2 bis 3 mm, wobei berücksichtigt ist, daß sich der Durchmesser des vorderen Unterzylinders durch das darüberliegende Laufleder um 5 mm erhöht.

Es beträgt dann der schädliche Abstand  $a$

für den Zylinderdurchmesser von 35 mm für den Zylinderdurchmesser von 30 mm  
 $a = \frac{35}{2} + 2,5 = 20 \text{ mm},$   $a = \frac{30}{2} + 2,5 = 17,5 \text{ mm}.$

Infolge der groben Riffelung wird die erfaßte Fasermasse durch eine breite Klemmfläche festgehalten, wodurch der hintere äußerste Klemmpunkt noch gegen den Nadelstab hin sich verschiebt und den schädlichen Abstand weiter um ungefähr 4 mm verringert.

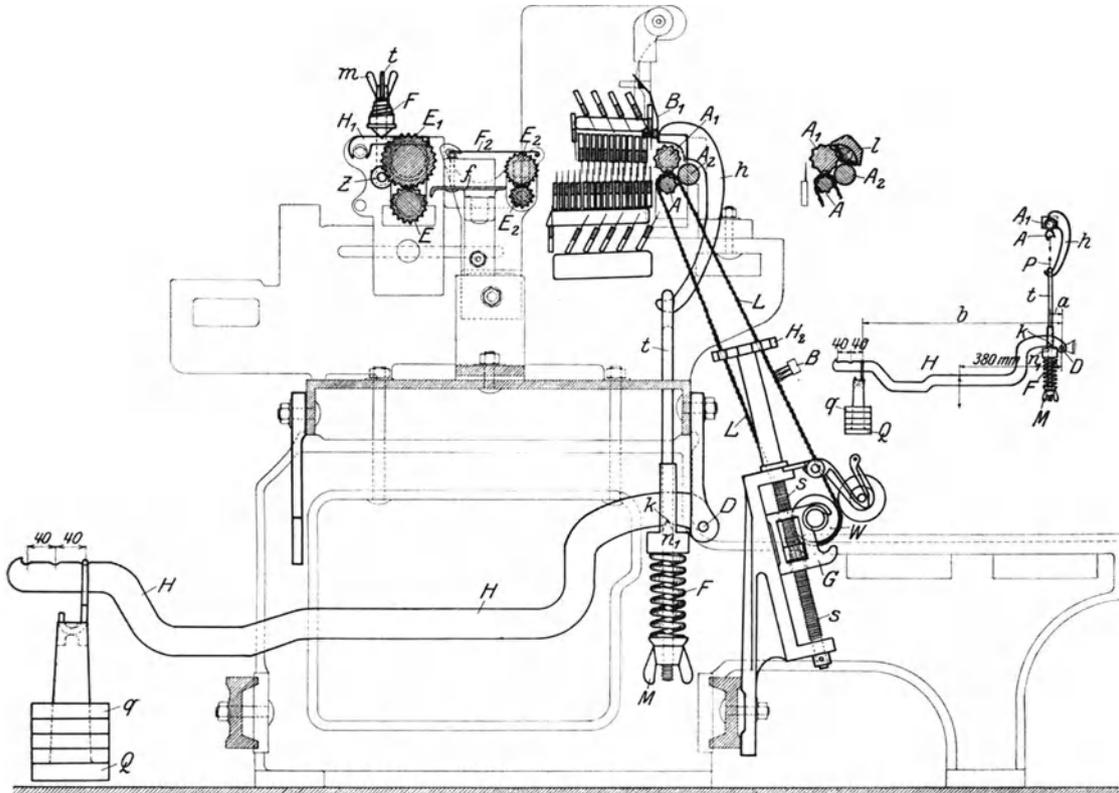


Abb. 68.

Das endlose Laufleder  $L$  der Doppelnadelstabstrecke der E.M.G. (Abb. 68) ist unten um Holzwalze  $W$  geschlungen, die beiderseits in Gleitstücken  $G$  gelagert ist, welche durch Schraubenspindeln  $s$  Führung erhalten. Durch gleichzeitiges Drehen an den beiderseits angeordneten Handrädern  $H_2$  der Spindeln  $s$  wird durch das Verschieben der Walze  $W$  eine An- oder Entspannung des Laufleders stattfinden.

Bei der Doppelnadelstabstrecke von N.S.C. (Abb. 55) ist das endlose Laufleder  $L$  unten um zwei Holzwalzen  $W_1, W_2$  geführt. Die Walze  $W_2$  ist fest gelagert, während die untere Walze  $W_1$  derartig mit der Leitspindel  $s$  verbunden ist, daß durch Drehen derselben mittels Handrad  $H_1$  die Spannung des Laufleders reguliert werden kann. Der Abstand der beiden Walzen  $W_1, W_2$  vom unteren Vorderzylinder ist entsprechend der Lauflederlänge anzupassen. Zu diesem Zwecke kann nach Lösen der Schraube  $s_1$  der ganze Lagerbock mitsamt beider Walzen  $W_1, W_2$  um den Zapfen  $Z$  nach oben oder unten bewegt werden.

Dem Laufleder ist eine mäßige Anspannung zu geben, wobei zu beachten ist, daß es seitlich nicht abzuschleiben versucht; tritt jedoch dieser Fall ein, so ist stets an der Seite etwas nachzuspannen, auf der das Leder sich verschiebt. Von Wichtigkeit ist für die Lebensdauer des Laufleders, daß für längere Arbeitspausen der Druckzylinder entlastet wird. Da sich neue Laufleder die erste Zeit nicht so gut der groben Riffelung anschmiegen, verursachen sie einen etwas kleineren Verzug. Die Länge der Laufleder

bewegt sich zwischen 1000 bis 1400 mm und ist infolge dieser verhältnismäßig großen Länge die Beanspruchung und folglich auch die Abnutzung geringer. Das Laufleder ist so über den Zylinder zu legen, daß die abgeschrägte Leimstelle die aus Abb. 55 zu erkennende Lage einnimmt.

Durch die Anwendung des Laufleders ist ein Wickeln des Bandes um den Unterzylinder  $A$  ausgeschlossen, und ebenso ist zur Verhütung des Wickelns um den Oberzylinder  $A_1$  die nahe am Vorderzylinderklemmpunkt liegende glatte Walze  $A_2$  vorgesehen, die unter leichten Druck gegen das Laufleder gestellt ist und das Band sofort nach Verlassen des Klemmpunktes nach unten ablenkt.

Zur Reinhaltung des Laufleders dient die mit Plüsch bezogene Holzwalze  $P$  und die Bürste  $B_1$ , ebenso wird der Oberzylinder  $A_1$  und die Walze  $A_2$  von einer gemeinsamen Putzleiste  $l$  Reinhaltung (Abb. 55 u. 68). Bei der Maschine der E.M.G. (Abb. 68) ist zur Reinhaltung der Nadelstäbe des oberen Nadelfeldes noch eine federnd aufgehängte schmale Bürste  $B_1$  vorgesehen. Sämtliche vorhandenen Putzvorrichtungen werden unter geringer Belastung gegen den zu putzenden Teil gedrückt und sind zur zeitweisen Entfernung des angesammelten Schmutzes leicht abnehmbar.

Bei der Doppelnadelstabstrecke der E.M.G. (Abb. 68) sind infolge der hohen Druckbelastung die Lagerzapfen des unteren Vorderzylinders vorteilhaft möglichst lang ausgeführt, und zwecks guter Schmierung laufen diese Zapfen in Ringschmierlagern mit Weichmetallagerschalen. Der Antrieb des schnellaufenden schwerbelasteten Vorderzylinders erfolgt hier durch Stirnräder mit schrägliegenden Zahnflanken (Schraubenträder), die infolge ihrer längeren Eingriffsdauer einen ruhigeren Gang gewährleisten. Sowohl der vordere Oberzylinder als auch der Oberzylinder des Hinterzylinderpaares sind in langen Büchsen gelagert, die in Kulissenlagern Führung erhalten, wodurch eine senkrechte Verschiebung der Oberzylinder ermöglicht ist.

Der hohe Druck auf den Vorderzylinder wird durch eine besondere Belastungsvorrichtung (Abb. 68 Nebenfigur) erzeugt, die aus einem einarmigen Hebel  $H$  besteht, der in einem Abstand  $b$  vom festliegenden Drehpunkt  $D$  des Hebels durch Gewicht  $Q$  nach unten belastet ist. Um den Hebel  $H$  im Gleichgewichtszustand zu erhalten, greift im Abstand  $a$  vom Hebeldrehpunkt die Zugkraft  $P$  nach oben an, zu welchem Zweck die Schneide  $n_1$ , die durch Feder  $F$  und Flügelmutter  $M$  mit der Zugstange  $t$  verbunden ist, in der Kerbe  $k$  des Hebels  $H$  sich einlegt. Die Zugstange  $t$  ist mit ihrem oberen Ende mit dem Sattelhaken  $h$  in Verbindung gebracht, welcher sich seitlich auf die Lagerbüchse des Oberzylinders auflegt. Die in Zugstange  $t$  auftretende Zugkraft  $P$  wird durch Sattelhaken  $h$  auf den Zylinderklemmpunkt übertragen und äußert sich dort als Druck. Um den Druck zwischen den Zylindern elastisch zu gestalten und etwa auftretende Druckschwankungen, die durch Bandungleichheiten hervorgerufen werden, auszugleichen, ist zwischen Belastungshebel  $H$  und Zugstange  $t$  die Feder  $F$  eingeschaltet. Durch Verstellen des Gewichtes  $Q$  in den Kerben des Hebels  $H$  oder auch durch Auflegen von Belastungsscheiben auf das Gewicht  $Q$ , kann der Druck auf den Vorderzylinder verändert werden. Da nun auf jede Seite des Zylinders eine Belastungsvorrichtung von der beschriebenen Ausführung wirkt, so ist die auf das Band einwirkende Gesamtbelastung gleich der Summe der beiden Einzelbelastungen.

Der gesamte Druck  $P$ , der auf den Vorderzylinder wirkt, berechnet sich wie folgt:

Zunächst sind die Gewichte der einzelnen Teile der Belastungsvorrichtung sowie des Kraft- und des Lasthebelarmes festzustellen, und ergeben sich zu:

Gewicht des Oberzylinders $A_1$ . . . . .	5400 g
„ von einem Sattelhaken $h$ mit Zugstange $t$ , Feder $F$ und Mutter $M$ . . . . .	2320 g
„ des Hebels $H$ . . . . .	4900 g
Grundgewicht $Q$ . . . . .	3500 g
Zusatzgewicht $q$ . . . . .	800 g
Länge des Lasthebelarmes $b$ . . . . .	770 mm
„ „ Krafthebelarmes $a$ . . . . .	58 mm
Entfernung des Schwerpunktes des Hebels $H$ vom Drehpunkt $D$ . . . . .	380 mm

Der Schwerpunkt des Hebels ergibt sich als derjenige Punkt, in welchem der Hebel aufgehängt die wagrechte Lage einnimmt. Hängt das Belastungsgewicht  $Q$  in der ersten Kerbe, so ergibt sich der Druck  $P$  auf den Vorderzylinder nach dem Hebelgesetz aus der Formel 58

$$P \cdot 58 = 3500 \cdot 770,$$

$$P = \frac{3500 \cdot 770}{58}.$$

Druck auf einer Seite . . . . .  $P = 46,465$ .

Gesamter Druck . . . . .  $P = 2 \cdot 46,465 + 5400$ .

Gesamter theoretischer Zylinderdruck  $P = 98,33 \text{ kg}$ .

Für die Ermittlung des wirklich praktischen Zylinderdruckes muß noch das Gewicht des Gestänges sowie die Druckwirkung, welche der Hebel  $H$  bewirkt, berücksichtigt werden, und ergibt sich dann nach Formel 58b bzw. nach Lehrsatz auf Seite 115:

$$P \cdot 58 = 3500 \cdot 770 + 4900 \cdot 380,$$

$$P = 2 \cdot \frac{3500 \cdot 770 + 4900 \cdot 380}{58},$$

$$P = 157138 + 2 \cdot 2320 + 5400.$$

Gesamter praktischer Zylinderdruck  $P = 167,178 \text{ kg}$ .

Bei Auflegen eines Zusatzgewichtes  $q$  auf jeder Seite, vergrößert sich der Gesamtdruck um:

$$P_1 \cdot 58 = 0,8 \cdot 770,$$

$$P_1 = 2 \cdot \frac{0,8 \cdot 770}{58},$$

$$P_1 = 21,24 \text{ kg}.$$

Der Druck im Hinterzylinderklemmpunkt wird außer durch das Eigenwicht des Oberzylinders noch durch das Einwirken einer Federdruckvorrichtung ausgeübt und ist durch letztere regulierbar. Der einarmige Hebel  $H_1$  ist links festgelagert, während er mit dem rechten Ende auf die Lagerbüchse des Oberzylinders  $E_1$  aufliegt. In der Mitte zwischen den beiden Auflagepunkten greift eine Pufferfeder  $F$  an, die um das Zugstängelchen  $t$  gelegt ist, und letzteres umgreift am unteren Ende den am Gestell befestigten Zapfen  $Z$ . Am oberen Ende des Zugstängelchen  $t$  sitzt Flügelmutter  $m$ , die gegen Feder  $F$  gedrückt wird. Allgemein genügt eine mäßige Anspannung der Feder  $F$  durch Flügelmutter  $m$ , wodurch unter Einberechnung des Oberzylindergewichtes ein Klemmdruck entsteht, der sich ungefähr zwischen 20 bis 25 kg bewegt, also ungefähr den 10. Teil der Vorderzylinderdruckwirkung ausmacht.

Zwischen Hinterzylinderpaar und Nadelfeld ist an den Führungstisch  $f$  anschließend ein parallel geriffeltes Hilfszylinderpaar  $E_2$  angeordnet, dessen Oberzylinder durch die Blattfeder  $F_2$  mit leichtem Druck auf den Unterzylinder gedrückt wird. Die Klemmlinie dieser Hilfszylinder liegt etwas tiefer als die obere Kante der unteren Nadelstäbe (6 mm) und nur in einer Entfernung von 40 mm vom hinteren Ende des unteren Nadelfeldes. Durch diese Anordnung wird besonders bei starker Auflage nicht nur ein Ausweichen der Fasermasse nach oben während des Einstechens der Nadeln des unteren langen Nadelfeldes vermieden, sondern auch ein sicheres Einlegen der Fasern bis auf den Grund der Nadeln gewährleistet. Ein Entfernen der Hilfszylinder  $E_2$  würde zur Folge haben, daß infolge der großen Entfernung zwischen Hinterzylinderpaar  $EE_1$  und Nadelfeld ein Ausweichen der Fasermasse nach oben stattfinden wird, und zwar um so mehr wird dies der Fall sein, da infolge der kürzeren Ausführung des oberen Nadelfeldes dessen Einstechstelle derjenigen des unteren Nadelfeldes gegenüber nach vorn versetzt ist.

Bei der Doppelnadelstabstrecke von N.S.C. sind die Lagerzapfen des Vorderzylinders in langen Weichmetallagerbüchsen gelagert und der Oberzylinder hat Kulissenführung.

Die Druckvorrichtung (Abb. 55) für die Erzeugung der Klemmwirkung zwischen dem Vorderzylinderpaar ist als Gewichtsbelastung ausgeführt. Das Gewicht  $Q$  drückt in Kerbe  $k$  den einarmigen Hebel  $H$ , welcher im festen Drehpunkt  $D_2$  aufgehängt ist, auf die Schneide des Querbalkens  $B$ . Auf beiden Seiten des belasteten Querbalkens  $B$  greifen die Zugstangen  $t$  an, die mittels Sattelhaken  $h$  den vom Einzelgewicht  $Q$  ausgehenden Druck gleichmäßig auf beide Enden des vorderen Oberzylinders verteilen. Zur Erzielung eines elastischen Zylinderdruckes ist die Verbindung zwischen Querbalken  $B$  und den beiderseitig angeordneten Zugstangen  $t$  nicht starr, sondern durch die dazwischen gelegten Federn  $F$  nachgiebig ausgeführt, zum gleichen Zweck ist Gewicht  $Q$  federnd aufgehängt. Für die Berechnung der Zylinderbelastung sind die Gewichte der einzelnen Teile sowie die Länge von Kraft- und Lasthebelarm festzustellen:

Gewicht des Oberzylinders $A_1$ . . . . .	2016 g
„ der Sattelhaken, des Zuggestänges der Federn und Flügel- mutter sowie des Querbalkens $B$ . . . . .	4700 g
„ des Hebels $H$ . . . . .	4000 g
„ des Grundgewichtes $Q$ . . . . .	15500 g
„ des einzelnen Zusatzgewichtes $q$ . . . . .	3000 g
Länge des Lasthebelarmes $b$ . . . . .	460 mm
„ des Krafthebelarmes $a$ . . . . .	64 mm
Entfernung des Schwerpunktes des Hebels $H$ vom Drehpunkt $D_2$ . . . . .	304 mm

Nach Formel 58 b ergibt sich der Druck auf den Vorderzylinder zu:

$$P \cdot 64 = 15500 \cdot 460 + 4000 \cdot 304,$$

$$P = \frac{15500 \cdot 460 + 4000 \cdot 304}{64} + 4700 + 2016,$$

$$P = 137,122 \text{ kg}.$$

Bei Auflegen eines Zusatzgewichtes  $q$  vergrößert sich der Gesamtdruck um:

$$P_1 \cdot 64 = 3000 \cdot 460,$$

$$P_1 = \frac{3000 \cdot 460}{64},$$

$$P_1 = 21,562 \text{ kg}.$$

Der mäßig starke Druck zwischen dem Hinterzylinderpaar wird außer durch das Eigengewicht des Oberzylinders noch durch eine Federdruckvorrichtung ausgeübt. Der Druckhebel  $c$  ist im Drehpunkt  $D$  gelagert und umfaßt mit seiner halbrunden Ausdrehung  $d$  den Zapfen  $e$  des Oberzylinders, das andere Ende vom Druckhebel  $c$  ist mit dem hakenförmigen Teil  $g$  schanierartig verbunden und ist im Teil  $g$  die mit Handgriff  $h$  versehene Stange  $i$  befestigt, um die die Druckfeder  $F_3$  gelegt ist, und gegen das obere Ende der letzteren legt sich oben die Schneide  $l$ . Durch Eindrücken der Stange  $i$  in den gabelförmigen und am Gestell befestigten Anschlag  $m$  legt sich Schneide  $l$  in die Kerbe  $k_1$  des Anschlages  $m$  unter gleichzeitigem Zusammenpressen der Feder  $F_3$ , deren Druck dann auf Zapfen  $e$  sich äußert und durch Mutter  $M$  reguliert werden kann. Zwecks Entlastung des Hinterzylinders wird durch Abheben der Stange  $i$  am Handgriff  $h$  die Schneide  $l$  aus Kerbe  $k_1$  ausgehoben, so daß die Feder  $F_3$  expandiert. Im entlasteten Zustand kann am Handgriff  $h$  das ganze Gestänge nach oben gezogen werden, wodurch sich die Lagerstelle  $d$  des Druckhebels  $c$  vom Zapfen  $e$  abhebt und die untere Lagerstelle  $d_1$  vom Hebel  $c$  den Zapfen  $e$  umgreift und den Oberzylinder abhebt. Die abgehobene Lage des Oberzylinders kann fixiert werden, indem der Haken  $g$  in den festliegenden Zapfen  $Z_1$  eingehängt wird. In der kurzen Entfernung zwischen Hinterzylinder und Nadelfeld liegt eine senkrecht verstellbare Speisemulde  $u_1$ , die die Wollbänder dicht an die Nadelfelder heranführt. Durch die gleiche Länge der beiden Nadelfelder wird ein Ausweichen der Fasermasse nach oben verhindert. Dem Lieferzylinderpaar  $D, D_1$  ist ein birnenförmiger Trichter, Zwischentrichter  $t$ , dicht vorgebaut, welcher das den Vorderzylinder verlassende Vlies in ein rundes Band umbildet und durch den Druck des oberen Lieferzylinders eine weitere Verdichtung erfährt. Für die Reinhaltung des unteren Lieferzylinders dient Putzleiste  $P_1$ .

### Der Antrieb des Spulenwagens.

Derselbe wird bei der Maschine der E.M.G. (Abb. 69) durch einen Kurbeltrieb bewirkt. Die Kurbelwelle  $W_1$  (Abb. 56) erhält ihren Antrieb von der Hauptwelle durch das Räderübersetzungsverhältnis  $\frac{22 \cdot 23 \cdot 36 \cdot 28}{W_w \cdot 50 \cdot 36 \cdot 56}$ . Die Schleifkurbel  $K$  trägt lose am Zapfen  $Z$  ein vierkantiges Gleitstück  $G$ , welches bei der Drehung der Kurbel in der am Wagen  $Sp$  befestigten Schlitzführung  $F$  hin und her läuft, wodurch

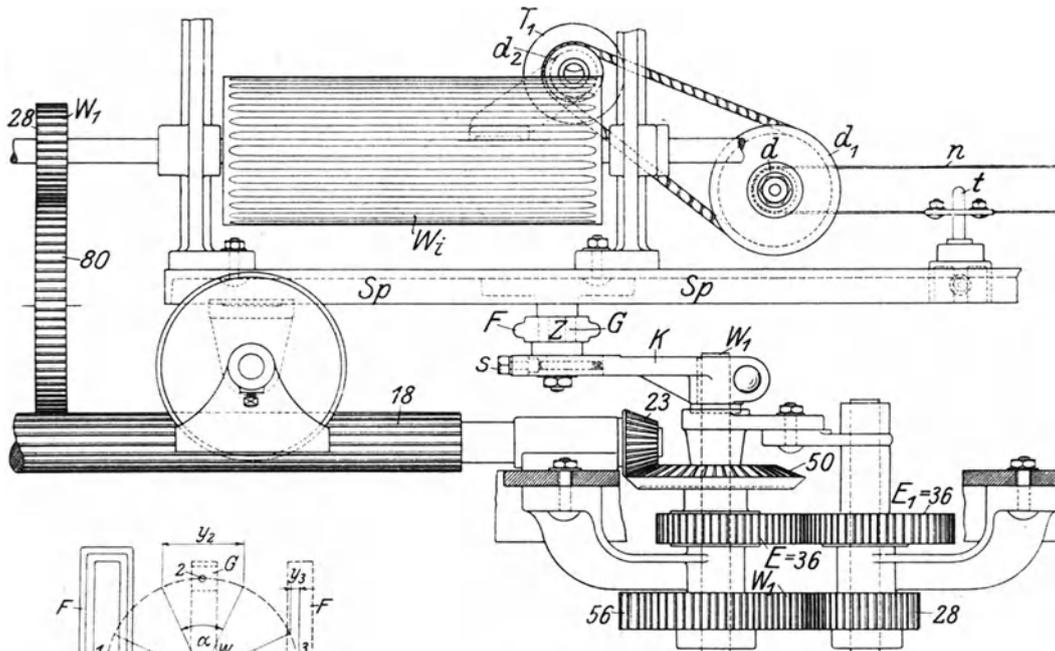


Abb. 69.

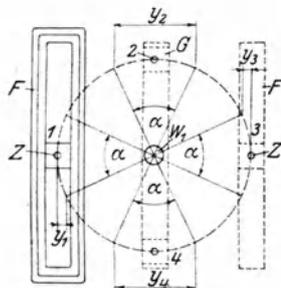


Abb. 70.

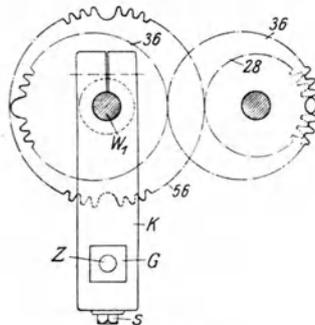


Abb. 71.

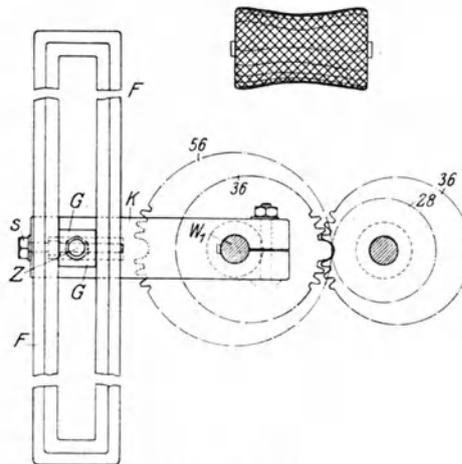


Abb. 72 und 73.

die Drehbewegung der Kurbel in eine geradlinige Bewegung des Wagens umgesetzt wird. Jedem Kurbeltrieb haftet der Fehler an, daß die gleichmäßig sich drehende Kurbel eine ungleichförmige geradlinige Bewegung hervorbringt. Wie Abb. 70 deutlich erkennen läßt, äußert sich dies hier darin, daß in den Stellungen 1 und 3, 2 und

4 bei gleicher Drehbewegung (gleiche Zentriwinkel  $\alpha$ ) die seitliche Verschiebung des Wagens nicht gleich groß ist. Bei gleicher Drehbewegung des Kurbelzapfens  $Z$  hat in den Stellungen 1 und 3 die Wagenverschiebung die Größe  $y_1 = y_3$  und in den Stellungen 2 und 4 die Größe  $y_2 = y_4$ . Für die Vierteldrehung 1—2 des Zapfens  $Z$  erhalte demnach der Spulenwagen vom Hubende bis zur Mitte hin eine Beschleunigung in seiner Bewegung, während er eine verzögernde Bewegung von der Mitte bis zum Hubende hin erföhre, wenn der Kurbelzapfen die zweite Vierteldrehung von 2—3 durchläuft. Diese Zu- und Abnahme der Spulenwagenbewegung wiederholt sich nach der anderen Seite, wenn der Zapfen  $Z$  die Stellung 3—4—1 durchläuft. Die ungleichmäßige seitliche Bewegung des Spulenwagens würde zur Folge haben, daß gegen die Spulenden hin auf dieselbe Länge eine größere Bandlänge aufgewickelt wird, als in der Mitte der Spule, und würde sich dies wieder darin äußern, daß die Spule in der Mitte hohl ausfällt (Abb. 73), außerdem würde das Band mit ungleichmäßiger Spannung aufgewickelt werden. Um die Wagengeschwindigkeit während des gesamten Hubes möglichst gleichmäßig zu gestalten, sind die exzentrisch gelagerten Stirnräder  $E E_1$  in den Wagenantrieb eingeschaltet. Das 50er Kegelrad, welches vom 23er Kegelrad seinen Antrieb erhält, bildet mit dem exzentrisch gelagerten Stirnrad  $E$  ein Stück und sitzt lose auf der stehenden Kurbelwelle. Das 28er Stirnrad sowie das Exzenterrad  $E_1$  sitzen fest auf der Hilfsweile. Das 56er Stirnrad ist fest auf der Kurbelwelle  $W_1$  aufgekeilt und erteilt durch den dazwischengeschalteten Rädertrieb die von Rad 23 ausgehende Bewegung der Kurbelwelle  $W_1$ . Die Exzenterräder  $E E_1$  arbeiten nun in Verbindung mit der Räderübersetzung  $\frac{28}{56}$  derart zusammen, daß gegen Hubende der Durchmesser des treibenden Exzenterrades  $E$  immer größer und der des getriebenen Exzenterrades  $E_1$  entsprechend kleiner wird, so daß am Hubwechsel das größte Übersetzungsverhältnis erreicht ist. Durch das Übersetzungsverhältnis  $\frac{28}{56} = \frac{1}{2}$  entfällt auf eine Umdrehung der Exzenterräder  $E E_1$  eine halbe Umdrehung der Kurbel, also gleich einem Wagenhub. Die Verzögerung, die durch den Kurbeltrieb in der Wagenbewegung gegen die Hubenden hin auftritt, wird also dadurch aufgehoben, daß in demselben Maß die Exzenterräder  $E E_1$  eine mit der Verzögerung gleichen Schritt haltende Beschleunigung des Wagens gegen die Hubenden hin hervorbringen. Die Zahnstellen der Exzenterräder  $E E_1$  sowie der 56er und 28er Stirnräder, die beim Hubwechsel im Eingriff stehen, erhalten verstärkte Verzahnung als Sicherung gegen den beim Hubwechsel auftretenden erhöhten Zahndruck. Abb. 72 zeigt die Stellung der Räder des Kurbeltriebes für die Kurbelstellung am Hubende und Abb. 71 für die Kurbelstellung in der Hubmitte. Durch Verstellen des Zapfens  $Z$  mittels Schraube  $s$  ist eine genaue Einregulierung des Wagenhubes möglich. Die Wickelwalzen erhalten neben der seitlichen Bewegung durch den Zahnradtrieb  $\frac{18 \cdot 80}{80 \cdot W_1}$  ihre Drehbewegung und muß zur dauernden Erhaltung des Eingriffes dieses Zahntriebes das Triebrad 18 eine der Hublänge entsprechende Breite erhalten.

Bei der Maschine von N.S.C. (Abb. 74) wird die Bewegung des Spulenwagens ebenfalls durch einen Kurbeltrieb hervorgebracht und erhält die Kurbelscheibe  $S$  ihren

Antrieb von der Hauptwelle aus durch die Räderübersetzung (Abb. 58)  $\frac{49 \cdot 28 \cdot 20 \cdot 34}{N_w \cdot W_w \cdot 60 \cdot 68}$ .

Der auf der Kurbelscheibe  $S$  stellbar befestigte Zapfen  $Z$  läuft mit dem auf ihm lose sitzenden Kulissenstein  $G$  in der am Wagen befestigten Kulisse  $F$ , wodurch die Drehbewegung des Zapfens  $Z$  in die ungleichförmige geradlinige Schubbewegung des Spulenwagens umgewandelt wird. Zur Umänderung der durch den Kurbeltrieb bedingten ungleichförmigen Wagenbewegung in eine gleichförmige geradlinige Bewegung sind in dem Kurbelantrieb die beiden exzentrischen Räder  $E E_1$  eingeschaltet. Das 60er Kegel-

rad sitzt mit dem treibenden 34er kreisförmigen Exzenterrad  $E$  fest auf einer gemeinsamen Büchse  $B$ , die sich um den feststehenden Zapfen  $Z_1$  dreht, ebenso ist das getriebene 68er elliptische Rad  $E_1$  mit der Kurbelscheibe  $S$  durch Schrauben  $s$  zu einem Stück vereinigt, welches um Zapfen  $Z_2$  drehbar gelagert ist. Wie die Abb. 74 u. 75 im Grund- und Aufriß zeigen, greifen die Räder derart ineinander, daß bei Hubende der

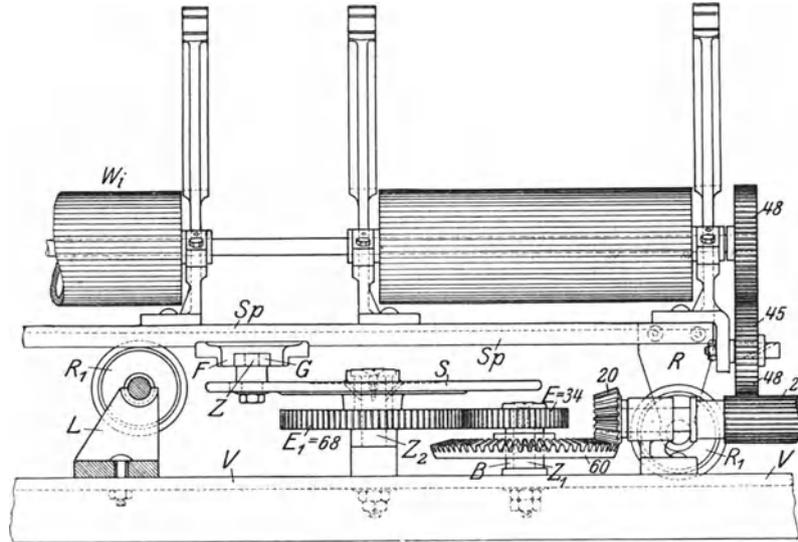


Abb. 74.

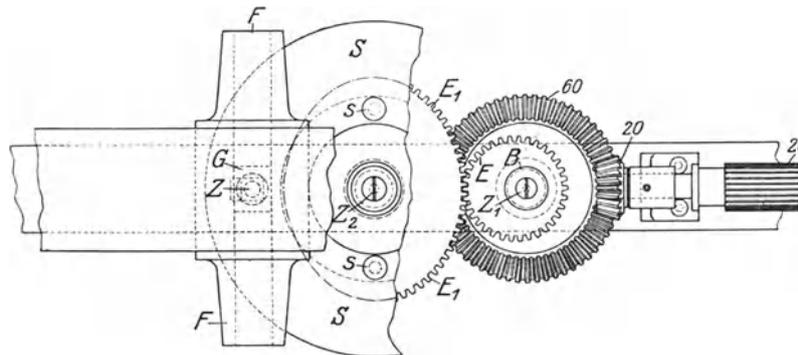


Abb. 75.

größte Durchmesser des treibenden Exzenterrades  $E$  mit dem kleinsten Durchmesser des elliptischen Rades  $E_1$  in Eingriff steht. Für eine halbe Umdrehung der Kurbel von dem linken Hubende (tote Lage) bis zum rechten Hubende führt das elliptische Rad  $E_1$  von 68 Zähnen eine halbe Umdrehung aus, während das Exzenterrad  $E$  von 34 Zähnen eine ganze Umdrehung macht, so daß am rechten Hubende (toter Punkt) die beiden Räder  $E E_1$  genau dieselbe Lage zueinander wieder einnehmen wie am Hubende links. Der Spulenwagen  $Sp$ , der die Wickelwalzen  $W_i$  mit den Spulen trägt, ist für die seitliche Bewegung an dem einen Ende auf ein Rollengestell  $R$  gesetzt, dessen Rollen auf dem an den Seitenrändern als Gleitbahn ausgeführten Verbindungsstück  $V$  läuft, während das andere Ende vom Spulenwagen  $Sp$  sich auf dem im Lagerbock  $L$  drehbar gelagerten Rollen  $R_1$  stützt (Abb. 74). Für eine sichere Mitnahme der Hülse bzw. Spule ist die Oberfläche der Wickelwalzen  $W_i$  flach geriffelt und die Hülse  $u$  ist durch eine durchgehende Eisenspindel  $p$ , welche in den seitlichen Haltern  $l_3$  geführt ist, beschwert (Abb. 55). Oftmals sind zur Erhöhung dieses Druckes in den Führungen der Halter  $l_3$  noch Druckhebel, die auf die Hülse drücken, vorgesehen. Der nach hinten

angegossene Arm  $l_1$  dient zur Aufnahme einer Reservespindel mit Hülse, während der Halter  $l_3$  selbst oben bei  $o$  einen hakenförmigen Ansatz zur Aufnahme der vollen Spule besitzt. Zur schnellen Auswechslung der Spule während des Betriebes der Maschine wird die volle Spule im Haken  $o$  eingelegt und durch den nach oben nachgiebig gelagerten Teil  $m$  gegen ein Zurückfallen gesichert, während die im Arm  $l_1$  liegende Reservehülse mit Spindel durch Herunterrollen auf den Gleitbahnen  $l_2$  sich auf Wickelwalze auf- und gleichzeitig in die Führungen der Halter  $l_3$  beiderseitig einlegt.

### Die Drahterteilung durch Drehtrichter.

Durch die Anwendung der Trichter findet eine Umformung des den Vorderzylinder verlassenden Vlieses in ein Rundband statt, dem durch die Drehung des Trichters ein Draht erteilt wird, der eine Erhöhung der durch die Umformung in das Rundband eingetretenen Verdichtung bewirkt. Diese Verdichtung des Bandes kurz vor dem Aufwickeln vermindert den Banddurchmesser, so daß auf ein bestimmtes Spulenvolumen eine größere Bandlänge aufgewunden werden kann. Weiter ist der Vorteil verbunden, daß das Band infolge seiner runden geschlossenen Form ohne Hindernis von der Spule abläuft, es werden unliebsame Störungen, die bei offenen Bändern durch Abschälen der Bandränder (Einreißen) eintreten, vermieden. Die Drahterteilung geschieht nun in der Weise, daß immer gleiche Bandlängen abwechselnd Links- und Rechtsdrehungen erhalten, die durch das sofortige anschließende Aufwickeln auf die Spule fixiert werden sich jedoch in der größeren freilaufenden Bandlänge beim Ablauf auf der nächsten Maschine wieder aufheben, so daß die Verzugsfähigkeit des Bandes gewahrt bleibt.

Beim Austritt aus dem Vorderzylinder läuft das Breitband bei der Maschine der E.M.G. (Abb. 69) über ein Führungsblech durch den weiten Einlauf in den Drehtrichter  $T_1$ . Durch den am Spulenwagen  $Sp$  befestigten Stift  $t$  wird die Hin- und Herbewegung des Wagens  $Sp$  mittels des um die kleine Scheibe  $d$  gelegten Riemens  $n$  und der beiden durch Schnur verbundenen Rollen  $d_1, d_2$  dem Drehtrichter  $T_1$  als Links- und Rechtsdrehung mitgeteilt. Während das Band in der Längsrichtung durch den Trichter  $T_1$  gezogen wird, erfolgt die Erteilung des Drahtes durch Reibung des Bandes im Trichterrohr. Zur sicheren Drahterteilung wird die Reibung des Bandes durch die im Trichter innen angebrachte Nase  $i$  (siehe Abb. 76) erhöht, welche das Band aus der Laufrichtung heraus nach außen drückt, außerdem besitzt das Trichterrohr der Nase  $i$  gegenüber eine längliche Öffnung. Ebenso begünstigt die dreieckige Einlage  $i_1$

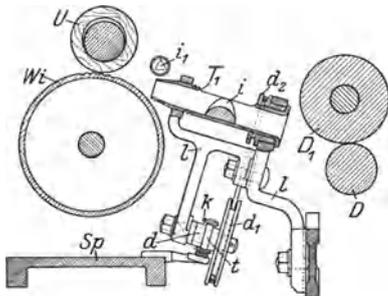


Abb. 76.

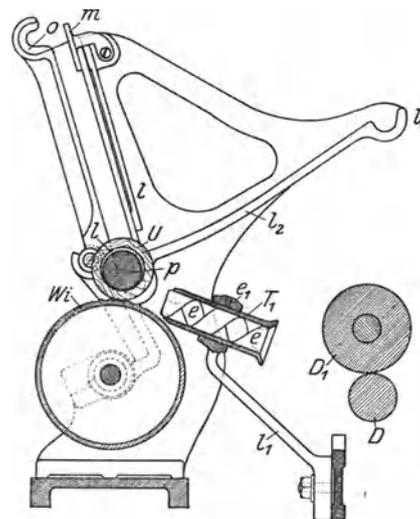


Abb. 77.

an der Rohrmündung die Teilnahme des Bandes an die Drehung.

Auf einen Hub  $H$  von 340 mm berechnet sich die Anzahl Drehungen  $T$  des Trichters zu:

$$T = \frac{H}{d \cdot \pi} \cdot \frac{d_1}{d_2}$$

$$T = \frac{340}{50 \cdot \pi} \cdot \frac{136}{56} = 5,2 \text{ Drehungen.}$$

Auf einen Doppelhub entfallen  $\sim 10,4$  Trichter Drehungen.

Bei der Maschine von N.S.C. (Abb. 55 u. 76) gelangt das bereits durch den birnenförmigen Trichter  $t$  und das anschließende Druckzylinderpaar  $DD_1$  vom Breitband umgeformte Rundband zur weiteren Verdichtung in den im Lager  $l$  geführten Drehtrichter  $T_1$ . Die Links- und Rechtsdrehung erhält der Trichter  $T_1$  von dem seitlich bewegten Spulenzugwagen  $Sp$  aus, indem der am Wagen  $Sp$  befestigte Stift  $t$  in die über Kettenräder  $d$  gelegte Kette  $k$  eingreift und durch die Schnurrollen  $d_1 d_2$  mittels Schnur die geradlinige Wagenbewegung in die Drehbewegung des Trichters umändert. Zur Sicherung der Drahtgebung dient die im Trichterinneren vorgesehene Nase  $i$ .

Die Anzahl Drehungen  $T$ , die das Band auf einen Wagenhub  $H$  von 350 mm durch den Trichter erhält, berechnen sich zu

$$T = \frac{350 \cdot 85}{30 \cdot 3,14 \cdot 50} = 6,3.$$

Eine andere Ausführung eines drahterteilenden Trichters zeigt Abb. 77. In das fest im Lager  $l_1$  liegende Trichterrohr  $T_1$  ist ein korkzieherartiges Einsatzstück  $e$  fest eingelegt, durch dessen Windungen beim Durchlaufen das Band eine Verdichtung, jedoch keinerlei Drehung erhält.

### Das Spulengatter. (Abb. 13.)

Die von der Kämmerei gelieferten Kammzugspulen besitzen keine Hülse, deren Vorhandensein jedoch für das Aufsetzen auf die Laufspindel für das Ablaufen des Bandes in vertikaler Lage der Spule unbedingt nötig ist. Bei dem Spulengatter der Doppelnadelstabstrecke liegen die Spulen auf horizontal gelagerten und sich mit der Hinterzylindergeschwindigkeit nach vorn drehenden, flach geriffelten hohlen Holzwalzen  $o$ , welche von der Welle  $W_1$  (Abb. 58) aus durch Kettentriebe ihre Bewegung erhalten. Über hölzerne Führungsstangen  $f$  gelangen die Bänder nach oben über sich drehenden hohlen Blechwalzen  $b$  und nehmen dann ihren Lauf nach unten über Führungsstangen  $f_1$  zum Hinterzylinder. Da der Antrieb des Spulengatters von Welle  $W_1$  ausgeht, so wird trotz einer Verzugsänderung das Geschwindigkeitsverhältnis zwischen Eintrittszylinder  $E$  und Spulenzugwalzen  $o$  dasselbe bleiben und kann letzteres jedoch gegebenenfalls dem Material entsprechend durch die Wechsel  $W_1, W_2$  geändert werden. Senkrecht stehende Platten verhindern eine seitliche Verschiebung der Spulen.

### Selbsttätige Abstellung bei Bandbruch von N.S.C. (Abb. 78.)

Das Band gelangt durch Führungsschiene  $f$  unter Druckwalze  $d$  in den Löffel  $L$  und drückt diesen vorn nieder. Der Löffel  $L$  ist im Lager  $l$  drehbar gelagert und trägt am hinteren Ende die pendelnd angebrachte Zunge  $Z$ . Vom Exzenter  $E$  aus erhält durch Hebel  $h$ , Schlitzhebel  $h_1$  die Schiene  $S$  Schwingungen. Der Hebel  $h$  besteht aus zwei Teilen, die durch Gelenk  $g$  so verbunden sind, daß eine Knickung des Hebels  $h$  nach oben möglich ist. Bei Bandbruch schwingt infolge des Übergewichts die Zunge  $Z$  des Löffels  $L$  nach unten und stellt sich zwischen die Fläche  $i$  des Gestelles und Schiene  $S$ . Dadurch tritt eine Hemmung der Schwingbewegung des Hebels  $h$  auf und wird bei Weiterbewegung des Exzenter  $E$  der auftretende Widerstand ein Aufknicken nach oben des Hebels  $h$  zur Folge haben. Durch das Aufknicken von Hebel  $h$  wird Kette  $K$  nach oben gezogen, löst dadurch Sperrhebel  $s$  aus Kerbe  $y$  der Stange  $t$  aus und letztere führt dann unter dem Zug des Gewichtes  $G$ , welches

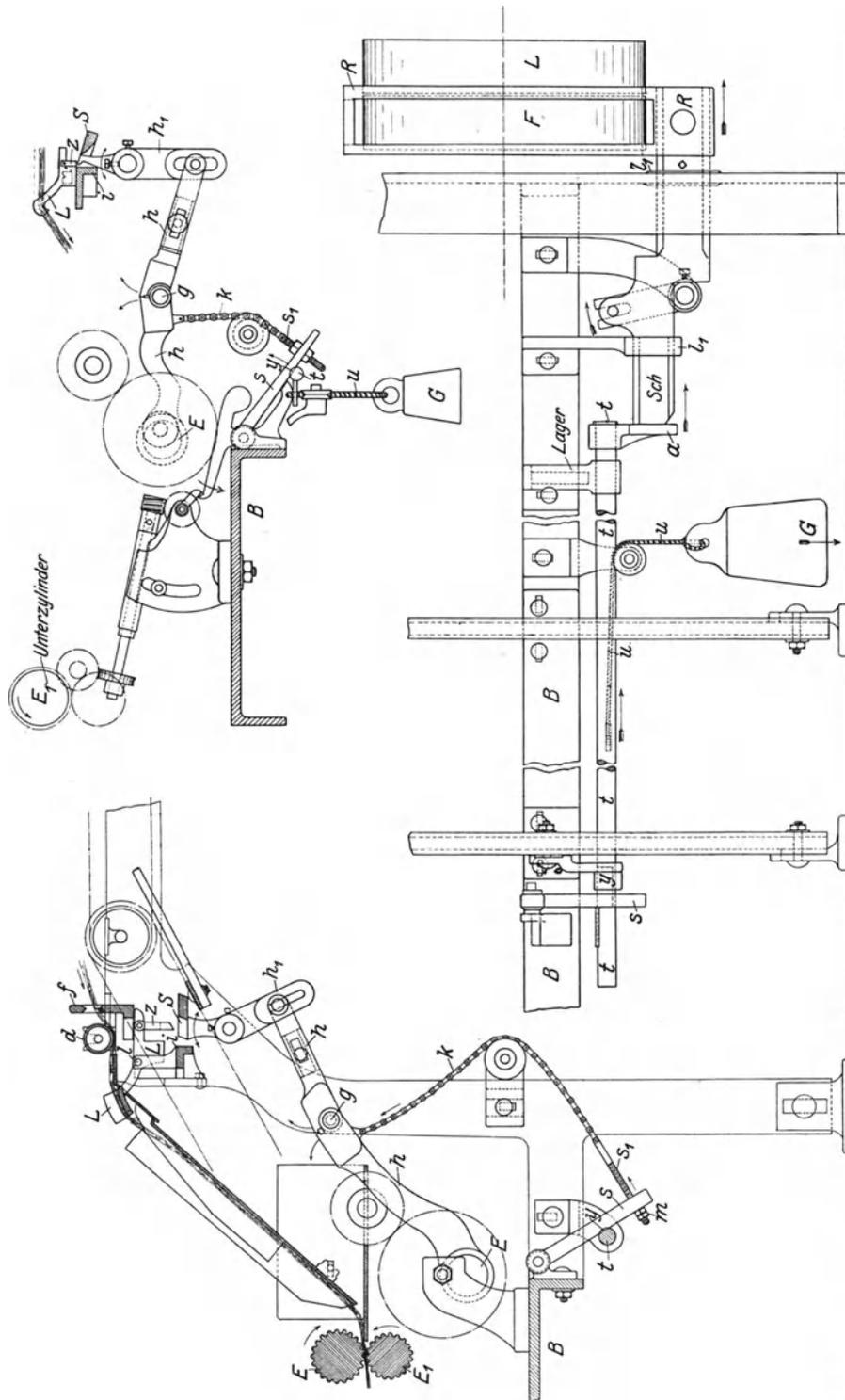


Abb. 78 und 79.

an  $t$  durch Schnur  $u$  befestigt ist, eine Bewegung nach rechts aus, die durch Anschlag  $a$  und durch die in Lagern  $l_1$  geführte Schiene  $Sch$  auf den Riemenführer  $R$  übertragen und dadurch der Riemen von der Festscheibe  $F$  auf Losscheibe  $L$  überführt wird. Der Schlitz im Hebel  $h_1$  für die Befestigung des Hebels  $h$  sowie die Mutter  $m$  in dem an der Kette  $K$  angebrachten Schraubenbolzen  $s_1$  dienen zur Einstellung der Abstellvorrichtung.

## Die Nitschel- oder Nadelwalzenstrecken (Frotteurstrecken).

(Abb. 80, 81, 82.)

Die Bänder gelangen von den senkrecht im Spulengestell aufgesteckten Kreuzspulen durch Führungsschiene  $a$  in den geriffelten Speise- oder Hinterzylinder  $E$ , dessen eiserner Druckzylinder  $E_1$  glatt ist. Im weiteren Verlauf werden die parallel nebeneinander liegenden Bänder durch die Blind- oder Führungszylinder  $BB_1$  in die Nadelwalze  $N$  eingelegt, welche sich annähernd mit der Hinterzylindergeschwindigkeit dreht, während die beiden geriffelten und belasteten Haupt- oder Ausgangszylinder  $AA_1$  eine dem Verzug entsprechende größere Liefergeschwindigkeit haben, so daß die von ihnen erfaßten Fasern aus der von der langsam laufenden Nadelwalze  $N$  gehaltenen Faser- masse herausgezogen werden, womit außer dem Strecken auch ein Gleichrichten der Haare verbunden ist. Die Nadelwalze  $N$  hat also hier dieselbe Arbeit zu verrichten, die bei der Doppelnadelstabstrecke den wandernden Nadelstäben zukommt. Zur Erzielung eines gleichmäßigen Verzuges drückt man auf die beiden vorderen Streckzylinder  $AA_1$  eine große mit Filztuch und Pergamentpapier überzogene Druckwalze  $A_2$ , deren federnder Druck der Bandstärke angepaßt werden muß. Das die Ausgangszylinder verlassende verzogene dünne breite Vlies wird durch die trichterförmige Führungsplatte  $t$  zu einem schmalen Band zusammengedrängt und erhält dieses dann durch das Nitscheln zwischen den sich anschließenden Lederhosen eine Verdichtung

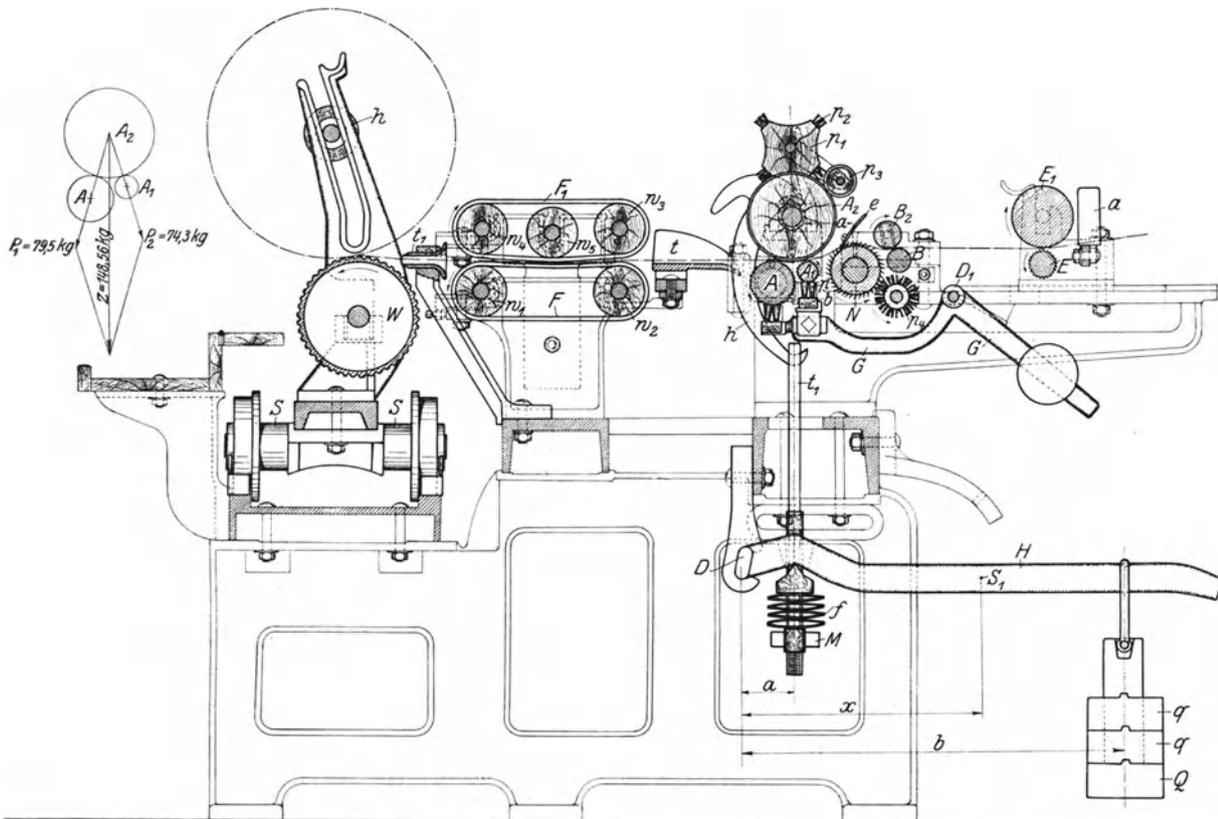


Abb. 80.

und Festigung, die es zum folgenden Aufwickeln und Abziehen benötigt. Zur Erzielung der Haltbarkeit des Bandes führen die dicht aufeinander gestellten Lederhosen  $FF_1$  außer der Vorwärtsbewegung auch noch eine kurze hin- und hergehende Bewegung in der Richtung der Achse aus und erteilen dadurch dem durchlaufenden Band einen

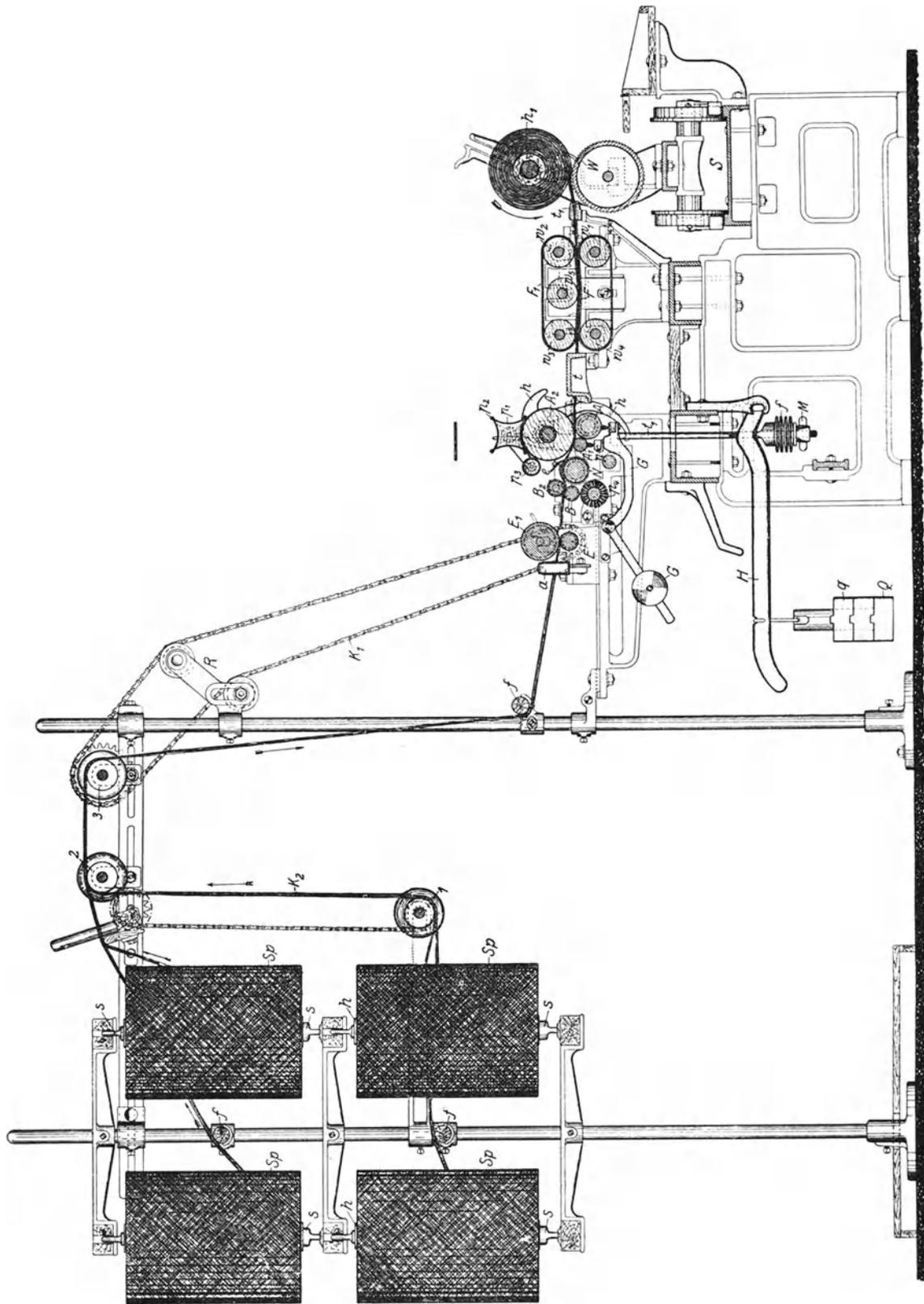


Abb. 81.

sogenannten falschen Draht. Das gefestigte Band führt der Trichter  $t_1$ , der sich drehenden Wickelwalze  $W$  zu, die in einem hin- und herfahrenden Spulenwagen  $S$  liegt, wodurch das Aufwickeln des Bandes in steilen Kreuzwindungen auf die Holzhülse  $h$  bewirkt wird.

Während Abb. 80 u. 81 eine Strecke (Frotteurstrecke) darstellen, zeigt Abb. 82 eine Vorfeinstrecke (Feinfrotteur), und wie beide Abbildungen erkennen lassen, besteht der wesentliche Unterschied darin, daß für die Grobstrecken zur Erzielung eines sicheren

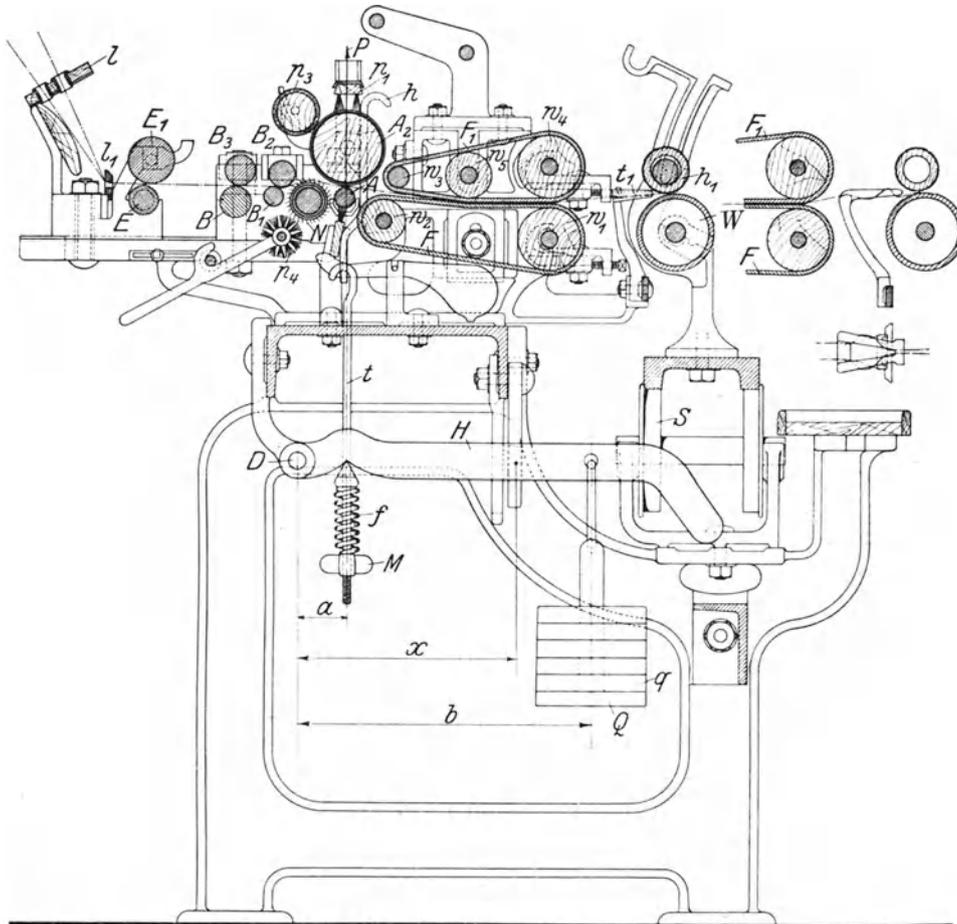


Abb. 82.

und guten Verzuges der starken Bänder ein kleiner und ein großer unterer Ausgangszylinder in Anwendung kommen, während für die Halbgrob-Zwischen- und Feinstrecken für das einwandfreie Verziehen der feineren Bänder ein einziger kleinerer unterer Ausgangszylinder genügt und angewendet wird. Die mit vorderen unteren Doppelzylinder ausgerüsteten Vorbereitungsmaschinen werden mit Grobstrecken und alle Vorbereitungsmaschinen mit nur einem unteren Vorderzylinder entsprechend der Größe der übrigen Zylinderdurchmesser werden mit Halbgrob-, Mittel- oder Zwischen-Vorfein- und Feinstrecken bezeichnet. Die Aueinanderfolge und die bisher übliche fremdsprachliche, sowie die neuen deutschen Bezeichnungen der Maschinen sind aus der Abhandlung „Die Spinnpläne“ S. 67 zu ersehen. Die Abb. 80, 81, 82 stellen den Schnitt durch eine Ablieferung dar, es nimmt die Anzahl der Bandablieferungen mit der Feinheit des Bandes zu und werden die Vorbereitungsmaschinen in Köpfe eingeteilt, deren Anzahl zwischen 2 bis 25 liegt. Unter Kopfteilung oder Kopf (Abb. 101 bis 105) versteht man den Abstand zwischen je zwei Streck- bzw. Nitschelwerkklagerungen. Die

Kopfzahl einer Maschine ist nicht immer identisch mit der Anzahl der Ablieferungen bzw. Spulen, denn es entfallen bei der Feinstrecke vier Spulen (Abb. 105), bei den Zwischenstrecken zwei Spulen (Abb. 104) und bei den Grobstrecken und Doppelnadelstabsstrecken eine Spule auf den Kopf (Abb. 101) und es besitzt folglich eine

Feinstrecke	mit 25 Köpfen . . . .	100 Spulen
Zwischenstrecke	„ 25 „ . . . .	50 „
Grobstrecke	„ 10 „ . . . .	10 „

Die Größe der Teilung der verschiedenen Vorbereitungsmaschinen ist auf Seite 383 zu ersehen. Die Anzahl der Ablieferungen bzw. Köpfe der einzelnen Maschinen eines Sortimentes richtet sich nach der vorgeschriebenen Produktion und ist die Berechnung der Anzahl der Ablieferungen der Maschinen eines Sortimentes im Teil „Fabrikanlagen“ durchgeführt.

### Die Berechnung einer Grobstrecke E.M.G. (Abb.83.)

Die Wechsellräder dieser Maschine sind folgende:

Das Marsch- oder Gangrad  $M = 50$  und 55 Zähne.

Zur Änderung der Geschwindigkeit der Maschine.

Der Verzugs- oder Nummerwechsel  $N_w = 32 \div 46$  Zähne um je einen Zahn steigend zur Änderung des Verzuges.

Der Wechsel  $B_w = 19 \div 21$  Zähne zur Änderung der Geschwindigkeit des Blindzylinders.

Der Kammwechsel  $K_w = 20 \div 24$  Zähne zur Änderung der Geschwindigkeit der Nadelwalze.

Der Frotteurwechsel  $F_w = 89, 91, 93$  Zähne zur Änderung der Umfangsgeschwindigkeit der Nitschelleder und Wickelwalzen.

Der Wagenwechsel  $W_w = 65 \div 75$  Zähne und  $W_{w1} = 55, 57, 59$  zur Änderung der Umfangsgeschwindigkeit der Wickelwalzen.

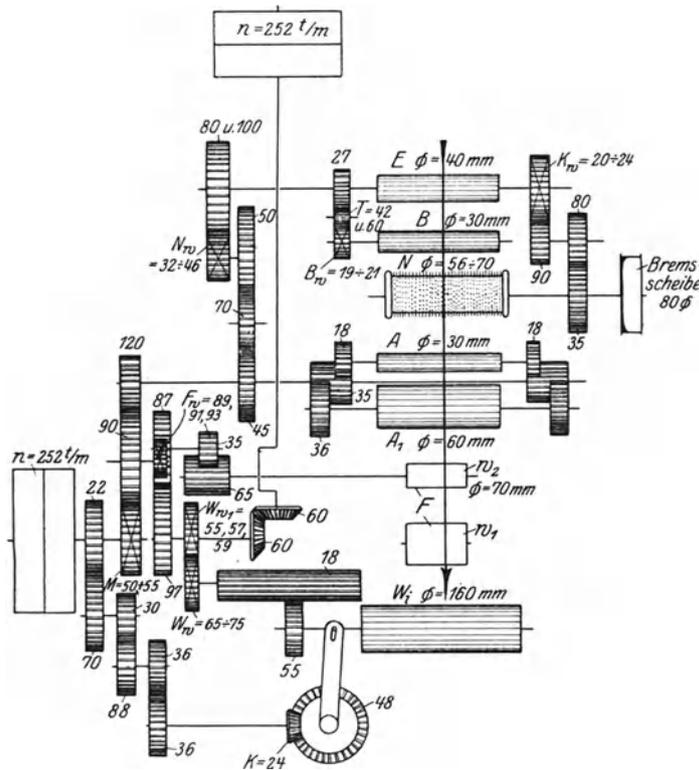


Abb. 83.

Das Übertragungsrad  $T$  ist zur Erhaltung des Eingriffes bei Veränderung der Streckweite zu 42 und zu 60 Zähnen vorhanden.

Zur Änderung der seitlichen Bewegung des Wagens durch den Zahnstangenschleifentrieb ist gewöhnlich auch das Kegelrad  $K$  in kleinen Grenzen (22 bis 25 Zähne) wechselbar; ebenso ist außer dem Hinterzylinderrad von 100 Zähnen auch vielfach noch ein solches von 80 Zähnen vorhanden.

**1. Der Verzug.** Für die Berechnung des Verzuges kann sowohl der große als auch der kleine Vorderzylinder in Rechnung gesetzt werden, da die Umfangsgeschwindigkeit beider Zylinder gleich groß ist.

Die Ablieferung bei einer Umdrehung des großen Vorderzylinders  
 = 60 · 3,14 ,

die Zuführlieferung des Hinterzylinders bei einer Umdrehung des großen Vorderzylinders

$$= \frac{1 \cdot 36 \cdot 45 \cdot N_w \cdot 40 \cdot 3,14}{35 \cdot 50 \cdot 100} .$$

Diese beiden Werte in Formel 53 eingesetzt, ergibt:

$$\text{Verzug } v = \frac{60 \cdot 3,14}{\frac{1 \cdot 36 \cdot 45 \cdot N_w \cdot 40 \cdot 3,14}{35 \cdot 50 \cdot 100}}$$

$$v = \frac{60 \cdot 35 \cdot 50 \cdot 100}{36 \cdot 45 \cdot N_w \cdot 40}$$

$$\text{Verzugskonstante } v = \frac{162,03}{N_w}$$

$$\text{Wechselkonstante } N_w = \frac{162,03}{v} .$$

Verzugstabelle 22.

Nummerwechsel $N_w$	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46
Verzug $v$ . .	5,06	4,91	4,76	4,63	4,50	4,38	4,26	4,15	4,05	3,95	3,85	3,76	3,68	3,60	3,52

Bei den Nitschelstrecken der E.M.G. ist der Nummerwechsel ein treibendes Rad, und gestaltet sich das Verhältnis zwischen Verzügen und Nummerwechsel wie folgt:

Nach obiger Verzugskonstante ist:

$$\text{Alter Verzug } v = \frac{162,0}{N_w} ,$$

$$\text{Neuer Verzug } v_1 = \frac{162,0}{N_{w_1}} .$$

Dann verhält sich:

$$\frac{v}{v_1} = \frac{\frac{162,0}{N_w}}{\frac{162,0}{N_{w_1}}} = \frac{162,0 \cdot N_{w_1}}{162,0 \cdot N_w} = \frac{N_{w_1}}{N_w} \dots \dots \dots (a)$$

d. h.: die Verzüge stehen im indirekten Verhältnis zu den Nummerwechseln, also je kleiner der Verzug, desto größer der Nummerwechsel und umgekehrt.

Da sich die Verzüge stets direkt wie die Ausgabenummern verhalten, so gilt wieder:

$$\frac{v}{v_1} = \frac{N}{N_1} \dots \dots \dots (e) \text{ (S. 110)}$$

Die beiden Werte a und e für  $\frac{v}{v_1}$  einander gleichgesetzt, ergibt den praktischen Grundsatz:

$$\frac{N}{N_1} = \frac{N_{w_1}}{N_w} ,$$

d. h.: Bei diesen Maschinen verhalten sich die Nummerwechsel indirekt wie die Ausgabennummern, also je höher die Nummer bei gleichbleibender Vorlagennummer und Dublierung, desto kleiner der Nummerwechsel und umgekehrt.

Aus dieser Formel berechnet sich dann:

$$\text{Neuer Nummerwechsel } N_w = \frac{N \cdot N_w}{N_1},$$

d. h.: Der neue Nummerwechsel wird gefunden, wenn man die alte Nummer mit dem alten Nummerwechsel multipliziert und durch die gewünschte neue Nummer dividiert.

Beispiel. Bei einer Grobstrecke mit 4facher Dublierung ist das Vorlagegewicht des Einzelbandes 17 g/m, das entspricht der Nummer  $\frac{1}{17} = 0,0588$ .

Das Gewicht des Ausgabebandes 15 g/m entspricht der Nummer  $\frac{1}{15} = 0,0666$ .

Wie groß muß für vorliegende Maschine der Nummerwechsel  $N_w$  genommen werden? Zunächst ergibt sich nach Formel 14:

$$\text{Verzug } v = \frac{0,0666 \cdot 4}{0,0588} = 4,53.$$

Aus der Wechselkonstante dieser Maschine

$$N_w = \frac{162}{v}$$

ergibt sich:

$$N_w = \frac{162}{4,53}$$

Nummerwechsel  $N_w = 35,76 \sim 36$  Zähne.

Laut Spinnplan sollen 5 m Ausgabeband an der 1000-Meter-Wage die Sortiernummer 13,3 anzeigen. Infolge der Unterschiede in der Stärke der Vorlagebänder ergab sich jedoch mit dem Wechsel von 36 Zähnen die Sortiernummer zu 15,0. Wie groß müßte der neue Nummerwechsel gewählt werden, damit die vorgeschriebene Ausgabebandnummer 13,3 erreicht wird?

$$\text{Nach } \dots \dots \dots N_{n1} = \frac{N \cdot N_w}{N_1},$$

$$\text{Neuer Nummerwechsel } N_{n1} = \frac{15 \cdot 36}{13,3} = 40,6 \sim 41 \text{ Zähne.}$$

**2. Die Nadelwalzenbewegung.** Durch die Veränderung des Nummerwechsels  $N_w$  findet außer der Geschwindigkeitsveränderung des Hinterzylinders im selben Maße eine Änderung der Nadelwalzengeschwindigkeit statt, so daß durch  $N_w$  das Geschwindigkeitsverhältnis zwischen Hinterzylinder und Nadelwalze nicht geändert werden kann.

Für eine Umdrehung des Hinterzylinders  $E$  beträgt die Zuführung desselben  $= 40 \cdot \pi = 125,6$  mm.

Für eine Umdrehung des Hinterzylinders beträgt die mittlere Abführung  $A_n$  der Nadelwalze  $N$

$$A_n = \frac{1 \cdot K_w \cdot 80 \cdot 56 + 70}{90 \cdot 35} \cdot \frac{1}{2} \cdot \pi,$$

$$A_n = 5,024 \cdot K_w.$$

Kleinste Abführung von  $N$  bei einer Umdrehung von  $E$

$$A_n = 5,024 \cdot 20 = 100,48 \text{ mm.}$$

Größte Abführung von  $N$  bei einer Umdrehung von  $E$

$$A_n = 5,024 \cdot 24 = 120,576 \text{ mm.}$$

Der Hinterzylinder hat demnach eine 4 bis 20% größere Geschwindigkeit als die Nadelwalze, wodurch das Faserbreitband vor der Nadelwalze eine geringe Stauung bzw. Lockerung in der Faserlage erleidet, die das schonende Eindringen der Fasermasse in die Nadelwalze begünstigt.

Für eine Umdrehung des großen Vorderzylinders  $A$  beträgt die Abführung desselben  
 $60 \cdot \pi = 188,4$  mm.

Für eine Umdrehung des großen Vorderzylinders  $A_1$  beträgt die mittlere Zuführung  $Z_n$  der Nadelwalze

$$Z_n = \frac{1 \cdot 36 \cdot 45 \cdot N_w \cdot K_w \cdot 80}{35 \cdot 50 \cdot 100 \cdot 90 \cdot 35} \cdot \frac{56 + 70}{2} \cdot \pi,$$

$$Z_n = 0,046 \cdot N_w \cdot K_w.$$

Kleinste Zuführung von  $N$  bei einer Umdrehung von  $A$ :

$$Z_n = 0,046 \cdot 32 \cdot 20 = 29,44 \text{ mm.}$$

Größte Zuführung von  $N$  bei einer Umdrehung von  $A$ :

$$Z_n = 0,046 \cdot 46 \cdot 24 = 50,78 \text{ mm.}$$

Die Vorderzylinder  $A$  ziehen ca. 73 bis 84<sup>0</sup>/<sub>100</sub> mehr ab als die Nadelwalze  $N$  zu-  
 liefert, so daß die vom Vorderzylinder erfaßte Fasermasse mit dessen bedeutend höheren  
 Geschwindigkeit durch die sich langsamer nach vorn drehende Nadelwalze gezogen  
 wird, so daß durch die von der Nadelreibung verursachte zurückhaltende Wirkung auf  
 die Fasermasse eine starke Streckwirkung unter gleichzeitiger Parallellegung der Fasern  
 ausgeübt wird.

**3. Die Blindzylinderbewegung.** Das Geschwindigkeitsverhältnis zwischen Blind- oder  
 Eindrückzylinder  $B$  und Hinterzylinder  $E$  ist folgendes:

Für eine Umdrehung vom Hinterzylinder  $E$  ist dessen Zuführung

$$= 40 \cdot \pi,$$

hierfür führt der Blindzylinder  $B$  ab

$$= \frac{1 \cdot 27 \cdot 30 \cdot \pi}{B_w}.$$

Nach Formel 8 ergibt sich ein Verzug zu:

$$v_1 = \frac{1 \cdot 27 \cdot 30 \cdot \pi}{40 \cdot \pi} \cdot \frac{B_w}{B_w},$$

$$v_1 = \frac{27 \cdot 30}{B_w \cdot 40},$$

$$\text{Verzug } v_1 = \frac{20,25}{B_w}.$$

Für  $B_w$  die Zahlenwerte eingesetzt, erhält man zwischen Blindzylinder  $B$  und  
 Hinterzylinder  $E$  folgende Verzüge:

Wechsel $B_w$	Verzüge $v_1$	
19	1,065	} (leichte Anspannung)
20	1,022	
21	0,964	(leichte Verdichtung)

Das Geschwindigkeitsverhältnis zwischen Blindzylinder  $E$  und Nadelwalze  $N$  ist  
 folgendes:

Für eine Umdrehung des Blindzylinders  $B$  beträgt die Zuführung desselben

$$= 30 \cdot \pi,$$

hierfür führt die Nadelwalze im Mittel ab

$$= \frac{1 \cdot B_w \cdot K_w \cdot 80}{27 \cdot 90 \cdot 35} \cdot \frac{56 + 70}{2} \cdot \pi,$$

dann berechnet sich die Verzugskonstante  $v_2$

$$v_2 = \frac{B_w \cdot K_w \cdot 80 \cdot 126 \cdot \pi}{27 \cdot 90 \cdot 35 \cdot 2 \cdot 30 \cdot \pi},$$

$$\text{Verzug } v_2 = 0,001975 \cdot B_w \cdot K_w.$$

Für den Blindzylinderwechsel  $B_w = 20$  Zähne ergeben sich bei Einsetzung der Zahlen-  
 werte für Kammwechsel  $K_w$  zwischen Nadelwalze  $N$  und Blindzylinder  $B$  folgende Verzüge:

Wechsel $B_n$	Wechsel $K_n$	Verzüge $v_2$
20	20	0,79
20	21	0,83
20	22	0,87
20	23	0,91
20	24	0,95

Diese Verzüge unter 1 bedeuten eine Stauung der Fasermasse zwischen Nadelwalze und Blindzylinder, deren Zweck bereits vorher erläutert wurde.

**4. Die Abziehbewegung der Nitschelleder und der Wickelwalzen.** Das Geschwindigkeitsverhältnis zwischen Nitschelleder und Vorderzylinder ist folgendes:

Für eine Umdrehung der Nitschellederwalze  $F$  beträgt die Abführung derselben

$$= (70 + 2 \cdot 4,5) \cdot \pi = 79 \cdot \pi \text{ mm},$$

hierfür führt gleichzeitig der Vorderzylinder  $A_1$  ab

$$\frac{1 \cdot 65 \cdot 87 \cdot 90 \cdot 35 \cdot 60 \cdot \pi}{35 \cdot F_w \cdot 120 \cdot 36},$$

$$v_3 = \frac{79 \cdot \pi}{\frac{1 \cdot 65 \cdot 87 \cdot 90 \cdot 35 \cdot 60 \cdot \pi}{35 \cdot F_w \cdot 120 \cdot 36}},$$

$$v_3 = \frac{79 \cdot 35 \cdot F_w \cdot 120 \cdot 36}{65 \cdot 87 \cdot 90 \cdot 35 \cdot 60},$$

$$v_3 = 0,01117 \cdot F_w.$$

Für  $F_w$  die Zahlenwerte eingesetzt, ergeben sich zwischen Nitschelleder  $F$  und Vorderzylinder  $A$  folgende Verzüge:

Wechsel $F_n$	Verzüge $v_3$
89	0,994 (leichte Durchhängung)
91	1,016
93	1,039 (leichte Anspannung).

Das Geschwindigkeitsverhältnis zwischen Wickelwalze und Nitschelleder ergibt sich wie folgt:

Für eine halbe Umdrehung der Wagenkurbel  $K$  führt die Wickelwalze eine seitliche Bewegung von 350 mm aus und gleichzeitig eine rotierende Bewegung von:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{48 \cdot 36 \cdot 88 \cdot 70 \cdot M \cdot F_w^{(50)} \cdot W_{w_1}^{(91)} \cdot 18 \cdot 160 \cdot \pi}{24 \cdot 36 \cdot 30 \cdot 22 \cdot 90 \cdot 97 \cdot W_w^{(70)} \cdot 55} = 651,283 \text{ mm.}$$

Dann beträgt die aufgewickelte Länge des Bandes bei einer halben Kurbeldrehung

$$= \sqrt{651,283^2 + 350^2} = 739,371 \text{ mm.}$$

Für eine halbe Umdrehung der Wagenkurbel beträgt die von der Nitschelwalze zugeführte Bandlänge:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{48 \cdot 36 \cdot 88 \cdot 70 \cdot M \cdot F_w^{(50)} \cdot 35 \cdot (70 + 2 \cdot 4,5) \cdot \pi}{24 \cdot 36 \cdot 30 \cdot 22 \cdot 90 \cdot 87 \cdot 65} = 724,36 \text{ mm.}$$

Dann ist für die gewählte Wechselzusammenstellung der Wagenverzug:

$$v_4 = \frac{739,371}{724,36} = 1,02.$$

Wie die Berechnung zeigt, liegen die Nebenverzüge  $v_1$   $v_2$   $v_3$   $v_4$  ungefähr bei 1 bringen also, je nachdem sie ein wenig unter oder über 1 liegen, ein leichtes Durchhängen, oder eine leichte Anspannung des Bandes zwischen den einzelnen Organen hervor. Wie bei der Doppelnadelstabstrecke ist auch bei den Nitschelstrecken eine Berechnung dieser Nebenverzüge nicht nötig, sondern es sind dieselben lediglich auf Grund von Erfahrungen dem Material anzupassen (s. S. 131).

### Die Berechnung einer Feinstrecke von N.S.C. (Abb. 84).

Die Wechselräder dieser Maschine sind folgende:

Der Verzugs- oder Nummerwechsel  $N_w = 27$  bis 40 Zähne um je einen Zahn steigend, zur Änderung des Verzuges.

Das Hinterzylinderrad  $H$  96 und 97 Zähne, zur Verkleinerung der Intervalle der durch den Nummerwechsel bedingten Verzugsziffern.

Die Kammwechsel  $K_w = 102, 105, 108$  Zähne und  $K_{w_1} = 68, 70, 72$  Zähne, zur Änderung der Kammgeschwindigkeit, und erfordert diese Antriebsart immer ein gleichzeitiges Ändern der beiden Wechsel  $K_w$  und  $K_{w_1}$  (s. S. 165).

Die Wechsel  $B_w = 30, 31, 32$  Zähne und  $B_{w_1} = 29, 30$  Zähne, zur Änderung der Geschwindigkeit der beiden Blind- oder Führungszylinder.

Die Frotteurwechsel  $F_w = 28$  bis 31 Zähne und  $F_{w_1} = 82, 83, 84$  Zähne, zur Änderung der Umfangsgeschwindigkeit der Nitschelle der und Wickelwalzen.

Der Wagenwechsel  $W_w = 53$  bis 57 Zähne, zur Änderung der Umfangsgeschwindigkeit der Wickelwalzen.

Der Wagenwechsel  $W_{w_1} = 60$  und 65 Zähne, zur Änderung der seitlichen Wagenbewegung.

Wie die Getriebsskizze 84 zeigt, ist die Maschine zweiteilig gebaut und erhält jeder Teil von der durchgehenden Hauptwelle aus für sich den Antrieb und kann natürlich der Teil  $A$  als auch der Teil  $B$  eine gewisse Anzahl (z. B. 10 und 15) Köpfe besitzen. Das Nitschelwerk als auch der Wagenantrieb ist für beide Teile gemeinsam und muß bei Änderung der Nitschelgeschwindigkeit sowohl die Zähnezahl der Wechsel  $F_w$  und  $F_{w_1}$  der  $A$ -Seite als auch gleichzeitig die Zähnezahl derselben Wechsel der  $B$ -Seite geändert werden. Der Vorteil dieser zweiteiligen Ausführung besteht darin, daß durch die beiden getrennt angetriebenen Streckwerke mit verschiedenen Verzügen gearbeitet werden kann, wie sich dies bei kleineren Partien in der Buntspinnerei öfters nötig macht.

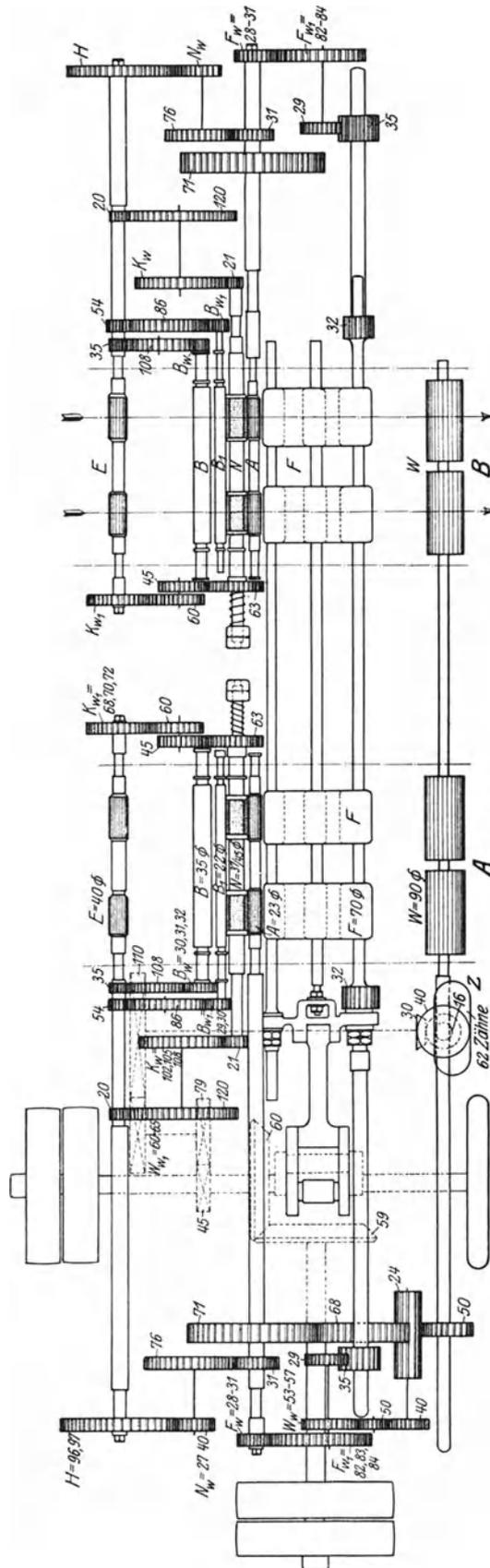


Abb. 84.

1. Der Verzug. Nach Formel 54 berechnet sich

$$\text{Verzug } v = \frac{76 \cdot H \cdot 23}{31 \cdot N_w \cdot 40},$$

$$\text{Verzugskonstante } v = \frac{1,409 \cdot H}{N_w}.$$

Für  $H = 96$ :

$$\text{Verzugskonstante } v_1 = \frac{135,3}{N_w}.$$

Für  $H = 97$ :

$$\text{Verzugskonstante } v_3 = \frac{136,7}{N_w}.$$

Verzugstabelle 23.

Hinterzylinder-rad $H$	Nummerwechsel $N_w$	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
96	Verzug $v_1$	5,01	4,83	4,66	4,51	4,36	4,23	4,10	3,98	3,86	3,75	3,65	3,56	3,47	3,38
97	" $v_3$	5,06	4,88	4,71	4,55	4,41	4,27	4,14	4,02	3,9	3,8	3,69	3,59	3,5	3,42

Da der Nummerwechsel  $N_w$  wieder ein treibendes Rad ist, so sind die gegenseitigen Beziehungen zwischen Verzügen bzw. Ausgabennummern und Nummerwechseln dieselben wie bei der vorher berechneten Grobstrecke der E.M.G.

2. Die Nadelwalzenbewegung. Für eine Umdrehung des Hinterzylinders  $E$  führt derselbe zu:

$$= 40 \cdot \pi = 125,6 \text{ mm}.$$

Für eine Umdrehung des Hinterzylinders beträgt die mittlere Abführung  $A_n$  der Nadelwalze  $N$ :

$$A_n = \frac{1 \cdot 20 \cdot K_w \cdot 37 + 45}{120 \cdot 21 \cdot 2} \cdot \pi,$$

$$A_n = 1,021 \cdot K_w.$$

Kleinste Abführung von  $N$  bei einer Umdrehung von  $E$ :

$$A_n = 1,021 \cdot 102 = 104,142 \text{ mm}.$$

Größte Abführung von  $N$  bei einer Umdrehung von  $E$ :

$$A_n = 1,021 \cdot 108 = 110,268 \text{ mm}.$$

Der Hinterzylinder hat demnach eine 12 bis 17% größere Umfangsgeschwindigkeit als die Nadelwalze.

Für eine Umdrehung des Vorderzylinders  $A$  beträgt die Abführung desselben

$$= 23 \cdot \pi = 72,22 \text{ mm}.$$

Für eine Umdrehung des Vorderzylinders  $A$  beträgt die mittlere Zuführung  $Z_n$  der Nadelwalze

$$Z_n = \frac{1 \cdot 31 \cdot N_w \cdot 20 \cdot K_w \cdot 37 + 45}{76 \cdot H \cdot 120 \cdot 21 \cdot 2} \cdot \pi,$$

$$Z_n = 0,00434 \cdot N_w \cdot K_w.$$

Kleinste Zuführung von  $N$  bei einer Umdrehung von  $A$ :

$$Z_n = 0,00434 \cdot 27 \cdot 102 = 11,95 \text{ mm}.$$

Größte Zuführung von  $N$  bei einer Umdrehung von  $A$ :

$$Z_n = 0,00434 \cdot 40 \cdot 108 = 18,75 \text{ mm}.$$

Der Vorderzylinder  $A$  zieht demnach ca. 74 bis 83% mehr ab als die Nadelwalze zuführt.

3. Nebenverzüge. 1. Nebenverzug  $v_1$  zwischen  $B$  und  $E$ :

$$v_1 = \frac{35 \cdot \pi}{1 \cdot B_w \cdot 40 \cdot \pi} = \frac{35 \cdot 35}{B_w \cdot 40},$$

$$v_1 = \frac{30 \cdot 625}{B_w}.$$

Für  $B_w$  die Zahlenwerte eingesetzt ergibt folgende Verzüge:

Wechsel $B_w$	Verzüge $v_1$
30	1,02
31	0,988
32	0,957

2. Nebenverzug  $v_2$  zwischen  $B_1$  und  $B$

$$v_2 = \frac{22 \cdot \pi}{B_{w_1} \cdot 35 \cdot 35 \cdot \pi} = \frac{22 \cdot 54 \cdot B_w}{B_{w_1} \cdot 35 \cdot 35}$$

$$v_2 = \frac{54 \cdot B_w}{0,969 \cdot B_{w_1}}.$$

Für die beiden Blindzylinderwechsel die Zahlenwerte eingesetzt, erhält man folgende Verzüge:

Wechsel $B_{w_1}$	Wechsel $B_w$	Verzüge $v_2$
29	32	1,07
30	32	1,03
29	31	1,03
30	31	1,00
29	30	1,00
30	30	0,97

3. Nebenverzug  $v_3$  zwischen  $N$  und  $B_1$ :

$$v_3 = \frac{\frac{37 + 45}{2} \cdot \pi}{21 \cdot 120 \cdot 54 \cdot 22 \cdot \pi} = \frac{41 \cdot K_w \cdot 20 \cdot B_{w_1}}{21 \cdot 120 \cdot 54 \cdot 22},$$

$$v_3 = 0,000274 \cdot K_w \cdot B_{w_1}.$$

Für die Wechsel  $B_{w_1}$  und  $K_w$  die Zahlenwerte eingesetzt, ergibt folgende Verzüge:

Wechsel $B_{w_1}$	Wechsel $K_w$	Verzüge $v_3$
30	108	0,887
29	108	0,858
30	105	0,863
29	105	0,834
30	102	0,838
29	102	0,810

4. Nebenverzug  $v_4$  zwischen  $F$  und  $A$ :

$$v_4 = \frac{(70 + 2 \cdot 4,5) \cdot \pi}{1 \cdot 35 \cdot F_{w_1} \cdot 23 \cdot \pi} = \frac{79 \cdot 29 \cdot F_w}{35 \cdot F_{w_1} \cdot 23}$$

$$v_4 = 2,845 \frac{F_w}{F_{w_1}}$$

Für die Wechsel  $F_w$  und  $F_{w_1}$  die Zahlenwerte eingesetzt, ergibt folgende Verzüge:

Wechsel $F_w$	Wechsel $F_{w_1}$	Verzüge $v_4$
30	82	1,04
30	83	1,028
30	84	1,016
29	82	1,00
29	83	0,99
29	84	0,98
28	82	0,97
28	83	0,96
28	84	0,948

5. Nebenverzug  $v_5$  zwischen  $W$  und  $F$ . Für einen halben Ablauf der Zahnschleife  $Z$  führt die Wickelwalze eine seitliche Bewegung von 160 mm aus und gleichzeitig eine rotierende Bewegung von:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{62 \cdot 40 \cdot 110 \cdot 79 \cdot 60 \cdot 68 \cdot \overset{(29)}{F_w} \cdot \overset{(53)}{W_w} \cdot 24 \cdot 90 \cdot \pi}{16 \cdot 30 \cdot \underset{(60)}{W_{w1}} \cdot 45 \cdot 59 \cdot 71 \cdot \underset{(83)}{F_{w1}} \cdot 40 \cdot 50} = 508,5 \text{ mm},$$

rotierender Weg der Wickelwalze für  $W_w = 57$

$$= \frac{508,5 \cdot 57}{53} = 546,8 \text{ mm},$$

dann beträgt bei einem halben Ablauf der Zahnschleife die kleinste aufgewickelte Bandlänge  $\sqrt{508,5^2 + 160^2} = 533,08 \text{ mm}$ , größte aufgewickelte Bandlänge  $\sqrt{546,8^2 + 160^2} = 569,72 \text{ mm}$ .

Für einen halben Ablauf der Zahnschleife beträgt die vom Nitschelwerk  $F$  zugeführte Bandlänge:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{62 \cdot 40 \cdot 110 \cdot 79 \cdot 60 \cdot 68 \cdot \overset{(29)}{F_w} \cdot 29 \cdot (70 + 2 \cdot 4,5) \cdot \pi}{16 \cdot 30 \cdot \underset{(60)}{W_{w1}} \cdot 45 \cdot 59 \cdot 71 \cdot \underset{(83)}{F_{w1}} \cdot 35} = 581,4 \text{ mm}.$$

Für die gewählte Wechselzusammenstellung ergibt sich:

$$\text{Kleinsten Wagenverzug} \quad v_5 = \frac{533,08}{581,4} = 0,916$$

$$\text{Größter} \quad \text{„} \quad v_5 = \frac{569,72}{581,4} = 0,979.$$

## Die Produktionsberechnung der Vorbereitungsmaschinen.

Die Größe der Produktion ist abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit des Vorderzylinders und von der Nummer des Ausgabebandes.

Es bedeutet:

$d$  = Durchmesser in Metern des Vorderzylinders,

$n$  = Minutliche Umdrehungszahl des Vorderzylinders,

$t$  = Anzahl der täglichen Arbeitsstunden,

$N$  = End- oder Ausgabennummer des Bandes,

$y$  = Wirkungsgrad, der durch den Zeitverlust infolge Stillstandes der Maschine bedingt ist.

Angenommen die tägliche Arbeitszeit ist 10 Stunden, d. h. die absolute Arbeitszeit = 600 Minuten, und betragen die unvermeidlichen Stillstände der Maschine für den Arbeitstag 60 Minuten, so ist die effektive Arbeitszeit dieser Maschine = 540 Minuten, dann ist der Wirkungsgrad

$$= \frac{\text{effektive Arbeitszeit}}{\text{absolute Arbeitszeit}} = \frac{540}{600} = 0,9.$$

Nach Formel 44 ist die vom Vorderzylinder in der Minute gelieferte Bandlänge in Metern

$$= n \cdot d \cdot \pi$$

und in  $t$  Stunden beträgt die gelieferte Bandlänge in Metern des Vorderzylinders

$$= n \cdot d \cdot \pi \cdot 60 \cdot t.$$

Aus der täglich gelieferten Bandlänge in Metern und der Bandnummer berechnet sich nach Formel 3 die täglich theoretische Produktion  $P$  in Gramm für eine Spule zu

$$P = \frac{n \cdot d \cdot \pi \cdot 60 \cdot t}{N} \dots \dots \dots (59)$$

Multipliziert man die theoretische Produktion mit dem Wirkungsgrad  $y$ , so ergibt sich die praktische tägliche Produktion  $P$  in Gramm für eine Spule zu:

$$P = \frac{n \cdot d \cdot \pi \cdot 60 \cdot t}{N} \cdot y \dots \dots \dots (59a)$$

Tägliche Produktion für eine Spule  $P = \frac{n \cdot d \cdot \pi \cdot 60 \cdot t}{N \cdot 1000} \cdot y$  in kg  $\dots \dots \dots (59b)$

Die Größe des durch den Zeitverlust bedingten Wirkungsgrades liegt für jede einzelne Maschine innerhalb gewisser Grenzen und hängt derselbe außer von der Tüchtigkeit des Bedienungspersonals besonders von der Dublierung und der Garnnummer ab, auch liegt der Wirkungsgrad der Maschinen für Buntspinnerei tiefer als für Rohweißspinnerei.

Auf Grund von praktischen Versuchen und Erfahrungen wurden für die einzelnen Vorbereitungsmaschinen für mittlere Nummern (4,0—5,6) der Wirkungsgrad folgende Durchschnittswerte ermittelt:

Tabelle 24.

Maschinen-Bezeichnung	Wirkungsgrad $y$	Dublierung
Doppelnadelstabstrecken . . . . .	0,72	6
Grobstrecken . . . . .	0,78	4
Halbgrobstrecke . . . . .	0,8	2
Zwischen- und Vorfeinstrecken . . . . .	0,82 ÷ 0,88	2 ÷ 3
Feinstrecken . . . . .	0,92	2

Für Buntspinnerei (kleine Partien) sind die Werte der Wirkungsgrade um 10—20% geringer.

Beispiel. Wie groß ist bei 10stündiger Arbeitszeit die tägliche Produktion in kg der Feinstrecke (Abb. 84) für die Ausgabennummer  $N = 5,2$ , wenn die Maschine 25 Köpfe = 100 Spulen hat?

Zunächst berechnet man die minutlichen Umdrehungszahlen  $n$  des Vorderzylinders

$$n = \frac{225 \cdot 520 \cdot 60 \cdot 68}{360 \cdot 59 \cdot 71} = 316,5 \text{ t/m}$$

Dann ergibt sich nach Formel 59

theoretische tägliche Produktion für eine Spule  $P = \frac{316,5 \cdot 0,023 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 10}{5,2} \cdot 2637,4 \text{ g,}$

praktische tägliche Produktion für eine Spule  $P = \frac{316,5 \cdot 0,023 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 10}{5,2 \cdot 1000} \cdot 0,92 = 2,426 \text{ kg,}$

praktische tägliche Gesamtproduktion der Maschine  $P = 2,426 \cdot 100 = 242,3 \text{ kg.}$

## Die Nadelwalze.

Bei den Nitschelstrecken liegt zwischen Vorderzylinder und Hinterzylinder eine Nadelwalze, und ist die Aufgabe der Nadelwalze mit der des Nadelfeldes der Doppelnadelstabstrecke identisch, weshalb das in der Abhandlung „Allgemeines über die Wirkungsweise des Nadelfeldes“ (S. 132) Gesagte im allgemeinen auch für die Nadelwalze Geltung hat. Besonders für den ersten und zweiten als auch für den dritten Streckdurchgang, welche mit starker Auflage arbeiten, wird das Nadelfeld deshalb vorteilhaft angewendet, weil es vermöge seiner verhältnismäßig langen Nadeln selbst die starke Fasermasse gänzlich aufnimmt und dadurch allen Faserschichten, besonders auch den oben liegenden, eine gesicherte Führung und zurückhaltende Streckwirkung gibt. Mit der fortschreitenden Verfeinerung des Bandes nehmen, wie bereits früher erwähnt, die Dimensionen der arbeitenden Teile, als auch die Größe der Streckweite ab, und müßten im selben Verhältnis das Hechelfeld als auch dessen Bewegungsapparat kleiner werden, jedoch ist dies mit konstruktiven Schwierigkeiten verbunden, weshalb das Streckwerk der Streckdurchgänge für die Verarbeitung von schwächeren Auflagen mit der Nadelwalze ausgerüstet bleibt. Die Nadelwalze hat dem Nadelfeld gegenüber

einige Nachteile, welche die Wirkung der Nadeln auf die Fasermasse im gewissen Grade ungünstig beeinflußt. Die Nachteile der Nadelwalze gegenüber dem Nadelfeld sind folgende:

1. Damit die Nadeln der sich drehenden Nadelwalze senkrecht nach unten aus der Fasermasse austreten, dürfen die Nadeln nicht radial zum Messingmantel eingesetzt werden, sondern müssen in einem bestimmten Winkel ( $30^\circ$ ) geneigt stehen, womit wieder der Nachteil verbunden ist, daß der Eintritt der Nadeln in die Fasermasse nicht wie bei den Nadelstäben senkrecht sondern flach erfolgt.

2. Durch die rotierende Bewegung der Nadelwalze tritt der Fall ein, daß die Nadelgeschwindigkeit am Nadelgrund kleiner ist als an der Nadelspitze, außerdem ist die Reibung der am Messingmantel und in der verjüngten Nadellücke liegenden Fasergruppen größer als derjenigen, welche oben in dem weiten Lückenraum an den Nadelspitzen liegen. Dieser Unterschied in der Umfangsgeschwindigkeit und Reibung zwischen Nadelgrund und Nadelspitze bringt hervor, daß die zurückhaltende Wirkung der Fasern am Nadelgrund größer ist als an der Nadelspitze.

3. Der schädliche Abstand  $a$  zwischen Vorderzylinderklemmpunkt und Scheitelpunkt der Nadelwalze (s. Abb. 80) ist bedeutend größer und zwar mindestens gleich der Summe der größten Halbmesser von Vorderzylinder und Nadelwalze.

Mit der Zunahme der Auflage müssen sich auch die Dimensionen der Nadelwalze und folglich auch die der Nadeln vergrößern, wodurch die unter 1 bis 3 angeführten Nachteile der Nadelwalze um so mehr zum Ausdruck kommen, weshalb die ersten Streckdurchgänge, welche starke Bänder mit hoher Dublierung verarbeiten, mit Nadelwalzen von großem Durchmesser und langen Nadeln ausgerüstet sein müßten, jedoch wäre dies, wie die vorherige Abhandlung ergibt, unzweckmäßig. Bei den Streckdurchgängen mit feinerer Auflage besitzt die Nadelwalze eine genügend große Aufnahmefähigkeit und treten ihre erwähnten Nachteile infolge der abnehmenden Dimensionen der Walze nicht in dem Maße auf, daß sie eine merklich ungünstige Beeinflussung des Bandes hervorbringen, weshalb gewöhnlich vom 3. Streckdurchgang ab Strecken mit Nadelwalzen angewandt werden. Der Hauptvorteil der Nadelwalze gegenüber dem Nadelfeld besteht darin, daß der Bewegungsmechanismus der Nadelwalze ganz bedeutend einfacher ist als derjenige des Nadelfeldes.

Die Nadelwalze (Abb. 85) besteht aus einer Messinghülse  $M$ , deren beiden Enden

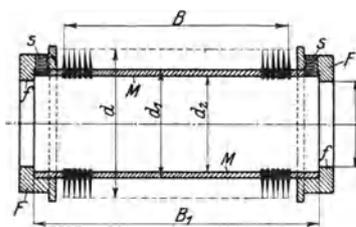


Abb. 85.

mit Flanschen  $F$  verbunden sind. Mittels der Flächen  $f$  ist die Nadelwalze auf die Welle aufgepaßt und durch Schrauben  $s$  auf diese befestigt. Die Nadeln sind unter einem Winkel von ca.  $30^\circ$  gegen den Radius durch die Nadelspitze in den Messingzylinder eingesetzt, damit während der Vorwärtsdrehung der Nadelwalze die Nadeln möglichst senkrecht nach unten aus der Fasermasse austreten. Die Dichte

der Nadelbesteckung ist abhängig vom Wollmaterial und von der Stärke der Auflage und muß erstere bei den Strecken eines Sortimentes mit der Zunahme der Bandfeinheit größer werden, während die Dimensionen der Nadelwalze als auch der Nadeln selbst, abnehmen. Folgende Tabellen (25, 26) zeigen die Abmessungen und die Besteckung der Nadelwalzen, wie sie beispielsweise für die einzelnen Streckdurchgänge Anwendung finden.

Die freie Nadellänge schwankt je nach der Nadelnummer und beträgt beispielsweise für die Nadelnummer 17 die Nadellänge 9 mm, während für Nadelnummer 28 die freie Nadellänge nur 3,5 mm ist. Bei der Verarbeitung von sehr feinen Vorgarnen werden für die letzten Streckdurchgänge Nadelwalzen mit Nadeln von der Nummer 29 bis 30 angewendet.

Tabelle 25.  
Für feinere Cheviotwollen.

Streck- durch- gang	Äußerer Durch- messer $d$ in mm	Innerer Durch- messer $d_1$ in mm	Nadel- nummer	Anzahl der Nadel- reihen	Anzahl der Nadeln in der Reihe	Arbeits- breite $B$ in mm	Anzahl der Nadeln auf 1 cm <sup>2</sup>	Breite des Messing- mantels $B_1$ in mm	Bohrung $d_2$ in mm
3	70	54	19	44	91	225	10,4	240	38
4	70	57	20	46	106	225	12,1	240	38
5	65	54	22	50	51/52	102	14,8	105	36
6	55	46,5	25	62	59/60	82	30,8	85	34
7	50	42	26	62	65/66	82	37,5	85	34
8	50	43	27	70	73/74	82	46,4	85	34

Tabelle 26.  
Für Merinowollen.

Streck- durch- gang	Äußerer Durch- messer $d$ in mm	Innerer Durch- messer $d_1$ in mm	Nadel- nummer	Anzahl der Nadel- reihen	Anzahl der Nadeln in der Reihe	Arbeits- breite $B$ in mm	Anzahl der Nadeln auf 1 cm <sup>2</sup>	Breite des Messing- mantels $B_1$ in mm	Bohrung $d_2$ in mm
3	70	56	19	40	101/102	225	10,1	240	38
4	70	57	20	46	109/110	225	12,5	240	38
5	60	49	22	48	60/61	102	18,5	105	34
6	60	50	24	60	70/71	102	26,4	105	34
7	50	41	25	56	54/55	73	32,4	75	34
8	50	41,5	26	58	59/60	73	36,2	75	34
9	50	42	27	62	63/64	73	40,9	75	34
10	50	43	28	68	71/72	73	49,3	75	34

### Antriebsarten der Nadelwalzen.

Die starke Streckwirkung, die in der Fasermasse zwischen Vorderzylinder und Nadelwalze auftritt, überträgt sich auf die Nadelwalze und äußert sich darin, daß die letztere anstrebt, ihrer von dem Räderantrieb erteilten Umfangsgeschwindigkeit voranzueilen. Die Größe des Zuges nach vorn, die bei einer bestimmten Vorderzylindergeschwindigkeit auf die Nadelwalze wirkt, nimmt mit der Länge der Faser und mit der Stärke der Auflage zu. So wird beispielsweise bei gleich starker Auflage die auf die Nadelwalze ausgeübte Zugwirkung bei einer  $A$ -Wolle mit langem Stapel größer sein, als bei einer  $A$ -Partie mit kurzem Stapel, die aber im übrigen dieselben Eigenschaften besitzt wie die erstere Wolle. Dies hat seine Ursache darin, daß bei der Wolle mit langem Stapel die vom Vorderzylinder erfaßten Fasern mehr und länger im vollen Bereich der Nadeln liegen, als die durchschnittlich kürzeren Fasern der kürzeren  $A$ -Qualität, weshalb im ersteren Falle die die Zugwirkung hervorbringende Nadelreibung stärker auftritt als im letzteren, und kann bei kurzfasriger Wolle so gering werden, daß die obenerwähnte Voreilung überhaupt nicht eintritt. Je ungleichmäßiger nun die Verteilung der kurzen und längeren Fasern im Bande ist, desto größeren Schwankungen wird die Größe der auf die Nadelwalze hervorgebrachten Zugwirkung unterliegen. Diese wechselnde Zugwirkung auf die Nadelwalze äußert sich in einem unruhigen, zuckenden Lauf derselben, welcher durch den Spielraum in den Zahneingriffsstellen des Antriebes möglich ist. Den im folgenden beschriebenen Antriebsarten der Nadelwalze liegt der Gedanke zugrunde, den unruhigen, zuckenden Lauf der Nadelwalze zu verhindern.

#### Der Nadelwalzenantrieb mit Bremse. (Abb. 86.)

Die Nadelwalze erhält vom Hinterzylinder  $E$  durch den Zahnradtrieb  $\frac{K_w \cdot 60}{55 \cdot 120}$  ihre Drehung. Da die Größe der Zuckungen der Nadelwalze von der Größe des Spiel-

raumes  $i$  des Zahnes in der Zahnücke abhängt, so hat man den Zahnspielraum schon dadurch auf ein Mindestmaß gebracht, daß die Zahnräder des Nadelwalzentriebes mit gefräßten Zähnen und mit möglichst kleiner Zahnteilung ausführt. Damit die Zahnflanke  $a$  des unteren Zahnes stets mit der Zahnflanke  $b$  des oberen Zahnes im Eingriff bleibt und nicht unter dem Bandzug um den Spielraum  $i$  nach vorn abgezogen werden kann, ist die Nadelwalzenwelle durch eine Bremse belastet. Die Bremswirkung, die durch Gewicht  $G$  mittels der Bremsbacken  $B, B_1$  auf die aufgekeilte Bremsscheibe  $S$  der Nadelwalzenwelle hervorgebracht wird, äußert sich im Zahneingriff  $a, b$  und muß größer sein als wie der auf die Nadelwalzen wirkende Bandzug. Zur Erhöhung der Reibung sind die Bremsbacken  $B, B_1$  mit Holzeinlagen gefüttert und durch die gegenseitige Anordnung der Bremsbacken bleibt der vom Belastungsgewicht  $G$  herrührende Druck auf die Bremsscheibe  $S$  beschränkt und ist auf die Lagerung der Nadelwalzenwelle ohne Einfluß. Durch Zusatzgewichte läßt sich die Bremswirkung verändern und dem jeweiligen Material so anpassen, daß sie den erwähnten Bedingungen entspricht.

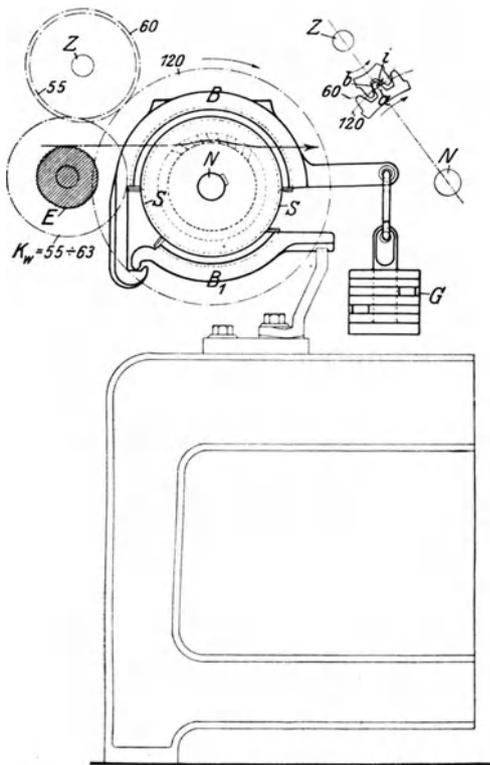


Abb. 86.

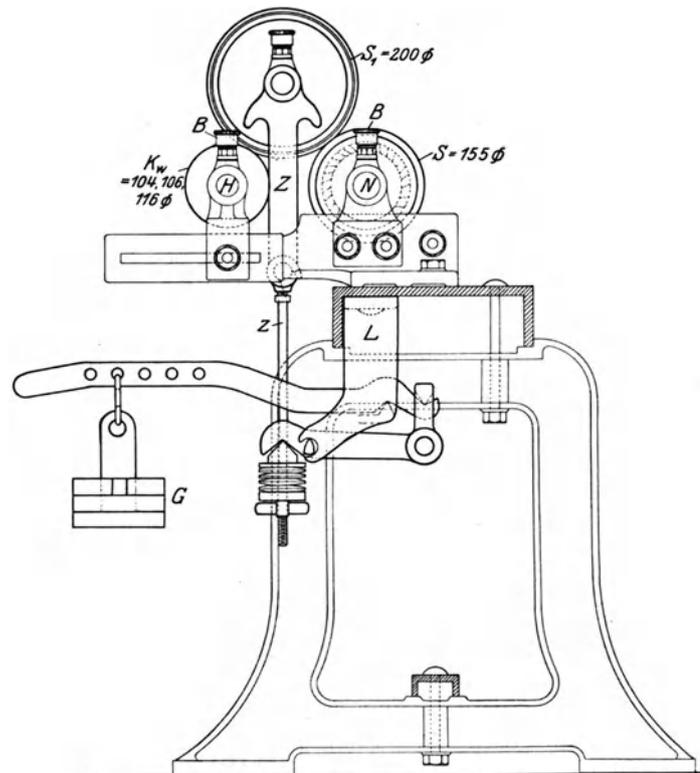


Abb. 87.

### Der Nadelwalzenantrieb von Richter, ausgeführt von E.M.G. (Abb. 87.)

Das Charakteristische dieser Antriebsart besteht darin, daß die Nadelwalzenwelle vom Hinterzylinder aus durch Reibungs- oder Friktionsräder angetrieben wird, durch welche der Spielraum, der bei Zahnrädern unvermeidlich ist, beseitigt ist. Fest auf dem Hinterzylinder  $H$  sitzt die als Kammwechsel ausgebildete glatte Eisenscheibe  $K_w$  und auf der Nadelwalzenwelle  $N$  die mit Gummi überzogene Eisenscheibe  $S$  und stehen beide Scheiben mit der ebenfalls mit Gummiüberzug versehenen Übertragungsscheibe  $S_1$  in Berührung. Die Übertragungsscheibe  $S_1$  steht durch eine Zugstange  $Z$  mit einer stark und elastisch wirkenden Belastungsvorrichtung in Verbindung, welche die Friktions-scheiben  $K_w, S_1, S$  derart unter Druck stellt, daß die in den Berührungsstellen auftretende Reibung die von  $K_w$  ausgehende Bewegung ohne Gleitverluste auf die Nadel-

walzenwelle überträgt. Infolge des nötigen Friktionsdruckes tritt in den Lagerstellen eine erhöhte Zapfenreibung ein, weshalb für eine gute, ständige Schmierung gesorgt werden muß, zu welchem Zweck die Lager am Friktionsantrieb mit Stauerbüchsen *B* ausgestattet sind. Die Entlastung des Friktionstriebes bei längerem Stillstand der Maschine kann mittels eines vorgesehenen Hakens vorgenommen werden.

**Der Nadelwalzenantrieb Patent Doyen, ausgeführt von N.S.C. (Abb. 88, 89.)**

Durch den aus gefräßten Zähnen bestehenden Zahnradtrieb  $\frac{20 \cdot K_w}{120 \cdot 21}$  erhält die Nadelwalze vom Hinterzylinder *H* aus ihren Antrieb nach vorn, während der auf der anderen Seite der Nadelwalzenwelle angebrachte Bremstrieb  $\frac{K_{w_1} \cdot 45}{60 \cdot 63}$  den ruhigen Gang der Nadelwalze bedingt.

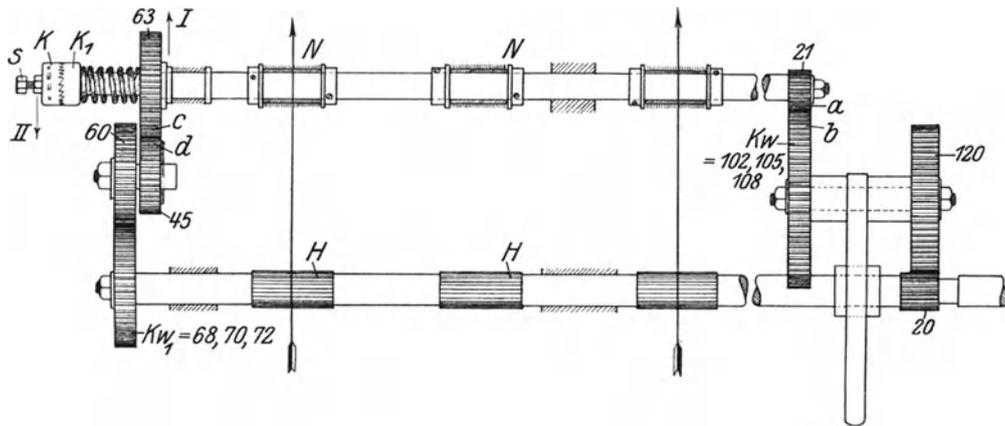


Abb. 88.

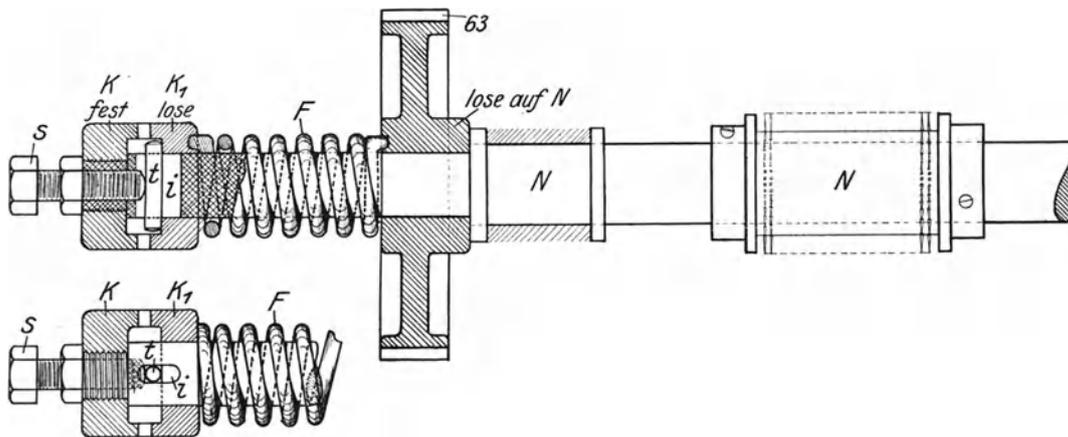


Abb. 89.

Die Geschwindigkeit der Nadelwalze *N* wird durch Kammwechsel  $K_w$  geändert, jedoch muß dann gleichzeitig der Kammwechsel  $K_{w_1}$  des Bremstriebes so geändert werden, daß das Übersetzungsverhältnis beider Triebe das gleiche bleibt. Die gleichzeitige Wechselung beider Kammwechsel zeigen folgende Ansätze:

Übersetzungsverhältnis <i>U</i> des Antriebes		Übersetzungsverhältnis <i>U</i> des Bremstriebes
für $K_w = 102$		für $K_{w_1} = 68$
$U = \frac{20 \cdot 102}{120 \cdot 21} = 0,8095 \dots$	entspricht	$U = \frac{68 \cdot 45}{60 \cdot 63} = 0,8095 \dots$

$$\begin{array}{ll}
 \text{für } K_w = 105 & \text{für } K_{w_1} = 70 \\
 U = \frac{20 \cdot 105}{120 \cdot 21} = 0,833 \dots & \text{entspricht } U = \frac{70 \cdot 45}{60 \cdot 63} = 0,833 \dots \\
 \text{für } K_w = 108 & \text{für } K_{w_1} = 72 \\
 U = \frac{20 \cdot 108}{120 \cdot 21} = 0,8571 \dots & \text{entspricht } U = \frac{72 \cdot 45}{60 \cdot 63} = 0,8571 \dots
 \end{array}$$

Die Kupplungshälfte  $K$  sitzt fest auf der Nadelwalzenwelle  $N$  und greift in die lose Kupplungshälfte  $K_1$  ein. Zwischen  $K_1$  und Zahnrad 63, welche beide lose auf Welle  $N$  sitzen, ist eine kräftige Feder  $F$  eingeschaltet, welche beide Teile elastisch verbindet. Durch Drehen der losen Kupplungshälfte  $K_1$  kann die Feder  $F$  in Spannung gebracht werden, die sich dann auf die Lagerstellen der Federenden so äußert, daß sie das Rad 63 in die Richtung I und die geschlossene Kupplung  $K, K_1$  in die Richtung II zu drehen versucht. Der von der Feder ausgehende Druck auf die Kupplung  $K, K_1$  in Richtung II veranlaßt ein ständiges, kräftiges Aufpressen der Zahnflanke  $a$  des Rades 21 an die Flanke  $b$  des Rades 102, wodurch  $N$  ständig kräftig zurückgehalten wird, also dem Bandzug entgegenwirkt, während der in Richtung I ausgeübte Federdruck eine ständige Vorauseilung nach vorn des lose auf  $N$  sitzenden Rades 63 bewirkt, so daß Flanke  $c$  des Rades 63 ständig mit Flanke  $d$  vom Rad 45 unter Druck im Eingriff steht. Der in der Eingriffsstelle  $a, b$  auftretende Zahndruck (II) wirkt demjenigen (I) in der Eingriffsstelle  $c, d$  entgegen und zur konstanten Erhaltung der zurückhaltenden Wirkung von  $N$  muß die Geschwindigkeit des Antriebes in  $a, b$  gleich groß derjenigen sein, mit welcher sich das Rad 63 unter Druck auf Rad 45 abrollt. Würde beispielsweise  $K_{w_1}$  festgehalten werden, so würde die zwischen  $c, d$  auftretende Bremswirkung infolge Stillstandes des Rades 45 das Maximum annehmen und schließlich zum Bruch der Feder führen. Durch Verdrehen der Kupplungshälfte  $K_1$  kann die Federspannung und folglich die Größe der zurückhaltenden Wirkung reguliert werden, die natürlich stets größer sein muß als der auftretende Bandzug. Will man die Kupplung  $K, K_1$  lösen, so muß dieselbe erst vom Axialdruck der Feder  $F$  entlastet werden, zu welchem Zweck  $s$  einwärts gedreht wird, wodurch der im Schlitz  $i$  geführte Stift  $t$  die lose Kupplungshälfte  $K_1$  unter Zusammenpressen der Feder  $F$  auslöst, dann erst kann Kupplungshälfte  $K$  von der Nadelwalzenwelle abgeschraubt werden.

### Die Streckzylinder und deren Druckvorrichtungen.

Bei den Grobstrecken (Abb. 80, 81) ist zur Erzielung eines guten und sicheren Verzugs der starken Bänder der untere Ausgangszylinder als Doppelzylinder  $A, A_1$  von verschiedenen Durchmessern ausgeführt, während für die kleinere Verzugsarbeit der Halbgrob-, Mittel-, Vorfein- und Feinstrecken (Abb. 82) infolge der schwächer werdenden Vorlagen ein einziger unterer Ausgabezylinder  $A$  von kleinerem Durchmesser genügt.

Bei sämtlichen Nadelwalzenstrecken sind die Unterzylinder  $A$  des Ausgangs- als auch des Eingangszylinderpaares  $E$  parallel zur Achse geriffelt und nimmt die Feinheit der Riffelung dieser Zylinder allmählich gegen die Feinstrecke hin zu. Die Druckwalze  $A_2$  des Vorderzylinders besteht bei den Grobstrecken aus Holz und bei den feineren Strecken aus Holz oder Eisen und ist zur Erzielung eines elastischen Druckes mit Filz überzogen. Das über den Filz gelegte Pergamentpapier bezweckt, die Oberfläche des Zylinders glatt zu gestalten, wodurch ein Hängenbleiben von Fasern am Zylinder  $A_2$  sowie ein Aufsaugen des Schmelzfettes durch den Filz vermieden wird. Der Pergamentpapierstreifen, welcher sich ca. zweimal um den Umfang der Druckwalze legt, ist nur mit dem inneren Ende an der Zylinderoberfläche leicht befestigt, während das äußere Ende lose absteht, wodurch eine Faltenbildung des Papiers verhindert ist. Um ein Aufschlagen des losen Endes des Pergamentpapiers auf die Nadelspitzen zu verhindern, ist das Schutzblech  $e$  angeordnet. Damit die Stoßstelle des aufgeklebten Filzes auf den ruhigen Gang der Ober-

walze  $A_2$  ohne Einfluß bleibt, verläuft dieselbe schräg zur Zylinderachse, aus demselben Grunde wird das lose Ende des Pergamentstreifens schräg abgeschnitten. Die Stärke des Filzes sowie des Pergamentpapiers ist nun auf allen Maschinen nicht die gleiche, sondern nimmt mit der Verminderung des Klemmdruckes des Zylinders  $A$ ,  $A_1$ ,  $A_2$  ab. Während zur Erzeugung des hohen Druckes in der Vorderzylinderklemmlinie eine besondere Belastungsvorrichtung benötigt wird, genügt für die Hinterzylinderbelastung das Eigengewicht einer eisernen glatten Oberwalze  $E_1$ . Ober- und Unterzylinder der Blindzylinder  $B$ ,  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $B_3$  besitzen glatte Oberfläche und üben Oberwalzen  $B_2$ ,  $B_3$  durch ihr Eigengewicht auf Unterwalze  $B$  bzw.  $B_1$  einen leichten Druck aus. Die Unterzylinder  $A$ ,  $E$ ,  $B$  bzw.  $A_1$  und  $B_1$  werden mit der ihnen zukommenden Geschwindigkeit angetrieben, während die dazugehörigen Druckwalzen  $A_2$ ,  $E_1$ ,  $B_2$ ,  $B_3$  mit derselben Geschwindigkeit durch Reibung mitgenommen werden. Infolge der parallel zur Achse verlaufenden Riffelung wird die starke zu verarbeitende Fasermasse der Grobstrecken auf die ganze Arbeitsbreite des Zylinders erfaßt und macht sich zur sicheren Verzugsarbeit eine starke Druckbelastung im Zylinderklemmpunkt nötig, die wieder einen Unterzylinder  $A$  von großem Durchmesser erfordert, welcher eine Vergrößerung des schädlichen Abstandes  $\alpha$  zur Folge hat. Um den schädlichen Abstand  $\alpha$  auf ein Mindestmaß herabzumindern, wird  $A$  als Doppelzylinder ausgeführt, indem einem größeren Zylinder  $A$  gegen die Nadelwalze hin noch ein Unterzylinder  $A_1$  von kleinerem Durchmesser vorgelagert wird, wodurch die hintere Klemmlinie 1 näher an die Nadelwalze herangebracht wird, außerdem entstehen durch die Anwendung des Doppelzylinders 2 Klemmlinien, wodurch ein sicheres Erfassen der starken Fasermassen begünstigt wird.

Mit der fortschreitenden Verfeinerung der Bänder auf den aufeinanderfolgenden Streckdurchgängen nehmen die Abmessungen der Zylinder ab, während die Feinheit der Riffelung zunimmt. In welchen Grenzen die Zylinderdimensionen sowie die Riffel-feinheit sich bewegen, ist für einen bestimmten Fall in der folgenden Tabelle 26 zusammengestellt.

Tabelle 27.

Streckdurchgang	Maschine	Zylinderdurchmesser in mm							Riffelanzahl			Die Arbeitsbreite der Zylinder mm
		Großer unterer Ausgangszylinder	Kleiner unterer Ausgangszylinder	Druckwalze des Ausgangszylinders	Unterer Eingangszylinder	Druckwalze des Eingangszylinders	Unterer Blindzylinder	Druckwalze des Blindzylinders	Großer unterer Ausgangszylinder	Kleiner unterer Ausgangszylinder	Unterer Eingangszylinder	
		$A$	$A_1$	$A_2$	$E$	$E_1$	$B$	$B_2$	$A$	$A_1$	$E$	
3	Grobstrecke . . .	60	30	120	40	85	30	40	70	35	60	260
4	" . . .	50	25	120	40	70	25	40	58	29	60	170
5	Halbgrobstrecke .	27		90	40	60	25	35	37		60	120
6	Zwischenstrecke .	25		75	40	55	22	30	35		60	90
7	" . . .	23		75	40	55	I 30 II 18	I 30 II 27	33		60	90
8	Vorfeinstrecke . .	23		75	40	55	30 18	30 27	33		60	85
9	Feinstrecke . . .	20		75	40	55	30 18	30 27	41		60	85

Bei der Feinstrecke ist gewöhnlich zwischen Eintritts- und Blindzylinderpaar ein Zwischenzylinderpaar eingebaut, dessen Unterwalze glatt ist und einen Durchmesser von 18 mm besitzt, der Durchmesser der Druckwalze beträgt 35 mm.

Der hohe Druck auf den Vorderzylinder wird bei allen Nitschelstrecken wieder durch besondere Belastungsvorrichtungen erzeugt, die hinsichtlich der konstruktiven Ausführung und Wirkungsweise mit denjenigen der Doppelnadelstabstrecken übereinstimmen.

Der gesamte Druck  $P$  der auf den Vorderzylinder der Grobstrecke (Abb. 80) wirkt, berechnet sich auf dieselbe Art, wie sie bereits für die Doppelnadelstabstrecke (S. 141) ausführlich durchgeführt wurde.

Gewicht des Oberzylinders $A_2$ . . . . .	6400 g
" von einem Sättelhaken $h$ mit Zugstange $t_1$ , Federplatten $f$ und Mutter $M$ . . . . .	2970 "
" des Hebels $H$ . . . . .	4320 "
" " Grundgewichtes $Q$ . . . . .	5420 "
Gewicht eines Zusatzgewichtes $q$ . . . . .	2440 "
Länge des Lasthebelarmes $b$ . . . . .	493 mm
" " Krafthebelarmes $a$ . . . . .	60 "
Entfernung $x$ des Schwerpunktes des Hebels $H$ vom Drehpunkt $D$ . . . . .	283 "

Nach Formel 58b berechnet sich dann der praktische Zylinderdruck  $P$  zu:

$$P \cdot 60 = 5420 \cdot 493 + 4320 \cdot 283$$

$$P \text{ i. kg} = 2 \cdot \frac{5420 \cdot 493 + (4320 \cdot 283)}{60 \cdot 1000}$$

$$P = 129,82 + 2 \cdot 2,970 + 6,400.$$

Gesamter praktischer Zylinderdruck  $P = 148,56 \text{ kg}$ .

Durch Auflegen eines Zusatzgewichtes auf jeder Seite erhöht sich der Gesamtdruck um

$$P_1 \cdot 60 = 2440 \cdot 493,$$

$$P_1 = 2 \cdot \frac{2440 \cdot 493}{60 \cdot 1000},$$

$$P_1 = 40,09 \text{ kg}.$$

Der berechnete Gesamtdruck von 148,56 kg verteilt sich nun auf die beiden Unterzylinder  $A, A_1$  und ist der auf jeden Zylinder wirkende Einzeldruck am einfachsten mit Hilfe des Kräfteparallelogramms auf graphischem Wege zu ermitteln (s. Abb. 80 Nebenfigur).

Darnach ergibt sich der Einzeldruck auf dem kleinen Zylinder zu 74,3 kg,

  " " " " großen " " 79,5 "

Der Druck im Hinterzylinder- sowie im Blindzylinderklemmpunkt wird durch das Eigengewicht von Druckwalzen hervorgebracht und wiegt die Druckwalze des Hinterzylinders 13 900 g und die des Blindzylinders 2420 g.

Die Berechnung der Druckwirkung auf den Vorderzylinder einer Feinstrecke (Abb. 82):

Gewicht des Oberzylinders $A_2$ . . . . .	4320 g
" " Sattelhakens $h$ , des Zuggestänges $t$ , der Feder $f$ , der Flügelmutter $M$ . . . . .	1320 "
" " Hebels $H$ . . . . .	1870 "
" " Grundgewichtes $Q$ . . . . .	4740 "
" eines Zusatzgewichtes $q$ . . . . .	1190 "
Länge des Lasthebelarmes $b$ . . . . .	270 mm
" " Krafthebelarmes $a$ . . . . .	53 "
Entfernung $x$ des Schwerpunktes des Hebels $H$ vom Drehpunkt $D$ . . . . .	160 "

Nach der Formel 58b ergibt sich der praktische Druck auf den Vorderzylinder zu:

$$P \cdot 53 = 4740 \cdot 270 + 1870 \cdot 160,$$

$$P \text{ i. kg} = \frac{4740 \cdot 270 + 1870 \cdot 160}{53 \cdot 1000} + 1,320 + 4,320,$$

$$P = 35,43 \text{ kg}.$$

Bei Auflage eines Zusatzgewichtes  $g$  vergrößert sich der Gesamtdruck um:

$$P_1 \cdot 53 = 1190 \cdot 270$$

$$P_1 = \frac{1190 \cdot 270}{53}$$

$$P_1 = 6,062 \text{ kg}.$$

Eigengewicht der Hinterzylinderdruckwalze  $E_1 = 6150 \text{ g}$

  " " Zwischenzylinderdruckwalze  $B_3 = 2420 \text{ "}$

  " " Blindzylinderdruckwalze  $B_2 = 420 \text{ "}$

Diese Belastungen entfallen immer auf einen Kopf und zwar bei den Strecken mit Einzelbandablieferungen (1. Grobstrecke) auf 1 Band und bei den Strecken mit Doppelbandablieferung (Halbgrob- bis Feinstrecke) auf 2 Doppel- bzw. 4 Einzelbändern.

Die Gesamtbelastung richtet sich nach der Größe des Verzuges, der Stärke der Vorlage, der Zylindergeschwindigkeit, des Abstandes zwischen Vorderzylinderklemmpunkt und Nadelwalze, ist abhängig von der Beschaffenheit der Wolle und beträgt beispielsweise der maximale Vorderzylinderdruck bei den Doppelnadelstabstrecken ungefähr 300 kg auf 1 Ausgabeband, bei der Grobstrecke mit Doppelbandablieferung ungefähr 300 kg auf 2 Ausgabebänder und bei den Feinstrecken ungefähr 92 kg auf 4 Ausgabebänder.

### Die Putzvorrichtungen.

Alle diejenigen Organe des Streckwerkes, welchen der Hauptanteil der Verzugsarbeit obliegt, müssen ständig im sauberen Zustand erhalten bleiben, d. h. es muß besonders ein Hängenbleiben von kurzen Fasern vermieden werden, welche dann das Wickeln der Zylinder begünstigen. Zur dauernden Reinhaltung sind deshalb die unteren Vorderzylinder, die dazugehörigen Druckwalzen, die Nadelwalzen und eventuell die Blindzylinder mit Putzvorrichtungen versehen (Abb. 80, 81, 82). An die untere Hälfte der unteren Vorderzylinder  $AA_1$  werden durch den im Drehpunkt  $D_1$  aufgehängten Gewichtshebel  $G$  die Putzbürsten  $p$  leicht angepreßt. Um ein Umlegen der Borsten zu verhindern, ist das Blech  $b$  angebracht, welches entsprechend der Abnutzung der Borsten nach unten nachgestellt werden kann. Die Putzleisten  $p$  sind nun derart beweglich mit dem Hebel  $G$  in Verbindung gebracht, daß ein einseitiges Anlegen der Bürsten  $p$  an den Zylindern  $AA_1$  ausgeschlossen ist. Das Putzstück  $p_1$  der oberen Druckwalze ist in den Hohlkehlen mit Plüsch überzogen, während die vier Eckflächen mit Bürsten  $p_2$  besetzt sind. Durch eine Vierteldrehung des Putzstückes  $p_1$  kann die verunreinigte Stelle mit einer reinen schnell ausgewechselt werden. In Abb. 82 wird die Druckwalze  $A_2$  durch eine leicht belastete und beiderseitig in Schlitzführung gehaltenen Putzbürste  $p_1$  gereinigt. Bei beiden Ausführungen ist hinter der Putzbürste  $p_1$  noch eine mit Plüsch überzogene Walze  $p_3$  angeordnet, welche die sich eventuell von der Putzbürste loslösenden Fasern aufnimmt. Die Nadelwalze wird durch eine unterhalb derselben angeordneten Kreisbürste  $p_4$  gereinigt, die bei N.S.C. belastet ist, und durch Reibung mitgenommen wird, während bei E.M.G. die Putzwalze  $p_4$  vom Hinterzylinder aus durch Kettenräder und Ketten einen zwangläufigen Antrieb erhält, und da die Drehrichtung von  $p_4$  dieselbe ist wie diejenige der Nadelwalze  $N$ , so ist ein gründliches Ausputzen der Nadelwalze bis auf den Messingzylinder gewährleistet. Der Zylindermantel der Putzwalze ist bei E.M.G. nicht ganz mit Borsten besetzt, sondern es sind 1 bis 2 Borstenreihen in Schraubenlinien auf den Zylindermantel angebracht. Meist sind auch an den unteren Führungs- und Blindzylindern  $BB_1$  durch Hebel leicht belastete Putzleisten angeordnet. Sämtliche erwähnten Putzvorrichtungen sind zwecks gründlicher Reinigung leicht abnehmbar.

### Das Nitschelwerk (Frotteurapparat). (Abb. 90 bis 92.)

Die Aufgabe des Nitschelwerkes ist bereits unter „Die Drehung und die Festigkeit der Garne“, s. S. 75, behandelt worden. Das Nitschelwerk oder Würfelwerk (Abb. 90) besteht aus zwei übereinanderliegenden und unter leichtem Druck stehenden, endlosen Lederschläuchen  $FF_1$  von 100 bis 160 mm Breite, welche über sich drehenden Holzwalzen  $w_1$  bis  $w_4$  laufen, und erhalten dann entweder die vorderen beiden Walzen  $w_1, w_4$ , oder auch die hinteren  $w_2, w_3$  Antrieb.  $w_5$  ist eine beiderseitig in Schlitzlagern geführte Druckwalze, welche durch ihr Eigengewicht den oberen Lederschlauch in der Mitte leicht belastet. Außer der rotierenden Bewegung erhalten die Lederhosen  $FF_1$  durch einen Kurbelmechanismus eine axiale Hin- und Herbewegung. Für die Maschine mit Quer- als auch mit Parallelantrieb wird die Hauptwelle als Kurbelwelle ausgebildet und ist durch ein entsprechend einseitig beschwertes Zahnrad der Hauptwelle oder durch Schwungscheibe die Kurbelwelle ausbalanciert. Bei Drehung der Kurbel  $K$  wird

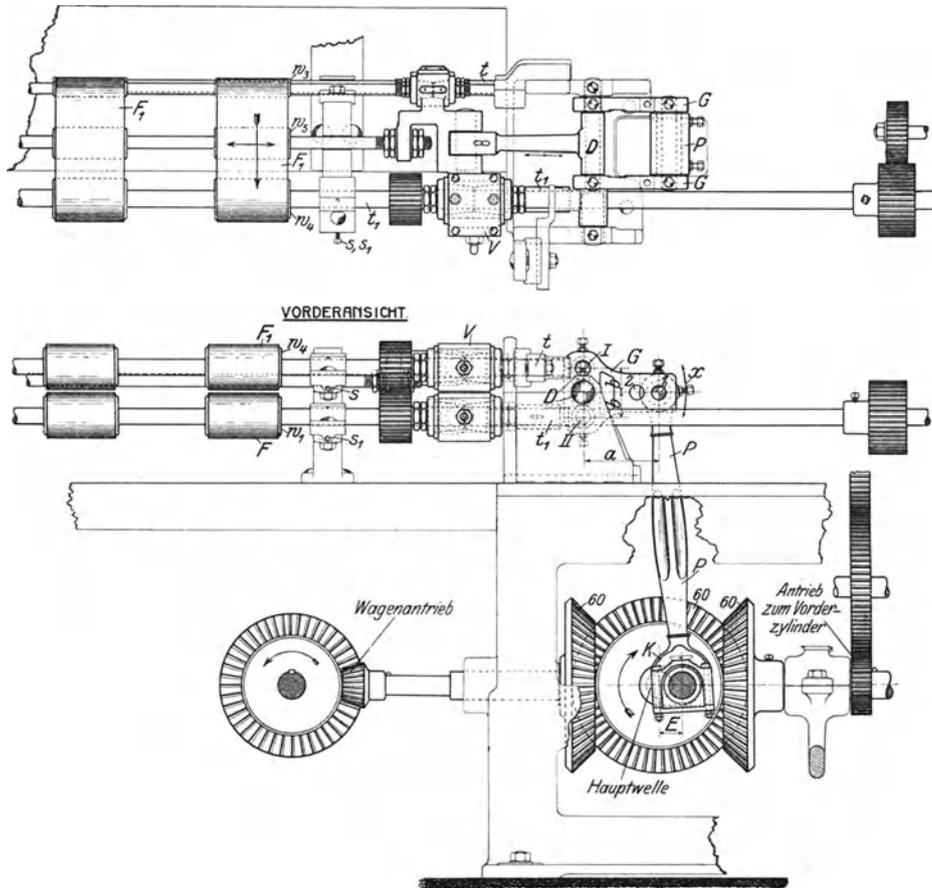


Abb. 90.

vermittels der Schubstange  $P$  das Gelenkstück  $G$  um den Drehpunkt  $D$  um den Betrag  $x$  gehoben und gesenkt, wodurch die Punkte I und II um Drehpunkt  $D$  in entgegengesetzter Richtung um Betrag  $y$  (Abb. 91, 92) schwingen. Durch die Stangen  $t, t_1$  wird die Schwingbewegung der Angriffspunkte I, II mittels des Verbindungsstückes  $V$  den Nitschelledern mitgeteilt. Die Größe des Hubes der Nitschelleder  $F, F_1$  ist abhängig von der Exzentrizität  $E$  der Kurbel und von den Hebellängen  $a, b$  und ist zur Veränderung der Hubgröße der Leder die Hebellänge  $a$  verstellbar und zwar durch Verlegung des Angriffspunktes der Schubstange  $P$  am Gelenkstück  $G$  und besitzt  $G$  2 bis 3 Lagerstellen 1, 2 für den Schubstangenzapfen. (Abb. 90.)

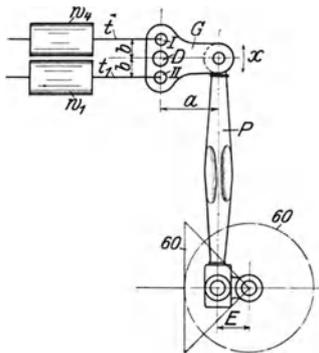


Abb. 91.

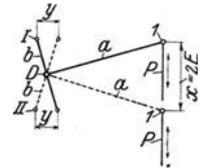


Abb. 92.

Die Intensität des Nitschelprozesses läßt sich durch die Größe des

durchlaufenen Weges in Metern der Nitschelleder, welcher auf 1 m durchlaufenes Band entfällt, ziffernmäßig ausdrücken und berechnet sich dann wie folgt:

Bedeutung:

- $E$  = Exzentrizität der Kurbel,
- $x = 2E$  = senkrechter Hub des Endpunktes des Hebels  $a$ ,
- $y$  = wagrechter einfacher Hub der Angriffspunkte I und II der Stangen  $t, t_1$ ,
- $a$  = Länge des wagrechten Hebelarmes,
- $b$  = Länge des senkrechten Hebelarmes.

Bei einer Halbdrehung der Kurbel ist der Hub  $x$  des Punktes 1 gleich der doppelten Exzentrizität, also  $x = 2E$ . Nach Lehrsatz auf S. 116 gilt dann:

$$\frac{y}{x} = \frac{b}{a},$$

hieraus:

$$y = \frac{b \cdot x}{a}.$$

Bei der Grobstrecke gelten nun beispielsweise folgende Abmessungen:

$$\begin{aligned} E &= 40 \text{ mm,} \\ b &= 40 \text{ mm,} \\ a &= 86 \text{ und } 120 \text{ mm,} \\ x &= 2E = 2 \cdot 40 = 80 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Dann ergibt sich der einfache Hub der Nitschelleder zu:

$$\text{für } a = 86 \text{ mm} \quad . . . \quad y = \frac{40 \cdot 2 \cdot 40}{86} = \mathbf{37,2 \text{ mm}},$$

$$\text{für } a = 120 \text{ mm} \quad . . . \quad y = \frac{40 \cdot 2 \cdot 40}{120} = \mathbf{26,6 \text{ mm}}.$$

Führt die Antriebswelle in der Minute 252 Umdrehungen aus, so ist die Lieferung der Maschine 21 m in der Minute.

Bei 252 minutlichen Umdrehungen der Antriebswelle führt die Kurbel 252 Umdrehungen und folglich die Nitschelleder 252 Doppelhube aus.

Folglich ist der für Hebellänge  $a = 86$  mm zurückgelegte Gesamtweg der Nitschelleder in der Minute:

$$\frac{252 \cdot 2 \cdot 37,2}{1000} = 18,749 \text{ m.}$$

Da nun in der Minute 21 m Band die Nitschelleder durchlaufen, so berechnet sich der auf 1 m Band entfallende Nitschelweg zu:

$$\frac{18,749}{21} = \mathbf{0,892 \text{ m}}.$$

Für  $a = 120$  mm ergibt sich die auf 1 m Band entfallende Nitschelung in Metern zu

$$\frac{252 \cdot 2 \cdot 26,6}{21 \cdot 1000} = \mathbf{0,638 \text{ m}}.$$

Für die Feinstrecke gelten bis auf die Exzentrizität der Kurbelwelle, deren Größe  $= 35$  mm ist, dieselben Abmessungen und ergibt sich dann nach derselben Rechnungsart der auf 1 m Band entfallende Nitschelweg zu:

$$\begin{aligned} \text{für } a &= 86 \text{ mm} \quad . . . \quad \mathbf{0,785 \text{ m}}, \\ \text{für } a &= 120 \text{ mm} \quad . . . \quad \mathbf{0,559 \text{ m}}. \end{aligned}$$

Bei den Grobstrecken (Abb. 80, 81) ist zwischen dem Vorderzylinderpaar  $A A_1$  und den Nitschelledern  $F F_1$  eine nach vorne sich verjüngende Führungsplatte  $t$  vorgesehen, welche die Aufgabe hat, das austretende Breitband in eine für die folgende Nitschelung günstigere Form zu verdichten und dasselbe bis nahe an den Nitschelledereintritt heranzuführen. Bei den Zwischen- und Feinstrecken (Abb. 82) erübrigt sich infolge der schwachen, schmalen Bänder die Platte  $t$  und wird das Nitschelwerk möglichst nahe an das Ausgangszylinderpaar  $A A_1 A_2$  herangestellt, zu welchem Zweck die Eintrittsholzwalzen  $w_2 w_3$  von kleinerem Durchmesser ausgeführt werden, womit allerdings eine geringe Verkürzung der Oberleder  $F_1$  verbunden ist. Die Druckwalze  $w_5$  verursacht, daß der Zwischenraum der Leder  $F, F_1$  in der Mitte am kleinsten ist und gegen den Ein- und Austritt hin allmählich zunimmt, wodurch einerseits das eintretende Band eine allmählich fortschreitende Verdichtung und Rundung erfährt und andererseits am Austritt ein gutes Abfließen des gefestigten Bandes gewährleistet wird.

Der zwischen den Ledern  $F, F_1$  liegende Raum richtet sich in erster Linie nach

der Bandstärke und kann durch Höher- oder Tieferstellen der Walzen  $w_3, w_4$  verändert werden. Von Wichtigkeit ist, daß sämtliche Leder die gleiche Spannung besitzen und können die Lagerstellen der Walzen  $w_1, w_4$  durch Stellschrauben  $s, s_1$  nach vorn angezogen werden. Die Abmessungen des Nitschelwerkes der Grob-, Halb- und Feinstrecken sind aus folgender Zusammenstellung ersichtlich:

Tabelle 28.

	Breite der Leder	Durchmesser der Walzen in mm ohne Leder				
	in mm	$w_1$	$w_2$	$w_3$	$w_4$	$w_5$
Grobstrecke . . .	150	70	70	70	70	70
Halbgrobstrecke .	120	70	50	25	70	50
Zwischenstrecke .	105	70	50	25	70	50
Feinstrecke . . .	100	70	50	25	70	50

Die Nitschelhosen sind an den Rändern genäht und bestehen aus sämischgarem sogenanntem Büffelleder von 4,5 mm Stärke. Die Nitschelhosen sind wieder so über die Holzwalzen zu legen, daß die abgeschrägte Leimstelle die aus Abb. 55 zu erkennende Lage einnimmt.

Die Nitschelfähigkeit einer Wolle ist abhängig von der Feinheit und Oberflächenbeschaffenheit derselben, so genügt für die Festigung des Bandes aus einer feinen Merinowolle eine geringere Nitschelung als für eine feinere Cheviotwolle. Bei einer gröberen, härteren Cheviotwolle ist durch die Nitschelung eine genügende Festigung besonders der schwächeren Bänder überhaupt nicht mehr zu erreichen, weshalb man dann in der Vorbereitung zu echtem Draht durch Flyer greifen muß.

## Der Antrieb des Spulenwagens.

Zur Hervorbringung der hin- und hergehenden Bewegung des Spulenwagens der Nitschelstrecken kommen folgende Antriebsarten in Anwendung:

1. Der Kurbelantrieb, für die Aufwindung des Bandes zu Kreuzspulen,
2. Antrieb durch Zahnstangenschleife, für die Aufwindung des Bandes zu Kreuzspulen,
3. Sonnenradtrieb oder Mangelradtrieb, für die Aufwindung des Bandes zu zylindrischen Spulen mit konischen Enden (konische Spulen).

**1. Der Kurbeltrieb.** (Abb. 83.) Derselbe wird hauptsächlich bei Grobstrecken angewendet. Die stehende Kurbelwelle erhält ihren Antrieb von der Hauptwelle durch das Räderübersetzungsverhältnis  $\frac{22 \cdot 30 \cdot 36 \cdot 24}{70 \cdot 88 \cdot 36 \cdot 48}$ . Um die ungleichförmige geradlinige Wagenbewegung in eine möglichst gleichförmige Bewegung umzugestalten, sind in den Wagenantrieb wieder die beiden exzentrisch gelagerten Stirnräder  $\frac{36}{36}$  eingeschaltet. Die Wirkungsweise und konstruktive Ausführung dieses Wagenantriebes stimmt im übrigen mit der des Spulenwagenantriebes der Doppelnadelstabstrecke völlig überein (s. S. 143).

**2. Der Antrieb durch innenverzahnte Zahnstangenschleife von N.S.C.** (Abb. 93, 94.) Mit diesem Antrieb werden gewöhnlich die Halbgrob-, Zwischen- und Feinstrecken ausgerüstet. Von der Hauptwelle aus erhält nach Abb. 84 durch den Zahnradtrieb  $\frac{45 \cdot W_{w_1} \cdot 30}{79 \cdot 110 \cdot 40}$  das Stirnrädchen 16 seine Drehung immer nach einer Richtung. Je nachdem nun Zahnkolben 16 mit der Zahnstange I oder II in Eingriff steht, wird die Drehbewegung von 16 eine geradlinige Bewegung der Zahnstangenschleife  $Z$  nach links oder rechts verursachen und wird diese seitliche Bewegung durch den Verbindungshebel  $H$ , welcher mit der Zahnschleife  $Z$  zu einem Stück verschraubt ist, auf den Spulenwagen  $S_p$  übertragen. Die Überführung des Zahnkolben 16 von Zahnstange I in II und umgekehrt geschieht durch die innen verzahnten Halbkreise  $z$  der Schleife, wobei die Zahnschleife

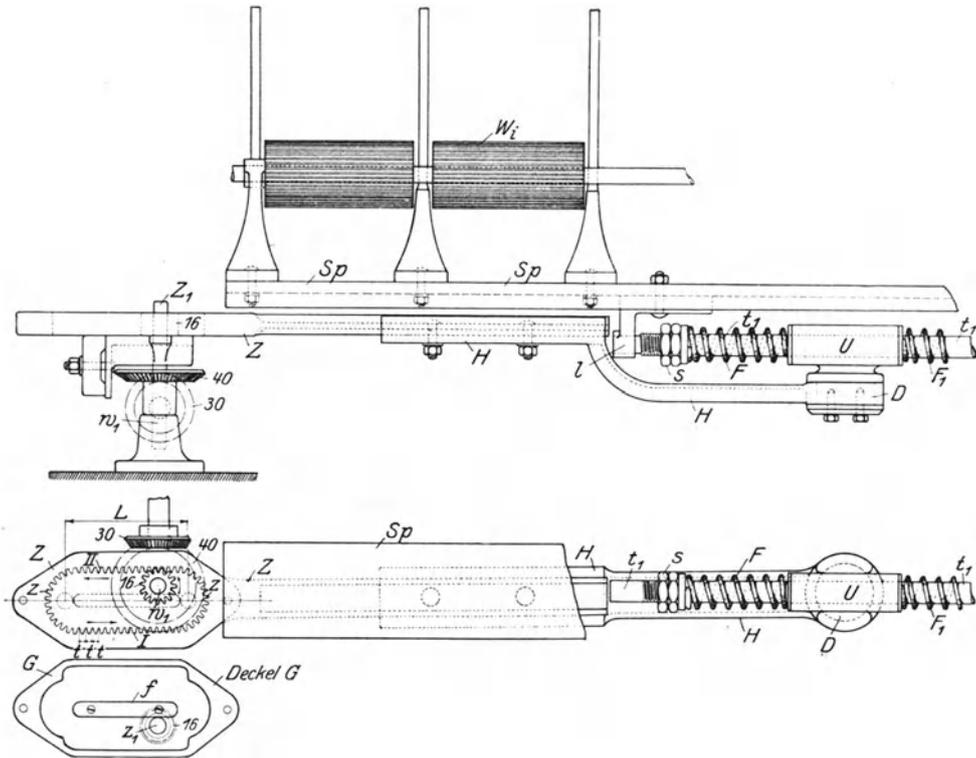


Abb. 93 u. 94.

mit Hebel  $H$  um Drehpunkt  $D$  eine ausweichende geringe Schwingbewegung nach vor und zurück ausführt. Damit der Eingriff des Zahnradchens 16 in der Verzahnung der Zahnstangenschleife ständig gesichert ist, liegt der verlängerte Zapfen  $Z_1$  der Welle  $w_1$  stets auf der entgegengesetzt liegenden Seite des Zahneingriffes an der Führungsleiste  $f$  des Zahnstangenschleifendeckels  $G$  an.

Während des Abwickelns der geradlinigen Zahnstangen I, II (Abb. 95), also für den weitaus größten Teil  $A$  der Spulenlänge  $L$  ist die seitliche Bewegung des Spulenwagens  $Sp$  eine gleichförmige, da für die Abwicklung eines Zahnes die seitliche Verschiebung des Wagens gleich der Größe der Zahnteilung  $t$  ist. Mit dem Eintritt des Triebkolbens 16 in den Überführungshalbkreis  $z$ , also kurz vor dem Hubwechsel des Wagens, nimmt der Wagen auf die Teillänge  $B$  der Spule eine ungleichmäßig verzögernde Bewegung an, da für Zahnteilung 3 bis 4 die Wagenbewegung gleich der Strecke  $x_4$  (kleiner als die Zahnteilung  $t$ ) ist und sich für die Zahnteilung 0 bis 1 die Hubbewegung für die Zahnteilung auf die Strecke  $x_1$  verringert. Da nun das Band zur Spule mit immer gleichbleibender Geschwindigkeit zugeführt wird, wird an den Enden der Spule infolge der verzögernden Wagenbewegung auf die Strecke  $B$  der Spule eine größere Bandlänge aufgewickelt, als auf eine gleich große Strecke des Spulenteiles  $A$ .

Um den Stoß, welcher infolge der Richtungsänderung der Wagenbewegung beim Hubwechsel auftritt, elastisch zu gestalten, ist das Angriffsstück  $U$  des Hebels  $H$  lose auf die Stange  $t_1$  zwischen zwei kräftigen Federn  $F, F_1$  geklemmt, deren Spannung durch Doppelmutter  $s$  reguliert werden kann.  $l$  sind am Wagen  $Sp$  befestigte Lager, zwischen welchen Stange  $t_1$  gegen seitliche Verschiebung gelagert ist und wird die von der Zahnstangenschleife  $Z$  ausgehende Bewegung durch  $H, U, F, F_1, s, t_1, l$  auf den Wagen  $Sp$  übertragen.

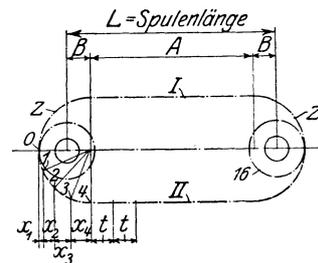


Abb. 95.

Für vorliegende Maschine berechnet sich die minutliche Doppelhubzahl des Wagens wie folgt:

Der fortlaufend zurückgelegt gedachte minutliche Wagenweg  $s$  ohne Berücksichtigung der im Teil  $B$  auftretenden Verzögerung berechnet sich bei 312 Umdrehungen der Hauptwelle zu:

$$s = \frac{312 \cdot 45 \cdot W_{w_1} \cdot 30 \cdot 16 \cdot t = 7,85 \text{ mm}}{79 \cdot 110 \cdot 40} = 152,19 \cdot W_{w_1},$$

$$\text{für } W_{w_1} = 60 \dots s = 9,131 \text{ m,}$$

$$\text{für } W_{w_1} = 65 \dots s = 9,892 \text{ m.}$$

Der gleichbleibende einfache Hub der Zahnstangenschleife beträgt = 160 mm.

Dann ist in der Minute die Anzahl  $z$  der einfachen Wagenhube:

$$\text{für } W_{w_1} = 60 \dots z = \frac{9,131}{0,160} = 55,2,$$

$$\text{für } W_{w_1} = 65 \dots z = \frac{9,892}{0,160} = 61,45.$$

Bei der Halbgrobstrecke und Zwischenstrecke beträgt der einfache Hub der Zahnstangenschleife bzw. des Spulenwagens beispielsweise 185 mm bzw. 165 mm. Der Zahnstangentrieb der Maschinen der E.M.G. weicht in der Wirkungsweise und im Prinzip der Bauart von den vorher behandelten nicht ab, weshalb sich eine Behandlung des Triebes der E.M.G. erübrigt.

**3. Der Sonnen- oder Mangelradtrieb von E.M.G.** (Abb. 96 bis 98.) Der Triebkolben  $K$  erhält nach Abb. 98 vom Vorderzylinder  $A$  aus durch die Räderübersetzung  $\frac{20 \cdot S_w \cdot 24}{75 \cdot 24 \cdot 56}$  Drehung nach gleichbleibender Richtung. Der Triebkolben  $K$  greift in der gezeichneten Stellung auf der vorderen Seite in die Stiftverzahnung des Wenderades  $M$  ein und erteilt

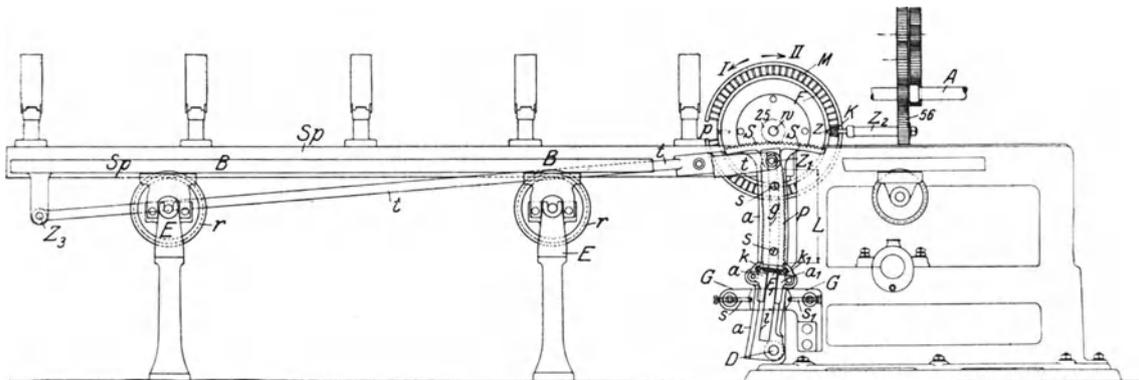


Abb. 96.

demselben dadurch eine Drehung nach Richtung I, an der Aussparung  $p$  wird er mittels Zapfen  $z$  und Führungsstück  $F$  auf die Rückseite der Stiftverzahnung geführt, wodurch das Wenderad  $M$  eine entgegengesetzte Drehrichtung II annimmt. Um das Überlaufen des Zahnkolbens  $K$  von der inneren Seite auf die äußere des Wenderades zu ermöglichen, ist der Zapfen  $Z_2$  des Triebkolbens  $K$  schwingend gelagert und ist die Größe der Ausschwingung durch Anschläge so begrenzt, daß Kolben  $K$  mit Wenderad  $M$  ständig im Eingriff bleibt. Die wechselnde Drehung in Richtung I und II des Mangelrades  $M$  überträgt die Welle  $w$  mit Stirnrad 25, Zahnsegment  $S$ , Stange  $t$  auf den Spulenwagen  $Sp$ , indem sie sich auf denselben in einer geradlinigen Hin- und Herbewegung äußert. Der Drehpunkt  $D$  des Zahnsegmentes  $S$  liegt genau senkrecht unter

dem Mittelpunkt von Welle  $w$ , und ist im Schlitze  $i$  des Segmentarmes  $a$  ein Gleitstück  $g$  geführt, welches am obersten Ende den Zapfen  $Z_1$  zum Angriff der Übertragungsstange  $t$  trägt, deren anderes Ende am Zapfen  $Z_3$  den Wagen anfaßt. Auf Gleitstück  $g$  ist mittelst versenkter Schrauben  $s$  auf die auf beiden Seiten mit Sperrverzahnung versehene Platte  $P$  aufgeschraubt und ist letztere durch Klinken  $k, k_1$  gegen ein Abwärtsgleiten gesichert. Die Anschlagstücke  $a, a_1$  bilden mit den durch Feder  $F_1$  verbundenen Klinken  $k, k_1$  ein Stück und stehen den am Gestell  $G$  befestigten Schrauben  $s, s_1$  gegenüber. Kommt Segment  $S$  bzw. der Wagen an seinem rechten Hubende an, so stößt Anschlag  $a_1$  an die Schraube  $s_1$ , Klinke  $k_1$  wird ausgehoben und die Zahnplatte  $P$  mit Gleitstück  $g$  samt dem Zapfen  $Z_1$  fällt um  $\frac{1}{2}$  Zahnteilung nach abwärts, bis  $P$  mit  $g$  von Klinke  $k$  abgefangen wird. Die beiderseitigen Sperrverzahnungen sind gegenseitig um  $\frac{1}{2}$  Zahn versetzt. Durch das abwechselnde Herabfallen des Angriffszapfen  $Z_1$  der Stange  $t$  um  $\frac{1}{2}$  Zahnteilung erfährt nach jedem Hub der Radius  $R$  (s. Abb. 97) eine konstante Verminderung, die wieder eine entsprechende Hubverminderung des Wagens hervorbringt, wie sie zur Bildung der Konusse an den Enden der zylindrischen Spule nötig ist. Die Größe der Ausschwingung des Segmentes  $S$  ist während der ganzen Windung konstant  $= \sphericalangle \alpha$ , während die Größe der Ausschwingung und folglich auch der Wagenhub vom Beginn der Windung von der Größe  $H$  mit dem Vollerwerden der Spule sich auf die Größe  $h$  vermindert und zwar in dem Maße, wie durch das allmähliche Abwärtsfallen des Zapfens  $Z_1$  der Radius  $R$  sich auf Radius  $r$  verkürzt. Die Höhe  $l$  des Konusses ist also bestimmt durch die gesamte Fallhöhe  $L$  der Zahnplatte  $P$ . Die Zahnplatte  $P$  ist nun auswechselbar und sind zu dieser Vorrichtung Zahnplatten mit verschiedener Zahnteilung vorhanden, und zwar entfallen bei den grobverzahnten 30 Zähne pro Seite auf Länge  $L$ , während bei den feinverzahnten Platten 70 Zähne auf dieselbe Länge kommen. Der konstante Betrag der Hubverkürzung pro Schaltung, welcher von der Größe der Zahnteilung abhängt, wird um so größer, je größer die Zahnteilung der Zahnplatte  $P$  ist und umgekehrt. Dies hat wieder zur Folge, daß beispielsweise bei der Aufwindung eines Bandes von gleicher Bandstärke bei Anwendung einer grobverzahnten Platte eine Spule mit kleinerem Durchmesser und flachem Konuswinkel  $\beta$  entsteht, während bei Benutzung einer feinverzahnten Platte infolge der geringeren Hubverminderung für eine Schaltung eine Spule mit größerem Durchmesser und steilerem Ansatzwinkel  $\beta$  aufgewunden würde. Man strebt nun dahin, daß der Neigungswinkel  $\beta$  des Konusses annähernd immer gleich bleibt, weshalb man bei Aufwindung von feinem Vorgarn eine Zahnplatte mit feiner Teilung und bei grobem Vorgarn eine solche mit großer Zahnteilung anwendet. Es ist also die Zähnezahl der Zahnplatte  $P$  immer der Vorgarnnummer anzupassen, denn ein zu flacher Neigungswinkel  $\beta$  bedeutet Volumenverlust, während bei zu steiler Neigung der Ansatzlinie das Abfallen der Windungen begünstigt wird. Diese Vorrichtung windet nun das Vorgarn nicht zu zylindrischen Spulen in steilen Kreuzwindungen auf, sondern in sanft ansteigenden Schraubenwindungen zu zylindrischen Spulen mit konischen Enden. Die richtige Nebeneinanderlage der einzelnen Schraubenwindungen ist von der Geschwindigkeit des Spulens

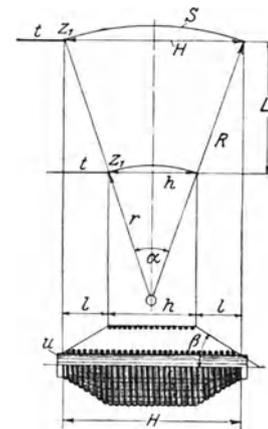


Abb. 97.

wagens  $S_p$  abhängig und kann dieselbe durch

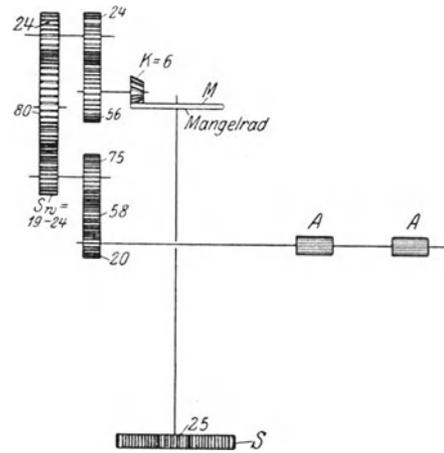


Abb. 98.



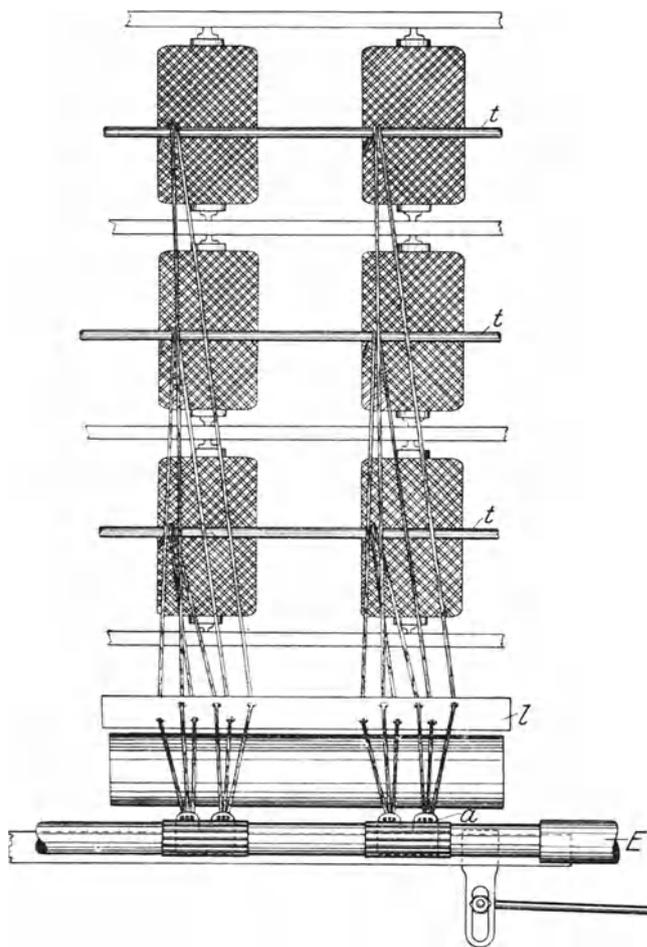


Abb. 99.

### Die Bandführungen.

Die Führungsorgane der Grobstrecke, welche einfache Bänder bildet, sind aus der Draufsicht eines Kopfes (Abb. 101) ersichtlich. Die changierende Einlauf-Fadenführerschiene *a* besitzt entsprechend der Dublierungszahl pro Kopf in gleichen Abständen voneinander angebrachte Führungsstifte *i*, so daß beispielsweise die 4 Bänder eng parallel nebeneinanderliegend in das Streckwerk einlaufen. Die einfache Führungsplatte *t* verdichtet das Vlies, welches das Streckwerk verläßt zu einem Band. Der einfache Trichter *t*<sub>1</sub> führt das verdichtete Band möglichst nahe an die Spule zur Aufwicklung zu.

Bei denjenigen Strecken, welche Doppelbänder abliefern (Double méches), sind die Führungsorgane so zu gestalten, daß die beiden auf eine Spule zur Ablieferung kommenden Bänder in einem gewissen Abstand getrennt voneinander das gemeinsame Streckwerk durchlaufen (s. S. 60). Durch die Anwendung der Doppelbandbildung erreicht man, außer der vollkommenen Vermischung oder Kreuzung der halb so starken,

Meyer-Zehetner, Kammgarnspinnerei.

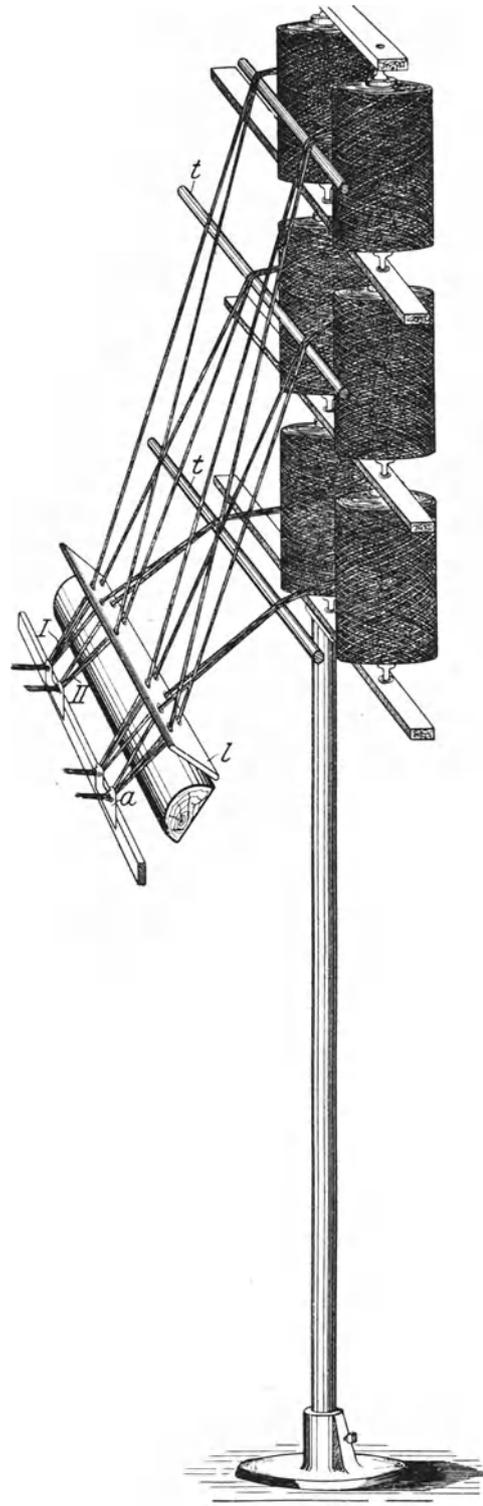


Abb. 100.

jedoch in der doppelten Anzahl vorgelegten Bänder, eine gleichmäßigere Verteilung der gesamten Fasermasse über die ganze Breite der Zylinder und besonders der Nadelwalze und hat dies wieder infolge des sicheren, gänzlichen Eindringens der breiter auseinandergezogenen und folglich dünneren Fasermasse und der sicheren Klemmwirkung in der Vorderzylinderklemmlinie eine gute Verzugsarbeit zur Folge und außerdem eine Schonung der weniger stark beanspruchten Nadeln.

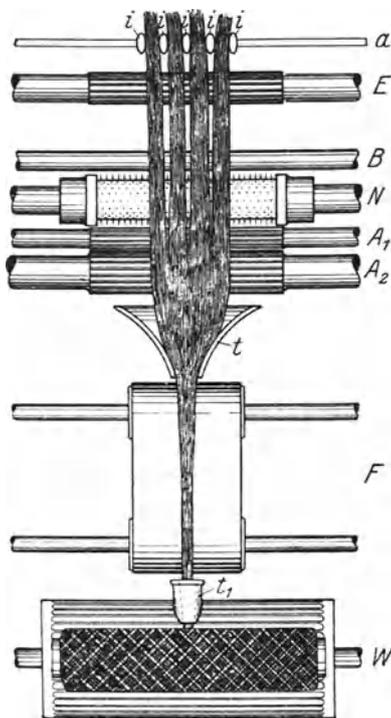


Abb. 101.

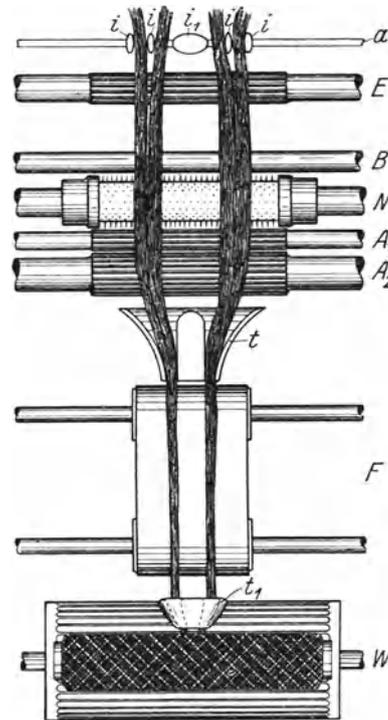


Abb. 102.

Bei der Teilstrecke (Reunion) (Abb. 102) besitzt die changierende Einlauf-Fadenführungsschiene  $a$  durch Stifte  $i$  gebildete Schlitze, deren Anzahl sich nach der Dublierungszahl pro Spule richtet. Da diese Maschine ein Doppelband pro Spule abliefern, so müssen die auf eine Spule zugeführten Bänder bereits vor dem Einlauf in das Streckwerk in zwei Gruppen getrennt werden, welche dann gleichzeitig aber in einem größeren Zwischenraum voneinander entfernt die Maschine durchlaufen, und ist zu diesem Zweck der mittlere Stift  $i_1$  der Schiene  $a$  breiter, die Führungsplatte  $t$  zweiteilig und der Trichter  $t_1$  als Doppeltrichter ausgeführt. Die Anzahl Bänder einer Gruppe entspricht der aus dem Spinnplan zu ersehenden Dublierungszahl, so besteht beispielsweise bei 2facher Dublierung jede der beiden Gruppen aus 2 Bändern, so daß bei dieser Maschine für eine abgelieferte Doppelbandspule 4 Spulen mit einfachem Band der vorhergehenden Maschine vorgesteckt werden müssen.

Bei der Halbgrobstrecke (Chête) (Abb. 103) tritt infolge der feineren Bänder an Stelle der Schlitzführung die Ösenführung  $o$ . Auf eine Spule entfallen 2 Ösen, und jede Öse dient zur Aufnahme einer Bandgruppe, deren Anzahl Einzelbänder der Dublierungszahl entspricht. Damit die Bänder parallel nebeneinander und nicht übereinander in die Öse  $o$  einlaufen, ist vor derselben eine schräg liegende Führungsleiste  $l$  mit gegeneinander versetzt gebohrten Führungslöchern angebracht.  $t$  ist eine zweiteilige Führungsplatte. Die im größeren Abstand das Nitschelwerk verlassenden beiden Bänder umschlingen in einigen Windungen die konvergierenden Schenkel  $s, s_1$  der Fadenführung  $t_1$ , erhalten dadurch eine leichte Festigung und werden durch die Öse  $o_1$  des Fadenführers

in dichter Nebeneinanderlage der Kreuzspule zur Aufwicklung zugeführt. Schlitz  $i_1$  dient zur Einführung der Bänder in die Öse  $o_1$ .

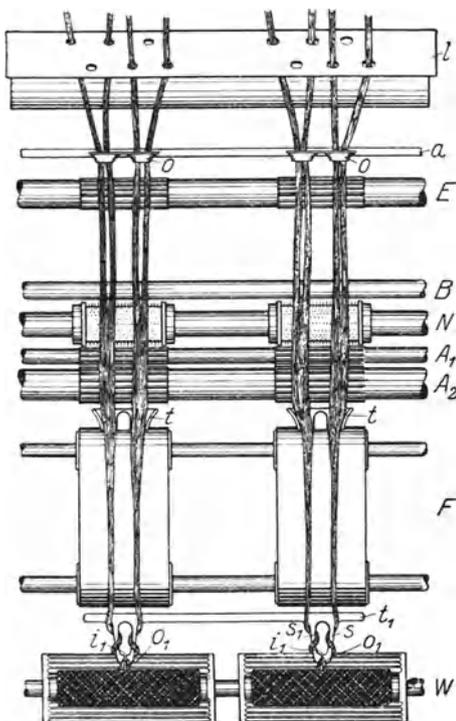


Abb. 103.

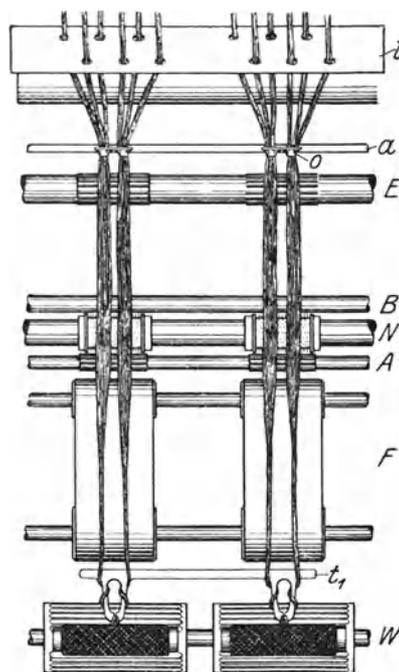


Abb. 104.

Bei der Zwischenstrecke und Feinstrecke mit Kreuzspulenbildung (Abb. 104) sind dieselben Fadenführungen wie bei der Halbgrobstrecke in Anwendung, nur fällt die zweiteilige Führungsplatte  $t$  weg. Bei der Feinstrecke mit Bildung von zylindrischen Spulen mit konischen Enden (Abb. 105) wird jeder Faden, nachdem er das Nitschelwerk verlassen hat, um einen um Zapfen  $Z$  aufklappbaren Fadenführer  $f$  einige Male geschlungen, dadurch gefestigt und dann durch die Öffnung des flachen breiteren Endes der Spule zur Aufwindung zugeführt.

Abb. 100 stellt den Bänderlauf dar, wie er auf eine Nadelwalze, beispielsweise bei 3facher Dublierung, für das einzelne Ausgabeband bei einer Zwischenstrecke auszuführen ist. Um eine innige Vermischung und Kreuzung der Bänder zu erzielen, geht je ein Band der drei vorgesteckten Doppelbandspulen nach Bandgruppe I und je eines nach der Bandgruppe II, wie die Abb. 99 deutlich erkennen läßt.

Abb. 106 zeigt eine Changiervorrichtung, die eine langsame hin- und hergehende Bewegung der Fadenführer  $o$  verursacht, wodurch die Stelle des Bänderlaufes ständig wechselt, so daß eine größere Breite der Zylinder, besonders des Druckzylinders, des Eintritts- oder Verzugszylinders abwechselnd beansprucht

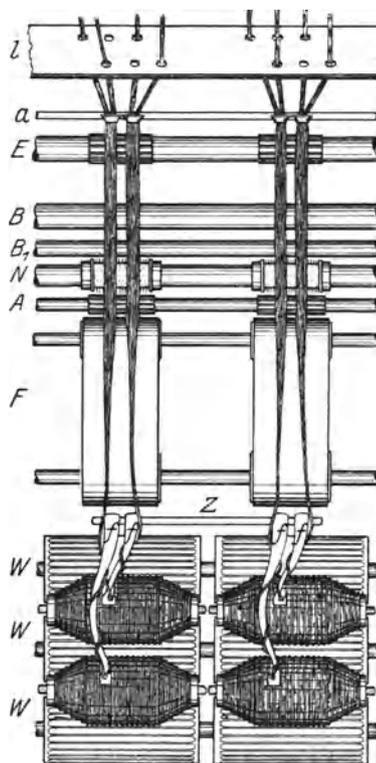


Abb. 105.

wird. Bei feststehenden Fadenführern  $o$  würde sich infolge der dauernden starken Beanspruchung derselben Stelle im elastischen Bezug des Druckzylinders nach kurzer Zeit eine Rille bilden, welche die Verzugsarbeit verschlechtert bzw. den Druckzylinder in kurzer Zeit

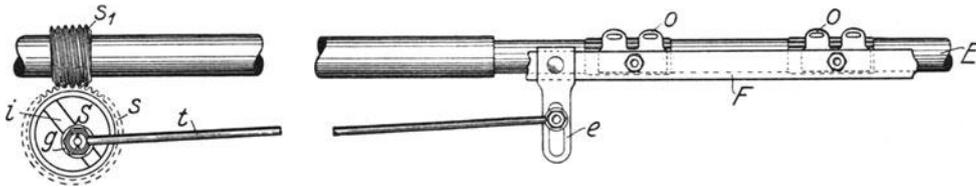


Abb. 106.

betriebsunfähig macht. Das Schneckenrad  $s$ , welches durch Schnecke  $s_1$  eine langsame Drehung erhält, besitzt eine aufgegossene Scheibe  $S$  mit schwalbenschwanzförmiger Führung  $i$ . In der Führung  $i$  liegt ein verstellbares Gleitstück  $g$ , an welches die Stange  $t$  angreift, die wieder durch Stelleisen  $e$  die Verbindung mit der Fadenführerschiene  $F$  der Führungsösen  $o$  herstellt. Infolge der exzentrischen Lage von Gleitstück  $g$  wird die Drehbewegung desselben eine geradlinige Changierbewegung der Schiene  $F$  hervorbringen, deren Größe von der exzentrischen Lage von  $g$  abhängt.

Die Definition des Kopfes oder Kopfteilung der Vorbereitungsmaschine s. S. 383. Bei den Strecken vor der Teilstrecke (Reunion) entfällt auf einen Kopf eine Spule mit Einzelband, bei der Teilstrecke eine Spule mit Doppelband, während von der Halbgrobstrecke ab bis mit den Feinstrecken ein Kopf 2 Doppelbandspulen bildet. Windet die Feinstrecke zylindrische Spulen mit konischen Enden, so kommen auf einen Kopf 4 Spulen mit Einzelband (s. Abb. 101 bis 105).

### Der Zähler (Compteur).

Die genaue Einhaltung der durch den Spinnplan vorgeschriebenen Ausgabenummern auf den einzelnen Streckdurchgängen wäre nur dann ohne weiteres möglich, wenn in der Bandstärke der vorgelegten Kammzugbänder keine Unterschiede auftreten würden. Die nun in jedem Kammzugband vorhandenen Schwankungen in der Bandstärke müssen in der Vorbereitung berücksichtigt werden. Zu diesem Zwecke wird beispielsweise die Ausgabenummer des 2. Streckdurchganges einer ständigen Kontrolle unterzogen, indem man immer eine bestimmte Bandlänge (Spulennlänge) wiegt und müßte dann bei gleichbleibender Nummer das Spulennettogewicht immer gleich groß bleiben. Zur Durchführung der Nummerkontrolle ist es also nötig, daß die erzeugten Spulen dieser Maschine gleiche Bandlängen haben, weshalb die 1., 2. oder 3. Maschine, je nachdem an welcher Stelle die Kontrolle durchgeführt werden soll, mit einem Zähler ausgerüstet wird, der nach Ablauf einer bestimmten Zahl Umdrehungen des Verzugszylinders die Maschine selbsttätig abstellt.

Die Anordnung und Arbeitsweise des Zählers ist aus Abb. 107, 108 ersichtlich. Vom Verzugszylinder  $A$  aus, erhält durch den doppelten Schneckentrieb  $\frac{1 \cdot 1}{W \cdot 60}$  das Wellchen  $w$

Drehung, auf welchem einerseits das Schneckenrad 60 und andererseits der Bund  $B$  mit Stiften  $i$  befestigt ist. Auf der feststehenden Lagerbüchse  $H$  sitzt lose die Sperrscheibe  $S$ ; auf deren linkseitigen Nabe die Auslösscheibe  $A_1$  pendelt, während auf der rechtsseitigen Nabe von  $S$  das Kettenrad  $K$  aufgekeilt ist. Im eingerückten Zustande legt sich Klinke  $k$  gegen den Ansatz  $k_1$  der Sperrscheibe  $S$  und verhütet dadurch eine Drehbewegung des Kettenrades in Richtung I die durch den Zug des Belastungsgewichtes  $G$  mittels Kette  $e$  ständig angestrebt wird. Die in Kettenrad  $K$  eingelegte Kette  $e$  greift oben an dem Abstellhebel  $h$  der Abstellstange  $t$  an. Im eingerückten Zustande nimmt Hebel  $h$  die Lage der schräggezeichneten Mittellinie ein. Während

des Betriebes der Maschine führen durch den Schneckenradtrieb die Stifte *i* an *B* eine langsame Drehung aus unter gleichzeitiger Mitnahme der Antriebsscheibe *S*, indem sich *i* an den erhöhten Anschlag *a* von *A*<sub>1</sub> legt. Nach einer halben Umdrehung legt

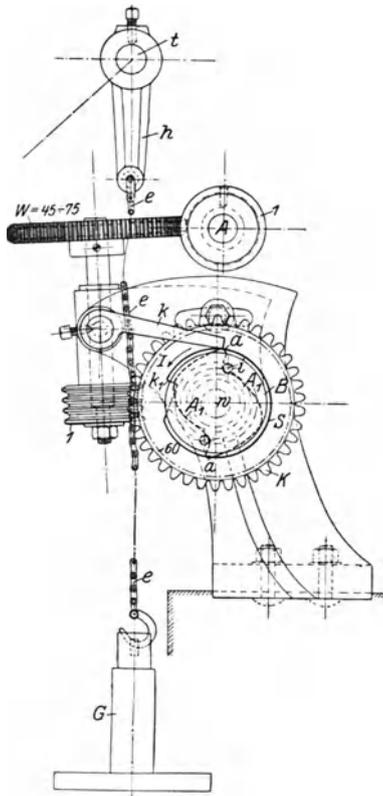


Abb. 107.

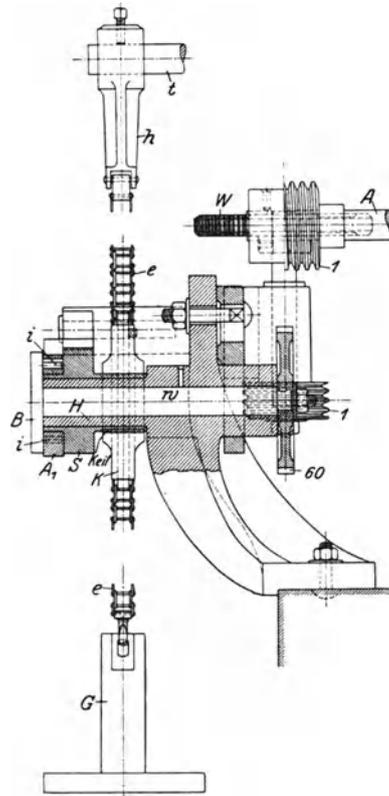


Abb. 108.

sich *a* unter Sperrklinke *k* und drückt diese nach oben aus der Sperrkerbe *k*<sub>1</sub> von *S* aus, der Zug des Gewichtes *G* kommt zur Wirkung und zieht unter gleichzeitiger Drehung von *K* den Abstellhebel nach unten und stellt dadurch die Maschine ab.

Der Zweck des Zählers ist also, die Maschine nach Lieferung einer bestimmten Bandlänge abzustellen, und ist die gelieferte Bandlänge bis zur Abstellung von der Dauer einer Umdrehung des Stiftes *i* bzw. einer halben Umdrehung bei zwei Stiften *i* abhängig, die wiederum durch den Zählerwechsel *W* verändert werden kann.

Die gelieferte Bandlänge *L* in Metern des Vorderzylinders *A* bei einer Umdrehung des Stiftes *i* ergibt sich zu:

$$L = \frac{1 \cdot 60 \cdot W \cdot 0,098 \text{ m}}{1 \cdot 1},$$

wenn der praktische Umfang des Lieferzylinders = 98 mm

$$\text{Lieferungskonstante } L = 5,88 \cdot W \dots \dots \dots (a)$$

Angenommen, die Wechsel *W* sind von 45 bis 80 Zähne um je 5 Zähne steigend vorhanden, dann erhält man nach Konstante *a*:

Größte gelieferte Länge (Spulenlänge) 5,88 · 80 = **470,4 m**,  
 Kleinste " " ( " ) 5,88 · 45 = **264,6 m**.

Das Nettogewicht der Spule berechnet sich nach der Formel 3

$$G = \frac{L}{N},$$

worin  $L$  = Länge der Spule in Metern  
 „  $N$  = Nummer des Bandes

bedeutet; dann ist

$$\text{Nettospulengewicht in Gramm } S_g = \frac{5,88 \cdot W}{N} \quad \text{oder}$$

$$\text{Nettospulengewicht in kg } S_g = \frac{5,88 \cdot W}{N \cdot 1000}, \dots \dots \dots (b)$$

hieraus berechnet sich der Zählerwechsel  $W$  zu:

$$\text{Zählerwechsel } W = \frac{S_g^{\text{kg}} \cdot N \cdot 1000}{5,88} \dots \dots \dots (c)$$

Ist die Bandstärke des Ausgabebandes im Metergrammgewicht =  $G$  gegeben, so lauten die beiden Konstanten  $b$  und  $c$  wie folgt:

$$\text{Nettogewicht der Spule in kg } S_g = \frac{5,88 \cdot W \cdot G}{1000}, \dots \dots \dots (b_1)$$

$$\text{Zählerwechsel } W = \frac{S_g \cdot 1000}{G \cdot 5,88} \dots \dots \dots (c_1)$$

Das Verhältnis der Verzugswechsel  $\frac{N_w}{N_{w_1}}$  zu dem Verhältnis des Spulengewichtes  $\frac{S_g}{S_{g_1}}$  ist für den treibenden Verzugswechsel ein direktes, während es für den getriebenen Verzugswechsel ein indirektes wird.

Ist der Verzugswechsel ein getriebenes Rad, wie bei der Doppelnadelstabstrecke der E.M.G., so bewirkt die Vergrößerung seiner Zähnezahlinfolge der geringeren Hinterzylindergeschwindigkeit einen höheren Verzug und folglich eine feinere Nummer, so daß für eine bestimmte Bandlänge der Spule das Gewicht derselben leichter wird. Bedeutet nun:

- $N_w$  = alter Nummerwechsel,
- $N_{w_1}$  = neuer „ „ „ „
- $S_g$  = altes Spulengewicht in kg,
- $S_{g_1}$  = neues „ „ „ „

so ergibt sich hieraus die folgende Formel:

$$\frac{N_w}{N_{w_1}} = \frac{S_{g_1}}{S_g}, \dots \dots \dots (d)$$

hieraus

$$\text{Neuer Nummerwechsel } N_{w_1} = \frac{N_w \cdot S_g}{S_{g_1}}, \dots \dots \dots (d_1)$$

d. h.: der neue Nummerwechsel wird gefunden, wenn der alte Nummerwechsel mit dem alten Spulengewicht multipliziert und durch das neue Spulengewicht dividiert wird.

Ist der Verzugswechsel ein treibendes Rad, wie bei der Doppelnadelstabstrecke von N.S.C., sowie bei allen Nadelwalzenstrecken, so bewirkt die Vergrößerung seiner Zähnezahlinfolge einen geringeren Verzug, und folglich eine gröbere Nummer, so daß für eine bestimmte Bandlänge der Spule das Gewicht derselben schwerer wird.

In einer Formel ausgedrückt:

$$\frac{N_w}{N_{w_1}} = \frac{S_g}{S_{g_1}}, \dots \dots \dots (e)$$

hieraus

$$N_{w_1} = \frac{N_w \cdot S_{g_1}}{S_g}, \dots \dots \dots (e_1)$$

d. h.: der neue Nummerwechsel wird gefunden, wenn der alte Nummerwechsel mit dem neuen Spulengewicht multipliziert und durch das alte Spulengewicht dividiert wird.

Der Ausgleich der Unterschiede in der Bandstärke der Kammzugbänder wird nun dadurch hervorgebracht, daß für die Strecke nach der Zählerstrecke immer auf ein bestimmtes gleichbleibendes Gewicht der Gesamtvorlage pro Kopf und Spule hingewirkt wird. Zu diesem Zwecke ist das Nettogewicht jeder einzelnen Ausgabespule der Zählerstrecke festzustellen, und würden dann auf der Strecke nach der Zählerstrecke, wenn erstere mit 4facher Dublierung arbeitet, immer 4 Spulen vorgelegt werden, deren Gesamtnettogewicht beispielsweise  $4 \cdot 5 = 20$  kg beträgt. Trotz der gleichen Bandlängen der von der Zählerstrecke gelieferten Spulen besitzen dieselben nicht das vorgeschriebene Gewicht von beispielsweise 5 kg, sondern weicht dasselbe bei den einzelnen Spulen entsprechend der Größe der Bandungleichheiten des Grundbandes voneinander ab.

Die Zusammenstellung der Ausgabespulen der Zählerstrecke zum Gesamtvorlagegewicht der folgenden Strecke wird nach verschiedenen Arten vorgenommen und sind im folgenden an Hand von aus der Praxis entnommenen Beispielen die gebräuchlichsten Methoden dafür erläutert.

1. Methode. Nach Spinnplan VI (S. 72) ist die Doppelnadelstabstrecke die mit dem Zähler versehene Strecke und arbeitet mit 8,44fachem Verzug auf die Ausgabennummer 0,0998. Bei der Doppelnadelstabstrecke der E.M.G. würde für diesen Verzug der Nummerwechsel  $N_w = 44$  Zähne in Anwendung kommen. Das Nettogewicht der Ausgabespulen der Zählerstrecke soll 4,00 kg wiegen, und berechnet sich dann der Zählerwechsel nach der Zählerwechselkonstante  $c$  zu:

$$\text{Zählerwechsel } W = \frac{4,0 \text{ kg} \cdot 0,0998 \cdot 1000}{5,88},$$

$$W = \sim 68 \text{ Zähne.}$$

Da in unserem Falle die Wechsel nur von 5 zu 5 Zähne steigend vorhanden sind, so müßte  $W = 65$  Zähne benützt werden, wodurch theoretisch das Spulengewicht kleiner als 4 kg ausfallen müßte, jedoch tritt dies in Wirklichkeit nicht ein, da erfahrungsgemäß der praktisch auftretende Verzug besonders bei den starken Auflagen der ersten Maschinen immer hinter dem theoretisch berechneten Verzug etwas zurückbleibt, d. h. die Ausgabennummer wird immer etwas stärker ausfallen als sie rechnerisch festgestellt wurde. Vorteilhafter wäre es jedoch, den Wechsel  $W = 70$  Zähne zu verwenden, welcher eine größere Bandlänge der Spule bewirkt, und ist entsprechend dem dadurch entstehenden höheren Spulengewichte durch Erhöhung der Bandstärke mittels Nummerwechsel  $N_w$  entgegenzuwirken (s. S. 194).

Auf einer besonders geeigneten Balkenwaage wird von jeder Ausgabespule der Zählerstrecke zunächst das Bruttogewicht und durch Abziehen des Hülsengewichtes das Nettogewicht festgestellt, zu welchem Zwecke vorteilhaft jede Holzhülse mit ihrem Eigengewicht versehen ist. Ist das Hülsengewicht nicht wesentlich verschieden, wie dies bei Blechhülsen der Fall ist, so wird behufs schnellerer Nettogewichtsermittlung der Spulen die Gewichtsschale um das Hülsengewicht beschwert. Mit dem 70er Zählerwechsel wurden in unserem Falle beispielsweise folgende Nettospulengewichte ermittelt:

Spule	kg	Spule	kg
1	4,05	7	3,85
2	4,10	8	4,00
3	3,90	9	4,30
4	4,25	10	4,25
5	4,15	11	4,40
6	4,20	12	4,25

Hat die nach der Zählerstrecke folgende Strecke 4fache Dublierung, so muß die Gesamtvorlage immer  $4 \cdot 4 \text{ kg} = 16 \text{ kg}$  pro Kopf betragen und müßten aus dem vorhandenen Spulenvorrat 4 Spulen mit einem Gesamtgewicht von 16 kg zusammengestellt werden, und würde dies erzielt durch Zusammenstellen von:

Spule 1	mit einem Nettogewicht von	4,05 kg
" 2	" " "	4,10 "
" 7	" " "	3,85 "
" 8	" " "	4,00 "
		<u>16,00 kg</u>

Wie das Beispiel zeigt, hat die größere Anzahl der Zählerstreckespulen ein Nettogewicht über 4,00 kg, so daß bereits für den zweiten Kopf eine Zusammenstellung von Spulen mit einem Gesamtgewicht von 16,00 kg nicht mehr möglich ist; das Gesamtvorlagegewicht würde stets über 16,00 kg liegen. Aus obigen 12 Spulengewichten beträgt das durchschnittliche Nettogewicht der Spulen 4,141 kg, ist also um 141 g zu schwer, weshalb zur Erreichung des Sollgewichtes von 4,00 kg das Ausgabeband der Zählerstrecke etwas zu verfeinern ist, d. h. der Nummerwechsel ist so zu ändern, daß der Verzug entsprechend größer wird. Da für unseren Fall der Nummerwechsel  $N_w$  ein getriebenes Rad ist, so ergibt sich die neue Zähnezahl desselben für das neue Spulengewicht von 4,00 kg nach Gleichung  $d_1$  auf S. 182.

$$\text{Neuer Nummerwechsel } N_{w_1} = \frac{44 \cdot 4,141}{4,00} = 45,55 \sim \mathbf{46 \text{ Zähne.}}$$

In der Praxis wird die letzte Wechselberechnung nicht ausgeführt, da gewöhnlich zur Erreichung des richtigen Spulengewichtes die Änderung von 1 bis 2 Zähne des Nummerwechsels genügt.

Ganz bedeutend erleichtert wird nun das Zusammenstellen der Spulen für die Gesamtvorlage des auf die Zählerstrecke folgenden Streckdurchganges, wenn die abgewogenen Ausgabespulen der Zählerstrecke mit verschiedenfarbigen Zetteln versehen werden, auf welchen die Gewichtsabweichung in Gramm von dem Sollgewicht der Spule verzeichnet ist, und zwar erhält eine um 150 g zu schwere Spule einen blauen Zettel mit dem Aufdruck 150 und eine um 150 g zu leichte Spule einen roten Zettel mit dem Aufdruck 150. Es erhalten also alle Spulen mit zu hohem Nettogewicht blaue Zettel und alle Spulen mit zu leichtem Nettogewicht rote Zettel. Von jeder Farbe sind Zettel vorrätig mit dem Aufdruck 25, 50, 75, 100 usw. oder auch mit kleinerer Steigung, z. B. um 10 g je nach der Empfindlichkeit der Auswägung.

2. Methode. Diese Methode benützt keine Gewichts-differenz-zettel. Zur Abwägung kommt dann eine größere Balkenwaage in Anwendung, deren Gewichtswagschale mit dem Sollgewicht von 4 Spulen plus dem Taragewicht von 4 Spulenhülsen (bei 4facher Dublierung), also in unserem Falle  $4 \cdot 4 = 16 \text{ kg} + 4 \cdot \text{Hülsengewicht}$  belastet ist, während die andere Wagschale als Platte zur Aufnahme von 4 Spulen ausgebildet wird. Zur Ermittlung des Gesamtvorlagegewichtes von 16 kg werden zunächst drei beliebige Spulen auf die Wagplatte gestellt und durch Auflegen einer weiteren Spule als 4. Spule so lange versucht, bis der Gleichgewichtszustand der Waage erreicht ist.

3. Methode. Dieselbe kommt vorteilhaft in Anwendung für kleinere Partien (bis ca. 100 kg), bei welchen das unrichtige Spulengewicht durch Wechseln des Nummerwechsels infolge der geringen Spulengesamtzahl nicht mehr zu dem gewünschten Erfolg führen würde. Die Ausgabespulen der Zählerstrecke werden einzeln gewogen und jede Spule mit einem Nettogewicht über dem Sollgewicht von 4,00 kg erhält wieder einen blauen Zettel, auf welchem die Gewichtsabweichung in Gramm vermerkt ist, ebenso wird jede Spule, deren Nettogewicht unter dem Sollgewicht liegt, mit einem entsprechenden roten Zettel versehen.

Der Zähler ist auf 4,00 kg Spulen eingestellt, und ergab die Partie dann auf der Zählerstrecke 24 Spulen mit folgenden Gewichten:

Spule	Gewicht in kg	Spule	Gewicht in kg
1	4,140	13	4,150
2	4,200	14	4,170
3	4,130	15	4,140
4	4,040	16	4,120
5	4,220	17	3,950
6	4,120	18	3,920
7	4,160	19	3,970
8	4,100	20	3,980
9	4,180	21	3,900
10	4,060	22	3,950
11	4,010	23	3,980
12	4,080	24	3,990
			<hr/>
			kg 97,660

$$\text{Durchschnittliches Gewicht einer Spule } \frac{97,660}{24} = 4,069 \text{ kg.}$$

Folglich beträgt dann bei 4 facher Dublierung das Gesamtvorlagegewicht für einen Kopf  
 $4 \cdot 4,069 = 16,276 \text{ kg.}$

Es sind nun immer 4 Spulen zusammenzustellen und auf einen Kopf vorzulegen, die ein Gesamtnettogewicht von 16,276 kg haben. Das höhere Gesamtvorlagegewicht hat eine etwas gröbere Ausgabebandstärke zur Folge, und da auf den Zwischenmaschinen nicht gewechselt werden darf, ist der Verzug auf der Feinstrecke (Finisseur) so zu ändern, daß die gewünschte Vorgarnnummer erzielt wird. Im allgemeinen soll das neue berechnete Gesamtvorlagegewicht von dem alten vorgeschriebenen nicht mehr als 600 g abweichen, da sonst durch die sich nötig machende Verzugsänderung auf der Feinstrecke gegebenenfalls ein abnormal hoher Verzug benutzt werden müßte.

Da die Zählerstrecke das Grundband der Spinnerei liefert, ist die genaue Einhaltung der Dublierung von größter Wichtigkeit, denn würde beispielsweise infolge Bandbruches ein Vorlageband fehlen, so würde zunächst während des Fehlens dieses Vorlagebandes ein zu feines Ausgabeband entstehen und durch das Ausscheiden dieser Länge mit geringerer Bandstärke aus der Spule ist wieder eine Verminderung des Spulengewichtes verbunden. Zur Vermeidung des vorher erwähnten Übelstandes wird die Zählerstrecke, besonders bei Kannenspeisung, mit einer automatischen Abstellvorrichtung bei Bandbruch, wie sie auf S. 148 beschrieben ist, ausgerüstet. Eine Verbindung des Zählers mit der selbsttätigen Abstellung bei Bandbruch ist in Abb. 79 dargestellt.

In der Praxis ist für das Sollgewicht der Ausgabespulen der Zählerstrecke ein Nettogewicht von 3 bis 6 kg üblich und richtet sich dasselbe in erster Linie nach der Bandstärke, d. h. je gröber die Nummer des Bandes, desto höher das Spulengewicht, jedoch wird man bei kleineren Partien zur Erreichung einer größeren Spulenzahl vorteilhaft ein kleineres Spulengewicht vorziehen. Für die Anbringung des Zählers (Compteur) kommt der 1. oder 2. oder 3. Streckdurchgang in Frage, jedoch ist meistens der 2. Streckdurchgang die Zählerstrecke. Nimmt man den Gewichtsausgleich im Sortiment zweimal vor, so wird entweder der 1. und 2. oder der 2. und 3. Streckdurchgang je mit einem Zähler ausgerüstet. Der Spinnplan ist nun noch dahingehend zu vervollkommen, daß in ihm der Zählerwechsel und das Spulengewicht aufgenommen wird, wie es im Spinnplan VI auf Seite 72 getan ist.

## Das Schmelzen der Vorbereitungsbänder.

Außer der künstlichen Befeuchtung der Luft werden heute faßt ausschließlich die Vorbereitungsbänder bereits auf dem 1. Streckdurchgang noch leicht geschmelzt. Wird die Wolle im trockenen Zustande versponnen, so bildet sich mehr Abfall und Flug, welcher durch die Zerreibung der trockenen, spröden Fasern während den Vorbereitungsarbeiten entsteht, und außerdem bildet sich durch das oftmalige Verziehen auf den Streckdurchgängen durch die intensive Reibung der Wollfasern an den Eisenzylindern Reibungselektrizität; die Wolle ist schwach mit Elektrizität geladen, und verursacht letztere ein gegenseitiges Abstoßen der Fasern, welches wieder ein rauhes borstiges Aussehen des Bandes zur Folge hat. Durch die Schmelze werden die Fasern geschmeidiger und spinnfähiger, das Band fällt geschlossener und glatter aus und bekommt weicheren Griff.

Zum möglichst gleichmäßigen Verteilen des Schmelzmittels in die Bänder bedient man sich einer Schmelzvorrichtung, die gewöhnlich über dem Ausgangszylinder der ersten Vorbereitungsmaschine aufgebaut ist.

### Die Schmelzvorrichtung der E.M.G. (Abb. 109, 110.)

In dem über die ganze Breite der Maschine verlaufenden und zur knappen Hälfte mit dem Schmelzmittel gefüllten Trog  $T$  liegt eine durchgehende Welle  $w$ , auf die über den Ablieferungen der Maschine hohle Walzen  $A$  aus Zinkblech befestigt sind. Die Welle  $w$  mit den Blechzylindern  $A$  erhält durch Räder- und Kettentrieb vom Hinterzylinder aus eine langsame Drehbewegung, so daß das auf der Oberfläche der Blechwalzen  $A$  haftende Schmelzmittel an die sich nach hinten verflachenden und an

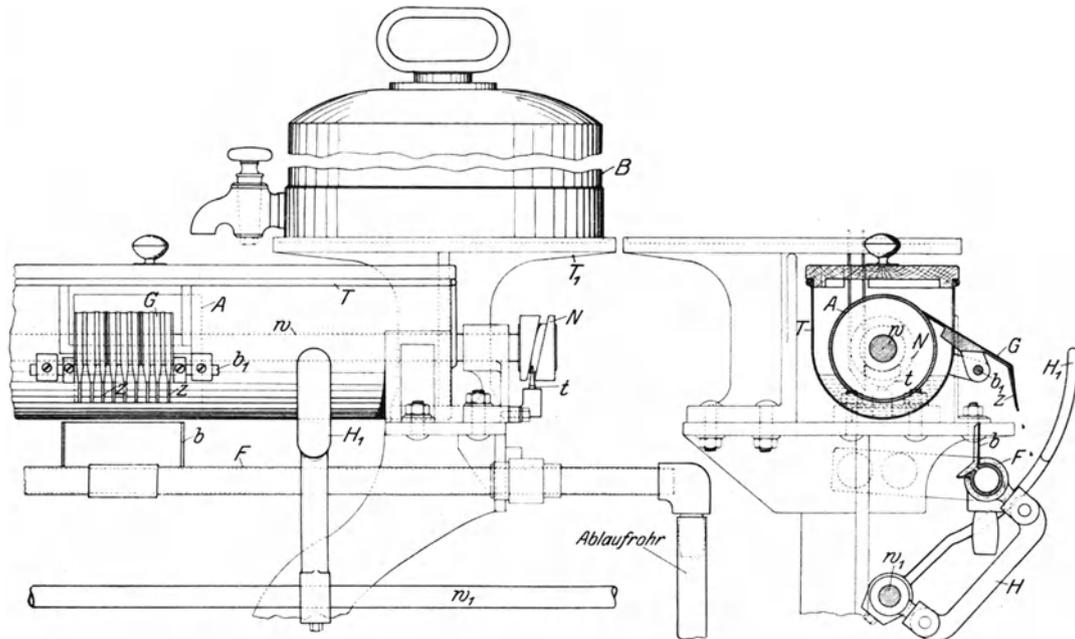


Abb. 109, 110.

$A$  anliegenden Tropfgabeln  $G$  abgegeben wird. Durch die langsame Changierbewegung der Blechwalzen  $A$ , die dieselben gleichzeitig während der Drehung der Welle  $w$  durch den Ablauf der Nute  $N$  der auf Welle  $w$  befestigten Nutenscheibe  $N$  am feststehenden Stift  $t$  erhält, wird die Abgabe des Schmelzmittels an die Tropfgabeln begünstigt. Durch die Zinken  $z$  der Tropfgabeln  $G$  wird das Schmelzmittel über die ganze Bandaustrittsbreite gleichmäßig in Tropfenform verteilt und tropft ganz nahe am Vorderzylinder auf das denselben verlassende dünne Ausgabevlies. Mit der Abstellwelle  $w_1$  ist durch Gelenkhebel  $H$  die Fangrinne  $F$  so in Verbindung gebracht, daß bei Abstellung der Maschine mittels Abstellhebels  $H_1$  die Fangrinne  $F$  eine Vierteldrehung nach rechts erfährt, so daß sich das Fangblech  $b$  unter Zinken  $z$  der Gabel  $G$  stellt und das noch abtropfende Schmelzmittel während des Stillstandes der Maschine auffängt. Hierdurch wird eine übermäßige Anhäufung von Fett an den Stellen des Bandes vermieden, die während des Stillstandes unter den Tropfgabeln liegen. Tropfgabeln  $G$  sind um Bolzen  $b_1$  drehbar gelagert und werden durch ihr Übergewicht gleichmäßig an die Blechwalzen  $A$  angedrückt. Bei längerem Stillstand können Gabeln  $G$  nach vorn umgeklappt und von  $A$  abgehoben werden. Der auf dem erhöhten Tisch  $T_1$  stehende Behälter  $B$  ist mit dem Schmelzmittel gefüllt und dient zum Nachfüllen des Troges  $T$ . Im Antrieb der Welle  $w$  ist ein Wechselrad vorgesehen zur Änderung der Umfangsgeschwindigkeit der Walzen  $A$  und folglich der zugeführten Schmelzmenge.

Als Schmelzmittel benutzt man eine Emulsion, die neben anderen Beimischungen hauptsächlich aus Öl und Wasser besteht, und ist die Qualität eines Schmelzmittels um so besser, in je höherem Maße dasselbe die bereits auf Seite 15 erwähnten ge-

schätzten Eigenschaften besitzt. Eine weitere gewünschte Eigenschaft dieses Schmelzmittels ist die Dauerhaftigkeit der Bindung zwischen dem eigentlichen Schmelzöl und dem Emulsionsmittel, dem Wasser, d. h. die durch die verschiedenen spezifischen Gewichte der beiden Substanzen bedingte Entmischung darf überhaupt nicht oder nur sehr langsam vor sich gehen.

Für die Anfertigung von brauchbaren Schmelzmitteln mögen folgende Rezepte als Anhalt dienen:

1. Rezept.

Wasser	100	kg
Olivenöl	13	"
Seife	3	"
Ammoniak	0,2	"

Diese Mischung wird dann einige Stunden mittels Dampf gekocht. Nach dem Erkalten ist das Schmelzmittel vor Gebrauch kräftig zu rühren.

2. Rezept.

6,8 kg Emulsionskörper	} zusammen kochen lassen und ca. 8 Liter destilliertes Wasser zuschütten
10,8 " Erdnußöl	
0,2 " Ammoniak	

90—100 l Wasser (möglichst destilliert) zugießen.

Das Ganze  $1\frac{1}{2}$  bis 2 Tage rühren lassen.

Die Schmelzmittel werden heute von Spezialfirmen hergestellt und in den Handel gebracht. Z. B. die Hansawerke Aktiengesellschaft, Bremen-Hemelingen, liefert die bewährte „Duron-Emulsion“

## Die Mischung von Kammzugbändern.

In den meisten Fällen werden die von der Kämmerei gelieferten Kammzugpartien nicht allein für sich versponnen, sondern man nimmt eine Vermischung von verschiedenen Partien vor, einmal um eine größere Partie zu erhalten oder durch Vermischen von Partien der gleichen Qualitäten jedoch mit unterschiedlichen Stapellängenabstufungen, womit in der Gesamtpartie der gewünschte Ausgleich im Stapel angestrebt wird. Um den Charakter eines bestimmten Garnes dauernd gleich zu erhalten, ist es zweckmäßig, wenn sich das Grundmaterial desselben aus einer Anzahl von Wollen (von gleicher oder verschiedener Qualität, A, B) zusammensetzt, wodurch der Vorteil erreicht wird, daß bei schlechtem Ausfall einer der Wollen (infolge schlechter Witterung, Ernährung usw. im betr. Produktionsland) der Gesamtcharakter des Garnes weniger leidet. Welchen hohen Wert der dauernd gleichmäßige Charakter eines bestimmten Garnes besitzt, beweist die Tatsache, daß heute Webereien durch langjährige Erfahrung Garne von bestimmten Spinnereien herausgefunden haben, die sich zur Herstellung einer gewissen Ware in der vollendetsten Vollkommenheit eignen, und zur Erhaltung dieser Vollkommenheit der Ware ist der dauernd gleichmäßige Charakter des Garnes erste Bedingung.

Vor Beginn des Mischens ist zunächst an Hand von mehreren Proben von 5 bis 10 m Länge das durchschnittliche Metergewicht oder die durchschnittliche Nummer des Kammzugbandes der Einzellöse, aus welchen sich die Partie zusammensetzt, zu ermitteln. Die Mischung der rohweißen Kammzugpartien wird gewöhnlich auf dem ersten Streckdurchgang durchgeführt und ist die Dublierungszahl (6 bis 10) pro Kopf dem Mischungsverhältnis so anzupassen, daß von jedem Los möglichst eine ganze Zahl von Bändern vorgelegt werden kann. Die Durchführung der Mischung gestaltet sich einfacher, wenn die Bandstärke von sämtlichen Losen dieselbe ist, weshalb auch beim Mischen von kleineren Losen mit ungleicher Bandstärke diese auf die Bandstärke des mit zu vermischenden größeren Loses gebracht werden.

Die Art der Mischungsberechnung, wie sie am zweckmäßigsten von Fall zu Fall entsprechend dem jeweiligen Mischungsverhältnis durchzuführen ist, sollen folgende der Praxis entnommene Beispiele als Anhalt dienen:

Beispiel 1. Zu mischen ist eine Partie rohweißer Kammzug vom Gesamtgewicht von 3600 kg, bestehend aus drei Losen mit gleicher Bandstärke. Das Gewicht der einzelnen Lose ist folgendes:

Los I . . . . .	600 kg
" II . . . . .	1200 "
" III . . . . .	1800 "
	3600 kg.

Für diesen Fall ist die zweckmäßigste Dublierung 6fach und müßte dann vorgelegt werden von:

Los I . . . . .	1 Band
" II . . . . .	2 Bänder
" III . . . . .	3 "
	zus. 6 Bänder,

damit die 3 Lose gleichmäßig vermischt und zu einer Partie ohne Rest aufgearbeitet werden.

Beispiel 2. Es sollen folgende 4 Lose rohweißer Kammzug von gleichen Bandstärken zu einer Partie vereinigt werden:

Los I . . . . .	700 kg
" II . . . . .	1900 "
" III . . . . .	2500 "
" IV . . . . .	1300 "
	Partiegewicht 6400 kg

Die Gesamtdublierung mit 10fach angenommen ergibt dann für die einzelnen Lose folgende Bandzahlen  $x$ :

$$\begin{aligned} \frac{x}{10} &= \frac{700}{6400}; & x &= \frac{700 \cdot 10}{6400} = 1,09 \sim 1 \text{ Band} \\ \frac{x}{10} &= \frac{1900}{6400}; & x &= \frac{1900 \cdot 10}{6400} = 2,97 \sim 3 \text{ Bänder} \\ \frac{x}{10} &= \frac{2500}{6400}; & x &= \frac{2500 \cdot 10}{6400} = 3,90 \sim 4 \text{ " } \\ \frac{x}{10} &= \frac{1300}{6400}; & x &= \frac{1300 \cdot 10}{6400} = 2,03 \sim 2 \text{ " } \end{aligned}$$

10 Bänder.

Hieraus ergibt sich die Regel:

Man findet die Bandzahl  $x$  des Einzelloses, wenn man das Produkt aus dem Gewicht des Einzelloses und der Gesamtdublierungszahl durch das Partiegewicht dividiert.

Die geringen Unterschiede, wie sie in diesem Falle zwischen der berechneten und abgerundeten Bandzahlen der einzelnen Lose vorhanden sind, können ohne Bedenken unberücksichtigt gelassen werden, da infolge der in den Kammzugbändern der einzelnen Lose auftretenden Unterschiede in der Bandstärke selbst die berechneten Bandzahlen  $x$  Abweichungen unterliegen, je nachdem die Bänder der einzelnen Lose in Wirklichkeit zum größten Teil gröber oder feiner sind, als die auf Grund von einigen gezogenen Proben gefundene Durchschnittsnummer war. Auf Grund dessen ist es möglich, daß trotz der berechneten ganzen Bandzahlen wie in Beispiel 1 Reste von einem oder dem anderen Lose übrigbleiben, die dann gewöhnlich zurückgestellt werden.

Beispiel 3. Ein Los von 950 kg Kammzug, von welchem 5 m die Sortiernummer = 10 anzeigen, sollen mit einem Rest von 50 kg Kammzug, dessen Sortiernummer für 5 m = 12 ist, vermischt werden. Dublierungszahl = 6fach.

Zunächst ist die Gesamtmeterzahl von dem Los und dem Rest zu bestimmen.

Nach Formel 5 berechnet sich die wirkliche Nummer der beiden Züge zu:

$$N = \frac{10 \cdot 5}{1000} = 0,050; \quad N = \frac{12 \cdot 5}{1000} = 0,060.$$

Dann ergibt sich nach Formel 2:

$$\begin{aligned} \text{Länge des Loses} & \quad . \quad L = 950000 \cdot 0,05 = 47500 \text{ m,} \\ \text{  " Restes} & \quad . \quad L = 50000 \cdot 0,06 = 3000 \text{ m.} \end{aligned}$$

Von dem Rest kommt nun nur ein Band in Frage, so daß sich bei einer Gesamtdublierung von 6 Bändern auf das Los die übrigen 5 Bänder ergeben, und ist dann hierfür für ein Band die Einlaufmeterzahl:

$$\frac{47500}{5} = 9500 \text{ m.}$$

Damit nun von dem Rest neben den 5 Bändern des Loses ständig ein Band mit einlaufen kann, muß die berechnete gesamte Bandlänge des Restes, welches nur 3000 m beträgt, auf 9500 m gebracht werden, d. h. das Band des Restes muß um

$$\frac{9500}{3000} = 3,166 \text{ mal}$$

verfeinert werden, so daß es dann die Nummer

$$0,06 \cdot 3,166 = 0,18996$$

hat. Es müssen also dann die Bänder des Restes nach Formel 6 für 5 m die Sortiernummer:

$$\frac{0,18996 \cdot 1000}{5} = \mathbf{38}$$

besitzen.

Schneller lese sich dieselbe Rechnung noch durchführen, daß man nicht erst auf die wirklichen Nummern der Bänder zurückschließt, sondern die Rechnung gleich mit der Sortiernummer für 5 m durchführt wie folgt:

$$\begin{array}{l} \text{Länge des Loses} \quad \cdot \cdot \cdot 950 \text{ kg} \cdot 10 \cdot 5 = 47500 \text{ m,} \\ \text{ " " Restes} \quad \cdot \cdot \cdot 50 \text{ kg} \cdot 12 \cdot 5 = 3000 \text{ m.} \end{array}$$

Sortiernummer des um 3,166 mal verfeinerten Restbandes:

$$12 \cdot 3,166 = \mathbf{38}.$$

Beispiel 4. Folgende 4 Lose Kammzug sollen zu einer Partie zusammengemischt werden. Die Bandstärken der Kammzugbänder der einzelnen Lose sind gleich.

Gewicht des Loses I . . . . .	3400 kg
" " " II . . . . .	1700 "
" " " III . . . . .	2975 "
" " " IV . . . . .	<u>425 "</u>
	Partiegewicht 8500 kg.

Man kann nun ausrechnen, wieviel Prozente die einzelnen Losgewichte vom Partiegewicht ausmachen, und zwar nach Lehrsatz XVII. Es erhält vom gesamten Partiegewicht:

$$\begin{array}{l} \text{Das Los I} \quad \cdot \cdot \cdot \frac{3400 \cdot 100}{8500} = 40 \% \\ \text{ " " II} \quad \cdot \cdot \cdot \frac{1700 \cdot 100}{8500} = 20 \% \\ \text{ " " III} \quad \cdot \cdot \cdot \frac{2975 \cdot 100}{8500} = 35 \% \\ \text{ " " IV} \quad \cdot \cdot \cdot \frac{425 \cdot 100}{8500} = 5 \% \\ \hline 100 \% \end{array}$$

Könnte man nun 100fach dublieren, so wären die Bandzahlen für die einzelnen Lose identisch mit den Zahlen der berechneten Prozentsätze. Da nun 100fache Dublierung nicht im Bereiche der Möglichkeit liegt, so nimmt man die praktisch mögliche Dublierungszahl 10 und ergeben sich dann folglich die Bandzahlen für die einzelnen Lose als ein Zehntel der Prozentsatzzahlen, d. h. es müßten bei 10facher Dublierung von jedem Los folgende Bandzahlen auf der ersten Doppelnadelstabstrecke einlaufen:

Los I . . . . .	4 Bänder
" II . . . . .	2 "
" III . . . . .	3,5 "
" IV . . . . .	<u>0,5 "</u>
	10,0 Bänder.

Die sich ergebenden halben Bänder für Los III und IV kann man nun nicht ohne weiteres mitlaufen lassen, weshalb man sich vor Beginn der Mischung ein Band herstellt, welches je zur Hälfte aus den Losen III und IV besteht. Zu diesem Zweck vermischt man, entsprechend der Dezimalstellen, in unserem Falle je 5 Bänder von Los III und IV unter Benutzung desjenigen Verzuges, daß das Ausgabeband wieder die Bandstärke der übrigen Lose hat, und nach Ablauf der 5 Bänder des Loses IV erhält man das neue Band im Gesamtgewicht, welches 425 kg von Los III und die

425 kg des Loses IV in sich vereinigt, so daß für Los III nur noch 2550 kg, das entspricht 30%, oder 3 Bänder in Frage kommen.

Auf einen Kopf müßten dann einlaufen:

4 Bänder vom Los I  
 2 " " " II  
 3 " " " III  
 1 Band vorgemischt, bestehend aus je zur Hälfte  
 aus Los III und Los IV.

Beispiel 5. Eine Kammzugpartie von 5600 kg soll aus folgenden 5 Losen zusammengestellt werden. Die Einzellöse haben gleiche Bandstärken.

Los I	. . 1232 kg,	das entspricht	$= \frac{1232 \cdot 100}{5600} = 22\%$	vom Partiegewicht
" II	. . 1456 " " "	"	$= \frac{1456 \cdot 100}{5600} = 26\%$	" "
" III	. . 784 " " "	"	$= \frac{784 \cdot 100}{5600} = 14\%$	" "
" IV	. . 1288 " " "	"	$= \frac{1288 \cdot 100}{5600} = 23\%$	" "
" V	. . 840 " " "	"	$= \frac{840 \cdot 100}{5600} = 15\%$	" "
Partiegewicht 5600 kg			<u>100%</u>	

Für 10fache Dublierung ergeben sich die zur restlosen Vermischung der 5 Lose die Bandzahlen der Einzellöse wieder als der zehnte Teil der gefundenen Prozentzahlen, also:

für Los I	müßten einlaufen	2,2 Bänder
" " II	" "	2,6 "
" " III	" "	1,4 "
" " IV	" "	2,3 "
" " V	" "	1,5 "
		<u>10,0 Bänder.</u>

Zwecks möglichst genauer Durchführung der Mischung müssen zur Beseitigung der Dezimalstellen Vormischungen mit 10facher Dublierung vorgenommen werden, und zwar kommen immer diejenigen Lose zur Vormischung, deren Dezimalstellenziffern zusammengezählt = 10 ergeben. In unserem Falle müßten folglich auf das Partiegewicht bezogen 6% von Los II und 4% von Los III zu einem Band und 2% von Los I, 3% von Los IV und 5% von Los V zu einem 2. Band vereinigt werden.

Zu diesem Zweck steckt man für die 1. Vormischung 6 Bänder von Los II und 4 Bänder von Los III vor, verzieht auf die Bandstärke des einfachen Vorlagebandes und läßt die 10 Bänder so lange einlaufen, bis vom Los III 4% = 224 kg verarbeitet sind, womit dann naturgemäß von Los II 6% = 336 kg eingelaufen sind.

Für die 2. Vormischung sind vorzustecken von:

Los I	. . . . .	2 Bänder
" IV	. . . . .	3 "
" V	. . . . .	5 "
		<u>10 Bänder.</u>

Nach Verarbeitung von 2% = 112 kg des Loses I sind gleichzeitig 3% = 168 kg von Los IV und 5% = 280 kg von Los V in diesem Bande vermischt. Die beiden durch die Vormischung erhaltenen Bänder kommen nun mit den übrigen Bändern entsprechend den ganzen Bandzahlen der einzelnen Lose bei der Hauptmischung zur Vorlage, bei welcher sich nun pro Kopf die Vorlage zwecks genauer Mischung zusammensetzt aus:

2 Bänder von Los I	
2 " " " II	
1 Band " " III	
2 Bänder " " IV	
1 Band " " V	
1 vorgemischtes Band	{ bestehend aus 6 Teilen von Los II
	{ " " 4 " " " III
	{ " " 2 " " " I
1 " " "	{ " " 3 " " " IV
	{ " " 5 " " " V

10 Bänder.

Zur übersichtlichen Darstellung der Durchführung der Mischung ist die Anwendung eines Mischscheines zu empfehlen, der beispielsweise nach folgendem Vorbild angelegt werden kann.

Mischschein.

Spinnpartie Nr. ...		Vorgarn Nr. ...								
Los	Kammzugpartie Nr.	Qualität oder Farbe	Muster des Loses	Gewicht des Loses in kg	Gewicht des Loses in %	Bandzahlen	Bandzahlen der Vormischungen			
							1. Vorm.	2. Vorm.	3. Vorm.	
I	2340	A Austral	○ ○	1332	22	2 2		2		
II	1891	A Cap	○ ○	1456	26	2 6	6			
III	2567	B Cap	○ ○	784	14	1 4	4			
IV	2825	B Montevideo	○ ○	1288	23	2 3		3		
V	2050	B Buenos Aires	○ ○	840	15	1 5		5		
VI			○ ○			8	1	1		
VII			○ ○			Sa.: 10 Bänder				
VIII			○ ○							
IX			○ ○							
X			○ ○							

Diese Mischungsmethode kommt weniger für rohweiße Partien in Betracht, sie steht besonders für die Herstellungen von bunten Garnen (Melangen) in Anwendung, für welche bis zehn und mehr verschiedenfarbige Kammzuglose in festgelegten und meist prozentual ausgedrückten Verhältnissen zur Erreichung der richtigen Melange ganz genau vermischt werden müssen. Für die Durchführung der Mischung benutzt man dann eine besondere Maschine (Mischgillbox oder Intersecting Melangeuse), die vom Vorbereitungsortiment unabhängig ist.

Beispiel 6. Es ist eine Partie rohweiß von 4 Losen im Gesamtgewicht von 2450 kg zu mischen. Die Züge der einzelnen Lose haben gleiche Bandstärken und folgende Gewichte:

Los I	980 kg
" II	370 "
" III	740 "
" IV	360 "
Sa.: 2450 kg.	

Für 10fache Dublierung ergeben sich folgende Bandzahlen:

Los I	$\frac{980 \cdot 10}{2450} = 4$	Bänder
" II	$\frac{370 \cdot 10}{2450} = 1,5$	"
" III	$\frac{740 \cdot 10}{2450} = 3$	"
" IV	$\frac{360 \cdot 10}{2450} = 1,5$	"

Die halben Bänder der Lose II und IV könnten nun nach dem in Beispiel 4 angegebenen Verfahren, zunächst zu einem Band vermischt werden, jedoch kommt man durch Anwendung einer 20fachen Dublierung vorteilhafter zum Ziel, indem man die einzelnen Bandzahlen der Lose verdoppelt und erhält dann für:

Los I . . . . .	4 · 2 = 8	Bänder
" II . . . . .	1,5 · 2 = 3	"
" III . . . . .	3 · 2 = 6	"
" IV . . . . .	1,5 · 2 = 3	"
		20 Bänder.

Durch die Verdoppelung der Dublierung sind die halben Bänder beseitigt worden, und die 20fache Dublierung wird auf 2 Köpfe der 1. Passage verteilt, indem auf jedem Kopf 10 Bänder vorgelegt werden. Zur deutlichen Unterscheidung der auf beiden Köpfen entstehenden Ausgabe-Spulen erhalten die Spulen des 1. Kopfes rote Erkennungszettel und die Spulen des 2. Kopfes blaue Zettel. Die Mischung wird nun erst auf der 2. Passage abgeschlossen, indem derselben bei 8facher Dublierung 4 Spulen mit roten Zetteln und 4 Spulen mit blauen Zetteln vorgesteckt werden, bei 6facher Dublierung je 3 rote und 3 blau gezeichnete Spulen usw. Das Ausgabeband der 2. Passage erhält nun alle 4 Lose im richtigen Verhältnis. Verwendet man eine Misch-Doppelnadelstabstrecke, so kann die Mischung schon auf dieser einen Maschine abgeschlossen werden.

### Die Misch-Doppelnadelstabstrecke (Melangeuse) von N.S.C. (Abb. 111.)

Diese Maschine wird bis mit 4 Köpfen gebaut, so daß man bis mit 40facher Dublierung arbeiten könnte. Die Köpfe I bis IV liefern je ein schwaches Breitband

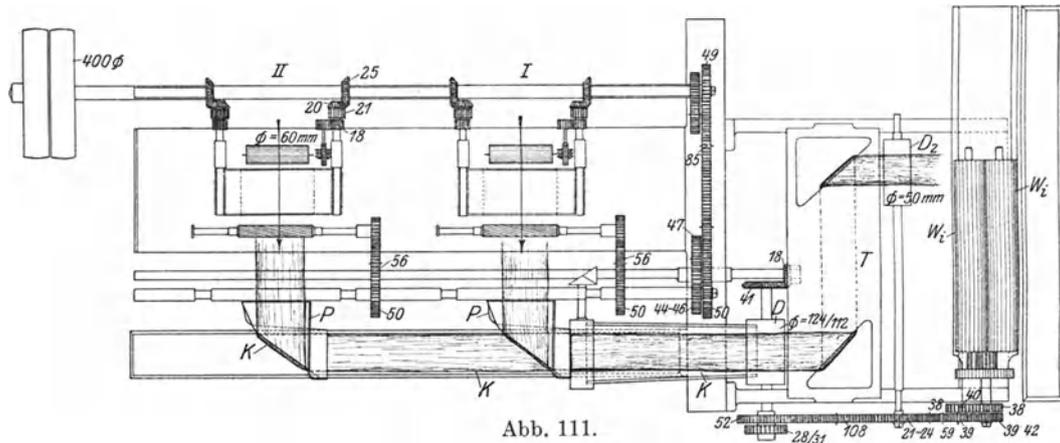
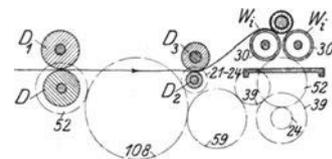


Abb. 111.

oder Vlies (ca. 200 mm) ab, die über die Dublierungsplatten P geführt, in den Kanal K gelangen und dort durch die Übereinanderlage zu einem starken Breitband vereinigt werden. Am Ende des Kanals K erhält das dublierte Breitband, in welchem gegebenenfalls sämtliche 40 aufgesteckten Bänder der 4 Köpfe vorhanden sind, durch die Druckwalzen  $DD_1$  eine leichte Verdichtung. Dieses Breitband nimmt dann seinen Weg über einen Rücklauftisch T, bekommt bei dessen Verlassen eine nochmalige Verdichtung durch ein weiteres Druckwalzenpaar  $D_2D_3$  und wird dann durch die breiten Wickelwalzen  $W_i$  zu einer breiten Kreuzspule aufgewickelt. Durch ein eingebautes Streckwerk kann dieses 4fache Breitband auf die gewünschte Bandfeinheit verzogen werden. Die Anbringung des Rücklauftisches T vermeidet ein seitliches platzbeanspruchendes Ausbauen der Wickelwalzen  $W_i$ .



Beispiel 7. Folgende 4 Lose sollen zu einer Partie vermischt werden. Die Bandstärken der einzelnen Lose sind wesentlich verschieden.

Los I . . . . .	1688 kg;	Bandstärke = 15 g/m
" II . . . . .	2520 "	" = 18 "
" III . . . . .	2875 "	" = 20 "
" IV . . . . .	3750 "	" = 22 "

Zunächst ist die Länge in Metern von jedem Los zu bestimmen.

Länge vom Los I . . .	$\frac{1688000}{15} = 112533$ m
" " " II . . .	$\frac{2520000}{18} = 140000$ "
" " " III . . .	$\frac{2875000}{20} = 143750$ "
" " " IV . . .	$\frac{3750000}{22} = 170454$ "

Gesamtlänge der Partie: 566737 m.

Die Mischung soll auf einer Misch-Doppelnadelstabstrecke vorgenommen werden, unter Benutzung von 2 Köpfen mit je 10facher Dublierung, so daß insgesamt 20 Bänder vorgelegt werden, und die Länge eines Bandes berechnet sich dann zu:

$$\frac{566737}{20} = 28337 \text{ m.}$$

Dividiert man nun diese Einheitslänge 28337 m eines Bandes in die Bandlängen der einzelnen Lose, so erhält man die Anzahl Bänder, die für jedes einzelne Los einlaufen bzw. vorgesteckt werden müssen.

Dies für unser Beispiel ausgeführt ergibt für:

Los I . . . . .	$\frac{112533}{28337} = 3,97 \sim 4$ Bänder
" II . . . . .	$\frac{140000}{28337} = 4,94 \sim 5$ "
" III . . . . .	$\frac{143750}{28337} = 5,07 \sim 5$ "
" IV . . . . .	$\frac{170454}{28337} = 6,00 \sim 6$ "

19,98  $\sim$  20 Bänder.

Erhält man, wie in unserem Falle, für die einzelnen Lose eine annähernd ganze Zahl von Bändern, so ist diese Handhabung die einfachste, ergeben sich jedoch Bandzahlen mit schlecht aufzurundenden Dezimalstellen, wie 3,2, 6,6 4,8 Bänder, so ist eine genaue Durchführung der Mischung ohne Rest nach dieser Art nicht zu erreichen. Um dann eine gleichmäßige und restlose Vermischung der Einzellöse zu erzielen, ist es nötig, die Bänder aller Lose vor der Mischung auf eine gemeinsame Bandstärke zu bringen. Die Bandstärken der Lose für bunte Partien müssen deshalb immer gleiche Metergewichte besitzen.

Da die Einzellöse einer Partie infolge der Unterschiede in der Bandstärke niemals gleichzeitig ablaufen werden, so müssen zwecks genauer Einhaltung des vorgeschriebenen Mischungsverhältnisses die bleibenden Rester der Lose zu einem Band vereinigt werden, welches dann auf die Loseinheitslänge der Partie zu bringen ist und dann auf dem 1. Streckdurchgang des Sortimentes neben den Bändern der Lose mit einzulaufen hat. Diese Spulen sind dann zweckmäßig mit Erkennungszetteln zu versehen. Man darf also die Partie nicht eher auf das Sortiment nehmen, bis die Vermischung der Bänder der Restspulen beendet ist. Dieses Verfahren ist besonders für Buntpinnerei gebräuchlich und ist zur Erreichung des richtigen Ausfalles der Melange Bedingung.

Die tägliche Zufuhr von Kammzug hängt ab von der täglichen Produktion der Mischstrecke und von der Größe der Einzellöse der Partie. Ist beispielsweise eine

Partie von 9600 kg aus folgenden 5 Losen zu mischen, so berechnet sich die tägliche Zufuhr  $x$  für die Einzellose wie folgt:

Los I . . . . .	2500 kg
” II . . . . .	1800 ”
” III . . . . .	3500 ”
” IV . . . . .	600 ”
” V . . . . .	1200 ”
	9600 kg.

Die tägliche Produktion der Mischstrecke beträgt 900 kg.

Es verhält sich:

$$\begin{array}{rcl}
 9600 : 2500 = 900 : x; & x = \frac{2500 \cdot 900}{9600} = 234 \text{ kg} & \text{tägliche Zufuhr} \\
 9600 : 1800 = 900 : x; & x = \frac{1800 \cdot 900}{9600} = 168 & \text{” ” ”} \\
 9600 : 3500 = 900 : x; & x = \frac{3500 \cdot 900}{9600} = 328 & \text{” ” ”} \\
 9600 : 600 = 900 : x; & x = \frac{600 \cdot 900}{9600} = 56 & \text{” ” ”} \\
 9600 : 1200 = 900 : x; & x = \frac{1200 \cdot 900}{9600} = 112 & \text{” ” ”} \\
 & \hline
 & 898 \sim 900 \text{ kg} & \text{Gesamtzufuhr.}
 \end{array}$$

## Die Vorarbeiten in der Vorspinnerei bei Beginn einer Partie.

Zunächst ist der Nummerwechsel für den Verzug des 1. Streckdurchganges, der aus dem für die zu spinnende Vorgarnnummer vorher aufgestellten Spinnplan zu ersehen ist, einzustellen und läßt man die entsprechend der Dublierungszahl vorgesteckten Bänder vorläufig nur auf einem Kopf so lange einlaufen, bis eine für die Bandnummerbestimmung genügende Länge Ausgabeband aufgewickelt ist. Bei der Bandnummerbestimmung ist nun darauf Rücksicht zu nehmen, daß die Sortiernummer immer um 2 bis 3 Nummern feiner ist als die im Spinnplan berechnete Sortiernummer, da, wie bereits auf Seite 183 erwähnt, der wirkliche Verzug hinter dem theoretisch berechneten Verzug zurückbleibt. Dies hat seine Ursache in der Elastizität und Kräuselung der Wolle und würde infolge des auftretenden geringeren Verzuges auf den Maschinen mit starker Auflage eine gröbere Nummer entstehen, die eine Einhaltung der durch den Spinnplan festgelegten Verzüge der folgenden Streckdurchgänge unmöglich machen würde. Im allgemeinen genügt hierfür eine Erhöhung des Verzuges um 2 bis 4 Zähne des Nummerwechsels, d. h. der aufzusteckende Wechsel ist, vorausgesetzt, daß er ein getriebenes Rad ist, um 2 bis 4 Zähne größer zu nehmen, als die theoretisch berechnete Zähnezahl desselben unter Zugrundelegung des Spinnplanverzuges sein würde. Zeigt nun das Band die gewünschte Sortiernummer an der Wage an, dann erst kann zum Einziehen der Bänder der übrigen Köpfe geschritten werden. Beim Einsetzen des Nummerwechsels ist gleichzeitig die Nadelstabschlagzahl mit dem Verzug in Einklang zu bringen und ist dies bei der Doppelnadelstabschlagzahl der E.M.G. durch die Wahl des richtigen Marschrades zu bewerkstelligen (siehe Tabelle 18), während dies bei derselben Strecke von N.S.C. durch die proportionale Änderung der Wechsel  $N_w$  und  $K_w$  erreichbar ist (siehe Seite 131). Ist die erste Strecke mit Zähler ausgerüstet, so ist der Zählerdaumen vor dem Einrücken der Maschine in die Anfangslage zu stellen. Bei den folgenden Maschinen wird zur Anfertigung des Probandes vorerst ebenfalls nur ein Kopf eingestellt und treten im allgemeinen von der Halbgrobstrecke ab keine größeren Abweichungen zwischen dem theoretischen und praktischen Verzug mehr auf, so daß für

die folgenden Strecken von der vorgenannten Maschine ab die berechneten Nummerwechsel ohne weiteres verwendet werden können, nur an der Feinstrecke wird sich zuweilen eine kleine Abweichung des Nummerwechsels, wie er sich laut des Spinnplanverzuges ergeben hätte, nötig machen. Für die Feinheit des zu spinnenden Vorgarnes ist der Nummer- und Zählerwechsel der Zählerstrecke maßgebend und werden kleinere Schwankungen der Nummer durch den Nummerwechsel der Feinstrecke ausgeglichen, während die Nummerwechsel der übrigen Streckdurchgänge entsprechend dem zugrunde gelegten Spinnplan unverändert bleiben müssen.

Nachdem nun die Maschinen in Gang versetzt worden sind, hat man folgendes zu beachten:

- a) bei der Doppelnadelstabstrecke
  1. die Spannung der Vorlage zwischen Nadelfeld und Hinterzylinder,
  2. die Spannung zwischen Abzugwalze und Vorderzylinder;
- b) bei den Nadelwalzenstrecken
  3. die Spannung zwischen Führungszylinder bzw. Kammwalze und Hinterzylinder,
  4. die Spannung zwischen Abzugwalzen und Nitschelle,
  5. ruhigen gleichmäßigen Gang der Nadelwalze (siehe Seite 163).

Die in Punkt 1 angeführte Spannung ist eine negative, indem durch die Wechsel die Geschwindigkeiten zwischen Nadelfeld und Hinterzylinder derart zu regulieren sind, daß das Material eine leichte Stauung und dadurch wieder eine Lockerung erfährt, die ein widerstandsloses Eindringen der Nadeln in die Fasermasse ermöglicht. Bei gespannter Fasermasse würden die einsteckenden Nadeln erhöhten Widerstand finden und dadurch ein Beschädigen bzw. sogar ein Zerreißen einzelner Fasern zur Folge haben. Die Anspannung zwischen Führungs- und Hinterzylinder der Nadelwalzenstrecken muß gerade so groß gewählt sein, daß ein Durchhängen der Fasermasse vermieden wird, während hinter dem Blindzylinder die Fasermasse eine leichte Stauung erfährt, die allerdings kaum sichtbar ist. Die in den Punkten 2, 4 und 5 erwähnte richtige Abzugspannung äußert sich in einer ganz leichten welligen Bewegung des lose zwischen den betreffenden Arbeitsorganen laufenden Bandes, die sich bei Hubwechsel des Wagens auffallend verstärkt. Ist infolge der zu großen Abzugswalzen geschwindigkeit die Spannung des Bandes eine zu straffe, so ist bei Hubwechsel des Spulenswagens die verstärkte wellenförmige Bewegung des Bandes nicht zu bemerken, die Spulenform wird nicht zylindrisch, da infolge des größeren zentrischen Bandzuges die Spule an den Rändern größeren Durchmesser annimmt als in der Mitte.

## Das Einstellen des Streckwerkes.

Die verschiedenen Qualitäten von Merinowollen können mit ein und derselben Streckwerkeinstellung verarbeitet werden, während beim Übergang beispielsweise von Merino auf Cheviot sich eine Veränderung der Einstellungen nötig macht. Stellbar im Streckwerk ist die Entfernung  $a$  zwischen Vorderzylinder und Nadelwalze durch Verstellen der Nadelwalze mit Blind- und Zwischenzylinder, sowie die Streckweite, d. i. die Entfernung der Klemmlinien des Vorder- und des Hinterzylinders. Bei der Doppelnadelstabstrecke ist zur Veränderung der Strecke  $a$  der Vorderzylinder stellbar. Für die Einstellung gilt der Grundsatz:

Die Entfernung zwischen der Klemmlinie des Vorderzylinderpaares und dem Scheitelpunkt der Nadelwalze soll nicht größer sein als die kürzeste in der zu verarbeitenden Wolle vorkommende Faser, damit auch diese der zurückhaltenden Wirkung der Nadeln unterliegen und in gestreckter Lage im Band zu liegen kommen. Die Entfernung  $a$  ist außerdem noch abhängig vom Material und wird bei langen gröberen Wollen eine Vergrößerung erfahren, da die kürzesten Fasern dieser Wollen länger sind gegenüber den kürzesten Fasern der feineren Wollen und würde durch zu enge Stellung

die Nadelreibung sich derart steigern, daß durch die stark erhöhte rückhaltende Wirkung ein Bruch vereinzelter Fasern eintreten könnte, trotzdem, gleiche Bandstärken vorausgesetzt, bei gröberen Wollen die zurückhaltende Wirkung, infolge der geringeren Faserreibung, bedingt durch die kleinere Faserzahl im Bandquerschnitt, kleiner ist als bei feineren Wollen, deren Faserzahl im gleich starken Bande bedeutend größer ist. Ist die Entfernung  $a$  zu groß gewählt, so entsteht ein schnittiges Band, d. h. dasselbe zeigt dünne und dicke Stellen, indem die in der zu großen Entfernung  $a$  liegenden kürzeren Fasern Zufallsbewegungen ausgesetzt sind, die eine ungleiche Faserverteilung im Bande begünstigen. Die Entfernung  $a$  ist nun bei allen Streckdurchgängen nicht gleich groß, sondern nimmt mit der Zunahme der Banddicken, also gegen die ersten Strecken hin zu, und ist die Vergrößerung der Entfernung zwischen Vorderzylinder und Nadelwalze durch die sich nötig machende Zunahme der Durchmesser dieser Organe von selbst gegeben. Die Zunahme der Entfernung  $a$  auf den gröberen Strecken macht sich schon deshalb nötig, da die zurückhaltende Wirkung der Nadelwalze zum Teil durch die größere Faserreibung, die in der starken Auflage auftritt, ersetzt wird und würde eine zu enge Einstellung den Widerstand gegen das Abziehen der Faser-masse derart zunehmen, daß außer dem Zerreißen einzelner Fasern eine ungünstige Beeinflussung der Verzugswirkung eintritt.

Die Streckweite wird bei der Feinstrecke gewöhnlich annähernd der doppelten Länge der in der zu verarbeitenden Wolle vorkommenden längsten Fasern gewählt und erfährt die Streckweite gegen die groben Strecken hin eine Zunahme.

Tabelle 29.

Über gebräuchliche Streckweiten für Merino bis Großbredwollen und Cheviotwollen für mittlere Nummern.

Streck- durchgang	Streckweite in mm	
	Merinowolle	Cheviotwolle
10	170	—
9	180	—
8	180	265
7	190	265
6	205	270
5	215	280
4	280	330
3	280	340
2	325	340
1	325	345

Die Streckweite ist für lange Wollen (Cheviot) größer als für kürzere Wollen (Merino) und im selben Verhältnis wie die Streckweite für Cheviotwollen zunimmt, macht sich auch eine Zunahme der Entfernung zwischen Vorderzylinder und Nadelwalze nötig, und wird dies durch Abrücken der Nadelwalze erreicht. Im Maximum beträgt diese Abrückung, das ist der Raum zwischen Vorderzylinderumfang und Nadelspitzenkreis, auf der Verbindungslinie der Mittelpunkte gemessen ca. 20 mm und zwar für Cheviot und auf den ersten Streckdurchgängen. Gegen die Feinstrecke hin verringert sich die Abrückung und ist letztere im allgemeinen von der Bandfeinheit abhängig, d. h. bei der Verarbeitung des gleichen Materials zu grobem Vorgarn wird die Abrückung auf allen Streckdurchgängen durchwegs größer zu nehmen sein als es bei der Verarbeitung zu feinerem Vorgarn der Fall ist. Dieser Fall wird in erhöhtem Maße bei der Verarbeitung von sehr feinen weichen Wollen mit starker Auflage auftreten, und wäre es falsch, die ungünstige Verzugswirkung durch Erhöhung der Vorderzylinderbelastung zu beseitigen, wodurch die Verzugsarbeit wohl scheinbar besser wird, jedoch hat dies andererseits eine Verkürzung des Stapels durch Zerreißen vieler Fasern zur Folge. Diese kurzen Faserteile scheiden sich als erhöhter Abfall in den Nadelwalzen und

Putzbürsten bzw. als Spinnflug in der Feinspinnerei aus. Schon durch eine geringe Abrückung der Nadelwalze wird diese fehlerhafte Wirkung vermieden, die Verzugarbeit jedoch vervollkommnet.

## Ursachen von Fehlern im Vorgarn und Maßnahmen zu deren Verhütung bzw. Beseitigung.

Die in der Vorspinnerei möglichen Ursachen, die die Erzeugung von fehlerhaftem Vorgarn hervorbringen, sind ebenso zahlreich als verschiedenartig. Im folgenden sind nun neben solcher Ursachen eine Anzahl praktischer Erfahrungen und Winke angeführt, die bei der Herstellung eines einwandfreien Vorgarnes zu beachten sind und die die Erzeugung eines gleichmäßigen Vorgarnes gewährleisten. Die geschätztesten Eigenschaften eines Garnes sind Festigkeit, Dehnung, Elastizität und Gleichmäßigkeit. Der Grad dieser Eigenschaften ist sowohl von der Güte bzw. Beschaffenheit des Rohstoffes als aber auch von der fachgemäßen Durchführung des Vor- und Feinspinnprozesses abhängig. Die Grundlage für ein gutes Garn bildet ein hoher Grad der Gleichmäßigkeit des Vorgarnes, d. h. die Fasern müssen im Band derart gleichmäßig verteilt liegen, daß die Anzahl der im Bandquerschnitt liegenden Fasern an allen Stellen möglichst die gleiche ist. Die Vorbedingung zur Erzeugung eines gleichmäßigen Bandes ist nun um so mehr gegeben, je gleichmäßiger der Stapel ist, d. h. je geringere Schwankungen die Faserlänge des Kammzugbandes aufweist. Die Aufgabe der Vorbereitung ist es nun, neben der fortschreitenden Verfeinerung des Bandes die unterschiedlich langen Fasern im Band derart gleichmäßig zu verteilen, daß dasselbe in seiner ganzen Ausdehnung eine gleiche Stärke annimmt. Die vollständige gleichmäßige Verteilung der kürzeren und längeren Fasern wird um so schwieriger und unvollkommener, je größer die Stapelunterschiede sind und tritt diese unvollkommene Verteilung mit der Zunahme der Bandfeinheit immer auffallender in Gestalt von abwechselnd schwächeren und stärkeren Bandstellen in die Erscheinung. Es ergibt sich hieraus die Folgerung, daß bei der Herstellung von grobnumerigen Gespinsten auf den Ausfall der Gleichmäßigkeit des Fadens eine ungleichmäßige Stapellänge des Zuges von nicht so entscheidender Bedeutung ist als dies für die Herstellung von feineren Nummern der Fall ist, und erfordert ein feinnumeriges Garn außer der hohen Feinheit des Wollhaares auch eine möglichst gleichmäßige und größere Stapellänge. Je höher der Grad der Gleichmäßigkeit eines Garnes ist, desto mehr sind die in jedem Garn mehr oder weniger auftretenden dünnen weniger festen Stellen ausgeschaltet, die Durchschnittsfestigkeit wird dadurch größer, weshalb für Garn, welches für seine Weiterverarbeitung eine größere Festigkeit erfordert, eine gute Wolle mit möglichst gleichmäßiger Stapellänge bevorzugt wird. Aus diesem Grunde wählt man für einfaches Kettgarn zweckmäßig einen Zug mit gleichmäßiger größerer Faserlänge, während für Schußgarn, welches weniger Anspruch auf Festigkeit erhebt, sowie für Zwirn, bei welchem die erhöhte Festigkeit und Vergleichmäßigung durch die Zwirndrehung erreicht wird, Zug mit ungleichmäßigerem Stapel eher Verwendung finden kann. Die vornehmste Aufgabe der Vorbereitung ist es nun, ein allen Anforderungen genügendes Vorgarn herzustellen, selbst wenn durch die Beschaffenheit der Wolle die hierfür nötigen Grundbedingungen in nur ungenügendem Maße gegeben sind, und um dies zu erreichen, sind folgende Vorbedingungen zu beachten:

1. Die Spulen sind behutsam zu behandeln und ist jede gewaltsame Berührung (z. B. Berührung mit Kleidern), durch welche eine Verschiebung der parallelen Faserlage der äußeren Bandschichten, die wieder zur Schlingenbildung der Fasern Anlaß gibt, zu vermeiden.

2. Die Bänder müssen von den Spulen mit der Hinterzylindergeschwindigkeit abgezogen werden, und ist die Laufspindel derart abzubremsen, daß ein Überlaufen der

Spulen, welches wieder ungleiche Bandspannung verursacht oder zum Abfallen mehrerer Bandschichten führen kann, nicht eintritt.

3. Die Maschinen sind langsam ein- und auszurücken, da ein schnelles Einrücken eine ruckweise Anspannung des Einlaufbandes verursacht und ein Überlaufen der Bänder bzw. bei sehr feinen Vorlagebändern eine Bildung von leichten Schnitten zur Folge haben kann.

4. Es ist zu vermeiden, daß das Band beim Einlaufen in das Streckwerk aus irgendeinem Grund echten Draht annimmt.

5. Wichtig ist, daß die Bänder am Einlauf nebeneinander, keinesfalls übereinander zu liegen kommen.

6. Die Verbindungsstelle (Anleger) des Bandendes der abgelaufenen Spule mit dem der neu vorgesteckten Spule ist sorgfältig auszuführen, d. h. das Band muß an der Verbindung seine Stärke beibehalten, auch die zum Nachziehen der Vorlagespule nötige Festigkeit besitzen. Bei feineren Bändern wird der Anleger derart ausgeführt, daß man das lose konische Bandende der neuen Spule in das in der Mitte aufgespaltene Bandende der abgelaufenen Spule hineinschiebt und die so erhaltene Verbindungsstelle durch Nitscheln zwischen den flachen Handtellern festigt. Bei groben Bändern ist der auf die gleiche Weise jedoch ohne Nitscheln ausgeführte Anleger mit der Hand zu umfassen und bis an die Klemmstelle des Einzugszylinderpaares zu führen, da infolge des großen Spulengewichtes die Festigkeit des Anlegers zum Nachschleifen der Spule nicht genügen würde. Beim Ausgabeband der Feinstrecke werden die Bruchstellen nicht durch derartige Anleger, sondern durch einfache Knoten verbunden, die im Streckwerk der Feinspinnmaschine zum Fadenbruch führen. Um die durch die Anleger entstehenden immerhin fehlerhaften Stellen in den Bändern (bei einer Maschine mit 150 Vorlagespulen machen sich beim Einziehen 300 Anleger nötig) auszuschalten, kann man derart verfahren, daß man durch Anbringen von Zählern an den einzelnen Strecken Spulen mit gleicher Bandlänge erzeugt, die bei Stillstand der nächsten Strecke mit der entsprechenden Dublierungszahl vorgesteckt und angelegt werden. Nachdem sämtliche Anlegestellen das Streckwerk bis über die Wickelwalze passiert haben, ohne aufgewickelt zu werden, wird die Maschine abgestellt und die Anlegestellen enthaltenen Bandenden abgerissen. Hat die nächste Maschine beispielsweise 3fache Dublierung, so ist der Zähler dieser Maschine so einzustellen, daß aus der Länge der vorgesteckten Spule drei Abzüge entstehen.

7. Die Einstellung des Streckwerkes ist dem jeweilig zu verarbeitenden Material anzupassen (Näheres s. S. 195).

8. Bei der Änderung der Wechselräder ist zu beachten, daß hierbei der Hinterzylinder nicht aus seiner Lage gebracht wird, es ist dies leicht möglich, da während des Auswechselns des Wechselrades aus dem Getriebe die zwangsläufige Verbindung der einzelnen Streckwerkwalzen aufgehoben ist. Schon eine geringe Bewegung des Hinterzylinderpaares gibt zur Bildung von Schnitten in sämtlichen Einlaufbändern Anlaß.

9. Die Nadelwalze muß eine ruhige, gleichmäßige Drehung ausführen; fehlerhafter Gang derselben äußert sich in mehr oder weniger stark auftretenden Zuckungen, die durch Erhöhung der Bremswirkung zu beseitigen sind. Wird der Fehler hierdurch nicht behoben, so ist die Bremse auf ihre Wirkung und die Lager der Nadelwalze auf Klemmstellen hin zu untersuchen. Ein Wickeln der Nadelwalzen hat seine Ursache zumeist im zu schnellen Umlauf derselben, jedoch können vereinzelt Wicklungen auch durch beschädigte Nadelspitzen hervorgebracht werden. Für größte Reinhaltung der Nadelwalze ist Sorge zu tragen, zu welchem Zweck die Putzbürste bis auf den Grund der Nadelwalze wirken muß. Anhäufungen von kurzen Fasern im Nadelfeld erzeugen Schnitte. Vereinzelt verbogene Nadeln sind gleich zu richten und beschädigte Nadelwalzen sofort auszuwechseln.

10. Die zur Reinhaltung des Vorderzylinders angebrachte Putzbürste erfüllt nur dann ihren Zweck, wenn sie über die ganze Länge des Zylinders gleichmäßig aufliegt.

Einseitige Anlage der Bürste begünstigt die Wickelbildung. Sämtliche Putzbürsten sowie die Bandtrichter sind möglichst oft von angesammelten Fasern zu reinigen.

11. Bei den Maschinen mit zwei Ablieferungen auf einen Kopf wird beim Wickeln des einen Bandes am vorderen Unterzylinder der doppelte Druckzylinder in eine schiefe Lage gebracht werden, indem durch den umwickelten Zylinder der Oberzylinder sich einseitig hebt. Die Folge davon ist, daß der Druck auf das andere Band des Kopfes ungleichmäßig wirkt, wodurch die Verzugswirkung unvollkommen wird und Ursache zur Schnittbildung gibt. Nach dem Entfernen des Wickels wird man deshalb zweckmäßig auch von der anderen Spule eine der Länge des Wickels entsprechende Bandlänge abnehmen.

12. Bemerkt man das Wickeln eines Unterzylinders, so ist die Maschine sofort abzustellen und der Wickel mittels eines geeigneten Hakens aus Weichmetall (Messing), um ein Beschädigen des Zylinders zu verhüten, zu entfernen. Nimmt der Wickel zu großen Durchmesser an, so kann er zu derartig starker Beschädigung der Nadelwalze führen, daß man zum sofortigen Auswechseln derselben gezwungen ist.

13. Sämtliche Zylinder des Streckwerkes dürfen keinesfalls unrund laufen. Die Stoßstellen der Zylinder müssen fest verkuppelt sein, eine Lockerung derselben hat unruhigen Lauf der Zylinder und damit schnittiges Garn zur Folge.

14. Die Belastung der Druckzylinder ist nicht zu klein zu wählen. Die Druckvorrichtung ist öfters daraufhin zu prüfen, daß ihre Lagerstellen (Schneide und Pfanne) nicht klemmen und die Belastungsgewichte auf beiden Seiten die gleiche Größe haben und wagrecht hängen. Um ein Eindringen von Rillen in den elastisch gestalteten Oberzylinder zu vermeiden, ist der Druck für längere Stillstände auszuschalten.

15. Besondere Sorgfalt ist den Druckwalzen zu schenken. Dieselben müssen mit gleich großem Druck belastet sein und vor allem rund laufen. Abgenützte Druckzylinder machen sich durch dunkle Laufränder des Pergamentpapiers an den Seiten der Walze erkenntlich. Tritt diese Erscheinung auf, so sind die Holzzylinder nachzudrehen, neu zu betuchen und mit neuem Pergamentpapier zu beziehen. Hierbei ist zu beachten, daß beim Aufziehen das Filztuch am ganzen Umfang straff anliegt und die schräg zugeschnittenen Enden ohne Lücke aneinanderstoßen, auch ist die Stärke des Pergamentpapiers der Bandstärke anzupassen, es darf keinesfalls zu stark sein. Bilden sich im Pergamentpapier rauhe, schadhafte Stellen, so ist dasselbe sofort zu erneuern. Ansammlungen von Wollfasern zwischen Pergamentpapier und dem betuchten Zylindermantel sind sofort zu beseitigen, da durch die hierdurch entstehenden Unebenheiten der Zylinderoberfläche ungleicher Druck verursacht wird.

16. Die Nitschelle der müssen sowie außen als auch besonders auf der Innenseite rein von Wollhaaren gehalten werden. Anhäufung von Wollstaub und Fasern auf der Innenseite der Leder bzw. an den Holzführungsrollen verursachen einseitigen Zug, besonders Dehnung der Leder und Abdrängen derselben nach der einen Seite.

17. Die Changiervorrichtung für die Eintrittsbänder ist zweckmäßig auf den größtmöglichen Hub einzustellen, jedoch dürfen dadurch die außen liegenden Bänder nicht seitlich aus dem Nadelfeld der Nadelwalze austreten.

18. Der Spulendurchmesser ist möglichst groß zu wählen, jedoch ist der Durchmesser so anzupassen, daß die Spulen, auf der nächsten Maschine vorgesteckt, sich gegenseitig nicht berühren, wodurch sonst Ursache zur Bildung von schnittigem Garn geschaffen würde. Zur Erzielung von möglichst gleichen Spulendurchmessern versieht man die Führungsschlitz für die Spulenspindeln mit einem eingefeilten Zeichen.

19. Zur Verhütung von Verunreinigungen der Bänder durch Ölspritzer sind Lager ohne Deckel mit Fett, und nur solche mit Deckel mit Öl zu schmieren.

20. Um Verwechslungen von Spulen von verschiedenen Streckdurchgängen zu vermeiden, versieht man zweckmäßig die Ränder der Holzspulen der einzelnen Streckdurchgänge mit einer bestimmten Farbe.

21. Alle zu einer Partie gehörigen Vorgarnspulen macht man durch einen schmalen

Papierstreifen von bestimmter Farbe kenntlich, den man gegen das Ende der Spule in dieselbe so mit einwinden läßt, daß er zum Teil aus der einen Seite der Spule hervorsteht.

22. Zur Erleichterung der Fehlerkontrolle empfiehlt es sich, die auf den einzelnen Feinstrecken hergestellten Vorgarnspulen voneinander kenntlich zu machen, zu welchem Zweck für jede Feinstrecke die in den Spulen eingewundenen Papierstreifen mit unterschiedlichen Zangendurchlochungen versehen werden.

23. Für Cheviotwollen verwendet man an Stelle der Feinstrecke vorteilhafter den Flyer, da durch die Erteilung eines leichten echten Drahtes das Vorgarn geschlossener und fester ausfällt und sich dann das ablaufende Band von der Spule gut ablöst.

24. Um im Streckwerk der Feinspinnmaschine eine gute Verzugsarbeit zu sichern, stellt man für grobe Feingarne (unter 24) auf der Feinstrecke Doppelbandspulen her, so daß beispielsweise für Feingarnnummer 20 nicht ein Vorgarnband von der Nummer 2,0, sondern zwei Bänder von je der Nummer 4 gemeinsam auf eine Vorgarnspule laufen.

25. Sollen die durch die verschiedenen Ursachen entstehenden Abfallbänder der einzelnen Strecken der Partie wieder zugeführt werden, so müssen die Abfälle derart sorgfältig behandelt werden, daß ihre parallele Faserlage erhalten bleibt und eine Vereinigung zu einem brauchbaren Band auf der Abfallmaschine möglich ist.

26. Zur Vermeidung von eventuell größeren Nummerschwankungen ist ganz besonders Wert darauf zu legen, daß durch eingetretenen Bandbruch keine falsche Dublierung entsteht. Läuft beispielsweise ein Band infolge Bandbruch längere Zeit unbemerkt zu wenig in das Streckwerk ein, so wird das Ausgabeband in diesem Teil zu schwach ausfallen und muß das fehlerhafte Band von der Spule soweit abgewickelt werden, bis das Band wieder seine normale Stärke annimmt. Würde die Ausschaltung der fehlerhaften Bandlänge aus Nachlässigkeit unterbleiben, so kann dieser Fehler sich noch in der Stärke des Feingarns äußern, und zwar kommt er dort um so mehr zur Erscheinung, je weniger Dublierungen die fehlerhafte Bandlänge noch ausgesetzt ist. In folgendem Beispiel soll der Einfluß, den die fehlerhafte Dublierung auf das Feingarn ausübt, gezeigt werden, wenn ein Band fehlt, einmal auf Streckdurchgang 3 und das andere Mal auf Streckdurchgang 8, und zwar unter Zugrundelegung des Spinnplanes V, S. 71 für Feingarn Nr. 64.

Unter Benützung der Formel 19 gestaltet sich dann die Berechnung folgendermaßen:

Streckdurchgang	Richtiges Ausgabegewicht in g/m	Falsche Ausgabegewichte in g/m	
		nach Fall 1	nach Fall 2
3	$\frac{17,106 \cdot 4}{4,5} = 15,206$	$\frac{17,106 \cdot 3}{4,5} = 11,404$	
4	$\frac{15,206 \cdot 2}{4,0} = 7,603$	$\frac{15,206 + 11,404}{4,0} = 6,652$	
5	$\frac{7,603 \cdot 2}{4,6} = 3,306$	$\frac{7,603 + 6,652}{4,6} = 3,098$	
6	$\frac{3,306 \cdot 2}{4,4} = 1,503$	$\frac{3,306 + 3,098}{4,4} = 1,455$	
7	$\frac{1,503 \cdot 2}{4,3} = 0,699$	$\frac{1,503 + 1,455}{4,3} = 0,687$	
8	$\frac{0,699 \cdot 3}{4,3} = 0,488$	$\frac{2 \cdot 0,699 + 0,687}{4,3} = 0,484$	$\frac{0,699 \cdot 2}{4,3} = 0,3251$
9	$\frac{0,488 \cdot 3}{4,2} = 0,3486$	$\frac{2 \cdot 0,488 + 0,484}{4,2} = 0,3476$	$\frac{2 \cdot 0,488 + 0,3251}{4,2} = 0,3097$
10	$\frac{0,3486 \cdot 2}{4,2} = 0,1659$	$\frac{0,3486 + 0,3476}{4,2} = 0,1657$	$\frac{0,3486 + 0,3097}{4,2} = 0,1567$
Selbstspinner	$\frac{0,1659 \cdot 1}{10,64} = 0,01559$	$\frac{0,1657 \cdot 1}{10,64} = 0,01557$	$\frac{0,1567 \cdot 1}{10,64} = 0,01472$
Feingarn N =	<b>64,143</b>	<b>64,225</b>	<b>67,934</b>

Angenommen, bei dem 8. Streckdurchgang würde nur auf die Länge von 1 m das dritte Vorlageband fehlen, so entsteht auf der Feinspinnmaschine das fehlerhafte Garn von  $N \approx 68$  statt  $N = 64$  auf eine Länge von  $1 \cdot 4,3 \cdot 4,2 \cdot 4,2 \cdot 10,64 = 807$  m, und würde dieses zu feine Garn öfteren Fadenbruch verursachen.

27. Die richtige Wirkungsweise der Strecken äußert sich in der Gleichmäßigkeit des Bandes, und prüft man dieselbe bei starken Bändern durch ein Durchziehen durch die geschlossene Hand, wobei die verschiedenen starken Stellen durch das Gefühl wahrnehmbar sind. Für mittlere und feinere Bänder prüft man die Gleichmäßigkeit durch die Herstellung von Schnüre, indem man dem Band mit der Hand beispielsweise Linksdraht erteilt und dann dasselbe Band doppelt genommen rechts zusammendreht. Da sich der Draht viel stärker in die dünneren Stellen legt und dadurch dieselben noch dünner werden, als dies bei den dicken Stellen der Fall ist, treten dadurch die eventuell vorhandenen Ungleichmäßigkeiten noch bedeutend auffallender in Erscheinung. Nach dieser Methode ist nun das Band jeder einzelnen Strecke auf seine Gleichmäßigkeiten hin zu untersuchen.

28. Mit dem Ausgabeband der Feinstrecke sind in gewissen Zeitabständen Nummerproben auszuführen.

**Garnlagerung.** Die der Feinstrecke entnommenen Vorgarnspulen werden sorgfältig in abgepaßte, mit ihrem Eigengewicht versehenen Lattenkasten gelegt. Nach Feststellung des Bruttogewichtes der gefüllten Kasten gelangt das Vorgarn zwecks Erholung zur Lagerung in einen Raum (Keller) mit einer relativen Luftfeuchtigkeit von 85 bis 90%. Die Lagerzeit soll durchschnittlich ca. 14 Tage betragen, wird sich aber je nach den Umständen verkürzen oder verlängern. Die feuchte Lagerung bezweckt die Ableitung der Elektrizität, die sich durch das wiederholte Strecken gebildet und in der Wolle angesammelt hat und ein borstiges, rauhes Aussehen des Bandes bedingt. Zum anderen saugt das Vorgarn die in der feuchten Luft in feinsten Tropfenform verteilte Feuchtigkeit an, wodurch dasselbe geschmeidiger, geschlossener und spinnfähiger wird.

---

## Vierter Teil.

### V. Die Feinspinnerei.

Dieselbe hat den Zweck, das grobe, lose Vorgarn in das eigentliche Feingarn umzuwandeln, indem es auf Feinspinnmaschinen nochmals durch ein Streckwerk auf die gewünschte Feingarnnummer ausgezogen wird und hierauf zu seiner Festigung Drehung erhält, die je nach der Art des Garnes und mit Rücksicht auf den Verwendungszweck des Garnes, der Beschaffenheit des Rohmaterials sehr verschieden sein kann. So erhält Kettgarn stets mehr Drehung als Schußgarn, ebenso wächst die Drehung mit der Feinheit des Garnes. In der Kammgarnspinnerei stehen zur Fertigstellung des Garnes in Gebrauch:

der Wagenspinner (Selfaktor),  
die Ringspinnmaschine (Throstles, Drossel),  
die Flügelspinn- und  
die Glockenspinnmaschine.

Die beiden letzten Maschinen eignen sich vorteilhaft nur zur Herstellung von gröberem Garnen (Strickgarnen) aus sehr langen, schlichten Wollen, also aus Vorgarn, welches nach dem englischen Vorbereitungsverfahren (Flyer) gesponnen wurde. Auf dem Wagenspinner, auch Mulemaschine (Mulegarn) genannt, wird Schuß-, Kett-, Strick- und Stükgarn von den groben bis zu den feinsten Nummern hergestellt, während auf den Ringspinnmaschinen, auch Watermaschinen (Watergarn) genannt, zu welchen die drei letztgenannten Maschinen gehören, nur Kettgarne oder fester gedrehter Schuß bis  $N = 50$  metrisch rationell gesponnen wird. Zum Ausspinnen von nach dem französischen Verfahren hergestellten Vorgarnen aus kurzen, feineren Wollen (Merino bis Großbred) kommen hauptsächlich der Wagenspinner und die Ringspinnmaschine in Anwendung.

Beide Maschinen verfolgen den Endzweck, das Vorgarn durch Verziehen und Drehen in das Feingarn umzuformen und das so gebildete Gespinnst gesetzmäßig zu einem Garnkörper aufzuwinden.

Der Wagenspinner führt diesen Arbeitsvorgang absatzweise oder unterbrochen aus, d. h. es wird wiederholt ein Fadenstück von bestimmter Länge erst gesponnen, ehe es der Spindel zur Aufwicklung und Bildung des Garnkörpers oder Kötzers zugeführt wird.

Bei der Ringspinnmaschine ist der Arbeitsvorgang im Gegensatz zum Wagenspinner stetig oder ununterbrochen, d. h. das Spinnen sowie das Aufwinden des Fadens zu einem Kötzer geschieht gleichzeitig, womit naturgemäß eine bedeutende Produktionszunahme verbunden ist.

## Der Wagenspinner (Selfaktor).

Diese außerordentlich sinnreiche und komplizierte Maschine (Abb. 112) setzt sich zusammen aus zwei Hauptteilen, und zwar

1. aus dem hinteren feststehenden Teil, welcher aus dem Hauptbock *B* (großer Headstock), in welchem der gesamte äußerst komplizierte Antriebs- und Bewegungsmechanismus eingebaut ist, mit dem nach beiden Seiten anschließenden Zylinderbaum *Z* mit Streckwerk *St* und dem Aufsteckrahmen *R* für die Vorgarnspulen besteht. Der Hauptbock (großer Headstock) ist durch zwei Verbindungsstücke mit dem Vorderbock (kleiner Headstock) verbunden;

2. aus dem beweglichen Spindelwagen *W*, der auf ein Fahrgestell *G* gesetzt ist und auf Schienen *Sch* vor- und rückwärts fährt; Wagen *W* trägt die in einer Längsreihe nebeneinander angeordneten Spindeln *Sp* (bis 700), Spindeltrommel *T*, den Aufwinder *x* und den Gegenwinder *y*.

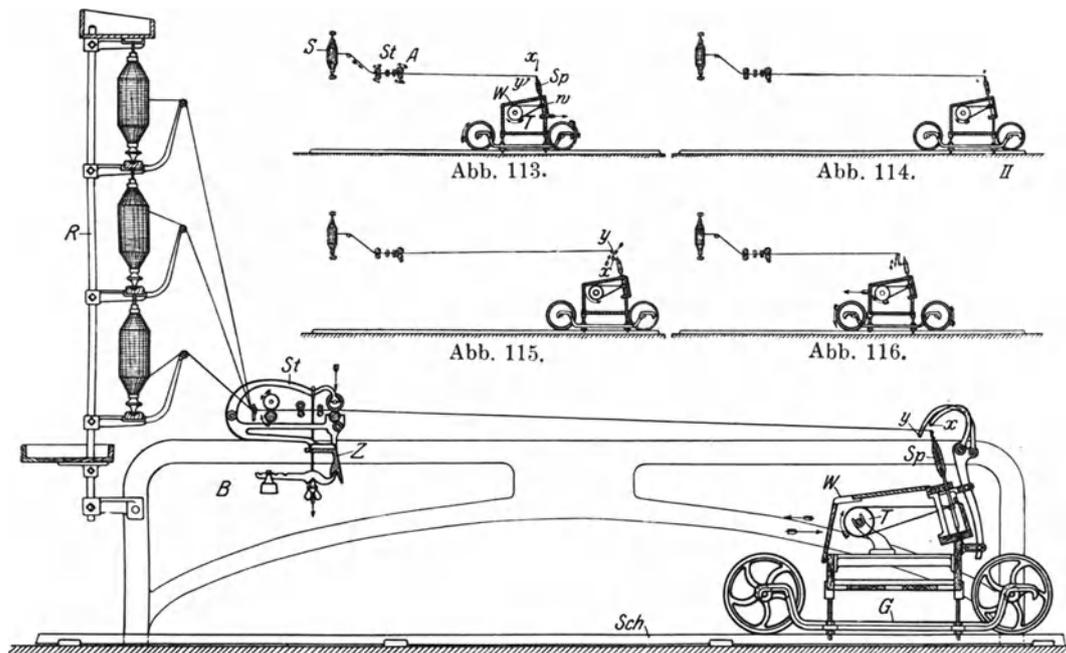


Abb. 112.

### Der allgemeine Arbeitsvorgang des Wagenspinners.

Der Arbeitsvorgang vollzieht sich in vier Abschnitten, die zusammen als ein Wagenspiel bezeichnet werden. Die Arbeitsabschnitte sind folgende:

- |                                  |              |
|----------------------------------|--------------|
| 1. Die Ausfahrt                  | } Spinnen.   |
| 2. Der Nachdraht                 |              |
| 3. Das Rückwinden und Abschlagen | } Aufwinden. |
| 4. Die Einfahrt                  |              |

**Die Ausfahrt.** (Abb. 113.) Von den vorgesteckten Vorgarnspulen *S* gelangen die Bänder in das Vier- oder Fünfzylinderstreckwerk *St*, in welchem dieselben je nach der gewünschten Feingarnnummer eine 8- bis 12fache Verfeinerung erhalten. Der Ausgangszylinder *A* liefert die Fäden an die sich mit 4000 bis 8000 t/m nach rechts oder links drehenden Spindeln *Sp* für Rechts- bzw. Linksdraht, wobei die Fäden bei jeder Spindel-

drehung anstreben, die Spindeln zu umwickeln, jedoch infolge der Schrägstellung derselben über die abgerundete Spindelspitze abschnappen, so daß sich jede Spindeldrehung als Windung in die Fäden hineinlegt. Während der Drahterteilung durch die Spindel fährt der Wagen  $W$  als Spindelträger meist mit einer etwas größeren Geschwindigkeit nach außen, als die Liefergeschwindigkeit des vorderen Streckzylinders beträgt, so daß hierdurch ein leichter sogenannter Wagenverzug (positiv) im Garn hervorgebracht wird, der eine nicht zu unterschätzende Gleichmäßigkeit des Garnes bewirkt. Für hartgedrehte Garne ist dieser Wagenverzug (positiv) nicht anwendbar, dann ist die Liefergeschwindigkeit des Vorderzylinders gleich oder sogar, entsprechend der Verkürzung des Fadens durch den Draht, kleiner als die Wagenausfahrtsgeschwindigkeit (negativer Wagenverzug), so daß die Fäden zwischen Zylinder  $A$  und Spindel  $Sp$  immer straff gespannt sind. Die Auf- und Gegenwinderdrähte  $x$ ,  $y$  sind in Ruhestellung, und zwar liegt  $y$  unterhalb und  $x$  oberhalb der Fäden. Die im Wagen liegende, längs durch die ganze Maschine laufende Weißblechtrommel  $T$  erhält von der Hauptwelle mittels endlosen Seiles ihre Umdrehungen, die sie durch Schnur und Wirtel  $w$  auf die Spindel ins Schnelle übersetzt.

**Der Nachdraht.** (Abb. 114.) Nach Vollendung der Ausfahrtslänge von beispielsweise 1,6 m gelangt der Wagen, welcher ebenfalls durch Seile mit gleichförmiger Geschwindigkeit ausgezogen wird, bei II zum Stillstand, ebenso das Streckwerk  $St$ , der Aufwinder  $x$  als auch der Gegenwinder  $y$  behalten ihre Ausfahrtsstellung bei. Die Spindeln drehen sich in derselben Richtung und mit gleicher Geschwindigkeit wie vorher weiter, bis der gewünschte Draht erreicht ist. Die Einschaltung dieser Periode 2 wird meist nur beim Spinnen feinerer Nummern mit viel Drehung angewendet; gewöhnlich erreicht man die erforderlichen Drehungen während der Ausfahrt.

**Das Rückwinden und Abschlagen.** (Abb. 115.) Um das der Ausfahrtslänge entsprechend lange fertiggewonnenes Fadenstück auf die Spindel bzw. auf den darauf bereits aufgewickelten Kötzer aufwinden zu können, müssen erst die Garnwindungen (Fadenreserve), welche noch auf der freien Spindellänge liegen, abgewunden werden, zu welchem Zwecke die Spindeln einige Rückdrehungen erhalten, wobei gleichzeitig der sich längs der Spindelreihe hinziehende Aufwinderdraht  $x$  senkt und die Fäden an die jeweilige Aufwindestelle an den Kötzer herabführt. Da durch die Rückwindung das zwischen Spindelspitze und Vorderzylinder  $A$  gespannte Fadenstück um die Länge der Fadenreserve gelockert wird und schlaff durchhängen würde, geht gleichzeitig der parallel zum Aufwinderdraht  $x$  längs der Spindelreihe entlang laufende Gegenwinderdraht  $y$  nach aufwärts und spannt die Fäden, womit die während der nun folgenden Einfahrt stattfindende Aufwindung vorbereitet ist. Das Streckwerk und der Wagen stehen während dieses Abschnittes still.

**Die Einfahrt.** (Abb. 116.) Das Streckwerk  $St$  steht still, der Wagen  $W$  mit den Spindeln  $Sp$  wird durch Spiralschnecken mit Seilen gegen das Streckwerk hin wieder eingezogen, und zwar zwecks Zeitersparnis bis zur Mitte beschleunigt und gegen das Ende verzögernd, um den Anstoß abzuschwächen. Gleichzeitig werden den Spindeln die Fäden zur Aufwindung zugeführt, indem sie sich entsprechend der veränderlichen Einfahrtsgeschwindigkeit und in derselben Drehrichtung wie während Abschnitt 1 und 2, aber wesentlich langsamer, drehen. Unter dem Einfluß einer sinnreichen Windevorrichtung senkt sich während des Anfanges der Einfahrt der Aufwinder  $x$  schnell abwärts und wickelt hierbei 3 bis 4 steil abfallende Windungen, um sich dann beim weiteren Verlauf der Einfahrt wieder langsam zu heben zur Erzeugung von ca. 20 sanft ansteigenden spiralförmigen Windungen. Für die Aufwindung des nächsten Fadenstückes muß der Aufwinder wenig höher eingestellt werden. Der Gegenwinder regelt während des Aufwindens die Faden- spannung. Hat der Wagen  $W$  seine Einfahrtsstellung am Streckwerk wieder erreicht, so nehmen Auf- und Gegenwinder wieder ihre Anfangsstellung für die Ausfahrt ein, und das Spiel beginnt von neuem. Bei einer mittleren Garnnummer wiederholt sich ein Wagenspiel, welches aus den vier beschriebenen Abschnitten besteht, ungefähr fünfmal in der Minute. Der auf der Spindel der Feinspinnmaschine aufgewickelte Kötzer oder

Cops besteht demnach aus einer großen Anzahl Garnkegelschichten, die gewissermaßen trichterförmig ineinandergeschoben sind. Es wird jede Schicht von dem Fadenstück gebildet, welches bei jeder Wagenausfahrt gesponnen wird. Durch diese Art der Aufwicklung kann der Faden bei stillstehendem Kötzer axial über die Spitze abgezogen werden, wie es die Weberei durch das schnelle Ablaufen im Schützen zur Bedingung macht.

## Die grundlegenden Bewegungsgetriebe der vier Abschnitte des Wagenspieles.

Zur Erzeugung der im allgemeinen Arbeitsvorgang des Wagenspinner beschrieben vielseitigen zahlreichen Bewegungen und wechselseitigen Wirkungen der hauptsächlichsten Arbeitsorgane macht sich ein umfangreiches, zusammengesetztes Bewegungsgetriebe nötig, welches völlig automatisch arbeitet und zur leichteren Einführung in dasselbe sollen zunächst in systematischer Reihenfolge die grundlegenden Bewegungsgetriebe der vier Abschnitte des Wagenspieles, die, abgesehen von konstruktiven Abweichungen, allen Bauarten des Wagenspinner gemeinsam sind, an Hand der schematischen Zeichnungen 117 bis 119 behandelt werden.

**1. Die Wagenausfahrt.** (Abb. 117.) Vom Deckenvorgelege erhält die Haupt- oder Antriebswelle  $H$  durch die beiden Festscheiben  $F$  mittels Doppelriemen ihre Umdrehungen, und zwar 600 bis 800 t/m. Durch die fest auf der Hauptwelle  $H$  sitzende Seilscheibe  $V$  (Volant, Zwirnscheibe, Twistwirtel) werden mittels eines endlosen Seiles

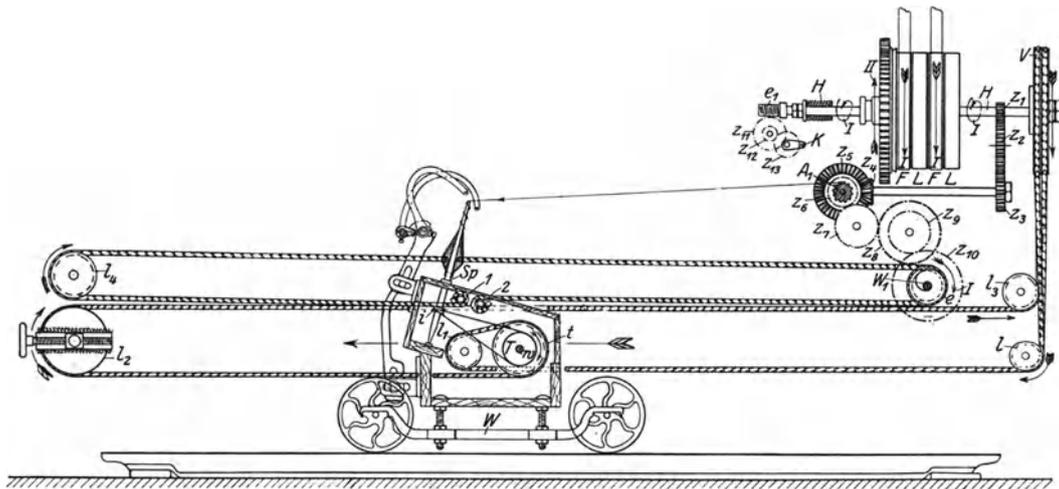


Abb. 117.

(Zwirnseil), welches die hin- und hergehende Bewegung des Wagens  $W$  zuläßt, die im Wagen stehenden Spindeln  $Sp$  in schnelle Umdrehung versetzt. Der Lauf des Zwirnseiles geht von der treibenden Seilscheibe  $V$  nach unten über Leitrolle  $l$ ,  $l_1$  auf Trommelscheibe  $t$ , umschlingt  $t$  um die reichliche Hälfte läuft, dann nach vorn über die im Vorderbock liegende Spannrolle  $l_2$  nach hinten über Leitrolle  $l_3$  und zurück zur Seilscheibe  $V$ . Die durch das Zwirnseil angetriebene Trommelscheibe  $t$  sitzt fest auf der Trommelwelle  $w$ . Auf letzterer sind wiederum die Weißblechtrommeln  $T$  befestigt, die mittels Schnuren und Wirtel  $i$  die Drehung auf die Spindel  $Sp$  weiter ins Schnelle übertragen. Der Antrieb des Ausgabe- oder Lieferzylinders  $A_1$  sowie der Wagenauszugswelle  $W_1$  erfolgt ebenfalls von der Hauptwelle  $H$  aus, und zwar wird die Drehbewegung derselben durch den Zahnradtrieb  $\frac{z_1 \cdot z_2 \cdot z_4}{z_3 \cdot z_5}$  auf den Zylinder  $A_1$ , und von hier aus weiter durch den anschließenden Zahnradtrieb  $\frac{z_6 \cdot z_7 \cdot z_9}{z_8 \cdot z_{10}}$  auf die Wagenauszugswelle  $W_1$  übertragen, auf welcher

die Schnecken  $e$  festgekeilt sind. An der Auszugsschnecke  $e$  sind das Auszugsseil sowie das Gegenseil befestigt, und zwar läuft das bei Einfahrtsende abgewickelte Auszugsseil in der linksgängigen Spur an der oberen Seite auf und greift über die Leitrolle  $l_4$  des Vorderbockes den Wagen an der Angriffsstelle 1 an, während das Gegenseil an der unteren Seite die rechtsgängige Spur der Schnecke verläßt und bei 2 am Wagen befestigt ist. Für die Wagenausfahrt dreht sich die Schnecke durch den erwähnten Zahnradantrieb in der Pfeilrichtung I und verursacht durch das Auszugsseil das Ausfahren des Wagens. Das Gegenseil wickelt sich im gleichen Maße gleichzeitig von der Schnecke ab und äußert dadurch auf den Wagen eine leichte zurückhaltende Wirkung, so daß der Wagen zwischen den beiden Seilen zwangläufig geführt ist. Die Wagenauszugswelle  $W_1$  ist über die ganze Länge der Maschine ausgedehnt und trägt außer am Hauptbock und an den Stirnwänden noch in der Mitte jeder Wagenhälfte Auszugsschnecken, wodurch der Wagen an mehreren Stellen (5) gleichzeitig erfaßt und ausgezogen wird.

**2. Die Nachdrahtbewegung.** (Abb. 117.) Sofort nach Vollendung der Wagenausfahrt wird der Wagen abgefangen und festgehalten. Der Antrieb des Streckwerkzylinders sowie der Wagen sind ausgeschaltet, während die Drehung der Spindeln mit derselben Geschwindigkeit und in der gleichen Richtung wie während der Ausfahrt ununterbrochen so lange fort dauert, bis dem Garn die gewünschte Drehung erteilt worden ist. Die auf der

Hauptwelle  $H$  festsitzende Schnecke  $e_1$  erteilt durch einen Rädertrieb  $\frac{e_1 \cdot z_{12}}{z_{11} \cdot z_{13}}$  der Kurbel  $K$

eine langsame Drehung, nach einer Umdrehung verursacht die Kurbel  $K$  durch Auslösung einer Sperrvorrichtung die Überführung der Antriebsriemen von den Festscheiben  $F$  auf die Losscheiben  $L$  und beendet damit die Drahterteilung. Beim Spinnen ohne Nachdraht wird der zu gebende Draht während der Ausfahrtsbewegung des Wagens erteilt, weshalb dann die Riemen unmittelbar nach Ausfahrtsvollendung auf die Losscheiben  $L$  geführt und damit die Spindeln in Stillstand versetzt werden. Für diesen Fall ist der Antrieb der Zählerkurbel  $K$  sowie die damit verbundene Sperrvorrichtung auszulösen.

**3. Das Rückwinden und Abschlagen.** (Abb. 118.) Die Hilfs- oder Nebenwelle  $N$  erhält vom Deckenvorgelege mittels eines Seiltriebes stetige Drehung und übersetzt sich diese durch das Rädervorgelege  $\frac{z_{14} \cdot z_{16} \cdot z_{17}}{z_{15} \cdot z_{17} \cdot A}$  auf das als Hohlkupplungshälfte  $k$  aus-

gebildete Abschlagrad  $A$ , welches auf der Hauptwelle lose und axial verschiebbar angebracht ist. Abschlagrad  $A$  befindet sich durch vorerwähnten Trieb in ständiger Drehung nach Richtung II, also entgegengesetzt der Drehung I der Hauptwelle  $H$  während der Ausfahrt. Sofort nach Beendigung der Drahterteilung durch die Spindeln, also in dem Moment, wenn der Riemen von der Fest- auf die Losscheibe übergeführt worden ist, führt Abschlagrad  $A$  eine durch den Spindelwagen eingeleitete Rechtsverschiebung aus, wodurch

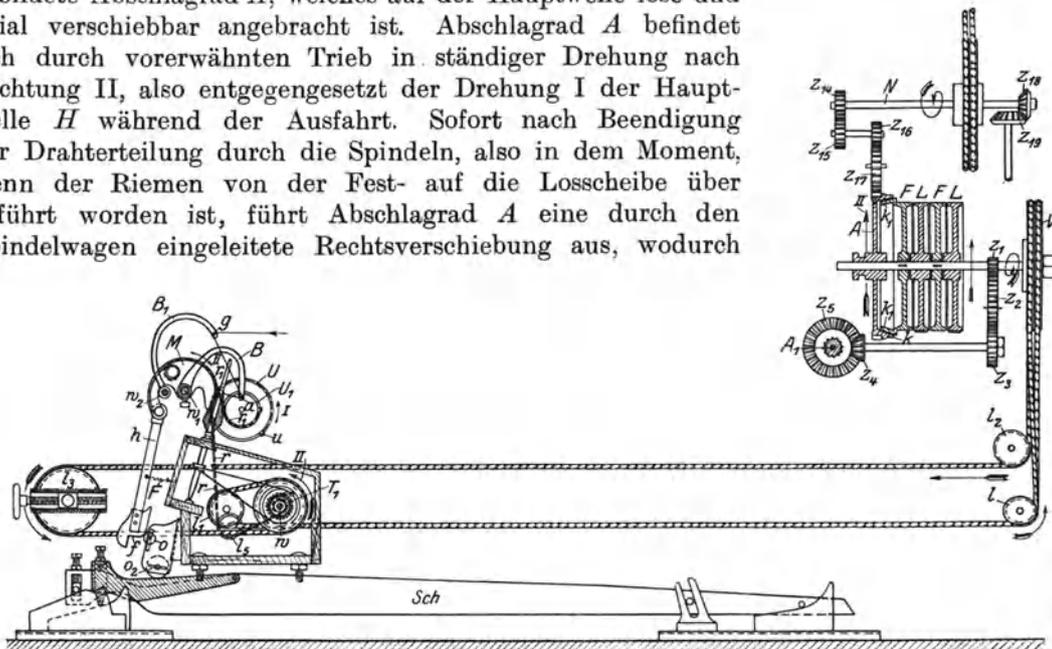


Abb. 118.

seine Hohlkupplungshälfte  $k$ , die Vollkupplungshälfte  $k_1$  erfaßt und da letztere mit der Festscheibe  $F$  ein Stück bildet, nimmt bei geschlossener Reibungskupplung  $kk_1$  die Hauptwelle  $H$  langsame Drehung in Richtung II an, die sich durch Seilwirtel  $V$  und Zwirnseil auf die Spindeln übersetzt, d. h. die Spindel wird im Moment des Kupplungschlusses  $kk_1$  zunächst einen Moment in Stillstand versetzt, um dann eine langsame Drehung anzunehmen, die der Richtung der Drehung für die Drahtgebung entgegengesetzt ist. Während dieses Abschnittes sind Zylinder- und Wagentrieb durch hier vorläufig nicht dargestellte Kupplungen ausgeschaltet, so daß diese beiden Teile von der Rückwärtsdrehung der Hauptwelle nicht beeinflußt werden. Lose auf der Trommelwelle  $w$  im Wagen sitzt die Kettentrommel  $T_1$ , die durch eine Schleifkupplung (Abb. 126) mit der Trommelwelle  $w$  derart verbunden ist, daß die Kettentrommel  $T_1$  die Rückwindedrehung in Richtung II der Trommelwelle  $w$  mitmacht. Dadurch wird die während der Ausfahrt lose durchhängende Rückwindekette  $r$  auf  $T_1$  aufgewickelt, und da die über Leitrolle  $l_5$  laufende Kette  $r$  mit ihren Enden an Kettentrommel  $T_1$  und an der großen Übersetzungsrolle  $U$  befestigt ist, erhält letztere durch die Weiteraufwicklung von  $r$  auf  $T_1$  eine Verdrehung nach Richtung I, die sich durch eine an der kleineren Übersetzungsrolle  $U_1$  befestigte zweite Kette  $r_1$  auf dem Halbmond  $M$  in Richtung II überträgt. Der auf der Aufwinderwelle  $w_1$  befestigte Halbmond  $M$  bewirkt durch seine Verdrehung in Richtung II einerseits ein Senken (Abschlagen) des Aufwinderbügels  $B$  mit Aufwinderdraht  $a$  und andererseits ein Heben der schanierartig am Halbmond angebrachten Aufwinderstelze  $h$ , und zwar so lange bis die Aufsitzfläche  $f$  der Stelze  $h$  unter dem Zug der Feder  $F$  über die Rolle  $o$  einschnappt, wodurch die Anfangsstellung des Aufwinderdrahtes  $a$  für die nächste Windung eingestellt ist. Das Senken des Aufwinderdrahtes  $a$  löst gleichzeitig eine Bewegung des Gegenwinders  $g$  in der Weise aus, das derselbe durch sein Übergewicht verursacht, eine Ausschwingung nach oben ausführt, sich in die über Aufwinderdraht  $a$  verlaufenden Fäden legt und diese entsprechend seiner Belastung spannt. Das Einschnappen der Aufwindstelze  $h$  verursacht gleichzeitig durch eine besondere Vorrichtung das Auslösen der Abschlagskupplung  $kk_1$  und damit die Beendigung des Rückwindens und Abschlagens. Die Einfahrtskupplung  $K_2K_3$  (Abb. 119) ist von der Abschlagsbremse  $kk_1$  derart abhängig gemacht, daß das Auslösen der ersteren gleichzeitig das Einfallen der letzteren verursacht, und dadurch den letzten Abschnitt des Wagenspieles, die Einfahrt, einleitet.

4. Die Wageneinfahrt. (Abb. 119.) Für diesen Arbeitsabschnitt laufen die Riemen auf den Losscheiben der Hauptwelle und erfolgt die gesamte Bewegung ebenso wie für das Rückwinden und Abschlagen durch die Nebenwelle  $N$ , indem durch den Kegelradtrieb  $\frac{Z_{18}}{Z_{19}}$  die stehende Welle  $w_3$

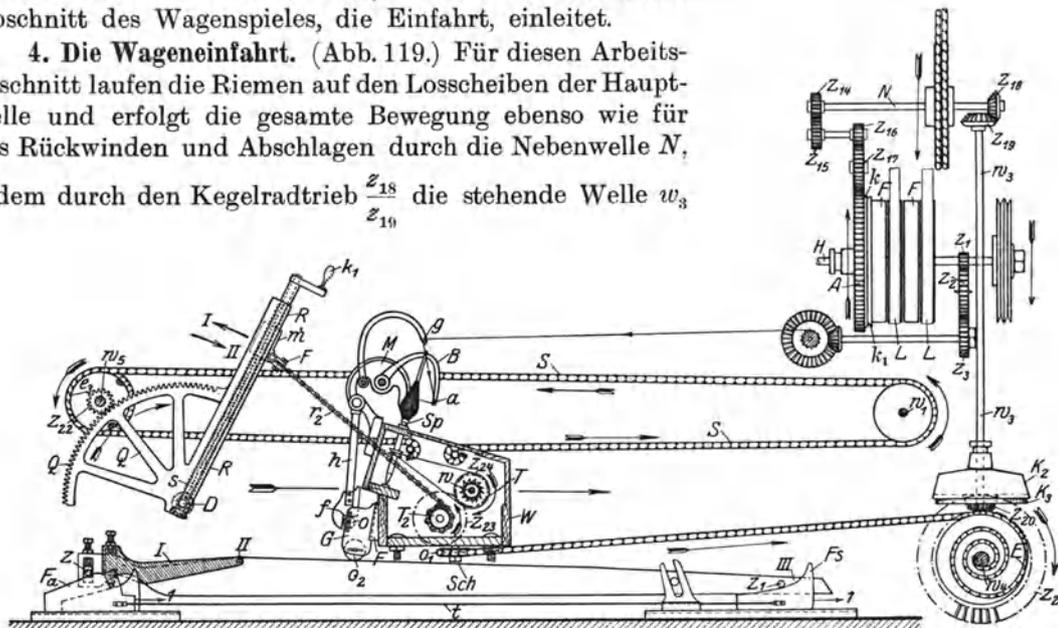


Abb. 119.

und die auf ihr axial verschiebbar befestigte Hohlkupplungshälfte  $K_2$  in ständiger Drehung erhalten wird. Die Vollkegelkupplungshälfte  $K_3$  sitzt lose auf Welle  $w_3$  und bildet mit Kegelrad  $z_{20}$  ein Stück. Unmittelbar nach Beendigung des Rückwindens und Abschlagens schließt sich durch Fallen der Kupplungshälfte  $K_3$  die Einfahrtskupplung und übersetzt die Bewegung von  $w_3$  durch die Kegelräder  $\frac{z_{20}}{z_{21}}$  auf die Einzugschwelle  $w_4$ .

Auf Welle  $w_4$  sitzen fest Seilschnecken  $E$  mit spiralförmig an- und absteigender Nut, in welche sich das am kleinsten Durchmesser der Schnecke befestigte Seil legt, dessen anderes Ende bei  $o_1$  den Wagen angreift. Bei ausgefahrenem Wagen ist das von oben ablaufende Seil von der Schnecke abgewickelt bis auf den kleinsten Durchmesser. Durch die Drehung von  $w_4$  in der Pfeilrichtung wickelt sich das Einzugsseil vom kleinen gegen den großen Durchmesser der ansteigenden Rille und dann vom großen zum kleinen Durchmesser der absteigenden Rille auf, und bewirkt dadurch für die erste Wageneinfahrtshälfte eine beschleunigte und für die zweite Einfahrtshälfte eine verzögernde Bewegung des Wagens  $W$ . Damit der Wagen auch für die Einfahrt zwangsläufig geführt ist, trägt Welle  $w_4$  noch eine gleichgeformte Seilschnecke (Gegenschnecke), deren Seil bei ausgefahrenem Wagen die Schnecke umschlungen hält und von der unteren Seite der Schnecke über eine im Vorderbock angebrachte Leitrolle abläuft und den Wagen  $W$  an der Vorderseite anfaßt. Während der Einfahrt wickelt sich nun das Gegenseil mit derselben veränderlichen Geschwindigkeit ab, mit der sich das Einzugsseil aufwickelt. Die Drehung der Spindel erfolgt während der Einfahrt nicht von der Hauptwelle, sondern vom Spindelwagen unter Mitwirkung des Viertelrades  $Q$  (Quadrant) aus, wodurch die Spindelgeschwindigkeit für das Aufwinden der Wagengeschwindigkeit angepaßt ist, die während der Einfahrt, wie bereits erwähnt, eine sehr veränderliche ist. Da die Aufwindung des Fadens zum Kötzer in Kegelschichten erfolgt, so muß die Spindeldrehung entsprechend den verschiedenen Durchmessern von Spitze und Basis des Bewicklungskegels veränderlich und zwar für die Spitze größer und für die Basis kleiner sein, und da der mittlere Durchmesser des Bewicklungskegels zu Beginn der Kötzerbildung, indem die erste Windung direkt auf die Düte gewunden wird am kleinsten ist, aber mit dem Darüberwinden der folgenden Kegelschichten allmählich wächst, so muß auch die Umlaufzahl der Spindeln während der Ansatzbildung für jede folgende Einfahrt abnehmen. Diese gesetzmäßige Veränderung der Spindeldrehung, sowie die Anzahl der Umläufe für eine Einfahrt ist durch die Anwendung des einfachen aber zugleich sehr sinnreichen Viertelrades oder Quadranten  $Q$  gelöst. Das Viertelrad  $Q$  trägt ein Rohr  $R$ , in welchem die Flachgewindespindel  $s$  drehbar angebracht ist, und sitzt auf letzterer die Mutter  $m$ , die durch Drehen an Kurbel  $k_1$  längs des Rohres  $R$  verschoben werden kann. Der Quadrant führt während der Einfahrt eine abwärts- und während der Ausfahrt eine aufwärtsschwingende Bewegung aus, die ihm der Wagen durch das Quadrantenseil  $S$  mittels der im Vorderbock gelagerten Seilschnecke  $e_3$  und dem auf der Seilschneckenwelle  $w_5$  festsitzenden Zahnrad  $z_{22}$  (Quadrantenwechsel) erteilt. Die an der Quadrantenmutter  $m$  befestigte Kette  $r_2$  umschlingt bei ausgefahrenem Wagen mehrmals die im Wagen liegende Kettentrommel  $T_2$ , die mit dem Zahnrad  $z_{23}$  ein Stück bildet. Bei der Wageneinfahrt schwingt der Kettenanhängelpunkt  $F$  mit bedeutend langsamerer Geschwindigkeit als die des Wagens demselben nach und verursacht diese Nacheilung von  $F$  eine Abwicklung der Kette  $r_2$  von Kettentrommel  $T_2$  und damit eine Drehung derselben, die sich durch  $\frac{z_{23}}{z_{24}}$  und einer dazwischen liegenden Schleifkupplung auf die Spindeltrommelwelle  $w$  und weiter durch Schnurtrommel  $T$  mittels Spindelschnuren auf die Spindeln  $Sp$  in der gleichen Drehrichtung überträgt, die die Spindel während der Einfahrt besitzt. Die Anzahl der Spindelumläufe während der Einfahrt hängt ab von der Größe der abgewickelten Kettenlänge, diese wieder von der Nachbewegung des Anhängelpunktes  $F$ , und zwar werden die Spindelumläufe während einer Einfahrt um so größer, je größer die Ketten-

abwicklung, also je kleiner die Strecke der Nachbewegung ist, und ist letztere am kleinsten, wenn Mutter  $m$  am nächsten des Drehpunktes  $D$  geschaltet ist. Aus diesem Grunde sowie aus dem eben Gesagten ist für den Beginn der Ansatzwindung Mutter  $m$  an die tiefste Stelle der Quadrantenspindel  $s$  einzustellen, und in dem Maße, wie die mittleren Durchmesser des Bewicklungskegels wachsen, durch Drehen von Kurbel  $k_1$  allmählich emporzuschalten. Der Veränderung der Spindelgeschwindigkeit, die die Aufwindung der Kegelschicht bedingt, wird dadurch Rechnung getragen, daß der Kettenbefestigungspunkt  $m$  einen Bogen beschreibt (Näheres s. S. 250). Zu Beginn der Einfahrt schnappt, wie bereits erwähnt, Aufwinderstelze  $h$  mit ihrer Aufsitzfläche  $f$  über Rolle  $o$  ein und verursacht dadurch ein Senken der Fäden durch den Aufwinderdraht  $a$  bis an die Spitze des Windungskegels. Das Gleitstück  $G$ , welches für seine vertikale Bewegung in einer schwalbenschwanzförmig gestalteten, am Wagen  $W$  befestigten Führung  $F$  geführt ist, trägt die Aufsitzrolle  $o$  als auch die Laufrolle  $o_3$ . Die Bewegung des Aufwinderdrahtes  $a$ , die ihm für den gesetzmäßigen Aufbau des Kötzers erteilt werden muß, erhält derselbe durch die Windeschiene  $Sch$ , die mit ihrem Zapfen  $ZZ_1$  auf den Formplatten  $F_a, F_s$  ruht. Während der Einfahrt läuft die Rolle  $o_3$  von I über II nach III die Windeschiene  $Sch$  ab und vermittelt entsprechend der Form der Schiene eine vertikale Bewegung durch  $G, o, h, M, B$  auf den Aufwinderdraht  $a$ , daß  $a$  für den Auflauf der kurzen Steigung I bis II eine schnelle Abwärtsbewegung von der Spitze zur Basis zur Bildung der steilen Kreuzwindungen und für den Ablauf des allmählichen Gefälles von II bis III eine langsame Aufwärtsbewegung von der Basis zur Spitze des Windungskegels ausführt für die Bildung der sanft ansteigenden Hauptwindungen und der Fadenreserve auf die nackte Spindel. Die für die Aufwindung der Fäden nötige Spannung erzeugt der Gegenwinderdraht  $g$ , der gleichzeitig die während des Aufwindens auftretenden Spannungsunterschiede in den Fäden ausgleicht. Für die folgende Einfahrt muß der Spitzenanwindepunkt des Aufwinderdrahtes um einen kleinen Betrag, der durch die Fadenfeinheit bedingt ist, höher zu liegen kommen, zu welchem Zweck die Windeschiene  $Sch$  eine leichte Senkung ausführt, indem die Formplatten  $F_a, F_s$  eine gemeinsame Rückbewegung nach Richtung 1 erhalten, wodurch die Zapfen  $Z, Z_1$  auf den eigenartig abfallend geformten Kurven der Formplatten um einen kleinen Betrag nach abwärts gleiten. Am Ende der Einfahrt wird die Aufsitzfläche  $f$  der Windestelze  $h$  von der Rolle  $o$  abgedrückt, Stelze  $h$  fällt durch ihr Eigengewicht und unter Einfluß einer an die Aufwinderstelze und Wagen befestigten Feder nach unten und bringt dadurch den Auf- und Gegenwinder in die Ausfahrtsstellung, womit das Wagenspiel beendet ist.

### Das Bewegungswerk des Wagenspinners der elsässischen Maschinenbaugesellschaft (Abb. 120 bis 128).

Die gesetzmäßige Reihenfolge und Überleitung der mannigfachen Bewegungen der arbeitenden Teile der Maschine erfolgt von einem Steuerapparat aus, der aus dem beim Drehpunkt 1 schwingend aufgehängten langen Steuerhebel 2 (Balancier) und der Steuerwelle 3 besteht.

**Die Steuerung.** (Abb. 120.) Von der Hilfwelle  $N$  (Abb. 125) erhält durch den Rädertrieb  $\frac{z_{14} \cdot z_{16} \cdot z_{17} \cdot A}{z_{15} \cdot z_{17} \cdot A \cdot z_{18}}$  die Hohlkupplungshälfte 4, die mit  $z_{18}$  ein Stück bildet und lose auf Büchse 5 sitzt, ununterbrochen Drehung. Am Wagenausfahrtsende fährt das am Wagen befestigte Stelleisen 6 auf die Rolle 7 des langen Steuerhebels 2 und drückt diesen um Drehpunkt 1 vorn nach unten und das innen liegende Ende von 2 nach oben. Am inneren Ende von 2 greift eine Stange 8 an (Abb. 120 und 121), die die Aufwärtsbewegung auf Winkelhebel 9 überträgt und diesen um Drehpunkt 10 so zur Ausschwingung bringt, daß Schenkel 11 die innere Sperrnase 12 der Steuerscheibe 13 frei gibt, und unter dem Druck der Feder  $F$  wird Vollkupplungshälfte 15, die durch Muff 16 mit Steuerscheibe 13

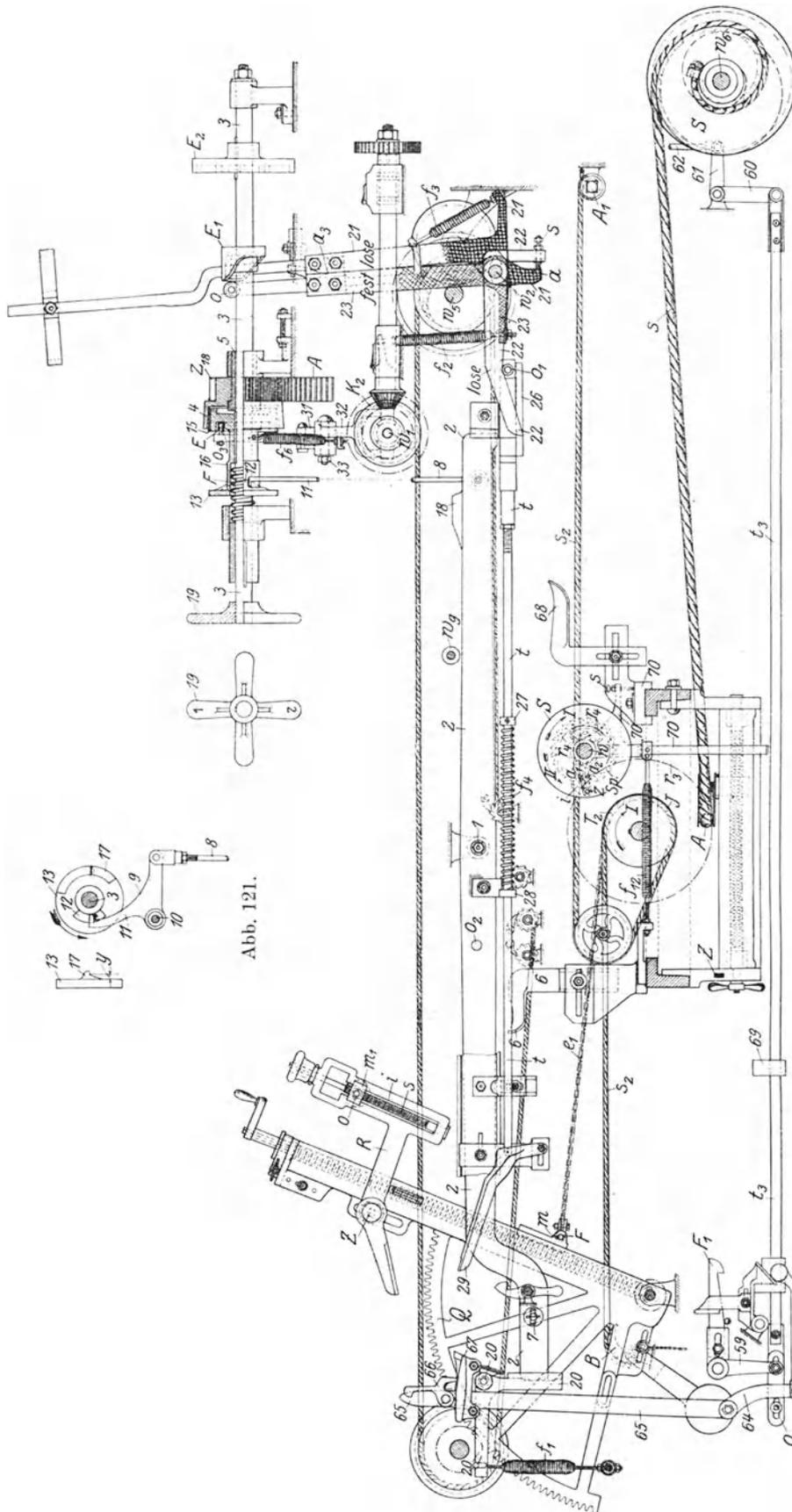


Abb. 121.

Abb. 120.

ein Stück bildet, in die sich ständig drehende Kupplungshälfte 4 eingepreßt, so daß der Teil 15, 16, 13 an der Bewegung teilnimmt. Da Muff 16 durch eine Keilfeder mit der Steuerwelle 3 verbunden ist, wird der letzteren die Bewegung mitgeteilt und zwar bis nach einer halben Umdrehung die äußere Nase 17 der Steuerscheibe 13 auf den Anschlag von 11 aufläuft. Da der Anschlag 11 nicht ausweicht, wird beim Auflaufen der Sperrnase 17 die Steuerscheibe 13 und ebenso die Kupplungshälfte 15 um den Betrag  $y$  der Neigung der Auflauffläche der Nase unter Zusammenpressung der Feder  $F$  nach links verschoben und dadurch die Kupplung 15, 4 ausgelöst. Am Ende der Einfahrt drückt Aufwinderwelle  $w_g$  durch Auffahren auf Steuerbacken 18 den Steuerhebel 2 nieder, verursacht durch 8, 9 ein Einwärtsschwingen des Anschlages 11 und damit ein Freigeben der Steuerscheibe 13, so daß die Feder  $F$  die Kupplung 15, 4 wieder schließt und die Steuerwelle 3 wiederum eine Halbdrehung erhält, bis die innere Sperrnase 12 wieder auf den jetzt innen stehenden Anschlag 11 aufläuft, wodurch die Kupplung gelöst ist. Während sich die Kupplungshälfte 4 ständig dreht, führt die Steuerwelle 3, durch den Wagen verursacht, am Ende der Ausfahrt als auch am Einfahrtsende je eine Halbdrehung in der gleichen Richtung aus und verursacht dadurch die Umsteuerung und zwar durch den in die Kupplungshälfte 15 eingegossenen Nutexzenter  $E$  die Steuerung des Streckwerkes, durch den Kurvenzylinder  $E_1$  die Steuerung des Riemens und durch Nutexzenter  $E_2$  die Steuerung des Wagens. Das Kreuz 19 gestattet ein Drehen der Steuerwelle mit der Hand und entspricht die gezeichnete Stellung  $\frac{1}{2}$  der Ausfahrtsstellung. Der unter Druck der Feder  $f_1$  stehende Winkelhebel 20 dient zur Bremsung und Führung des langen Steuerhebels 2.

Die Steuerung des Riemens. Für jedes Wagenspiel macht sich eine Verschiebung des Riemens von der Losscheibe auf die Festscheibe nötig und umgekehrt, und zur möglichst raschen Durchführung der Riemenverschiebung verwendet man an Stelle des nötigen breiten Riemens zwei parallel nebeneinander laufende Riemen von halber Breite, die außerdem einer geringeren Abnutzung unterliegen. Aus diesem Grunde erhält die Hauptwelle  $H$  je zwei Fest- und Losscheiben (s. Abb. 125). Auf Welle  $w_2$  sitzt lose der als Riemen gabel ausgebildete Riemenführer 21, ebenso der Hebel 22, dessen Schraube  $s$  gegen Ansatz  $a$  des losen Riemenführers 21 gestellt ist, während der Riemenführerhebel 23, und der Hebel 24, der mit dem Hebel 25 beweglich verbunden ist (Abb. 125), fest auf der Welle  $w_2$  aufgekeilt ist. Die Rolle  $o$  des Riemenführerhebels 23 wird durch die kräftige Feder  $f_2$  an den Kurvenzylinder  $E_1$  gepreßt. Die schwächere Feder  $f_3$  preßt den losen Riemenführer 21 am oberen Anschlag  $a_3$  an den auf  $w_2$  befestigten Riemenführer 23 und schließt dadurch 21 und 23 elastisch zu einem Stück zusammen.

Beim Spinnen ohne Nachdraht arbeitet man mit der Riemen vorschaltung, d. h. der Riemen wird schon vor Beendigung der Ausfahrt zum Teil auf die Losscheiben  $LL$  gebracht und erreicht man dadurch, daß am Ende der Ausfahrt der Wagen als auch die Spindeln mit verringerter Geschwindigkeit laufen. Kurz vor Einfahrtsende drückt nun der am Wagen verstellbar befestigte Bolzen  $o_2$  den Hebel 29 nieder und zieht dadurch unter Zusammenpressung der Feder  $f_4$  die Stange  $t$  nach vorn, so daß Rolle  $o_1$  gegen die schräge Fläche des Hebels 22 gedrückt wird. Da infolge der horizontalen Führung 26 die Rolle  $o_1$  von  $t$  nicht nach unten ausweichen kann, wird Hebel 22 mit seiner schrägen Auflagefläche um Welle  $w_2$  nach oben ausschlagen, Schraube  $s$  preßt sich gegen Anschlag  $a$  und bewirkt dadurch noch vor der Umsteuerung eine Vorschaltung der Riemen auf die Losscheiben  $LL$ , wobei die Feder  $f_3$  leicht angespannt wird. Am Wagenausfahrtsende führt die Steuerwelle eine Halbdrehung aus, Rolle  $o$  läuft auf die kleine Höhe des Kurvenzylinders  $E_1$ , wodurch der Riemenführerhebel 23 unter dem Zug der Federn  $f_2$  und  $f_3$  nach rechts nachgezogen wird, 23 legt sich bei  $a_3$  an 21 an und der noch weiter wirkende Federzug überführt die Riemen durch Riemen gabel von 21 noch völlig von den Fest- auf die Losscheiben. Bei der Einfahrt

gibt der Bolzen  $o_2$  den Hebel 29 wieder frei und die zwischen der Lagerstelle 28 und dem auf der Stange  $t$  befestigten Stellungring 27 zusammengepreßt gehaltene Feder  $f_4$  expandiert und verursacht dadurch ein Zurückschnellen der Stange  $t$  mit Rolle  $o_1$  in die Anfangslage. Die Größe der Vorschaltung kann durch die horizontale Verstellung des Bolzens  $o_2$  verändert werden. Der Vorteil der Riemenvorschaltung besteht in einer

Schonung der Abschlagbremse, einer Zeitgewinnung für das Abschlagen und in der Abschwächung des Wagenanstoßes am Ausfahrtsende, da infolge der geringeren Riemenauflage auf der Festscheibe nicht die volle Antriebskraft zur Wirkung kommt.

Beim Spinnen mit Nachdraht muß der Riemen nach der Umsteuerung am Ausfahrtsende für die Weiterdrehung der Spindeln noch weiter auf der Festscheibe festgehalten werden. Sperrhebel 25 (Abb. 125) ist an einer Feder  $f_5$  aufgehängt und wird während des Nachdrahtes durch Nase 30 gehalten und fixiert durch 24 die Riemenführerwelle  $w_2$  auch dann noch, obwohl die Umsteuerung bereits erfolgt ist und die Rolle  $o$  von 23 nicht mehr an der Kurvenscheibe  $E_1$  anliegt.

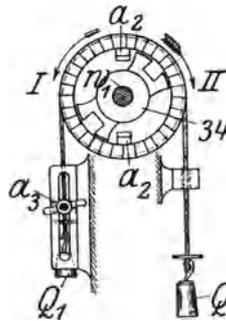
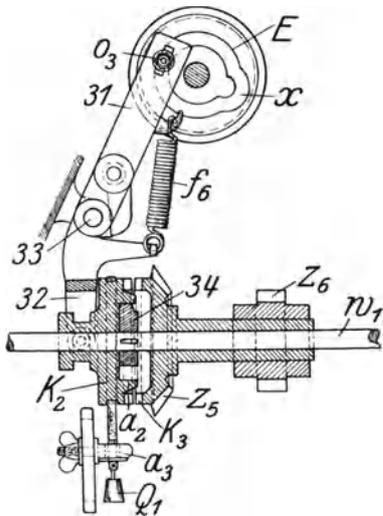


Abb. 122.

Die Zugwirkung der Feder  $f_2$  wird hierbei von der Nase 30 aufgenommen. Nach Beendigung der Drahterteilung drückt die Zählerkurbel  $K_1$ , die von der Hauptwelle aus durch  $\frac{e_1 \cdot z_{12}}{z_{11} \cdot z_{13}}$  ihren Antrieb erhält, den Sperrhebel 25 soweit nach unten, so daß die Nase 30 und damit auch den Hebel 24 freigibt und die Feder  $f_2$  die gleichzeitige Verschiebung der beiden Riemenführer auf die Losscheiben durch Verdrehen der Riemenführerwelle  $w_2$  hervorbringt, bis die Rolle  $o$  von 23 wieder an die kleine Höhe von  $E_1$  anstößt.

Die Steuerung des Streckwerkes. (Abb. 120.) Das Ein- und Ausrücken der Zylinderkupplung bewirkt der Nutexzenter  $E$  mit dem im Drehpunkt 33 gelagerten Winkelhebel 31, 32, dessen unterer Schenkel 32 als Gabel ausgebildet ist, der die axial verschiebbar angebrachte Kupplungshälfte  $K_2$  umfaßt. Schenkel 32 ist mit Schenkel 31 durch Feder  $f_6$  elastisch zusammengeschlossen und trägt 31 die in der Nut von  $E$  laufende Rolle  $o_3$ . Die gezeichnete Stellung zeigt die Kupplung im ausgerückten Zustand für die Wageneinfahrt. Während der Ausfahrt liegt Rolle  $o_3$  im exzentrischen Teil  $x$  der

Nut und ist die Kupplung dann geschlossen. Bei der Umsteuerung am Ausfahrtsende läuft die Rolle  $o_3$  auf dem kreisförmigen Teil der Nut mit kleinen Radius (Abb. 122), wird dadurch nach innen gezogen und die Gabel 32 mit der Kupplungshälfte  $K_2$  nach links ausgerückt. Die Kupplungshälften  $K_2, K_3$  sitzen lose auf dem Zylinderschaft  $w_1$  und der Mitnehmer 34 fest. Kupplungshälfte  $K_3$  ist als Kegelrad ausgebildet und erhält von der Hauptwelle

aus (Abb. 118) durch  $\frac{z_1 \cdot z_2 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_3 \cdot z_5}$  seine Drehbewegung, die im eingerückten Zustand der Kronenkupplung  $K_2, K_3$  der

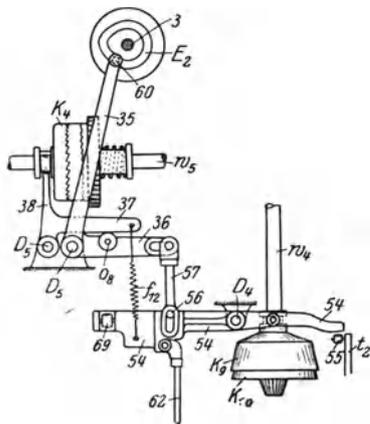


Abb. 123.

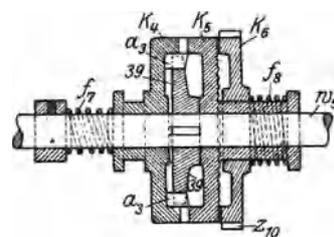


Abb. 124.

Kupplungshälfte  $K_2$  und durch deren Ansätze  $a_2$  auf Mitnehmer 34 und folglich auf den Vorderzylinder übertragen wird. Wird nun am Ausfahrtsende die Zylinderkupplung  $K_2, K_3$  ausgerückt, so führt die Kupplungshälfte  $K_2$  unter dem Zuge des Gewichtes  $Q$  vermittels des um  $K_2$  gelegten Riemchens eine Teildrehung nach Richtung II aus, bis das vorn liegende leichtere Gewicht  $Q_1$  an den verstellbaren Anschlag  $a_3$  anschlägt. Nach der Einkuppelung der Zylinderkupplung  $K_2, K_3$  für die folgende Ausfahrt werden die Ansätze  $a_2$  von  $K_2$  erst einen Leerlauf nach Richtung I zurücklegen, bis  $a_2$  an Mitnehmer 34 anläuft, diesen und folglich den Zylinder mitnimmt, während der Wagen durch Rad  $z_{11}$ , welches mit Kegelrad  $z_5$  ein Stück bildet und lose auf dem Zylinderschaft sitzt, sofort bei Beginn der Ausfahrt in Bewegung versetzt wird. Durch diese sogenannte Schleifenzugvorrichtung wird bewirkt, daß die Zylinder etwas später anlaufen als der Wagen, wodurch die bei starker Drehung in den Faden einlaufenden Schleifen aus dem Fadestück zwischen Spindel Spitze und Zylinder bei Ausfahrtsbeginn herausgezogen werden. Die Verstellung des Anschlagbolzens  $a_3$  des Gewichtes  $Q_1$  hat eine Veränderung der Größe des Leerlaufes von  $a_3$  und folglich der Größe des Schleifenzuges zur Folge.

Die Steuerung des Wagens. (Abb. 120, 123, 124.) Bei der Umsteuerung am Wagenausfahrtsende dreht sich Exzenter  $E_2$  nach links und mit der Zunahme des Exzenterradius geht der Winkelhebel 35, 36 um Drehpunkt  $D_5$  nach links und drückt gleichzeitig den auf der Rolle  $o_8$  von 36 ruhenden Schenkel 37 des im Drehpunkt  $D_5$  gelagerten zweiarmigen Hebels 37, 38 nach oben. Hierdurch schwingt der gabelförmig die Kupplungshälfte  $K_4$  umfassende Schenkel 38 nach links

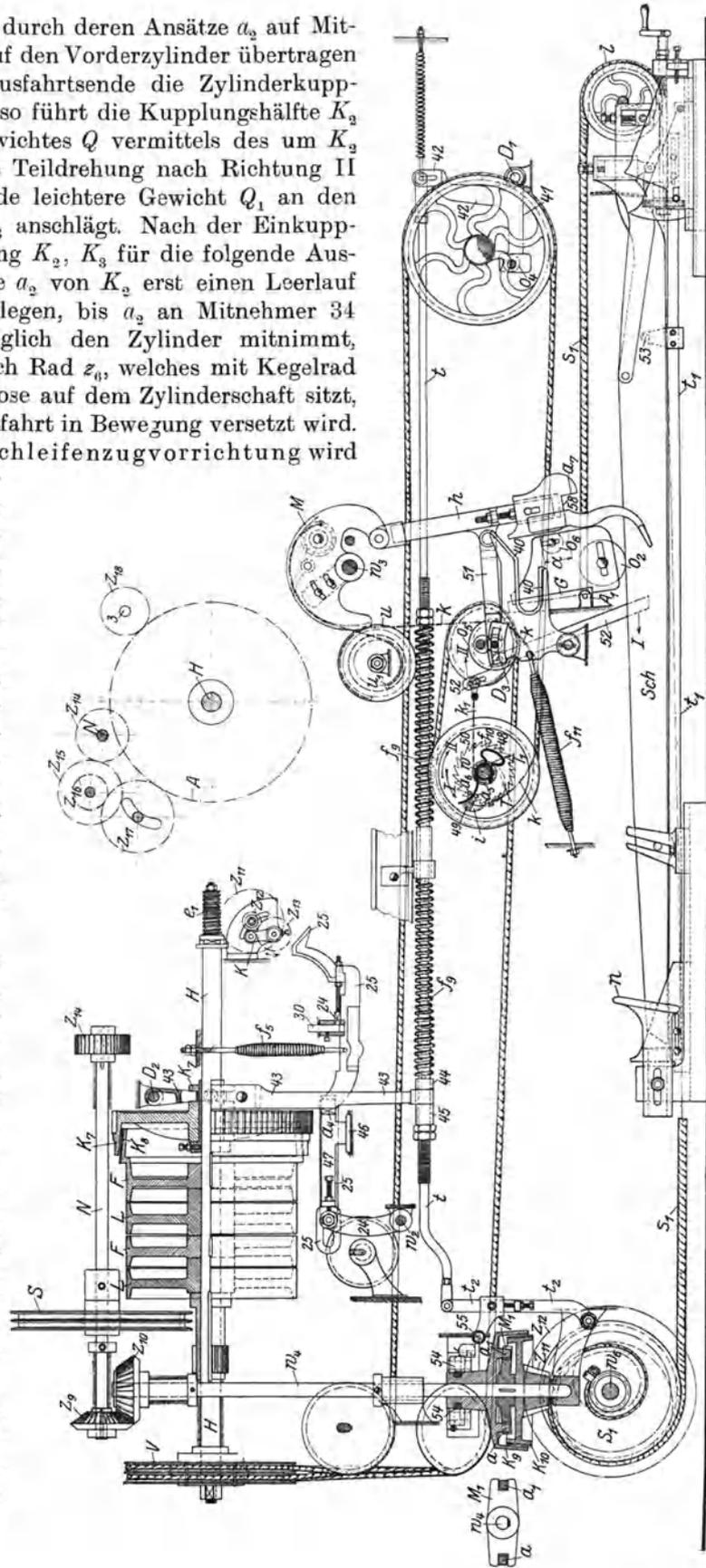


Abb. 125.

und rückt dadurch unter Zusammenpressung der Feder  $f_7$  die Wagenausfahrtskupplung aus. Die Wagenausfahrtskupplung (Abb. 124) ist eine Kronenkupplung, deren Kupplungshälften  $K_4$ ,  $K_5$  lose auf der Wagenausfahrtswelle  $w_5$  sitzen, während der Mitnehmer 39 auf der Welle  $w_3$  festgekeilt ist. Kupplungshälfte  $K_5$  ist wieder zweiteilig und bildet mit  $K_6$  eine Wellenkupplung, die durch eine kräftige Feder  $f_8$  geschlossen gehalten wird, so daß  $K_5$ ,  $K_6$  gewissermaßen als ein Teil anzusehen ist.  $K_6$  ist als Zahnrad  $z_{10}$  ausgebildet und erhält vom Vorderzylinder aus Abb. 117 durch die Übersetzung  $\frac{z_6 \cdot z_7 \cdot z_9}{z_7 \cdot z_8 \cdot z_{10}}$  Antrieb, wodurch bei geschlossener Kupplung  $K_4$ ,  $K_5$  die Anschläge  $a_3$  der Kupplungshälfte  $K_4$  den Mitnehmer 39 und folglich die Wagenausfahrtswelle  $w_5$  in Drehung versetzt wird. Die dazwischengeschaltete Wellenkupplung  $K_5$ ,  $K_6$  ist lediglich eine Sicherheitskupplung und beginnen diese Kupplungshälften aufeinander mit starkem Geräusch zu gleiten, falls der Wagen während der Ausfahrt auf ein Hindernis stößt.

**Das Rückwinden und Abschlagen.** (Abb. 125.) Die Einleitung des Abschlagens geschieht kurz vor Ausfahrtsvollendung, indem die Gabel 40 gegen die Rolle  $o_4$ , die an einem im Drehpunkt  $D_1$  gelagerten Winkelhebel 41, 42 angebracht ist, drückt und dadurch die an 42 angreifende Stange  $t$  nach links unter Zusammenpressung der Feder  $f_9$  verschiebt. Unter dem Druck der Feder  $f_9$  wird der oben bei  $D_3$  aufgehängte Abschlaghebel 43, der mit seinem unteren gabelförmigen Teil zwischen den Stellringen 44, 45 erfaßt ist, an der Linksverschiebung teilnehmen. Die obere große Gabel von 43 umfaßt die Nabe der Abschlagkupplungshälfte  $K_7$  und bringt dieselbe durch die Linksverschiebung von 43 zur wirksamen Einkupplung mit  $K_8$ , vorausgesetzt, daß ohne Nachdraht gesponnen wird.

Beim Spinnen mit Nachdraht darf die Abschlagskupplung nicht unmittelbar nach der Umsteuerung einfallen, sondern erst nach Beendigung des Nachdrahtes, d. h. wenn der Riemen auf die Losscheibe überführt worden ist. Aus diesem Grunde wird die Linksbewegung von Hebel 43 durch einen Ansatz  $a_4$  des auf Auflagefläche 46 wagrecht geführten Stellhebels 47, der mit Hebel 24 verbunden ist, soweit begrenzt, daß  $K_7$  nicht

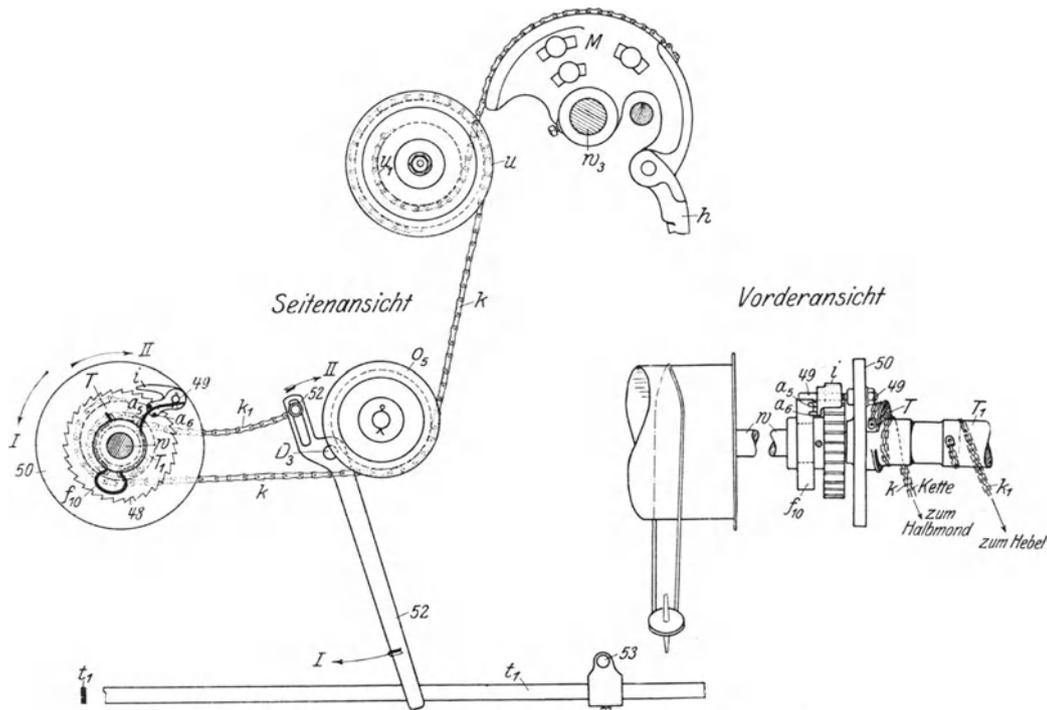


Abb. 126.

wirksam einfallen kann und die wirksame Einkupplung von  $K_7$  und  $K_8$  erfolgt erst nach Nachdrahtsvollendung, indem durch die Überführung des Riemens von der Festscheibe Welle  $w_2$  eine Linksverdrehung ausführt, die durch Hebel 24 und 47 den Anschlag  $a_4$  abzieht und dadurch Hebel 43 freigibt, so daß derselbe unter dem Druck der Feder  $f_9$  mit  $K_7$  nach links folgen kann. Kupplungshälfte  $K_8$  bildet mit der Festscheibe  $F$  ein Stück, so daß bei geschlossener Kupplung die Hauptwelle  $H$  durch den Schnurenantrieb eine Drehung erfährt, die derjenigen während der Ausfahrt entgegengesetzt ist und wird diese durch Zwirnscheibe  $V$  mit Zwirnseil auf die Trommelwelle  $w$  übertragen. Für das Abschlagen dreht sich folglich Welle  $w$  in Richtung II also nach vorn, während ihr für die Aus- und Einfahrt Drehung in Richtung I, also nach hinten, erteilt wird. Die Rückwinde- und Abschlagbewegung der Trommelwelle  $w$  wird mittels Schleifkupplung, Übersetzungsrollen und Ketten auf den Aufwinder übertragen. Die Wirkungsweise der Abschlagsschleifkupplung (Abb. 126) ist folgende:

Fest auf der Trommelwelle  $w$  sitzt das Sperrad 48, in dessen nutartig ausgedrehten Nabenring eine mit Leder gefütterte Schleiffeder  $f_{10}$  aufgeklemt ist. Letztere greift mit dem einen Ende durch den gabelartigen Ansatz  $a_5 a_6$  einer Klinke  $i$ , die durch Zapfen 49 an Scheibe 50 befestigt ist. Scheibe 50 bildet mit der Kettentrommel  $TT_1$  ein Stück und sitzt lose auf Welle  $w$ . An Trommel  $T$  ist die Abschlagkette  $k$  und an Trommel  $T_1$  die Gegenkette  $k_1$  befestigt und läuft erstere unten und letztere oben von der betreffenden Trommel ab. Bei der Abschlagsdrehung der Welle  $w$  nach Richtung II nimmt Sperrad 48 und mit ihm die Feder  $f_{10}$  an dieser Drehung teil,  $f_{10}$  drückt bei der Weiterdrehung gegen Ansatz  $a_6$ , wodurch Klinke  $i$  im Eingriff mit 48 gelangt und durch das sich drehende Sperrad 48 wird dann die Klinke  $i$ , Scheibe 50 mit Kettentrommeln  $TT_1$  nach Richtung II gedreht und dadurch die Aufwicklung der Abschlagkette  $k$  und die Abwicklung der Gegenkette  $k_1$  verursacht. Mit Beginn der Einfahrt nimmt die Trommelwelle  $w$  wie bei der Ausfahrt die Drehungsrichtung I an, Feder  $f_{10}$  drückt dann gegen Ansatz  $a_5$  und hebt Klinke  $i$  aus. Nach dem Freigeben von Sperrad 48 fällt während der Einfahrt Scheibe 50 und Trommel  $TT_1$  durch ein nach innen wirkendes Übergewicht in die durch die Gegenkette  $k_1$  begrenzte Anfangslage zurück.

Durch das Aufwickeln der Abschlagkette  $k$  auf  $T$  über Führungsrolle  $o_3$  und durch Übersetzungsrollen  $uu_1$  wird der Halbmond  $M$  und mit ihm die Aufwinderwelle  $w_3$  eine Drehung gegen den Wagen erhalten, d. h. der Aufwinder  $a$  wird eingezogen. Der am Halbmond  $M$  gelenkig befestigte Aufsitzhebel  $h$  wird gehoben und setzt sich auf die Rolle  $o_6$  im Gleitstück  $G$  auf. Da Gabel 40 durch Hebel 51 mit Aufsitzhebel  $h$  gelenkig verbunden ist, wird im Augenblick des Aufsetzens von  $h$  auf  $o_6$  der Aufsitzhebel  $h$  unter dem Zug der Feder  $f_{11}$  nach links einschnappen, bis Anschlag  $a_7$  an  $o_6$  anliegt. Hierdurch wird Gabel 40 gehoben, so daß deren obere Zinke die bei Ausfahrtsende niedergedrückte Rolle  $o_4$  wieder freigibt, die vorher zusammengepreßte Feder  $f_9$  expandiert und zieht die Stange  $t$  kräftig nach rechts, der Ring 45 schlägt unten gegen den Abschlaghebel 43 und bringt dadurch oben die Abschlagkuppelung  $K_7 K_8$  zur Auslösung, womit das Abschlagen und Rückwinden beendet ist. Die Anzahl der Rückwindungen ist abhängig von der Größe der Durchhängung der Abschlagkette  $k$ . Zu berücksichtigen ist nun, daß mit der Zunahme der Kötzerlänge die Dauer des Abschlagens und die Anzahl der Rückwindungen kleiner werden müssen, da sonst die oberen Windungen des Garnkörpers abgewickelt werden würden und hätte dies schlechte Spitzen zur Folge. Dieser Verminderung der Rückwindungen wird zum Teil dadurch Rechnung getragen, daß sich der Hub  $\alpha$  der Windestelze  $h$  dadurch automatisch verkürzt, daß mit dem Wachsen des Garnkörpers der Windeapparat, d. h. auch das Gleitstück  $G$  mit Rolle  $o_6$  allmählich immer tiefer zu liegen kommt. Zur Erhöhung dieser Wirkung ist an dieser Maschine noch ein kleiner Hilfsapparat angebracht, der darin besteht, daß die Gegenkette  $k_1$  an einem um Zapfen  $D_3$  schwingenden Hebel 52 befestigt ist, dessen unteres Ende bei vorgeschrittener Kötzergröße knapp vor Ausfahrts-

ende an das verstellbare Anschlagstück 53 stößt, welches auf der Verbindungsstange  $t_1$  der Formschuhe angebracht ist. Durch das Abdrücken des unteren Teiles des Hebels 52 in Richtung I schwingt der obere Teil von 52 nach Richtung II und wird dadurch die Gegenkette  $k_1$  von der Trommel  $T_1$  ab- und die Abschlagkette  $k$  von der Trommel  $T$  aufgewickelt, so daß letztere weniger durchhängt und dadurch eine Verkürzung der

Rückwind- und Abschlagperiode verursacht. Hebel 52 wird nun um so mehr unten nach Richtung I zurückgehalten, je mehr die Formschuhe und folglich auch das Anstoßstück 53 nach hinten verschoben worden sind, d. h. je weiter die Größe des Kötzers vorgeschritten ist.

**Die Wageneinfahrtsbewegung.**  
(Abb. 125, 127.) Mittels Neben-

welle  $N$  erhält durch  $\frac{z_9}{z_{10}}$  die stehende Welle  $w_4$  Drehungen, auf letzterer sitzt lose, von der Gabel des Hebels 54 gehalten, die Hohlkuppelungshälfte  $K_9$ , deren beiderseitige Ansätze  $aa_1$  in die rechteckigen Ausschnitte des Mitnehmers  $M_1$ , der auf Welle  $w_4$  festgekeilt ist, ständig eingreifen. Welle  $w_4$  dreht sich von  $N$  her dauernd und mit ihr durch Mitnehmer  $M_1$  auch die Kuppelungshälfte  $K_9$ . Gibt nach beendeter Abschlagung Hebel 54 die Kuppelungsglocke  $K_9$  frei, so fällt diese unter dem Federzug  $f_{12}$  nach unten über die ebenfalls lose auf  $w_4$  sitzende und bisher stillliegende belederte Vollkuppelungshälfte  $K_{10}$  ein, so daß dieser durch die auftretende Reibung an den Kuppelungsflächen die Rotationsbewegung von  $w_4$  mitgeteilt wird. Mit der Kuppelungshälfte  $K_{10}$  bildet ein Stück das kleine Kegelrad  $z_{11}$ , welches in das große Kegelrad  $z_{12}$  der Einzugsschneckenwelle  $w_6$  eingreift, so daß bei eingefallener Einfahrtkuppelung  $K_9, K_{10}$  durch

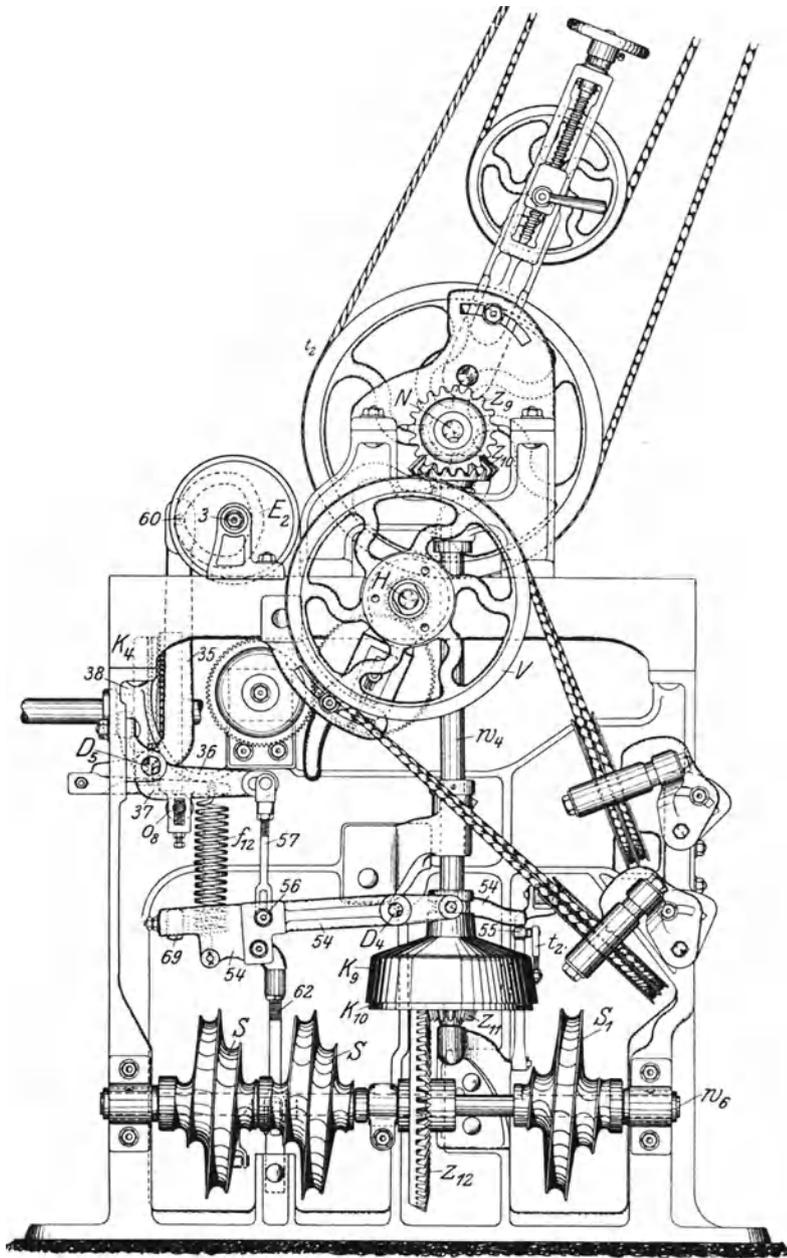


Abb. 127.

$\frac{z_{11}}{z_{12}}$  die Schneckenwelle  $w_6$  Rechtsdrehungen erhält und durch Spiralschnecken  $S$  (Abb. 120) mittels Seile  $s$ , die den Wagen bei  $A$  angreifen, diesen mit wechselnder Geschwindigkeit einziehen. Durch Seilschnecke  $S_1$  mit Seil  $s_1$ , welches über Leitrolle  $l$  läuft und bei  $A_1$  den Wagen anfaßt, erhält letzterer auch während der Einfahrt eine zwangläufige Führung.

Während der Ausfahrt liegt Rolle 60 im kleinen Durchmesser (Abb. 123) vom Nutexzenter  $E_2$ , so daß Winkelhebel 35, 36 mittels Schlitzhebels 57 den Zapfen 56 und damit Hebel 54 links vom Drehpunkt  $D_4$  nach unten hält, wodurch andererseits der rechte Schenkel 54 dessen Gabel die Einfahrtsglocke  $K_9$  umfaßt, nach oben gedrückt wird und die Glocke  $K_9$  in ausgehobener Stellung hält. Der Zug der Feder  $f_{12}$ , die links vom Drehpunkt  $D_4$  angreift und die Einfahrtskuppelungshälfte  $K_9$  stets einzukuppeln sucht, äußert sich zwischen Zapfen 56 und dem Schlitzhebel 57. Mit Ausfahrtsende erfolgt die Umsteuerung, wodurch Rolle 60 des Hebels 35 auf den großen Durchmesser von  $E_2$  läuft, Hebel 35 schwingt nach links, dessen anderer Schenkel 36 nach oben, wodurch einerseits die Rolle  $o_8$  den rechten Schenkel des in  $D_5$  gelagerten zweischenkeligen Hebels 37, 38 nach oben drückt, so daß der senkrecht stehende Schenkel 38, der die Ausfahrtskuppelungshälfte  $K_4$  gabelförmig umfaßt, ausrückt, hierbei hebt sich Schlitzhebel 57 vom Zapfen 56 ab, so daß der jetzt verstärkt wirkende Federzug  $f_{12}$  den Hebel 54 nach oben zieht und dadurch die Einfahrtskuppelung  $K_9, K_{10}$  einrücken würde. Die gehobene Lage des Hebels 54 ist deshalb vor der Umsteuerung anderweitig gegen das Einfallen zu sichern, da ja erst abgeschlagen und evtl. nachgedreht werden muß, ehe die Einfahrtskuppelung einfallen darf. Dies erreicht man dadurch, daß die Einfahrtskuppelung  $K_9, K_{10}$  von der Abschlagskuppelung  $K_7, K_8$  abhängig gemacht wird. Bei dieser Maschine ist dies auf folgende Weise erreicht: Die Stange  $t$ , die kurz vor Beendigung der Ausfahrt zur Einleitung der Abschlagsbewegung durch Gabel 40 (Abb. 125) nach links gedrückt wird, trägt an ihrem hinteren scharnierartig befestigten Stützhebel  $t_2$  eine Rolle 55, die sich bei der Linksbewegung unter das rechte Ende des Hebels 54 (siehe Abb. 123, 127) schiebt, diesen dadurch mit Kuppelung  $K_9, K_{10}$  auch dann noch ausgehoben hält, wenn nach erfolgter Umsteuerung Hebel 57 den Zapfen 56 freigegeben hat. Der Federzug  $f_{12}$  liegt jetzt zwischen Hebel 54 und Rolle 55 und zwar so lange, bis das Abschlagen beendet ist, und dies tritt ein in dem Augenblick, in welchem die Aufwinderstelze  $h$  mit ihrem Absatz 58 unter dem Zug der Feder  $f_{11}$  die Gabel 40 mittels Verbindungshebels 51 über Rolle  $o_6$  einschnappt, dadurch die Rolle  $o_4$  am Winkelhebel 41 freigibt und die komprimierte Feder  $f_9$  die Stange  $t$  kräftig nach vorn (rechts) verschiebt, so daß Rolle 55 unter Hebel 54 weggezogen und die Einfahrtskuppelung  $K_9, K_{10}$  unter dem Zuge der Feder  $f_{12}$  eingerückt wird.

Gleichzeitig mit der Einrückung der Wageneinfahrtskuppelung erfolgt die Freigabe des Wagens durch die Wagenfalle  $F_1$  (Abb. 120), die bei Ausfahrtsende den Zapfen  $Z$  am Wagenmittelstück umfaßt, den Wagen fixiert und ihn während des evtl. Nachdrehens und des Abschlagens gegen Einziehen sichert. Links vom Drehpunkt  $D_4$  des Hebels 54 greift das Gestänge 62 an, welches durch Winkelhebel 61, 60 Stange  $t_3$  Hebelarm 59 mit Wagenfalle  $F_1$  in Verbindung gebracht ist. Fällt Einfahrtskuppelung  $K_9, K_{10}$  ein, so wird 62 gehoben und ebenso durch Hebelübersetzung 61, 60,  $t_3$ , 59 die Falle  $F_1$  über Zapfen  $Z$  hinweg und gibt dadurch gleichzeitig den Wagen frei. Die Auskuppelung der Einfahrtskuppelung erfolgt durch den Nutenexzenter  $E_3$  und wird dadurch unterstützt, daß kurz vor Beendigung der Einfahrt der Arm 63 am Wagenmittelstück auf Rolle 69 am linken Ende des Hebels 54 aufläuft, diesen nach unten drückt und Kuppelungshälfte  $K_9$  von  $K_{10}$  abhebt. Um den Wagen während der Ausfahrt an jeder beliebigen Stelle stillsetzen zu können, dient der mit Handgriff versehene stehende Doppelhebel 65, 64 am Vorderbock, dessen unterer Schenkel 64 sich gegen Rolle  $o_7$  der Stange  $t_3$  legt. Drückt man am Griff des Hebels 65 denselben kräftig gegen den Wagen, so daß die Fallklinke 66 über Nase 67 einschnappt, so schiebt Hebelarm 64 die Rolle  $o_7$  und damit Stange  $t_3$  nach vorn (links) und bewirkt durch Hebelübersetzung 60, 61, 62 ein Heben des rechten Hebelschenkels 54 (Abb. 123, 127) und damit wieder ein Lösen der Einfahrtskuppelung  $K_9$  und  $K_{10}$ .

Die Spindeldrehung während der Einfahrt erfolgt in der gleichen Drehrichtung der Ausfahrt, wie bereits auf S. 208 beschrieben, nicht von der Hauptwelle, sondern vom Spindelwagen aus unter Mitwirkung des Quadranten unter Dazwischenschaltung einer Schleifkuppelung.

Die Wirkungsweise der Schleifkuppelung für die Quadrantenkettentrommel ist folgende (Abb. 128):

Die Quadrantenkette  $e_1$  ist mit dem einen Ende an der Quadrantenmutter  $m$  befestigt und umschlingt mit dem anderen Ende mehrmals die Quadrantenkettentrommel  $T_2$ . Während der Einfahrt wickelt sich Kette  $e_1$  von der Trommel  $T_2$  ab, setzt diese dadurch in Umdrehung, die durch Stirnrad  $r_3$  auf Stirnrad  $r_4$  in Richtung I übersetzt wird. Stirnrad  $r_4$  bildet durch Muff  $M$  mit Scheibe  $S$  ein Stück, welches lose auf der Trommelwelle  $w$  sitzt. Festgekeilt auf  $w$  hingegen ist das Sperrad  $Sp$ , auf dessen nutartig ausgedrehten Nabenring die gefütterte Schleiffeder  $f$  gepreßt ist. Letztere greift mit dem einen Ende durch den gabelförmigen Ansatz  $a_1 a_2$  der Klinke  $i$ , die um Zapfen  $Z$  der Scheibe  $S$  drehbar befestigt ist. Durch die Drehung von  $r_4$   $M$ ,  $S$  in Richtung I läuft Ansatz  $a_2$  der Klinke  $i$  zunächst gegen das stillstehende Ende der Feder  $f$ , bei der Weiterdrehung weicht der Ansatz  $a_2$  nach I aus und drückt dadurch die Klinke  $i$  in das bisher in Ruhe befindliche Sperrad  $Sp$ , so daß nun die Drehbewegung der Kettentrommel  $T_2$ , hervorgerufen durch die Abwicklung der Kette, durch  $\frac{r_3}{r_4}$ ,  $M-S-i-Sp$  auf die Spindelkettentrommelwelle  $w$  in Richtung I und von dieser mittels Blechtrommel und Spindelschnuren auf die Spindeln übertragen wird. Begünstigt durch den Spielraum zwischen den Zähnen von  $r_3$  und  $r_4$ , sowie zwischen  $f$  und  $a_2$  legt

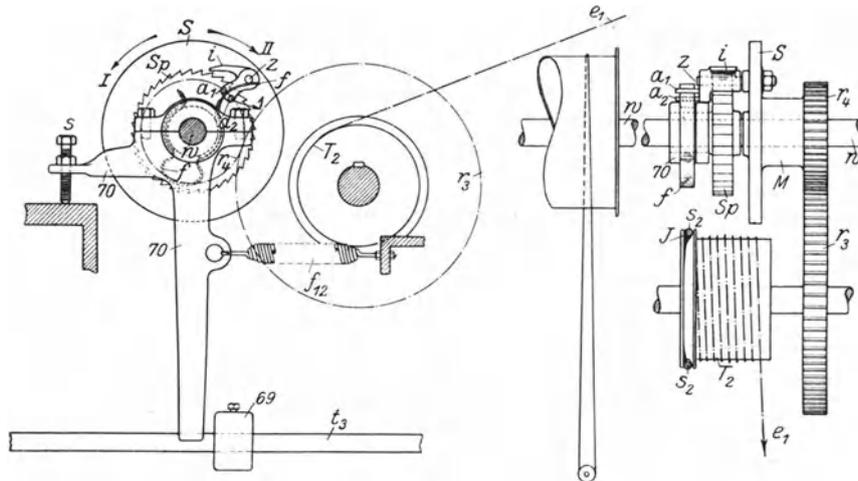


Abb. 128

sich die Klinke  $i$  erst dann in die Zähne des Sperrades, nachdem die Quadrantenkette angezogen, der Wagen sich also bereits etwas in Bewegung befindet. Dieser Übelstand, daß die Klinke etwas zu spät einfällt, hat zur Folge, daß für dieses wenn auch kleines Stück Wagenweg keine Spindeldrehung, folglich keine Aufwindung stattfindet, wodurch Schleifen im Garn entstehen. Damit nun die Spindeldrehung mit der Wageneinfahrtsbewegung gleichzeitig beginnt, ist bei der Maschine der E.M.G. die Schleiffeder  $f$  auf die Nabe des Hebels 70 geklemmt, diese Nabe sitzt wieder lose auf Nabe von Sperrrad  $Sp$ ; durch Stützschraube  $s$  wird der unter Federzug  $f_{12}$  stehende Hebel 70 in einer bestimmten Lage gehalten. Sofort beim Beginn der Einfahrt, also im Moment des Einfallens der Einfahrtskuppelung  $K_9 K_{10}$  schnellst Stange  $t_3$  nach hinten, so daß der auf ihr eingestellte Anschlag 69 den unteren Schenkel des Hebels 70 nach hinten links schiebt, dabei Schraube  $s$  von der Unterstutzungsfläche abhebend, wodurch das Schleiffederende auf den Zapfen  $a_2$  der Klinke  $i$  drückt und diese bereits kurz vor Einwirkung der Kette in das Sperrrad einklinkt. Die einfache Vorrichtung gewährleistet, daß die Spindeldrehung gleichzeitig mit der Wageneinzugsbewegung einsetzt.

Mit Beginn der Ausfahrt hebt sich die Klinke  $i$  wieder aus den Zähnen des Sperrades aus, indem sich während der Ausfahrt die Kettentrommel in ihrer Seilrille  $J$

um das darumgeschlungene und an seinen Enden in  $A_1$  und  $B$  befestigte Seil  $s_3$  abwickelt (Abb. 120), dadurch eine Drehung in Richtung I erhält, die zunächst die Aufwicklung der Quadrantenkette um  $T_2$  verursacht und sich gleichzeitig durch  $\frac{r_3}{r_4}$  auf Scheibe  $S$  mit Klinke  $i$  in entgegengesetzte Richtung II überträgt, dadurch den Ansatz  $a_1$  gegen das Federende  $f$  drückt und die Klinke  $i$  aus  $Sp$  aushebt, wodurch sich die Verbindung zwischen Scheibe  $S$  und Sperrad  $Sp$  löst. Sperrad  $Sp$  nimmt mit Ausfahrtsbeginn durch Trommelwelle  $w$  schnelle Drehungen in Richtung I an.

Der Unterschied in der Wirkungsweise der beiden auf der Mittelstückwelle nebeneinander sitzenden Schleifkuppelungen besteht darin, daß bei der Abschlagsschleifkuppelung der treibende Teil das Sperrad  $Sp$  ist, welches durch Klinke  $i$  die Scheibe  $S$  und die mit ihr verbundene Abschlagskettentrommel in Drehung versetzt, während bei der Schleifkuppelung der Quadrantenkettentrommel die Scheibe  $S$  der treibende Teil ist, die durch Klinke  $i$  das Sperrad  $Sp$  und mit diesem die Spindelwelle  $w$  während der Einfahrt dreht.

### Die Berechnung des Wagenspinners der E.M.G.

In Abb. 129 ist das Rädergetriebe des Selfactors der E.M.G. in der Draufsicht dargestellt.

Die für die Berechnung dieser Maschine in Betracht kommenden Wechselräder sind folgende:

Der Volant  $V$  (Twistwirtel, Zwirnscheibe) von 250 mm  $\phi$  steigend um 25 mm bis 550 mm  $\phi$  für die Veränderung der Spindeltourenzahl bzw. der Drehung.

Das Marsch- oder Gangrad  $M = 30$  Zähne (Abb. 133) steigend um je 1 Zahn bis 60 Zähne, für die Veränderung der Drehung, der Produktion und der Bestimmung des Prozentsatzes des Nachdrahtes.

Das Rädervorgelege (Roßkopf)  $\frac{75}{55}$ , zur Erzielung von höheren Drehungen. Dasselbe wird für Spinnen von normalen Drehungen in der Weise eingestellt, indem das Marschrad  $M$  vom Rad 23 der Hauptwelle unter Zwischenschaltung des Rades 75 als Transporteur direkten Antrieb erhält, das Rad 55 läuft leer mit. Für das Spinnen mit höherer Drehung wirkt  $\frac{75}{55}$  als Vorgelege, indem das Marschrad  $M$  in das Rad 55 greift.

Der Zähler  $Z = 30$  Zähne steigend um je 1 Zahn bis 60 Zähne, für die Bestimmung bzw. Veränderung des Gesamtdrahtes (Nachdraht).

Das Wagenzugrad  $W = 47$  Zähne steigend um je 1 Zahn bis 52 Zähne, für die Veränderung der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Zylinder und Wagenbewegung.

Das Schalt- oder Steigrad  $S = 26$  Zähne (Abb. 133) steigend um 1 Zahn bis 48 Zähne, für die Veränderung der Durchmesser der Garnkörper bzw. deren Anpassen für die Nummerunterschiede.

Der Nummer- oder Verzugwechsel  $N_w = 52$  Zähne steigend um je 1 Zahn bis 65 Zähne, für die Veränderung des Verzuges.

Das Hinterzylinderrad  $H = 65, 83, 100$  Zähne, für die Vergrößerung der Verzüge in weiteren Grenzen.

Das Vorderzylinderrad  $V_r = 23$  und 35 Zähne, für die Abstufung in hohe und niedere Verzüge.

Das Bockrad  $B = 200$  und 202 Zähne, zur Verkleinerung der Intervalle der durch den Verzugwechsel  $N_w$  bedingten Verzugsziffern.

Außer den angeführten auswechselbaren Rädern kommen noch folgende Teile für eine Auswechslung in Betracht:

Der Abschlagwechsel  $z_{16} = 13, 14$  und 15 Zähne } für ein langsames oder schnelles Abschlagen (Abb. 118).  
Die Abwinderolle  $u_1 = 100, 120, 140$  mm  $\phi$  }

Der Quadranttriebkolben  $z_{22} = 15$  und 16 Zähne, für ein langsames bzw. schnelleres Schwingen des Quadranten für das Aufwinden bei der Wageneinfahrt (Abb. 119).

Die Größe der drei letztgenannten Wechsel werden nicht durch Berechnung festgestellt, sondern allgemein nach Gefühl dem jeweiligen Material und Produkt angepaßt.

**Das Streckwerk.** Die Größe des Verzuges kann verändert werden durch:

- den Nummerwechsel  $N_w$ ,
- das Hinterzylinderrad  $H$ ,
- das Vorderzylinderrad  $V_r$ ,

und in kleineren Grenzen durch:  
das Bockrad  $B$ .

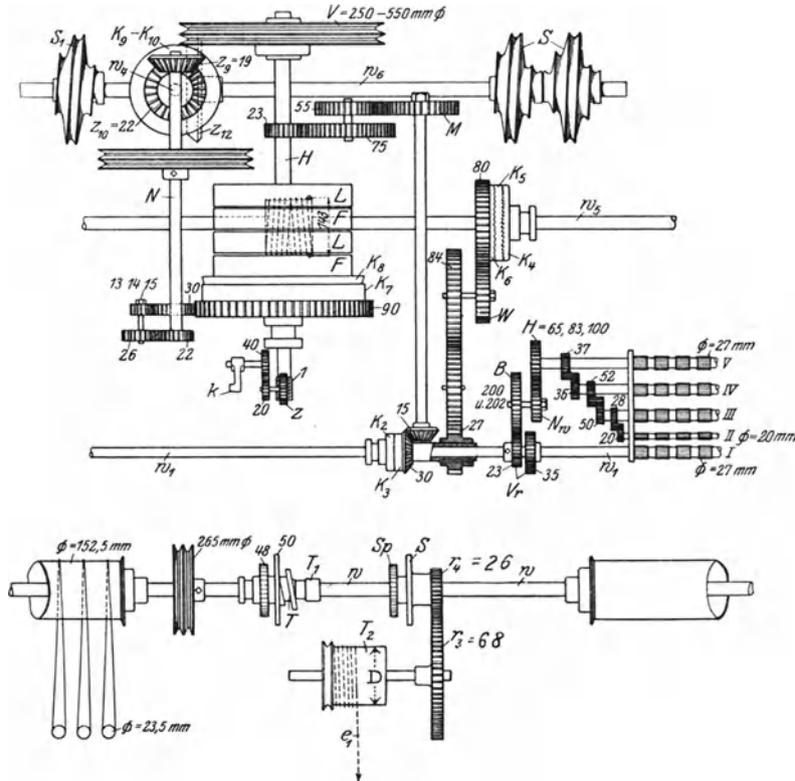


Abb. 129.

Nach Formel 53 ist der

Streckwerkverzug  $v$

$$v = \frac{\text{Abfuhrleistung bei einer Umdrehung des Vorderzylinders}}{\text{Zufuhrleistung des Hinterzylinders bei einer Umdrehung des Vorderzylinders} \cdot \text{Lieferung des Vorderzylinders bei einer Umdrehung}} \quad (a)$$

$$= \frac{\text{Lieferung des Hinterzylinders bei einer Umdrehung des Vorderzylinders}}{1 \cdot V_r \cdot N_w \cdot 27 \cdot \pi} \quad (b)$$

Die Werte a und b in die Formel 53 eingesetzt, ergibt den

$$\text{Streckwerkverzug } v = \frac{27 \cdot \pi}{1 \cdot V_r \cdot N_w \cdot 27 \cdot \pi} \cdot B \cdot H$$

oder nach Formel 54a

$$\text{Streckwerkverzug } v = \frac{B \cdot H}{V_r \cdot N_w}$$

Mit dem Vorderzylinderrad  $V_r = 35$  Zähne ergeben sich für die vorhandenen Hinterzylinderräder  $H = 65, 83$  und  $100$  Zähne folgende Verzugskonstanten:

Mit dem 200er Bockrad:

$$v_1 = \frac{200 \cdot 65}{35 \cdot N_w} = \frac{371,4}{N_w}$$

$$v_2 = \frac{200 \cdot 83}{35 \cdot N_w} = \frac{474,3}{N_w}$$

$$v_3 = \frac{200 \cdot 100}{35 \cdot N_w} = \frac{571}{N_w}$$

Mit dem 202er Bockrad:

$$v_1' = \frac{202 \cdot 65}{35 \cdot N_w} = \frac{375,1}{N_w}$$

$$v_2' = \frac{202 \cdot 83}{35 \cdot N_w} = \frac{479}{N_w}$$

$$v_3' = \frac{202 \cdot 100}{35 \cdot N_w} = \frac{577,1}{N_w}$$

Bei Benutzung des Vorderzylinderrades  $V_r = 23$  Zähne ergeben sich für die vorhandenen Hinterzylinderräder  $H = 65, 83$  und  $100$  Zähne folgende Verzugskonstanten:

Mit dem 200er Bockrad:

$$v_4 = \frac{200 \cdot 65}{23 \cdot N_w} = \frac{565,2}{N_w}$$

$$v_5 = \frac{200 \cdot 83}{23 \cdot N_w} = \frac{721,7}{N_w}$$

$$v_6 = \frac{200 \cdot 100}{23 \cdot N_w} = \frac{869,5}{N_w}$$

Mit dem 202er Bockrad:

$$v_4' = \frac{202 \cdot 65}{23 \cdot N_w} = \frac{570,9}{N_w}$$

$$v_5' = \frac{202 \cdot 83}{23 \cdot N_w} = \frac{728,9}{N_w}$$

$$v_6' = \frac{202 \cdot 100}{23 \cdot N_w} = \frac{878,2}{N_w}$$

Um in der Praxis das jedesmalige Ausrechnen der Verzüge aus den Verzugskonstanten zu umgehen, werden die Konstanten mit den zur Verfügung stehenden Verzugswechslern ausgerechnet und in Tabellenform geordnet, wie folgende Zusammenstellung zeigt:

Tabelle 30.

H	65		83		100		65		83		100	
	200	202	200	202	200	202	200	202	200	202	200	202
Konstanten	$\frac{371,4}{N_w}$	$\frac{375,1}{N_w}$	$\frac{474,3}{N_w}$	$\frac{479}{N_w}$	$\frac{571,4}{N_w}$	$\frac{577,1}{N_w}$	$\frac{565,2}{N_w}$	$\frac{570,9}{N_w}$	$\frac{721,7}{N_w}$	$\frac{728,9}{N_w}$	$\frac{869,5}{N_w}$	$\frac{878,2}{N_w}$
$N_w$	Mit dem Vorderzylinderrad $V_r = 35$						Mit dem Vorderzylinderrad $V_r = 23$					
52	7,14	7,21	9,12	9,21	10,98	11,09	10,86	10,97	13,87	14,01	16,72	16,88
53	7,00	7,07	8,94	9,03	10,78	10,88	10,66	10,77	13,61	13,75	16,39	16,57
54	6,87	6,94	8,78	8,87	10,58	10,68	10,46	10,57	13,36	13,49	16,10	16,26
55	6,75	6,82	8,62	8,70	10,38	10,49	10,27	10,37	13,12	13,25	15,81	15,96
56	6,63	6,70	8,46	8,55	10,19	10,30	10,09	10,19	12,88	13,01	15,52	15,68
57	6,51	6,58	8,32	8,40	10,02	10,12	9,91	10,01	12,66	12,78	15,25	15,40
58	6,39	6,46	8,17	8,25	9,85	9,95	9,74	9,84	12,44	12,56	14,99	15,14
59	6,29	6,35	8,03	8,11	9,68	9,78	9,57	9,67	12,23	12,35	14,73	14,88
60	6,19	6,25	7,90	7,98	9,52	9,61	9,42	9,51	12,02	12,14	14,49	14,63
61	6,08	6,14	7,77	7,85	9,36	9,46	9,26	9,35	11,83	11,95	14,25	14,39
62	5,99	6,05	7,64	7,72	9,21	9,30	9,11	9,20	11,64	11,75	14,02	14,16
63	5,89	5,95	7,52	7,60	9,07	9,16	8,97	9,06	11,45	11,57	13,79	13,94
64	5,79	5,85	7,41	7,48	8,92	9,01	8,83	8,91	11,27	11,38	13,58	13,72
65	5,70	5,76	7,29	7,36	8,79	8,87	8,69	8,78	11,10	11,21	13,37	13,51

Für die gegenseitigen Beziehungen zwischen den Nummerwechslern  $N_w$  und den Ausgabe- und Vorlagenummern bzw. den Verzügen gelten dieselben Verhältnisse wie sie im Abschnitt „Technische Rechnungsarten und deren Anwendung in der Spinnerei“ auf S. 110 und für die Berechnung einer Grobstrecke der E.M.G. auf S. 154 eingehend abgeleitet wurden.

**Die Spindeltouren.** Abb. 130 zeigt den gebräuchlichen Vorgelegeantrieb des Wagenspinners mit den durchschnittlich angewendeten Riemenscheiben-Dimensionen und den Umdrehungszahlen der Wellen.

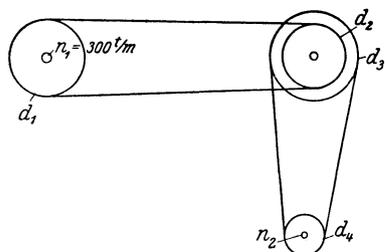


Abb. 130.

Es ist:

Umdrehungszahl der Hauptwelle . . .	$n_1 = 300$ t/m
Durchmesser der Riemenscheibe . . .	$d_1 = 650$ mm
" " " . . .	$d_2 = 550$ "
" " " . . .	$d_3 = 670$ "
" " " . . .	$d_4 = 385$ "

Die minutlichen Umdrehungen der Maschinenwelle  $n_2$  berechnen sich für die angegebenen Werte zu:

$$n_2 = \frac{300 \cdot 650 \cdot 670}{550 \cdot 385} = \sim 617 \text{ t/m ohne Gleitverluste.}$$

Mit Einberechnung der Gleitverluste von  $3\%$ :

$$n_2 = \frac{300 \cdot 650 \cdot 670}{550 \cdot 385} \cdot 0,97 = \sim 600 \text{ t/m.}$$

Für die Abb. 129 berechnen sich die minutlichen Spindel Touren  $S_n$  zu:

$$S_n = 600 \cdot \frac{V \cdot 152,5}{265 \cdot 22} = 15,69 \cdot V = \text{theoretische Spindel Touren.}$$

Die praktischen Spindelumdrehungen werden annähernd dadurch gefunden, daß man die Gleitverluste, welche das Trommelseil und die Spindelschnur bedingen, für die Berechnung der Spindel Touren berücksichtigt und zwar werden von den theoretisch berechneten Spindel Touren 5 bis  $8\%$  in Abzug gebracht, oder die Gleitverluste werden in der Weise berücksichtigt, daß man zu dem Durchmesser des Spindelwirtels einen dem Durchmesser der Schnurendicke entsprechenden Zuschlag hinzurechnet.

Es ergeben sich dann:

$$S_n = 600 \cdot \frac{V \cdot 152,5}{265 \cdot 23,5} = 14,69 \cdot V = \text{praktische Spindel Touren.}$$

Durch den Zuschlag von 1,5 mm zu dem Durchmesser des Spindelwirtels sind:

$$\frac{(15,69 - 14,69) \cdot 100}{15,69} = 6,3\% \text{ Gleitverluste}$$

in Rechnung gesetzt.

Für die vorhandenen Volante  $V$  ergeben sich folgende praktische Spindel Touren:

Tabelle 31.

Volante $V$	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550
$S_n$ in t/m	3672	4039	4407	4774	5141	5508	5876	6243	6610	6977	7345	7712	8079

**Die Drehung.** a) Spinnen ohne Nachdraht. Für das Spinnen ohne Nachdraht ist mit der Beendigung der Wagenausfahrt auch die Drahtgebung abgeschlossen. Die Wagenausfahrt verursacht die Wagenauszugswelle  $w_5$  und es führt dieselbe für den Ausfahrtsweg von 1620 mm

$$\frac{1620}{(132 + 11) \cdot 3,14} = 3,60 \text{ Umdrehungen}$$

aus, wobei zu dem Seilschneckendurchmesser die Seilstärke von 11 mm hinzugeschlagen wurde, um welchen Betrag sich der wirksame Durchmesser erhöht.

Da sich jede Drehung der Spindel als eine Drehung in das Garn legt, so erhält man die Anzahl der Drehungen für eine Wagenausfahrtslänge, wenn man die Anzahl der Spindelumdrehungen während der Länge eines Wagenausfahrtsweges ermittelt. Wie oben festgestellt, entsprechen 3,60 Umdrehungen der Wagenauszugswelle dem zurück-

gelegten Wagenweg bzw. einer Garnlänge von 1620 mm und es ist nun festzustellen, wievielmals sich die Spindeln während dieses gesponnenen Fadenstückes gedreht haben. Zu diesem Zweck betrachtet man die Auszugswelle  $w_3$  als treibende Welle, indem man von deren Umdrehungszahl während eines Wagenweges und der dazwischen liegenden Räderübersetzung die Anzahl der Spindelumdrehungen berechnet. Es ist die Anzahl der Spindelumdrehungen  $T$  während einer Wagenausfahrtslänge von 1620 mm

$$T = \frac{3,60 \cdot 80 \cdot 84 \cdot 30 \cdot M \cdot 75 \cdot V \cdot 152,5}{W \cdot 27 \cdot 15 \cdot 55 \cdot 23 \cdot 265 \cdot 23,5}$$

$$T = 2,593 \cdot \frac{M \cdot V}{W},$$

hieraus Drehung auf 1 cm

$$T^{\text{cm}} = \frac{2,593}{162} \cdot \frac{M \cdot V}{W},$$

$$T^{\text{cm}} = 0,016 \cdot \frac{M \cdot V}{W} = \text{Hauptkonstante I.}$$

(für Spinnen mit dem Rädervorlege)

Für die zur Verfügung stehenden Wagenzugräder  $W=47$  bis 52 ergeben sich folgende Nebenkonstanten:

$$T_1^{\text{cm}} = 0,016 \cdot \frac{M \cdot V}{47} = 0,0003404 \cdot M \cdot V,$$

$$T_2^{\text{cm}} = 0,016 \cdot \frac{M \cdot V}{48} = 0,0003333 \cdot M \cdot V,$$

$$T_3^{\text{cm}} = 0,016 \cdot \frac{M \cdot V}{49} = 0,0003265 \cdot M \cdot V,$$

$$T_4^{\text{cm}} = 0,016 \cdot \frac{M \cdot V}{50} = 0,00032 \cdot M \cdot V,$$

$$T_5^{\text{cm}} = 0,016 \cdot \frac{M \cdot V}{51} = 0,0003137 \cdot M \cdot V,$$

$$T_6^{\text{cm}} = 0,016 \cdot \frac{M \cdot V}{52} = 0,0003076 \cdot M \cdot V.$$

Es ist die Drehung auf 1 cm Länge aus der Nummer

$$T^{\text{cm}} = \alpha \sqrt{N}.$$

Dieser Wert entspricht dem der oben gefundenen Hauptkonstante und man erhält die Gleichung:

$$\alpha \sqrt{N} = 0,016 \cdot \frac{M \cdot V}{W}.$$

Hieraus berechnet sich das Marschrad  $M$  zu:

$$M = \frac{\alpha \sqrt{N} \cdot W}{0,016 \cdot V}$$

oder

$$M = \frac{62,50 \cdot \alpha \sqrt{N} \cdot W}{V} = \text{Marschradkonstante Ia}$$

(für Spinnen mit dem Vorgelege)

Beispiel. Es soll die Garnnummer  $N=64$  mit  $\alpha=0,8$  und mit einem Volant  $V=500$  gesponnen werden. Wie groß ist die Zähnezahzahl des Marschrades zu nehmen, wenn der Wagen mit dem Zugrad  $W=49$  ausgefahren wird?

Nach letzter Formel:

$$M = 62,50 \cdot \frac{0,8 \cdot \sqrt{64} \cdot 49}{500} = 39 \text{ Zähne.}$$

Um nun das jedesmalige Ausrechnen der Marschräder zu umgehen, werden die erreichbaren Drehungen mit den vorhandenen Volanten, Marsch- und Wagenzugrädern aus den Konstanten ausgerechnet und in Tabellenform übersichtlich zusammengestellt. Aus den bisherigen abgeleiteten Nebenkonstanten ergeben sich für die Wagenzugräder  $W=47$  bis 52 Zähne 6 Tabellen und ist in folgender Tabelle die Art und Weise der Zusammenstellung der Drehungsergebnisse von den zur Verfügung stehenden Volante und Marschräder für das Wagenzugrad  $W=49$  zu ersehen.

Tabelle 32.

Mit dem Wagenzugrad $W=49$ Zähne													
Mit dem Vorgelege $\frac{75}{55}$													
$V$	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550
$M$	Nebenkonstante $T_3 = 0,0003265 \cdot M \cdot V$												
Drehungen auf 1 cm													
30	2,44	2,70	2,93	3,18	3,42	3,67	3,91	4,16	4,40	4,65	4,89	5,14	5,38
31	2,53	2,78	3,03	3,28	3,54	3,80	4,04	4,30	4,55	4,80	5,06	5,31	5,56
32	2,61	2,87	3,13	3,40	3,65	3,91	4,17	4,44	4,70	4,96	5,22	5,48	5,74
33	2,70	2,96	3,23	3,50	3,77	4,04	4,30	4,57	4,84	5,11	5,38	5,65	5,92
34	2,77	3,05	3,33	3,60	3,88	4,16	4,44	4,71	4,99	5,27	5,55	5,82	6,10
35	2,85	3,14	3,42	3,71	4,00	4,28	4,57	4,85	5,14	5,42	5,71	5,99	6,28
36	2,93	3,23	3,52	3,82	4,11	4,40	4,70	5,00	5,28	5,58	5,87	6,17	6,46
37	3,02	3,32	3,62	3,92	4,22	4,53	4,83	5,13	5,43	5,73	6,04	6,34	6,64
38	3,10	3,41	3,72	4,03	4,34	4,65	4,96	5,27	5,58	5,89	6,20	6,51	6,82
39	3,18	3,50	3,82	4,13	4,45	4,77	5,09	5,41	5,73	6,04	6,36	6,68	7,00
40	3,26	3,60	3,91	4,24	4,57	4,89	5,22	5,55	5,87	6,20	6,53	6,85	7,18
41	3,34	3,68	4,01	4,35	4,68	5,01	5,35	5,68	6,02	6,35	6,69	7,02	7,36
42	3,42	3,77	4,11	4,45	4,79	5,14	5,48	5,82	6,17	6,51	6,85	7,19	7,54
43	3,50	3,86	4,21	4,56	4,91	5,26	5,61	5,96	6,31	6,66	7,01	7,37	7,72
44	3,59	3,95	4,30	4,66	5,02	5,38	5,74	6,10	6,46	6,82	7,18	7,54	7,90
45	3,67	4,04	4,40	4,77	5,14	5,50	5,87	6,24	6,61	6,97	7,34	7,71	8,08
46	3,75	4,13	4,50	4,88	5,25	5,63	6,00	6,38	6,75	7,13	7,50	7,88	8,26
47	3,83	4,22	4,60	4,98	5,37	5,75	6,13	6,52	6,90	7,28	7,67	8,05	8,44
48	3,91	4,30	4,70	5,09	5,48	5,87	6,26	6,66	7,05	7,44	7,83	8,22	8,61
49	4,00	4,39	4,80	5,19	5,59	6,00	6,38	6,80	7,19	7,59	7,99	8,39	8,79
50	4,08	4,48	4,90	5,30	5,71	6,12	6,53	6,93	7,34	7,75	8,16	8,57	8,97
51	4,16	4,57	5,00	5,41	5,82	6,24	6,66	7,07	7,49	7,90	8,32	8,74	9,15
52	4,24	4,66	5,09	5,51	5,94	6,36	6,80	7,21	7,64	8,06	8,48	8,91	9,33
53	4,32	4,75	5,19	5,62	6,05	6,48	6,92	7,35	7,78	8,21	8,65	9,08	9,51
54	4,40	4,84	5,28	5,73	6,17	6,61	7,05	7,49	7,93	8,37	8,81	9,25	9,69
55	4,48	4,93	5,38	5,83	6,28	6,73	7,18	7,63	8,08	8,52	8,97	9,42	9,87
56	4,57	5,02	5,48	5,94	6,39	6,85	7,31	7,77	8,22	8,68	9,14	9,59	10,05
57	4,65	5,11	5,58	6,04	6,51	6,97	7,44	7,90	8,37	8,83	9,30	9,77	10,23
58	4,73	5,20	5,68	6,15	6,62	7,10	7,57	8,04	8,52	8,99	9,46	9,94	10,41
59	4,81	5,30	5,77	6,26	6,74	7,22	7,70	8,18	8,66	9,15	9,63	10,11	10,59
60	4,90	5,38	5,87	6,36	6,85	7,34	7,83	8,32	8,81	9,30	9,79	10,28	10,77

Beim Spinnen von größeren Nummern, welche allgemein mit weniger Drehung gesponnen werden, wird das Vorgelege  $\frac{75}{55}$  ausgeschaltet (s. S. 219) und man erhält die Hauptkonstante für Spinnen ohne Vorgelege, wenn man die Hauptkonstante I mit  $\frac{55}{75}$  multipliziert.

$$T = 0,016 \cdot \frac{M \cdot V}{W} \cdot \frac{55}{75},$$

$$T = 0,0117 \cdot \frac{M \cdot V}{W} = \text{Hauptkonstante II}$$

(für Spinnen ohne dem Vorgelege)

Für die zur Verfügung stehenden Wagenzugräder  $W=47$  bis 52 ergeben sich wieder folgende Nebenkonstanten:

$$T_1^{cm} = 0,0117 \cdot \frac{M \cdot V}{47} = 0,000248 \cdot M \cdot V,$$

$$T_2^{cm} = 0,0117 \cdot \frac{M \cdot V}{48} = 0,000243 \cdot M \cdot V,$$

$$T_3^{cm} = 0,0117 \cdot \frac{M \cdot V}{49} = 0,000238 \cdot M \cdot V,$$

$$T_4^{cm} = 0,0117 \cdot \frac{M \cdot V}{50} = 0,000234 \cdot M \cdot V,$$

$$T_5^{cm} = 0,0117 \cdot \frac{M \cdot V}{51} = 0,000229 \cdot M \cdot V,$$

$$T_6^{cm} = 0,0117 \cdot \frac{M \cdot V}{52} = 0,000225 \cdot M \cdot V.$$

Aus den gegenseitigen Beziehungen für die Drehung aus der Nummer und der Drehung aus dem Getriebe ergibt sich wieder das Marschrad  $M$  zu:

$$M = \frac{\alpha \sqrt{N} \cdot W}{0,0117 \cdot V}$$

oder

$$M = \frac{85,47 \cdot \alpha \sqrt{N} \cdot W}{V} = \text{Marschradkonstante IIa.}$$

(für Spinnen ohne dem Vorgelege)

Tabelle 33.

Mit dem Wagenzugrad $W = 49$ Zähne													
Ohne dem Vorgelege													
$V$	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550
$M$	Nebenkonstante $T_3 = 0,000238 \cdot M \cdot V$												
Drehungen auf 1 cm													
30	1,78	1,96	2,14	2,32	2,49	2,67	2,85	3,03	3,21	3,39	3,57	3,75	3,92
31	1,84	2,02	2,21	2,39	2,58	2,76	2,95	3,13	3,32	3,50	3,69	3,87	4,05
32	1,90	2,09	2,28	2,47	2,66	2,85	3,04	3,23	3,42	3,61	3,80	3,99	4,18
33	1,96	2,15	2,35	2,55	2,74	2,94	3,14	3,34	3,53	3,72	3,92	4,12	4,31
34	2,02	2,22	2,42	2,62	2,83	3,03	3,23	3,44	3,64	3,84	4,04	4,25	4,45
35	2,08	2,29	2,49	2,70	2,91	3,12	3,33	3,54	3,75	3,95	4,16	4,37	4,58
36	2,14	2,35	2,57	2,78	2,99	3,21	3,42	3,64	3,85	4,06	4,28	4,50	4,71
37	2,20	2,42	2,64	2,86	3,08	3,30	3,52	3,74	3,96	4,17	4,46	4,63	4,84
38	2,26	2,48	2,71	2,93	3,16	3,39	3,61	3,84	4,06	4,29	4,52	4,75	4,97
39	2,32	2,55	2,78	3,01	3,24	3,48	3,71	3,94	4,17	4,40	4,64	4,88	5,10
40	2,38	2,61	2,85	3,09	3,33	3,57	3,81	4,04	4,28	4,52	4,76	5,00	5,23
41	2,43	2,68	2,92	3,17	3,41	3,66	3,90	4,14	4,38	4,63	4,88	5,12	5,36
42	2,49	2,74	2,99	3,24	3,49	3,75	4,00	4,24	4,49	4,74	5,00	5,24	5,49
43	2,55	2,81	3,07	3,32	3,58	3,84	4,10	4,34	4,59	4,85	5,12	5,37	5,62
44	2,61	2,87	3,14	3,40	3,66	3,93	4,19	4,44	4,70	4,97	5,24	5,49	5,75
45	2,67	2,94	3,21	3,48	3,74	4,01	4,28	4,54	4,81	5,08	5,35	5,62	5,89
46	2,73	3,01	3,28	3,55	3,83	4,10	4,38	4,64	4,91	5,20	5,47	5,74	6,02
47	2,79	3,07	3,35	3,63	3,91	4,19	4,47	4,74	5,02	5,31	5,59	5,87	6,15
48	2,85	3,14	3,42	3,71	3,99	4,28	4,57	4,84	5,13	5,42	5,71	5,99	6,28
49	2,91	3,20	3,49	3,79	4,08	4,37	4,66	4,94	5,24	5,53	5,83	6,12	6,41
50	2,97	3,27	3,57	3,86	4,16	4,46	4,76	5,05	5,35	5,65	5,95	6,24	6,54
51	3,03	3,33	3,64	3,94	4,24	4,55	4,85	5,15	5,45	5,77	6,07	6,37	6,67
52	3,09	3,40	3,71	4,02	4,33	4,64	4,95	5,25	5,56	5,88	6,19	6,49	6,80
53	3,15	3,46	3,78	4,09	4,41	4,73	5,04	5,35	5,67	5,99	6,30	6,62	6,93
54	3,21	3,53	3,85	4,17	4,49	4,82	5,14	5,45	5,78	6,10	6,42	6,74	7,06
55	3,27	3,59	3,92	4,25	4,58	4,91	5,23	5,55	5,89	6,21	6,54	6,87	7,19
56	3,33	3,66	3,99	4,33	4,66	5,00	5,33	5,66	5,99	6,33	6,66	6,99	7,33
57	3,39	3,73	4,06	4,40	4,74	5,09	5,43	5,76	6,10	6,44	6,78	7,12	7,46
58	3,45	3,79	4,14	4,48	4,83	5,18	5,52	5,86	6,21	6,55	6,90	7,24	7,59
59	3,51	3,86	4,21	4,56	4,91	5,27	5,61	5,96	6,32	6,67	7,02	7,37	7,72
60	3,57	3,92	4,28	4,64	4,99	5,35	5,71	6,06	6,42	6,78	7,14	7,49	7,84

Beispiel. Es soll die Garnnummer  $N=36$  mit  $\alpha=0,75$  und mit einem Volant  $V=500$  gesponnen werden. Wie groß ist die Zähnezahle des Marschrades zu nehmen, wenn der Wagen mit dem Zugrad  $W=49$  ausgefahren wird?

Nach letzter Formel:

$$M = 85,47 \cdot \frac{0,75 \cdot \sqrt{36} \cdot 49}{500} = \sim 38 \text{ Zähne.}$$

Aus den aus der Hauptkonstante II abgeleiteten 6 Nebenkonstanten  $T_1^{\text{cm}}$  bis  $T_6^{\text{cm}}$  für die vorhandenen Wagenzugwechsel ergeben sich wieder 6 Tabellen, wie aus umstehender Tabelle 33 mit dem Wagenzugrad  $W=49$ , welche als Gegenüberstellung zur Tabelle 32 dient, zu ersehen ist.

Bedeutet:

$V$ = alter Volant	$T$ = alte Drehung
$V_1$ = neuer Volant	$T_1$ = neue Drehung
$M$ = altes Marschrad	$N$ = alte Garnnummer
$M_1$ = neues Marschrad	$N_1$ = neue Garnnummer,

dann gilt für die gleichen Wagenzugräder  $W$

$$\frac{T}{T_1} = \frac{0,000238 \cdot M \cdot V}{0,000238 \cdot M_1 \cdot V_1} = \frac{\alpha \sqrt{N}}{\alpha \sqrt{N_1}}$$

$$\frac{T}{T_1} = \frac{M \cdot V}{M_1 \cdot V_1} = \frac{\alpha \sqrt{N}}{\alpha \sqrt{N_1}},$$

d. h.: die Marschräder und Volante bzw. deren Produkte verhalten sich direkt wie die Quadratwurzeln aus den Nummern, also je höher die Nummer bzw. deren Quadratwurzeln, desto höher das Produkt aus Marschrad und Volant und umgekehrt.

Für das letzte Beispiel stellt sich heraus, daß für Spinnen mit dem Marschrad  $M=38$  die Wagenausfahrtsgeschwindigkeit zu groß ist, und es soll dieselbe unter Beibehaltung der Drehung kleiner werden, Da nun  $T=T_1$  ist, so ergibt sich

$$1 = \frac{M \cdot V}{M_1 \cdot V_1},$$

hieraus

$$M_1 = \frac{M \cdot V}{V_1},$$

d. h.: bei Änderung des Volantes für gleichbleibende Drehung erhält man das neue Marschrad dadurch, indem man das alte Marschrad mit dem alten Volant multipliziert und durch den neuen Volant dividiert.

Für die Wahl eines Volantes  $V=450$  berechnet sich dann das neue Marschrad  $M_1$  zu:

$$M_1 = \frac{38 \cdot 500}{450} = \sim 42 \text{ Zähne.}$$

Angenommen es werden die Werte des Volantes  $V$  und des Wagenzugrades  $W$  für die Nummern  $N$  und  $N_1$  beibehalten, so ergibt sich für das Marschrad  $M$ :

$$\frac{M}{M_1} = \frac{\frac{85,47 \cdot \alpha \sqrt{N} \cdot W}{V}}{\frac{85,47 \cdot \alpha \sqrt{N_1} \cdot W}{V}}$$

$$\frac{M}{M_1} = \frac{\sqrt{N}}{\sqrt{N_1}},$$

d. h.: die Marschräder verhalten sich direkt wie die Quadratwurzeln aus den Nummern, also je höher die Nummer, desto höher die Zähnezahl des Marschrades.

Hieraus berechnet sich das neue Marschrad  $M_1$  zu:

$$M_1 = \frac{M \cdot \sqrt{N_1}}{\sqrt{N}},$$

d. h.: das neue Marschrad  $M_1$  wird gefunden, wenn man das alte Marschrad  $M$  mit der Quadratwurzel aus der neuen Nummer  $N_1$  multipliziert und durch die Quadratwurzel aus der alten Nummer  $N$  dividiert, vorausgesetzt, daß  $\alpha$  unverändert geblieben ist.

Beispiel. Die Garnnummer  $N=40$  wurde mit dem Marschrad  $M=36$  gesponnen, es soll nun die Garnnummer  $N_1=52$  gesponnen werden. Welches Marschrad  $M_1$  ist für diese neue Garnnummer  $N_1$  zu nehmen?

Nach letzter Formel

$$M_1 = \frac{36 \cdot \sqrt{52}}{\sqrt{40}} = \sim 41 \text{ Zähne.}$$

Die Berechnung der Drehung läßt sich noch auf eine andere Art durchführen, und zwar nach Formel 57 S. 113.

Nach dieser Formel ist dann die Drehung:

$$T^{\text{cm}} = \frac{\frac{V \cdot 15,25}{26,5 \cdot 2,35}}{\frac{23 \cdot 55 \cdot 15 \cdot 2,7 \cdot 3,14}{75 \cdot M \cdot 30}}$$

$$T^{\text{cm}} = \frac{V \cdot 15,25 \cdot 75 \cdot M \cdot 30}{26,5 \cdot 2,35 \cdot 23 \cdot 55 \cdot 15 \cdot 2,7 \cdot 3,14}$$

$$T^{\text{cm}} = 0,000341 \cdot V \cdot M \text{ für Spinnen mit dem Vorgelege}$$

$$T^{\text{cm}} = 0,000341 \cdot V \cdot M \cdot \frac{55}{75}$$

$$T^{\text{cm}} = 0,00025 \cdot V \cdot M \text{ für Spinnen ohne Vorgelege.}$$

Wie nun eine Gegenüberstellung der Drehungskonstanten nach der zuletzt berechneten Art mit denen der ersteren zeigt, finden nur kleinere Abweichungen statt, welche darauf zurückzuführen sind, daß die letztere Art der Drahtberechnung die Wagenzugwechsel  $W$  unberücksichtigt läßt.

b) Spinnen mit Nachdraht. Die Abstimmung der Spindelumdrehungen erfolgt hier durch die Einwirkung des Drehungszählers bzw. der Kurbel  $k$  in der Weise, daß bei 1- oder 2maliger Umdrehung der Zählerkurbel  $k$  die Riemen auf die Losscheiben überführt werden, wobei die Ankunft des Wagens am Ausfahrtsende auf die Riemenverschiebung bzw. auf die Spindelumdrehungen wirkungslos bleibt. Das Spinnen mit Nachdraht findet häufig nur für Garnnummern mit höherer Drehung Anwendung, seltener für mittlere Drehungen, und spinnt man niedrigere Drehungen, also größere Nummern, allgemein mit Ausschluß, d. h. ohne Nachdraht. Obwohl mit den vorhandenen Marschrädern auch die höchsten vorkommenden Drehungen während der Ausfahrt schon dem Garn mitgeteilt werden können, so schließt eine derartige Arbeitsweise den Nachteil in sich, daß die geschätzte Wagenzugwirkung zwecks der Vergleichmäßigung des Garnproduktes infolge der bereits mitgeteilten hohen Drehung nicht angewendet werden kann. Die Dauer eines Wagenspieles für Spinnen mit Nachdraht ist die gleiche wie für Spinnen mit Ausschluß, da im ersteren Falle die Wagengeschwindigkeit eine größere ist, d. h. der Wagen kommt am Ausfahrtsende früher an, der Faden erhält bloß 80 bis 90% der zugeordneten Drehungen und wird dadurch für den Wagenverzug verzugsfähiger erhalten, ohne daß hierdurch die Produktion beeinflusst wird.

Befindet sich der Drehungszähler nach Abb. 125 oder 129 auf der Hauptwelle, so übt derselbe auf Tourenverluste der Spindeln, die durch Gleitverluste des Trommelseiles entstehen, keine ausgleichende Wirkung aus, für diesen Fall müßte der Drehungszähler auf der Trommelwelle angebracht werden.

Für die Berechnung des Gesamtdrahtes, welcher auf den Faden während der 1. und 2. Periode des Wagenspieles entfallen, ist festzustellen, wieviel Umdrehungen die Spindeln während einer Umdrehung der Zählerkurbel  $k$  ausführen.

Während einer Umdrehung der Zählerkurbel  $k$  beträgt die Zahl der Spindelumdrehungen

$$\frac{1 \cdot 40 \cdot Z \cdot V \cdot 152,5}{20 \cdot 1 \cdot 265 \cdot 23,5} = 0,0489 \cdot Z \cdot V.$$

Da sich jede Umdrehung der Spindel als eine Drehung in den Faden legt und die berechneten Spindeltouren sich auf die Wagenauszuglänge von 162 cm verteilen, so ergibt sich die Anzahl der Drehungen auf 1 cm

$$T^{\text{cm}} = \frac{0,0489 \cdot Z \cdot V}{162}$$

$$T^{\text{cm}} = 0,0003 \cdot Z \cdot V \dots \dots \dots \text{(III)}$$

Nun ist auch die Drehung aus der Nummer

$$T = \alpha \sqrt{N}.$$

Dieser Wert ist gleich der gefundenen Konstante und man erhält:

$$T^{\text{cm}} = \alpha \sqrt{N} = 0,0003 \cdot Z \cdot V.$$

Hieraus berechnet sich der Zählerwechsel

$$Z = \frac{\alpha \sqrt{N}}{0,0003 \cdot V}$$

oder

$$\text{Zählerwechsel } Z = \frac{3333,3 \cdot \alpha \sqrt{N}}{V} \dots \dots \dots \text{(IIIa)}$$

Diese bisher berechneten Werte beziehen sich auf den Gesamtdraht für die Ausfahrts- und Nachdrahtperiode und es ist demnach noch festzustellen, wieviel Drehungen auf jede Periode entfallen.

Bedeutet  $p$  den Prozentsatz des Drahtes während des Nachdrahtes, so ergeben sich für die Wagenausfahrt:

$$T = p \cdot \alpha \sqrt{N} \text{ Drehungen.}$$

Beträgt die Ausfahrtsdrehung	100 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> ,	dann ist Nachdraht = 0	. . .	$p = 1$
" "	"	90 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> ,	" "	" = 10 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> . . . $p = 0,9$
" "	"	85 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> ,	" "	" = 15 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> . . . $p = 0,85$

usw.

Die Anzahl Drehungen, welche bei Nachdrahtspinnen auf die Wagenausfahrt entfallen, sind von der Größe des Marschrades abhängig, und berechnet sich dann dasselbe unter Zugrundelegung der Konstanten Ia und IIa (Seite 223 u. 225)

für das Spinnen mit dem Vorgelege:

$$M' = \frac{62,50 \cdot p \cdot \alpha \sqrt{N} \cdot W}{V} \dots \dots \dots \text{(IIIb)}$$

für das Spinnen ohne Vorgelege:

$$M'' = \frac{85,47 \cdot p \cdot \alpha \sqrt{N} \cdot W}{V} \dots \dots \dots \text{(IIIc)}$$

Beispiel. Es soll die Garnnummer  $N = 64$  mit  $\alpha = 0,9$  und mit Volant  $V = 500$  und mit dem Wagenzugrad  $W = 49$  gesponnen werden, der Nachdraht beträgt  $20\%$ . Wie groß ist der Zählerwechsel  $Z$  und das Marschrad  $M$  für Spinnen mit und ohne Vorgelege zu nehmen?

Nach der Konstante IIIa für den Zählerwechsel:

$$Z = \frac{3333,3 \cdot 0,9 \sqrt{64}}{500} = \sim 48 \text{ Zähne.}$$

Nach der Konstante IIIb für das Spinnen mit dem Vorgelege ist das Marschrad:

$$M' = \frac{62,50 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \sqrt{64} \cdot 49}{500} = 34,7 \sim 35 \text{ Zähne.}$$

Nach der Konstante IIIc für das Spinnen ohne dem Vorgelege ist das Marschrad:

$$M'' = \frac{85,47 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \sqrt{64} \cdot 49}{500} = 48,2 \sim 48 \text{ Zähne.}$$

Die Drehungswerte für die vorhandenen Zählerwechsel  $Z$  werden wieder aus dem gleichen Grunde wie die Marschräder in Tabellenform geordnet, und sind dieselben aus folgender Tabelle ersichtlich:

Tabelle 34.

Zähler $Z$	Konstante $T^{cm} = 0,0003 \cdot Z \cdot V$												
	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550
	Drehungen auf 1 cm												
30	2,25	2,47	2,70	2,92	3,15	3,37	3,60	3,82	4,05	4,27	4,50	4,72	4,95
31	2,32	2,55	2,79	3,02	3,25	3,48	3,72	3,95	4,18	4,41	4,65	4,88	5,11
32	2,40	2,64	2,88	3,12	3,36	3,60	3,84	4,08	4,32	4,56	4,80	5,04	5,28
33	2,47	2,72	2,97	3,21	3,46	3,71	3,96	4,20	4,45	4,70	4,95	5,19	5,44
34	2,55	2,80	3,06	3,31	3,57	3,82	4,08	4,33	4,59	4,84	5,10	5,35	5,61
35	2,62	2,88	3,15	3,41	3,67	3,93	4,20	4,46	4,72	4,98	5,25	5,51	5,77
36	2,70	2,97	3,24	3,51	3,78	4,05	4,32	4,59	4,86	5,13	5,40	5,67	5,94
37	2,77	3,05	3,33	3,60	3,88	4,16	4,44	4,71	4,99	5,27	5,55	5,82	6,10
38	2,85	3,13	3,42	3,70	3,99	4,27	4,56	4,84	5,13	5,41	5,70	5,98	6,27
39	2,93	3,21	3,51	3,80	4,09	4,38	4,68	4,97	5,26	5,55	5,85	6,14	6,43
40	3,00	3,30	3,60	3,90	4,20	4,50	4,80	5,10	5,40	5,70	6,00	6,30	6,60
41	3,07	3,38	3,69	3,99	4,30	4,61	4,92	5,22	5,53	5,84	6,15	6,45	6,76
42	3,15	3,46	3,78	4,09	4,41	4,72	5,04	5,35	5,67	5,98	6,30	6,61	6,93
43	3,22	3,54	3,87	4,19	4,51	4,83	5,16	5,48	5,80	6,12	6,45	6,77	7,09
44	3,30	3,63	3,96	4,29	4,62	4,95	5,28	5,61	5,94	6,27	6,60	6,93	7,26
45	3,37	3,71	4,05	4,38	4,72	5,06	5,40	5,73	6,07	6,41	6,75	7,08	7,42
46	3,45	3,79	4,14	4,48	4,83	5,17	5,52	5,86	6,21	6,55	6,90	7,24	7,59
47	3,52	3,87	4,23	4,58	4,93	5,28	5,64	5,99	6,34	6,69	7,05	7,40	7,75
48	3,60	3,96	4,32	4,68	5,04	5,40	5,76	6,12	6,48	6,84	7,20	7,56	7,92
49	3,67	4,04	4,41	4,77	5,14	5,51	5,88	6,24	6,61	6,98	7,35	7,71	8,08
50	3,75	4,12	4,50	4,87	5,25	5,62	6,00	6,37	6,75	7,12	7,50	7,87	8,25
51	3,82	4,20	4,59	4,97	5,35	5,73	6,12	6,50	6,88	7,26	7,65	8,03	8,41
52	3,90	4,29	4,68	5,07	5,46	5,85	6,24	6,63	7,02	7,41	7,80	8,19	8,58
53	3,97	4,37	4,77	5,16	5,56	5,96	6,36	6,75	7,15	7,55	7,95	8,34	8,74
54	4,05	4,45	4,86	5,26	5,67	6,07	6,48	6,88	7,29	7,69	8,10	8,50	8,91
55	4,12	4,53	4,95	5,36	5,77	6,18	6,60	7,01	7,42	7,83	8,25	8,66	9,07
56	4,20	4,62	5,04	5,46	5,88	6,30	6,72	7,14	7,56	7,98	8,40	8,82	9,24
57	4,27	4,70	5,13	5,55	5,98	6,41	6,84	7,26	7,69	8,12	8,55	8,97	9,40
58	4,35	4,78	5,22	5,65	6,09	6,52	6,96	7,39	7,83	8,26	8,70	9,13	9,57
59	4,42	4,86	5,31	5,75	6,19	6,63	7,08	7,52	7,96	8,40	8,85	9,29	9,73
60	4,50	4,95	5,40	5,85	6,30	6,75	7,20	7,65	8,10	8,55	9,00	9,45	9,90

Beispiel für die Anwendung der Tabellen 32 bis 34.

Es soll die Garnnummer  $N = 64$  mit 6,8 Drehungen für 1 cm mit dem Volant  $V = 475$  und dem Wagenzugwechsel  $W = 49$  gesponnen werden, der Nachdraht beträgt  $15\%$ . Wie groß ist die Zahnzahl des Zählers  $Z$  und des Maschrades  $M$  für Spinnen mit und ohne Vorgelege zu nehmen?

Nach Tabelle 34 erhält man mit dem Zählerwechsel  $Z = 48 = 6,84$  Drehungen für 1 cm. Die Differenz von 0,04 kann unberücksichtigt bleiben.

Für den Nachdraht von  $15\%$  ergeben sich  $85\%$  Drehungen für die Ausfahrt, dies ergibt für den Wert  $p = 0,85$  Drehungen für die Ausfahrt:

$$T = 0,85 \cdot 6,8 = 5,78.$$

Für das Spinnen mit dem Vorgelege ergibt sich nach Tabelle 32 ein Marschrad  $M = 37$  Zähne. Für das Spinnen ohne dem Vorgelege ergibt sich nach Tabelle 33 ein Marschrad  $M = 51$  Zähne.

**Der Wagenzug und der Wagenverzug.** a) Der Wagenzug. Mit Wagenzug bezeichnet man die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Zylinder und Wagen, d. h. die Länge des zurückgelegten Wagenweges ist größer als das in derselben Zeit vom Zylinder gelieferte Fadenstück, selten tritt der andere Fall ein, wo die Länge des vom Zylinder gelieferten Fadens größer ist als der Wagenweg.

Ist der Wagenweg größer als die vom Zylinder gelieferte Fadenlänge, so spricht man von einem positiven Wagenzug.

Ist der Wagenweg kleiner als die vom Zylinder gelieferte Fadenlänge, so spricht man von einem negativen Wagenzug.

Es bedeutet:

$A_1$  = Wagenausfahrtslänge in cm,

$L$  = Lieferungslänge in cm während der Wagenausfahrt,

dann ist der Wagenzug  $z$  nach Formel 12

$$z = A_1 - L.$$

Die Wagenauszugslänge  $A_1$  beträgt für unsere Maschine 162 cm.

Es ist nun festzustellen, wieviel die Lieferungslänge  $L$  in cm des Zylinders für den Wagenweg von  $A_1 = 162$  cm beträgt.

Es entsprechen

$$\frac{162}{(13,2 + 1,1) \cdot 3,14} = 3,6 \text{ Umdrehungen}$$

der Wagenauszugswelle dem Wagenweg von  $A_1 = 162$  cm.

Die Wagenauszugswelle wieder als treibende Welle betrachtet, berechnet sich die Zylinderlieferung bei Berücksichtigung der dazwischenliegenden Räderübersetzung zu: Zylinderlieferung während einer Ausfahrt des Wagens

$$L = \frac{3,6 \cdot 80 \cdot 84 \cdot 2,7 \cdot 3,14}{W \cdot 27}$$

$$L = \frac{7596,2}{W}$$

Also Wagenzug

$$z = 162 - \frac{7596,2}{W} = \text{Wagenzugskonstante.}$$

Für die zur Verfügung stehenden Wagenwechsel  $W = 47$  bis 52 Zähne ergeben sich für die einzelnen Wagenzüge folgende Werte in cm:

Für $W = 47$ ,	dann ist Wagenzug $z = 162 - \frac{7596,2}{47} = 0,4$
" $W = 48$ ,	" " " $z = 162 - \frac{7596,2}{48} = 3,8$
" $W = 49$ ,	" " " $z = 162 - \frac{7596,2}{49} = 7,0$
" $W = 50$ ,	" " " $z = 162 - \frac{7596,2}{50} = 10,1$
" $W = 51$ ,	" " " $z = 162 - \frac{7596,2}{51} = 13,1$
" $W = 52$ ,	" " " $z = 162 - \frac{7596,2}{52} = 16,0$

Der theoretisch berechnete Wagenzug wird nun durch die Elastizität des Auszugsseiles und namentlich dann, wenn gegen Wagenausfahrtsende hin das Auszugsseil auf die stark abfallende Spirale der Wagenwellenschnecke übergeht und durch den steil abnehmenden Durchmesser der Schnecke die Wagengeschwindigkeit eine langsamere wird, beeinflusst, da hierfür die Zylinderlieferung bis zum Ausfahrtsende konstant bleibt. Dies trifft bei niederen Nummern infolge der Verdrehung der Schnecken bzw. der Aus-

zugswelle für einen größeren Auflauf des Seiles auf die Spirale im größeren Maßstabe zu als bei mittleren Nummern, da für erstere die Wagenausfahrtsgeschwindigkeit am Ausfahrtsende kleiner ist.

Der Wagenzug ist deshalb vorteilhaft praktisch in der Weise festzustellen, daß man die Wagenausfahrtslänge mit einer Meßlatte genau feststellt. Für die Feststellung der Zylinderlieferung läßt man einen Papierstreifen während der Ausfahrt vom Zylinder liefern, wodurch dessen Lieferung genau ermittelt wird.

Zur Bestimmung des praktischen Wagenzuges wurden für die Wagenausfahrtslänge  $A_1 = 162$  cm ermittelt.

Die Lieferung des Zylinders betrug für diese Wagenauszugslänge mit dem Wagenzugrad  $W = 52$  Zähne = 150 cm.

Es beträgt demnach der Wagenzug  $z$  nach der Formel 12

$$z = 162 - 150 = 12 \text{ cm.}$$

Auf Grund dieses Versuchsergebnisses berechnet sich dann die praktische Wagenzugskonstante zu:

Ist

$$z = 162 - \frac{7596,2}{W}$$

die Konstante für den theoretischen Wagenzug, dann ergibt sich den durch den Versuch gefundenen Zahlenwert eingesetzt:

$$12 = 162 - \frac{x}{52},$$

hieraus

$$\frac{x}{52} = 162 - 12$$

und

$$x = 52(162 - 12) \\ x = 7800.$$

Also praktische Wagenzugskonstante

$$z = 162 - \frac{7800}{W}.$$

b) Der Wagenverzug. Unter Wagenverzug versteht man den Quotienten zwischen Ausfahrtslänge  $A_1$  und der Lieferung  $L$  des Zylinders während der Ausfahrt.

Aus Formel 11 berechnet sich der Wagenverzug  $V_w$  zu:

$$V_w = \frac{A_1}{L}.$$

Ist die Wagenausfahrtslänge  $A_1 = 162$  cm und die aus dem Getriebe berechnete Zylinderlieferung

$$L = \frac{7596,2}{W},$$

dann ist der theoretische Wagenverzug

$$V_w = \frac{162}{\frac{7596,2}{W}}$$

$$V_w = \frac{162 \cdot W}{7596,2}$$

oder

$$V_w = 0,0213 \cdot W = \text{theoretische Wagenverzugskonstante.}$$

Für die Wagenwechsel  $W$  ergeben sich nach Ausrechnung der Konstante folgende Wagenverzüge:

$W = 47$	Wagenverzug	$V_w = 0,0213 \cdot 47 = 1,001$
$W = 48$	"	$V_w = 0,0213 \cdot 48 = 1,022$
$W = 49$	"	$V_w = 0,0213 \cdot 49 = 1,043$
$W = 50$	"	$V_w = 0,0213 \cdot 50 = 1,065$
$W = 51$	"	$V_w = 0,0213 \cdot 51 = 1,086$
$W = 52$	"	$V_w = 0,0213 \cdot 52 = 1,107$

In gleicher Weise berechnet sich dann die praktische Wagenverzugskonstante:

$$V_w = \frac{162}{7800} \cdot W$$

$$V_w = 0,0207 \cdot W.$$

Tabelle 35.

Über praktische Wagenzüge und Wagenverzüge.

Wagenwechsel $W$	Wagenauszugslänge $A_l$ in cm	Lieferung des Zylinders $L$ in cm	$z = 162 - \frac{7800}{W}$	$V_w = 0,0207 \cdot W$
			Wagenzug in cm	Wagenverzug
47	162	165,95	— 3,95	0,973
48	162	162,50	— 0,50	0,993
49	162	159,18	+ 2,82	1,014
50	162	156,00	+ 6,00	1,035
51	162	152,94	+ 9,06	1,056
52	162	150,00	+ 12,00	1,076

Der auf die Verfeinerung des Garnes einwirkende Verzug setzt sich demnach zusammen aus:

1. dem Streckwerkverzug  $V_s$ ,
2. dem Wagenverzug  $V_w$ .

Der Gesamtverzug  $V$ , welchen das Garn erleidet, berechnet sich dann nach Formel 9 zu:

$$\text{Gesamtverzug } V = V_s \cdot V_w.$$

Hieraus nach Formel 10:

$$V_s = \frac{V}{V_w}$$

oder

$$V_w = \frac{V}{V_s}.$$

Beispiel. Auf dem berechneten Wagenspinner soll aus der Vorlagennummer  $n = 6,0$  die Ausgabenummer  $N = 64$  mit dem Wagenzugrad  $W = 49$  gesponnen werden. Wie groß sind die Verzüge  $V_w$  und  $V_s$  und welche Wechslräder sind für den Streckwerkverzug  $V_s$  zu nehmen?

Aus Formel 13 berechnet sich der

$$\text{Gesamtverzug } V = \frac{64}{6} = 10,66.$$

Nach Tabelle 35 ergibt sich für den Wagenwechsel  $W = 49$  ein Wagenverzug  $V_w = 1,014$  und berechnet sich dann der Streckwerkverzug  $V_s$  nach Formel 10 zu:

$$\text{Streckwerkverzug } V_s = \frac{10,66}{1,014} = 10,51.$$

Würde man bei Einstellung des Streckwerkverzuges den Wagenverzug unberücksichtigt lassen, so würde auf die Nummer ein Verzug von

$$V_s \cdot V_w = 10,66 \cdot 1,014 = \mathbf{10,81}$$

einwirken und die Ausgabennummer  $N$  würde sich mit

$$N = 6,0 \cdot 10,81 = \mathbf{64,86} \quad (\text{praktisch belanglos})$$

ergeben.

In der Praxis findet im allgemeinen eine Berechnung des Wagenverzuges und des Wagenzuges nicht statt, sondern es wird der zu gebende Wagenzug nach Gefühl und Erfahrung dem jeweiligen Material angepaßt, wobei man allgemein mit einem möglichst großen Wagenzug spinnst, und es ist dann darauf zu achten, ob etwa sich ergebende Fadenbrüche und sonstige Störungen durch zu großen Wagenzug entstehen (s. auch S. 285).

**Die Produktion oder Lieferung des Wagenspinners.** Dieselbe ist in erster Linie abhängig von der Feinheit der Garnnummer und es gilt allgemein der Grundsatz: „Je gröber die Nummer, desto größer die Produktion und umgekehrt“, denn je gröber die Nummer ist, um so mehr Fasern kommen auf den Querschnitt, um so schwerer wird dann naturgemäß sein Gewicht. Da nun die Drehungen sich proportional zu den Nummern verhalten, so beeinflussen auch dieselben im hohen Grade die Größe der Produktion, denn je höher die zu gebende Drehung ist, um so längere Zeit muß der Faden dem drahterteilenden Organ ausgesetzt werden.

Der Wagenspinner arbeitet nun im Gegensatz zu den anderen bestehenden Spinnmaschinen absatzweise, d. h. es wird bei der Ausfahrt eine bestimmte Länge gesponnen und dann bei der Einfahrt gesondert aufgewickelt. Für die Produktion kommt demnach nur die Zeit für das Spinnen in Betracht, während die Zeit für das Aufwinden für dieselbe verloren geht. Während die Zeit, welche für das Aufwinden (Abschlagen und Einfahrt) gebraucht wird, außer der längeren oder kürzeren Abschlagsdauer, keinen besonderen Veränderungen unterworfen ist, unterliegt der Abschnitt für das Spinnen (Ausfahrt und Nachdraht) Zeitschwankungen, welche durch die Garnnummer und den zu gebenden Draht bedingt werden, da sie namentlich auf die Größe der zu erteilenden Geschwindigkeit der Maschine bzw. der Spindeln bestimmend einwirken.

Für die Produktion des Wagenspinners ist also die Zeit, welche für das Spinnen und Aufwinden (Wagenspiel) einer bestimmten Fadenlänge gebraucht wird, maßgebend und es ist demnach festzustellen:

1. die Zeitdauer der Wagenausfahrt,
2. „ „ des Nachdrahtes,
3. „ „ für das Abschlagen,
4. „ „ für die Wageneinfahrt.

1. Die Zeitdauer der Wagenausfahrt für den Abschnitt „Spinnen ohne Nachdraht“. Dieselbe wird durch die Zähnezahle des Marschrades und des Wagenzugrades bestimmt. Unter Zugrundelegung der Werte des im Kapitel „Die Spindeltouren“ S. 222 behandelten Wagenspinners führt die Hauptwelle in der Minute

$$\frac{300 \cdot 650 \cdot 670}{550 \cdot 385} \cdot 0,97 = 600$$

Umdrehungen aus. und wurde mit einem mittleren Wagenzugrad  $W=49$  gesponnen. Hierbei führt die Auszugswelle, wenn angenommen würde, daß der Wagen ununterbrochen ausfährt, ohne Benutzung des Roßkopfes in der Minute:

$$600 \cdot \frac{23 \cdot 15 \cdot 27 \cdot 49}{M \cdot 30 \cdot 84 \cdot 80}$$

Umdrehungen aus. Demnach beträgt die Zeit in Sekunden, welche für eine Umdrehung der Auszugswelle gebraucht wird:

$$\frac{60}{600 \cdot \frac{23 \cdot 15 \cdot 27 \cdot 49}{M \cdot 30 \cdot 84 \cdot 80}}$$

oder

$$\frac{60 \cdot M \cdot 30 \cdot 84 \cdot 80}{600 \cdot 23 \cdot 15 \cdot 27 \cdot 49}$$

Bei einer Ausfahrtslänge von  $A = 1620$  mm führt die Auszugswelle

$$\frac{1620}{143 \cdot 3,14}$$

Umdrehungen aus. Hierfür beträgt dann die Zeit  $Z_0$  ohne Benutzung des Roßkopfes in Sekunden:

$$Z_0 = \frac{60 \cdot M \cdot 30 \cdot 84 \cdot 80}{600 \cdot 23 \cdot 15 \cdot 27 \cdot 49} \cdot \frac{1620}{143 \cdot 3,14}$$

und man erhält hieraus die Zeitkonstante für die Ausfahrtsdauer ohne Roßkopf:

$$Z_0 = 0,1593 \cdot M$$

und die Zeitkonstante für die Ausfahrtsdauer mit Roßkopf:

$$Z_m = 0,1593 \cdot \frac{75}{55} \cdot M,$$

$$Z_m = 0,2173 \cdot M.$$

2. Die Zeitdauer der Wagenausfahrt für den Abschnitt „Spinnen mit Nachdraht“. Wird mit Nachdraht gesponnen, dann ist mit dem Wagenausfahrtsende das Spinnen noch nicht abgeschlossen, der Faden wird bei stillstehenden Wagen den Spindeldrehungen so lange ausgesetzt, bis er die vorgeschriebene Anzahl Drehungen besitzt. Die Zeit, welche für das Spinnen eines Fadenstückes gebraucht wird, wird also in diesem Falle von der größeren oder kleineren Dauer der Wagenausfahrt in keiner Weise beeinflusst, sondern dieselbe hängt lediglich von der Nachdrahterteilung bzw. deren Auslösung ab. Dieselbe wird durch die Zähnezahzahl des Zählerwechsels  $Z$  bestimmt.

In einer Minute führt die Zählerkurbel:

$$600 \cdot \frac{1 \cdot 20}{Z \cdot 40}$$

Umdrehungen aus.

Die Zeit in Sekunden, welche für eine Umdrehung der Zählerkurbel gebraucht wird, beträgt

$$\frac{60}{600 \cdot \frac{1 \cdot 20}{Z \cdot 40}}$$

oder

$$\frac{60 \cdot Z \cdot 40}{600 \cdot 1 \cdot 20}$$

hieraus ergibt sich dann die Zeitkonstante  $Z_n$  für das Spinnen mit Nachdraht:

$$Z_n = 0,2 \cdot Z.$$

3. Die Zeitdauer für das Abschlagen. Die Zeitdauer für das Abschlagen ist von der Größe des Volantes abhängig und zu Beginn des Abzuges am größten und für den vollen Abzug am kleinsten, so daß die Feststellung der mittleren Abschlagsdauer in Rechnung zu setzen ist.

Auf Grund von einer Reihe Beobachtungen wurde z. B. bei einem Volant  $V = 475$  mm  $\phi$  eine mittlere Abschlagsdauer  $Z_a = 0,8$  Sekunden festgestellt.

Bedeutet

$C$  = Konstante für die Abschlagsdauer,

dann ist die Zeit  $Z_a$  für das Abschlagen:

$$Z_a = \frac{C}{V},$$

hieraus

Konstante  $C = V \cdot Z_a$ ,

für unseren Fall

Konstante  $C = 475 \cdot 0,8 = 380$ .

4. Die Zeitdauer für die Wageneinfahrt. Die Ermittlung derselben wurde ebenfalls auf Grund von einer Reihe Beobachtungen vorgenommen und mit 4,5 Sekunden festgestellt.

Die Dauer eines Wagenspieles  $Z_s$  beträgt:

Für Spinnen ohne Nachdraht

$$Z_s = Z_0 + Z_a + 4,5,$$

$$Z_s = 0,1593 \cdot M + \frac{380}{V} + 4,5 \quad \text{ohne Roßkopf,}$$

$$Z_s = Z_m + Z_a + 4,5,$$

$$Z_s = 0,2173 \cdot M + \frac{380}{V} + 4,5 \quad \text{mit Roßkopf.}$$

Für Spinnen mit Nachdraht

$$Z_s = Z_n + Z_a + 4,5,$$

$$Z_s = 0,2 \cdot Z + \frac{380}{V} + 4,5.$$

Die in folgender Tabelle 36 angeführten Werte geben die Zeitdauer in Sekunden eines Wagenspieles für die vorhandenen Marschräder und Zählerwechsell für Spinnen ohne und mit Nachdraht bei 600 Umdrehungen der Hauptwelle an.

Nach Formel 2 ist die Länge eines Garnkörpers

$$L = N \cdot G.$$

Hierfür ergibt sich die Anzahl der hierzu nötigen Wagenspiele zu:

$$\frac{N \cdot G}{1,62}.$$

Beträgt die Zeit, welche zum Abziehen und Anstecken neuer Hülsen erforderlich ist,  $t = 6$  Minuten = 360 Sekunden, dann ist die Zeitdauer eines Abzuges für Spinnen mit oder ohne Nachdraht:

$$\frac{N \cdot G}{1,62} \cdot Z_s + 360$$

und die Anzahl der Abzüge pro Tag zu 8 Arbeitsstunden = 28800 Sekunden:

$$\frac{28800}{\frac{N \cdot G}{1,62} \cdot Z_s + 360}.$$

Für einen Abzug produziert nun eine Spindel eine Garnlänge in Metern:

$$L = N \cdot G.$$

Folglich ist die Produktion einer Spindel in Metern pro Tag:

$$P = \frac{28800 \cdot N \cdot G}{\frac{N \cdot G}{1,62} \cdot Z_s + 360}$$

Tabelle 36.

Zeitdauer eines Wagenspieles  $Z_s$  in Sekunden.

Marschrad $M$	Spinnen ohne Nachdraht														Spinnen mit Nachdraht			
	$Z_a + \text{Einfahrt} = \frac{380}{V} + 4,5$														380 für Abschlagen	500		
	Volante																	
	ohne Roßkopf										Roßkopf ohne		Roßkopf mit		Roßkopf ohne		Roßkopf mit	
	250	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	ohne	mit	ohne	mit	ohne	mit
1,52	1,26	1,16	1,08	1,01	0,95	0,89	0,84	0,80	0,76	0,72	0,69	$Z_a = 0,76$		$Z_m = 0,2 \cdot Z$				
32	5,097	6,953	11,11	10,86	10,76	10,68	10,62	10,55	10,49	10,44	10,40	12,25	10,36	12,21	10,32	12,17	10,29	12,14
33	5,256	7,170	11,28	11,02	10,92	10,84	10,77	10,71	10,65	10,60	10,56	12,47	10,52	12,43	10,48	12,39	10,45	12,36
34	5,416	7,388	11,44	11,18	11,08	11,—	10,93	10,87	10,81	10,76	10,72	12,69	10,68	12,65	10,64	12,61	10,61	12,58
35	5,575	7,605	11,59	11,33	11,23	11,15	11,08	11,02	10,96	10,91	10,87	12,90	10,83	12,86	10,79	12,82	10,76	12,79
36	5,734	7,822	11,75	11,49	11,39	11,31	11,24	11,18	11,12	11,07	11,03	13,12	10,99	13,08	10,95	13,04	10,92	13,01
37	5,894	8,040	11,91	11,65	11,55	11,47	11,40	11,34	11,28	11,23	11,19	13,34	11,15	13,30	11,11	13,26	11,08	13,23
38	6,053	8,257	12,07	11,81	11,71	11,63	11,56	11,50	11,44	11,39	11,35	13,56	11,31	13,52	11,27	13,48	11,24	13,45
39	6,212	8,474	12,23	11,97	11,87	11,79	11,72	11,66	11,60	11,55	11,51	13,77	11,47	13,73	11,43	13,69	11,40	13,66
40	6,372	8,692	12,39	12,13	12,03	11,95	11,88	11,82	11,76	11,71	11,67	13,99	11,63	13,95	11,59	13,91	11,56	13,88
41	6,531	8,909	12,55	12,29	12,19	12,11	12,04	11,98	11,92	11,87	11,83	14,21	11,79	14,17	11,75	14,13	11,72	14,10
42	6,690	9,126	12,71	12,45	12,35	12,27	12,20	12,14	12,08	12,03	11,99	14,43	11,95	14,39	11,91	14,35	11,88	14,32
43	6,849	9,343	12,87	12,61	12,51	12,43	12,36	12,30	12,24	12,19	12,15	14,64	12,11	14,60	12,07	14,56	12,04	14,53
44	7,009	9,561	13,03	12,77	12,67	12,59	12,52	12,46	12,40	12,35	12,31	14,86	12,27	14,82	12,23	14,78	12,20	14,75
45	7,168	9,778	13,19	12,93	12,83	12,75	12,68	12,62	12,56	12,51	13,47	15,08	12,43	15,04	12,39	15,—	12,36	14,97
46	7,327	9,995	13,35	13,09	12,99	12,91	12,84	12,78	12,72	12,67	12,63	15,29	12,59	15,25	12,55	15,21	12,52	15,18
47	7,487	10,213	13,51	13,25	13,15	13,07	13,—	12,94	12,88	12,83	12,79	15,51	12,75	15,47	12,71	15,43	12,68	15,40
48	7,646	10,430	13,67	13,41	13,31	13,23	13,16	13,10	13,04	12,99	12,95	15,73	12,91	15,69	12,87	15,65	12,84	15,62
49	7,805	10,647	13,82	13,56	13,46	13,38	13,31	13,25	13,19	13,14	13,10	15,95	13,06	15,91	13,02	15,87	12,99	15,84
50	7,965	10,865	13,98	13,72	13,62	13,54	13,47	13,41	13,35	13,30	13,26	16,16	13,22	16,12	13,18	16,08	13,15	16,05
51	8,124	11,082	14,14	13,88	13,78	13,70	13,63	13,57	13,51	13,46	13,42	16,38	13,38	16,34	13,34	16,30	13,31	16,27
52	8,283	11,299	14,30	14,04	13,94	13,86	13,79	13,73	13,67	13,62	13,58	16,60	13,54	16,56	13,50	16,52	13,47	16,49
53	8,442	11,516	14,46	14,20	14,10	14,02	13,95	13,89	13,83	13,78	13,74	16,82	13,70	16,78	13,66	16,74	13,63	16,71
54	8,602	11,734	14,62	14,36	14,26	14,18	14,11	14,05	13,99	13,94	13,90	17,03	13,86	17,—	13,82	16,95	13,79	16,92
55	8,761	11,951	14,78	14,52	14,42	14,34	14,27	14,21	14,15	14,10	14,06	17,25	14,02	17,21	13,98	17,17	13,95	17,14
56	8,920	12,168	14,94	14,68	14,58	14,50	14,43	14,37	14,31	14,26	14,22	17,47	14,18	17,43	14,14	17,39	14,11	17,36
57	9,079	12,386	15,10	14,84	14,74	14,66	14,59	14,53	14,47	14,42	14,38	17,69	14,34	17,65	14,30	17,61	14,27	17,58
58	9,239	12,603	15,26	15,—	14,90	14,82	14,75	14,69	14,63	14,58	14,54	17,90	14,50	17,86	14,46	17,82	14,43	17,79
59	9,398	12,820	15,42	15,16	15,06	14,98	14,91	14,85	14,79	14,74	14,70	18,12	14,66	18,08	14,62	18,04	14,59	18,01
60	9,558	13,038	15,58	15,32	15,22	15,14	15,07	15,01	14,95	14,90	14,86	18,34	14,82	18,30	14,78	18,26	14,75	18,23

oder in Zahlen

$$P = \frac{28800 \cdot N \cdot G}{\left(\frac{N \cdot G}{1,62} \cdot Z_s + 360\right) \cdot 1000}$$

oder

$$P = \frac{28,8 \cdot N \cdot G}{\frac{N \cdot G}{1,62} \cdot Z_s + 360}$$

Die folgenden Tabellen geben die theoretische Produktion für zwei Garnnummern bei den vorwiegend in Betracht kommenden Marschrädern und Volante unter Zugrundelegung von 600 minutlichen Umdrehungen der Hauptwelle, des Wagenzugrades  $W=49$  Zähne und des Kötzergewichtes  $G=50$  Gramm in Zahlen  $Z_i$  und Gramm  $G_1$  pro Spindel und Tag (8 Stunden) an, wobei  $G_1 = \frac{Z_i \cdot 1000}{N}$  ist.

Tabelle 37.  
Spinnen ohne dem Vorgelege.

Garnnummer $N=40$								
$V$	425		450		475		500	
$M$	$Z_1$	$G_1$	$Z_1$	$G_1$	$Z_1$	$G_1$	$Z_1$	$G_1$
40	3,871	96,775	3,887	97,175	3,900	97,5	3,913	97,825
41	3,820	95,5	3,836	95,9	3,849	96,225	3,861	96,525
42	3,771	94,375	3,786	94,65	3,798	94,95	3,811	95,275
43	3,723	93,075	3,738	93,45	3,750	93,75	3,762	94,05
44	3,676	91,9	3,690	92,25	3,702	92,55	3,714	92,85
45	3,630	90,75	3,644	91,1	3,655	91,375	3,667	91,675
46	3,585	89,625	3,599	89,975	3,610	90,25	3,621	90,525
47	3,542	88,55	3,555	88,875	3,566	89,15	3,577	89,425
48	3,499	87,475	3,512	87,8	3,523	88,075	3,534	88,35
49	3,460	86,5	3,473	86,825	3,486	87,15	3,494	87,35
50	3,420	85,5	3,432	85,8	3,442	86,05	3,453	86,325

Tabelle 38.  
Spinnen ohne dem Vorgelege.

Garnnummer $N=52$								
$V$	475		500		525		550	
$M$	$Z_1$	$G_1$	$Z_1$	$G_1$	$Z_1$	$G_1$	$Z_1$	$G_1$
38	4,031	77,519	4,044	77,769	4,059	78,057	4,069	78,25
39	3,976	76,461	3,989	76,711	4,003	76,980	4,013	77,173
40	3,922	75,423	3,935	75,673	3,949	75,942	3,959	76,134
41	3,870	74,423	3,883	74,673	3,896	74,923	3,906	75,115
42	3,819	73,442	3,832	73,692	3,844	73,923	3,854	74,115
43	3,770	72,5	3,782	72,730	3,794	72,961	3,804	73,153
44	3,722	71,576	3,734	71,846	3,746	72,038	3,755	72,211
45	3,675	70,673	3,686	70,884	3,698	71,115	3,707	71,288
46	3,629	69,783	3,640	70,000	3,652	70,230	3,660	70,384
47	3,584	68,923	3,596	69,153	3,607	69,365	3,615	69,423
48	3,541	68,096	3,552	68,307	3,563	68,519	3,571	68,673
49	3,501	67,326	3,512	67,538	3,522	67,730	3,530	67,884
50	3,460	66,538	3,470	66,730	3,480	66,923	3,488	67,076
51	3,419	65,75	3,429	65,942	3,439	66,134	3,447	66,288
52	3,379	64,98	3,389	65,173	3,399	65,365	3,408	65,5

Es wird beispielsweise eine Partie  $N=52$  auf Bobinen mit  $V=475$  mm  $\phi$ ,  $M=44$  Zähne gesponnen. Nach Tabelle 38 ergibt sich hierfür eine tägliche Spindelproduktion von 71,576 g. Hat die Maschine = 650 Spindeln, dann ist die Wochenproduktion in 46 Stunden

$$\frac{71,576 \cdot 650 \cdot 46}{8 \cdot 1000} = 267,5 \text{ kg.}$$

Diese Produktion wird in Wirklichkeit nicht erreicht, da sich für Ölen, Reinigungsarbeiten, Reparaturen, Änderung der Wechselräder usw. unvermeidliche Stillstände nötig machen. Ferner wird die Produktion noch beeinflusst durch die Garnnummer, die Qualität der zu verspinnenden Partie, das Quantum der entstehenden Abfälle, die Größe der Kötzerdimensionen (Bobinen oder Kassetten u. a. m.). Alle diese die Produktion reduzierenden Momente finden dadurch Berücksichtigung, indem je nach Garnnummer, Kötzerform und den vorliegenden Betriebsverhältnissen 8 bis 20 % von der theoretischen Produktion in Abzug zu bringen sind, um die praktische Produktion zu erhalten.

Die folgenden Werte entstammen der Praxis und können deshalb als Anhalt für die in Abzug zu bringenden Prozentsätze für Stillstände bei den verschiedenen Garnnummern dienen, um die praktische Produktion berechnen zu können.

Tabelle 39.

Garnnummer	Verlust-Prozentsatz	Garnnummer	Verlust-Prozentsatz
86	8	48	12
78	8	40	13
72	9	36	13
64	10	32	14
52	11	24	16

Diese Verlust-Prozentsätze gelten für die Windung auf Bobinen, für Kannelten erhöhen sich die in Abzug zu bringenden Prozentsätze von den feinen zu den groben Nummern um etwa 5 bis 15%.

Für unseren Fall ist dann die praktische Wochenleistung der Maschine

$$P = \frac{71,576 \cdot 650 \cdot 46}{8 \cdot 1000} \cdot 0,89 = \sim 238 \text{ kg.}$$

Die auf diese Weise berechnete praktisch erreichbare Wochenproduktion der verschiedenen Garnnummern mit den dafür in Betracht kommenden Volante und Marschrädern kann nun zur Festlegung der Akkordsätze für die Lohnberechnung zugrunde gelegt werden.

Bedeutet:

$C$  = Höchstverdienst des Spinners,

$P$  = die Soll-Wochenproduktion des gelieferten Gespinstes mit einem bestimmten Volant, ein bestimmtes Marschrad und eine bestimmte Kötzerform,

dann erhält man den Akkordsatz  $c$  für 1 kg Garn

$$c = \frac{C}{P}.$$

Bei der Festlegung des erreichbaren Höchstverdienstes  $C$  ist besonders zu beachten, daß derselbe für das Spinnen mit einem größeren Volant auch im gleichen Verhältnis höher einzusetzen ist. Die Akkordsätze  $c$  werden für alle vorkommenden Fälle festgelegt und zum bequemen Gebrauch in übersichtlicher Tabellenform zusammengestellt. Durch Multiplizieren der wöchentlichen Produktionsmenge  $P$  mit dem Akkordsatz  $c$  erhält man den erreichten Akkordlohn des Spinners. Entstehen durch Reparaturen größere Zeitverluste, so sind diese noch besonders zu berücksichtigen. Die Berechnung der Akkordsätze kann nach derselben Art und Weise auch auf eine Zahle bezogen werden.

## Die Aufwindung und ihre Hilfsorgane.

Das bei der Wagenausfahrt gesponnene Fadenstück wird bei der Wageneinfahrt zu einem Garnkörper aufgewunden und ist die Form desselben so gewählt, daß bei wenig Rauminanspruchnahme eine möglichst große Garnlänge aufgewunden werden kann, wobei der Umstand berücksichtigt ist, daß in der Weberei der Faden sich mit hoher Geschwindigkeit und ohne Störung von dem stillstehenden Garnkörper in der Achsenrichtung abwickeln bzw. abziehen lassen muß.

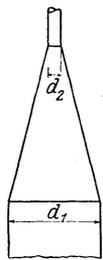


Abb. 131.

Während für die Auf- und Abwicklung auf den Strecken der Vordspinnerei und Kämmerei die Erzeugung einer sogenannten Laufspule, welche die Abwicklung senkrecht zur Achse der Spule gestattet, indem die Spule dem Faden nachläuft, genügt, trifft dies für die Weiterverarbeitung des Gespinstes in der Weberei nur in geringem Maße zu. Die Hauptforderung, die der Schützen stellt, geht dahin, einen Garnkörper zu erzeugen, welcher bei geringer Tara und kleinem Volumen eine verhältnismäßig große, aufgewundene Garnlänge besitzt. Der Faden wird durch den Schützen mit großer Geschwindigkeit abgezogen und die Fadenabwicklung muß in die Achsenrichtung des Garnkörpers gelegt werden, und damit die unteren Schichten

nicht mitgerissen werden, wird die Abwickelungsfläche kegelförmig ausgebildet. Man erhält dann die Fläche eines Kegelstumpfes (Abb. 131), bei welchem der Faden beim Abläufen in der Achsenrichtung über die tieferliegenden Schichten schleift (Schleifspule), die eine große Ablaufgeschwindigkeit zuläßt.

**Der Aufbau des Garnkörpers.** Der Aufbau des Garnkörpers (Kötzer) erfolgt demnach:

1. in der Bildung der einzelnen kegelförmigen Schichten,
2. in ein gesetzmäßiges Übereinanderlegen der einzelnen Kegelschichten, welches ein Abrutschen der nächsten aufgewundenen Schicht verhindert, womit die Form eines Doppelkegels entsteht,
3. in der Bildung des walzenförmigen bzw. zylindrischen Teiles.

Für diejenigen Garnkörper, welche für ihre Weiterverarbeitung nicht zu Schuß im Schützen Verwendung finden, sondern die Fäden bei stillstehendem Kötzer in der Achsenrichtung abgezogen werden, können alle Dimensionen desselben vergrößert werden, womit der Vorteil einer großen, aufgewickelten Garnlänge entsteht, und zeigt Abb. 132 einen Garnkörper (Bobine), welcher für Kette oder Halbkette angefertigt wird.

Abb. 130 zeigt die unter 1. angeführte kegelförmige Windungsfläche und

Abb. 132 stellt die Form des Garnkörpers dar, zu welchem sich die unter 2. einzelnen übereinander gelegten Kegelschichten in der Weise aufbauen, daß für die Windungen 1 bis 5 die Bildung eines Doppelkegels 1 bis 5 bis 5' entsteht, wobei 1 bis 5 der sogenannte Ansatzkegel genannt wird, und sich dann von 5 bis 13 der unter 3. genannte weitere Aufbau des Kötzers anschließt. Hierbei ist zu berücksichtigen, daß jeder dieser gezeichneten Schichten in Wirklichkeit, eine mittlere Nummer vorausgesetzt, aus 50 bis 70 Einzelschichten besteht.

Der Kötzer wird im allgemeinen auf die nackte Spindel aufgewunden, wobei die auf derselben aufgesteckte kurze Papierhülse lediglich den Zweck hat, beim Abziehen der vollen Kötzer von den Spindeln, das Ausreißen der unteren Schichten zu vermeiden und andererseits beim Aufstecken während der folgenden Weiterverarbeitung ein Beschädigen der inneren Windungen zu verhüten. Von der Verwendung einer durchgehenden Hülse als stützenden Kern der Bobine kann infolge der besonderen vollkommenen Art der Aufwindung und Formgebung der Bewindungsflächen Abstand genommen werden. Wie nun Abb. 132 deutlich erkennen läßt, ist für den Beginn des Abzuges die 1. Windungshöhe  $h_1$  die kürzeste, und es wird jede nachfolgende Windungshöhe länger, bis mit Ansatzende die 5. Windung die größte Windungshöhe  $h_5$  erreicht ist. Für den nun folgenden weiteren zylindrischen Aufbau des Garnkörpers nehmen die einzelnen Windungshöhen bis zum Ende des fertiggesponnenen Garnkörpers wieder langsam ab, d. h.  $h_{13} < h_5$ . Mit dem allmählichen Fortschreiten der Windungshöhen  $h_1$  bis  $h_5$  von Beginn des Kötzers bis Ansatzende bildet sich ein Grundkegel der tief in das Innere des Garnkörpers hineinragt und demselben auf diese Weise genügend Festigkeit und Widerstandsfähigkeit gegen Umknicken oder Abbrechen beim Transport und bei der Weiterverarbeitung auch ohne Hülse, verleiht. Durch die vom Ansatzende bis zum fertiggesponnenen Kötzer wieder abnehmenden Schichtenhöhen wird eine bessere Ausnützung der Spindellänge erreicht, indem eine größere Garnlänge aufgewunden wird, und da die konstant bleibende Aufwindungslänge auf eine kleinere Windungsfläche entfällt, so findet durch die Konizität der Spindel nach oben hin keine Verjüngung im Durchmesser des zylindrischen Teiles der Bobine statt. Zwischen den einzelnen Windungen, den sogenannten Hauptwindungen, wird eine kurze Windung, die Kreuzwindung, gelegt, welche den Zweck hat, die einzelnen Windungsschichten getrennt zu halten, damit das spätere Abläufen des Fadens ohne Störung, hervorgerufen durch Hängenbleiben oder Mitreißen bzw. durch Einklemmen der einzelnen Fadenschichten der unteren Schichten, erfolgt.

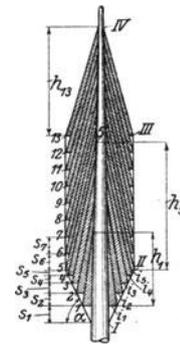


Abb. 132.

**Der Mechanismus für die Formgebung des Kötzers.** (Abb. 133.) Derselbe setzt sich unmittelbar zusammen aus:

der Windeschiene  $Sch$ ,  
 den Formplatten  $F_a$  bzw.  $F_s$ ,  
 der Schaltvorrichtung  $V$ ,  
 dem Gleitstück  $G$  mit Windeschienenrolle  $o_2$  und Aufsitzrolle  $o$ ,  
 dem Aufsitzhebel oder Windestelze  $h$ ,  
 dem Halbmond  $M$  und Winderwelle  $w_3$ ,  
 dem Aufwinder  $a$ .

} am Wagen angebrachte Teile.

Für die Bildung der einzelnen kegelförmigen Schichten (Abb. 131) dient die Windeschiene  $Sch$  (Abb. 133). Dieselbe besitzt eine von I bis II rasch ansteigende und eine von II bis III langsam abfallende Fläche. Für den Beginn der Wageneinfahrt befindet sich Rolle  $o_2$  des Gleitstückes  $G$  in I der Windeschiene, in dieser Stellung sitzt die Windestelze auf Rolle  $o$  des Gleitstückes und hat mittels Halbmond  $M$  und Winderwelle  $w_3$  den Aufwinderdraht  $a$  in die Anfangsstellung des Anwindepunktes, das ist die Kegelspitze  $B$  (Abb. 133) gebracht. Bei der Einwärtsbewegung des Wagens bis II,

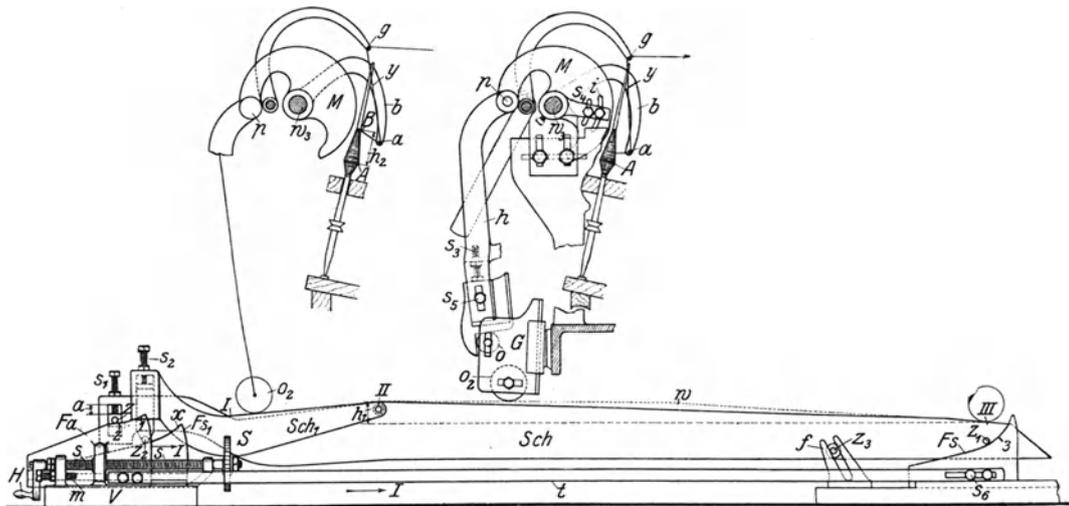


Abb. 133.

also zum höchsten Punkt der Windeschiene, führt der Aufwinder infolge der rasch ansteigenden Fläche I bis II eine rasch nach abwärts gehende Bewegung aus, wobei der Aufwinder in seine tiefste Lage, das ist die Kegelbasis  $A$ , kommt. Bei der weiteren Einwärtsbewegung durchläuft Rolle  $o_2$  die langsam abfallende Strecke II bis III und der Aufwinder wird von der Kegelbasis allmählich wieder an die Kegelspitze geführt.

Das Gefälle der Strecke I bis II bzw. II bis III bringt also eine entsprechende Ab- und Aufwärtsbewegung des Aufwinderdrahtes  $a$  hervor, wobei auf die rasch ansteigende Fläche I bis II die Kreuzwindung in ca. 3 bis 4 von der Spitze zur Basis steil abfallenden Windungsspiralen und auf die langsam abfallende Fläche II bis III die Hauptwindung in etwa 20 bis 22 allmählich von der Basis zur Spitze anlaufenden Windungen entfallen. Die Normalhöhe des Windungskegels geht aus dem Gefälle  $h_1$  hervor, das sich aus der Lage des Punktes II zu derjenigen des Punktes III ergibt, und wird das Fallen der Rolle  $o_2$  um Höhe  $h_1$  durch die Radien des Halbmondes  $M$  und des Aufwinderbügels  $b$  als vergrößerte Ausschwingung auf den Aufwinderdraht  $a$  übersetzt, außerdem ist die Windungshöhe  $h_2$  noch abhängig von der Lage des Angriffspunktes  $p$  der Windestelze am Halbmond und von dem früheren oder späteren Aufschlag (s. S. 258).

Das für die nächste Wageneinfahrt aufzuwindernde Fadenstück darf nun nicht auf dieselbe Stelle des vorigen Fadenstückes angewunden werden, deshalb muß der Auf-

winder um einen kleinen Betrag nach oben geschaltet werden. Die Windeschiene ruht mit Zapfen  $z$  auf eine Platte, die sogenannte Formplatte  $F_a$ , und mit  $z_1$  auf eine zweite Formplatte  $F_s$  auf. Die Formplatte  $F_a$  trägt eine Schaltspindel  $s$ , an deren vorderem Ende das Schaltrrad  $S$  aufgeschraubt ist. Kommt der Wagen innen an, so wird ein der Garnnummer entsprechender Betrag in Richtung I geschaltet, wobei die Stange  $t$ , welche beide Platten  $F_a$ ,  $F_s$  zu einem Ganzen verbindet, den Schaltbetrag auf Formplatte  $F_s$  überträgt. Bei dieser Schaltung sinkt nun die Windeschiene in eine etwas tiefere Lage, wodurch der Aufwinder die nächste Windungsschicht um einen kleinen Betrag höher anwindet.

Wie aus Abb. 134 ersichtlich ist, besitzt die Formplatte  $F_a$  ein flach abfallendes Gefälle 1 bis 2 und ein steiles Gefälle 2 bis 3, die Formplatte  $F_s$  hat für die Strecke 1a bis 2a steiles und für die Strecke 2a bis 3a flach abfallendes Gefälle. Zu Beginn der Kötzerbildung, also für den Anfang des Abzuges, befinden sich die Zapfen  $z$ ,  $z_1$  der Windeschiene im Punkt 1 der Formplatte  $F_a$  bzw. im Punkt 1a der Formplatte  $F_s$  und nimmt die Windeschiene für diese Anfangsstellung die höchste Lage ein, wobei der Aufwinder am tiefsten Anwindepunkt für die erste Windungsschicht 1 (Abb. 132) geführt wird. Für das Aufwinden der folgenden Windungsschichten werden die beiden Formplatten um gleiche Beträge in Richtung I geschaltet, und da die Zapfen  $z$ ,  $z_1$  der Windeschiene dem Gefälle 1 bis 2 der Formplatte  $F_a$  und dem Gefälle 1a bis 2a der Formplatte  $F_s$  entsprechend ihre Höhenlage verändern, d. h. der Zapfen  $z_1$  der Windeschiene gleitet rascher nach abwärts, wird das Gefälle II bis III der Windeschiene größer. Durch diese allmähliche Vergrößerung des Gefalles II bis III wird nun in gleichem Maße eine stetige Verlängerung der einzelnen Windungsschichtenhöhen  $h_1$  bis  $h_3$  hervorgebracht, die so lange andauert bis die Zapfen  $z$ ,  $z_1$  auf die Punkte 2 der Formplatte  $F_a$  bzw. 2a der Formplatte  $F_s$  geschaltet werden. In dieser Lage der Windeschiene wird die längste Windungsschicht  $h_3$  (Abb. 132) erzeugt, womit der Aufbau des eigentlichen Grundkegels (Ansatz) beendet ist.

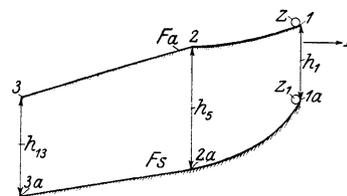


Abb. 134.

Wie Abb. 132 deutlich erkennen läßt, nehmen die Dicken  $i$  der einzelnen Windungsschichten bis zum fertigen Ansatz hin, also für die Windungsschichten 1 bis 5 ab. Dies hat seinen Grund darin, daß mit dem Wachsen des Kegeldurchmessers des Windungskörpers eine ständige Zunahme erfährt, wodurch sich die konstant bleibende aufzuwindende Fadenlänge auf einen immer größer werdenden Raum verteilt, so daß sich also mit der Zunahme des Windungskegels im gleichen Verhältnis eine Abnahme der Dicken der Windungsschichten ergibt, und findet diese Abnahme der Dicken  $i$  noch eine Vergrößerung durch die Zunahme der Schichtenhöhen. Für die Erreichung der in Abb. 132 dargestellten Ansatzform müssen zur Einhaltung des Winkels  $\alpha$  nun auch die Schaltungshöhen  $s_1, s_2, \dots, s_5$  in demselben Verhältnis abnehmen wie die Schichtendicken  $i_1 - i_5$ . Da nun diese Schaltbeträge durch die gleichgroßen Fortrückungen des Schaltrades für den ganzen Abzug konstant bleiben würden, so wird die Form der Strecke 1 bis 2 der Formplatte  $F_a$  (Abb. 134) der Veränderlichkeit der Schichtendicken durch eine Kurvenform angepaßt. Diese kurvenförmige Strecke 1 bis 2 ist nun so angelegt, daß ihr Gefälle von 1 gegen 2 hin regressiv abnimmt, so daß auch trotz der gleichbleibenden Schaltbeträge durch das Schaltrrad die Schaltungshöhen  $s_1, s_2, \dots, s_5$  im gleichen Verhältnis wie die Schichtendicken abnehmen und die bezeichnete Ansatzform erreicht wird. Die kurvenförmige Strecke 1 bis 2 der Platte  $F_a$  bestimmt demnach den Aufbau des Ansatzkegels, und wird diese Formplatte daher als Ansatz- oder Schaltplatte bezeichnet.

Die Höhe der eigentlichen Windung, d. h. der Hauptwindungsschicht, hängt von der gegenseitigen Höhenlage der Punkte II bis III ab. Während die einzelnen Schaltbeträge von  $F_a$  die Abwärtsbewegung des Punktes II dem Verhältnis der abnehmenden Schichtendicken entsprechend verursachen, findet durch die einzelnen Schaltbeträge,

infolge der steil abfallenden Kurvenform 1a bis 2a der Platte  $F_s$ , eine Vergrößerung der Gefällhöhe  $h_1$  statt, wodurch sich die Spitzenhöhe des Garnkörpers vergrößert. Die Veränderung der Spitzenhöhe des Kötzers wird also von der Platte  $F_s$  bestimmt und wird dieselbe deshalb als Spitzenplatte bezeichnet.

Während nun die Schaltbeträge durch die Spitzenplatte für die Dauer der Ansatzbildung bewirken, daß die Höhen der Hauptwindungsschichten bis zum fertigen Ansatz ständig wachsen, so bleibt dies auf die Höhe der Kreuzwindungsschichten ohne merklichen Einfluß. Damit nun die Höhe der Kreuzwindungsschichten im gleichem Maße sich ändern wie die der Hauptwindungsschichten, ist eine Führungsplatte  $Sch_1$ , welche den kurzen Schienenteil I bis II bildet, in Punkt II mit der Windeschiene  $Sch$  gelenkig verbunden und mittels Zapfen  $z_2$  auf einer Platte  $F_{s_1}$  ruht. Diese Platte, auch Hilfsplatte genannt, besitzt dieselbe Form wie Platte  $F_s$  und ist an  $F_a$  festgeschraubt, macht also dessen Bewegung mit. Zu Beginn des Abzuges befindet sich der Zapfen  $z_2$  im Punkt  $x$  der Platte  $F_{s_1}$  und mit dem Fortschalten von  $F_{s_1}$  gleitet  $z_2$  von dem erhöhten Kurventeil ab, wodurch sich auch das Gefälle I bis II der Windeschiene vergrößert und damit die Windungshöhe der Kreuzwindung. Im allgemeinen wirkt man darauf hin, daß der Punkt I der Windeschiene zu demjenigen des Punktes III eine höhere Lage einnimmt, d. h. das Gefälle I bis II der Windeschiene wird kleiner als das Gefälle II bis III gemacht, damit die Spitzen der Kötzer durch die steilen Kreuzwindungen fest angezogen werden, und Einklemmungen der Windungen, welche sonst leicht entstehen können, keinen Anlaß zu Störungen beim Ablaufen des Gespinstes geben (s. Abb. 133).

Der weitere Aufbau des walzenförmigen Teiles des Kötzers erfolgt nun in der Weise, daß mit dem weiteren Fortschalten des Zapfens  $z$  an der steiler abfallenden Fläche 2 bis 3 der Schaltplatte  $F_a$  schneller sinkt, als der Zapfen  $z_1$  der Spitzenplatte  $F_s$ , welcher von jetzt ab auf dem flacheren Gefälle 2a bis 3a nur mehr langsamer sich senkt, das Gefälle II bis III der Windeschiene wird ständig kleiner und die Schichtenhöhen nehmen im gleichen Verhältnis wieder ab. Für den zylindrischen Teil des Kötzers bleibt auch der Durchmesser des Bewindungskegels annähernd konstant und sind hierfür die einzelnen Schichtendicken keinen Veränderungen unterworfen, so daß auch die Schalthöhen konstant bleiben. Durch die Abnahme der Windungshöhen gegen Abzugsende hin werden die Kegelflächen kleiner und erfahren auch die einzelnen Windungsschichten eine kleine Verdichtung, die von der Verjüngung der Spindel nach oben hin aufgenommen wird, so daß trotz des abnehmenden Spindel-durchmessers die zylindrische Form des Kötzers sich nicht verändert. Die Windungshöhen für die Kreuzwindungen werden durch die ähnliche Form des Gefälles der Platte  $F_{s_1}$  wie die der Platte  $F_s$  für die Bildung des zylindrischen Teiles des Kötzers in demselben Sinne beeinflusst.

Abb. 135.

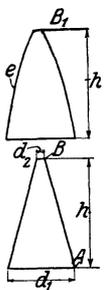


Abb. 136.

Die schwach gewölbte Form der Strecke II bis III der Windeschiene Abb. 133 ist aus der Formgebung des Bewicklungskegels A bis B des Kötzers Abb. 136 hervorgegangen.

Um nun in der Praxis die angestrebte Form Abb. 135 zu erhalten, korrigiert man die Windeschienenlänge II bis III in die punktierte Form, wodurch der Winder für die Erzeugung einer konvexen Kegelfläche gegen  $e$  ein wenig verzögernd und von  $e$  gegen  $B_1$  etwas beschleunigt nach oben bewegt wird.

Es wird demnach für den Weg II bis  $w$  infolge seines geringen Gefälles der Aufwinder langsam steigen, wodurch die einzelnen Windungen dichter aneinander zu liegen kommen, und entspricht dies dem unteren stärkeren Teil des Windungskegels bis  $e$ , so daß also hier mehr aufgewunden wird. Von  $w$  bis III erfolgt die Aufwärtsbewegung des Winders rascher, die einzelnen Windungsspiralen kommen in größeren Abständen nebeneinander zu liegen, wodurch weniger aufgewunden wird.

Für den Beginn eines neuen Abzuges wird die Windeschiene durch Zurückdrehen der Formplatten mit der Handkurbel  $H$  in ihre Anfangsstellung gebracht, wobei erstere durch die verstellbare Anschlagsschraube  $m$  fixiert bzw. reguliert werden kann. Durch Hineindreihen der Schraube  $m$  wird die Ansatzkurve kürzer und demnach auch der Ansatzkegel des Kötzers; im Gegensatz hierzu findet mit dem Herausdrehen der Schraube  $m$  eine Verlängerung der Ansatzkurve und damit wieder eine Vergrößerung des Ansatzkegels der Bobine statt. Die Veränderung der Windungs- bzw. Schichtenhöhe wird durch die Stellschraube  $s_1$  erreicht, indem durch Hineindreihen derselben die Windeschiene  $Sch$  eine höhere Lage einnimmt und das Gefälle II bis III größer wird, das Gegenteil tritt ein, wenn die Schraube  $s_1$  herausgedreht wird. Mit der Veränderung der Schrauben  $s_1, m$  ist gleichzeitig die Veränderung der Lage für den Anwindepunkt  $B$  des Aufwinders verbunden und wird derselbe durch Verstellung der Rolle  $o$  am Gleitstück  $G$  bzw. der Stellschraube  $s_3$  an der Windestelze in die gewünschte Lage gebracht, wobei der Aufwindepparat in II der Windeschiene, in welchem der Winder seinen größten Tiefstand erreicht hat, sich befinden muß.

Diese mehr oder weniger Verstellung an der Rolle  $o$  oder an der Stellschraube  $s_3$  beeinflusst im gleichen Maße die Lage des Aufhängepunktes  $p$  am Halbmond  $M$  und damit die Höhenlage der Aufwindung. Es ist bei gleichen Hubhöhen der Windestelze  $h$  die Ausschwingung des Aufwinders abhängig von der Anfangsstellung des Aufhängepunktes  $p$  bei Beginn der Einfahrt. Steht z. B. zu Beginn der Hauptwindung, also wenn der Windepparat in Punkt II der Windeschiene steht, der Aufhängepunkt  $p$  in 1 der Abb. 137, so schwingt derselbe bei der Einfahrt für die Hubhöhe  $h$  um Bogen  $b$  nach 2 und folglich der Aufwinder von 1' um Bogen  $b'$  nach 2'. Stünde hingegen zu Beginn der Hauptwindung der Aufhängepunkt  $p$  in 2, so schwingt derselbe bei der Einfahrt für die gleichbleibende Hubhöhe  $h$  um Bogen  $b_1$  nach 3 und folglich der Winder um Bogen  $b'_1$  nach 3'. Wie nun aus der Abb. ersichtlich ist, ergibt sich für die Ausschwingung des Aufhängepunktes  $p$  bei gleichen Hubhöhen  $h$  für den Bogen  $b_1 = b'_1$  gegenüber dem Bogen  $b = b'$  eine Verkleinerung, die Ausschwingung von  $b'_1$  und  $b'$  erfährt durch den größeren Radius des Aufwinderbügels noch eine Erhöhung, d. h. je tiefer der Aufhängepunkt  $p$  unter der Mittellinie der Aufwinderwelle liegt, desto größer wird während der Einfahrt die Ausschwingung des Winders, also um so größer die Windungshöhe bzw. Spitzenlänge und umgekehrt. Diesem Umstand ist dadurch Rechnung getragen, daß der Halbmond  $M$  mit einer Schlitzführung  $i$  versehen ist und an dem Arm, welcher an der Aufwinderwelle  $w_3$  aufgekeilt ist, durch Schrauben  $s_4$  verstellt werden kann (Abb. 133).

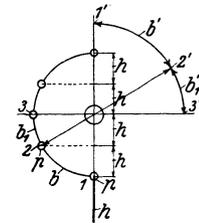


Abb. 137.

Beim Wagenspinner der E.M.G. nimmt der Aufhängepunkt  $p$  für Spinnen von großen Bobinen, wenn der Windepparat am höchsten Punkt II der Windeschiene steht, etwa folgende Stellung ein:

- für die 1. Windung etwa 25 mm über der Aufwinderwellenmitte,
- „ den fertigen Ansatz etwa 11 mm über der Aufwinderwellenmitte,
- „ „ „ Abzug „ 29 „ unter „ „

Die Windeschiene, welche mit den Zapfen  $z_1$  frei auf den Formplatten liegt, erhält für das allmähliche Niedergleiten eine nach Innen geneigte Führung durch den Zapfen  $z_3$ , welcher in einer schrägen Schlitzführung  $f$  geführt ist. Mit der Führung der Windeschiene nach innen wird die Fadenlänge für die Kreuzwindung größer, dies hat den Vorteil, daß die Fadenspannung für die Kreuzwindung beim Wachsen des Kegels ungefähr dieselbe bleibt, während sich die Fadenlänge für die Hauptwindung verkürzt, die jedoch wieder durch die Abnahme der Schichtenhöhen ausgeglichen wird. Der weitere Vorteil der Schrägführung gegenüber einer senkrechten Führung besteht noch darin, daß die Windeschiene eine sichere zwangläufige Führung erhält.

**Das Schaltrad.** (Abb. 133.) Die Schaltbeträge für das Fortrücken oder Fortschalten der Formplatten sind für die verschiedenen Garnnummern auch verschieden groß zu machen und wird die Größe der Schaltung hervorgebracht durch die Zähnezahzahl des Schaltrades und die Anzahl der Zähne desselben, welche bei einem Wagenspiel fortgerückt werden.

Bedeutet nun:

$H$  = die Größe der Verschiebung oder die Gesamtschaltung in mm für den Aufbau des Kötzers,

$h$  = den Betrag, welcher bei einer Umdrehung des Schaltrades  $S$  fortgerückt wird, das ist die Ganghöhe der Schraubenspindel  $s$  in mm,

$Z$  = die Zähnezahzahl des Schaltrades  $S$ ,

$A$  = die Wagenausfahrtslänge oder Garnschichtenlänge in Met.

Beträgt die Fortrückung des Schaltrades  $S$  1 Zahn für ein Wagenspiel, so sind für eine Umdrehung der Schraubenspindel  $h$ ,  $Z$  Schaltungen oder ebenso viele Wagenspiele erforderlich.

Es sind dann für die Gesamtverschiebung  $H$  für einen Abzug

$$\frac{H}{h}$$

Umdrehungen der Schraubenspindel nötig. Da nun auf eine Umdrehung der Schraubenspindel  $Z$  Schaltungen des Schaltrades  $S$  entfallen, so ergibt sich die Anzahl der Wagenspiele oder Schaltungen bzw. Windungsschichten für einen Abzug zu:

$$\frac{H}{h} \cdot Z \quad \dots \dots \dots (a)$$

Bedeutet ferner:

$N$  = die Garnnummer,

$G$  = das Nettogewicht des Garnkörpers,

$L$  = die Gesamtlänge des aufgewundenen Garnes für den Garnkörper,

dann ist nach Formel 1:

$$\text{Garnnummer } N = \frac{L}{G}.$$

Hieraus ergibt sich die aufgewundene Garnlänge am Kötzer zu:

$$\text{Länge } L = N \cdot G.$$

Die Anzahl Wagenspiele oder Schaltungen bzw. Windungsschichten für einen Abzug berechnen sich dann zu:

$$\frac{N \cdot G}{A} \quad \dots \dots \dots (b)$$

Eine Gegenüberstellung der Werte von a und b ergibt:

$$\frac{H \cdot Z}{h} = \frac{N \cdot G}{A}.$$

Nach Lehrsatz XI, XII berechnet sich hieraus die Zähnezahzahl  $Z$  des Schaltrades  $S$  zu:

$$Z = \frac{N \cdot G \cdot h}{A \cdot H} \quad \dots \dots \dots (c)$$

In dieser Formel sind die Werte

$$\frac{h}{A \cdot H} = C = \text{konstant (unveränderlich),}$$

folglich ist die Zähnezahzahl  $Z$  des Schaltrades  $S$

$$Z = C \cdot N \cdot G \quad \dots \dots \dots (c_1)$$

Beispiel. Auf einem Wagenspinner soll die Garnnummer  $N=48$  gesponnen werden, und zwar mit einem Nettogewicht des fertigen Garnkörpers von  $G=50$  g. Die Wagenauszugslänge beträgt  $A=1,62$  m, die Länge der Verschiebung für die Gesamtschaltung  $H=200$  mm, die Ganghöhe der Schraubenspindel  $h=3$  mm. Wie groß ist die Zähnezahl des Schaltrades zu nehmen?

Nach Formel c

$$\text{Zähnezahl des Schaltrades } Z = \frac{48 \cdot 50 \cdot 3}{1,62 \cdot 200} = 22,2 \sim \mathbf{22 \text{ Zähne}},$$

Nach Formel c<sub>1</sub>

$$C = \frac{3}{1,62 \cdot 200} = 0,00926.$$

Demnach

$$\text{Zähnezahl des Schaltrades } Z = 0,00926 \cdot 48 \cdot 50 = 22,2 \sim \mathbf{22 \text{ Zähne}}.$$

Es bezeichnet:

$$\begin{aligned} Z &= \text{Zähnezahl des alten Schaltrades,} \\ Z_1 &= \text{ " " neuen " " } \\ N &= \text{die alte Garnnummer,} \\ N_1 &= \text{ " neue " } \end{aligned}$$

dann ergibt sich für die gleichen Garnkörpergewichte:

$$\begin{aligned} \text{für die alte Garnnummer } Z &= 0,00926 \cdot N \cdot G, \\ \text{ " " neue " " } Z_1 &= 0,00926 \cdot N_1 \cdot G. \end{aligned}$$

Diese beiden Gleichungen, einander gleichgesetzt ergibt:

$$\frac{Z}{Z_1} = \frac{0,00926 \cdot N \cdot G}{0,00926 \cdot N_1 \cdot G},$$

oder

$$\frac{Z}{Z_1} = \frac{N}{N_1} \dots \dots \dots (d)$$

d. h.: die Schalträder verhalten sich direkt zu den Garnnummern, also je höher die Nummer, desto höher die Zähnezahl des Schaltrades und umgekehrt.

Aus der Formel d ergibt sich dann das neue Schaltrad zu:

$$Z_1 = \frac{Z \cdot N_1}{N} \dots \dots \dots (e)$$

d. h.: man findet die Zähnezahl des neuen Schaltrades, wenn man das Produkt aus der Zähnezahl des alten Schaltrades und der neuen Nummer durch die alte Nummer dividiert.

Beispiel. Für die Garnnummer  $N=48$  wurde ein Schaltrad mit 22 Zähnen mit 1 Zahn Fortrückung verwendet, es soll auf derselben Maschine die Nummer  $N=40$  gesponnen werden, wie groß ist die Zähnezahl des neuen Schaltrades zu nehmen, wenn das Kötzergewicht dasselbe bleiben soll?

Nach Formel e

$$\text{Neues Schaltrad } Z_1 = \frac{22 \cdot 40}{48} = 18,3 \sim \mathbf{18 \text{ Zähne}}.$$

Da nun ein Schaltrad mit 18 Zähnen (s. S. 219) nicht vorhanden ist, so setzt man ein solches mit 36 Zähnen ein und läßt dann 2 Zähne fortrücken.

Die Umrechnung der Schalträder ist in Wirklichkeit einigen Abweichungen unterworfen, da naturgemäß beim Spinnen von feineren Nummern der dünnere Faden dichter gewunden wird, als dies bei größeren Nummern infolge des stärkeren Fadens der Fall ist. Infolgedessen unterliegen auch die Kötzergewichte mehr oder weniger Veränderungen, die allerdings durch den Umstand überholt werden, daß beim Spinnen feinerer Nummern die Gegenwinderbelastung eine geringere ist, als bei größeren Nummern, wodurch bei letzteren die Kötzergewichte gegenüber denjenigen der feineren Nummern schwerer werden und sind die hierfür nach Formel e umgerechneten Werte für feinere Nummern um 2 bis 4 Zähne zu erniedrigen.

**Die Drehung der Spindel für die Aufwindung.** Dieselbe erfolgt für die Einfahrt des Wagens um das während der Wagenausfahrt gesponnene Fadenstück aufzuwinden oder aufzuwickeln, wobei dem Aufwinder die Aufgabe zukommt, den Faden nach den hierfür bekannten Gesetzen an die Spindel zu führen. Die Wageneinfahrtsbewegung ist hier der eigentliche Faktor, welcher den Faden der Spindel für die Aufwindung zuführt, und da nun die Wageneinfahrtsgeschwindigkeit infolge des Schneckenantriebes vom Beginn bis Mitte beschleunigt und von der Mitte bis Ende verzögernd erfolgt, so wird der aufzuwindende Faden mit derselben veränderlichen Geschwindigkeit den Spindeln zugeführt. Die Geschwindigkeit der Spindeln muß demnach für den Wageneinfahrtsweg denselben Veränderungen unterliegen, mit welcher

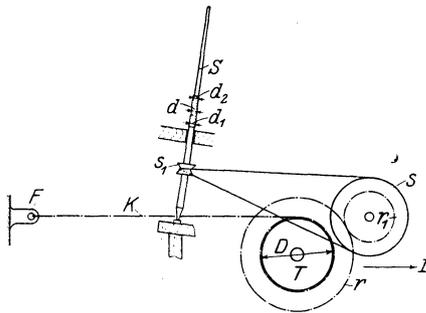


Abb. 138.

der Faden zur Aufwindung zugeführt wird, und zwecks einer Aufwicklung des Fadens mit gleichmäßiger Spannung müssen die Spindelumdrehungen bzw. die Spindelgeschwindigkeiten von der Wageneinfahrt abhängig gemacht werden.

Abb. 138 stellt im Prinzip den Antrieb der Spindel  $S$  durch den Wagen dar. Die Kette  $K$ , welche mit dem einen Ende an  $F$  befestigt ist, umschlingt einige Male die Trommel  $T$  (Kettentrommel) und ist mit ihrem anderen Ende an derselben befestigt. Bei der Einwärtsbewegung des Wagens in Richtung  $I$  zieht sich die Kette  $K$  von der Kettentrommel  $T$  ab, wobei dieselbe eine der Wagengeschwindigkeit entsprechende Umdrehungsgeschwindigkeit erhält, die sich durch das Übersetzungsverhältnis

$$\frac{r \cdot s}{r_1 \cdot s_1}$$

auf die Spindel überträgt.

Bedeutet:

$A$  = die für den Wagenweg bei der Einfahrt abgewickelte Kettenlänge,

$D$  = der Durchmesser der Kettentrommel,

dann ergibt sich die Anzahl der Spindelumdrehungen  $Sp$  zu:

$$Sp = \frac{A}{D \cdot \pi} \cdot \frac{r \cdot s}{r_1 \cdot s_1}$$

und es muß:

Wagengeschwindigkeit = Liefergeschwindigkeit = Spindelgeschwindigkeit sein. Setzt man für den Wert:

$$\frac{r \cdot s}{r_1 \cdot s_1} = u = \text{konstant},$$

so erhält man:

$$\text{Spindelumdrehungen } Sp = \frac{A}{D \cdot \pi} \cdot u.$$

Diese Ausführung käme nur für einen zylindrischen Bewicklungskörper mit gleichbleibendem Umfang und da nur für die erste Schicht in Betracht, da der Durchmesser des Zylinders für jede folgende Schicht wächst.

Nun soll aber, wie bereits bekannt, der Faden in Kegelform aufgewunden werden, wobei die mittleren Windungsdurchmesser des Bewindungskegels für die aufzuwindenden Garnlängen innerhalb eines Wagenweges ständig wachsen.

Es bedeutet in Abb. 138

$d_1$  = Durchmesser der Kegelsbasis,

$d_2$  = Durchmesser der Kegelspitze,

$c$  = konstante Aufwindegeschwindigkeit.

Für den Verlauf der Wageneinfahrt erfolgt nun für die Bildung der Kreuzwindung die Bewindung des Kegels in der Weise, daß der Faden von  $d_2$  zu  $d_1$  auf zunehmenden und für die Bildung der Hauptwindung von  $d_1$  wieder auf  $d_2$ , also abnehmenden Durchmesser des Kegels geführt wird. Da nun für die zunehmenden bzw. abnehmenden Durchmesser des Bewindungskegels die Aufwindegeschwindigkeit  $c$  für die der Anwindungsstellen ständig gleich bleiben muß, so muß für die konstant zur Aufwicklung gelangende Fadenlänge bei der Einfahrt:

für den kreuzenden Teil eine Abnahme der Spindelumdrehungen,  
 „ „ bildenden „ „ Zunahme „ „  
 erfolgen.

Die Spindelumdrehungen müssen demnach:

$$\text{an der Basis} = \frac{A}{d_1 \cdot \pi} = Sp_{\min},$$

$$\text{an der Spitze} = \frac{A}{d_2 \cdot \pi} = Sp_{\max}$$

betragen, wobei  $A$  = Wagenweg bedeutet. Und es ist dann:

$$Sp_{\min} \cdot d_1 \cdot \pi = Sp_{\max} \cdot d_2 \cdot \pi = c.$$

Die Spindelumdrehungen müssen also bei der Wageneinfahrt für die Zunahme des Durchmessers von  $d_2 - d_1$  von  $Sp_{\max}$  auf  $Sp_{\min}$  ab- und für die Abnahme des Durchmessers von  $d_1 - d_2$  von  $Sp_{\min}$  auf  $Sp_{\max}$  zunehmen, und gilt hierfür

$$\frac{Sp_{\min} \cdot d_1 \cdot \pi}{Sp_{\max} \cdot d_2 \cdot \pi} = \frac{A}{A},$$

hieraus

$$\frac{Sp_{\min}}{Sp_{\max}} = \frac{d_2 \cdot \pi \cdot A}{d_1 \cdot \pi \cdot A}$$

oder

$$\frac{Sp_{\min}}{Sp_{\max}} = \frac{d_2}{d_1},$$

d. h.: die Spindelumdrehungen verhalten sich indirekt zu dem Aufwicklungsdurchmesser, also je größer der zu bewindende Durchmesser, desto kleiner die Spindelumdrehungen und umgekehrt.

Beträgt z. B. an einem Selfaktor die Ausfahrtslänge  $A = 1620$  mm, der Kötzerdurchmesser an der Basis  $d_1 = 36$  mm und an der Spitze  $d_2 = 9$  mm, so wäre hierfür die Anzahl der Spindelumdrehungen für eine Einfahrt:

$$\text{an der Basis } Sp_{\min} = \frac{1620}{36 \cdot 3,14} = 14,33$$

und

$$\text{an der Spitze } Sp_{\max} = \frac{1620}{9 \cdot 3,14} = 57,32.$$

Die in Abb. 138 dargestellte zu erteilende Drehung der Kettentrommel muß sich nun derart gestalten, daß dieselbe mit dem zunehmenden Durchmesser der kegelförmigen Bewicklungsfläche ab- und mit dem abnehmenden Durchmesser des Kegels zunimmt. Diese proportional der Spindelumdrehungen zu erteilenden Umdrehungen der Kettentrommel geschieht nun in der Weise, daß man dem Kettenbefestigungspunkt  $F$  eine der Wagengeschwindigkeit nacheilende Bewegung gibt und damit die Nacheilung des Kettenbefestigungspunktes proportional der Wageneinfahrtsgeschwindigkeit bleibt, wird derselbe vom Wagen abhängig gemacht. Wie aus Abb. 119 zu ersehen ist, wird eine am Vorderbock gelagerte Seilschnecke  $e_3$  von zwei Seilen umschlungen, welche mit

ihren anderen Enden am Wagen befestigt sind. Auf der Seilschneckenwelle  $w_5$  sitzt fest das Stirnrad  $z_{22}$ , welches in einem Zahnbogen  $Q$ , dem Viertelrad oder Quadranten, welcher in  $D$  seinen Drehpunkt hat, eingreift. Die Bewegung des Quadranten vollzieht sich in der Weise, daß derselbe durch Seile  $S$ , Seilschnecke  $e_3$  und Stirnrad  $z_{22}$  bei der Wagenausfahrt nach I und bei der Wageneinfahrt in Richtung II schwingt. Der Kettenbefestigungspunkt  $F$  schwingt also bei der Einfahrt dem Wagen nach, wobei die Kette sozusagen dem Wagen nacheilt. Es wird um diesen Betrag der Nacheilung eine kleinere Kettenlänge von der Kettentrommel abgezogen und die Umdrehungszahl derselben sowie die der Spindeln wird infolgedessen kleiner.

Bedeutet nun:

- $A$  = Wagenweg,
- $a_1$  = Kettennacheilung für die Basis (Bewicklungskörper als zylindrische Form gedacht),
- $a_2$  = Kettennacheilung für die Spitze (Bewicklungskörper als zylindrische Form gedacht),
- $l_1$  = abgewickelte Kettenlänge für die Basis,
- $l_2$  = abgewickelte Kettenlänge für die Spitze,

so ist:

$$\text{Länge der abgewickelten Kette} = \text{Wagenweg} - \text{Kettennacheilung},$$

also

$$l_1 = A - a_1 \quad \text{bzw.} \quad l_2 = A - a_2.$$

Da Wagenweg  $A$  der aufzuwindenden Garnlänge für eine Ausfahrt entspricht, so kann man für dieselbe auch  $A$  setzen und es ist:

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{(A - a_1)}{D \cdot \pi} \cdot u \cdot d_1 \cdot \pi \text{ für den Basisdurchmesser,} \\ A &= \frac{(A - a_2)}{D \cdot \pi} \cdot u \cdot d_2 \cdot \pi \text{ für den Spitzendurchmesser.} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (1)$$

Einander gleichgesetzt ergibt:

$$\frac{A}{A} = \frac{\frac{(A - a_1)}{D \cdot \pi} \cdot u \cdot d_1 \cdot \pi}{\frac{(A - a_2)}{D \cdot \pi} \cdot u \cdot d_2 \cdot \pi}$$

oder

$$\begin{aligned} \frac{A}{A} &= \frac{(A - a_1) \cdot u \cdot d_1 \cdot \pi \cdot D \cdot \pi}{(A - a_2) \cdot u \cdot d_2 \cdot \pi \cdot D \cdot \pi}, \\ \frac{A}{A} &= \frac{(A - a_1) \cdot d_1}{(A - a_2) \cdot d_2}, \end{aligned}$$

hieraus

$$\frac{(A - a_1)}{(A - a_2)} = \frac{d_2}{d_1},$$

d. h.: die abgewickelten Kettenlängen verhalten sich umgekehrt proportional zu den Windungsdurchmessern, also je größer der Durchmesser der Windung, desto kleiner die abgewickelte Länge der Kette und umgekehrt.

Aus der Gleichung 1 berechnet sich dann die abgewickelte Kettenlänge für den Basisdurchmesser:

$$\left. \begin{aligned} A - a_1 &= \frac{A \cdot D \cdot \pi}{u \cdot d_1 \cdot \pi}, \\ A - a_2 &= \frac{A \cdot D \cdot \pi}{u \cdot d_2 \cdot \pi}. \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2)$$

für den Spitzendurchmesser

Es wäre für:

$$D = 150 \text{ mm } \phi. \text{ Basisdurchm. des Kegels} = 36 \text{ mm}, \text{ Spitzendurchm.} = 9 \text{ mm.}$$

$$u = 18,12 \text{ mm} \left( u = \frac{68 \cdot 152,5}{26 \cdot 22} \right).$$

Dann ist für unser Beispiel:

$$\text{Abzuwickelnde Kette } A - a_1 = \frac{1620 \cdot 150 \cdot 3,14}{18,12 \cdot 36 \cdot 3,14} = \mathbf{372,5 \text{ mm}}$$

für eine zylindrische Bewicklungsfläche für einen Basisdurchmesser von 36 mm.

$$\text{Abzuwickelnde Kette } A - a_2 = \frac{1620 \cdot 150 \cdot 3,14}{18,12 \cdot 9 \cdot 3,14} = \mathbf{1490 \text{ mm}}$$

für eine zylindrische Bewicklungsfläche für einen Spitzendurchmesser von 9 mm.

Da nun  $l_1 = A - a_1$  für die Basis und  
 $l_2 = A - a_2$  für die Spitze ist,  
 so ist hieraus:

$$a_1 = A - l_1 \text{ für die Basis,}$$

$$a_2 = A - l_2 \text{ für die Spitze.}$$

Für unser Beispiel ist dann:

Kettennacheilung für einen Bewicklungszyylinder vom

$$\begin{aligned} \text{Durchmesser der Basis} &= 1620 - 372,5 = 1247,5 \text{ mm,} \\ \text{„ „ Spitze} &= 1620 - 1490 = 130 \text{ mm,} \end{aligned}$$

oder aus Formel 2:

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= A \left( 1 - \frac{D}{u \cdot d_1} \right) \text{ für den Basisdurchmesser,} \\ a_2 &= A \left( 1 - \frac{D}{u \cdot d_2} \right) \text{ für den Spitzendurchmesser.} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (3)$$

Hiernach Kettennacheilung für eine zylindrische Bewicklungsfläche vom Durchmesser der Basis:

$$a_1 = 1620 \left( 1 - \frac{150}{18,12 \cdot 36} \right) = \mathbf{1247,5 \text{ mm}}$$

und Kettennacheilung für eine zylindrische Bewicklungsfläche vom Durchmesser der Spitze:

$$a_2 = 1620 \left( 1 - \frac{150}{18,12 \cdot 9} \right) = \mathbf{130 \text{ mm.}}$$

Es verhält sich demnach die Kettennacheilung direkt zu den Durchmessern, also je größer der Windungsdurchmesser ist, desto größer muß die Kettennacheilung sein und umgekehrt.

In den bisherigen Abhandlungen beziehen sich die berechneten Werte einmal auf den Durchmesser der Basis und das andere Mal auf den Durchmesser der Spitze des Garnkörpers. Da jedoch während des Einfahrtsweges die Durchmesser des Kötzers von  $d_2$  auf  $d_1$  für die Kreuzwindung zu- und von  $d_1$  auf  $d_2$  für die Hauptwindung abnehmen, so muß für diese ständige Veränderung der Windungsdurchmesser auch eine im entgegengesetzten Sinne stehende Veränderung der Spindelumdrehungen eintreten und es ist dann für den Wagenweg  $A$ :

Für die Kreuzwindungen  $= d_2 - d_1 =$  beschleunigte Kettennacheilung  $=$  abnehmende Kettenabwicklung.

Für die Hauptwindungen  $= d_1 - d_2 =$  verzögernde Kettennacheilung  $=$  zunehmende Kettenabwicklung.

Diese Bedingung wird nun dadurch erreicht, indem der Kettenbefestigungspunkt  $F$  in einem Kreisbogen schwingt. Abb. 139 stellt einen Halbkreis dar, welcher in 10 gleichgroße Bogenstücke 1 bis 10 eingeteilt ist. Führt man nun die Projektionen der Bogenstücke 1 bis 10 auf die Horizontale bzw. Durchmesser  $1' \text{ bis } 10'$  aus, so ergibt sich für dieselben von  $1'$  bis zur Senkrechten  $5'$  eine Zunahme und von der Senkrechten  $5'$  bis  $10'$  eine Abnahme. Derselben Veränderlichkeit unterliegen folglich die Nachbewegungen der Kette, indem der Kettenbefestigungspunkt  $F$  am schwingenden Quadrantenarm befestigt ist, wodurch für die Kreuzwindung die zunehmenden Projektionen also links der Senkrechten  $5,5'$  und für die Hauptwindung die abnehmenden Projektionen, also rechts der Senkrechten  $5,5'$  im selben Sinne Veränderungen der Nacheilung des Kettenbefestigungspunktes  $F$  bewirken. Die Lage des Kettenbefestigungspunktes  $F$  für die Anfangs- und Endstellung ergibt sich dann aus den entstehenden Winkeln  $y, x$  Abb. 140, deren Größen im selben Verhältnis zueinander stehen, wie die Länge der Kreuz- und Hauptwindungen.

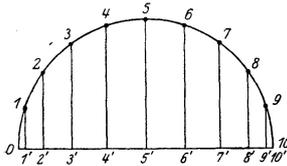


Abb. 139.

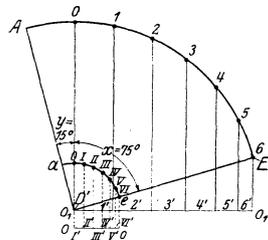


Abb. 140.

Die Bewegung des Befestigungspunktes  $F$  für die Einwärtschwingung hat sich nun proportional zu den Windungsdurchmessern zu verhalten und es entspricht die Endlage von  $F$  derjenigen des Aufwinders  $a$ , in welcher die Spindelumdrehungen, die für den Durchmesser  $d_2$  bedingte Aufwindegeschwindigkeit hervorbringen. Der Grad der Ausschwingung von  $F$  hängt von den Größen der Kegeldurchmesser  $d_1, d_2$  ab und wird durch das Übersetzungsverhältnis

$$\frac{\text{Wagenweg} \cdot \text{Zähnezahl d. Quadrantentriebrades}}{\text{Schnecken-}\phi \text{ im Vorderbock} \cdot \text{Zähnezahl d. Quadranten}}$$

bestimmt. Als Grundlage für die Bestimmung des Größenverhältnisses dieser Übersetzung ist der Normalkegel für die Bildung der zylindrischen Form des Kötzers angenommen, welcher für unseren Kötzer (Abb. 131) für  $d_1 = 36 \text{ mm}$  und für  $d_2 = 9 \text{ mm}$  beträgt.

Beträgt für unser Beispiel:

$$\left. \begin{array}{l} \text{die Gesamtausschwingung von } F = 90^\circ, \\ \text{„ Länge der Kreuzwindung} = 270 \text{ mm} \\ \text{„ „ „ Hauptwindung} = 1350 \text{ mm} \end{array} \right\} 1620 \text{ mm},$$

dann ist das Verhältnis zwischen Kreuz- und Hauptwindung  $= 1 : 5$  und es ergibt sich:

$$\text{für die Kreuzwindung } \sphericalangle y = \frac{90 \cdot 1}{6} = 15^\circ,$$

$$\text{„ „ Hauptwindung } \sphericalangle x = \frac{90 \cdot 5}{6} = 75^\circ.$$

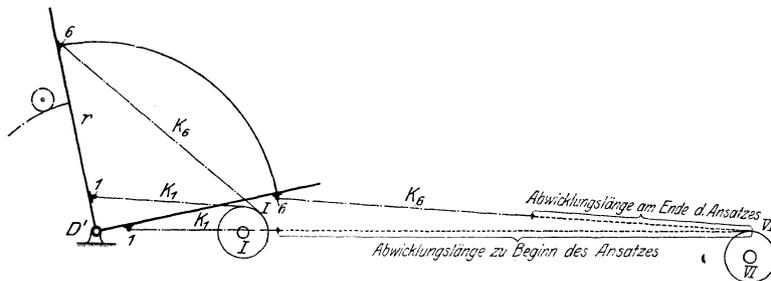


Abb. 141.

Abb. 141 zeigt das Größenverhältnis zwischen Ausschwingung des Kettenbestigungspunktes  $F$  von  $90^\circ$  und den dafür stattfindenden Wagenweg  $A = 1620 \text{ mm}$ , durch Abmessungen an einem Wagenspinner festgelegt.

Es bedeutet hiernach:

- $D'$  = Drehpunkt des Viertelrades,
- 1 = Anfangsstellung des Kettenbefestigungspunktes  $F$  für den Ansatzbeginn,
- 6 = Endstellung des Kettenbefestigungspunktes  $F$  für das Ansatzende,
- I = Anfangsstellung der Kettentrommel  $D$  bei Einfahrtsbeginn,
- VI = Endstellung der Kettentrommel  $D$  bei Einfahrtsende.

Verbindet man nun die Punkte 1 mit VI bzw. 6 mit VI, so erhält man hierfür die gesamten nötigen Längen der Quadrantenkette für Ansatzbeginn und für Ansatzende. Für die Anfangsstellung 1 bis I bzw. 6 bis I erfolgt keine Abwicklung der konstanten Kettenlängen  $K_1, K_6$  und es läßt sich demnach die bei Wageneinfahrtsende stattgefundene Abwicklungslänge in der Weise feststellen, indem man die Größe der nicht abgewickelten Kettenlängen  $K_1, K_6$  von der sich durch die Endstellung der Punkte 1 bzw. 6 mit Trommel VI ergebenden Kettenlänge abträgt. Die sich ergebende Differenz ist dann die abgewickelte Kettenlänge, welche im Verlauf der Wageneinfahrt abgewickelt wurde.

Für eine Umdrehung von  $D$  ist eine Kettenabwicklungslänge von  $D \cdot \pi$  erforderlich. Bei einer Umdrehung von  $D$  führt andererseits die Spindel  $u$  Umdrehungen aus, dann ergibt sich die Länge der abzuwickelnden Kette für eine Spindelumdrehung zu:

$$\frac{D \cdot \pi}{u}$$

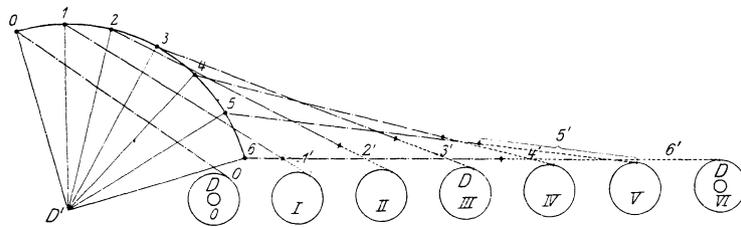


Abb. 142.

Nach Abb. 129 ist:

$$\frac{150 \cdot 3,14}{68 \cdot 152,5} = \frac{471}{18,12} = \sim 26 \text{ mm}$$

ohne Berücksichtigung der Gleitverluste.

Entfallen z. B. auf die Hauptwindung 20 und für die Kreuzwindung 4 Windungspiralen, so entspricht dies  $20 + 4$  Umdrehungen der Spindeln und es beträgt dann für die Endstellung des Wagenweges bei einer Ausschwingung des Kettenbefestigungspunktes  $F$  für den Winkel  $15^\circ + 75^\circ$  die abgewickelte Kettenlänge:

$$26 \cdot 24 = 624 \text{ mm.}$$

Für die graphische Ermittlung (Abb. 142) der abgewickelten Kettenlängen für bestimmte Wagenwege teilt man den Bogen 1 bis 6 in ebenso viele gleiche Teile als den Wagenweg I bis VI, z. B. 6 Teile, ein, in welchen dann die Kettentrommel  $D$  gezeichnet werden. Durch Verbindung der einzelnen Punkte 1 bis I, 2 bis II, 3 bis III, 4 bis IV, 5 bis V, 6 bis VI mit einer Geraden ergeben sich dann die verschiedenen Kettenstellungen bei der Wageneinfahrt. Durch Abtragen der Kettenlänge 0 bis 0, welche nie abgewickelt wurde, auf die Längen der Ketten 1 bis I, 2 bis II, 3 bis III, 4 bis IV, 5 bis V, 6 bis VI erhält man aus den einzelnen Differenzen derselben die für jede Phase des Wagenweges entfallenden abgewickelten Kettenlängen  $1', 2', 3', 4', 5', 6'$ .

Für den Beginn der Kötzerbildung ist die Bewicklungsfläche fast zylindrisch (siehe Abb. 138) und es ist annähernd

$$d_1 = d_2 = d,$$

wobei  $d$  den mittleren Windungsdurchmesser bedeutet.

Hierfür ist:

$A =$  Wagenweg  $=$  annähernd abgewickelte Kettenlänge, also Kettennacheilung  $=$  annähernd 0.

In Abb. 140 bedeutet  $a$  den Kettenbefestigungspunkt  $F$  für die Anfangsstellung (Ansatzschicht) und  $A$  für die Endstellung (letzte Ansatzschicht) desselben. Teilt man den hierdurch entstehenden Bogen  $a$  bis  $e$  für Anfangsstellung der Hauptwindungen in mehrere gleiche Teile, z. B. in I, II, III, IV, V, VI Teile und fällt von diesen Teilpunkten die Lote auf eine horizontale Linie  $o$ , so erhält man die Größen der abnehmenden Projektionen  $I', II', III', IV', V', VI'$ , wobei  $I' > II' > III' > IV' > V' > VI'$  ist. Befindet sich nun der Kettenbefestigungspunkt  $F$  in Punkt  $A$  für die Endstellung und konstruiert für diese auf Linie  $o_1$  die Projektionen in gleicher Weise, so ergibt sich dann wieder für dieselben  $1' > 2' > 3' > 4' > 5' > 6'$ . Wie nun eine Gegenüberstellung der beiden Bogengrößen zeigt, findet zwischen denjenigen von 1 bis 6 zu denjenigen von I bis VI für gleiche Winkel eine Vergrößerung der abnehmenden Projektionen statt, welche wieder im gleichen Verhältnis zur Vergrößerung der Kettennacheilung stehen. Die Verschiebung der Kettenbefestigungspunkte von  $a$  nach  $A$  läßt nun unschwer erkennen, daß mit der Abrückung vom Drehpunkt  $D'$  des Quadranten, die Kettennacheilung eine Zunahme und mit der Annäherung zum Drehpunkt  $D'$  eine Abnahme erfährt, die schließlich am Drehpunkt selbst gleich Null ist.

Für die erste Windungsschicht mit kleinem Durchmesser, bei welcher keine Kettennacheilung stattfindet, muß sich demnach der Kettenbefestigungspunkt in unmittelbarer Nähe vom Drehpunkt  $D'$  des Quadranten befinden. Beim Aufwinden für die nächste Schicht hat der mittlere Durchmesser  $d$  des Bewindungskegels eine Zunahme erfahren, für welchen, wie bekannt, die Spindelumdrehungen abnehmen müssen, da

$$Sp \cdot d \cdot \pi = c$$

sein muß. Es darf also für den folgenden Wagenweg nicht mehr die ganze Länge der Kette zur Abwicklung gelangen, sondern es muß hierfür ein kleiner Betrag der Kette nacheilen, zu welchem Zwecke der Kettenpunkt  $F$  von  $D'$  entsprechend höher verlegt wird. Dies hat eine Vergrößerung der Nacheilung in demselben Verhältnis zur Folge, als infolge des größeren Bogens, in welchem  $F$  schwingt, die Horizontalprojektionen zunehmen. Mit der Aufwindung der nächstfolgenden Windungsschichten findet nun ein fortwährendes Wachsen der mittleren Windungskegeldurchmesser  $d$  statt, es haben sich hierfür im selben Verhältnis für den Wagenweg die Spindeln langsamer zu drehen. Dies wird nun dadurch erreicht, indem mit dem fortschreitenden Wachsen des mittleren Kegeldurchmessers  $d$  der Kettenpunkt  $F$  im selben Maße nach oben verlegt wird. Der Quadrant trägt hierfür den hohlen Arm  $R$  (Abb. 119), in welchem eine Flachgewindespindel  $s$  drehbar gelagert ist, letztere trägt eine Laufmutter  $m$ , an welcher die Kette  $r_2$  befestigt ist. Durch Drehen der Spindel  $s$  mittels Handkurbel  $k_1$  wird die Laufmutter  $m$  nun in dem Maße wie die mittleren Durchmesser des Bewindungskegels wachsen, emporgeschoben. Im Verlauf des weiteren Aufbaues des Grundkegels nehmen die mittleren Durchmesser  $d$  des Windungskegels ständig zu und bleiben dann für den folgenden zylindrischen Teil des Kötzers konstant. Zu Beginn dieses Teiles hat auch die Laufmutter  $m$  ihre höchste Stellung am Arm  $R$  erreicht, und behält diese für die weiteren Windungsschichten unverändert bei. Mit der Erreichung des Normalkegels ist für den anschließenden Aufbau des zylindrischen Teiles die Veränderlichkeit der Spindelumdrehungszahl für eine Einfahrt nicht mehr nötig, da diese nun konstant bleibt, sondern nur die Veränderlichkeit der Nachbewegung, die durch das Schwingen des Kettenbefestigungspunktes  $F$  bzw. des Quadranten hervorgebracht wird und durch die Bewindung des Normalkegels bedingt ist, dabei ist Voraussetzung, daß der Quadrant dem Normalkegel angepaßt sein muß.

Wird z. B. an einem Selfaktor für die erste Windungsschicht auf einen Durchmesser  $d = 9$  mm aufgewunden, der Durchmesser an der Basis des fertigen Ansatzes beträgt

$d_1 = 36$  mm, dann ist unter Beibehaltung der Werte aus den früheren Beispielen nach Formel 3, Nacheilung der Kette für die erste Windungsschicht:

$$a = 1620 \left( 1 - \frac{150}{18,12 \cdot 9} \right) = 130 \text{ mm.}$$

Der mittlere Durchmesser der fertigen Ansatzschicht beträgt:

$$\frac{36 + 9}{2} = 22,5 \text{ mm.}$$

Dann ist Nacheilung der Kette für den mittleren Durchmesser des fertigen Ansatzes:

$$a' = 1620 \left( 1 - \frac{150}{18,12 \cdot 22,5} \right) = 1024 \text{ mm.}$$

Die Kettennacheilung hat demnach für die Bildung des Ansatz- bzw. Grundkegels eine Zunahme von  $1024 - 130 = 894$  mm zu erfahren und bleibt dann für den zylindrischen Teil gleichgroß (konstant).

Abb. 141 läßt für den Aufbau des Grundkegels die Anfangs- und Endstellung der Laufmutter für die berechneten Werte deutlich erkennen und es ergeben sich auch hier die abgewickelten Kettenlängen durch Abtragen der Längen  $K_1, K_6$ , welche nie abgewickelt wurden. Es muß für die richtige Stellung des Quadranten bei eingefahrenem Wagen:

$$\text{Abgewickelte Kettenlänge} = \text{Berechnete Kettenlänge}$$

sein.

Bei einem mittleren Durchmesser für die erste Windungsschicht von  $d = 9$  mm entfallen für die Aufwindung der Wagenauszugslänge:

$$\frac{1620}{9 \cdot 3,14} = 57,32 \text{ Spindelumdrehungen.}$$

Dies entspricht bei 26 mm berechnete Kettenabwickelungslänge für eine Spindelumdrehung

$$57,32 \cdot 26 = 1490 \text{ mm}$$

abzuwickelnde Kette für die erste Schicht.

Hieraus ist Nacheilung der Kette:

$$a' = 1620 - 1490 = 130 \text{ mm.}$$

Für den mittleren Durchmesser für die letzte Ansatzschicht  $d = 22,5$  mm entfallen für die Wagenauszugslänge:

$$\frac{1620}{22,5 \cdot 3,14} = 22,93 \sim 23 \text{ Spindelumdrehungen}$$

und es ist die Kettenabwicklung hierfür:

$$23 \cdot 26 = 598 \text{ mm.}$$

Hieraus Kettennacheilung:

$$a' = 1620 - 598 = 1022 \text{ mm.}$$

Die Länge der abgewickelten Kette erhöht sich noch um die Anzahl der Fadenreservespiralen, welche sich zur Herstellung des Verbundes nötig machen.

Der Quadrant oder das Viertelrad hat demnach folgende 3 Aufgaben zu erfüllen:

1. Er ändert die Spindelgeschwindigkeit entsprechend der Wagengeschwindigkeit.
2. Er bewerkstelligt die allmähliche Abnahme der Anzahl der Spindelumdrehungen für eine Einfahrt während der Ansatzbildung entsprechend der Zunahme des mittleren Windungsdurchmessers des Bewickelungskörpers dadurch, daß sich die dem Kettenaufhängepunkt tragende Quadrantenlaufmutter am Quadrantenrohr von unten nach oben verschiebt, indem dadurch die gesamte Kettenabwickelungslänge mit jeder Schicht vermindert wird.

3. Er regelt die Spindelgeschwindigkeit während der Bewicklung der kegelligen Schicht, entsprechend dem veränderlichen Durchmesser von  $d_{\min}$  zu  $d_{\max}$  und zurück, indem durch das Schwingen des Quadranten die Kettennachbewegung entsprechend der Veränderlichkeit der Horizontalprojektionen (Abb. 139) bewirkt wird.

**Der Gegenwinder.** Wie bekannt, befinden sich für die Periode des Spinnens die Fäden an der Spindelspitze und müssen für das Aufwinden bei der Einfahrt an die Anwindungsstelle des Garnkörpers gebracht werden. Für die Verbindung der Fäden von der Spitze der Spindel zur Anwindungsstelle und umgekehrt wird eine entsprechende



Abb. 143.

Fadenlänge dazwischen gelegt, und geschieht dies dadurch, indem im letzten Moment des eingefahrenen Wagens einige Fadenspiralen auf die freie Spindel­länge zur Spindelspitze gewunden werden, also für das nächste zu spinnende Fadenstück die Verbindung herstellen (Verbundspiralen, Abb. 143). Diese Verbundspiralen müssen nun bei ausgefahrenen Wagen bis zur Anwinde­stelle für das neugesponnene Fadenstück wieder abgewunden werden, wobei ein dieser Länge entsprechender Fadenüberschuß entsteht, der von einem

Organ dem Gegenwinder  $g$  aufgenommen wird (Abb. 133). Die fortwährend wechselnden Spindelumdrehungen entsprechend der Veränderungen der Windungsdurchmesser werden vom Quadranten in Hinblick auf die unten angeführten Punkte nur in bedingtem Maße erreicht, und zwar:

1. Die Spindelumdrehungen, die durch die Kettennacheilung entsprechend der Projektionen des Winkels  $\gamma$  (Abb. 140) erzeugt werden (Kreuzwindungen), sind zu klein und es wird daher ein kleiner Teil der Kreuzwindungslänge auf die Hauptwindungslänge übertragen und von letzterer bildet sich dann ein Längenüberschuß.

2. Der umgekehrte Fall tritt ein durch die Verschiebung der Windeschiene zum großen Kopf, da der Höhepunkt II (Abb. 133), dessen Lage für die Überführung der Kreuzwindung zur Hauptwindung maßgebend ist, diese Bewegung mitmacht.

3. Eine nur geringe Verlegung des Drehpunktes des Quadranten ergibt ungleiche Kettenabwickellängen.

4. Die einzelnen Abstufungen für die Emporschaltung (Regulieren) der Laufmutter  $m$  für die einzelnen Windungsschichten bei Ansatzspinnen kann nicht so genau erfolgen, wie es für ein gesetzmäßiges Arbeiten des Quadranten erforderlich ist.

5. Infolge des Schnurenantriebes der Spindeln entstehen unvermeidliche Gleitverluste, die für die einzelnen Spindeln wieder verschieden groß sind, womit die Dichte der Aufwicklung ungleich wird und die einzelnen Durchmesser der Kötzer Unterschiede aufweisen.

6. Die Spindeldurchmesser nehmen nach oben hin ab, so daß nahe der Spindel­spitze der mittlere Windungsdurchmesser eine Abnahme erfährt. Beträgt beispielsweise der Spitzendurchmesser  $d_2 = 4$  mm, dann ist:

$$\text{mittlerer Windungsdurchmesser } d = \frac{36 + 4}{2} = 20 \text{ mm.}$$

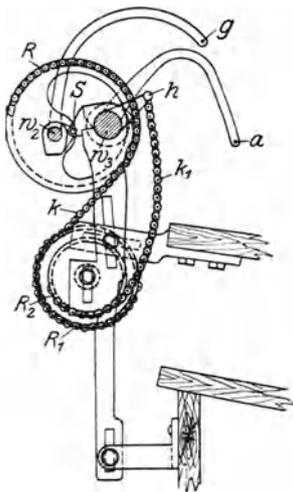


Abb. 144.

Dem Gegenwinder fällt nun die Aufgabe zu, alle Unterschiede, welche durch die angeführten Einwirkungen in der Größe der Fadenreserve  $y$  (Abb. 133 und 143) eintreten und die sich in einem leichten Schwanken des Gegenwinders äußern, aufzunehmen und auszugleichen. Ferner verbindet er damit den Vorteil, daß die Fäden mit möglichst gleichmäßiger Spannung aufgewunden werden; der Gegenwinder ist also ein unvermeidliches Ergänzungsorgan für den Quadranten. Um nun selbst die kleinsten Unregelmäßigkeiten, welche für den Einfahrtsweg beim Aufwinden entstehen, sicher aufnehmen zu können, muß der Gegenwinder empfindlich gelagert sein. Nach Abb. 144 hängt die Gegenwinderwelle  $w_2$  in Scharniere  $S$ , so daß das

Gewicht der Welle  $w_2$  den Gegenwinder in allen Teilen gleichmäßig belastet und ständig nach aufwärts zu bewegen sucht. Um bei der Wagenausfahrt eine Aufwärtsbewegung des Gegenwinders  $g$  zu verhindern, ist auf die Gegenwinderwelle eine Rolle  $R$  aufgekeilt, in letzterer ist die Kette  $k$  befestigt, welche mit ihrem anderen Ende auf der am Wagen lose befestigten Doppelrolle  $R_1 R_2$  aufgeschraubt ist. Auf der entgegengesetzten Seite des kleineren Durchmessers von  $R_2$  ist eine zweite Kette  $k_1$ , die Gegenkette, angeschraubt, welche mit dem anderen Ende an einem auf der Aufwinderwelle  $w_3$  befestigten Hebel  $h$  verstellbar angebracht ist und dadurch einen gewissen Spielraum durch Länger- oder Kürzermachen der Kette  $k_1$  zuläßt. Beim Senken des Aufwinders während der Abschlagperiode wird Kette  $k_1$  und  $k$  locker und der Gegenwinder schwingt seinem Eigengewicht folgend so lange nach oben, bis er durch die Anspannung der Fäden an einer weiteren Ausschwingung verhindert wird. Bei Wageneinfahrtsende wird der Gegenwinder, da der Aufwinder nach oben geht, infolge der Anspannung der Ketten  $k_1$  und  $k$  in seine Ruhelage überführt, wobei er durch einen Hebel, der auf einen federnden Anschlag stößt, wirksam unterstützt wird.

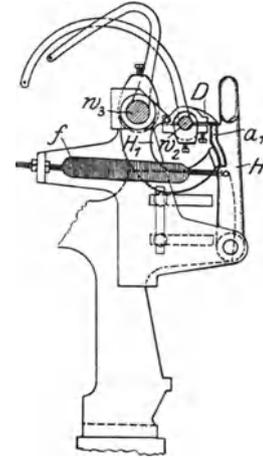


Abb. 145.

Damit während der Wagenausfahrt der Gegenwinder durch äußere Einflüsse nicht nach oben gedrückt werden kann, ist die Sicherung (Abb. 145) und zwar in nächster Nähe des Antriebhookes angebracht. Der unter Federzug  $f$  stehende Hebel  $H$  bildet mit seinem angegossenen Anschlag  $a_1$  und dem auf der Gegenwinderwelle  $w_2$  festsitzenden Daumen  $D$  eine Falle, durch die bei der Wagenausfahrt ein Emporsteigen des Gegenwinders verhindert wird. Während des Rückwindens und Abschlagens wird im geeigneten Moment die Falle gelöst, indem der auf der Aufwinderwelle  $w_3$  befestigte sichelförmige Hebel  $H_1$  den Hebel  $H$  vom Daumen  $D$  abdrückt, wodurch der Gegenwinder frei wird und ungehindert emporsteigen kann.

Der Gegenwinder besitzt am Wagenausfahrtsende bei abgewundenen Verbundspiralen seine höchste Lage, im Verlaufe der Einfahrt sinkt derselbe kaum merklich, bis er knapp vor Einfahrtsende noch etwas über der Spindelspitze sich befindend, eingezogen wird. Ist der Betrag, um welchen der Gegenwinder über der Spindelspitze liegt, zu groß, es ist zu viel Fadenreserve, dann bilden sich Schleifen (Regulierschleifen), die Kettennacheilung ist in diesem Falle zu groß, es ist die Laufmutter  $m$  um einen kleinen Betrag nach unten zu drehen, die Anzahl der Spindelumdrehungen wird dann für die folgende Einfahrt größer. Wird bei Einfahrtsende der Gegenwinder zu tief eingezogen, so daß er seine Lage unter der Spindelspitze einnimmt, dann tritt der umgekehrte Fall ein, die Fadenreserve ist zu klein, die Kettennacheilung war zu klein, die Laufmutter  $m$  ist um einen kleinen Betrag nach oben zu drehen, die Anzahl der Spindelumdrehungen wird dann für die nächste Einfahrt kleiner. Der Gegenwinder ist demnach das Kontrollorgan für die richtige Arbeitsweise des Quadranten und ist die Lage und Bewegung des ersteren während der Einfahrt und namentlich beim Spinnen des Ansatzes ständig im Auge zu behalten.

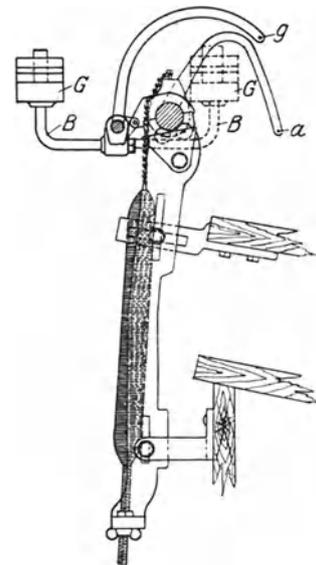


Abb. 146.

Beim Spinnen von mittleren bis größeren Garnnummern, z. B. 48er abwärts, genügt für die nötige Aufwinde-Anspannung der Fäden das Eigengewicht des Gegenwinders bzw. der Gegenwinderwelle nicht mehr, und wird dann dasselbe durch Auflegen

von besonderen Gewichten  $G$  auf den Belastungsarm  $B$  (Abb. 146) erhöht. Das Gegenteil tritt beim Spinnen von feineren Garnnummern z. B. über 56 ein, für welche der ausgeübte Druck des Gegenwinders auf die Fäden zu groß ist. Durch Verstellen von  $B$  in die punktierte Lage findet eine Entlastung des Gegenwinders statt, die durch Auflegen der sogenannten Gegengewichte  $G$  erhöht werden kann. Das Einhalten gleicher Wickelfestigkeiten bei verschiedenen Nummern und Drehungen ist Sache der Erfahrung und des Gefühles und richtet sich insbesondere nach dem zu verspinnenden Material, so ist z. B. für eine gröbere Nummer eine größere Wickelfestigkeit möglich, als dies bei einer feineren Nummer der Fall ist. Ist die Gegenwinderbelastung zu groß, so daß also zu fest gewunden ist, so macht sich dies durch Platzen von Fäden beim Abschlagen und während der Einfahrt bemerkbar.

**Der Spitzenhartwinder.** Die infolge Abnahme des Durchmessers der Spindel oben entstehende Fadenreserve könnte durch eine kleine Senkung der Laufmutter  $m$  wieder aufgehoben werden, indem dadurch die Spindelumdrehungen beschleunigt werden. Dies hätte jedoch zur Folge, daß sich die Spindelbeschleunigung auf die ganze Wickelfläche des Kötzers gleichmäßig verteilt. Da jedoch eine Abnahme des mittleren Windungsdurchmessers nur durch die nach der Spitze hin verjüngende Spindel eintritt, dagegen nicht am Durchmesser der Basis, ergäbe sich dann für den Gegenwinder während der Einfahrt die folgende Bewegung:

„Für die Anwindung an dem größeren Windungsdurchmesser infolge vermehrter Aufwindegeschwindigkeit — ein Senken des Gegenwinders, also eine Abnahme der Fadenreserve, und für den kleineren Durchmesser gegen die Spindelspitze hin infolge verringerter Aufwindegeschwindigkeit wieder ein Steigen des Gegenwinders, also eine Zunahme der Fadenreserve.“

Für die wirksame Begegnung dieses Umstandes wird für das letzte Viertel der Schichtenlänge den Spindeln eine Zusatzdrehung gegeben, die von den vom Quadranten erzeugten Spindelumdrehungen unabhängig ist.

Abb. 120 zeigt einen Spitzenhartwinder der E.M.G. Arm  $R$ , der in Zapfen  $Z$  beweglich aufgehängt ist, trägt eine Schlitzführung  $i$ , in welcher eine Laufspindel  $s$  drehbar gelagert ist, auf letzterer befindet sich eine Laufmutter  $m_1$ , die auf dem mitverbundenen Zapfen eine Rolle  $o$  trägt. Im letzten Viertel der Einfahrt drückt nun die Rolle  $o$  auf die Quadrantenkette  $e_1$ , so daß mehr Kette zur Abwicklung gelangt und die Spindelumdrehungen werden beschleunigt. Durch Abwärtsschrauben der Rolle  $o$  wird der auf die Kette ausgeübte Druck größer und früher einsetzen, wodurch im selben Maße eine beschleunigte Drehung der Spindel erreicht wird.

## Ursachen fehlerhafter Garnkörper.

Die Aufwindung während der Wageneinfahrt jeder neuen Garnlänge erfolgt für den Aufbau des Garnkörpers nach bekanntem, bestimmtem Gesetze; jede einzelne aufgewundene Schichtenlänge erzeugt eine Veränderung in der Form des entstehenden Körpers und schafft dadurch eine neue Bedingung für die nächste Windungsschicht. Diese Bedingungen werden von den bekannten Organen des Aufwindeapparates nur dann zur Zufriedenheit erfüllt, wenn dieselben für jede neu aufzuwindende Garnlänge die erforderliche Form und richtige gegenseitige Stellung besitzen bzw. einnehmen. Da ein richtiger Aufbau des Kötzers von so zahlreichen Bedingungen abhängig ist, ist ohne weiteres einzusehen, daß auch die Möglichkeiten für unrichtige Formen und Stellungen der einzelnen Windungsorgane ziemlich groß ist, und folglich auch die Anzahl der Ursachen, die Abweichungen auf die Gestaltung des Kötzers und dessen Formen hervorrufen.

Die beim Aufwinden entstehenden Fehler lassen sich allgemein in zwei Gruppen teilen, und zwar:

1. Fehler, welche durch abweichende fehlerhafte Formen der Windungsorgane entstehen,

2. Fehler, welche durch gegenseitige falsche Einstellung der einzelnen Organe entstehen.

Die in Punkt 1 angeführten Fehler kommen für neuere Maschinen fast nicht in Betracht, da die von den Spinnerei-Maschinenfabriken gelieferten Windemechanismen das Resultat langjähriger praktischer Erfahrungen sind, und die Übergabe von neu aufgestellten Selfaktoren erst dann erfolgt, wenn alle Bedingungen für ein einwandfreies Arbeiten der Maschine erfüllt sind, somit auch die richtige Aufwindung bzw. die Formgebung des Kötzers. Bei älteren Selfaktoren hingegen können Fehler in der Copswindung durch Abnutzung der betreffenden Teile verursacht werden, und sind für derartige Fehler später einige Beispiele angeführt.

Der weitaus größere Teil von Fehlern entsteht nach Punkt 2 durch falsche Einstellungen der einzelnen Teile zueinander, die sich auf die einzelnen Windungen bzw. auf die Kötzerform übertragen. Es übt jeder besondere Einstellungsfehler auch ein besonderes Merkmal auf die Form des Kötzers aus und ist letzteres richtunggebend für die Korrektur der Einstellung (Abb. 150<sub>1-34</sub>).

Abb. 1 zeigt einen Kötzer, welcher von der normalen Form dadurch abweicht, daß dessen Ansatz 1 bis 2 zu kurz geraten ist. Die Windeschiene ruhte in diesem Falle mit ihrem Zapfen zu Beginn des Abzuges in Punkt II (Abb. 2<sub>2</sub>) der Schaltplatte, der Weg bis zu 2 war zu kurz, der Wendepunkt für die zylindrische Form wurde zu früh erreicht.

Abb. 3 zeigt den umgekehrten Fall von Abb. 1, die Ansatzform ist zu lang, die Windeschiene stand mit Zapfen  $z$  bei Beginn des Abzuges im Punkt III der Schaltplatte, die Strecke der Ansatzkurve war zu lang.

Abb. 4 zeigt einen Garnkörper mit kurzer Spitzenhöhe. Das Gefälle II bis III der Windeschiene (Abb. 133) ist zu klein, dasselbe ist durch Einwärtsdrehen der Schraube  $s_1$  zu vergrößern, vorausgesetzt, daß die Spitzenplatte nicht zu hoch eingestellt war, so daß Zapfen  $z_1$  der Windeschiene bei Beginn der Copsbildung in Punkt I' liegt (Abb. 14).

Abb. 5 stellt den entgegengesetzten Fall dar, die Windungshöhe ist zu lang, das Gefälle II bis III der Windeschiene ist zu groß, dasselbe ist durch Auswärtsdrehen der Schraube  $s_1$  zu verkleinern.

Bei den Kötzerformen 4 und 5 ist vor dem Einstellen durch die Schraube  $s_1$  darauf zu achten, ob die Höhe der Windung nicht etwa durch falsche Stellung des Halbmondes auf der Winderwelle  $w_3$  (siehe Abb. 137) beeinflußt wird, oder ob sich der Höhenunterschied in der Windung infolge eines Abschlagfehlers ergibt.

Soll bei Änderung der Windungshöhe der Kötzerdurchmesser derselbe bleiben, dann bedingt dies im gleichen Maße eine Veränderung der Zähnezahl des Schaltrades  $S$ , so ist z. B. für eine größere Windungshöhe wieder eine größere Zähnezahl des Schaltrades nötig, da sich die Windungshöhe auf einen größeren Raum verteilt und dies wieder eine Abnahme des Durchmessers zur Folge hat. Das Gegenteil findet statt, wenn die Höhe der Windung kürzer wird, es ist dann die Zähnezahl des Schaltrades, um mehr zu schalten, kleiner zu nehmen.

Abb. 6 zeigt einen Kötzer mit ovaler Spitzenform. Die Fadenlänge-Kreuzwindung ist zu lang, durch Verstellen der Windeschienenrolle  $o_2$  (Abb. 133) nach innen wird die Übergangsstelle II an der Windeschiene früher erreicht, die Kreuzwindung wird kürzer. Mit der Verstellung der Rolle nach innen erhält dieselbe durch die ansteigende Fläche I bis II eine höhere Anfangslage, welche eine tiefere Anwindungsstelle erzeugt und wird dies durch Tieferstellen des kleinen Schienteiles  $Sch_1$  mittels Schraube  $s_2$  ausgeglichen. Die Ursache für diese Spitzenform kann auch in der falschen Stellung des Quadranten liegen, indem derselbe zu weit nach dem großen Kopf geneigt steht, wobei der Kettenbefestigungspunkt  $F$  den Wendepunkt II früher überschritten hat als die Rolle  $o_2$  der Windestelze. Der Quadrant wird um ca. 1 bis 2 Zähne gegen den kleinen Kopf hin

gestellt. Bei der Verstellung des Quadranten ist zu berücksichtigen, daß bei der Neigung desselben nach dem großen Kopf zu die Ausschwingung nach vorne eine größere wird und dadurch mehr Zähne vom Schaltrad fortgerückt werden und umgekehrt bei Neigung des Quadranten nach dem kleinen Kopf zu. Eine ovale Spitzenform, die nicht zu stark ausgeprägt ist, genießt vielfach große Beliebtheit, da dadurch die letzten Windungsspiralen an der Spitze eine bessere Auflage haben.

Abb. 7 zeigt einen Kötzer mit hohler Spitzenform. Zur Abänderung dieses Fehlers ist in umgekehrter Art wie im Falle 6 zu verfahren.

Abb. 8 zeigt einen Garnkörper mit angewundenem Köpfchen an der Spitze. Der Fehler hierfür ist bei der Rückwindung der Spindeln während des Abschlagens zu suchen. Die Durchhängung der Kette  $k$  (siehe Abb. 126) war zu gering, die Abwärtsbewegung des Aufwinders erfolgte deshalb im Verhältnis der Spindelrückdrehungen zu rasch, — es wurde nicht die ganze Fadenreserve abgewunden und ein Fadenrest infolge der Voreilung des Aufwinders (siehe Abb. 149) auf die Schichtenspitze gestülpt. Eine Ursache dieses Fehlers kann auch sein, daß bei Anwendung der Verbundspiralen

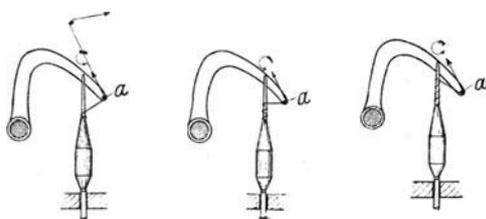


Abb. 147.

Abb. 148.

Abb. 149.

die Überführung des Gegenwinders in die Ruhelage zu spät erfolgt, verursacht dadurch, daß sein Anschlaghebel nicht oder nur ganz leise an den im Maschinengestell angebrachten Anschlag stößt. Hierbei erleidet auch die Aufwärtsbewegung des Aufwinders eine Verzögerung und es werden zu viele Fadenspiralen auf die freie Spindel gewunden, die bei der folgenden Rückwindung nicht ganz abgewickelt werden.

Abb. 9 stellt den umgekehrten Fall dar. Infolge zu großer Nacheilung des Aufwinders wird der Faden von der Schichtenspitze mit abgewickelt (siehe Abb. 147) oder auch infolge zu geringer Anzahl Fadenreservespiralen. Letztere Ursache hat oftmals ihren Grund in zu großem Wagenzug bei der Ausfahrt, so daß infolge der starken Fadenspannung, und dies namentlich wieder beim Vollerwerden des Abzuges, einige Fadenspiralen abgezogen werden.

Die richtige Stellung des Aufwinders bei der Rückwindung ist aus der Abb. 148 ersichtlich, bei welcher der Faden senkrecht von der Spindel abgewickelt wird.

Die in Abb. 8<sub>8</sub> erzeugte Kötzerform hat eine Verlängerung der Spitzenhöhe zur Folge, da der Aufwinder während des Abschlagens zu früh niedergezogen wird und seine Endstellung bereits erreicht hat, ehe die letzten Fadenspiralen abgewunden sind und der Beginn der Windung bei diesen höherliegenden nicht abgewundenen Spiralen ansetzt. Das Gegenteil ist wieder der Fall in der nach Abb. 9<sub>9</sub> gewundenen Kötzerform, bei welcher die zuletzt angesetzten Fadenwindungen infolge des zu spät niedergezogenen Aufwinders immer wieder abgewunden werden. Es ergibt sich hieraus der wichtige Grundsatz: „Je kürzer die Abschlagskette, desto länger die Windungshöhe und umgekehrt“.

Abb. 10 zeigt einen Kötzer, dessen zylindrischer Teil ungleich stark ist, und zwar ist derselbe unten schwächer, so daß eine konische Form entsteht. Die Ursache für diese Erscheinung liegt gewöhnlich im Aufhängepunkt  $p$  (Abb. 137), der Windestelze am Halbmond, derselbe nimmt eine zu hohe Lage ein, wodurch die Ausschwingung des Aufwinders zu klein und die Schichtenhöhen zu kurz werden. Da nun die Aufwindungslänge auf eine kleinere Windungshöhe aufgewunden wird, so entsteht nach oben hin infolge der abnehmenden Bewindungsfläche eine Zunahme des Durchmessers. Zur Abstellung dieses Fehlers ist der Aufhängepunkt durch vorheriges Lösen der Schrauben  $s_4$  tiefer zu verlegen (siehe Seite 133).

Abb. 11 zeigt den entgegengesetzten Fall. Hier nimmt der Aufhängepunkt  $p$  eine zu tiefe Lage ein, die einzelnen Windungsschichten sind zu lang. Um Abhilfe zu schaffen, ist in umgekehrter Art zu verfahren wie in Abb. 10.

Abb. 12 zeigt einen Kötzer mit wellig verlaufender Spitze, der Gegenwinder führt in diesem Falle eine sehr unruhige Bewegung bei der Einfahrt aus. Die Ursache hierfür bildet entweder falsche Ausschwingung des Quadranten oder die Quadrantenseile sind lose bzw. ungleichmäßig gespannt oder das Wageneinzugsgegensseil ist zu straff angezogen, wodurch der Wagen Klemmungen ausgesetzt ist, die sich in Zuckungen während der Einfahrt äußern. Um einen ruhigen Gang des Wagens zu erhalten, muß bei eingefahrener Stellung das Wageneinzugsseil am kleinsten Durchmesser der Schnecke aufliegen.

Abb. 13 zeigt einen Kötzer mit eingeschnittener Spitze. Der Faden liegt in Furchen eingebettet und verursacht dieser Übelstand beim Abwinden Störungen. Der Quadrant ist zu viel nach innen geneigt, wodurch die letzten Windungen zu straff angezogen werden, oder die Spitzenhartwindung wurde zu spät und zu heftig wirkend eingestellt. Tritt dieser Fehler bloß bei einzelnen Spindeln auf, so hat dies seine Ursache meist in starkem Schleudern der betreffenden Spindeln, durch welches die obersten Windungsschichten infolge ihrer härteren Auflage auf der Spindel gewissermaßen losgeprellt werden.

Die bisher angeführten Beispiele beziehen sich durchwegs auf Fehler, welche sich durch falsche Einstellung der betreffenden Windungsorgane auf die Form des Kötzers durch besondere Merkmale äußern. Ein nicht unwesentlicher Teil von Fehlern entsteht jedoch durch falsche Einstellung der Windungsorgane in bezug auf die anderen arbeitenden Teile der Maschine und äußern sich diese Fehler hauptsächlich in der Güte und Qualität des Garnproduktes.

Schlingen oder Schleifen im Garn entstehen bei zu großer Kettennacheilung bzw. des Aufhängepunktes  $F$ . Steht letzterer für den betreffenden mittleren Windungsdurchmesser des Garnkegels zu hoch, so gelangt infolge zu geringer Spindelumdrehungen nicht die ganze Wagenweglänge des Fadens zur Aufwindung, wodurch am Schluß der Einfahrt ein Fadenüberschuß entsteht, der beim Anwinden der Verbundspiralen als Schlingen oder Schleifen an die Spindeln gewunden wird. Diese Schleifen (Regulierschleifen) entstehen dann an allen Spindeln der Maschine und werden, wenn dieselben nicht zu lang sind und mit mittlerer Drehung gesponnen wird, bei der nächsten Wagenausfahrt durch den Wagenzug bzw. durch den Gegenwinder beim Abschlagen wieder aufgezo-gen.

Falsche Einstellung des Quadranten kann ebenfalls Schleifenbildung zur Folge haben, z. B. wenn derselbe zu Beginn der Wageneinfahrt zu viel nach dem kleinen Bock geneigt steht, wodurch am Schluß der Wageneinfahrt die Nacheilung der Quadrantenkette zu groß ist und der Kettenbefestigungspunkt  $F$  nach vorn zu wenig tief ausschwingt, die Fadenreserve nimmt zu Beginn der Einfahrt ab (Gegenwinder sinkt) und knapp vor Einfahrtssende wieder zu (Gegenwinder geht hoch). Das Gegenteil stellt sich ein, wenn der Quadrant zu weit nach dem großen Bock geneigt steht, wodurch auf die Fäden ein zu starker Zug ausgeübt wird, der sich im Faden als überspannte oder matte Stelle äußert, womöglich auch zum Fadenbruch führen kann.

Schleifen an allen Spindeln entstehen ferner durch ein zu frühes Abstoßen der Windestelze  $h$  bei Wageneinfahrtssende, das Gegenteil matte, überspannte Stellen im Faden haben ihre Ursache in dem zu spät erfolgten Abwurf der Aufwinderstelze bei Wageneinfahrtssende. Für die Einstellung der Anschlagsschiene für den Abwurf der Aufwinderstelze diene als Anhalt: „Je gröber die Garnnummer, desto früher, und je feiner die Garnnummer, desto später soll der Abstoß der Windestelze erfolgen.“ Obwohl es sich, wie hieraus ersichtlich ist, um ganz geringe Einstellungs-beträge der Anschlagsschiene  $n$  Abb. 125 handelt, so ist es ohne weiteres klar, daß jede Geschwindigkeitsveränderung der Wageneinfahrt auch andere Bedingungen für den Abwurf der Aufwinderstelze schafft. Die Belastung des Wagens ist zu Beginn des Abzuges am kleinsten und für den vollen Abzug am größten, was zur Folge hat, daß gegen den fertigen Abzug hin die Wageneinfahrt langsamer wird. Dieser Umstand

wird durch ein teilweises Entspannen des Einzuggegensieles ausgeglichen, welches für den Beginn des neuen Abzuges wieder anzuspannen ist. Die unvermeidlichen Tourenschwankungen der Transmission sind auf ein möglichstes Minimum zu beschränken. Im Moment des Abwurfes der Windestelze soll auch die Überführung der Riemen auf die Festscheiben erfolgen, dies hat noch knapp vor der Wagenausfahrt eine Beschleunigung der Spindelumdrehungen zur Folge, womit Schleifen verhütet werden und gleichzeitig wird dadurch eine feste Kötzerspitze erzeugt.

Schleifen, welche an den Spindeln am Wagenende oder an einer größeren Zahl der Spindeln in der Wagenmitte entstehen, haben ihre Ursachen zumeist in unrichtiger Wageneinstellung, in ungleicher Anspannung der Seile, in ungenügender Wagenversteifung oder in falscher Einstellung der Wagenprellböcke, oder auch in zu lockerem Quadrantenseile.

Schleifenbildung und überspannte Stellen im Garn entstehen durch Klemmungen des Gegenwinders, durch zu geringe oder zu große Belastung oder durch zu späte bzw. zu frühe Einwirkung desselben beim Abwärtsgang des Aufwinders für das Abschlagen, oder infolge ungleichen Abstandes der Spindelspitzen vom Aufwinder. Überspannte Stellen im Garn können auch ihre Ursache in zu heftiger Einwirkung des Spitzenhartwinders haben.

Schleifen entstehen, wenn der Wagenzug oder wenn die Spindelneigung zu groß ist, dann wird der Faden bei der Ausfahrt des Wagens über die Spindelspitze abgezogen, die Fadenreserve wird zu groß.

Schleifenbildung an den einzelnen Spindeln und an verschiedenen Stellen der Maschine haben ihre Ursache meist infolge lockerer Spindelschnüre, wodurch Tourenverluste bei der Einfahrt entstehen, oder Schleifen bilden sich, wenn einerseits beim Anlegen das gerissene Fadenende zu hoch über die Spindelspitze abgezogen wird und andererseits, wenn der Faden nach dem Anlegen nicht an die Spindel gestrichen wird. Bleibt der Fadenbruch an der Spindel längere Zeit unbemerkt, dann bleibt der Kötzer in seiner Größe zurück und es entstehen Schleifen, denen durch entsprechendes Höherücken des Kötzers auf der Spindel entgegengewirkt wird.

Auf jeden Fall ist die Maschine bei Vollendung der Abschlagsperiode stillzusetzen und die Fäden sind in bezug auf Schleifenbildung zu kontrollieren bzw. mit der Hand ausziehen.

Die Neigung zur Schleifenbildung ist bei Garnen, welche mit höherer Drehung gesponnen werden, bekanntlich größer als bei Garnen mit niedriger Drehung, während bei letzteren die Schleifen, wenn sie ein bestimmtes Maß nicht überschreiten, durch den Schleifenzug, Wagenzug oder Gegenwinder ausgezogen werden, trifft dies bei Garnen mit höherer Drehung nur im geringeren Maße zu und wird dadurch berücksichtigt, indem man für alle Übergangsbewegungen den Faden weniger locker überführt, so daß beispielsweise die Rückwindung hier rascher erfolgt als bei weichgedrehten Garnen.

Für die im nachfolgenden unter Punkt 2 angeführte Fehlergruppe gilt die Voraussetzung, daß trotz der richtigen gegenseitigen Einstellung der Aufwinderorgane die fehlerhafte Kötzerform nicht zu beseitigen war.

Abb. 15 zeigt einen Kötzer mit kurzer ovaler Ansatzform, die einzelnen Windungen fallen hier übereinander. Ein Fehler in der Fortrückung der Schaltplatte durch das Schaltrad ist nicht gut anzunehmen, da dies auch eine Verdickung der zylindrischen Form ergeben müßte. Es ist hier das Gefälle der Ansatzkurve Abb. 16 zu flach, das selbe wäre etwa in der punktierten Weise abzuändern.

Abb. 15a bzw. 16a zeigt den entgegengesetzten Fall.

Abb. 17 zeigt einen Kötzer mit langem Ansatzkegel. Die Ansatzkurve Abb. 18 ist zu lang, dieselbe ist nach der punktierten Linie abzuändern.

Abb. 19 zeigt einen Kötzer mit nach außen gekrümmter (konvexer) Spitzenform. Die Windeschiene ist in der Mitte zu stark gewölbt, dieselbe wäre nach der punktierten angezeichneten Linie Abb. 20 vorsichtig abzufilen.

Abb. 21 zeigt den hierfür umgekehrten Fall. Die Spitzenform ist zu hohl geworden. Die Windeschiene besitzt eine Ausbuchtung nach innen und ist umzuändern wie für Abb. 20.

Der zylindrische Teil des Kötzers (Abb. 22) ist konisch, und zwar wird der Durchmesser nach oben hin stärker. Dieser Fehler kann in der Schaltplatte Abb. 23 liegen, indem die Strecke 2—3 zu wenig Gefälle hat, dieselbe ist nach der punktierten Linie abzuändern. Die Ursache für diese Form kann auch an der Spitzenformplatte Abb. 24 liegen, die zu wenig Gefälle hat und nach der punktierten Linie abzuändern wäre.

Der zylindrische Teil des Kötzers (Abb. 25) ist konisch, und zwar wird der Durchmesser nach oben hin schwächer. Es ist in umgekehrter Weise wie für die Form in in Abb. 23 u. 24 zu verfahren.

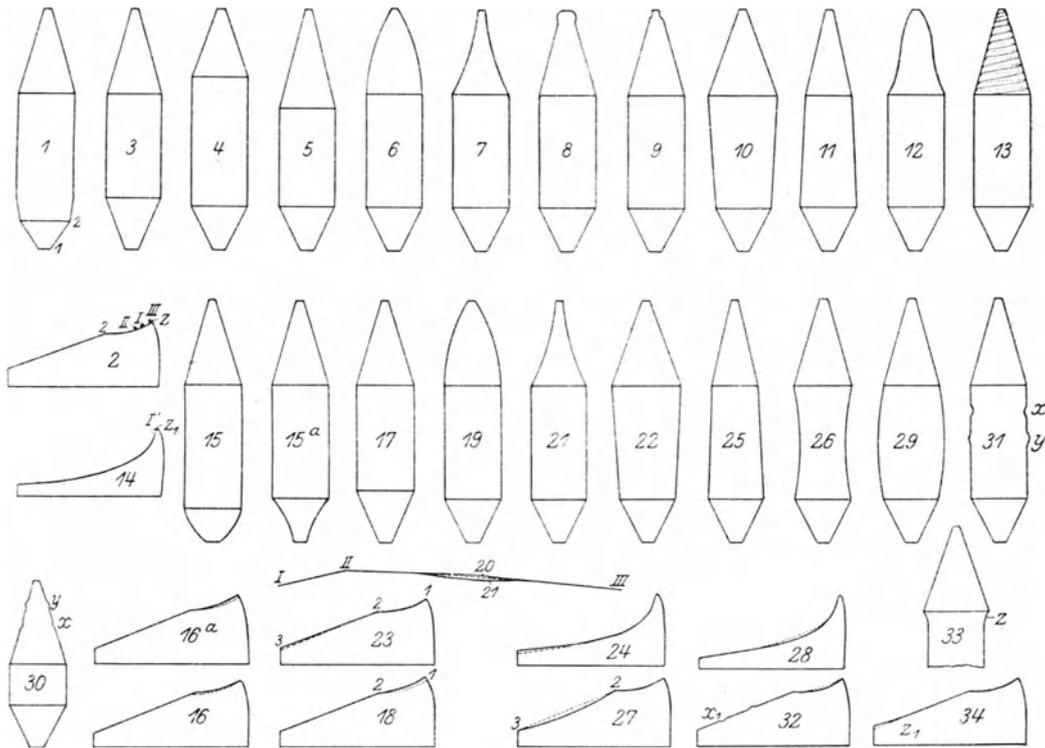


Abb. 150<sub>1</sub>—34.

Der zylindrische Teil des Garnkörpers (Abb. 26) besitzt eine hohle Form. Die Ursache hierfür liegt an der Schaltplatte, welche für die Strecke 2—3 Abb. 27 konkav gekrümmt ist, die Strecke 2—3 ist nach punktierter Linie umzuändern, dieser Fehler kann auch von der Spitzenformplatte herrühren, wenn dieselbe z. B. in der Mitte zu viel Gefälle hat. Nach Abb. 28 ist dieselbe nach der punktierten Linie umzuändern.

Abb. 29 zeigt die entgegengesetzte Kötzerform. Für die Abänderung dieser Form ist in umgekehrter Weise wie für Abb. 27 u. 28 zu verfahren.

Abb. 30 zeigt einen Kötzer mit unebener Spitzenform. Dieselbe hat ihre Ursache in Ungleichheiten der Windeschienenfläche, die sich in derselben Form an dem Kötzer abprägt, so daß jede Erhöhung der Windeschienenfläche eine entsprechende Erhöhung an der betreffenden Windungsstelle erzeugt und jede Vertiefung der Windeschienenfläche eine entsprechende Vertiefung an der in Betracht kommenden Windestelle hervorbringt. Die Auffindung dieser fehlerhaften Stellen an der Windeschiene geschieht nun in der Weise, indem mit dem Wagen bis zu Beginn dieser fehlerhaften Stelle ge-

fahren wird und dieselbe ihrer Länge entsprechend, welche sich durch die weitere Einfahrt und Bewindung der schlechten Stelle bis zu deren Ende ergibt, angezeichnet wird.

Unebenheiten in der äußeren Form des Kötzers rühren zumeist von Unebenheiten der Ansatzformplatte her, die sich auf die Gestaltung des Garnkörpers in derselben Weise abprägen wie die der Windeschienenfläche, so daß also für den Cops (Abb. 31) die Vertiefung  $x$  auch eine Vertiefung  $x_1$  (Abb. 32) und die Erhöhung  $y$  auch eine Erhöhung der Ansatzplatte (Abb. 32) zurückzuführen sind.

Entsteht im obersten Teil des Zylinders eine Verdickung  $z$  (Abb. 33), so wird im letzten Teil der zylindrischen Schaltungslänge zu wenig geschaltet, das Gefälle ist in  $z_1$  nach der punktierten Linie zu ändern (Abb. 34).

Die Abänderung der fehlerhaften Stellen an den Formmechanismen geschieht einerseits durch Abfeilen oder andererseits durch Auflegen von entsprechenden Eisenplättchen. Beides hat von sicheren und sachkundigen Händen zu erfolgen, da durch die hohe Empfindlichkeit der formgebenden Teile sonst neue Fehler leicht entstehen können.

### Umänderung des Windeapparates von Bobinen (Kette) auf Kannetten (Schuß).

Für die in der Weberei in Verwendung stehenden Formen bzw. Dimensionen der Garnkörper unterscheidet man allgemein zwei Arten, und zwar

1. Garnkörper, welche zum Anlegen der Kette dienen (Kettkötzer = Bobine).
2. Garnkörper, welche zum Eintragen des Schusses dienen (Schußkötzer = Kannette).

Der Faden wird beim Kettkötzer in ruhender Lage über die Spitze abgezogen, wobei derselbe keine besondere Beanspruchung in bezug auf Festigkeit und Dehnbarkeit erfährt. Stabilität des Garnkörpers ist also nur, soweit es sich um den Transport der Kettkötzer handelt, nötig. Die Art der Verarbeitung der Kettkötzer gestattet den wesentlichen Vorteil, die Dimensionen derselben ziemlich groß zu wählen, so daß sie eine große für das Schären günstige Länge aufnehmen können. Die Größe der Kettkötzer ist begrenzt durch die Länge der Spindel sowie durch die Teilung derselben, d. i. die Entfernung zweier Spindeln voneinander. Im allgemeinen ist für die Herstellung von Kettkötzern das gefällige Aussehen sowie die bequeme Handlichkeit derselben grundlegend.

Die Beanspruchung der Schußkötzer ist in der Weberei eine weitaus größere und zwar infolge der bei jedem Hubwechsel des Schützen auftretenden Stoßwirkung. Um nun den Kötzer vor einem Beschädigen durch Umbiegen oder Abbrechen zu schützen, erhält derselbe von innen heraus eine Versteifung, die darin besteht, daß man hier auf eine sogenannte durchgehende Hülse von stärkerem Papiermaterial windet, diese bildet dann den eigentlichen Kern, auf welchem sich der Kötzer aufbaut. Die Größe der Dimensionen des Schußkötzers bestimmt die in Verwendung kommende Schützengröße, die je nach der herzustellenden Webware wieder verschieden groß ist.

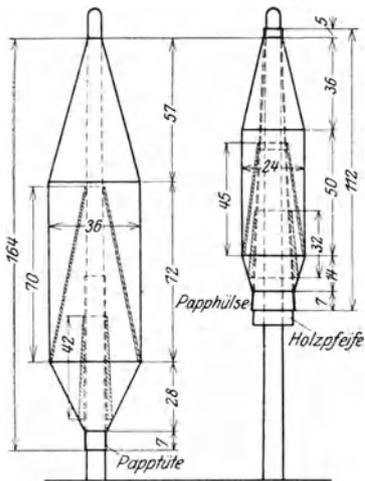


Abb. 151.

Abb. 152.

Abb. 151, 152 zeigen zwei Garnkörper mit Angaben der Abmessungen, nach deren annähernden Größen die Kötzer in der Kammgarnspinnerei vielfach für Kette und Schuß hergestellt werden.

Nach Abb. 152 ist der Anwindepunkt für den Beginn des Schußkötzers etwas nach oben verlegt. Dies hat den Vorteil, daß durch den nach oben hin schwächer werdenden Spindeldurchmesser ein größeres Windungsvolumen und infolge geringerer Zeit-

dauer für das Abschlagen eine erhöhte Produktion erzielt wird. Gleichzeitig ergibt sich hier ein leichteres Abziehen der vollen Kötzer und somit ein geringerer Zeitverlust. Die Hülse besitzt eine Kegelform und hat an ihrer Basis einen Außendurchmesser von 15 mm und an der Spitze 5 mm bei einer Materialstärke von etwa 0,5 mm. Die Länge der Hülse beträgt für unseren Fall 112 mm. Damit nun die Hülse trotz des kleineren Durchmessers der Spindel eine sichere Auflage bekommt, werden auf alle Spindeln geeignete Holzpfeifen angeschlagen, deren Kegelform der Hülse angepaßt ist. Die leere Hülse wird beim Aufstecken auf die Holzpfeife derart gepreßt, daß sie mit ihrem oberen Teil auf die Spindel aufsitzt. Eine neuere Art der Hülsenbefestigung ist die durch Blattfedern.

Für die Herstellung eines Schußkötzers nach den in Abb. 152 angegebenen Abmessungen bedarf es der Anpassung der hierfür in Betracht kommenden Windungsorgane, die durch geeignete Einstellung den veränderten Bedingungen entsprechen müssen.

Die Ansatzhöhe des Schußkötzers ist gegenüber dem Kettkötzer bedeutend kleiner und bedingt daher eine kleinere Ansatzkurvenlänge der Formplatte  $F_a$ . Dies wird nun dadurch erreicht, daß für den Beginn des Abzuges der Zapfen  $Z$  der Windeschiene die Anfangsstellung in dem Punkt 2 (Abb. 133), welcher ungefähr um 46 mm vom Punkt 1 (Anfangsstellung für Kettkötzer) entfernt ist, einnimmt. Diese Anfangsstellung wird mittels der Schraube  $m$  fixiert, evtl. an der Formplatte angezeichnet, vorausgesetzt, daß hierfür eine einwandfreie Ansatzform entsteht. Oftmals ist dieser Punkt, sowie der Punkt der Anfangsstellung für die Kettkötzer von der Maschinenfabrik eingezeichnet.

Der Wendepunkt für den Übergang der Ansatzform in den zylindrischen Teil des Kötzers wird hier früher erreicht, infolgedessen hat auch der Zapfen  $Z_1$  der Windeschiene in diesem Moment auf das flachere Gefälle der Spitzenplatte  $F_s$  überzugehen. Dies wird dadurch erreicht, daß die Spitzenplatte durch vorherige Lösung der Schrauben  $s_6$  um etwa 15 bis 20 mm gegen den großen Kopf verschoben wird, so daß der Zapfen  $Z_1$  in Punkt 3 (Abb. 133) zu liegen kommt.

Die Spitzenplatte  $F_{s_1}$  für die Kreuzwindung ist soweit nach dem kleinen Kopf nachzuschieben, bis das frühere Verhältnis, nach welchem die Anfangsstellung der Windeschienenrolle zu Beginn der Einfahrt ein wenig höher ist als bei Wageneinfahrtsende erreicht ist, wobei noch der Umstand zu berücksichtigen ist, daß im gegenwärtigen Falle die gesamte Gefällshöhe für die Kreuzwindung kleiner ist und somit auch ein Teil des großen Gefälles der Spitzenplatte wegzubleiben hat. Dies hat eine Linksverschiebung der Hilfsplatte  $F_{s_1}$  von etwa 28 mm zur Folge; etwa sich ergebende Differenzen in der Höhe können durch Schraube  $s_2$  ausgeglichen werden.

Ein weiterer Vergleich der beiden Kötzerdimensionen ergibt, daß für den Schußkötzer die Windungshöhen auf eine kleinere Höhe umzuändern sind. Diese Änderung wird durch Herausdrehen der Schraube  $s_1$  erreicht, indem dadurch das Gefälle II bis III (Abb. 133) der Windeschiene flacher wird. Bei der Einstellung der Windungshöhe ist zu berücksichtigen, daß diese zum Teil schon durch die vorherigen Verstellungen verkürzt worden ist. Als Anhalt für die Einstellung der Windungshöhe diene, daß sich der Zwischenraum  $a$  (Abb. 133) um etwa  $\frac{1}{3}$  zu verringern hat.

Infolge der nach oben verlegten Anwindestelle ist der Aufwinder in diese Anfangslage zu bringen und erfolgt dies durch die Verkürzung der Aufwindestelze mittels der Schraube  $s_3$  durch vorheriges Lösen der Schraube  $s_3$ , oder auch durch Tieferstellen der Aufsitzrolle  $o$ .

Letzte Stellungsart hat ein Sinken des Aufhängepunktes  $p$  (Abb. 133) zur Folge, was wiederum eine größere Hubhöhe (s. Abb. 137) und somit auch eine größere Windungshöhe hervorbringt. Durch diesen Umstand als auch noch dadurch, daß die kurze Hülsenlänge von 112 mm von 15 auf 5 mm  $\varnothing$  abnimmt, wodurch der mittlere Kegeldurchmesser eine größere Zunahme erfährt, würde sich eine Abnahme des Zylinder-

durchmessers nach oben ergeben (s. Abb. 150<sub>11</sub>), der man dadurch begegnet, daß man den Halbmond nach vorheriger Lösung der Schrauben  $s_4$  nach dem großen Kopf stellt. Die Größe der Verstellung bewegt sich etwa zwischen 2 bis 4 mm auf der Winderwelle gemessen, wobei berücksichtigt werden muß, daß die Verstellung um 1 mm durch die Größe des Halbmessers des Aufhängepunktes des Halbmondes und des Aufwinders sich bedeutend vergrößert. Beträgt z. B.

der Halbmesser der Winderwelle = 17,5 mm,

„ „ des Schwingbogens vom Aufhängepunkt der Aufwinderstelze = 96 mm,

„ „ des Aufwinders = 170 mm,

dann ist das Übersetzungsverhältnis

$$\frac{1 \cdot 96 \cdot 170}{17,5 \cdot 96} = \mathbf{9,7 \text{ fach}},$$

d. h. bei 1 mm Verstellung des Halbmondes auf der Aufwinderwelle gemessen, ergibt für den Aufwinder eine Veränderung um 9,7 mm.

Die Veränderung des mittleren Windungskegeldurchmessers für den Beginn des Abzuges von  $\frac{10 + 8}{2} = 9$  für Bobinen auf  $\frac{15 + 11}{2} = 13$  mm für Kannetten bedingt eine höhere Anfangsstellung für die Laufmutter  $m$  (Abb. 120) des Quadranten und wird hierfür dieselbe um etwa 300 mm vom Drehpunkt des Quadranten nach oben verschoben bzw. eingestellt.

Infolge der kleineren Unterschiede, welche zwischen den Basis- und den Spitzendurchmessern bestehen, muß auch die Ausschwingung des Quadranten kleiner werden und wird dies dadurch erreicht, daß der Quadrantentriebkolben  $z_{22}$  (Abb. 119) durch einen Triebkolben, welcher einen Zahn weniger besitzt, ausgewechselt wird. Vielfach sucht man diesem Umstand dadurch gerecht zu werden, indem man den Quadranten um 2 bis 3 Zähne durch Lockerung des oberen langen und Anspannen des unteren kurzen Seiles nach dem großen Kopf zu stellt. Diese Verstellung besitzt jedoch den Nachteil, daß durch die Verlegung des Quadranten nach dem großen Kopf die dadurch hervorgerufene größere Hauptwindungsfadenlänge auf Kosten der Kreuzwindungsfadenlänge geht und die Gesamtausschwingung unverändert geblieben ist.

Beim Rückwinden muß der Faden eine senkrechte Lage zu der Spindel einnehmen und ist hierfür den veränderten Bedingungen, welche durch die Vergrößerung des Spindeldurchmessers, hervorgerufen durch die Stärke der durchgehenden Hülse, entsteht, Rechnung zu tragen. Da nun bei jeder Rückwindung der Spindel die frei werdende Fadenreserve größer ist, als dies für die kurzen Kethhülsen der Fall ist, so bedingt dies auch eine Verkürzung der Abschlagkette, wodurch sich der Aufwinder früher senkt. Eine vollkommenere Anpassungsfähigkeit der Aufwindergeschwindigkeit für den Abwärtsgang in bezug auf die im vermehrten Maße frei werdenden Rückwindungslängen wird durch Einsetzen einer größeren Abschlagsrolle erreicht, da der Aufwinder  $a$  dann auch mit größerer Geschwindigkeit nach abwärts schwingt, während durch die erste Änderung derselbe nur früher in Tätigkeit tritt, aber seine Geschwindigkeit unverändert bleibt.

Die Geschwindigkeit der Abschlagperiode kann noch eine Steigerung erfahren, da sich dann die Reservespiralen bei der Rückwindung von der rauheren Hülse besser loslösen. Dasselbe wird durch Einsetzen eines größeren Abschlagwechsels erreicht.

Die Verringerung des Durchmessers erfolgt durch Vergrößerung der Schaltbeträge, welche unter Berücksichtigung der Garnnummer durch Einsetzen eines Schaltrades mit kleinerer Zähnezahl bzw. ein Fortrücken um mehrere Zähne bei einem Wagenspiel erreicht wird.

Etwaige Unstimmigkeiten in der Einstellung der einzelnen Mechanismen prägen sich in der Gestalt und Form des Kötzers ab und sind vor Beginn des nächsten Abzuges entsprechend abzuändern.

## Die selbsttätige Regulierung der Laufmutter am Quadranten.

Wie bereits bekannt, äußert sich die Zunahme der Fadenreserve auf dem Gegenwinder in der Weise, daß derselbe während der Einfahrt eine höhere Lage einnimmt, d. h. er kann infolge der größeren vorhandenen Reserve an Faden beim Aufwärtsschwingen seinem Eigengewicht länger folgen und die zu große Fadenreserve wird durch das Weiterausschwingen des Gegenwinders aufgenommen. Der umgekehrte Fall tritt ein, wenn die Fadenreserve eine Abnahme erfährt, indem die für die Aufwindung fehlende Länge aus der zur Verfügung stehenden Fadenreserve entnommen wird, dies hat nun ein Sinken des Gegenwinders zur Folge. Diese kleine fehlende Garnlänge wird, da sie schon zu Beginn oder während der Einfahrt entsteht, im Verlauf der weiteren Einfahrt aus der vom Wagen zugeführten Fadenlänge im voraus entnommen, womit vor Schluß der Einfahrt ein Minus an Faden entsteht, welches aus der vorhandenen Fadenreserve zu ersetzen ist. Dieser Verbrauch an Fadenreserve hat knapp vor Einfahrtsende im selben Maße ein Sinken des Gegenwinders zur Folge und gibt diese Tiefstellung die Ursache für das Emporschalten der Laufmutter  $m$  des Quadranten.

Die Verlegung der Laufmutter des Quadranten nach oben für den ständig wachsenden Ansatz-Doppelkegel erfolgte bei den älteren Maschinen von Hand, wobei die Größe des Betrages, um welchen die Laufmutter nach oben geschaltet wurde, von der jeweiligen Höhenstellung, welche der Gegenwinder knapp vor Einfahrtsende hatte, abgeschätzt wurde.

Um das Emporschalten der Quadrantenlaufmutter (Regulieren), durch welches der Spinner stark in Anspruch genommen wird, von demselben unabhängiger zu machen, werden alle neueren Selfaktoren mit selbsttätigen Aufwinderregulatoren ausgerüstet, und wird die Einwirkung der Regulatoren auf die Emporschaltung der Laufmutter stets von der entsprechenden Tiefstellung des Gegenwinders eingeleitet bzw. abhängig gemacht. Je nach der Wagenstellung, in welcher die Quadrantenlaufmutter geschaltet wird, unterscheidet man:

1. Regulatoren, welche während der Wageneinfahrt betätigt werden,
2. Regulatoren, welche während der Wagenausfahrt betätigt werden.

**Regulator von J. J. Möckel.** (Abb. 153.) (Während der Wageneinfahrt wirkend.) Der Übergang des Regulators beim Abnehmen der Fadenreserve in die Arbeitsstellung wird durch den Eingriff des Sperrzahnes  $z$  in das Sperrrad  $S$  hervorgerufen. Der Sperrzahn  $z$  ist an den um  $D$  drehbar gelagerten Hebel  $H$  befestigt, der infolge seines Eigengewichtes das Bestreben hat, nach unten zu gehen und dadurch ständig versucht, durch den Zahn  $z$  in Eingriff mit dem Sperrrad zu gelangen. Das Abwärtsschwingen von  $H$  wird nun von der Fadenreserve des Gegenwinders dadurch abhängig gemacht, indem eine um die Rolle  $o$  des Hebels  $H$  gelegte Kette  $K$  mit einem Ende bei  $a_1$  an dem auf der Gegenwinderwelle befestigten Hebel  $H_1$  angebracht ist, während das andere Ende der Kette in  $a$  des Winkelhebels  $h$ , welcher wiederum am Hebel  $H_2$  drehbar befestigt ist, seinen Anknüpfungspunkt hat. Senkt sich nun infolge Fadenmangels der Gegenwinder, so sinkt auch gleichzeitig der Kettenbefestigungspunkt  $a$  des Hebels  $H_1$ , der Sperrzahnhebel  $H$  geht nach unten und  $z$  kommt mit Sperrrad  $S$  im Eingriff, das Gegenteil tritt natürlich ein, wenn infolge genügender Fadenreserve der Gegenwinder nach oben ausschwingt.

Mit dem Sperrrad  $S$  bildet die Kettenrolle  $k$  ein Stück, letztere greift in eine endlose Kette  $K_1$ , welche einmal über eine am großen Kopf angebrachte Leitrolle  $l$  und das andere Mal über ein auf der Quadrantenachse befestigtes Kettenrad  $k_1$  gelegt ist und sich also über die ganze Länge des Wagenweges erstreckt, wobei die Leitrollen  $l_1, l_2$  außer der Führung der Kette noch den Zweck haben, einen sicheren Ketteneingriff der maßgebenden Kettenräder zu erzeugen.

Hat die Fadenreserve ihre richtige Länge, dann nimmt auch der Gegenwinder seine normale Stellung ein und der Sperrzahnhebel  $H$  wird über dem Sperrrad  $S$  gehalten. Die Kette  $K_1$  führt hierbei keinerlei Bewegung aus und das Kettenrad  $k$  rollt sich bei der Einfahrt auf der Kette unter gleichzeitiger Mitnahme des Sperrades  $S$  ab, da dasselbe mit dem Kettenrad verbunden ist. Diese Umdrehungen des Sperrades bleiben auf die Tätigkeit des Apparates ohne irgendwelchen Einfluß und sind als Leerbewegung zu betrachten. Nimmt die Fadenreserve ab, dann sinkt der Gegenwinder und ebenfalls der Hebel  $H_1$  mit Anhängepunkt  $a_1$ . Der Sperrzahnhebel  $H$  geht nach unten und der Zahn  $z$  greift in das Sperrrad  $S$  ein und verhindert dasselbe an der Weiterdrehung, die Kette ist hier gewissermaßen festgeklemmt und wird von der weiteren Einfahrts-

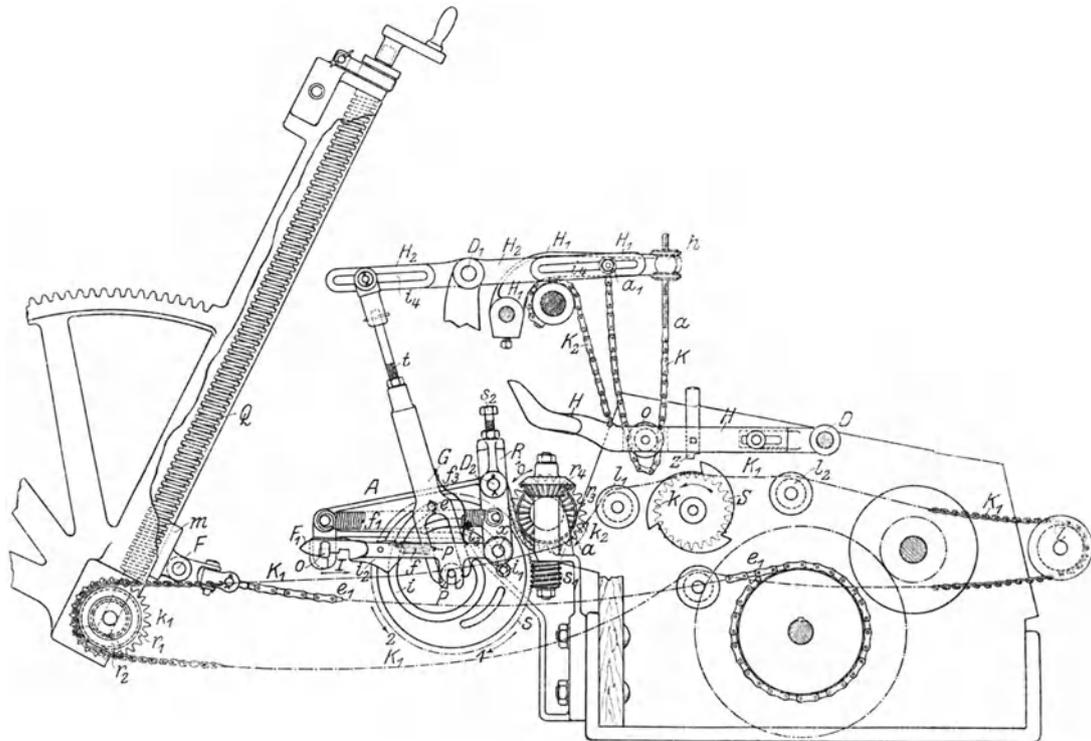


Abb. 153.

bewegung des Wagens mitgenommen. Diese Mitnahme der Kette erzeugt eine Drehbewegung des auf der Quadrantenwelle befestigten Kettenrades  $k_1$ , und wird dieselbe durch die Kegelräder  $\frac{r_1}{r_2}$  auf die Quadrantenspindel  $Q$  in der Drehrichtung von links nach rechts übertragen, wodurch die Laufmutter  $m$  um einen Betrag emporgeschaltet wird. Ist nun die Laufmutter genügend nach oben verschoben worden, so daß die Fadenreserve wieder größer wird, so geht hierfür der Gegenwinder wieder nach oben und hebt den Sperrzahnhebel  $H$  aus dem Eingriff mit dem Sperrrad  $S$ , dasselbe rollt sich dann von der die Ruhelage wieder einnehmenden Kette  $K_1$  ab.

Zu Beginn eines neuen Abzuges besitzt die Fadenreserve die größte Länge und nimmt mit dem Fortschreiten des Aufbaues des Garnkörpers allmählich ab; dies hat nun seinen Grund darin, daß für den Beginn des Kötzers die freie Spindellänge am größten ist und gleichzeitig der Durchmesser der Spindel nach unten hin eine Zunahme erfährt, so daß für die Herstellung der Verbundspiralen eine größere Fadenlänge erforderlich ist, als dies bei fortgeschrittenem Kötzer der Fall ist. Dies hat zur Folge, daß am Schluß der Einfahrt eine größere Fadenreserve vorhanden sein muß, die aber

wieder eine höhere Normallage des Gegenwinders bedingt. Mit dem Fortschreiten des Kötzeraufbaues findet eine Abnahme der freien Spindellänge und des Durchmessers statt, es ergibt dies wieder eine Abnahme der Verbundspiralen und somit ein Abnehmen der Fadenreserve, und es wird im gleichen Maße die Normallage des Gegenwinders bei fortgeschrittenem Kötzeraufbau bei Einfahrtsende tiefer. Infolgedessen ist die Intensität für das Regulieren diesem Umstande anzupassen, und der Regulator hat zu Beginn bei einer höheren Gegenwinderstellung länger zu wirken, als dies gegen Ansatzende hin der Fall ist. Mit dem Tieferwerden der Normallage des Gegenwinders erfolgt gleichzeitig eine Annäherung des Sperrzahnhebels  $H$  gegen das Sperrrad  $S$  hin, durch welches ein vermehrtes Regulieren hervorgerufen würde. Um dies zu verhindern, wird bei jedesmaligem Regulieren der Anknüpfungspunkt  $a$  der Kette  $K$  um einen entsprechenden Betrag nach oben verlegt, wodurch das Sinken des Befestigungspunktes  $a_1$  ausgeglichen wird.

Durch Abrollung des Kettenrades  $k_2$  auf der stillstehenden Kette  $K_1$  erhält mittels Übersetzung  $\frac{r_3 \cdot s_1}{r_4 \cdot s}$  das Schneckenrad  $s$  während der Wagenausfahrt Drehung in Richtung 1; ist bei der folgenden Wageneinfahrt genügend Fadenreserve vorhanden, so bewegt sich das Rad  $s$  um denselben Betrag wieder zurück nach Richtung 2, ohne hierbei irgendeinen Einfluß auszuüben. Fällt nun bei der Einfahrt infolge kleiner Fadenreserve der Sperrzahn  $z$  in das Sperrrad  $S$  ein, so erhält die Kette  $K_1$  eine Verschiebung in Richtung I, das Kettenrad, welches sich bis jetzt von der Kette in Richtung  $a$  abgerollt hat, erhält eine entgegengesetzte Drehrichtung nach  $b$ , wodurch das Schneckenrad  $s$  in die Drehrichtung, welche sie für die Ausfahrtsbewegung angenommen hat, also nach 1, weiter gedreht wird. Da nun für dieses Wagenspiel das Rad  $s$  mehr nach Richtung 1 als nach 2 gedreht worden ist, so entsteht hierfür eine Differenz, welche sich in eine Verdrehung des Schnecken- oder Differentialrades  $s$  nach Richtung 1 äußert. Dasselbe besitzt einen kurvenförmigen Schlitz  $i$ , in welchem die Gabel  $G$ , die die Nabe von  $s$  umfaßt, mittels Zapfen  $e$  gelagert ist. Die Gabel  $G$  ist wieder mit einer verstellbaren Stange  $t$  verschraubt, welche im Schlitz  $i_4$  des um  $D_1$  drehbar gelagerten Hebels  $H_2$  befestigt ist. Im Verlauf des Ansatzspinnens führt nun jedesmal, wenn eine Verschiebung der Laufmutter stattfindet, gleichzeitig das Differentialrad  $s$  eine Verdrehung nach Richtung 1 aus, wobei der Zapfen  $e$  der Gabel  $G$  im Kurvenschlitz  $i$  abwärts gleitet und im selben Maße durch den Hebel  $H_2$  eine Hebung des Anknüpfungspunktes  $a$  der Kette  $K$  hervorbringt.

Für die von Schicht zu Schicht abnehmenden Fadendicken (s. S. 241) haben auch die einzelnen Schaltbeträge der Quadrantenlaufmutter abzunehmen. In Berücksichtigung dieses Umstandes ist die Kurvenform des Schlitzes  $i$  in der Weise ausgeprägt, daß der Zapfen  $e$  der Gabel  $G$  von Beginn bis zum fertigen Ansatzkegel hin eine Steigerung in seiner Abwärtsbewegung erfährt, wodurch im selben Maße der Kettenanknüpfungspunkt  $a$  gehoben wird und der Sperrzahnhebel  $H$  eine höhere Lage erhält. Indem nun für den Eingriff des Sperrzahnes in das Sperrrad ein größerer Weg zurückzulegen ist, so erfolgt ersterer später, da hierfür eine größere Senkung des Gegenwinders nötig ist, und es ergibt sich dann eine kürzere Eingriffsdauer von  $z$  und  $S$ , und demnach wieder ein kleinerer Schaltungsbeitrag der Laufmutter  $m$ .

Damit für die Wagenausfahrt der Sperrzahnhebel trotz der tieferen Gegenwinderstellung eine bestimmte Lage über dem Sperrrad einnimmt, wird derselbe von der Gegenkette  $K_2$ , welche mit ihrem anderen Ende auf der Aufwinderwelle befestigt ist, gehalten. Bei der Abschlagbewegung, bei welcher der Aufwinder tiefgeht, wird auch die Gegenkette  $K_2$  locker und der Sperrzahnhebel wird im selben Moment von dem hochgehenden Gegenwinder bzw. der Kette  $K$  übernommen.

Hat die Laufmutter ihre höchste Lage erreicht, also bei Ansatzende, so wird die Wirksamkeit des Regulators aufgehoben; zu diesem Zweck stößt der verstellbare Stift  $i_1$  an die schiefe Fläche  $i_2$  der Sicherungsfalle  $F_1$  und verschiebt dieselbe unter Über-

windung der Federspannung  $f$ , so daß der am feststehenden Arm  $A$  angebrachte Vierkantbolzen  $o$  von der Umklammerung von  $F_1$  frei wird. Beim weiteren Aufwärtsgang des Stiftes  $i_1$  hebt derselbe den Sperrhebel  $P$ , welcher die Welle des Differentialrades  $s$  gabelförmig umfaßt und mit Hebel  $R$  bei  $x$  gelenkig verbunden ist, über den Vierkantbolzen  $o$  hinweg. Dadurch wird die Feder  $f_1$ , welche einerseits mit dem feststehenden Arm  $A$  und andererseits mit dem Hebel  $R$  unter Spannung verbunden ist, frei und schnell in ihre ursprüngliche Lage zurück, wobei das Differentialrad unter Einwirkung des Hebels  $P$  aus dem Eingriff der Schnecke  $s_1$  gerückt wird. Hierbei führt der Hebel  $R$ , welcher im Arm  $A$  seinen Drehpunkt  $D_2$  besitzt, mit seinem oberen Teil eine Bewegung nach rechts aus und stellt sich mit Schraube  $s_2$  unter die schiefe Fläche des Sperrhebels  $H$ , womit für den weiteren Verlauf des Kötzeraufbaues ein Einfallen des Sperrzahnes in das Sperrrad verhütet wird.

Das Differentialrad wird im Moment des Ausschaltens in seine Anfangsstellung selbsttätig überführt, und wird zu diesem Zweck eine Bandfeder, welche mit ihrem einen Ende am Differentialrad und mit ihrem anderen Ende an der Welle befestigt ist, während der Wirksamkeit des Regulators aufgewickelt und dadurch angespannt. Sobald nun der Eingriff des Differentialrades mit der Schnecke gelöst ist, schnellt die Bandfeder in ihre vorherige Lage zurück, wobei das Differentialrad in seine Anfangsstellung überführt wird. Um die Anfangsstellung festzulegen und andererseits den Stoß beim Zurückschnellen des Differentialrades abzuschwächen, dient der verstellbare Stift  $i_3$ , welcher an die an der Gabel  $G$  angebrachte Blattfeder  $f_3$  stößt. Das Einstellen des Zapfens  $e$  hat für das Spinnen von Bobinen nur dann zu erfolgen, wenn der Wagen die Stellung in nächster Nähe der Zylinderbank einnimmt. Wird z. B. der Zapfen  $e$  bei etwas ausgefahrenem Wagen am Ende des Schlitzes  $i$  eingestellt, so stößt der Zapfen  $e$  während der folgenden Wageneinfahrt bei Drehung von  $s$  nach Richtung 2 an das Schlitzende, bevor der Wagen innen ankommt. Dadurch erhält die Quadrantenmutter eine Verschiebung nach oben, so daß eine Regulierung von  $m$  eintritt, die nicht von der abnehmenden Fadenreserve beeinflußt wird.

Die vorhandenen Schlitze  $i_4$  erlauben eine große Verstellbarkeit der hierfür maßgebenden Organe, wodurch der Regulator allen Nummern und Kötzergrößen angepaßt werden kann. Durch leicht verstellbare Schraubenmuttern  $h$  können außerdem etwaige auftretende Regulierungsschwankungen ausgeglichen werden.

**Regulator von Jean Sax.** (Abb. 154.) (Während der Wagenausfahrt wirkend.) Bei der Wagenausfahrt nimmt der Regulator die in Abb. 154 gezeichnete Lage ein, eine Regulierung findet bei dieser Stellung nicht statt. Ist der Wagen am Ausfahrtsende angelangt, so geht für die Abschlagsperiode der Aufwinder nieder und der an seiner Welle befestigte Hebel  $a$  drückt den Hebel  $b$  nach unten, wodurch der Hebel  $c$ ,

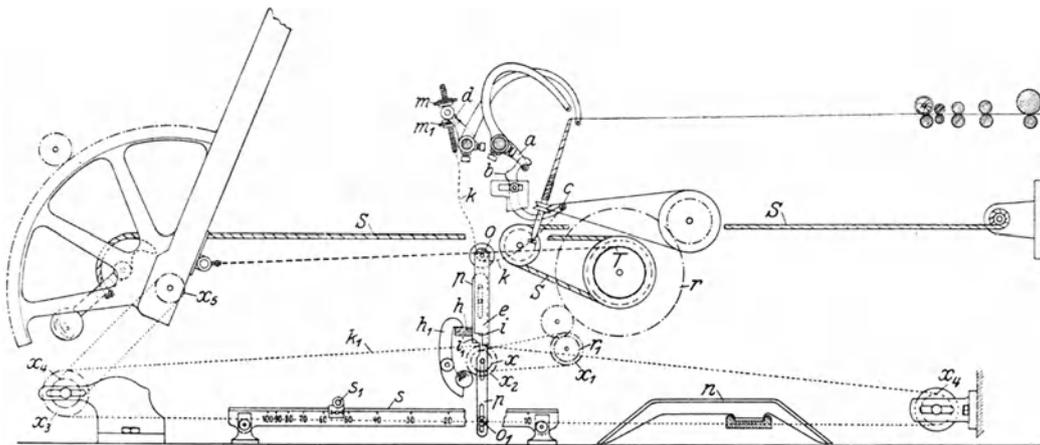


Abb. 154.

welcher mit  $b$  einen Winkelhebel bildet und auf einem am Wagen befestigten Bolzen lose aufsitzt, nach oben geht und die vorerst lose durchhängende Kette  $k$  leicht anspannt. Die Kette  $k$  ist mit ihrem anderen Ende an einem kurzen Arm  $d$ , welcher auf der Gegenwinderwelle sitzt, befestigt und hält die Rolle  $o$  der Aufsitzplatte  $e$  umschlungen, wodurch während der Wageneinfahrt jeder Hochgang des Gegenwinders ein Sinken und jeder Tiefgang desselben ein Heben der Aufsitzplatte  $e$  hervorbringt.

Nimmt nun die Fadenreserve soweit ab, daß sich ein Emporschalten der Quadrantenmutter nötig macht, so wird infolge des Tiefganges des Gegenwinders die Aufsitzplatte  $e$  soweit gehoben, bis unter dem Federzug  $f$  (Abb. 155) das rechte Ende des Doppelhebels  $h$  unter Kerbe  $i$  der Platte  $e$  sich unterstellen kann. Der Doppelhebel  $h$  ist in  $u$  so aufgehängt, daß derselbe außer einer Drehbewegung auch eine seitliche Bewegung ausführen kann. Letztere Bewegung wird nun unter dem Eigengewicht der auf dem rechten Ende von  $h$  aufsitzenden Platte  $e$  veranlaßt werden, jedoch vorläufig durch den Sperrhebel  $h_1$  verhindert.

Das Kettenrad  $x$ , welches mit der Kuppelungshälfte  $K$  ein Stück bildet und lose auf der Welle  $w$  sitzt, erhält während der Aus- und Einfahrt von der Trommelwelle aus mittels Übersetzung

$$\frac{r \cdot x_1}{r_1 \cdot x}$$

Umdrehungen nach beiden Richtungen, die, solange die Kupplung  $KK_1$  ausgelöst bleibt, Leerdrehungen sind. Das Kettenrad  $x_2$ , welches mit der anderen Kuppelungshälfte  $K_1$  fest verbunden ist und ebenfalls lose auf  $w$  sitzt, greift in die feststehende endlose Kette  $k_1$ , welche über die am großen und kleinen Kopf befestigten Kettenräder  $x_3$  und  $x_4$  geführt ist, und rollt sich  $x_3$  bei der Aus- und Einfahrt des Wagens auf  $k_1$  ab. Wird jedoch der Doppelhebel  $h$  während der Einfahrt, wie vorhin erwähnt, durch das Eigengewicht der Platte  $e$  belastet, so gibt der Sperrhebel  $h_1$  im Verlauf der Ausfahrt den Doppelhebel  $h$  dadurch frei, indem  $h_1$  auf einen an Schiene  $s$  befindlichen Anschlag  $s_1$  stößt. Der Doppelhebel  $h$  schwingt unter dem Gewicht der Platte  $e$  nach unten und rückt die Kupplung  $K_1$  in  $K$  ein, die vom Trommelrad  $r$  ausgehende Drehbewegung wird dadurch der Kette  $k_1$  mitgeteilt und durch

$$\frac{k_1 \cdot x_4}{x_3 \cdot x_5}$$

auf die Quadrantenspindel übertragen.

Die Anregung zur Emporschaltung der Quadrantenlaufmutter ist bekanntlich stets von der Einstellung des Gegenwinders knapp vor Wageneinfahrtsende abzuleiten, und es muß daher Sorge getragen werden, daß Senkungen bzw. Schwankungen des Gegenwinders vor dieser Zeit auf den Regulator keinen Einfluß ausüben können. Zu diesem Zweck ist an der Aufsitzplatte  $e$  ein Sperrriegel  $p$  angebracht, der den Doppelhebel  $h$  auch dann ausgerückt hält, wenn im Verlauf der Einfahrt die Aufsitzplatte  $e$  infolge der Gegenwinderschwankungen so hoch gehoben würde, daß  $i$  über  $h$  zum Aufsitzen käme. Erst knapp vor Einfahrtsende läuft die verstellbare Rolle  $o_1$  des Sperrriegels  $p$  auf die kurze Schiene  $n$  auf und  $p$  wird dadurch soweit gehoben, daß der Doppelhebel  $h$  sich unter  $i$  der Aufsitzplatte  $e$  stellen kann, vorausgesetzt, daß durch die Endstellung des Gegenwinders Platte  $e$  genügend hoch gehoben ist.

Mit der Zunahme des Ansatzes erfahren die Schichtendicken eine Abnahme und haben hierfür auch die Schaltbeträge der Quadrantenmutter abzunehmen. Die Um-

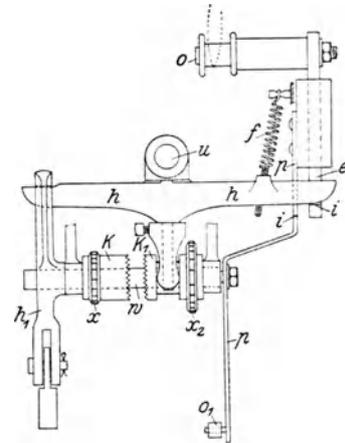


Abb. 155.

drehungen der Kettentrommel bei der Wageneinfahrt erfolgt bekanntlich durch die Abwicklung der Quadrantenkette, und zwar nimmt für den Beginn des Abzuges bis zum fertigen Ansatz hin die Kettenabwicklung von Maximum auf Minimum ab. Die bei jeder Wageneinfahrt abgewickelte Quadrantenkette wird nun bei der folgenden Ausfahrt durch Abrollung der Trommel  $T$  um das festliegende Seil  $S$  wieder aufgewickelt, und es ergibt sich demnach für die Rückdrehung der Quadrantentrommel im gleichen Maße eine Abnahme vom Maximum auf Minimum. Da nun die Größe der Regulierung nicht nur von der Zeitdauer, in welcher die Kupplung  $KK_1$  im Eingriff steht, sondern auch von der Umdrehungszahl des Kettenrades  $x$  abhängt, so ergibt sich für die immer kleiner werdenden Kettenaufwicklungslängen eine Abnahme der Umdrehungen des Zahnrades  $r$  bzw. des Kettenrades  $x$ , und obwohl die Zeitdauer, in welcher der Regulator wirksam ist, während des Wachsens des Ansatzes immer dieselbe bleibt, so nehmen hierfür die einzelnen Schaltbeträge ständig ab.

Kommt der Wagen außen an, so stößt der linke Schenkel des Hebels  $h$  an einen Anschlag am Vorderbock, hierbei erfährt der rechte Schenkel von  $h$  eine seitliche Ausschwingung und die Aufsatzplatte  $e$  fällt durch ihr Eigengewicht herab. Der Federzug, welcher in diesem Moment zur Wirkung kommt, zieht den rechten Schenkel des Hebels  $h$  in seine ursprüngliche Lage zurück und die Kupplung  $KK_1$  wird ausgerückt, gleichzeitig legt sich der Sperrhebel  $h_1$  infolge seines nach unten verlegten Schwergewichtes mit seinem Ansatz selbsttätig über den linken Schenkel vom Doppelhebel  $h$ .

Für grobe Nummern, bei welchen der mittlere Windungsdurchmesser rascher zunimmt, als dies für feinere Nummern der Fall ist, ist auch naturgemäß die Einzelregulierung zu vergrößern. Dies kann nun dadurch hervorgebracht werden, daß hierfür der Anschlag  $s_1$  der Schiene  $s$  in Richtung nach dem großen Kopf verschoben wird, wodurch die Auslösung des Sperrhebels  $h_1$  bei der Wagenausfahrt früher erfolgt und somit auch die Wirksamkeit des Regulators infolge der längeren Eingriffsdauer der Kupplung  $KK_1$  größer wird. Um die Wirksamkeit des Regulators den verschiedenen Garnnummern leicht anpassen zu können, trägt die Schiene  $s$  eine Skala mit den Nummern 10 bis 100, um je 10 Nummern steigend, und ist der Anschlag  $s_1$  für die entsprechende Garnnummer auf der Skala einzustellen. Kleinere Ausgleiche, die sich während des Ansatzspinnens nötig machen, können durch Verstellen der an Kette  $k$  angebrachten Mutter  $m$  und Gegenmutter  $m_1$  von Hand aus reguliert werden.

**Der Aufwindespannungsregler (Fadenschoner).** (Abb. 156.) Der Druck, welcher von den Gewichten  $G$  (Abb. 146) auf den Gegenwinder zur Erzielung einer bestimmten Anspannung der Fäden ausgeübt wird, wirkt vom Beginn bis Ende der Wageneinfahrt mit konstant bleibender Größe. Durch den Umstand, daß die Spannung der einzelnen Fäden beim Abschlagen verschieden groß ist, wirkt der von den Gegenwindern ausgehende konstante Druck nicht auf alle Fäden gleichzeitig ein. Diese Spannungsunterschiede der einzelnen Fäden haben ihre Ursache in den auftretenden Drehungsunterschieden und den damit bedingten Unterschieden in der Fadenverkürzung oder in ganz geringen Abweichungen der Wagenentfernung von der Zylinderbank, die durch die Auszugsseile bzw. deren Elastizität bedingt werden, oder durch Ungleichmäßigkeiten der Auf- und Gegenwinderdrahtstellung. Um nun ein Abspringen von Fäden durch zu große Belastung zu verhüten, darf dieselbe von Beginn der Einfahrt an nicht so groß gewählt werden, wie sie der Summe aller Einzelfäden tatsächlich zukäme. Infolgedessen kann die zulässige Fadenspannung für die Aufwindung nicht voll ausgenützt werden, wodurch der Garnkörper weniger fest gewunden wird, anderseits würden unter Berücksichtigung dieses Umstandes beim Abschlagen an den zu sehr beanspruchten Fäden überspannte Stellen entstehen, die bis zum Platzen derselben führen können.

Die Spannungsunterschiede der Fäden, welche beim Abschlagen entstehen bzw. sich bemerkbar machen, gleichen sich nach Einfahrt eines Wagenweges von etwa 50 bis 100 mm wieder aus, es hat demnach die Einwirkung der Gegenwinderbelastung auf die Fäden

so zu erfolgen, daß während der Abschlagsbewegung die geringste Belastung einwirkt, die während des Stück Wagenweges, in welchem der Spannungsausgleich stattfindet, eine Steigerung erfährt und für die weitere Einfahrt nahezu konstant bleibt.

Eine nach diesen Gesichtspunkten arbeitende Gegenwinderbelastung ist die in Abb. 156 zu ersehende selbsttätige Spannvorrichtung, gebaut von der E.M.G. Der am Wagen um  $D$  drehbar aufgehängte Hebel  $H$  trägt an seinem kurzen Ende eine Rolle  $o$ , welche auf eine neben einer Wagenschiene angeordneten Leitschiene  $S$  geführt ist. Das andere Ende des Hebels  $H$  ist durch eine Feder  $F$  an einem Kerbenhebel  $h$ , welcher auf der Gegenwinderwelle  $w_3$  befestigt ist, verbunden. Die Leitschiene  $S$  besitzt im vorderen Teil eine schräge Anlaufsstelle 1 bis 2, wodurch zu Beginn der Wageneinfahrt ein zunehmender Druck auf den Gegenwinder ausgeübt wird. Bei Verwendung des Fadenschoners ist die direkte Belastung des Gegenwinders durch Gewichtauflegen (Abb. 146) geringer zu nehmen, und kommt gleichzeitig unter ganz geringer Spannung der Feder  $F$  für die Abschlagsbewegung zur Wirkung, während der Einfahrt steigert sich dieser Druck auf den Gegenwinder durch das Emporlaufen der Rolle  $o$  auf die schräge Gleitfläche 1 bis 2 der Leitschiene  $S$ , wodurch die Fäden dem Spannungsausgleich entsprechend größere Belastung durch den Gegenwinder erfahren. Die Leitschiene  $S$  ist in der Senkrechten durch die Schrauben  $m, m_1$  in den Schlitten  $i, i_1$  verstellbar, und man kann den auszuübenden Druck auf den Gegenwinder durch die horizontale Einstellung der Leitschiene konstant oder durch Verstellen mittels Schraube  $m, m_1$  zunehmend bzw. abnehmend gestalten. Ebenso kann die größere oder kleinere Einwirkung des Apparates durch Ab- bzw. Aufwärtsstellen des Hebels  $H$  durch Schraube  $s$  oder durch Veränderung des Angriffspunktes der Feder  $F$  nach außen bzw. nach innen erfolgen. Bei der Wagenausfahrt nimmt die Spannvorrichtung mit dem Gegenwinder die Ruhelage ein.

Da die Fäden beim Abschlagen und Aufwinden durch die Anwendung der selbsttätigen Spannvorrichtung gegenüber der konstant wirkenden Gegenwinderbelastung eine größere Schonung erfahren, so wird dieselbe auch Fadenschoner genannt.

### Der Wagen und die Spindeln. (Abb 156.)

Das Charakteristische an dem Selfaktor bildet der aus- und einfahrende auf Laufschienen geführte Wagen, welcher die drahterteilenden Organe für das Spinnen die Spindeln trägt, weshalb die Bezeichnung „Wagenspinner“ statt Selbstspinner für diese Art Spinnmaschinen zutreffender ist, da doch schließlich alle anderen mechanisch an-

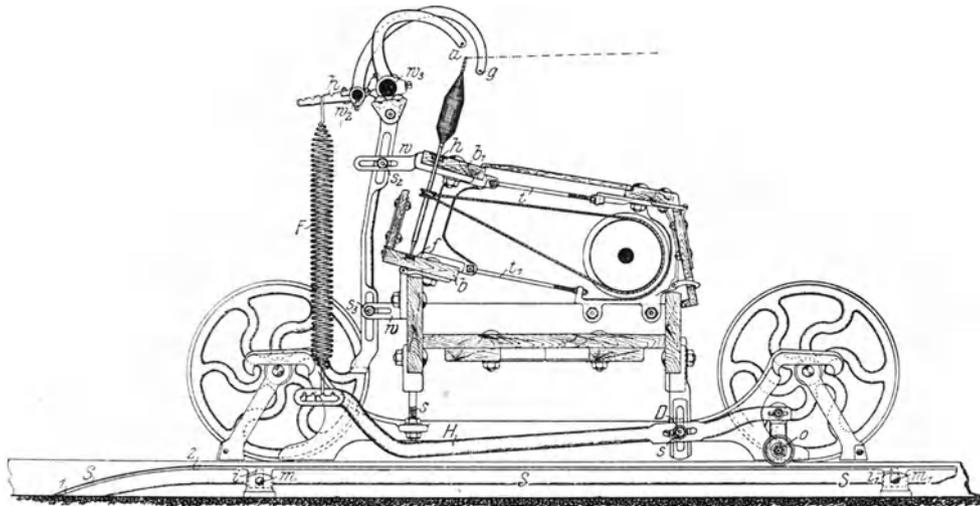


Abb. 156.

getriebenen Spinnmaschinen, wie Ring-, Flügel- und Glockenspinnmaschine mit dem Ausdruck Selbstspinner aus demselben Grunde bezeichnet werden könnten.

Das Mittelgestell des Wagens ist aus Eisen hergestellt und besitzen an diesem alle die Wagenein- und -ausfahrt bestimmenden oder von ihr abhängenden Organe ihre Hauptangriffspunkte. Nach beiden Seiten des etwa 0,9 m langen Mittelstückes schließt sich das Wagengestell an, welches zur Erreichung eines leichten Gewichtes aus Holz hergestellt wird und durch Diagonalverstreben mittels Zugstangen so versteift ist, daß der Wagenkasten durch Einwirkung der Zugseile auch bei größeren Wagengeschwindigkeiten gegen ein Durchbiegen geschützt ist. Die Länge des Wagens wird von der Anzahl der Spindeln und Teilung derselben bestimmt und beträgt erstere im Höchsthalle etwa 16 m links vom Maschinenkopf und 14 m rechts vom Maschinenkopf. Infolge dieser großen Länge wird außer an den Wagenenden auch in der Mitte der beiden Wagenhälften ein Wagenauszugsseil mit Gegenseil angeordnet, wodurch unvermeidliche auftretende Wagenschwankungen auf das geringste Maß beschränkt bleiben, so daß sich auf die ganze Länge der Maschine 5 Paar Auszugs- und Gegenseile verteilen. Eine Sicherung gegen Schwankungen des Wagens wird auch durch die Anwendung des sogenannten Kreuzseiles, welches sich längs unter dem Wagen erstreckt, erzielt.

Die Spindel, welche aus feinstem Stahl hergestellt und durchaus gehärtet ist, wird an zwei Stellen gelagert, und zwar im Fußlager  $f$  und durch Halslager  $h$  (Abb. 156). Das Fußlager ist in dem hölzernen Tragsbalken  $b$  versenkt und besteht aus dem Spindelkopf aus Bronze, der die Aufnahme eines kleinen Ölvorrates gestattet, so daß sich hier ein weniger oft Nachölen nötig macht, als dies beim Halslager der Fall ist.

Das Halslager  $h$  ist ebenfalls aus Bronze hergestellt und sind mehrere (10) Halslagerbüchsen nebeneinander in eine Tragschiene eingesenkt, letztere ist wieder auf die Holzleiste  $b_1$ , welche mit entsprechenden Ausbohrungen versehen ist, angeschraubt. Die Tragschienen besitzen Einkerbungen, in denen ein Filzstreifen eingelegt ist, der sich mit Öl vollsaugt, das nach und nach an die Lagerstellen abgegeben wird. Zur Fernhaltung von Staub und Flug ist der Filzstreifen durch eine leicht abnehmbare Blechrinne abgedeckt. Durch eine abnehmbare Holzleiste mit Vorsprung wird ein übermäßiges Hochheben der Spindel verhindert.

Wie bekannt, erfolgt die Drehung im Gespinst dadurch, indem der Faden schräg an die Spindelspitze läuft, dieselbe sucht den Faden aufzuwinden und bei jeder Drehung gleitet der Faden infolge der Schräglage der Spindel von derselben wieder ab. Die Spindel wird also in die Schräglage gebracht, in welcher eine nach jeder Richtung hin einwandfreie Drahterteilung durch sie gesichert ist. Die vorteilhafte Schräglage der Spindel liegt für Spinnen von mittleren Nummern bei einem Winkel von etwa 15 bis 16°, für Spinnen von feineren Garnnummern bei einem Winkel von etwa 16 bis 17° und für gröbere Nummern 14 bis 15°. Durch Aufsetzen einer sogenannten Spindelwage kann die richtige Spindelneigung leicht kontrolliert werden. Die Spindelneigung kann durch die Verschiebung der Lager  $f$  und  $h$ , bzw. deren Tragstücke  $b$   $b_1$  in kleineren Grenzen reguliert werden. Soll z. B. die Spindelneigung größer werden, so wird dies durch Verkürzung der Zugstange  $t$  und Verlängerung der Zugstange  $t_1$  erreicht. Die Höhenstellung des Wagens wird mittels der Schrauben  $s$  einreguliert. Am Wagen sind noch in Abständen von ca. 0,9 m mit Schlitz versehene Winkelstücke  $w$  angebracht, an denen die Stützen für die Auf- und Gegenwinderwelle mittels Schrauben  $s_2$ ,  $s_3$  befestigt sind. Die senkrechte oder wagrechte Einstellung der Auf- und Gegenwinderlager geschieht durch Schrauben  $s_2$  und  $s_3$ . Während der Ausfahrt wird der Aufwinder in seiner Stellung mittels eines am Gestell befindlichen Anschlages an den Aufwinderstützen fixiert. Die Lage der Aufwinderwelle muß so eingestellt werden, daß, wenn der Aufwinderdraht  $a$  sich in der Wagerechten der Spindelspitze befindet, zwischen dieser und Draht  $a$  ca. 10 mm Zwischenraum bleibt, ebenso soll in der Tieflage des Aufwinderdrahtes  $a$  zwischen diesem und dem Halslager ein Spielraum von ca. 10 mm vorhanden sein.

## Das Streckwerk. (Abb. 157.)

Die Aufgabe eines jeden Streckwerkes besteht allgemein darin, die zugeführte Vorlage durch Verziehen auf eine gewünschte Bandfeinheit zu bringen, so daß alle Fasern gleichmäßig verteilt sind, also an jeder Stelle im Querschnitt die gleiche Anzahl Fasern liegen. Dieser ideale Zustand wäre jedoch nur zu erreichen, wenn die Faserlängen im Spinnmaterial keine größeren Unterschiede aufweisen würden, es ist demnach das Streben und das Augenmerk darauf zu richten, durch eine zweckmäßige Anordnung und Wirkung der Verzugsorgane diesem idealen Zustand möglichst nahe zu kommen, trotzdem die Unterschiede in der Stapellänge oft ganz bedeutend sind. (Näheres s. S. 31.)

Wie bekannt, befinden sich zwischen den beiden Klemmpunkten der Zylinder mehr oder weniger Fasern, die infolge ihrer kürzeren Länge frei liegen, weder vom Hinter- noch vom Vorderzylinderklemmpunkt gehalten sind, und welche in die Geschwindigkeitssteigerung vom Hinter- zum Vorderzylinder in der Weise übergehen, daß sie unnötig lang der Hinterzylindergeschwindigkeit ausgesetzt bleiben, sich also stauen, um dann plötzlich mitgerissen zu werden. Die Folgen davon sind schnittige Stellen, die um so ausgeprägter sind, je größer der Geschwindigkeitsquotient der beiden Zylinder, d. h. der Verzug und je größer der Stapelunterschied des zu verspinnenden Materiales ist. Um nun die Bedingungen einer guten Verzugsarbeit zu erfüllen, ergibt sich die Aufgabe, im Verzugsfeld geeignete Führungsorgane anzubringen, welche eine zwangsläufige Wirkung auf die sich frei bewegenden kürzeren Fasern ausüben, um dieselben bis dicht an den Vorderzylinder heranzuführen. Diese Aufgabe wird nun an den Streckwerken der Vorbereitungsmaschinen, welche mit größeren und mittelstarken Auflagen arbeiten, durch die Anwendung der Hechelfelder oder Nadelwalzen in zufriedenstellender Weise gelöst, wobei man von dem Grundsatz ausgeht, daß mit der fortschreitenden Verfeinerung der Auflage auch alle Abmessungen sämtlicher Verzugswerkzeuge und deren gegenseitigen Entfernung eine Verminderung zu erfahren haben. Der Grund für letzteres liegt nun darin, daß die Faserreibung, welche bis zu einem gewissen Grad die Wirkung der Nadeln unterstützt, infolge der geringeren Auflage auch kleiner wird (s. S. 161).

Für die Feinheit des fertigen Vorgarnes nimmt die Faserreibung noch weiter ab, so daß die betriebssichere Ausführung der sich hierfür nötig machenden kleinen Nadelwalzendimensionen für das Streckwerk des Selfaktors praktisch nicht mehr möglich ist. Die Zahl der im Querschnitt des Vorgarnfadens liegenden Fasern ist relativ so gering, daß bei Einwirkung eines leichten Druckes auf die Oberfläche nicht nur die am Umfange des Fadens liegenden Fasern der Druckwirkung unterworfen sind, sondern diese sich auch an alle den im Fadenkern befindlichen Fasern mitteilt. Liegt z. B. der auf die Fasern durch den Zylinderdruck ausgeübte Streckzug unterhalb der mittleren Faserfestigkeit, so ist die Faserfestigkeit groß genug, um ein Hindurchziehen bzw. ein Gleiten der Fasern durch die erzeugte leichte Klemmstelle ohne Zerreißen zu ermöglichen. Andererseits genügt aber auch dieser Druck infolge der geringeren Faserzahl im Bandquerschnitt, um die Faserreibung an den Druckstellen so groß zu gestalten, daß Fasern von kürzerer Länge während des Herausziehens langer Fasern zurückgehalten und nicht mitgerissen werden.

Fasern, welche nun diese Klemmstelle passieren und vom Vorderzylinder erfaßt sind, können den zurückhaltenden Widerstand überwinden und infolge der größeren Geschwindigkeit des Vorderzylinders abgezogen werden, während alle kürzeren Fasern, welche vom Vorderzylinder noch nicht erfaßt sind, der zurückhaltenden Wirkung dieser Klemmstelle unterliegen und erst dann abgezogen werden, wenn dieselben mit ihren Spitzen vom Vorderzylinderklemmpunkt erfaßt sind. Es erhalten also dadurch auch alle kürzeren Fasern, welche im Verzugsfeld frei schwimmen und deren Überführung von der Hinter- zur Vorderzylindergeschwindigkeit aus den bekannten Gründen nicht gleichmäßig erfolgt, eine zwangsläufige Führung, die um so sicherer wirkt, je näher die-

selbe an den Vorderzylinderklemmpunkt heranreicht. Eine derartige Klemm- oder zwangsläufige Führungsstelle bildet am Streckwerk des Wagenspinners das aus Abb. 157 zu ersiehende Führungszylinderpaar II, welches, um die Fasern bis dicht an den Vorderzylinderklemmpunkt heranzuführen zu können, von kleinerem Durchmesser ist, wodurch der schädliche Raum  $a$  auf ein geringes Maß beschränkt bleibt. Durch die auf dem

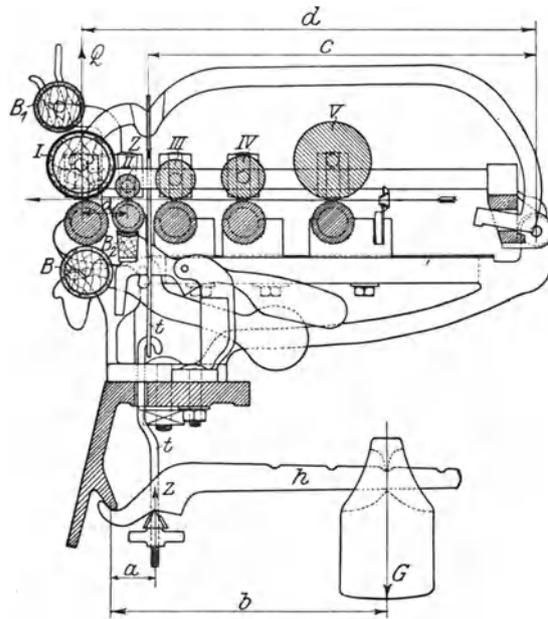


Abb. 157.

Zylinder II durch ihr Eigengewicht einwirkende kleine Druckwalze wird gewissermaßen die Funktion der Nadelwalze ersetzt, indem die Druckwalze eine Bremswirkung auf die dazwischenliegenden kürzeren Fasern ausübt, unter gleichzeitiger Erhöhung der Faserreibung an der Oberfläche der Zylinder. Da nun für die großen Unterschiede der Faserlängen die rückhaltende Wirkung gegenüber des Hechelfeldes nur auf eine Klemmlinie beschränkt bleibt, so wendet man in geringer Entfernung eine zweite und bei neueren Streckwerken noch eine dritte Klemmlinie durch Anbringen von zwei Zylinderpaaren III und IV an, womit eine sichere und zweckmäßige Führung aller Faserarten im Streckwerk erreicht wird. Das Eigengewicht der Druckwalzen wird gegen den Hinterzylinder immer größer, da die Verzugswirkung gegen diesen hin abnimmt und die Zahl der zwischen den Zylindern liegenden Fasern auch größer ist, so daß

der Druck auf die Einzelfaser ungefähr derselbe bleibt. Nach dem Verzugsbild tritt die eigentliche Verfeinerung zwischen den Zylindern I und II ein, jedoch in der Weise, indem Fasern, welche mit ihrer Länge von I bis III und noch weiter reichen, ebenfalls mit der Vorderzylindergeschwindigkeit abgezogen werden und natürlich auch alle kürzeren vom Vorderzylinder erfaßten Fasern. Wären die Klemmstellen II, III, IV nicht vorhanden, so würden namentlich die mittleren und längeren Fasern infolge ihrer Elastizität nach vor- oder rückwärts zusammenspringen können und die beabsichtigte Streckwirkung zum guten Teil verloren gehen. Die Führungszylinder II, III, IV haben also auch den Zweck die längeren Fasern zurückzuhalten, so daß diese in einer gestreckten Lage im Band zu liegen kommen.

Das Streckwerk am Wagenspinner besteht allgemein aus 4 bis 5 Zylinderpaaren und sind die Unterzylinder mit kleinen Riffeln versehen, während die oberen Druckzylinder glatt sind. Um die zurückhaltende Wirkung der Führungszylinder möglichst groß zu gestalten, erhalten dieselben eine gegenüber der Abzugsgeschwindigkeit des Vorderzylinders bedeutend kleinere Geschwindigkeit, welche nur ganz wenig größer ist, als die des Hinterzylinders, so daß das Band angespannt wird und sich nicht stauen kann, die Fasern also in gestreckter Lage in das Band geordnet werden.

**Die Einzelverzüge im Streckwerk des Wagenspinners E. M. G.** (Abb. 129.) Nach Formel 53 ist

Verzug  $v_1$  zwischen Führungszylinder IV und Hinterzylinder V.

Lieferung des Führungszylinders IV bei einer Umdrehung

$$27 \cdot 3,14.$$

Lieferung des Hinterzylinders bei einer Umdrehung des Führungszylinders IV

$$\frac{1 \cdot 36 \cdot 27 \cdot 3,14}{37},$$

$$\text{Verzug } v_1 = \frac{27 \cdot 3,14}{\frac{1 \cdot 36 \cdot 27 \cdot 3,14}{37}} = \frac{37}{36} = \sim 1,03.$$

Verzug  $v_2$  zwischen Führungszylinder III und IV.

Lieferung des Führungszylinders III bei einer Umdrehung  
27 · 3,14.

Lieferung des Führungszylinders IV bei einer Umdrehung des Führungszylinders III

$$\text{Verzug } v_2 = \frac{27 \cdot 3,14}{\frac{1 \cdot 50 \cdot 27 \cdot 3,14}{52}} = \frac{52}{50} = \sim 1,04.$$

Verzug  $v_3$  zwischen Führungszylinder II und III.

Lieferung des Führungszylinders II bei einer Umdrehung  
20 · 3,14.

Lieferung des Führungszylinders III bei einer Umdrehung des Führungszylinders II

$$\text{Verzug } v_3 = \frac{20 \cdot 3,14}{\frac{1 \cdot 20 \cdot 27 \cdot 3,14}{28}} = \frac{28}{27} = 1,037.$$

$$\text{Gesamtverzug } v = v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 = 1,03 \cdot 1,04 \cdot 1,037 = 1,11.$$

Für die große Verzugsarbeit, welche dem Vorderzylinder I zukommt, ist für die Erzeugung einer sicheren Klemmwirkung auf den auf einem aufgeschlitzten Eisenkern aufgepreßten Holzzylinder (Druckwalze) ein Filzmantel aufgeleimt, der wieder, um eine glatte Oberfläche zu erhalten, mit einem Pergamentpapierstreifen beklebt ist, außerdem wird die Druckwalze mittels Gewichts-Hebelbelastung auf den Unterzylinder gepreßt.

Der Druck auf den Vorderzylinder wird bei allen Streckwerken durch eine Belastungsvorrichtung, wie sie aus der Abb. 157 zu ersehen ist, erzeugt.

Der auf die Zugstange  $t$  einwirkende Zug  $Z$  beträgt:

$$\begin{aligned} Z \cdot a &= G \cdot b, \\ Z &= \frac{G \cdot b}{a} \dots \dots \dots (1) \end{aligned}$$

Dann ist der Druck auf den Vorderzylinder

$$Q \cdot d = Z \cdot c,$$

hieraus

$$\text{Druck am Vorderzylinder } Q = \frac{Z \cdot c}{d} \dots \dots \dots (2)$$

Den Wert 1 in Wert 2 eingesetzt ergibt

$$Q = \frac{G \cdot b \cdot c}{a \cdot d}.$$

Betragen nun die Abmessungen für

$$\begin{aligned} a &= 22 \text{ mm}; & c &= 275 \text{ mm}; & G &= 1,380 \text{ kg.} \\ b &= 97 \text{ „}; & d &= 315 \text{ „}; & & \end{aligned}$$

Dann ist der Druck  $Q$  am Vorderzylinder

$$Q = \frac{1,38 \cdot 97 \cdot 275}{22 \cdot 315} = 5,311 \text{ kg.}$$

Hier wäre noch das Gewicht des Hebelgestänges und des Druckzylinders hinzuzuschlagen, so daß, wenn dasselbe 500 g beträgt, der auf die Fasern wirkende Gesamtdruck

$$Q = \frac{1,38 \cdot 97 \cdot 275}{22 \cdot 315} + 0,5 = 5,811 \text{ kg}$$

beträgt.

Da sich dieser Druck auf 2 Einlaufbänder verteilt, so kommt pro Band ein Gesamtdruck von

$$\frac{5,811}{2} = 2,905 \text{ kg.}$$

Am Gewichtshebel  $h$  sind in Entfernungen von 32 mm Kerbstellen vorgesehen, welche zur Aufnahme des Gewichtes  $G$  dienen, wenn der Zylinderdruck verändert werden soll.

Wird das Gewicht  $G$  von der 1. Kerbe in die 2. Kerbe gehängt, so wird  $b = 97 + 32 = 129$  mm und der auf die Fasern einwirkende Druck  $Q$  ist dann

$$Q = \frac{1,38 \cdot 129 \cdot 275}{22 \cdot 315} + 0,5 = 7,564 \text{ kg.}$$

$$\text{Druck auf ein Band } \frac{7,564}{2} = 3,782 \text{ kg.}$$

Wird das Gewicht  $G$  von der 2. Kerbe in die 3. Kerbe gehängt, so wird  $b = 97 + 64 = 161$  mm und der auf die Fasern wirkende Druck ist

$$Q = \frac{1,38 \cdot 161 \cdot 275}{22 \cdot 315} + 0,5 = 9,316 \text{ kg.}$$

$$\text{Druck auf ein Band } \frac{9,316}{2} = 4,658 \text{ kg.}$$

Der Zylinderklemmdruck muß für gleiche Spinnmaterialien so eingestellt werden, daß er auf die Einzelfaser berechnet immer derselbe bleibt. Wird z. B. die Nummer geändert, so daß aus demselben Spinnmaterial, aus welchem eine feine Nummer gesponnen wurde, eine gröbere Nummer zu spinnen ist, so wäre auch der Zylinderklemmdruck größer zu gestalten, da bei der größeren Nummer mehr Einzelfasern im Querschnitt liegen. Wechselt andererseits die Qualität des Spinnmaterials in eine solche mit rauherer Oberflächenbeschaffenheit, so ist die Reibung der einzelnen Fasern aneinander und an den Verzugsorganen größer, wodurch sie dem Abziehen größeren Widerstand entgegenzusetzen, dasselbe ist auch der Fall bei großer Stapellänge, in beiden Fällen ist der Druck im Zylinderklemmpunkt ebenfalls zu verstärken.

Der Druck, welcher auf die übrigen Zylinder II bis V durch das Eigengewicht der Druckwalzen ausgeübt wird, ist im allgemeinen keinen Veränderungen unterworfen. Das Gewicht der Druckwalzen beträgt für unser 5-Zylinder-Streckwerk (Abb. 157)

für den Hinterzylinder V	= 940 g;	Druck auf 1 Band	$\frac{940}{2} = 470 \text{ g,}$
„ „ Führungszylinder IV	= 295 g;	„ „ 1 „	$\frac{295}{2} = 147,5 \text{ g,}$
„ „ „ III	= 250 g;	„ „ 1 „	$\frac{250}{2} = 125 \text{ g,}$
„ „ „ II	= 95 g;	„ „ 1 „	$\frac{95}{2} = 47,5 \text{ g.}$

Da die Verfeinerung des Spinnungsgutes für die Weiterver Streckung auf dem Wagenspinner-Streckwerk schon auf ein hohes Maß vorgeschritten ist, die Anzahl der im Bandquerschnitt liegenden Fasern verhältnismäßig gering ist, so wirkt dem Herausziehen der vom Vorderzylinder erfaßten Fasern aus der zugeführten Fasermasse nur ganz wenig

Widerstand entgegen und die Entfernung des Hinter- zum Vorderzylinder wird nur wenig größer gemacht als die längste im zu verspinnenden Material vorkommende Faser. Der gegenseitige Abstand der Führungszylinder nimmt gegen den Verzugs- oder Vorderzylinder hin ab, da die Geschwindigkeitszunahme der Fasern sich nach vorn hin steigert und dementsprechend auch die rückhaltende Führung eine größere werden muß.

Für eine mittlere Qualität Merino betragen die einzelnen Zylinderentfernungen ungefähr:

Zyl. I bis II = 24 mm	oder	Zyl. I bis II = 24 mm,
„ II „ III = 27 „	„	„ I „ III = 51 „ ,
„ III „ IV = 36 „	„	„ I „ IV = 87 „ ,
„ IV „ V = 51 „	„	„ I „ V = 138 „ .

Je nach dem prozentualen Verhältnis der im Spinnmaterial vorkommenden kurzen, mittleren und langen Fasern können die Führungszylinder III und IV innerhalb der beiden Hauptzylinder eingestellt werden. Der Führungszylinder II wird nicht verstellbar gelagert, derselbe bleibt für alle Fälle so nahe als möglich an den Vorderzylinder eingestellt. Die Lagerung der Oberzylinder ist so ausgeführt, daß auch diese in kleineren Grenzen verstellt werden können.

Das Streckwerk der Spinnmaschine hat nach den erwähnten Gesichtspunkten das von der Vorspinnerei gelieferte Vorgarn in die gewünschte Feingarnnummer zu verziehen, eine Vergleichmäßigung wird im allgemeinen nicht ausgeübt, und es kommen alle Fasern in derselben Ordnung im Feingarn zu liegen, wie sie das Vorgarn aufweist, es hängt daher in erster Linie die Güte des Gespinnstes in bezug auf Gleichmäßigkeit von dem von der Vorspinnerei erzeugten Gleichmäßigkeitsgrad des Vorgarnes ab.

**Die Putzvorrichtungen.** An den Vorderzylinder ist mittels kleiner Gewichtshebel eine mit Plüschüberzug versehene leicht abnehmbare Putzwalze *B* unten leicht angepreßt, welche die gerissenen Fäden aufwickelt und den Zylinder von abfallenden Fasern, Staub und dgl. rein hält. Dem gleichen Zweck dient eine durch ihr Eigengewicht auf den oberen Druckzylinder wirkende, leicht abnehmbare Plüschwalze *B*<sub>1</sub> und ebenso hält die mit Filz oder Plüsch gefütterte Putzleiste *B*<sub>2</sub> den unteren Führungszylinder II von allen Staubteilchen und dergleichen rein.

## Die Bandführung.

Das Aufsteckgatter (Abb. 112) am Selfaktor besteht allgemein aus 3 Etagen mit ver setzt angeordneten Metall- oder Porzellannäpfchen für die Lagerung der Holzspindeln, auf welche die Vorgarnspulen gesteckt werden. Über Führungsstangen laufen die Bänder durch eine Ösenführung in das Zylinderstreckwerk ein. Um die Brauchbarkeit der Druckwalzen am Vorderzylinder zu verlängern (s. S. 180) läßt man die Führungsösen eine hin- und hergehende Bewegung ausführen, zu diesem Zweck sind diese auf eine Schiene einstellbar befestigt. Letztere erhält vom Hinterzylinder durch

$$\frac{\text{Schnecke}}{\text{Schneckenrad}} = \frac{1}{60}$$

eine langsame Changierbewegung, zu welchem Zwecke an das Schneckenrad ein Kurvenscheibe angegossen ist.

## Die Seile am Wagenspinner.

Die Seile werden infolge ihrer starken Beanspruchung aus bestem Baumwollmaterial, und zwar zweckmäßig aus 28er Kette aus Mako oder aus guter amerikanischer Baumwolle hergestellt. Alle Seile sind 3teilig und in der Rechtsdrehung gekordelt.

Die Längen und Stärken aller am Wagenspinner vorhandenen Seile sind in folgender Tabelle 40 zusammengestellt.



Alsdann werden für die zu spinnende Garnnummer aus den diesbezüglichen Formeln der Verzug und die Drehung berechnet und aus den Verzugs- und Drehungskonstanten bzw. Tabellen die hierfür entsprechenden Verzugs- und Drahtwechsel bestimmt.

Es ist:

$$\begin{aligned} \text{Ausgabennummer } N &= 52, \\ \text{Vorlagenummer } n &= 5,0. \end{aligned}$$

Dann ist nach Formel 13:

$$\text{Verzug } v = \frac{52}{5} = \mathbf{10,4 \text{ fach.}}$$

Mit einem Wagenzugwechsel  $W = 49$  Zähne ergibt sich nach Tabelle 35 ein Wagenverzug von 1,014.

Der Gesamtverzug ist dann:

$$10,4 \cdot 1,014 = \mathbf{10,54 \text{ fach.}}$$

Die Garnnummer wird allgemein immer etwas höher ausgesponnen als die bestellte Nummer, da der Faden beim Spinnen und Zwirnen durch die Einwirkung des Drahtes eine Verkürzung erleidet, wodurch die Fadendicke eine Zunahme erfährt. Hält man das Feingarn genau auf die Sollnummer, so können vorhandene Schwankungen in der Stärke des Vorgarnes bewirken, daß man die Feingarnnummer zu grob erhält. Auch aus diesem Grunde ist es zweckmäßig, den Verzug um den Betrag des Wagenverzuges höher zu lassen, selbst auf die Gefahr hin, daß bei großer Gleichmäßigkeit des Vorgarnes die Feingarnnummer zu fein ausfällt. Auch durch die Feuchtigkeit wird die Garnnummer in nicht zu unterschätzendem Maße beeinflusst.

Die sich unter Einwirkung des Gesamtverzuges ergebende Garnnummer ist dann:

$$5 \cdot 10,54 = \mathbf{52,7.}$$

Für den Streckwerkverzug  $v = 10,4$  ergeben sich nach Tabelle 30 folgende Wechselräder:

$$\begin{aligned} \text{Vorderzylinderrad} \dots V_r &= 35 \text{ Zähne,} \\ \text{Bockrad} \dots B &= 200 \text{ " ,} \\ \text{Nummerwechsel} \dots N_w &= 55 \text{ " ,} \\ \text{Hinterzylinderrad} \dots H &= 100 \text{ " .} \end{aligned}$$

Die Anzahl der Drehungen ergeben sich nach Formel 35 zu:

$$T^{\text{cm}} = 0,776 \cdot \sqrt{52} = \sim \mathbf{5,6 \text{ auf 1 cm.}}$$

Soll nun mit dem Volant  $V = 475$  und ohne Nachdraht gesponnen werden, so ergibt sich hierfür nach Tabelle 33 das Marschrad  $M = 50$  Zähne, wenn ohne dem Vorgelege  $\frac{55}{75}$  gearbeitet wird.

Soll jedoch das Vorgelege benutzt werden, so wäre nach Tabelle 32 ein Marschrad  $M = 36$  Zähne zu nehmen.

Würde man diese Partie mit  $10\%$  Nachdraht verspinnen, dann ergibt sich nach Tabelle 34 der Zählerwechsel  $Z = 40$  Zähne. Da nun

$$\begin{array}{r} 5,6 \text{ Drehungen} \\ - 10\% = 0,56 \text{ " } \\ \hline 5,04 \text{ Drehungen} \end{array}$$

sind, so ergibt sich nach Tabelle 33 für Spinnen ohne dem Vorgelege ein Marschrad  $M = 45$  Zähne und nach Tabelle 32 für Spinnen mit dem Vorgelege ein Marschrad  $M = 32$  Zähne. Die hierbei auftretenden kleineren Differenzen können unberücksichtigt bleiben. Die Zähnezahl des Zählers nimmt man zweckmäßig um etwa 2 bis 3 Zähne höher als berechnet, da die Hauptwelle bei der Einfahrt Drehungen erhält, durch welche der Zähler um die Anzahl dieser Umdrehungen vorläuft. Also für unseren Fall statt  $z = 40 = 43$  Zähne.

Stellt sich im späteren Verlauf des Spinnens infolge zu vieler Fadenbrüche heraus, daß die mit dem Volant  $V=475$  erzeugte Spindeltourenzahl für dieses Spinnmaterial zu groß ist, so wird ein kleinerer Volant  $V=450$  angesteckt, und da die Drehungen auf 1 cm dieselben bleiben müssen, so ist nach der in Betracht kommenden Tabelle dasjenige Marschrad bzw. Zähler aufzusuchen, mit welchem diese Drehungen erhalten werden.

Angenommen, es wäre eine Umrechnung zur Erhaltung des für diese Garnnummer nötigen Schaltrades nicht möglich, da sich von diesem Maschinentyp noch keine Maschine im Betriebe befindet, so ist dann das Schaltrad nach der auf S. 244 durchgeführten Berechnung unter Zugrundelegung der für die betreffenden Maschinen geltenden Werte rechnerisch zu ermitteln.

Folgende der Praxis entnommene Werte können für die gebräuchlichsten Garnnummern als Anhalt für die Wahl der zweckmäßigen mittleren Spindeltouren, sowie der Zähnezahls des betreffenden Schaltrades für die Maschine der E.M.G. dienen.

Tabelle 41.

Garnnummer	Qualität	Drehung auf 1 cm	Spindel t/m	Schaltrad für einen Cops von 35/36 mm $\phi$
26	a Zwirn	3,17	5380	33/3 Zähne schalten
36	a "	4,10	6375	34/2 " "
40	a "	4,35	6990	36/2 " "
52	a "	5,45	6640	46/2 " "
56	a "	5,77	6640	25/1 " "
64	aa "	6,02	6375	26/1 " "
70	aaf "	6,14	6050	27/1 " "
78	aaf "	6,25	6640	29/1 " "
40	a Cann.	4,30	6050	bei 24 mm $\phi$ 30/4 Zähne schalten
40	Ch "	4,42	5410	" 24 " " 30/4 " "
65	a "	5,15	6050	" 24 " " 33/3 " "
75	a "	6,30	6050	" 24 " " 27/2 " "

Sind alle Fäden angedreht und ist die Auswechslung der Wechselräder vorgenommen, so wird die Maschine etwa 5 bis 10 cm herausgefahren, wobei etwaige gerissene Andrehstellen wieder verbunden werden. Damit die Verbindungsstellen der Fäden nicht der verziehenden Wirkung des Wagens ausgesetzt werden, drückt man vorher den Gegenwinder kurze Zeit wenig über die Spindelspitze, so daß von der Spindel eine ganz kurze Fadenzahl nachgegeben wird und die Fäden zwischen Spindelspitze und Zylinderklemmpunkt eine geringe Lockerung erfahren. Aus demselben Grunde wird der Wagen etwa nur  $\frac{1}{3}$  oder  $\frac{1}{2}$  der Ausfahrtslänge ausgefahren und dann umgesteuert (halber Wagenzug) nach vorheriger Sicherung gegen die Einfahrtsbewegung. Das Abschlagen erfolgt ebenfalls unter Nachhilfe von Hand, wobei der Gegenwinder durch Gegendruck von Hand entsprechend entlastet wird, da die Andrehstellen der Fäden für den vollen Gegenwinderdruck nicht genügend Festigkeit besitzen.

Um das Abwinden der Fäden für das Abschlagen nicht zu lang zu gestalten, wird die Windeschiene in die Lage gebracht, daß das Anwinden ungefähr auf Mitte Spindel erfolgt, wodurch die Gefahr des Platzens von Fäden durch das kürzere Abwinden verringert wird. Der Kettenbefestigungspunkt am Quadranten ist an dessen tiefste Stelle zu bringen, damit sich für die nun folgende Einfahrt die leeren Spindeln für die Aufwindung der Fäden mit der größten Tourenzahl drehen. Nach Vollendung des Abschlagens werden etwa lang durchhängende Fäden an die Spindel gewickelt und der Wagen dann langsam und ruckweise eingefahren, wobei der Gegenwinder gefühlsmäßig gehalten und seine Stellung scharf beobachtet wird. Ergeben sich Geschwindigkeitsdifferenzen zwischen Spindeln und Wagen, die sich in einem losen Durchhängen der Fäden äußern, so können die Fäden durch Ziehen mit der Hand am Trommelseil in der Laufrichtung desselben an die Spindel gewunden werden. Tritt das Gegenteil ein, so daß durch ein starkes Anspannen der Fäden der Gegenwinder unter die Spindel-

spitze zu stehen kommt, so kann durch Ausklinken der Klinke an der Quadrantenschleifkuppelung die Quadrantenkette gelockert werden; dies hat zur Folge, daß bei der weiteren Einfahrt die Spindeln bis zur erfolgten Anspannung der Quadrantenkette in Ruhe verbleiben und dadurch eine Vergrößerung der Fadenreserve ermöglichen. Nach erfolgter Einfahrt und Umsteuerung werden alle etwaigen gerissenen Fäden bei stillgesetztem Wagen wieder angedreht. Die nun folgende zweite Ausfahrt des Wagens wird in derselben Weise ausgeführt, nur mit dem Unterschiede, daß man denselben jetzt ganz ausfahren läßt, am Wagenende beim Abschlagen den Gegenwinder wieder von Hand gefühlsmäßig entlastet und den Wagen gleichfalls für die Einfahrt sperrt, etwa lose durchhängende Fäden werden wieder angezogen.

Ergeben sich nun keine nennenswerten Fadenbrüche, so werden die aufgewundenen Fadenspiralen abgezogen, zu welchem Zwecke der Wagen etwa 30 bis 40 cm eingefahren wird. Bei noch häufig auftretenden Fadenbrüchen werden noch ein oder zwei Wagenauszüge in der zuletzt beschriebenen Weise wiederholt. Für das Abziehen der Fadenspiralen werden alle in der Nähe des Halslagers befindliche Fadenspiralen emporgeschoben, der Gegenwinder wird herabgedrückt und an dem an der Aufwinderwelle befindlichen Haken aufgehängt, unter gleichzeitiger Senkung des Aufwinders in seine tiefste erreichbare Lage, wobei darauf zu achten ist, daß die Fadenreserve hierfür groß genug bleibt; ist dies nicht der Fall, so ist sie auf die vorher erwähnte Weise durch Lockerung der Quadrantenkette zu vergrößern, im gegenteiligen Fall durch Anwinden mittels Ziehen an dem Trommelseil. Hierauf wird der Wagen zwecks Aufwindung einiger Fadenspiralen an tiefster Anwindestelle der Spindeln ein kleines Stück eingefahren, wodurch die vom Zylinder gelieferten Fäden Verbindung mit dem unteren Teil der Spindeln erhalten. Die an der Mitte der Spindeln vorher aufgewundenen Fadenspiralen werden nun über die Spindel Spitze abgezogen und die kurzen 60 bis 80 mm langen Papierhülsen aufgesteckt. Während dieser Zeit wird der Aufwinderapparat in seine höchste Lage gebracht und die Quadrantenmutter in ihre tiefste Stellung verlegt. Nachdem man den richtigen Aufsitz der aufgesteckten Hülsen geprüft hat, wird der Wagen ein kleines Stück für das Anwinden der sogenannten Ringeln eingefahren, wobei der Aufwinder mit der Hand an die Anwindestelle für die Ringeln gehalten wird. Zwischen den Ringeln und der eigentlichen Anwindestelle der Bobine muß bekanntlich ein kleiner Spielraum bleiben, damit beim Abscheren der Garnkörper in der Weberei das Auffinden des Endfadenstückes für die Verbindung des neuen mit dem alten Kötzer erfolgen kann, bevor der letztere abgelaufen ist. Die weitere Einfahrt erfolgt immer noch langsam mit Unterbrechungen; da von nun an die Aufwinderstellung von dem Winderapparat abhängig ist, erfolgt auf Grund der Anwindespiralen die richtige Einstellung des Aufwinders durch die Aufwinderstelze. Während der weiteren Einfahrt wird der Gegenwinder ständig im Auge behalten, eine wesentliche Unterstützung desselben bzw. Entlastung von Hand aus bedarf es nicht mehr, vorausgesetzt, daß die Fadenreserve die richtige Länge besitzt.

Kommt der Wagen innen an, so wird derselbe an der Ausfahrt verhindert, abgerissene Fäden werden wieder angedreht und für Spinnen mit Zähler wird die Zählerkurbel in die Anfangslage durch Verbindung des Zahneingriffes in die an der Hauptwelle befindliche Schnecke gebracht.

Bei der nun folgenden Ausfahrt wird die Fortrückung des Schaltrades geprüft, am Wagenausfahrtsende erfolgt die Kontrolle der Abschlagsbewegung in bezug auf Rückwinden der Fäden und Senken des Aufwinders unter vorheriger Sicherung gegen das Einfahren des Wagens. Sind etwaige noch durchhängende Fäden angespannt worden, so erfolgt die endgültige Stellung des Anwindepunktes; zu diesem Zweck wird der Wagen bis zum höchsten Punkt der Windeschiene gefahren und die Windestelze genau auf dem Anwindepunkt nachgestellt.

Die bei der weiteren Einfahrt sich ergebende Gegenwinderlage läßt erkennen, ob die Quadrantenmutter-Anfangslage für den Beginn des Abzuges beibehalten oder ent-

sprechend verändert werden muß, wobei zu berücksichtigen ist, daß durch das öftere Stillsetzen des Wagens während einer Wageneinfahrt die Fadenreserve eine Zunahme erfährt, da die Spindeln infolge Gleitens der Schnüre etwas später in Bewegung versetzt werden als der Wagen; dies trifft im geringeren Maße auch bei langsamem Einfahren zu.

Bevor der nächste Wagenauszug ausgeführt wird, ist der Fadenregler einzustellen und nun erfolgen die Wagenspiele ohne Unterbrechung unter scharfer Beobachtung des Gegenwinders bei der Einfahrt in bezug auf seine Höhenstellung. Bei zu kleiner oder zu großer Fadenreserve ist der Wagen durch den Sicherungshebel an der weiteren Einfahrt zu verhindern, um einerseits ein Abreißen sämtlicher Fäden oder andererseits Schleifenbildung zu verhüten. Die Windungshöhe läßt sich bei den ersten Wagenspielen schon deutlich erkennen und regulieren, wenn es sich um größere Abweichungen handelt. Vorteilhaft ist die Windungshöhe bei fertigem Kötzer zu regulieren auf Grund der erreichten Ansatz- und Spitzenhöhe. Während der ersten Wagenspiele ist außerdem der Anschlag des ausfahrenden Wagens, das Wageneinzugs-Gegenseil und die Wirkungsweise des Fadenreglers zu regulieren.

Ist eine Fadenlänge von etwa 120 m gesponnen, so werden für die Nummerkontrolle 5 kleine Kötzer an verschiedenen Stellen der Maschine entnommen und je 100 bis 500 m für die Probe abgeweift, dasselbe wird auch bei vollem Abzug vorgenommen. Während des Spinnens abreißende Fäden werden sofort wieder angelegt (s. S. 285). Während des Aufbaues des Ansatzes ist die Laufmutter der Quadrantenkette ständig zu kontrollieren; dies macht ein fortwährendes Beobachten des Gegenwinders nötig. Ferner sind die Putzorgane zeitweise zu reinigen, desgleichen wird die Maschine in bezug auf das Arbeiten der eingestellten Organe kontrolliert, um etwaige Unstimmigkeiten, wenn nicht sofort, so bei Beginn des nächsten Abzuges zu beheben. Die Spannung des Einzugs-Gegenseiles wird in gewissen Zeitabständen nachgelassen, da die Belastung des Wagens durch das Wachsen der Kötzer größer wird.

Ist der Abzug voll gesponnen, so wird derselbe, indem vorher Sorge getragen wurde, daß möglichst alle Fäden an die Spindeln laufen, abgezogen. Zu diesem Zweck wird der Wagen am Ausfahrtsende festgehalten, dann wieder etwa 30 bis 40 cm eingefahren und abgestellt. Der Gegenwinder wird niedergedrückt und angehängt, dadurch entsteht genügend Fadenreserve, die es erlaubt die Kötzer ein kleines Stück nach oben zu verschieben. Damit dieselben in der hochgehobenen Lage verbleiben, wird entweder die Kötzerspitze vorsichtig und leicht an die Spindel gedrückt oder die am unteren Teil der nackten Spindeln befindlichen Fadenspiralen werden in die Höhe geschoben und zum Teil in die gelockerte Kötzerhülse gepreßt. Sind alle Kötzer auf diese Weise gelockert, so werden die Übergangsspiralen durch Tiefsenken des Aufwinders in die Nähe des Halslagers an die Spindel gewunden, nachdem vorher die Quadrantenkette und der Aufwindeapparat in die Anfangsstellung gebracht wurden. Hierauf erfolgt das Abziehen der Kötzer, das Aufstecken der leeren Papierhülsen für den nächsten zu beginnenden Abzug und nachdem das Einzugsgegenseil mehr angespannt wurde, das Einfahren des Wagens. Da alle in Betracht kommenden Organe einreguliert sind, so ist für die ersten Wagenspiele nur den Schwingungen und der Stellung des Gegenwinders besondere Beachtung zu schenken.

Bei Vornahme eines Partiewechsels werden nach Vollendung des Abzuges bei stillgesetzter Maschine die Einlaufsbänder knapp vor der Führungsöse *o* abgerissen und die am Spulenregal aufgesteckten Spulen der alten Partie restlos entfernt. Die Bänder der aufgesteckten Spulen der neuen Partie werden mit den von der Führungsöse *o* noch hervorstehenden Bandenden der alten Partie so verbunden, daß die Verbindungsstellen noch verzugsfähig bleiben. Vor dem darauffolgenden zweiten Wagenzug sind die für die neue Partie in Betracht kommenden Einstellungen vorzunehmen und wird eventuell ein Wagenauszug auf leere Spindeln gewunden oder von den alten Kötzern 1 bis 2 m Faden des von der neuen Partie stammenden Garnes abgewickelt.

## Ursachen von Fehlern im Feingarn und Maßnahmen zu deren Verhütung bzw. Beseitigung.

Die Überführung des Vorgarnes in das Feingarn erfolgt durch zwei Operationen: „das Verziehen (Verfeinern) durch das Streckwerk, das Drehen (Festigen) durch die Spindeln“. Bei der Feststellung der Ursachen von fehlerhaftem Garn ist demnach zu untersuchen, ob die die Fehler bedingten Ursachen im Verziehen oder im Festigen liegen. Der beim Spinnen aufeinanderfolgende Arbeitsvorgang vollzieht sich in der Weise, daß das Streckwerk von den Spulen die Bänder abzieht, dieselben verzieht und an die Spindeln weitergibt. Die Spindeln empfangen den Faden, drehen ihn und geben denselben nach beendeter Drahterteilung dadurch ab, indem sie ihn aufwinden. Wir erhalten also für diese zwei Operationen je eine Arbeitsgruppe die sich wieder in folgender Weise zusammensetzt:

Abziehen der Bänder von den Vorgarnspulen,	}	1. Strecken;
Strecken bzw. Verfeinern der abgezogenen Bänder,		
Weitergabe dieser verfeinerten Bänder an die Spindeln,	}	2. Drehen.
Drehen derselben durch die Spindeln,		
Weitergabe des fertiggedrehten Fadens zur Aufwindung an die Spindel,		

Für die Herstellung eines einwandfreien Garnes gilt in bezug auf das Streckwerk allgemein dasselbe, was bereits im Abschnitt „Vorbereitung“, Teil 3 S. 197 eingehend behandelt wurde. Im Anschluß hieran sind unter anderen im folgenden nochmals diejenigen Punkte betont, für die durch die Veränderung der Verhältnisse am Wagenspinner das bereits früher unter der Vorbereitung Ausgeführte im erhöhtem Maße gilt.

1. Die Gefahr für das Aufstecken von falschen Vorgarnspulen ist in der Feinspinnerei besonders groß und muß demnach diesem Umstand bei Verteilung der Partien ganz besondere Beachtung beigemessen werden. Im erhöhtem Grade sind Verwechslungen beim Verspinnen von bunten Partien möglich.

2. Die Einstellung der Zylinderabstände des Streckwerkes ist nach dem im Kapitel „Das Streckwerk“ S. 273 enthaltenen Ausführungen vorzunehmen. Ist der gegenseitige Abstand der Zylinder zu groß, so ergeben sich Schnitte im Garn, welche sich in abwechselnd dicken und dünnen Stellen im Faden äußern. Dieser Übelstand kann jedoch auch vom Vorgarn herrühren, welches im gegebenen Falle daraufhin zu untersuchen ist. Bei ungenügendem Abstand der Zylinder entstehen die sogenannten Kracher, in diesem Falle werden vorwiegend die längsten Fasern mit ihrem rückwärtigen Ende vom Hinterzylinderklemmpunkt noch festgehalten, während dieselben mit ihrem vorderen Ende vom Vorderzylinderklemmpunkt schon erfaßt sind. Diese Fasern erleiden dadurch eine übermäßige Anspannung, die bis zum Zerreißen einzelner Fasern führen kann, dabei springen sie beim Verlassen des Hinterzylinders infolge ihrer Elastizität zusammen und entziehen sich dadurch zum guten Teil der beabsichtigten Streckwirkung, indem sie Verdickungen bilden, durch welche der Faden ein rauhes Aussehen erhält und die charakteristische Eigenschaft des Kammgarnfadens „die glatte Oberflächenbeschaffenheit“ beeinträchtigt wird, außerdem nimmt die Festigkeit des Fadens entsprechend ab.

3. Das Reinigen der Putzorgane des Streckwerkes ist recht oft vorzunehmen, dies macht sich im besonderen Maße von der Putzleiste für den Führungszylinder II nötig, da bei zu großen Faseranhäufungen an diesem das Wickeln des Zylinders begünstigt wird oder auch ganze Faserbüschel losgerissen werden, die dann den Faden stellenweise verunreinigen. Das Streckwerk ist des öfteren nach Zylinder- und Zylinderlagerwickel abzusuchen, die eine ungleiche Auflage der Druckwalzen der Führungszylinder verursachen, ebenso neigen die Führungs- und Druckwalzenzapfen und die Lager des Belastungsbügels der Vorderzylinderdruckwalze zur Wickelbildung und müssen daraufhin kontrolliert werden. Besonderes Augenmerk ist außer den Druckwalzen den Führungs-

zylindern III und IV auch der Druckwalze des Führungszylinders II zuzuwenden, kommen bei den ersteren des öfteren gegenseitige Verwechslungen vor, so bleiben die letzteren nicht selten infolge Wickel am Führungszapfen stecken oder sie fehlen längere Zeit, so daß sich naturgemäß ein minderes Garnprodukt ergibt. Die Möglichkeit der Wickelbildung ist im Wagenspinnerstreckwerk infolge der kleineren Zylinderdimensionen besonders groß und muß deshalb für eine glatte Oberflächenbeschaffenheit sämtlicher Zylinder Sorge getragen werden. Von großer Wichtigkeit ist die tadellose Beschaffenheit der Druckwalzen des Verzugszylinders, es sind daher auch nur weniger schadhafte Druckwalzen durch neue auszuwechseln. Damit die Zapfenreibung der Oberwalze auf ein Minimum beschränkt wird, müssen dieselben öfters leicht geölt werden, wodurch allerdings ihre Wickelbildung erhöht wird. Über die Höhe der Belastung gelten die im Kapitel „Das Streckwerk“ S. 276 angegebenen Richtlinien. Um Eindrücke in die Oberwalze zu vermeiden, werden diese bei längeren Stillständen durch Abhängen der Belastungsgewichte entlastet.

Für auftretende Unregelmäßigkeiten in der Aufwindung, soweit dieselben von den Windungsorganen herrühren, wird auf das Kapitel „Ursachen fehlerhafter Garnkörper“ S. 256 verwiesen. Nachstehende Ausführungen enthalten weitere Angaben, deren Berücksichtigungen für die Herstellung eines einwandfreien Garnproduktes nötig sind.

1. Die Anspannung des Trommelseiles hat in der Weise zu erfolgen, daß die unvermeidlichen Gleitverluste auf ein Mindestmaß beschränkt bleiben. Zur möglichsten Schonung des Seiles sind alle Leitrollen rechtwinklig zum Lauf des Seiles einzustellen, auch ist dasselbe zur Erhaltung seiner Elastizität bei längeren Stillständen (über Nacht) zu entspannen.

2. Damit die für die Spindeln berechneten Tourenzahlen auch tatsächlich ausgeführt werden können, müssen dieselben in ihren Lagerstellen leicht beweglich sein, und darf eine auch nur leichte Klemmung nicht stattfinden, weshalb für zweckmäßiges Ölen gesorgt werden muß. Die Spindelschnuren sind mit möglichst gleichmäßiger Spannung auf die Spindelwirtel aufzuziehen. Ungleichmäßig gespannte Spindelschnuren geben wieder ungleiche Drehungszahlen der einzelnen Spindeln und demzufolge auch Drehungsunterschiede im Garn. Das Einziehen der Spindelschnuren ist nur von Personen auszuführen, welche von der Wichtigkeit dieser Arbeit das nötige Verständnis besitzen, denn wird eine Spindelschnur verkehrt eingezogen, so ergibt dies für den Faden dieser Spindel eine entgegengesetzte Drehrichtung und kann dieser Umstand, wenn nicht rechtzeitig bemerkt, in der Weberei zu großer Entwertung der Ware führen, für welche die Spinnerei gewöhnlich aufzukommen hat. Im höheren Maße trifft dies bei Garn zu, welches für die Kette verwendet wird, da sich dieser Faden längs des ganzen Stückes hinzieht und auffallend zu sehen ist.

3. Laufen zwei Fäden zu einem Faden zusammen, so entsteht ein sogenannter Doppelfaden. Derselbe kann auf drei Arten entstehen und zwar einmal vor Eintritt in das Streckwerk, indem das Vorgarnband einer Spule abreißt und das abgerissene Vorgarnbandende vom Nachbarband mitgenommen wird. Das andere Mal nach Austritt aus dem Streckwerk, indem bei Fadenbruch das vom Zylinder nachgelieferte Bandende sich mit dem Nachbarfaden verbindet. Die dritte Art der Doppelfäden entsteht, wenn infolge zu hoher Gegenwinderbelastung beim Abschlagen oder Einfahren einzelne Fäden platzen, dann auf die daneben befindlichen Fäden überspringen und mit diesen aufgewunden werden. In neuerer Zeit sind die Selfaktoren mit Doppelfadenbrecher verschiedener Ausführungen ausgerüstet, die beim Zusammenlaufen von zwei Fäden nach Passieren des Streckwerkes dieselben zum Bruch bringen, so daß das Vorkommen kleinerer Doppelfadenstücke nur auf die Unachtsamkeit des Bedienungspersonales zurückzuführen ist. Treten dennoch Doppelfäden auf, so ist deren Entstehungsursache gewöhnlich auf die erste Art, also vor Bandeneintritt in das Streckwerk, zurückzuführen, oder der starke Faden rührt bereits von der Vorgarnspule her, in welcher z. B. am Finisseur statt zwei Bänder deren drei auf ein Band gelaufen sind. Am Kötzer macht sich der Doppel-

faden dadurch bemerkbar, indem er infolge der verhältnismäßig zu großen Drahterteilung sich von dem regulären Faden in der Färbung und im Glanz abhebt, außerdem vergrößert sich der Durchmesser des Kötzers.

4. Die Verbindung der beiden Bandenden der abgelaufenen Vorgarnspule mit der neu vorzusteckenden Spule erfolgt durch einfaches Verknoten der beiden Bandenden. Da der Knoten im Streckwerk nicht verzugsfähig ist, so reißt das Band an dieser Stelle bei Austritt vom Vorderzylinder und die Verbindung mit der Spindel erfolgt durch das sogenannte Anlegen.

5. Das Anlegen der gerissenen Fäden erfordert große Übung und Fertigkeit, es ist hierbei darauf Bedacht zu nehmen, daß weder eine Überspannung noch eine Lockerung im Fadenstück eintritt. Die Verbindung des gedrehten Fadens mit dem verzogenen Vorgarn erfolgt in der Weise, daß die eine Hand den abgerissenen Faden der Spindel auf dem mit der anderen Hand gehaltenen vom Zylinder abgeführten Bandende legt, nach Loslassen des Fadens erfolgt die Verbindung durch die von der Spindel ausgehende Drehungerteilung. Zu berücksichtigen ist hierbei, daß die Länge der Übereinanderlage der beiden Enden nicht zu kurz oder zu lang ausfällt, wodurch eine spitze bzw. dicke Stelle im Fadenstück entstehen würde. Um Anlegerschleifen, welche durch das Abziehen einer zu großen Länge für das Anlegen leicht entstehen können, zu vermeiden, wird bei Rechtsdrehung der Faden an den betreffenden Garnkörper mit der linken Hand von unten nach oben leicht angestreift, wodurch das lose Fadenstück, welches eine ballonartige Lage am Kötzer einnimmt, an demselben anzuliegen kommt. Beim darauffolgenden Abschlagen würde sich das lose Fadenstück, wenn das Anstreichen des Kötzers unterlassen wird, infolge Aufhörens der Zentrifugalkraft der Spindel zusammenringeln und eine Schleife bilden.

6. Indirekte Anlegerschleifen können dadurch verursacht werden, daß ein gerissener Faden erst nach geraumer Zeit angelegt wird, während welcher inzwischen weiterschaltet wurde, so daß die Anwindestelle eine höhere Lage angenommen hat, wodurch die zu bewickelnde Fläche des Kötzers kleiner geworden ist. Außerdem entsteht eine weiche Anwindung der Fäden, die Widerstandsfähigkeit des Kötzers wird an dieser Stelle herabgemindert und beim späteren Ablaufen entstehen unliebsame Störungen. Ein Ausgleich wird dadurch geschaffen, daß dieser Kötzer in die entsprechende höhere Lage verschoben und befestigt wird.

7. Schleifenbildung kann auch ihre Ursache in der schlechten Beschaffenheit der Druckwalzen am Vorderzylinder haben, indem bei längerem Gebrauch sich Rinnen an demselben einlaufen, wodurch die Zylinderklemmwirkung abgeschwächt wird und sich Kringeln (Meiseldraht) bilden, die eine ungleiche Fadenspannung zur Folge haben. Kringeln haben ihre Ursache auch in zu enger Zylinderstellung.

8. Durch zu hohen Wagenzug werden namentlich bei Vollerwerden des Abzuges die oberen Garnwindungen von den Spindeln abgezogen und bilden dann Schleifen. (Gestauchtes Garn.)

9. Schleifen entstehen durch Krummlaufen der Spindeln oder wenn dieselben zu meist infolge mangelhaften Ölens schleudern, wodurch der an der Spitze befindliche Fadenteil abgeworfen bzw. abgeprellt wird.

10. Durch ungleiche Spindelabstände von der Zylinderbank kann stellenweise Schleifenbildung eintreten, z. B. steht das eine Ende des Wagens etwas weiter von der Zylinderbank entfernt, so kommt dasselbe für das Ausfahrtsende früher zum Stillstand, der Zylinder liefert so lange weiter, bis vom Wagenmittelstück aus, welches etwas später am Ausfahrtsende ankommt, die Umsteuerung und somit die Auslösung des Zylinders erfolgt.

11. Unterwundene Kötzer entstehen, wenn die leeren Hülsen beim Aufstecken nicht gehörig an die Spindel gepreßt wurden, so daß dieselben eine zu hohe Lage auf der Spindel einnehmen. Ursache hierfür bilden auch Hülsen, welche schon einige Male benutzt wurden und oftmals umgestülpte Ränder haben, welche den inneren Durchmesser derselben verringern.

12. Neue Hülsen sind stets auf ihre Farbechtheit durch Kochen einiger Hülsen im Wasser zu untersuchen, um Abfärbungen derselben auf das Garn, welches namentlich beim Dämpfen nicht selten eintritt, vorzubeugen.

13. Der Einfluß der Temperatur und Feuchtigkeit in bezug auf ein gutes Verspinnen und Aussehen des Garnes ist in der Feinspinnerei noch größer als in den übrigen Abteilungen, weshalb für eine möglichst gleichbleibende Feuchtigkeit der Saalluft bei einer bestimmten Temperatur in erhöhtem Maße Sorge zu tragen ist. (Näheres s. S. 408.)

14. Die Garnnummer muß des öfteren kontrolliert werden und bestehen hierfür vielfach Bestimmungen einer täglichen Nummerkontrolle für jede einzelne Spinnmaschine.

15. Alle Verunreinigungen der Garnkörper während und nach dem Spinnen sind selbstverständlich zu vermeiden. Namentlich ist mit dem Ölen der Spindeln, des Streckwerkes und der Auf- und Gegenwinderwellenlagerung ganz vorsichtig zu verfahren und werden dieselben vorteilhaft nach Abzug der vollen Kötzer geölt, ebenso ist eine größere Reinigung der Maschine nur während dieser Zeit vorzunehmen.

16. In der Spinnerei entstehen mehrere Arten Abfälle, die ihrer Qualität entsprechend höher oder tiefer im Kaufwert stehen und möglichst schon an der Spinnmaschine gesondert zu halten sind. So werden Abfälle, welche an den Vorgarnspulen entstehen (Vorgarnabrisse), in der Vorbereitung wieder zu einer Bandspule umgearbeitet. Lose Wickel an den Putzwalzen sind, wenn dieselben rein gehalten werden, wertvoller als wenn sie schmutzig sind. Der Wert der Fadenwickel ist infolge seines gedrehten Zustandes etwas geringer als die losen Wickel und sinkt noch mehr, wenn dieselben schmutzig sind. Den geringsten Wert besitzt die Kehrwohle, da sie aus schmutzigen, öligen Fädenstücken, Staub usw. besteht.

## Die Ringspinnmaschine.

### Allgemeine Betrachtungen über Drahterteilung und Aufwindung der Flügel- und Ringspinnmaschine.

Die allgemein neben dem Wagenspinner im Gebrauch stehende Ringspinnmaschine ist aus der in Abb. 158 zu ersehenden Flügelspinnmaschine hervorgegangen. Von der am Spulenregal  $A$  aufgesteckten Vorgarnspule gelangt das Band in das Fünfzylinderstreckwerk  $St$ , in welchem es auf die gewünschte Feingarnnummer verzogen wird. Nach Verlassen des Streckwerkes läuft das verzogene Band durch die Fadenführeröse  $o$  und den Flügelkopf  $o_1$  an den Arm des Flügels  $F$ , umschlingt denselben je nach der zu erteilenden Fadenspannung mehr oder weniger oft und gelangt dann nach erfolgter Drahtgebung seitens der Flügelspindel durch die Öse  $o_2$  an die Scheibenspule  $S_u$ . Die Spule  $S_u$  sitzt auf der sich auf- und abwärts bewegenden Spindelbank  $B$ , auf welcher sie durch eine dazwischen gelegte Filz- oder Lederscheibe  $e$  isoliert aufsitzt, um einen erhöhten Reibungswiderstand zu erzeugen. Im übrigen steckt die Holzspule lose auf der Spindel. Würde beispielsweise die Spule  $S_u$  mit der Spindel  $Sp$  fest verbunden sein, so wäre, wenn:

$$\begin{aligned} S_i &= \text{die Spindelumdrehungen,} \\ S_u &= \text{„ Spulenumdrehungen,} \\ W &= \text{„ Aufwindungen} \end{aligned}$$

bedeuten, die Aufwindung

$$W = S_i = S_u = 0,$$

d. h. es findet keine Aufwindung der gesponnenen Fadenlänge statt.

Da jedoch die Spule auf der Spindel lose steckt, so zieht der Faden die Spule nach, so daß dieselbe ebenfalls mit in Umdrehung versetzt wird. Bei der Umdrehung der Spule hat der angespannte Faden den von der Filz- oder Lederscheibe  $e$  ausgehenden

Reibungswiderstand (Bremsung) zu überwinden und es bleibt die Spule um die vom Vorderzylinder gelieferte Fadenlänge hinter der Spindelgeschwindigkeit zurück. Durch die beständige Nacheilung der Spule erfolgt die Aufwindung des gesponnenen Fadens auf dieselbe und es ist die Aufwindung von dem Betrag der Nacheilung der Spule

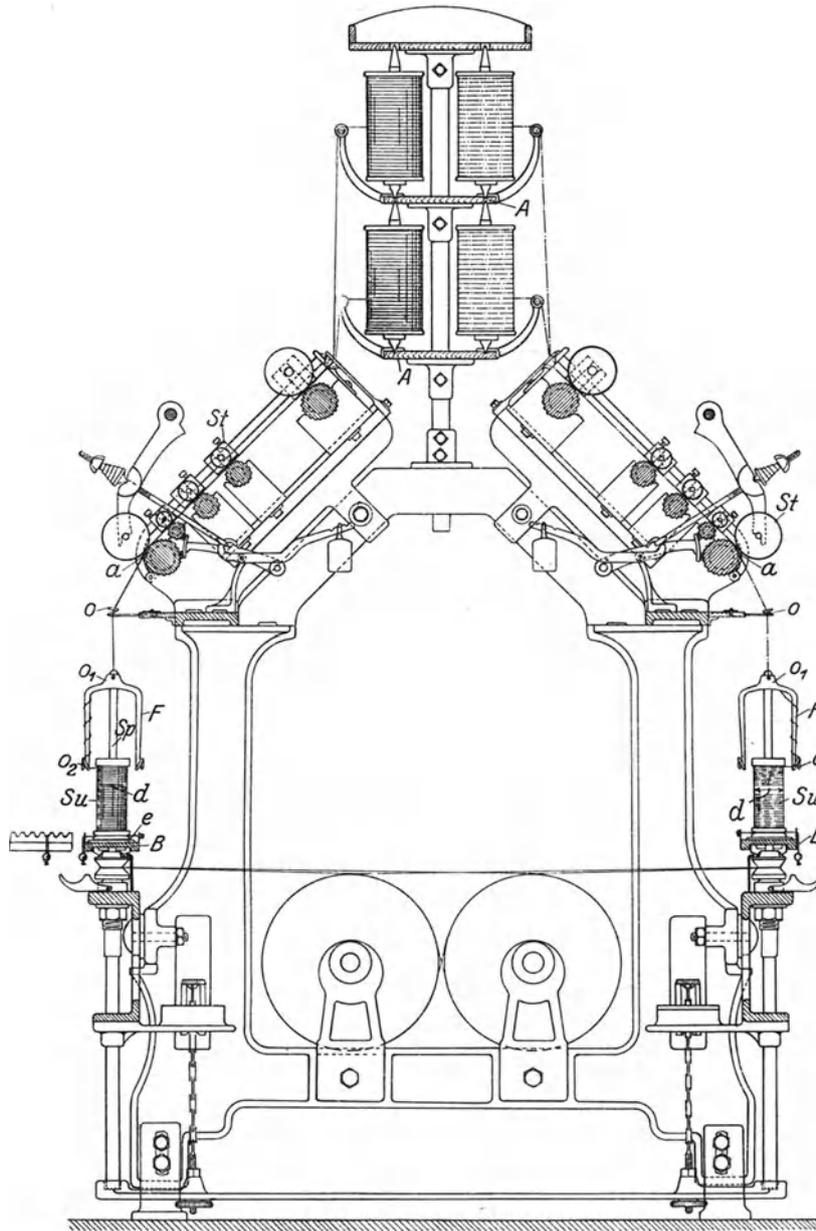


Abb. 158.

abhängig, diese wieder von der Größe der Drahterteilung, denn je mehr Drehung, desto kleiner die Zylinderlieferung und umgekehrt. Die Aufwindung  $W$  ist dann:

$$W = S_i - S_u \dots \dots \dots (a)$$

hieraus ergibt sich:

$$S_u = S_i - W \dots \dots \dots (b)$$

Die Länge einer Windung an der Spule ist

$$W = \pi \cdot d,$$

somit ergibt sich die erforderliche Anzahl Windungen für eine bestimmte Vorderzylinderlieferung  $L$

$$W = \frac{L}{\pi \cdot d} \dots \dots \dots (c)$$

In die Formel b den letztgefundenen Wert für  $W$  eingesetzt, ergibt dann für

$$S_u = S_i - \frac{L}{\pi \cdot d} \dots \dots \dots (d)$$

Da nun der Durchmesser  $d$  der Spule  $S_u$  von Schicht zu Schicht eine Vergrößerung erfährt, so nehmen auch die Windungszahlen für die konstante Länge  $L$  ab, denn es ist am Anfang

$$W = \frac{L}{\pi \cdot d_{\min}}$$

am Ende

$$W = \frac{L}{\pi \cdot d_{\max}}$$

Setzt man diese Werte in Formel d, so ergibt sich für den Spulenanfang:

$$S_u = S_i - \frac{L}{\pi \cdot d_{\min}} = S_{u\min}$$

und am Spulenende

$$S_u = S_i - \frac{L}{\pi \cdot d_{\max}} = S_{u\max}$$

d. h.: Mit der Abnahme der Windungszahlen, also beim Wachsen des Windungsdurchmessers, nehmen die Umdrehungen der Spule  $S_u$  zu.

Beispiel.

Es ist die Flügelspindelourenzahl  $S_i = 2600$  t/m,  
die minutliche Lieferung des Vorderzylinders  $L = 10$  m,  
der Durchmesser der leeren Spule  $d_{\min} = 30$  mm  
" " " vollen "  $d_{\max} = 60$  mm

Wie groß sind die minutlichen Umdrehungszahlen der Spule  $S_u$  am Anfang und am Ende des Abzuges?

$$\text{Spulentourenzahl am Anfang } S_u = 2600 - \frac{10000}{3,14 \cdot 30} = 2494 \text{ t/m,}$$

$$\text{Spulentourenzahl am Ende } S_u = 2600 - \frac{10000}{3,14 \cdot 60} = 2547 \text{ t/m.}$$

Damit die einzelnen Windungen in spiralförmiger Nebeneinanderlage und in der Fadenstärke entsprechenden Abständen zu liegen kommen, wird der Spulbank  $B$  durch einen symmetrischen Herzexzenter und Hebelübersetzung eine auf- und abwärtsgehende Bewegung erteilt, deren Geschwindigkeit durch vorhandene Wechselräder der jeweiligen Garnnummer angepaßt wird.

Die Drahterteilung erfolgt durch den Flügel  $F$ , der, um das Aufstecken bzw. Abnehmen der Spulen bewerkstelligen zu können, an der Spindel abnehmbar angebracht ist. Der Faden umschlingt einen der beiden Flügelarme einige Male und nimmt die Spule, auf welcher er zur Aufwindung gelangt, mit. Hierdurch entsteht in dem Fadestück zwischen Vorderzylinder und Spule eine große Spannung, da der Faden die Bremswirkung der Spule zu überwinden hat. Diese Fadenspannung erfährt mit der Zunahme der Bewicklung der Spule eine Erhöhung, da, wie unser Beispiel zeigt, die Umdrehungszahl der Spule gegen Ende hin größer und die Spule schwerer wird. Würde auf die Spule keine Bremswirkung ausgeübt, so könnte auch keine gesetzmäßige Aufwindung stattfinden, da keine normale Fadenspannung vorhanden ist, unter deren Zug der Faden aufgewunden wird. Um nun für die verschiedenen Garnnummern auch verschiedene Reibungswiderstände zu erhalten, werden, wie schon erwähnt, zwischen

Spulbank und Spulenaufgabe Filz- oder Lederscheiben gelegt. Eine andere Bremsvorrichtung besteht darin, daß die eingedrehte Rille der unteren verstärkten Scheibe der Holzspule zum Teil eine Schnur umspannt, die über dem vorderen Kerbenrand der Spulbank läuft und durch ein kleines Gewicht belastet wird. Um verschiedene Bremswirkung zu erzeugen, wird dann der Umspannungsbogen der Schnur in der eingedrehten Rille durch Verlegung der Schnur in der Kerbenleiste verändert.

Führt man den Faden vom Flügelkopf, ohne den Flügel, zu umschlingen direkt an die Flügelöse und zur Spule, so wird sich die durch die Mitnahme der Spule auftretende Fadenspannung bis an den Klemmpunkt des Vorderzylinders hinauf erstrecken und an dieser gefährlichen Stelle vielfach Fadenbrüche verursachen. Diese gefährliche Stelle wird dadurch verursacht, daß der Faden ungedreht auf dem Teil  $a$  des Vorderzylinders aufliegt (s. Abb. 158). Durch richtiges Umschlingen des Fadens am Flügel wird der Zug der Fadenspannung auf den um Zylinderstück  $a$  liegenden losen Faden herabgemindert, da ein Teil des Fadenzuges von der Reibung des Fadens an dem Flügelarm aufgenommen wird. Wird hingegen der Faden zu oft um den Flügelarm geschlungen, so wird die Reibung zwischen diesem und dem Faden größer als der von der Spule ausgehende Reibungswiderstand, so daß die Spule nicht in dem Maße zurückbleibt, wie es der vom Vorderzylinder gelieferten Garnlänge entspricht, und es findet keine Aufwindung mehr statt. Der vom Vorderzylinder weiter gelieferte Faden staut sich dann an der zu großen Reibungsstelle am Flügelarm und am Zylinderaustritt und bildet Schleifen. Hieraus ergibt sich nun die Folgerung, daß im allgemeinen der Reibungswiderstand der Spule größer sein muß als die Reibung, welche der Faden am Flügelarm erhält, ein Umstand, der wiederum eine größere Festigkeit des Fadens bedingt.

Infolge der Aufwindung an der Flügelspinnmaschine, die in der beschriebenen Art und Weise erfolgt, können nur Garne von niedrigeren Nummern versponnen werden, für mittlere Nummern ist dieselbe nicht geeignet, außerdem ist die Spindeltourenzahl (1500 bis 4000 t/m) infolge der schweren Ausführung der Spindel an eine niedere Drehung gebunden. Die Flügelmaschine wird besonders in Strickgarnspinnereien zur Herstellung von größeren Garnnummern aus langen Cheviotwollen, Mohair oder englischen Glanzwollen verwendet und fast ausschließlich in Flach- und Jutespinnereien.

Die Drahterteilung erfolgt bei der Flügelspinnmaschine dadurch, daß der durch eine am Flügelarm befindliche Öse  $o_2$  durchgeführte Faden gezwungen wird, die drehende Bewegung des Flügels mitzumachen, während das andere Fadenende durch den Vorderzylinderklemmpunkt festgehalten wird.

Die Aufwindung des gedrehten Fadens geschieht in der Weise, daß die Spule von demselben mit nachgezogen wird (nacheilende Spule) und diese durch den dagegen wirkenden Reibungswiderstand um die vom Zylinder gelieferte Fadenlänge zurückbleibt. Es gilt also wie bereits bekannt:

$$W = S_i - S_u.$$

Bei dem Ringspinnprinzip (Abb. 159) erfolgt die Drahterteilung und Aufwindung in umgekehrter Weise, und zwar ist hier die Spule  $S_u$  fest, erhält konstanten Antrieb, während der Flügel nachgezogen wird (voreilende Spule). Der Unterschied besteht nun darin, daß das drahterteilende Organ die Öse  $o_2$  des Flügels auf einen Ring  $R$  geführt ist und von der Spule  $S_u$ , welche auf der rotierenden Spindel  $S_p$  befestigt ist, nachgezogen wird. Das drahterteilende Organ ist also hier nicht die Spindel, sondern die am Ring  $R$  nachgezogene Öse  $o_2$  (Ringläufer, Traveller) und es entspricht jede Umdrehung des Ringläufers einer Windung im Garn. Die Aufwindung des Fadens an der Spule erfolgt durch den Ringläufer  $o_2$  dadurch, daß derselbe in seiner Umdrehungszahl um die vom Vorderzylinder gelieferten Fadenlänge hinter den Spindel- bzw. Spulenumdrehungen zurückbleibt, wobei die gesetzmäßige Aufwindung durch die Reibung, welche der Ringläufer  $o_2$  auf dem glattpolierten Führungsring  $R$  (Läuferring) erleidet, erfolgt und es gilt hierfür:

$$W = S_u - S_i.$$

hieraus:

$$S_i = S_u - W,$$

wobei  $S_i$  = Ringläuferumdrehungen,

$S_u$  = Spulen- bzw. Spindelumdrehungen bedeuten.

Durch den Umstand, daß der Faden nur durch einen leichten Körper (Ringläufer) und dessen Reibung auf dem Läufering  $R$  belastet wird, ergibt sich gegenüber der Flügelspinnmaschine der große Vorteil, daß man infolge der geringeren Belastung des Fadens höhere Nummern spinnen und auch höhere Spindelumdrehungen anwenden kann.

Erfolgt z. B. die Aufwindung auf Scheibenspulen, so ergibt sich für den Anfang die Anzahl der Ringläufertouren nach letzter Formel:

$$S_i = S_u - \frac{L}{\pi \cdot d_{\min}} = S_{i \min}$$

für das Ende:

$$S_i = S_u - \frac{L}{\pi \cdot d_{\max}} = S_{i \max},$$

d. h.: Mit der Zunahme des Windungsdurchmessers nimmt die Anzahl der Windungen ab und die Ringläuferumdrehungen zu.

Um das Spulengewicht zu verkleinern und um eine möglichst große Fadenlänge aufwinden zu können, wird ebenso wie am Wagenspinner in übereinander gelegten Kegelschichten (Copse) aufgewunden, nur mit dem Unterschiede, daß hier nicht auf die nackte Spindel, sondern auf durch-

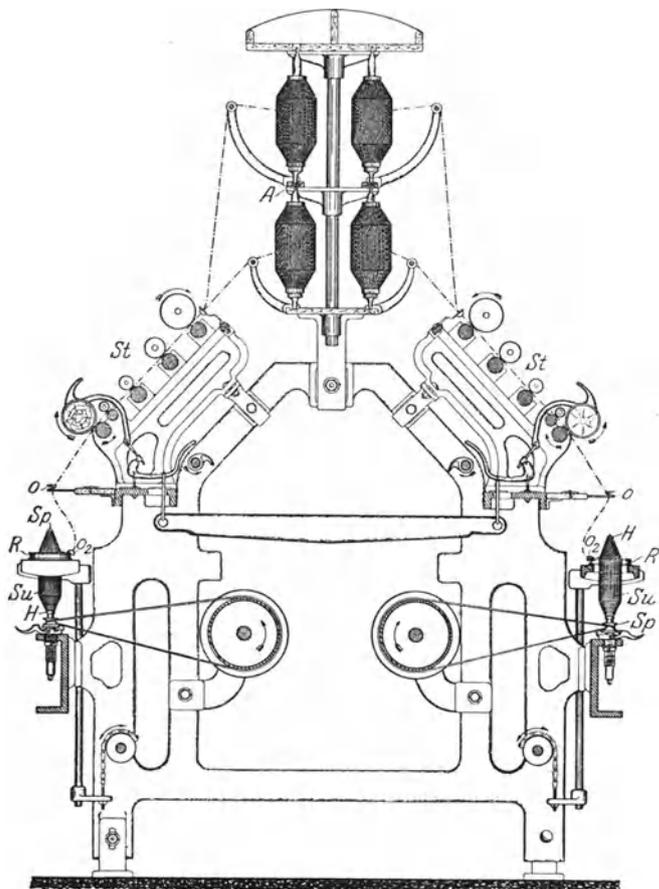


Abb. 159.

gehende Papphülsen gewunden wird. Der Wagen oder die Spulbank muß also entsprechend der Aufwindegeschwindigkeit eine auf- und abwärtsgehende Bewegung ausführen, also in der Weise, daß die Geschwindigkeit des Wagens an der Basis am kleinsten und an der Spitze des Kegels am größten wird.

Es bedeutet:

$d_1$ = Durchmesser des Copses	}	an der Basis,
$S_{i1}$ = Ringläuferumdrehungen		
$W_1$ = Windungszahl		
$T_1$ = Drehungen des Fadens		
$d_2$ = Durchmesser des Copses	}	an der Spitze,
$S_{i2}$ = Ringläuferumdrehungen		
$W_2$ = Windungszahl		
$T_2$ = Drehungen des Fadens		
$S_u$ = Spulen- bzw. Spindelumdrehungszahl,		
$L$ = Lieferung in der betreffenden Zeiteinheit.		

Dann ist die Ringläuferumdrehungszahl an der Basis des Copses:

$$S_{i_1} = S_u - \frac{L}{\pi \cdot d_1},$$

an der Spitze des Copses:

$$S_{i_2} = S_u - \frac{L}{\pi \cdot d_2}.$$

Beträgt nun beispielsweise:

$$\begin{aligned} d_1 &= 38 \text{ mm,} \\ d_2 &= 18 \text{ " ,} \\ S_u &= 6000 \text{ t/m,} \\ L &= 12 \text{ m pro Minute.} \end{aligned}$$

Hierfür ist die Ringläuferzahl an der Basis:

$$S_{i_1} = 6000 - \frac{12000}{3,14 \cdot 38} = 5900 \text{ t/m.}$$

an der Spitze:

$$S_{i_2} = 6000 - \frac{12000}{3,14 \cdot 18} = 5788 \text{ t/m,}$$

Es ergeben sich also für den Ringläufer an der Basis die größten und an der Spitze die kleinsten Umdrehungszahlen.

Indem nun, wie schon erwähnt, der Ringläufer das drahterteilende Organ ist, so ergeben sich im Faden nach Formel 57

an der Basis

$$T_1 = \frac{5900}{1200} = 4,91 \text{ Drehungen auf 1 cm,}$$

an der Spitze:

$$T_2 = \frac{5788}{1200} = 4,82 \quad \text{,,} \quad \text{,,} \quad 1 \text{ cm.}$$

Wie nun hieraus ersichtlich ist, findet zwischen Basis und Spitze ein Drehungsunterschied von

$$T_1 - T_2 = 4,91 - 4,82 = 0,09 \text{ Drehungen}$$

statt. Diese geringe Drehungsdifferenz kann natürlich die Güte des Gespinnstes in nennenswerter Weise nicht nachteilig beeinflussen. Da nun durchwegs die Abwindung des Fadens vom stillstehenden Kötzer in axialer Richtung über die Copszspitze erfolgt, so findet diese Differenz dadurch einen Ausgleich, indem sich jede Abwindung als Drehung in den Faden legt. Es entfällt demnach beim Abwinden für die Spitze auf das den kleineren Durchmesser der Spitze des Copses entsprechende Fadenstück eine Drehung, während für die Basis in das dem größeren Basisdurchmesser entsprechende Fadenstück auch nur eine Drehung zu liegen kommt.

Es erhalten also die Längen:

$$\begin{aligned} \pi \cdot d_1 &= 1 \text{ Drehung} \\ \pi \cdot d_2 &= 1 \quad \text{,,} \end{aligned}$$

Nach erfolgtem Abwinden ist die Drehung der Fadenlänge  $L$ :

an der Basis

$$T_1 = S_{i_1} + W_1 = S_{i_1} + \frac{L}{\pi \cdot d_{\max}},$$

an der Spitze

$$T_2 = S_{i_2} + W_2 = S_{i_2} + \frac{L}{\pi \cdot d_{\min}}.$$

Für unser Beispiel sind dann die Drehungen:

an der Basis

$$T_1 = 5900 + \frac{12000}{3,14 \cdot 38} = 6000 \text{ t/m,}$$

an der Spitze

$$T_2 = 5788 + \frac{12000}{3,14 \cdot 18} = 6000 \text{ t/m.}$$

Es sind also die allgemein auf Grund der Spindeltouren berechneten Drehungen im axial abgewundenen Faden tatsächlich gleichmäßig verteilt vorhanden.

### Berechnung der Ringspinnmaschine von N.S.C.

In dem in Abb. 160 dargestellten Rädertrieb einer Maschinenseite der Ringspinnmaschine von N.S.C. sind die in Betracht kommenden auswechselbaren Räder folgende:

Der Volant  $V$  von 250 mm  $\phi$  steigend um je 25 bis 550 mm  $\phi$  für die Veränderung der Spindelumdrehungen.

Der Trommelwirtel  $T_r = 250, 275$  und 300 mm  $\phi$  für die Veränderung der Trommelumläufe bzw. der Spindelumdrehungen.

Das Stutzen- oder Trommelrad  $A = 30$  und 60 Zähne für die Erzeugung von hohen und niedrigen Drehungen.

Der Drahtwechsel  $D = 24$  Zähne steigend um 1 Zahn bis 60 Zähne für die Veränderung der Drehung.

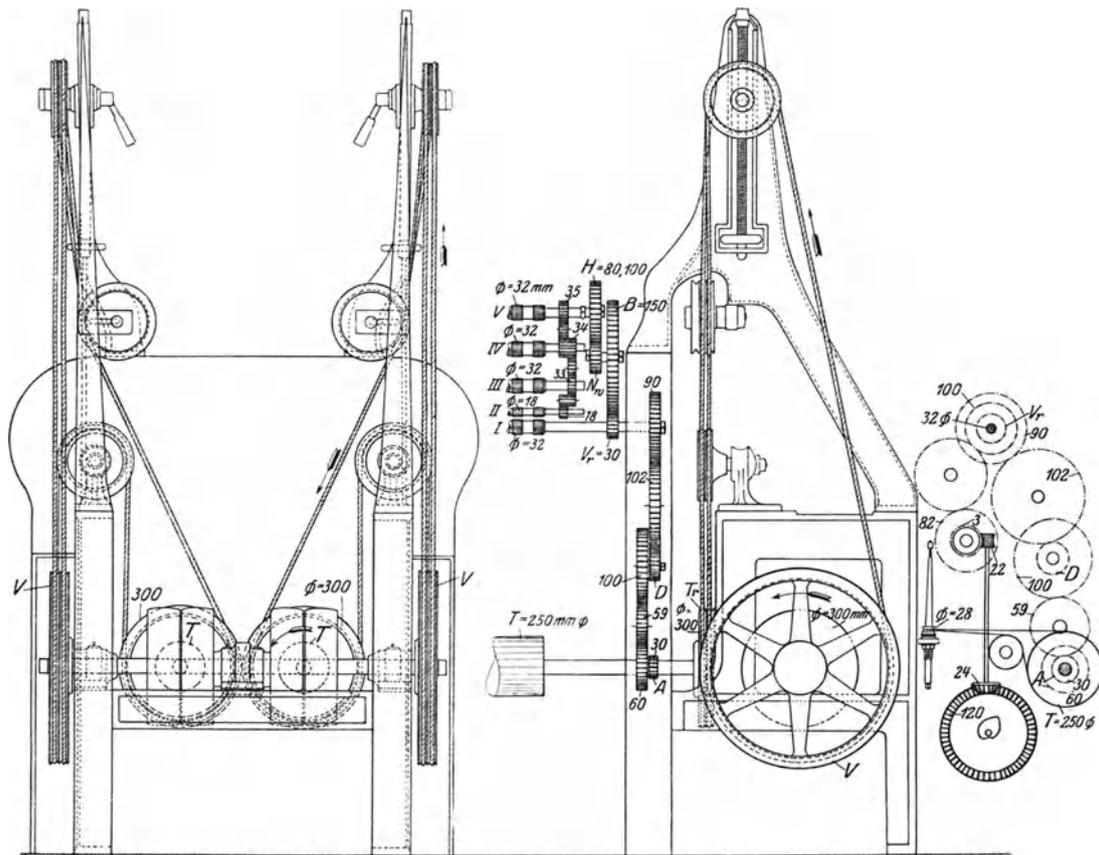


Abb. 160.

Das Schalt- oder Steigrad  $S=42$  Zähne steigend um 2 Zähne bis 80 Zähne für die Veränderung der Durchmesser der Garnkörper bzw. deren Anpassen an die verschiedenen Nummern (Abb. 164).

Der Nummer- oder Verzugswechsel  $N_w=35$  Zähne steigend um 1 Zahn bis 60 Zähne zur Veränderung des Verzuges.

Das Hinterzylinderrad  $H=80$  und 100 Zähne für die Vergrößerung des Verzuges in weiteren Grenzen.

**1. Das Streckwerk.** Die Größe des Verzuges kann verändert werden durch den Nummerwechsel  $N_w$ , das Hinterzylinderrad  $H$ .

Nach Formel 54a ist der Streckwerkverzug:

$$v = \frac{B \cdot H}{V_r \cdot N_w}$$

Für die Hinterzylinderräder  $H=80$  und 100 Zähne ergeben sich folgende Verzugskonstanten:

$$\text{für das 80er Hinterzylinderrad } v = \frac{150 \cdot 80}{30 \cdot N_w} = \frac{400}{N_w},$$

$$\text{für das 100er Hinterzylinderrad } v = \frac{150 \cdot 100}{30 \cdot N_w} = \frac{500}{N_w}.$$

Für die zur Verfügung stehenden Nummerwechsel ergeben sich folgende Verzüge:

Tabelle 42.

$H$	80	100
$N_w$	$\frac{400}{N_w}$	$\frac{500}{N_w}$
35	11,43	14,30
36	11,11	13,88
37	10,81	13,51
38	10,52	13,15
39		
↓		
59	6,78	8,47
60	6,66	8,33

Die gegenseitigen Beziehungen zwischen den Nummerwechseln  $N_w$  und den Ausgabe- und Vorlagennummern bzw. den Verzügen (s. S. 110 u. 154).

**Die Spindeltouren.** Abb. 160 zeigt den Antrieb der Ringspinnmaschine und es ist hierfür:

Umdrehungszahl der Transmissionswelle  $n_1 = 300 \text{ t/m}$ ,

Durchmesser der Transmissionsscheibe . .  $d_1 = 450 \text{ mm}$ ,

„ „ Maschinenscheibe . . .  $d_2 = 300 \text{ mm}$ .

Die minutlichen Umdrehungszahlen  $S_n$  der Spindeln berechnen sich dann für den Trommelwirtel  $T_r = 300 \text{ mm}$  zu:

$$S_n = \frac{300 \cdot 450 \cdot V \cdot 250}{300 \cdot 300 \cdot 28} = 13,39 \cdot V \text{ ohne Gleitverluste (theoretische Spindeltouren)}.$$

Die praktischen Spindeltouren also unter Berücksichtigung der Gleitverluste durch die Spindelschnur berechnen sich nach den im Kapitel „Die Berechnung der Drehung aus dem Getriebe“ S. 113 angeführten Angaben zu:

$$S_n = \frac{300 \cdot 450 \cdot V \cdot 252}{300 \cdot 300 \cdot 30} = 12,6 \cdot V \text{ praktische Spindeltouren.}$$

Durch den Zuschlag des Durchmessers der Spindelschnur = 2 mm auf den Trommel- und Spindelwirteldurchmesser wurden die Gleitverluste hierfür mit:

$$\frac{(13,39 - 12,6) \cdot 100}{13,39} = \sim 5,9\%$$

in Rechnung gesetzt.

Für die vorhandenen Volante  $V$  ergeben sich folgende praktische Spindel Touren.

Tabelle 43.

Mit dem 300er Trommelwirtel													
Volant $V$	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550
$S_n$ in t/m	3150	3465	3780	4095	4410	4725	5040	5355	5670	5985	6300	6615	6930

Die Drehung. Nach Formel 57 berechnet sich die Drehung  $T$  zu:

$$T^{m, dm, cm} = \frac{Sp}{L^{m, dm, cm}}$$

Die betreffenden Zahlenwerte hierfür eingesetzt, ergibt dann:

$$T^{cm} = \frac{\frac{252}{30}}{A \cdot D \cdot 3,2 \cdot 3,14} = \frac{8,4}{100 \cdot 90 \cdot A \cdot D}$$

oder

$$T^{cm} = \frac{252 \cdot 100 \cdot 90}{A \cdot 30 \cdot D \cdot 3,2 \cdot 3,14} = \frac{7523,8}{A \cdot D} = \text{Hauptkonstante} \dots \dots \dots \text{(I)}$$

Für die Trommelräder  $A$  ergeben sich folgende Nebenkonstanten:

für  $A = 30$  Zähne

$$T_1 = \frac{7523,8}{30 \cdot D} = \frac{250,79}{D} \dots \dots \dots \text{(Ia)}$$

für  $A = 60$  Zähne

$$T_2 = \frac{7523,8}{60 \cdot D} = \frac{125,395}{D} \dots \dots \dots \text{(Ib)}$$

Nun ist aber auch die Drehung auf 1 cm aus der Nummer

$$T^{cm} = \alpha \sqrt{N}$$

Dieser Drehungswert aus der Nummer entspricht dem Drehungswert aus dem Getriebe der Maschine und man erhält folglich die Gleichung:

$$\alpha \sqrt{N} = \frac{7523,8}{A \cdot D}$$

Hieraus berechnet sich der Drehungswechsel  $D$  zu:

$$D = \frac{7523,8}{\alpha \sqrt{N} \cdot A} = \text{Hauptkonstante für den Drahtwechsel} \dots \dots \dots \text{(II)}$$

Für die Trommelräder  $A$  ergeben sich dann folgende Drahtwechselkonstanten:

für  $A = 30$

$$D = \frac{250,79}{\alpha \sqrt{N}} \dots \dots \dots \text{(IIa)}$$

für  $A = 60$

$$D = \frac{125,395}{\alpha \sqrt{N}} \dots \dots \dots \text{(IIb)}$$

Beispiel. Es soll die Garnnummer  $N=36$  mit  $\alpha=0,75$  gesponnen werden. Wie groß ist die Zähnezahl des Drahtwechsels zu nehmen?

Nach IIa

$$\text{Drahtwechsel } D = \frac{250,79}{0,75 \cdot \sqrt{36}} = \sim 56 \text{ Zähne.}$$

Nach IIb

$$\text{Drahtwechsel } D = \frac{125,395}{0,75 \cdot \sqrt{36}} = \sim 28 \text{ Zähne.}$$

Aus den Drehungskonstanten berechnen sich wieder für die einzelnen Drahtwechsel folgende Drehungen auf 1 cm:

Tabelle 44.

Drahtwechsel	Mit d. Trommelrad $A = 30$ Zähne	Mit d. Trommelrad $A = 60$ Zähne
$D$	$T_{\text{cm}} = \frac{250,79}{D}$	$T_{\text{cm}} = \frac{125,395}{D}$
24	10,45	5,22
25	10,03	5,01
26	9,64	4,82
27	9,28	4,64
↓		
59	4,25	2,12
60	4,18	2,09

Bedeutet.

- $N$  = alte Nummer,
- $N_1$  = neue Nummer,
- $D$  = alter Drahtwechsel,
- $D_1$  = neuer Drahtwechsel,

dann verhalten sich die Drahtwechsel

$$\frac{D}{D_1} = \frac{\frac{7523,8}{\alpha \sqrt{N} \cdot A}}{\frac{7523,8}{\alpha \sqrt{N_1} \cdot A}},$$

$$\frac{D}{D_1} = \frac{\sqrt{N_1}}{\sqrt{N}},$$

d. h.: die Drahtwechsel verhalten sich indirekt wie die Quadratwurzeln aus den Nummern, also je höher die Nummer, desto kleiner die Zähnezahl des Drahtwechsels und umgekehrt.

Hieraus berechnet sich der neue Drahtwechsel zu:

$$D_1 = \frac{D \cdot \sqrt{N}}{\sqrt{N_1}},$$

d. h.: der neue Drahtwechsel wird gefunden, indem man das Produkt aus altem Drahtwechsel und der Quadratwurzel aus der alten Nummer durch die Quadratwurzel der neuen Nummer dividiert.

Beispiel. Die Garnnummer  $N=36$  wurde mit dem Drahtwechsel  $D=56$  Zähne gesponnen, es soll die Garnnummer  $N_1=45$  mit den gleichen Drehungskoeffizienten  $\alpha$  gesponnen werden. Ein Drahtwechsel mit wieviel Zähnen ist für diese neue Nummer zu nehmen?

Nach letzter Formel

$$\text{neuer Drahtwechsel } D_1 = \frac{56 \cdot \sqrt{36}}{\sqrt{45}} = \sim 50 \text{ Zähne.}$$

**Die Ringbankbewegung.** Nach der Antriebsskizze (Abb. 160) führt die Trommelwelle in der Minute

$$\frac{300 \cdot 450 \cdot V}{300 \cdot T_r} = \frac{450 \cdot V}{T_r}$$

Umdrehungen aus. Hierfür sind die Exzenterumdrehungen oder die Anzahl der Doppelhube der Ringbank:

$$E_t = \frac{450 \cdot V}{T_r} \cdot \frac{A \cdot D \cdot 100 \cdot 3 \cdot 24}{100 \cdot 90 \cdot 82 \cdot 22 \cdot 120}$$

Die in derselben Zeit gelieferte Fadenlänge  $L$  des Vorderzylinders beträgt:

$$L^{\text{in m}} = \frac{450 \cdot V}{T_r} \cdot \frac{A \cdot D \cdot 0,032 \cdot 3,14}{100 \cdot 90}$$

Auf ein Doppelhub der Ringbank ergibt sich dann eine aufgewickelte Garnlänge von:

$$l = \frac{L}{E_t} = \frac{\frac{450 \cdot V}{T_r} \cdot \frac{A \cdot D \cdot 0,032 \cdot 3,14}{100 \cdot 90}}{\frac{450 \cdot V}{T_r} \cdot \frac{A \cdot D \cdot 100 \cdot 3 \cdot 24}{100 \cdot 90 \cdot 82 \cdot 22 \cdot 120}}$$

oder

$$l = \frac{0,032 \cdot 3,14 \cdot 82 \cdot 22 \cdot 120}{100 \cdot 3 \cdot 24} = \mathbf{3,021 \text{ m (konstant)}}$$

Wie aus der Berechnung der gelieferten Länge während eines Doppelhubes der Ringbank ersichtlich ist, üben alle auswechselbaren Teile des Getriebes den gleichen Einfluß auf die Zylinderlieferung und Exzenterumdrehungen aus, so daß sich dieselben in der Rechnung aufheben und die Länge der Zylinderlieferung während einer Exzenterumdrehung konstant ist.

Die gelieferte Fadenlänge des Vorderzylinders läßt sich auch in der Weise ermitteln, indem man von der Exzenterwelle ausgeht und dieselbe als treibende Welle betrachtet.

Während einer Umdrehung der Exzenterwelle liefert der Vorderzylinder:

$$L^{\text{in m}} = \frac{1 \cdot 120 \cdot 22 \cdot 82 \cdot 0,032 \cdot 3,14}{24 \cdot 3 \cdot 100} = \mathbf{3,021 \text{ m}}$$

**Die Produktion.** Dieselbe ist wieder in erster Linie abhängig von der Feinheit der Garnnummer und von der Anzahl der Drehungen, da durch letztere die Größe der Vorderzylinderlieferung bestimmt wird. Nach Formel 57 ist:

$$\text{Drehung } T^m = \frac{Sp}{L^m}$$

Hieraus ist:

$$\text{Lieferung } L^{\text{m/min}} = \frac{Sp}{T^m}$$

Die Veränderung der minutlichen Spindeltouren  $Sp$  durch  $V$  hat im selben Maße eine Veränderung der Lieferung  $L$  zur Folge, übt also auf die Drehung selbst keinen Einfluß aus.

Die Drehungen pro Meter berechnen sich aus dem Getriebe der Maschine nach der Hauptkonstante I S. 294 zu:

$$T^m = \frac{752380}{A \cdot D}$$

Bei einer Arbeitszeit von täglich 8 Stunden = 480 Minuten beträgt die tägliche Lieferung  $P_m$  in Metern pro Spindel:

$$P_m = \frac{Sp^{t/m} \cdot 480}{752380 \cdot A \cdot D}$$

oder in Strähnen bzw. Zahlen (à 1000 m)

$$P_z = \frac{Sp \cdot 0,480}{752380 \cdot A \cdot D} \dots \dots \dots (I)$$

Für die Produktionsberechnung können für die Drehungskonstante  $= \frac{752380}{A \cdot D}$  die in Tabelle 44 berechneten Drehungswerte, jedoch durch Multiplizieren mit 100 auf die Länge eines Meters berechnet, unter Berücksichtigung der betr. Drahtwechsel und Stutzenräder, eingesetzt werden.

Beispiel. Es wird eine Partie 40er AB mit 300 mm  $\phi$  Trommelwirtel, 500 mm  $\phi$  Volant, Drahtwechsel  $D=50$ , Trommelrad  $A=30$  Zähne gesponnen.

Wie groß ist die tägliche Spindelproduktion in Zahlen und Gramm?

Nach Tabelle 43 ergeben sich für  $T=300$  und  $V=500$  mm  $\phi$  6300 t/m und nach Tabelle 44 für  $D=50$  und  $A=30$  Zähne 5 Drehungen auf 1 cm, also 500 Drehungen auf 1 m.

Nach Formel I ergibt sich dann:

Tägl. Spindelproduktion in Zahlen  $P_z = \frac{6300 \cdot 0,48}{500} = 6,048$  Zahlen.

„ „ „ Gramm  $P_g = \frac{6,048 \cdot 1000}{N=40} = 151,2$  g.

Das Spinnmaterial, welches auf der Ringspinnmaschine für die Herstellung der verschiedenen Garnnummern in Anwendung kommt, weist oftmals für die gleichen Nummern ganz bedeutende Qualitätsunterschiede auf. So kann z. B. die Garnnummer  $N=24$  das eine Mal aus einem Spinnmaterial mit der Qualitätsbezeichnung A und das andere Mal aus Material mit der Qualitätsbezeichnung C<sup>III</sup> gesponnen werden. Diese Qualitätsunterschiede schaffen naturgemäß auch verschiedene Bedingungen in bezug auf Drehung und Spindeltouren, wodurch die Produktion im hohen Maße beeinflusst wird.

Die folgenden Tabellen geben die theoretischen Produktionen per Spindel und Tag zu 8 Arbeitsstunden in Zahlen und Gramm für 2 gebräuchliche Garnnummern einer AB-Partie mit den vorwiegend in Betracht kommenden Drahtwechseln und Spindeltouren mit dem 300er Trommelwirtel an, wobei  $G = \frac{Z_l \cdot 1000}{N}$  ist. Kötzergewicht = 50 g.

Tabelle 45.

		Garnnummer $N=40$							
Volant $V$	550		525		500		475		
Spindeltouren	6930		6615		6300		5985		
Drahtwechsel	Mit dem Trommelrad $A=30$								
$D$	$Z_l$	$G$	$Z_l$	$G$	$Z_l$	$G$	$Z_l$	$G$	
48	6,37	159,25	6,08	152,0	5,79	144,75	5,52	138,0	
49	6,51	162,75	6,21	155,25	5,91	147,75	5,62	140,50	
50	6,65	166,25	6,35	158,75	6,05	151,25	5,74	143,50	
51	6,77	169,25	6,47	161,75	6,16	154,0	5,85	146,25	
52	6,90	172,50	6,60	165,0	6,27	156,75	5,96	149,0	
53	7,03	175,75	6,71	167,75	6,39	159,75	6,07	151,75	
54	7,16	179,0	6,84	171,0	6,51	162,75	6,19	154,75	
55	7,29	182,25	6,95	173,75	6,63	165,75	6,30	157,50	
56	7,44	186,0	7,10	177,50	6,76	169,0	6,42	160,50	
57	7,57	189,25	7,23	180,75	6,88	172,0	6,54	163,50	
58	7,70	192,50	7,35	183,25	7,0	175,0	6,65	166,25	
59	7,82	195,50	7,47	186,75	7,11	177,75	6,76	169,0	

Tabelle 46.

		Garnnummer $N = 24$							
Volant $V$		450		425		400		375	
Spindeltouren		5670		5355		5040		4725	
Drahtwechsel		Mit dem Trommelrad $A = 60$							
$D$	$Z_i$	$G$	$Z_i$	$G$	$Z_i$	$G$	$Z_i$	$G$	
31	6,73	280,41	6,36	265,0	5,98	249,16	5,61	233,75	
32	6,96	290,0	6,57	273,75	6,18	257,50	5,80	241,66	
33	7,16	298,33	6,76	281,66	6,36	265,0	5,96	248,33	
34	7,39	307,91	6,98	290,83	6,57	273,75	6,16	256,66	
35	7,60	316,66	7,17	298,75	6,75	281,25	6,33	263,75	
36	7,82	325,83	7,38	307,50	6,95	289,58	6,51	271,25	
37	8,05	335,41	7,60	316,66	7,15	297,91	6,71	279,58	
38	8,27	344,58	7,81	325,41	7,35	306,25	6,89	287,08	
39	8,47	352,91	8,0	333,33	7,53	313,75	7,06	294,16	
40	8,69	362,08	8,21	342,08	7,72	321,66	7,24	301,66	
41	8,92	371,66	8,42	350,83	7,93	330,41	7,43	309,58	

Die in Tabellen 45 und 46 zusammengestellten Produktionszahlen vermindern sich infolge unvermeidlicher Stillstände der Maschine noch um einen Prozentsatz, der mit der Höhe der Nummer abnimmt.

Um die praktischen Produktionszahlen zu finden, sind von den theoretischen Produktionszahlen folgende Prozentsätze in Abzug zu bringen.

Tabelle 47.

Garnnummer	Prozentsätze	Garnnummer	Prozentsätze
45	8	24	15
40	9	20	17
36	10	16	19
32	11	12	22
28	12		

Für Spinnen auf Kannetten auf 130 mm langen Hülsen erhöhen sich diese Prozentsätze von den feinen zu den groben Nummern um etwa 5 bis 20%.

Für das Spinnen von Cheviot erhöhen sich die obigen Prozentsätze um etwa 5 bis 12%.

Unter Beibehaltung der im letzten Beispiel gegebenen Verhältnisse berechnet sich für eine Maschine mit 400 Spindeln die praktische Wochenproduktion in kg (46 Stunden Arbeitszeit) zu: 9% Verlust entspricht einem Wirkungsgrad von  $100 - 9 = 91\%$  oder von 0,91.

$$\text{Wochenproduktion in kg} = \frac{151,2 \cdot 400 \cdot 46}{1000 \cdot 8} \cdot 0,91 = 316 \text{ kg.}$$

Die Festlegung der Akkordsätze für die Lohnberechnung kann nun auf Grund der berechneten Wochenproduktion nach derselben auf S. 238 angeführten Art gefunden werden.

### Berechnung der Ringspinnmaschine der E.M.G.

Für diese Ringspinnmaschine wurde der Fall angenommen, daß der Antrieb mittels elektrischen Einzelantriebs (Spinnregler) erfolgt, weshalb für die Berechnung der Spindeltouren und der Geschwindigkeit der Maschine auf das diesbezügliche Kapitel S. 330 verwiesen wird.

Die Möglichkeit der Veränderung der Drehungen in den weitgehendsten Grenzen erfolgt an dieser Maschine durch Zwischenschaltung eines Rädervorgeleges  $\frac{30}{60}$  oder  $\frac{60}{30}$  oder unter Weglassung desselben, so daß sich für:

Einschalten des Rädervorgeleges	$\frac{60}{30}$	= niedere Drehungen,
Weglassen " "	$\frac{60}{30}$	= mittlere "
Einschalten " "	$\frac{30}{60}$	= hohe "

ergeben.

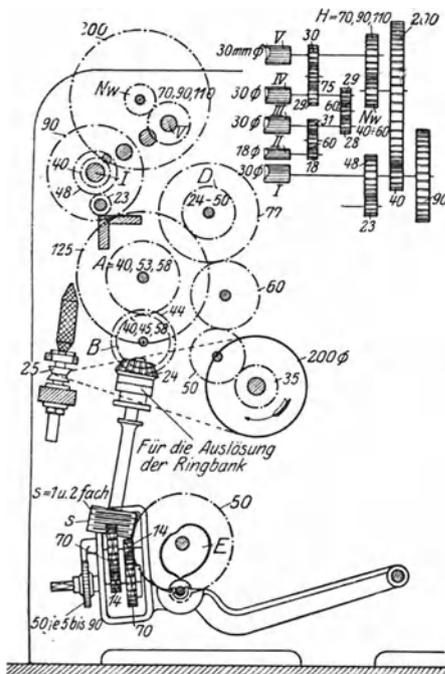


Abb. 161.

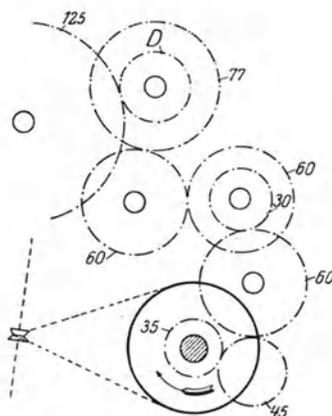


Abb. 162.

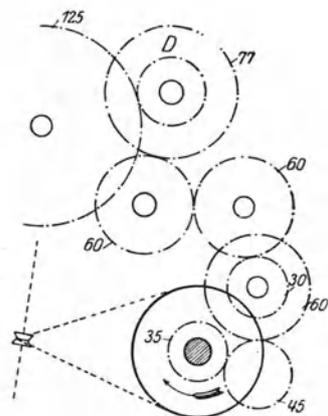


Abb. 163.

Während Abb. 162 und 163 das Übersetzungsverhältnis des Zylinderantriebes für niedere und hohe Drehungen darstellt, zeigt Abb. 161 die Rädereinstellung zur Erzielung von mittleren Drehungen. Außerdem kommen für die Auswechslung folgende Räder in Betracht:

Der Drahtwechsel  $D = 24$  Zähne steigend um je 2 Zähne bis 50 Zähne für die Veränderung der Drehung.

Die Wechsel  $A = 40, 53, 58$  Zähne und  $B = 58, 45, 40$  Zähne, sowie die Schnecke  $s = 1$ - und 2-gängig. Die Summe der Zahnzahl der Räder  $A$  und  $B = 98$ , und dienen dieselben im Verein mit der Schnecke  $s$  zur Veränderung der Aufwindelänge des Fadens während einer Umdrehung des Exzenters  $E$  unter Beeinflussung des Kötzerdurchmessers.

Das Schaltrad  $S = 50$  Zähne steigend um je 5 Zähne bis 90 Zähne für die Veränderung der Durchmesser der Garnkörper bzw. deren Anpassen für die Nummernunterschiede.

Der Nummer- oder Verzugswechsel  $N_w = 40$  Zähne steigend um 1 Zahn bis 60 Zähne zur Veränderung des Verzuges.

Das Hinterzylinderrad  $H = 70, 90, 110$  Zähne für die Vergrößerung des Verzuges in weiteren Grenzen.

**Das Streckwerk.** Die Größe des Verzuges kann verändert werden durch:  
den Nummerwechsel  $N_w$ ,  
das Hinterzylinderrad  $H$ .

Nach Formel 54a ist der Streckwerkverzug:

$$v = \frac{B \cdot H}{V_r \cdot N_w}$$

Für die Hinterzylinder 70, 90, 110 Zähne ergeben sich folgende Verzugskonstanten:

$$\begin{aligned} \text{für das 70er Hinterzylinderrad } v &= \frac{200 \cdot 70}{40 \cdot N_w} = \frac{350}{N_w}, \\ \text{„ „ 90er „ „ } v &= \frac{200 \cdot 90}{40 \cdot N_w} = \frac{450}{N_w}, \\ \text{„ „ 110er „ „ } v &= \frac{200 \cdot 110}{40 \cdot N_w} = \frac{550}{N_w}. \end{aligned}$$

Für die zur Verfügung stehenden Nummerwechsel ergibt sich folgende Verzugs-  
tabelle:

Tabelle 48.

$H$	70	90	110
$N_w$	$\frac{350}{N_w}$	$\frac{450}{N_w}$	$\frac{550}{N_w}$
40	8,75	11,20	13,75
41	8,53	11,0	13,41
42	8,33	10,71	13,09
↓			
59	5,93	7,62	9,32
60	5,83	7,50	9,16

Für die gegenseitigen Beziehungen zwischen den Nummerwechseln  $N_w$ , den Ausgabe- und Vorlagennummern bzw. den Verzügen gelten wieder dieselben Beziehungen, wie sie auf S. 110 u. 154 eingehend behandelt wurden.

Die Spindeltouren s. S. 332.

**Die Drehung.** Nach Formel 57 berechnet sich die Drehung  $T$  zu:

$$T^{\text{m, dm, cm}} = \frac{S_p}{L^{\text{m, dm, cm}}}$$

Die betreffenden Zahlenwerte hierfür eingesetzt, ergibt dann die Konstante:  
für niedere Drehungen:

$$T^{\text{cm}} = \frac{\frac{200 + 2}{25 + 2}}{35 \cdot 60 \cdot D \cdot 3 \cdot 3,14} = \frac{30 \cdot 77 \cdot 90}{35 \cdot 60 \cdot D \cdot 3 \cdot 3,14}$$

oder

$$T^{\text{cm}} = \frac{202 \cdot 30 \cdot 77 \cdot 90}{27 \cdot 35 \cdot 60 \cdot D \cdot 3 \cdot 3,14} = \frac{78,625}{D}$$

hieraus

$$D = \frac{78,625}{\alpha \sqrt{N}}$$

für mittlere Drehungen:

$$T^{\text{cm}} = \frac{\frac{200 + 2}{25 + 2}}{35 \cdot D \cdot 3 \cdot 3,14} = \frac{77 \cdot 90}{35 \cdot D \cdot 3 \cdot 3,14}$$

oder

$$T^{\text{cm}} = \frac{202 \cdot 77 \cdot 90}{27 \cdot 35 \cdot D \cdot 3 \cdot 3,14} = \frac{157,25}{D},$$

hieraus

$$D = \frac{157,25}{a \sqrt{N}};$$

für hohe Drehungen:

$$T^{\text{cm}} = \frac{\frac{200 + 2}{25 + 2}}{\frac{35 \cdot 30 \cdot D \cdot 3 \cdot 3,14}{60 \cdot 77 \cdot 90}}$$

oder

$$T^{\text{cm}} = \frac{202 \cdot 60 \cdot 77 \cdot 90}{27 \cdot 35 \cdot 30 \cdot D \cdot 3 \cdot 3,14} = \frac{314,5}{D},$$

hieraus

$$D = \frac{314,5}{a \sqrt{N}}.$$

Aus den Drehungskonstanten ergibt sich für die einzelnen Drahtwechsel folgende Drehungstabelle:

Tabelle 49.

Drahtwechsel <i>D</i>	Niedere Drehung	Mittlere Drehung	Hohe Drehung
	$T^{\text{cm}} = \frac{78,625}{D}$	$T^{\text{cm}} = \frac{157,25}{D}$	$T^{\text{cm}} = \frac{314,5}{D}$
24	3,27	6,55	13,10
26	3,02	6,04	12,09
28	2,80	5,60	11,20
30	2,62	5,24	10,48
32	2,45	4,90	9,80
34	2,31	4,62	9,24
36	2,19	4,38	8,76
38	2,06	4,12	8,24
40	1,96	3,92	7,84
42	1,87	3,74	7,48
44	1,79	3,58	7,16
46	1,71	3,42	6,84
48	1,64	3,28	6,56
50	1,57	3,14	6,28

Für die gegenseitigen Beziehungen der Drahtwechsel zu den Quadratwurzeln aus der Nummer gelten wieder dieselben Bedingungen, wie sie bei der Berechnung der Ringspinnmaschine von N.S.C. auf S. 295 angeführt wurden.

**Die Ringbankbewegung.** Wie aus Abb. 161 ersichtlich ist, erfolgt der Antrieb des Zylinders und der Ringbank gleichzeitig durch den Drahtwechsel, so daß bei Änderung desselben das Geschwindigkeitsverhältnis zwischen Zylinder und Ringbank dasselbe bleibt, und ist die Geschwindigkeit der letzteren von der Zähnezahl der Räder *A* und *B* sowie der Schnecke *s* abhängig.

Lieferung des Vorderzylinders in *m* bei einer Umdrehung des Exzenters *E*:

$$L = \frac{1 \cdot 50 \cdot 24 \cdot B \cdot 125 \cdot 0,03 \cdot 3,14}{s \cdot 44 \cdot A \cdot 90} = \frac{3,57 \cdot B}{s \cdot A};$$

für die Schnecke  $s =$  eingängig und für  $B = 58$ ,  $A = 40$ :

$$L_{\max} = \frac{3,57 \cdot 58}{1 \cdot 40} = 5,176 \text{ m,}$$

$$L_{\min} = \frac{3,57 \cdot 40}{1 \cdot 58} = 2,462 \text{ m;}$$

für die Schnecke  $s =$  doppelgängig:

$$L_{\max} = \frac{3,57 \cdot 58}{2 \cdot 40} = 2,588 \text{ m,}$$

$$L_{\min} = \frac{3,57 \cdot 40}{2 \cdot 58} = 1,231 \text{ m.}$$

Durch die veränderliche Größe in dem Übersetzungsverhältnis zwischen Vorderzylinder und Exzenter kann also die Fadenlänge einer Kegelschicht in weiten Grenzen verändert werden. Die Länge, welche für eine Kegelschicht = eine Exzenterumdrehung für einen bestimmten Copsdurchmesser aufgewunden werden kann, ist in erster Linie von der Feinheit der Garnnummer abhängig und es gilt allgemein: Je feiner die Nummer, desto größer die aufzuwindende Garmlänge einer Kegelschicht. Für gleiche Garnnummern und Beibehaltung des Schaltrades wird der Kötzerdurchmesser durch Veränderung der aufgewundenen Fadenlänge während eines Doppelhubes der Ringbank beeinflusst und gilt hierfür: Je größer die aufgewundene Garmlänge, desto größer der Durchmesser des Garnkörpers und umgekehrt.

### Die Ringbankbewegung.

Die Aufwicklung des Fadens als Kötzer auf die Spindel erfolgt an der Ringspinnmaschine, wie bereits erwähnt, ebenfalls in Kegelschichten, zu welchem Zweck sich die Ringbank, auf welcher die Läuferinge mit den kreisenden Läufern (Traveller) sitzen, um die Höhe der trichterförmigen Bewicklungsschicht z. B. schnell abwärts und langsam aufwärts bewegt, so daß sich ebenso wie beim Selbstspinner zwischen den flachen Hauptwindungen eine trennende steile Kreuzwindung legt. Nach jeder fertig gewundenen Garnkegelschicht muß die Ringbank ungefähr um die Fadendicke nach oben geschaltet werden, so daß sich ein Kötzer aufbaut, der ebenfalls wieder aus ineinandergeschobenen gleichen Garnkegelschichten besteht.

**Der Bewegungsmechanismus der Ringbank der Ringspinnmaschine von N.S.C.** (Abb. 164.) Durch das Übergewicht der Ringbank  $B$  preßt sich Rolle  $o$  gegen den Exzenter  $E$ , letzterer erhält von dem aus Abb. 160 zu ersehenden Antrieb seine Drehbewegung. Bei jeder Exzenterumdrehung führt die Ringbank einen Doppelhub aus, und zwar für den Kurventeil  $a$  bis  $b$  langsamen Aufwärtsgang und für den Kurventeil  $b$  bis  $a$  raschen Abwärtsgang. Die Schwingbewegungen der Rolle  $o$ , hervorgerufen durch die Exzentrizität von  $E$ , werden durch Übersetzungsrollen  $RR_1$ , Ketten  $KK_1$ , Bogenstück  $Q$ , welches im Schlitz  $i_2$  des starren dreiarmligen Schwinghebels  $H$ , der in  $D_1$  seinen Drehpunkt hat, verstellbar befestigt ist, der Stange  $t$  der Ringbank  $B$  mitgeteilt.

Bei jedem Hub empfängt Schaltrad  $S$  eine Fortrückung von  $Z = 1$  oder mehreren Zähnen, und diese Schaltung wird durch die Übersetzung

$$\frac{Z \cdot 1 \cdot 80 \cdot 3,14}{S \cdot 50}$$

der lose auf  $W$  sitzenden Kettenrolle  $d$  übertragen und dadurch Kette  $K$  um einen konstanten Betrag auf derselben aufgewickelt. Das Schalten des Schalt- oder Steigrades wird durch das 120er Kegelrad bewirkt (s. Getriebsskizze 160), auf dessen Rücken in gleichen Abständen 1 bis 4 hervorstehende verstellbare Daumen  $\mathfrak{D}$  angeschraubt sind, die bei der Drehbewegung des Kegelrades auf den Schalthebel  $H_1$ , der lose auf  $w$  sitzt, drücken.  $H_1$  ist ein Doppelhebel, dessen linker Schenkel die Klinke  $i$  bzw. Sicherungs-

klinke  $i_1$  trägt, die durch den von den Daumen  $\mathfrak{D}$  ausgehenden Druck nach oben beeinflusst, die Fortrückung des Schaltrades hervorruft. Die Größe des Schaltbetrages oder die Anzahl der geschalteten Zähne hängt von der Stellung des Armes  $a$  ab, welche mittels Stellschraube  $s$  regulierbar ist; je höher derselbe seine Lage einnimmt, um so

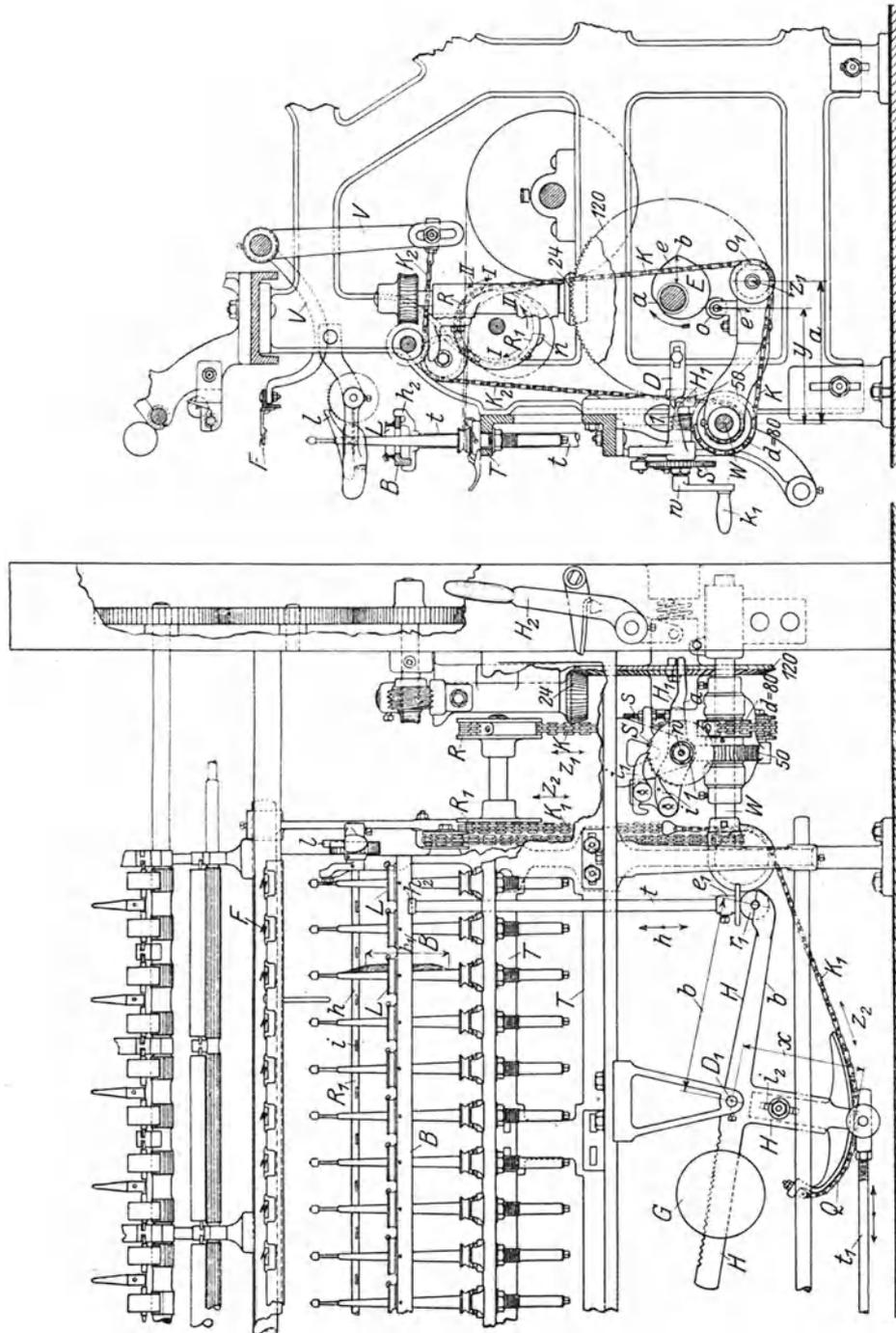


Abb. 164.

größer die Schaltung, da dann die Daumen  $\mathfrak{D}$  längere Zeit bzw. eine größere Wegstrecke auf den Arm  $a$  einwirken. Außerdem wird die Anzahl der Schaltungen während eines Ringbankhubes durch die Daumenzahl selbst bestimmt. Durch die Aufwicklung der Kette  $K$  auf Rolle  $d$  erfährt durch die gleichzeitige Abwicklung derselben von Rolle  $R$

letztere eine langsame Verdrehung nach Richtung I und somit auch die auf derselben Welle feststehende Rolle  $R_1$ . Auf  $R_1$  ist nun wieder die Gegenkette  $K_1$  befestigt, die durch die Verdrehung von  $R_1$  nach I zur Aufwicklung gelangt, so daß durch die bedingte Verkürzung von  $K_1$  der untere Arm mit  $Q$  des dreiarmligen Schwinghebels  $H$  allmählich nach rechts gezogen und gleichzeitig die Ringbank durch Schenkel  $b$  gehoben wird. Der rechte Arm  $b$  von  $H$  besitzt am Ende eine Tragrolle  $r_1$ , auf welcher die Tragstange  $t$  mittels einer an ihr befestigten Stützfläche  $e_1$  liegt; die Stange  $t$  erhält ihre senkrechte Führung durch geeignete Ausbohrungen in der Brücke  $T$ . Am oberen Ende der Stange  $t$  ist ein Winkelstück befestigt, welches als Halter  $h_3$  für die Ringbank oder Wagenlatten  $B$  dient, auf denen die Läuferinge  $L$  angebracht sind. Die Ringbanklatten besitzen eine Länge von etwa 1200 mm, so daß sich für eine Maschinenseite ungefähr 12 Stück nötig machen, diese bedingen wieder die gleiche Anzahl Tragstangen  $t$  und Schwinghebel  $H$ ; letztere sind durch die einstellbaren Verbindungsstangen  $t_1$ , welche an den Enden mit Rechts- und Linksgewinde versehen sind, untereinander verbunden. Das große Übergewicht der Ringbank verursacht einen besonders hohen Druck auf die Exzenterrolle  $o$  und bedingt dadurch einen unnötig hohen Kraftbedarf der Maschine. Durch Auflegen von Gegengewichten  $G$  am linken Arm des Schwinghebels  $H$  wirkt man dem von  $B$  und  $t$  ausgehenden Druck teilweise entgegen. Um vorkommende Verstellungen der Ringbank handlicher ausführen zu können, ist der Hebel  $H_2$  vorgesehen, durch welchen die Bank aus dem Antrieb der Maschine ausgelöst werden kann.

Es ist:

$$\begin{aligned} \text{der Hub der Kettenrolle} & \dots o_1 = Z_1 \text{ mm,} \\ \text{die Schwingbewegung der Kette} & K_1 = Z_2 \text{ mm,} \\ \text{Exzentrizität des Exzenters} & \dots E = e \text{ mm.} \end{aligned}$$

Dann ist nach den Hebelgesetzen (s. S. 116):

$$\frac{e}{Z_1} = \frac{y}{a},$$

$$Z_1 = \frac{e \cdot a}{y} \dots \dots \dots (1)$$

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{R}{R_1},$$

$$Z_2 = \frac{Z_1 \cdot R_1}{R} \dots \dots \dots (2)$$

In diese Gleichung für  $Z_1$  den Wert von Gleichung 1 eingesetzt, ergibt:

$$Z_2 = \frac{e \cdot a \cdot R_1}{y \cdot R} \dots \dots \dots (3)$$

$$\frac{Z_2}{h} = \frac{x}{b},$$

$$h = \frac{Z_2 \cdot b}{x} \dots \dots \dots (4)$$

Für  $Z_2$  wieder den Wert von der Gleichung 3 eingesetzt, ergibt:

$$\text{Hub in mm der Ringbank } B: h = \frac{e \cdot a \cdot R_1 \cdot b}{y \cdot R \cdot x} \dots \dots \dots (5)$$

Betragen die Abmessungen der einzelnen Teile beispielsweise für:

$$\begin{aligned} e &= 25 \text{ mm,} \\ a &= \text{stellbar von 220 bis 230 mm,} \\ y &= \text{ " " 165 " 195 mm,} \\ R_1 &= 103 \text{ mm, Radius} = 51,5 \text{ mm,} \\ R &= 103 \text{ mm, Radius} = 51,5 \text{ mm,} \\ x &= \text{stellbar von 180 bis 230 mm,} \\ b &= 302 \text{ mm;} \end{aligned}$$

dann ist nach Gleichung 5:

$$\text{größte erreichbare Hublänge: } h_{\max} = \frac{25 \cdot 230 \cdot 51,5 \cdot 302}{165 \cdot 51,5 \cdot 180} = 58,4 \text{ mm,}$$

$$\text{kleinste erreichbare Hublänge: } h_{\min} = \frac{25 \cdot 220 \cdot 51,5 \cdot 302}{195 \cdot 51,5 \cdot 230} = 37 \text{ mm.}$$

Soll beispielsweise der Hub der Ringbank *B* durch Veränderung von *x* auf 44 mm gebracht werden, so ist, wenn *y* = 195 mm und *a* = 220 mm beträgt:

$$44 = \frac{25 \cdot 220 \cdot 51,5 \cdot 302}{195 \cdot 51,5 \cdot x},$$

$$x = \frac{25 \cdot 220 \cdot 51,5 \cdot 302}{195 \cdot 51,5 \cdot 44},$$

$$x = 193,5 \text{ mm.}$$

Die Berechnung des Schaltrades. (Abb. 164.) Wie bereits bekannt, findet für jede einzelne Windungsschicht, deren Länge sich aus der gelieferten Fadenlänge des Vorderzylinders während einer Umdrehung des Exzenters *E* ergibt, eine kleine Emporschaltung der Anwindestelle, also der Ringbank, statt, und ist die Größe des Kötzers von derjenigen des Gesamtschaltungsbetrages *h*<sub>1</sub> abhängig. Da der Impuls für die Emporschaltung der Ringbank von der Verdrehung der Welle *w* durch Beeinflussung der dazwischenliegenden Hebelübersetzung ausgeht, so ist unter Berücksichtigung derselben für die Gesamtschaltung (gesamte Kötzerhöhe):

$$\frac{h_1}{Z_2} = \frac{b}{x}, \quad \text{hieraus } Z_2 = \frac{h_1 \cdot x}{b} \dots \dots \dots \text{ (a)}$$

$$\frac{Z_2}{Z_1} = \frac{R_1}{R}, \quad \text{hieraus } Z_1 = \frac{Z_2 \cdot R}{R_1} \dots \dots \dots \text{ (b)}$$

oder für *Z*<sub>2</sub> den Wert von a eingesetzt, ergibt die abzuwickelnde Kettenlänge zu:

$$Z_1 = \frac{h_1 \cdot x \cdot R}{b \cdot R_1}.$$

Um dieses Kettenstück aufzuwickeln, hat die Rolle *d* auf Welle *w*

$$\frac{Z_1}{d \cdot \pi} \quad \text{oder} \quad = \frac{h_1 \cdot x \cdot R}{b \cdot R_1 \cdot d \cdot \pi}$$

Umdrehungen auszuführen. Dies ergibt für die Schaltwelle *w* die Anzahl der Umdrehungen *u* zu:

$$u = \frac{h_1 \cdot x \cdot R \cdot 50}{b \cdot R_1 \cdot d \cdot \pi \cdot 1}.$$

Besitzt das Schaltrad der Welle *w* = *S* Zähne, so sind für eine Umdrehung der Schaltwelle *w* = *S* Schaltung nötig.

Für die Gesamtemporschaltung *h*<sub>1</sub> der Ringbank für einen Abzug sind nun

$$u = \frac{h_1 \cdot x \cdot R \cdot 50}{b \cdot R_1 \cdot d \cdot \pi \cdot 1}$$

Schaltwellenumdrehungen, d. i. in Gesamtschaltungen *u*<sub>1</sub> ausgedrückt:

$$u_1 = u \cdot S$$

oder

$$u_1 = \frac{h_1 \cdot x \cdot R \cdot 50}{b \cdot R_1 \cdot d \cdot \pi \cdot 1} \cdot S \dots \dots \dots \text{ (b}_1\text{)}$$

Gesamtschaltungen bzw. Anzahl der Einzelschaltungen nötig, wobei *S* = Zähnezahl des Schaltrades bedeutet.

Bedeutet:

$N$  = die zu spinnende Garnnummer,  
 $G$  = das Nettogewicht des vollen Kötzers,  
 $l$  = die Fadenlänge pro Schicht,

dann ist die gesamte aufzuwindinge Garnlänge  $L$  nach Formel 2:

$$L = N \cdot G \quad \dots \dots \dots (c)$$

und die Anzahl der Windungsschichten bzw. Einzelschaltungen  $s$ :

$$s = \frac{L}{l} \quad \text{oder} \quad \frac{N \cdot G}{l} \quad \dots \dots \dots (d)$$

Beträgt beispielsweise die gesamte Hülsenlänge 190 mm, die Wagenhub- oder die Windungshöhe  $h = 44$  mm, die am Anfang und am Ende freibleibende Hülsenlänge je 10 mm, dann verteilen sich die Einzelschaltungen auf die bleibende Hülsenlänge von

$$190 - (44 + 2 \cdot 10) = 126 \text{ mm} = h_1.$$

Dieser Wert ist für eine bestimmte Kötzerlänge und Windungshöhe (Wagenhub) konstant und entspricht der Gesamtschaltung  $= h_1$  der Ringbank. Die Größe  $g$  einer Einzelschaltung ergibt sich dann zu:

$$g = \frac{h_1}{s},$$

oder für  $s$  die Werte aus d eingesetzt:

$$g = \frac{h_1}{\frac{N \cdot G}{l}} = \frac{h_1 \cdot l}{N \cdot G} \quad \dots \dots \dots (e)$$

Beträgt beispielsweise:

$$\begin{aligned} N &= 40, \\ G &= 42 \text{ g}, \\ l &= 3,021 \quad (\text{s. S. 296}), \end{aligned}$$

dann ist der Betrag für eine Einzelschaltung  $Z$  nach Ansatz e:

$$g = \frac{126 \cdot 3,021}{40 \cdot 42} = 0,2265 \text{ mm}.$$

Dies ergibt insgesamt für einen Abzug

$$\frac{126}{0,2265} = \sim 556 \text{ Einzelschaltungen (Doppelhube oder Exzenterumdrehungen)}$$

oder aus der aufgewickelten Garnlänge des vollen Kötzers nach (d)

$$\text{Anzahl der Einzelschaltungen pro Abzug } s = \frac{40 \cdot 42}{3,021} = \sim 556.$$

Die Anzahl der Einzelschaltungen für einen Abzug ergibt sich aus Nummer und Garngewicht zu  $s$  und aus dem Getriebe zu  $u_1$ , so erhält man

$$s = u_1.$$

Die Werte d und  $b_1$  eingesetzt, ergibt:

$$\frac{N \cdot G}{l} = \frac{h_1 \cdot x \cdot R \cdot 50 \cdot S}{b \cdot R_1 \cdot d \cdot \pi \cdot 1},$$

hieraus berechnet sich:

$$S = \frac{b \cdot R_1 \cdot d \cdot \pi \cdot 1 \cdot N \cdot G}{l \cdot h_1 \cdot x \cdot R \cdot 50}.$$

In diesem Ansatz ist für einen bestimmten Kötzer

$$\frac{b \cdot R_1 \cdot d \cdot \pi \cdot 1}{l \cdot h_1 \cdot x \cdot R \cdot 50} = C = \text{konstant}$$

und es ist dann

$$S = C \cdot N \cdot G \dots \dots \dots (f)$$

Für unsere Maschine ist

$$C = \frac{302 \cdot 51,5 \cdot 80 \cdot 3,14 \cdot 1}{3,021 \cdot 126 \cdot 193,5 \cdot 51,5 \cdot 50} = \sim 0,0206,$$

also

$$S = 0,0206 \cdot N \cdot G \text{ (Schaltradkonstante) } \dots \dots \dots (1)$$

Beispiel. Es soll mittels der berechneten Maschine die Garnnummer  $N=40$  aus Qualität A gesponnen werden, das Kötzergewicht  $G=42$  g, dies entspricht einem Durchmesser von 38 mm bei normaler Wickeldichtigkeit, die Windungshöhe beträgt  $h=44$  mm. Wie groß ist die Zähnezahls des Schaltrades  $S$  zu nehmen?

Nach obiger Formel 1:

$$\text{Schaltrad } S = 0,0206 \cdot 40 \cdot 42 = 34,6 \sim 35 \text{ Zähne.}$$

Für eine Umdrehung der Schaltwelle  $w$  entfallen also 35 Einzelschaltungen à 1 Zahn, oder da ein Schaltrad mit 35 Zähnen nicht vorhanden ist, so ist ein Schaltrad mit doppelt soviel Zähnen zu nehmen, und es sind hierfür doppelt soviel Schaltzähne für die Einzelschaltung fortzurücken, mithin

$$S = 70 \text{ Zähne à 2 Zähne zu schalten.}$$

Es bezeichnet:

- $S$  = Zähnezahls des alten Schaltrades,
- $S_1$  = " " neuen "
- $N$  = die alte Nummer,
- $N_1$  = " neue " .

Dann ergibt sich für die gleichen Garnkörpergewichte nach 1:

$$\begin{aligned} \text{für die alte Garnnummer } S &= 0,0206 \cdot N \cdot G, \\ \text{" " neue " } S_1 &= 0,0206 \cdot N_1 \cdot G. \end{aligned}$$

Dann verhält sich:

$$\frac{S}{S_1} = \frac{0,0206 \cdot N \cdot G}{0,0206 \cdot N_1 \cdot G}$$

oder

$$\frac{S}{S_1} = \frac{N}{N_1} \dots \dots \dots (2)$$

d. h.: die Schalträder verhalten sich direkt zu den Garnnummern, also je höher die Nummer, desto höher die Zähnezahls des Schaltrades und umgekehrt.

Aus 2 ergibt sich:

$$\text{Neues Schaltrad } S_1 = \frac{S \cdot N_1}{N} \dots \dots \dots (3)$$

d. h.: man findet die Zähnezahls des neuen Schaltrades, wenn man das Produkt aus der Zähnezahls des alten Schaltrades und der neuen Nummer durch die alte Nummer dividiert.

Beispiel. Für die Garnnummer  $N=40$  wurde für das bereits bekannte Kötzergewicht von 42 g ein Schaltrad  $S=70$  Zähne mit 2 Zähne Fortrückung gefunden, es soll auf derselben Maschine die Garnnummer  $N=26$  gesponnen werden. Wie groß ist die Zähnezahls des neuen Schaltrades  $S$  zu nehmen, wenn das Kötzergewicht beibehalten werden soll?

Nach Formel 3:

$$\text{Neues Schaltrad } S_1 = \frac{70 \cdot 26}{40} = 45,5 \sim 46 \text{ Zähne mit 2 Zähne Fortrückung}$$

oder nach der Schaltradkonstante unter 1:

$$\text{Neues Schaltrad } S_1 = 0,0206 \cdot 26 \cdot 42 = 22,5 \text{ 1 Zahn bzw. } 45 \sim 46 \text{ Zähne mit 2 Zähne Fortrückung.}$$

Um das Gewicht  $G$  des Kötzers bei den verschiedenen Nummern gleich zu erhalten, bedarf es einer gleichbleibenden Zugspannung des Fadens während der Aufwindung, damit die Wickeldichtigkeit des Kötzers in allen Fällen dieselbe bleibt. Da nun allgemein der gröbere Faden eine höhere Zugbeanspruchung zuläßt als dies bei einer feineren Nummer der Fall ist, so wird im ersteren Fall fester aufgewunden und ein Kötzer von kleinerem Durchmesser bei gleichbleibendem Gewicht erzeugt als im letzteren Falle, bei welchem infolge des geringeren zulässigen Fadenzuges die Wickelung lockerer wird, wodurch der Kötzerdurchmesser eine Vergrößerung erfährt. Für die Bewicklung des Kötzers ist jedoch die Größe seines herzustellenden Durchmessers in erster Linie maßgebend und ist diese durch den Läufering begrenzt, indem die erreichbare Größe des Durchmessers des Kötzers immer kleiner als der Läuferingdurchmesser sein muß. Damit nun die Unterschiede der Kötzerdurchmesser, welche durch die verschiedenen Aufwindespannungen verschieden feiner Garne entstehen, aufgehoben werden und für alle Fälle der zulässige vom Läufering bestimmte normale Kötzerdurchmesser für alle Nummern derselbe bleibt, so wird die berechnete Zähnezahlszahl des Schaltrades  $S$  beim Spinnen einer gröberen Nummer erhöht und umgekehrt beim Spinnen einer feineren Nummer erniedrigt, wobei naturgemäß die Kötzergewichte sich entsprechend verändern. Die auf diese Weise zu berücksichtigenden Unterschiede der Aufwindespannung, die übrigens auch bei gleichen Garnnummern, aber mit größerem Drehungsunterschiede und bei gleichen Garnnummern von verschiedenem Material (Merino oder Cheviot) auftritt, sowie die richtige Anpassung des Schaltrades überhaupt, sind zumeist Sache der praktischen Erfahrungen und hängt von den jeweilig vorliegenden erwähnten Verhältnissen ab. Die für bestimmte Fälle als brauchbar erprobten Schaltradwerte werden zweckmäßig festgelegt, um sie für den betreffenden wiederkehrenden Fall sofort benützen zu können.

**Der Bewegungsmechanismus der Ringbank an der Ringspinnmaschine von der E.M.G.** (Abb. 165.) Die im Hebel  $H$  gelagerte Rolle  $o$  preßt sich infolge des Übergewichtes der Ringbank an den Exzenter  $E$ , so daß der im Drehpunkt  $D$  gelagerte Hebel  $H$  eine auf- und niedergehende Schwingbewegung ausführt, die mittels Kettenrollen  $d \frac{R}{r}$  Ketten  $K K_1$  und eines Stahlbandes  $l$  der auf Tragstangen  $t$  ruhenden Ringbank  $B$  als senkrechte Hubbewegung übertragen wird. Für jede Umdrehung des Exzenter  $E$  führt die Ringbank einen Doppelhub aus, und zwar für den kurzen Kurventeil  $a$  bis  $b$  einen raschen Aufwärtsgang, und für den langen Kurventeil  $b$  bis  $a$  einen langsamen Abwärtsgang. Der Hebel  $H$  trägt an seinem Ende ein Gehäuse  $G$ , in welchem der auf die Emporschaltung der Ringbank einwirkende Schaltapparat eingebaut ist. Bei jeder Abwärtsschwingung von  $H$  empfängt das Schaltrad  $S$  durch die am Gehäuse  $G$  angebrachten Klinken  $k$ , deren hinteres Ende  $e_1$  auf einem an der Gestellwand verstellbar befestigten Bolzen  $p$  anläuft, eine geringe Verdrehung. Die Größe dieser Verdrehung, oder die Anzahl der fortgerückten Zähne  $Z$ , ist abhängig von der höheren oder tieferen Stellung des Bolzens  $p$  im Schlitz  $i$  und wird mittels Übersetzungsverhältnis

$$\frac{Z \cdot 14 \cdot 14 \cdot d \cdot \pi}{S \cdot 70 \cdot 70}$$

auf die lose auf der Schaltradwelle  $w$  sitzende Kettenrolle  $d$  übertragen, wodurch die auf derselben befestigte Kette  $K$  aufgewickelt wird. Die Anordnung der Kette  $K$  auf  $R$ , bzw.  $K_1$  auf  $r$ , ist nun so getroffen, daß durch die Aufwicklung der Kette  $K$  auf  $d$  eine Verdrehung der Rollen  $R$  und  $r$  erfolgt, die eine Abwicklung der Kette  $K$  von  $R$  und eine Aufwicklung der Kette  $K_1$  auf  $r$  zur Folge hat. Kette  $K_1$  greift an der sich längs der Maschine erstreckenden Schiene  $s$  an und erteilt dieser eine Verschiebung in Richtung I. An letzterer sind in bestimmten Abständen Stahlbänder  $l$  befestigt, die über Leitrollen  $o_1$  geführt mit ihren anderen Enden mittels Stellschraube  $s_1$  mit den

Tragstücken  $g$  der Trag- oder Führungsstangen  $t$  verbunden sind. Jede Rechtsverschiebung von  $s$  verursacht somit eine Hebung der Ringbank. Die Tragstangen  $t$  erhalten ihre senkrechte Führung durch eine auf der Längstraverse  $T$  befestigte Hülse  $b_1$ . Um den von der Ringbank  $B$  und den Führungsstangen  $t$  ausgehenden Druck auf den Exzenter  $E$  zu vermindern, ist an die Schiene  $s$  ein Gegengewicht angebracht. Gegenklinke  $k_2$  dient als Sicherung gegen Rückdrehung des Schaltrades  $S$ . Mittels eines Hebels kann die Ringbank aus dem Gesamttrieb der Maschine durch Lösen der Kronenkupplung  $k$  geschaltet werden.

Bedeutet :

$Z_1$  = Schwingbewegung der Kettenrolle  $d$ ,

$h$  = Schwingbewegung der Kette  $K_1$  bzw. Stange  $t$ ,

$e$  = Exzentrizität des Exzentrers  $E$ ,

dann ergibt sich nach dem Hebelgesetz (s. S. 116):

$$\frac{e}{Z_1} = \frac{y}{x}$$

$$Z_1 = \frac{e \cdot x}{y} \quad \dots (a)$$

$$\frac{Z_1}{h} = \frac{R}{r}$$

$$h = \frac{Z_1 \cdot r}{R} \quad \dots (b)$$

In diese Gleichung für  $Z_1$  den Wert von  $a$  eingesetzt, ergibt:

$$h = \frac{e \cdot x \cdot r}{y \cdot R} \quad \dots (c)$$

Die Abmessungen der wirkenden Hebel und Rollen betragen:

Exzentrizität  $e = 48$  mm,

Hebel  $\left\{ \begin{array}{l} x = 625 \text{ mm,} \\ y = 460, \text{ stellbar bis auf } 520 \text{ mm,} \end{array} \right.$

Rollen  $\left\{ \begin{array}{l} R = 120 \text{ mm } \phi, \text{ Radius } 60, \\ r = 90 \text{ " } \phi, \text{ " } 45, \\ d = 100 \text{ " } \phi, \end{array} \right.$

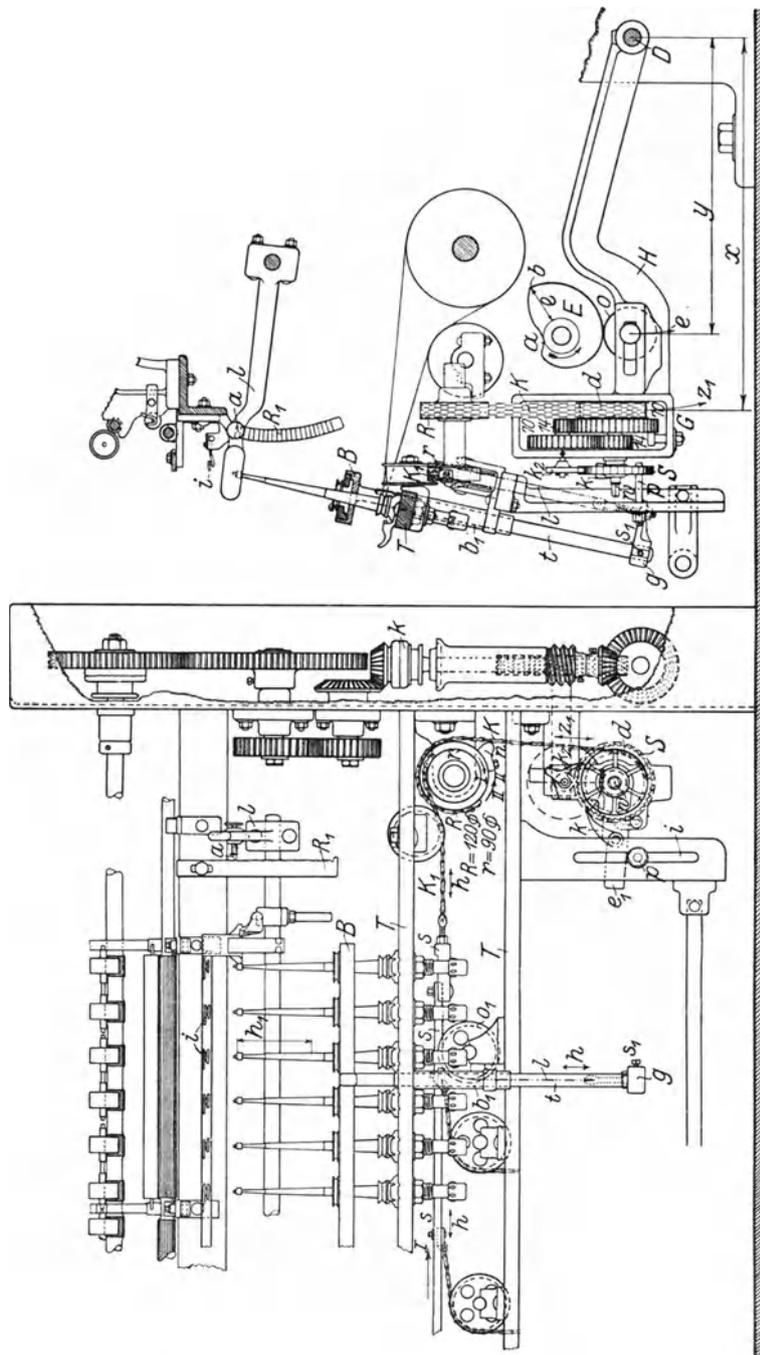


Abb. 165.

dann ist nach c:

$$\begin{aligned} \text{Größte erreichbare Hublänge } h &= \frac{48 \cdot 625 \cdot 45}{460 \cdot 60} = \sim 49 \text{ mm,} \\ \text{Kleinste " " " } h &= \frac{48 \cdot 625 \cdot 45}{520 \cdot 60} = \sim 43 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Werden für die Berechnung des Schaltrades die auf Seite 306 benützten Bezeichnungen für die in Frage kommenden Werte beibehalten, so ist für einen Abzug:  
 Gesamtzahl der Einzelschaltungen = Gesamtzahl der Einzelschaltungsbeträge.  
 Für vorliegende Maschine:

$$s = u_1$$

oder

$$\frac{N \cdot G}{l} = \frac{h_1 \cdot R \cdot 70 \cdot 70 \cdot S}{r \cdot d \cdot \pi \cdot 14 \cdot 14}, \dots \dots \dots (a)$$

hieraus berechnet sich:

$$S = \frac{r \cdot d \cdot \pi \cdot 14 \cdot 14 \cdot N \cdot G}{h_1 \cdot R \cdot 70 \cdot 70 \cdot l} \dots \dots \dots (b)$$

Für eine Hülsenlänge von 210 mm und 48 mm Wagenhublänge ergibt sich der Betrag für die Gesamtschaltung des Garnkörpers  $h_1$  zu:

$$h_1 = 210 - (48 + 2 \cdot 10) = 142 \text{ mm.}$$

Beträgt die während eines Doppelhubes der Ringbank vom Vorderzylinder gelieferte Fadenlänge  $l = 2,588 \text{ m}$  (s. S. 302), so ergibt sich für  $r, d \cdot \pi$  und  $R$  die betreffende Zahlenwerte in b eingesetzt:

$$\begin{aligned} S &= \frac{45 \cdot 100 \cdot 3,14 \cdot 14 \cdot 14 \cdot N \cdot G}{142 \cdot 60 \cdot 70 \cdot 70 \cdot 2,588}, \\ S &= 0,0256 \cdot N \cdot G \text{ (Schaltradkonstante).} \end{aligned}$$

Beispiel. Es soll die Garnnummer  $N = 26$  gesponnen werden, das Kötzergewicht für einen normal gewickelten Kötzer soll 50 g betragen, dies entspricht einem Durchmesser von 39 bis 40 mm. Wie groß ist das Schaltrad zu nehmen?

Nach obiger Formel

$$\text{Schaltrad } S = 0,0256 \cdot 26 \cdot 50 = 33,2 \sim 34 \text{ Zähne.}$$

Es käme also ein Schaltrad mit 34/1 Zahn oder 68/2 bez. 70/2 Zähne Fortrückung in Betracht.

**Die Konstruktion eines Wagenhubexzentrers.** Bedeutet in Abb. 166:

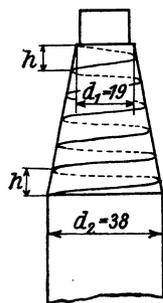


Abb. 166.

- $d_2$  = den Durchmesser des Kötzers an der Basis,
- $d_1$  = " " " " " " Spitze,
- $c_2$  = Geschwindigkeit der Ringbank an der Basis des Kötzers,
- $c_1$  = " " " " " " Spitze " "
- $L$  = die konstant vom Vorderzylinder gelieferte Fadenlänge,

dann wäre die Windungszahl  $W$

$$\begin{aligned} \text{für den Basisdurchmesser } W_2 &= \frac{L}{\pi \cdot d_2} = W_{\min}, \\ \text{" " Spitzendurchmesser } W_1 &= \frac{L}{\pi \cdot d_1} = W_{\max}. \end{aligned}$$

Für die gleichmäßige Bewickelung des Kötzerkegels muß nun trotz der veränderlichen Durchmesser jeder Windungsspirale die Ganghöhen  $h$  der einzelnen Windungen konstant bleiben. Da nun zum Aufwickeln einer Einzelwindung an der Basis eine größere Fadenlänge erforderlich ist als an der Spitze des Kötzers, so wird für den Basisdurchmesser mehr Zeit zum Winden gebraucht als für den Spitzendurchmesser. Die gleichbleibenden Ganghöhen  $h$  der einzelnen Windungen müssen infolgedessen von der Ringbank mit entsprechend veränderlicher Geschwindigkeit durchteilt werden.

Die Geschwindigkeit der Ringbank ist:

$$\begin{aligned} \text{an der Basis } c_2 &= W_2 \cdot h = \frac{L}{\pi \cdot d_2} \cdot h, \\ \text{„ „ Spitze } c_1 &= W_1 \cdot h = \frac{L}{\pi \cdot d_1} \cdot h, \end{aligned}$$

dann verhält sich:

$$\begin{aligned} \frac{c_1}{c_2} &= \frac{\frac{L}{\pi \cdot d_1} \cdot h}{\frac{L}{\pi \cdot d_2} \cdot h}, \\ \frac{c_1}{c_2} &= \frac{d_2}{d_1}, \end{aligned}$$

d. h.: die gesetzmäßige Vertikalbewegung der Ringbank hat so zu erfolgen, daß die Geschwindigkeit derselben sich verkehrt zu den Windungsdurchmessern verhält.

Der Entwurf des Ringbankexzentrers für kegelförmige Aufwindung hat nun unter Berücksichtigung dieses Gesetzes zu erfolgen, und zwar ist beispielsweise:

Größter Radius des Exzentrers . . . . .	= 110 mm,
Kleinster „ „ „ . . . . .	= 74 „
Exzentrizität . . . . .	$e = 110 - 74 = 36$ „
Durchmesser des Windungskegels an der Basis $d_2 = 38$ „	
„ „ „ „ Spitze $d_1 = 19$ „	

dann verhält sich:

$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{38}{19} = 2,$$

folglich ist

$$c_1 = 2 c_2,$$

d. h.: die Ringbankgeschwindigkeit hat für diesen Fall an der Spitze zweimal so groß zu sein als an der Basis des Kötzers.

In Abb. 167 ergibt sich die Größe der Exzentrizität aus dem Unterschiede der beiden Radien  $R = 110$  mm und  $r = 74$  mm. Soll nun weiter die Geschwindigkeit der Ringbank für den Abwärtsgang zweimal so schnell als für den Hochgang sein, so entfallen für den Abwärtsgang 1 Teil und für den Hochgang 2 Teile des Kreisumfanges, es ist demnach der Kreis in 3 gleichgroße Teile I, II, III zu teilen. Die Kegelspitze wird durch den Punkt  $a$  und die Basis durch Punkt  $b$

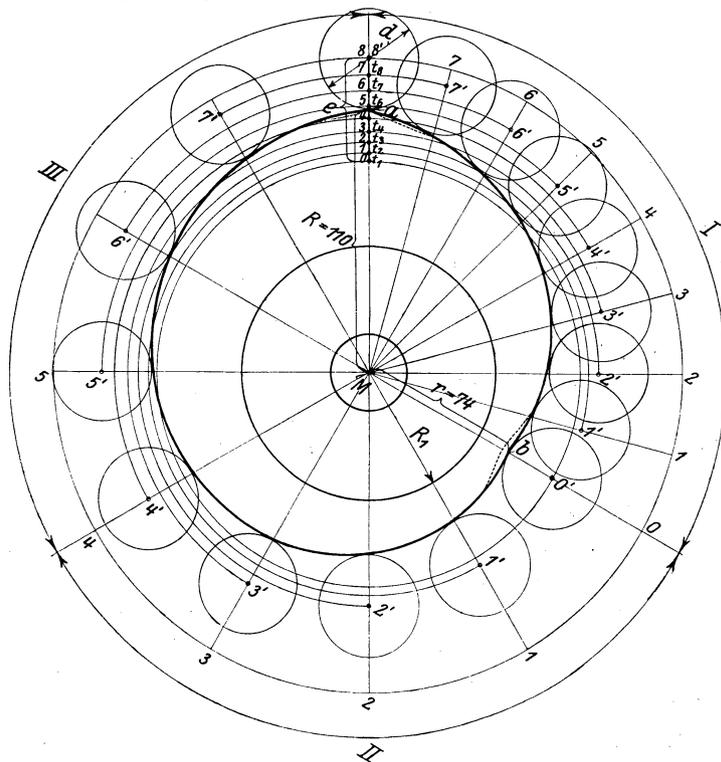


Abb. 167.

des Exzentrers bestimmt und es ist die Einteilung nun so zu treffen, daß durch die beiden Kurventeile von  $a$  nach  $b$  die Geschwindigkeit von  $2c_2$  auf  $c_2$  abnimmt und von  $b$  nach  $a$  von  $c_2$  auf  $2c_2$  zunimmt.

Teilt man die Exzentrizität  $e = R - r$  in 8 Teile von  $t_8 - t_1$ , so muß also  $t_8 = 2t_1$  sein, damit die Geschwindigkeit  $c_1$  doppelt so groß wie  $c_2$ , d. h.  $c_1 = 2c_2$  wird und ergibt sich also die Differenz  $t_8 = 2t_1 - t_1 = t_1$ . Diese Geschwindigkeitsdifferenz muß sich auf die zwischen  $2t_1$  und  $t_1$  liegenden 7 Teile verteilen, es beträgt demnach die Geschwindigkeitszunahme eines jeden Teiles  $\frac{1}{7}t_1 = 1:7 = 0,143$ . Die Verhältniszahl  $x$ , nach welcher die Exzentrizität  $e = 36$  mm für die Geschwindigkeitszunahme zu teilen ist, ergibt sich nach obigem wie folgt:

Teil $t_1 =$	. . . . .	1,000
" $t_2 =$	$1,000 + 0,143$	1,143
" $t_3 =$	$1,143 + 0,143$	1,286
" $t_4 =$	$1,286 + 0,143$	1,429
" $t_5 =$	$1,429 + 0,143$	1,572
" $t_6 =$	$1,572 + 0,143$	1,715
" $t_7 =$	$1,715 + 0,143$	1,858
" $t_8 =$	$1,858 + 0,143$	2,001
	<b>12,004</b>	

Mithin ist die Einheitszahl  $x$  für die Bestimmung der Größe jeden Teiles von  $t_1 - t_8$

$$x = \frac{36}{1 + 1,143 + 1,286 + 1,429 + 1,572 + 1,715 + 1,858 + 2,001} = \frac{36}{12,004} = 3 \text{ mm.}$$

Diese Einheitszahl  $x = 3$  mm mit den einzelnen Verhältniszahlen  $t_1$  bis  $t_8$  multipliziert, ergibt die betreffenden Teilgrößen, nach welchen die Exzentrizität  $e$  einzuteilen ist.

1. Teil $t_1$	. . .	$1,000 \cdot 3 = 3,000$	mm
2. " $t_2$	. . .	$1,143 \cdot 3 = 3,429$	"
3. " $t_3$	. . .	$1,286 \cdot 3 = 3,858$	"
4. " $t_4$	. . .	$1,429 \cdot 3 = 4,287$	"
5. " $t_5$	. . .	$1,572 \cdot 3 = 4,716$	"
6. " $t_6$	. . .	$1,715 \cdot 3 = 5,145$	"
7. " $t_7$	. . .	$1,858 \cdot 3 = 5,574$	"
8. " $t_8$	. . .	$2,001 \cdot 3 = 6,003$	"
		<b>36,012</b>	$\sim 36$ mm.

Den kleinsten Radius des Exzentrers  $M - b$  nimmt man ca. 8 bis 10 mm größer als den Radius  $R_1$  der Nabe, welche letztere wieder von der Größe der Bohrung abhängig ist. Im vorliegenden Falle ergibt sich  $M - b = 74$  mm und  $M - a = 110$  mm. Mit dem Durchmesser  $d$  der Exzenterrolle schlägt man dann einen Kreis, dessen Mittelpunkt bei  $8,8'$  auf dem Radius  $M - 8,8'$  liegt und der den Exzenter bei  $a$  am größten Radius tangiert, alsdann mit dem Exzenterrollenradius einen zweiten Kreis, dessen Mittelpunkt bei  $o'$  liegt, der den Exzenter am kleinsten Radius bei  $b$  tangiert. Durch die Mittelpunkte  $8,8'$ ,  $o'$  der Exzenterrollenkreise schlägt man nun um Exzentermittel  $M$  je einen Kreis. Der Abstand dieser beiden Kreismittelpunkte ist die Exzentrizität  $e$ . Die vorher berechneten 8 Teile der Exzentrizität trägt man nun vom Kreismittelpunkt  $8,8'$  auf diesem Radius von außen nach innen in der Weise ab, daß die Teilgröße  $8 - 7 = 6$  mm und die Teilgröße  $0 - 1 = 3$  mm beträgt. Hierauf teilt man das eine Drittel I und ebenfalls die übrigen zwei Drittel II, III des Kreises, der durch den Mittelpunkt  $8,8'$  des Exzenterrollenkreises geschlagen ist, in je 8 gleiche Teile und zieht die Radien. Durch die berechneten und auf die Exzentrizität  $e$  aufgetragenen Teilpunkte 1, 2, 3, . . . , 7 schlägt man Kreisbögen, welche die dazugehörigen Radien 1 bis 8 schneiden, und sind diese Schnittpunkte  $0' - 8'$  die Mittelpunkte für die Rollenkreise. Die Exzenterkurve muß dann diese Rollenkreise tangieren.

Damit beim Hubwechsel an der Basis und an der Spitze des Kötzers infolge der Überführung der Ringbank in die entgegengesetzte Richtung keine Fadenanhäufung

stattfindet, werden die Exzenter bei  $a$  und  $b$  mit einer Einsenkung versehen, die beim Hubwechsel vermittelnd und beschleunigend wirken. (Punktierter Verlauf der Kurve.)

Geht die Ringbank langsam aufwärts und schnell abwärts, so wird gerade in dem Augenblick, wo die Fadenspannung an der Spitze des Kötzers am größten ist, die Ringbank von der langsamen plötzlich in die schnelle Abwärtsbewegung übergeführt, wodurch die Fadenspannung eine plötzliche Erhöhung erfährt, welche evtl. bis zum Bruch einzelner Fäden führen kann. Aus diesem Grunde wählt man das Geschwindigkeitsverhältnis zwischen Ab- und Aufwärtsgang der Ringbank zumeist nur 1:2, seltener 1:3. Zuweilen läßt man auch die Ringbank schnell aufwärts und langsam abwärts gehen, wodurch der erwähnte Übelstand zwar etwas behoben, jedoch der ruhige Gang der Ringbank durch die größere Gegenwirkung der Belastung beeinträchtigt wird, und außerdem geht die Wirkung, die der Fadenanzug beim schnellen Abwärtsgang der Bank auf die Kötzerspitze ausübt, verloren.

### Die Windung des Kegelansatzes.

Die Aufwindung der Kegelform ist der Selfaktorwindung nachgebildet, es wird die Kegelform wieder durch das Gespinnst selbst gebildet, und zwar werden die einzelnen Kegelschichten eines Ringbankdoppelhubes infolge des Emporschaltens der Ringbank um einen konstanten Betrag durch das Schaltrad regelmäßig übereinandergelegt. Nach der bisher beschriebenen Arbeitsweise der Ringbankbewegung und Schaltung würde man einen Kötzer erhalten, welcher das Aussehen der in Abb. 168 dargestellten Form

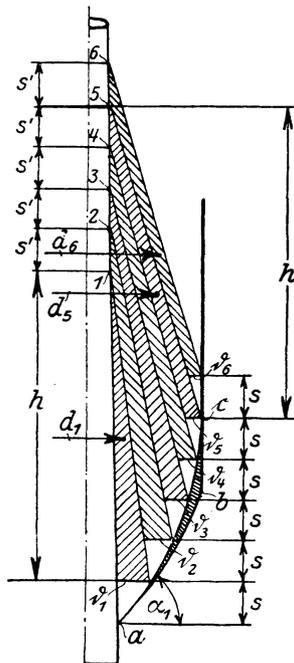


Abb. 168.

hat, also mit langem flachen Ansatz, bei welchem der Raum  $a b c$  für die Aufwindung verloren geht. Wie nun aus der Abb. 168 ersichtlich ist, nehmen mit Zunahme der mittleren Windungsdurchmesser während des Ansatzes von  $d_1$  auf  $d_6$ , die Schichtdicken  $d_1$  bis  $d_6$ , ständig ab und zwar bis zu der Dicke  $d_6$ , welche für den zylindrischen Teil konstant bleibt. Dies hat nun seinen Grund darin, daß mit zunehmendem mittleren Windungsdurchmesser, also von  $d_1$  auf  $d_6$ , die Anzahl der Spiralwindungen pro Schicht bei gleichbleibender Windungshöhe  $h$  kleiner werden, wodurch die Schichtdicken eine Abnahme erfahren und zwar so lange, als die mittleren Windungsdurchmesser  $d_1$  bis  $d_6$  wachsen, also bis Ansatzende, während die Schaltbeträge  $s$  hierfür die-

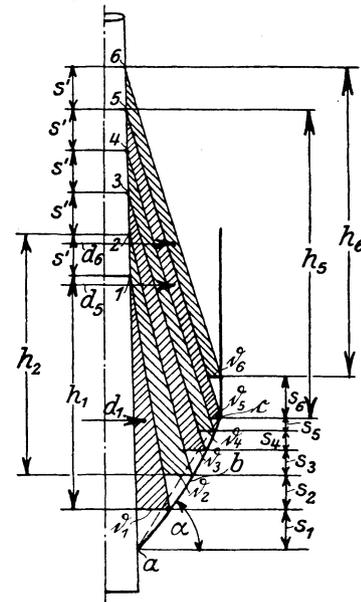


Abb. 169.

selben bleiben. Bei der Bewickelung des zylindrischen Teiles des Kötzers verändert sich der mittlere Windungsdurchmesser nicht mehr, weshalb die Anzahl der Windungen pro Schicht und demnach auch die Schichtdicken bis Kötzerende gleich groß bleiben. Wie bereits am Wagenspinner (s. S. 241) erwähnt, müssen auch hier in Berücksichtigung dieser Tatsache die einzelnen Schaltbeträge  $s$  zur Erreichung des Winkels  $\alpha$  der Ansatzlinie im selben Maße wie die Schichtdicken kleiner werden, abnehmen. Da nun die Fortrückung des Schaltrades  $S$  immer um einen konstant bleibenden Betrag erfolgt, werden die Schaltbeträge  $s$  wie in Abb. 168 gleich groß bleiben. Es findet nun eine Ver-

kürzung der einzelnen Schaltbeträge der Ringbank in der Weise statt, daß man den Ringbankhub für die erste Schicht  $h_1$  gegenüber dem Hub  $h_5$  bei fertigem Ansatz entsprechend der Abnahme der Schichtendicken verkürzt, so daß also nach Abb. 169 den Schichtendicken  $b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$  die Schaltgrößen  $s_1, s_2, s_3, s_4, s_5$  entsprechen und in gleicher Weise die Windungshöhen  $h_1$  bis  $h_5$  eine Zunahme erfahren. Für den zylindrischen Teil also vom fertigen Ansatz bis Kötzerende bleiben die mittleren Windungsdurchmesser konstant, folglich auch die Schichtendicke  $b_6$ , Schaltgröße  $s_6$  und Windungshöhe  $h_6$ .

Diese Schaltverkürzung der Ringbank wird in einfacher Weise dadurch hervorgebracht, daß man auf die Rolle  $R$  (Abb. 164, 165) eine Nase  $n$  befestigt. Beim Niedergang der Ringbank stößt infolge der hierbei stattfindenden Verdrehung der Rolle  $R$  nach II die Nase  $n$  an die Kette  $K$  und nimmt dadurch einen Teil der Kettenlockerung auf, indem sich durch die Einwirkung der Nase  $n$  der Radius von Rolle  $R$  gewissermaßen vergrößert. Der auf diese Art aufgenommene Hub wird nun nicht auf die Ringbank  $B$  übertragen, es wird also der Hub der ersten Schicht verkürzt, d. h.  $h_1 <$  als der Normalhub  $h_5$  ohne Nase. Durch die stetige Fortschaltung des Schaltrades  $S$  wird die Kette  $K$  von Rolle  $R$  abgewickelt, wodurch letztere eine allmähliche Verdrehung nach I erfährt und Nase  $n$  immer weniger in Eingriff mit Kette  $K$  kommt und somit die Größe der Verkürzung der Hubhöhe für jede folgende Schicht kleiner wird, wodurch andererseits eine Zunahme der Windungshöhen bis zur letzten Ansatzschicht  $h_5$  (Normalhöhe) stattfindet, bei welcher schließlich keine Berührung der Nase  $n$  mit Kette  $K$  stattfindet, und entspricht demnach die erste Ansatzschicht der kleinsten und die letzte Ansatzschicht der größten Bank-, Hub- bzw. Windungshöhe.

Die Verlängerung der Hubhöhe bei jeder Schaltung findet jedoch nur nach unten hin statt, während die obersten Spitzenpunkte 1, 2, . . . , 5 dadurch nicht beeinflußt werden, denn für den Aufgang der Ringbank dreht sich die Rolle  $R$  nach I und nahezu an der Kötzerspitze kommt  $n$  außer Eingriff von  $K$ , folglich bleiben die Schaltungshöhen  $s'$  am oberen Hubende (Spitze) unverändert. Dasselbe würde auch für die Basis zutreffen, soweit der Schaltapparat in Betracht kommt; da aber im Niedergang der Ringbank für die zweite Schicht die Höhe  $h_2$  gegen  $h_1$  eine Vergrößerung erfährt, also  $h_2 > h_1$ , und zwar dadurch, daß die Nase  $n$  weniger lang mit der Kette  $K$  im Eingriff steht, so wird der untere Anwindepunkt von  $h_2$  nach unten etwas vorgeschoben und hierdurch ein Teil des konstanten Schaltbetrages  $s$  verbraucht. Es ist somit die resultierende Schaltung am Basiswendepunkt der zweiten Schicht um den Betrag  $s' - (h_2 - h_1)$  kleiner als am Spitzenwendepunkt, in welchem dieselbe, wie oben erwähnt,  $s'$  ist und konstant bleibt. Gegen Ansatzende hin werden die unteren Anwindepunkte, indem die Hubhöhen bis  $h_5$  immer länger werden, immer mehr vorgeschoben, da ja die Nase  $n$  immer weniger an die Kette  $K$  drückt. Da  $K$  mit jeder Schaltung von  $S$  eine Verdrehung von  $R$  in Richtung I verursacht, so kommt mit fertigem Ansatz Nase  $n$  außerhalb des Bereiches der Kette  $K$ , so daß die Hubhöhen nun gleich lang bleiben  $h_5 = h_6$  und folglich die Schaltbeträge an der Kötzerspitze und -basis gleich groß werden, also  $s' = s_6$ .

Die nach diesem Schaltverkürzungsprinzip erreichte Ansatzform weicht von derjenigen am Wagenspinner dadurch ab, daß dieselbe, wie Abb. 169 zeigt, eine Ausbauchung  $a b c$  besitzt. Der Grund hierfür liegt in der ungleichmäßigen Ringbankgeschwindigkeit während der Aufwindung, und zwar erfolgt an der Basis, hervorgerufen durch den stärksten Eingriff der Nase  $n$  in Kette  $K$ , die größte Verzögerung in der Ringbankbewegung, wodurch die Schichtendicken nach unten hin naturgemäß stärker werden als nach oben und der Ansatz verläuft nicht in die steile Form  $a c$ , sondern in einer Verdickung  $a b c$ .

Wie im Kapitel „Die Konstruktion eines Wagenhubexzentrers“ angeführt, bewegt sich die Ringbank an der Spitze des Kötzers mit der Geschwindigkeit  $2c$ , während dieselbe an der Basis nur  $1c$  beträgt. Es ergibt sich dann beispielsweise ein Windungs-

kegeldurchmesser an der Basis mit 38 mm und an der Spitze mit 19 mm. Zu Beginn des Abzuges ist jedoch diese Kegelform nicht vorhanden, denn es gelangt die erste Windungsschicht an den nahezu zylindrischen Körper der leeren Hülse zur Aufwindung. Da nun die Ringbankgeschwindigkeit von der Spitze zur Basis von  $2c$  auf  $1c$  übergeht, werden gegen die Basis hin die einzelnen Windungsspiralen dichter gewunden und gelangt dadurch an der Basis eine Garnlänge zur Aufwindung, welche doppelt so groß ist als an der Spitze, wodurch die Schichtendicke nach unten hin eine Zunahme erfährt und somit durch die erste Schicht schon ein Kegel gebildet wird. Diese untere Schichtendicke  $b_1$  der Kegelschicht jeder Einzelwindungsschicht erfährt mit dem Fortschreiten der Windung gegen den fertigen Ansatz hin eine Abnahme, da sich die Kegelform immer mehr dem Normalkegel nähert, bei welchem dann die Schichtendicken oben und unten gleich bleiben und für den die Ringbankgeschwindigkeit abgeleitet wurde. Die nach untenhin stattfindende Vergrößerung der Schichtendicken während der Ansatzwindung äußert sich gleichzeitig in einer Ausbauchung des Ansatzes (Abb. 169) und fällt der Nase  $n$  eigentlich nur die Aufgabe zu, den sich zwischen  $a$  und  $c$  ergebenden verfügbaren Raum (Abb. 170) besser auszunützen.

Die größte Hubverkürzung durch die Nase  $n$  beträgt ungefähr 5 bis 8 mm Länge, so daß sich bei der Ringspinnmaschine von N.S.C. für den normalen Ringbankhub bei Erreichung des Normalkegels von 44 mm Länge für die erste Windungsschicht  $44 - 6 = 38$  mm ergeben. Die Nase  $n$  ist an der Rolle  $R$  (Abb. 164, 165) verstellbar und ergibt die Versetzung derselben nach Richtung I einen steileren und nach II einen flacheren Ansatz, dabei ist im letzteren Falle besonders Rücksicht darauf zu nehmen, daß bei zu flachem Verlauf der Ansatzkurve ein Abfallen von Windungsschichten leichter eintreten kann. Gewöhnlich erfolgt die Einstellung der Nase  $n$  in der Weise, daß man die Ringbank zu Beginn des Abzuges an die Anwindestelle für die erste Windungsschicht bringt und den Exzenter nach Auslösung aus dem Gesamttrieb der Maschine mittels Hand auf die Spitze dreht, die Nase  $n$  wird dann bei der dadurch bedingten Stellung der Rolle  $R$  soweit gegen die Kette  $K$  gerückt, daß dieselbe von  $n$  knapp berührt wird.

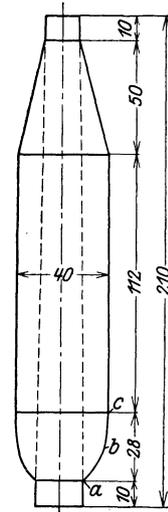


Abb. 170.

## Die Ringspindel.

Den steigenden Anforderungen Rechnung tragend, verlangt man von einer brauchbaren guten Spindelausführung, daß sie bei geringer Lagerreibung mit größter Geschwindigkeit ruhig und mit geringster Abnutzung läuft, das Anbringen und Ölen der Spindeln muß leicht und schnell durchführbar sein. Im Gegensatz zur Selfaktorspindel sind die Leistungen der Ringspindeln infolge des Ununterbrochenspinnens ungleich größer und erfordert sie daher eine größere Ölzuführung als die Selfaktorspindel, da bei dieser durch die Rückdrehungen beim Abschlagen und der langsamen Drehung während der Wageneinfahrt eine Abkühlung erfolgen kann. Für die Ringspindel an der Ringspinnmaschine bewährte sich das Prinzip der Selfaktorspindel, bei welcher die Fuß- und Halslagerung getrennt angeordnet sind, nicht. Eine Verbesserung von Booth Sawyer (Sawyerspindel), welche eine Verlängerung des Fuß- und Halslagers vorsah, ließ eine so hohe Tourenzahl wie am Wagenspinner ohne Vibrieren der Spindel nicht erreichen. Eine weitere Vervollkommnung der Ringspindel brachte die Vereinigung des Hals- und Fußlagers, wie dies bei der Rabbethspindel der Fall ist und nach deren Prinzip alle in neuerer Zeit hergestellten Spindeln und zwar meist in verbesserter Ausführung wie die sog. Gravityspindel gebaut werden. Dieselbe zeichnet sich besonders dadurch aus, daß die Spindel eine federnd wirkende elastische Lagerung erhält, wodurch sie sich bei Störungen durch äußere Einflüsse (Spindelschnur-

knoten), immer wieder dem Schwerpunkt folgend, konzentrisch einstellt und ein Zittern und Schwirren nicht eintreten kann. Eine nach diesen Gesichtspunkten ausgeführte Spindel ist die

**Ringspindel der Ringspinnmaschine von N. Schlumberger.** (Abb. 171, 172.) Auf der mit einer geeigneten Ausbohrung versehenen Längstraverse  $T$  ist der Spindelunterteil  $U$  mittels Schraube  $m$  angeschraubt, welcher, wie in Abb. 172 ersichtlich, das Hals- und Fußlager vereinigt. Der Spindeloberteil  $O$ , welcher auf die Stahlspindel  $Sp$  fest aufgepreßt ist, trägt an seinem unteren Ende den Schnurenwirtel  $w$ , so daß der Schwerpunkt des rotierenden Spindeloberteiles  $O$  mehr nach unten gegen Hals- und Fußlager zu liegen kommt, wodurch eine Stabilität in der Lagerung erreicht wird. Der Spielraum  $i$  an der Stelle, wo der Spindeloberteil  $O$  den Unterteil  $U$  umgibt, ist so weit bemessen, daß keine Klemmungen bzw. Reibungen entstehen

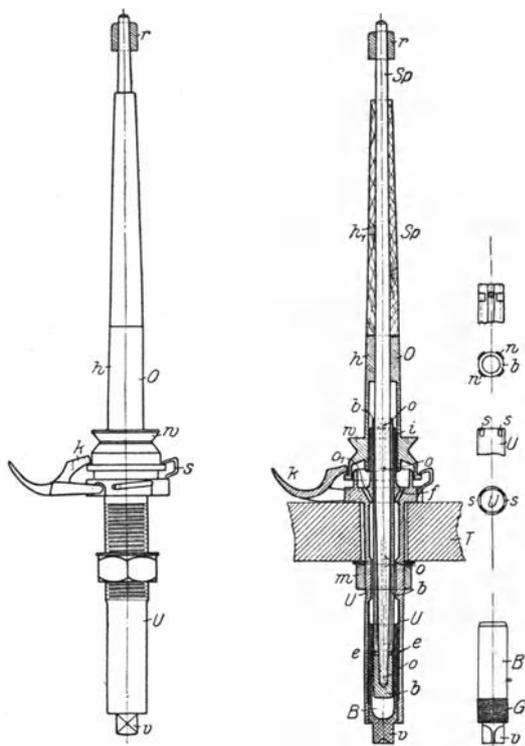


Abb. 171.

Abb. 172.

können. Während bei der Rabbethspindel der feststehende Unterteil  $U$  unten als starre Fußlagerung und oben als Halslagerung meist als eine aus Bronze bestehende, kurze federnde Hülse ausgebildet ist, ist bei der federnden oder flexiblen Spindel, wie Abb. 172 zeigt, im Spindelunterteil  $U$  eine Büchse  $b$  pendelnd aufgehängt, welche als Lagerung für die Spindel  $Sp$  dient. Lagerbüchse  $b$  ist mittels vier angegossenen Nasen  $n$  in vier Aussparungen  $s$  am obersten Ende des Spindelunterteiles  $U$  eingehängt, wodurch sie gleichzeitig an einer Drehung gehindert und ein Festfressen mit dem Unterteil  $U$  vermieden wird. Im unteren Teil der Büchse  $b$  sind Ölnuten  $e$  vorgesehen, durch welche infolge der schnellen Rotation und der konischen Form der Spindel das vorrätige Öl vom Spindelunterteil in den inneren Ölraum der Büchse  $b$  gesaugt wird. Durch seitlich im Fuß-, Mittel- und Halslagerteil eingebohrte Öffnungen  $o$  kann das Öl aus der Büchse  $b$  wieder austreten, um sich im Ölbehälter  $B$  wieder zu sammeln. Der Raum zwischen Unterteil  $U$  und Büchse  $b$ , in welchem letztere pendelt, ist demnach stets mit einer Ölschicht ausgefüllt, die eine Flüssigkeitsfederung ausübt. Hierdurch

wird erzielt, daß sowohl der Schnurenzug als auch die ungleiche Massenverteilung keinen unruhigen Lauf oder ein Warmlaufen der Spindel verursacht, so daß die Tourenzahl, welche bei der Rabbethspindel im Maximum zwischen 7000 bis 7500 t/m lag, auf 10 000 gesteigert werden kann.

Das allmählich mit metallischen Verunreinigungen vermischte Öl muß in bestimmten Zeitabständen entfernt werden. Diese Ölentleerung geschieht an vorliegender Spindel dadurch, daß in dem unteren offenen Spindelunterteil  $U$  ein leicht abnehmbarer Ölbecher  $B$  eingeschraubt ist, der mit einem Vierkant  $v$  sowie mit einem Vielgewinde  $G$  versehen ist, und zwar besteht letzteres aus 16 steil nebeneinander liegenden Schraubengängen, welche in ein entsprechendes Gewinde im Unterteil passen. Durch dieses Mehrzahlgewinde kann der Ölbecher  $B$  mittels Schlüssels durch eine  $\frac{3}{4}$  Umdrehung schnell gelöst und wieder befestigt werden. Die Neuauffüllung mit frischem Öl kann sowohl durch den Becher  $B$  als auch durch eine vorgesehene Ölpfanne  $f$  geschehen, die mittels Ölkanäle  $o_1$  mit dem Innenraum des Unterteiles in Verbindung steht. Zwecks Ölung durch die vorgesehene Ölpfanne  $f$  braucht die Spindel nur wenig hoch-

gehoben zu werden, wodurch die Neuauffüllung weniger zeitraubend vor sich geht und unter Umständen während des Betriebes erfolgen kann. Das etwa zu viel eingegossene Öl läuft am oberen Rande des Unterteiles  $U$  bzw. der Büchse  $b$  über und wird von der Pfanne  $f$  wieder aufgenommen, wobei das Abschleudern des Öles durch eine im Innern des Wirtels vorgesehene Eindrehung, welche gewissermaßen als Deckel wirkt, verhindert wird, wodurch wieder Verunreinigungen des Garnes oder der Ringbank vermieden werden. Ist hingegen die vorhandene Ölmenge zu gering, so ergibt sich eine verringerte Ölzirkulation; die durch die Ölpressung zwischen Büchse  $b$  und Unterteil  $U$  auf erstere ausgeübte federnde Polsterwirkung nimmt infolge Ölman- gels ab und die Spindel beginnt zu schleudern. Um beim Abziehen des vollen Kötzers ein Hochheben des Spindeloberteiles zu verhindern, ist der unter Federzug stehende Spindelhaken  $s$  vorgesehen, welcher ständig den unteren Rand des Wirtels  $w$  übergreift und hierdurch die Spindel sperrt. Um für das Fadenanlegen beide Hände frei zu bekommen, ist diese Spindel mit einer Kniebremse  $k$  aus Weißmetall ausgerüstet, welche eine rasche und sichere Stillsetzung der Spindel zuläßt, während welcher die Spindelschnur am Wirtel gleitet.

**Die Ringspindel der Ringspinnmaschine von der Elsässischen Masch.-Ges. (Abb. 173, 174.)**

Das Prinzip der flexiblen oder federnden Lagerung ist in ähnlicher Weise durchgeführt wie bei der Spindel der N.S.C.-Maschine. Die Büchse  $b$ , welche wieder mit Ölschlitzen, -löchern und -nuten versehen ist, ist im Halslagerteil, und zwar nach außen hin bei  $x$  etwas verstärkt ausgeführt und mit diesem verstärkten Absatz  $n$  in dem entsprechend ausgesparten Sitz des Unterteiles  $U$  pendelnd aufgehängt. Auf der Außenseite des oberen Halslagerteiles der Büchse  $b$  ist eine schmale Blattfeder  $f$  klammerartig befestigt, die sich einerseits mit ihrem ausgebogenen Rücken in eine Längsnut  $u$  des Spindelunterteiles  $U$  preßt und dadurch ein Mitdrehen der Büchse  $b$  verhindert, während durch die Feder  $f$  andererseits gleichzeitig eine elastische Lagerung erreicht wird, die Stöße sowie den Schnurenzug an dieser Stelle aufnimmt. Zwecks einer raschen Entleerung des schmutzigen Öles ist der leicht und schnell abnehmbare Becher  $B$  vorgesehen, welcher in der Mutter  $M$  eingelassen ist; ebenso kann die Neuauffüllung wieder durch geringes Hochheben der Spindel  $Sp$  erfolgen, wodurch die Pfanne  $p$ , welche durch Ölrinnen mit dem Innenraum in Verbindung steht, für den Öleinguß zugänglich wird. Der Spindelhaken  $s$  unterliegt infolge des beim Abziehen der vollen Kötzer ausgeübten Zuges starker Abnützung und ist deshalb an dieser Spindel kräftig und gleichfalls federnd ausgeführt. Zum Stillsetzen der Spindel dient wieder die vorgesehene Kniebremse  $k$ , die mit einem Lederstreifen gefüttert ist.

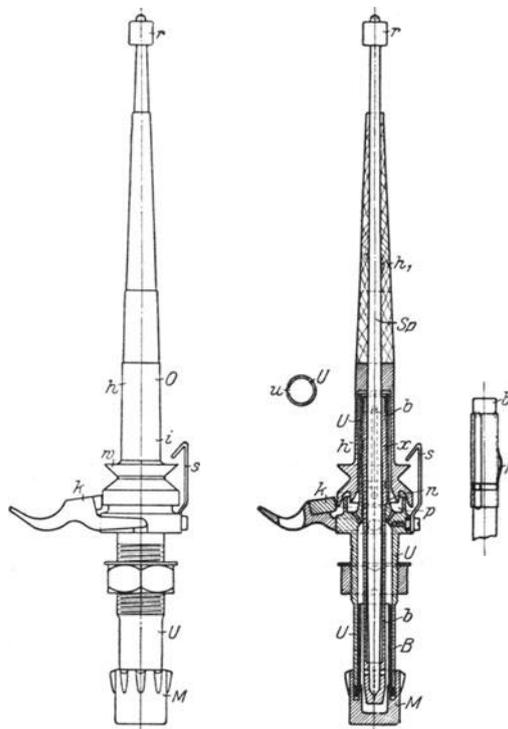


Abb. 173.

Abb. 174.

**Allgemeines über die Ringspindel.** Die Länge der aufzusteckenden Papierhülle richtet sich nach der Größe des herzustellenden Kötzers, die im Mittel für vorliegende Spindeln etwa 200 mm beträgt. Die Papierhülle ist auf die am Wirtel  $w$  angegossene Hülle  $h$  festgeklemmt, der Klemmring  $r$  stützt am oberen Ende die Papierhülle, während die aufgeleimte Holzhülle  $h_1$  lediglich den entstehenden Zwischenraum von Spindel und Papierhülle auszufüllen hat. Die Größe des Innendurchmessers der Papierhülle muß

so gewählt sein, daß nach erfolgtem Aufkleben zwischen  $w$  und Hülsenanfang noch genügend Platz bleibt, um beim Abzugswechsel die Übergangsspiralen bei  $i$  an die nackte Spindel anwinden zu können.

Mit Zunahme der Spindel- bzw. Kötzerlänge verschiebt sich das Schwergewicht namentlich gegen Abzugsende infolge des größeren Garnkörpergewichts und des stärker wirkenden Ringläuferzuges mehr nach oben, wodurch die Spindel unruhiger läuft, aus diesem Grunde ist zweckmäßig eine bestimmte Maximal-Kötzerdimension nicht zu überschreiten. Die in der Ringspinnerei meist angewendeten Kötzergrößen bzw. Hülsenlängen liegen zwischen 180 bis 220 mm bei einem Kötzerdurchmesser von etwa 36 bis 45 mm (s. Abb. 170).

Das Ölen der Spindeln erfolgt durch ein besonders dünnflüssiges Öl, das im Handel als Spindelöl bezeichnet wird. Die Zeitperiode, zwischen welcher sich ein Ölen der Spindeln nötig macht, liegt meist zwischen 2 bis 3 Monaten und verlängert sich bei neueren Spindelausführungen bis auf 4 bis 6 Monate. Die sich im Laufe der Zeit in der Hülse  $b$  und im Spindelunterteil  $U$  absetzenden metallischen Ölrückstände werden durch Abwaschung mit Petroleum entfernt, eine Arbeit, die sich mindestens einmal im Jahr nötig macht. Bei Vornahme dieser Reinigungsarbeit werden die einzelnen Teile jeder Spindel auseinander genommen, wobei streng darauf zu achten ist, daß Verwechslungen vermieden werden und alle zusammengehörigen Teile wieder in ihre frühere Lage gebracht werden, da sich die betreffenden Einzelteile durch ihr Zusammenarbeiten gegenseitig eingelaufen bzw. eingepaßt haben. Das Ölen geschieht vorteilhaft durch ein der Ölvorratsaufnahme der Spindel entsprechend abgepaßtes Maß.

### Der Läufering und die Ringläufer (Traveller).

Die aus bestem und äußerst glatt poliertem Stahl hergestellten Läuferringe haben gewöhnlich die in Abb. 175 dargestellte Form. Die Ringe werden meist doppelseitig ausgeführt, womit der Vorteil verbunden ist, daß sie bei abgenutzter Lauffläche zwecks abermaliger Benutzung umgedreht werden können. Die Befestigung auf der Ringbank erfolgt durch einen Klemmring oder Blechhalter (Abb. 176), welcher auf der Bank verstellbar angeschraubt ist, oder durch die Klemmung eines geschlitzten Gußeisenhalters (Abb. 177), der mittels Stellschraube an dem in die Bank eingelassenen unteren Teil festgehalten wird. Im Gegensatz zur ersteren Befestigungsart, bei welcher der Ring



Abb. 175.

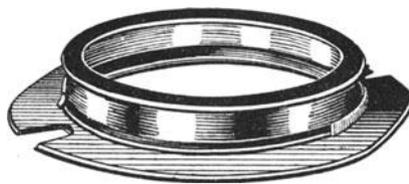


Abb. 176.



Abb. 177.

zur Mitte der Spindel eingestellt wird, ist bei der letzten Befestigungsart die Spindel auf die Ringmitte einzustellen. Die Größe der Ringe, d. i. die lichte Ringweite, werden meist in den Grenzen von 34 bis 55 mm Durchmesser hergestellt und sind hierfür die herzustellenden Kötzergrößen maßgebend, die gleichzeitig die entsprechende Spindelteilung, d. i. der Abstand von Mitte zur Mitte der Spindelachse, bedingen. Allgemein wird die Ringweite um 5 bis 8 mm größer gewählt als der zu bewindende Kötzerdurchmesser, so daß für einen Kötzerdurchmesser von 38 bis 40 mm eine innere Läuferingweite von 45 mm benutzt wird. Die Spindelteilung ist wieder durchschnittlich um 25 bis 30 mm größer als die Ringweite. In neuerer Zeit werden bei Abänderung der Kötzerdurchmesser an der betreffenden Maschine auch leicht einwechselbare Ringbanklatten, auf denen Läuferringe mit den entsprechend gewünschten Ringweiten angebracht sind, in Anwendung gebracht.

Die Querschnittsformen der Ringläufer, welche für die Ringspinnerei angewendet werden, sind verschieden und aus Abb. 178 a bis e zu ersehen, und zwar gibt man von diesen für das Ringspinnen der runden Form (Abb. 178 a und c) meist den Vorzug, während die anderen flachen Querschnittsformen (Abb. 178 b, d und e) hauptsächlich in der Ringzwirnerie in Verwendung stehen. Die Ringläufer, welche allgemein aus etwas weicherem Material (gehärtetem Stahl) als die Läuferringe bestehen,



Abb. 178.

werden ihrem Gewicht entsprechend nach Nummern eingeteilt. So steht beispielsweise die Läufernumerierung nach Grain (engl. Gewicht) vielfach im Gebrauch, und zwar besitzt die

Nummer 1 das Gewicht eines Grains = 0,0648 g, die Nummer 2 das Gewicht von zwei Grains, die Nummer 3 das Gewicht von drei Grains usw. Bei den verschiedenen in Gebrauch stehenden Läufernumerierungen bildet zumeist das Grain die Einheit. Nach Brüggemann kann die Numerierung nach zwei Arten abgeleitet sein:

1. Es wird beim Übergang von einer feineren zur nächstfolgenden gröberen Nummer ein bestimmtes, stets gleichbleibendes Gewicht zu dem Gewicht der feineren Nummer addiert. (Dem Gewicht von 100 Läufern werden für die nächstfolgende gröbere Nummer bei Stahlspinnläufer 10 bis 20 Grains, bei Grainläufer 100 Grains hinzugefügt.)

2. Die Differenz zwischen dem Gewicht der Läufer zweier aufeinanderfolgenden Nummern ist immer ein und derselbe Bruchteil des Gewichtes des Läufers für die vorhergehende Nummer. (Dem Gewicht von 100 Läufern werden für die nächstfolgende gröbere Nummer vom Gewicht der vorhergehenden Nummer für Stahlspinnläufer  $\frac{1}{10}$ , bei Grainläufer  $\frac{1}{5}$  hinzugefügt.)

Die erste Numerierung ist die ältere Art und wird als „American Standard“ bezeichnet, während die zweite Numerierung, welche die neuere Art darstellt, als „Boyd Standard“ benannt wird. (Näheres siehe Nitscheln und Draht und ihre mechanischen Hilfsmittel von Heinrich Brüggemann). Die im Handel üblichen Nummerbezeichnungen der Stahlspinnläufer, die für die Ringspinnerei und Feinzwirnerie vorwiegend in Betracht kommen werden mit den Zahlen 20/0 bis 50 benannt und bildet die Nummer 1 die Einheit, so daß von 1, 1/0, 2/0 bis 20/0 das Läufergewicht ab- und von 1, 2, 3 bis 50 zunimmt. Leistungsfähige Fabriken für die Herstellung von Ringläufern und Ringen sind die Firmen: Carl Hofmann, Neustadt-Siegmars b. Chemnitz, und Arno Loose, Chemnitz-Altendorf.

Die Größe bzw. die Schwere des zu wählenden Ringläufers ist in erster Linie abhängig von der zu spinnenden Garnnummer, es erfordern allgemein grobe Nummern auch stärkere Ringläufer und umgekehrt, ebenso bedingen kleinere Läuferringdurchmesser jedoch in kleineren Grenzen schwerere Ringläufer als größere Ringweiten, da, wie bereits bekannt, der Ringläufer das drahterteilende Organ ist und infolge seiner Reibung am Läuferring den Fadenzug bestimmt, der bei groben Nummern namentlich für die Aufwindung stärker zu sein hat als bei feinem Garn. Von nicht zu unterschätzender Bedeutung ist die Beeinflussung des Fadenzuges durch die Spindelumdrehungszahl, die wieder von der Drehung abhängt. Mit der Zunahme der Umdrehungszahl wächst die Pressung, die der Ringläufer auf den Läuferring ausübt und damit die Läuferreibung, die den Fadenzug erzeugt. Die Fadenspannung unterliegt jedoch außerdem noch innerhalb eines Ringbankhubes Veränderungen, die in dem Unterschiede der Kötzerdurchmesser an der Basis und Spitze ihre Ursachen haben, ebenso erfährt die Fadenspannung gegen Abzugsende hin eine Steigerung infolge Abnahme des Abstandes vom Lieferzylinder zum Läuferring. (Näheres siehe Seite 332.) Die richtige Anpassung der Schwere der Ringläufer zur Erzielung eines einwandfreien Arbeitens und einer großen Produktion ist vielfach Sache des Gefühls und der praktischen Erfahrung; für die Wahl der Läufer sind hauptsächlich folgende Gesichtspunkte maßgebend:

1. Es darf gegen Abzugsende hin keine auffällige Zunahme von Fadenbrüchen eintreten.

2. Der Faden darf besonders gegen Abzugsende hin nicht übermäßig angespannt sein, so daß der Faden während des Spinnens noch eine bestimmte Elastizität aufweist.

3. Die sich bildenden Ballons dürfen nicht so groß sein, daß ein Zusammenschlagen der Fäden stattfindet.

4. Zu schwere Ringläufer nutzen sich rascher ab und verursachen infolge öfters auftretenden Ringläuferbruches Fadenbrüche, außerdem erzeugt der zu schwere Traveller einen übermäßig fest gewundenen Kötzer.

5. Zu leichte Ringläufer haben eine weiche Kötzerwindung zur Folge, wodurch der Kötzerdurchmesser sich übermäßig vergrößert, so daß durch die lockere Aufeinanderlage der einzelnen Kegelschichten beim späteren Ablauf, infolge Klemmungen der Fadenspiralen, Störungen entstehen.

Einen Anhalt für die richtige Wahl der Ringläufer unter Berücksichtigung der erwähnten Faktoren zeigen die auf Seite 326 angeführten der Praxis entnommenen Werte.

### Das Streckwerk.

Das horizontale Streckwerk des Wagenspinner ist für die Ringspinnmaschine unweckmäßig, weil der Faden einen Teil des Vorderzylinders bei  $a$  (Abb. 179) ungedreht umspannt und die auf alle Fadenteile gleichmäßig fortgepflanzte Spannung, welche durch das Gewicht und die Reibung des Ringläufers am Läufering verursacht, würde diesen ungedrehten schwachgefestigten Teil zum Bruch bringen. Dieser Nachteil wird durch eine geneigte Lagerung des Streckwerkes, durch welche die gefährliche Stelle  $a$  (Abb. 179) eine Verminderung erfährt, verringert. Namentlich bei der Erteilung von härteren Drehungen tritt dieser Vorteil der schrägen Lagerung noch mehr in die Erscheinung, indem dann die Drehung gegen den Zylinderklemmpunkt weiter vorspringt und sich die lose Stelle  $a$  noch weiter verkürzt. Für schwach zu drehende Garne ist deshalb die Neigung des Streckwerkes zwecks Verkürzung der Stelle  $a$  noch mehr vergrößert. Die Fadenbruchgefahr an der losen Stelle  $a$  ist für Garne aus Wolle von kürzerem Stapel größer als für solche aus langstapeligem Material, da für erstere mehr Faserenden in die kritische Stelle  $a$  zu liegen kommen. Mit Zunahme der Feinheit der Garnnummer nimmt auch die im Fadenquerschnitt liegende Anzahl Fasern ab, so daß infolge der geringeren Faserreibung die ungedrehte Stelle  $a$  des Fadens am Zylinder noch schwächer wird und zu vermehrten Fadenbrüchen Anlaß gibt, weshalb sich feinere Nummern auf der Ringspinnmaschine zweckmäßig nicht verspinnen lassen. Die Zylinderdimensionen sind am Streckwerk der Ringspinnmaschinen infolge des vorwiegend in Betracht kommenden Spinnens von größeren Garnnummern durchschnittlich größer als diejenigen am Wagenspinner (Selfaktor). Die Schräglage des Streckwerkes wird von  $30$  bis  $47\frac{1}{2}^{\circ}$  ausgeführt, außerdem erhalten die nur mit ihrem Eigengewicht wirkenden glatten Druckwalzen deshalb noch größere Dimensionen als diejenigen am Wagenspinnerstreckwerk, weil infolge der Neigung des Streckwerkes der Druck der Oberwalzen nicht senkrecht auf die Fasern wirkt, sondern je nach dem Neigungswinkel mehr oder weniger nach vorn abgelenkt und zum Teil als Zapfenreibung von den Führungshaltern aufgenommen wird. Der auf den Verzugszylinder ausgeübte Oberwalzendruck wird wie üblich mittels Belastungsgewicht durch Gewichtshaken und Hebelübersetzung erzeugt und kann die Höhe desselben durchschnittlich etwas größer als am Wagenspinnerstreckwerk eingestellt werden. Für die Erzeugung einer sicheren Klemmwirkung zwischen Verzugszylinder und Oberwalze besteht letztere aus einem abgedrehten Holzzyylinder, welcher auf einem aufgeschlitzten Eisenkern gepreßt ist, um den zur Gewinnung einer Polsterwirkung ein Filzmantel, der wieder, um eine glatte Oberfläche zu erhalten, mit einem Pergamentpapierstreifen beklebt ist. Statt Pergamentstreifen wird jedoch vielfach ein Lederschlauch auf den Zylinder gepreßt, da dieser geringerer Abnutzung unterliegt und ist namentlich für grobe Nummern, bei welchen mit großem Zylinderklemmdruck gearbeitet werden muß, vorteilhaft zu verwenden.

Die allgemeine Aufgabe des Ringspinnstreckwerkes und die Wirkungsweise ist im Prinzip dieselbe wie am Wagenspinnerstreckwerk, weshalb auch hierfür die auf Seite 273 „Das Streckwerk“ beschriebene allgemeine Abhandlung gleichfalls Geltung besitzt, ebenso trifft dies hinsichtlich der gegenseitigen Zylindereinstellung und Belastung zu.

Das Streckwerk der Ringspinnmaschine von N.S.C. (Abb. 179.) Berechnung der Bandanspannung zwischen den einzelnen Führungszylindern. Nach Formel 53 und Abb. 160 ist:

Verzug  $v_1$  zwischen Führungszylinder IV und Hinterzylinder V

$$\text{Verzug } v_1 = \frac{3,14 \cdot 32}{34 \cdot 3,14 \cdot 32} = 1,029,$$

Verzug  $v_2$  zwischen Führungszylinder III und IV

$$\text{Verzug } v_2 = \frac{3,14 \cdot 32}{33 \cdot 3,14 \cdot 32} = 1,03,$$

Verzug  $v_3$  zwischen Führungszylinder II und III

$$\text{Verzug } v_3 = \frac{3,14 \cdot 18}{18 \cdot 3,14 \cdot 32} = 1,031,$$

Gesamtverzug

$$v = v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 = 1,029 \cdot 1,03 \cdot 1,031 = 1,093.$$

Berechnung der Druckbelastung der Streckzylinder. Der Druck auf den Vorderzylinder wird durch die aus Abb. 179 ersichtliche Vorrichtung erzeugt, und zwar wirkt das Belastungsgewicht  $G = 7400$  g gleichzeitig auf beide Streckwerkseiten der Maschine, so daß sich das Belastungsgewicht  $G$  für eine Seite zu

$$G = \frac{7400}{2} = 3700 \text{ g}$$

ergibt und es ist nach dem Hebelgesetz (s. Seite 115)

$$G \cdot a = Q \cdot b$$

$$Q = \frac{G \cdot a}{b}.$$

Beträgt nun die Abmessung für

$$a = 45 \text{ mm},$$

$$b = 25 \text{ "},$$

$$G = 3,7 \text{ kg},$$

dann ist der Druck auf den Vorderzylinder

$$Q = \frac{3,7 \cdot 45}{25} = 6,66 \text{ kg}.$$

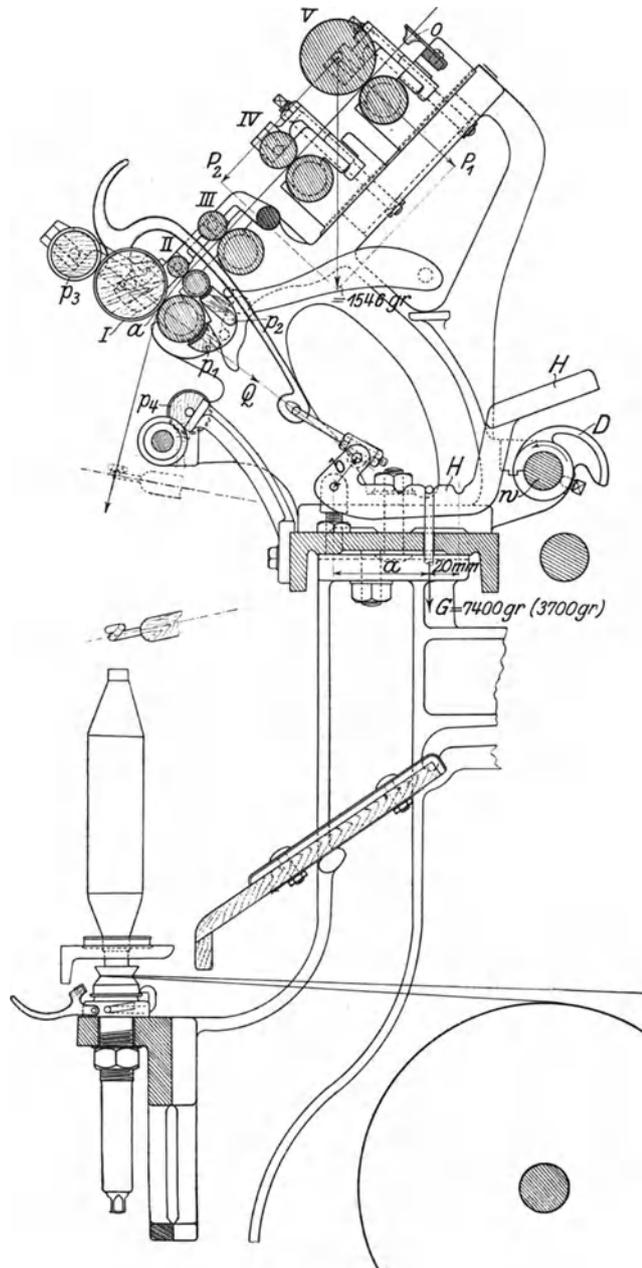


Abb. 179.

Es ist noch das Gewicht des Hebelgestänges und Druckzylinders hinzuzuschlagen, so daß, wenn dasselbe 0,575 kg beträgt, der auf die Fasern wirkende Gesamtdruck

$$Q = \frac{3,7 \cdot 45}{25} + 0,575 = 7,235 \text{ kg}$$

beträgt.

Da sich jedoch dieser Druck auf zwei Bänder im Streckwerk verteilt, so ergibt sich der Gesamtdruck auf ein Band zu:

$$\frac{7,235}{2} = 3,617 \text{ kg.}$$

Zur Veränderung des Zylinderdruckes sind in Entfernungen von 20 mm am Gewichtshebel  $H$  Kerbstellen vorgesehen, welche zur Aufnahme des Gewichtes  $G$  dienen. Beim Überhängen des Gewichtes  $G$  in die nächste Kerbe ergibt sich eine Verlängerung des Hebelarmes  $a = 45 + 20 = 65$  mm und der auf die Fasern einwirkende Gesamtdruck ist dann:

$$Q = \frac{3,7 \cdot 65}{25} + 0,575 = 10,195 \text{ kg,}$$

$$\text{Druck auf 1 Band} = \frac{10,195}{2} = 5,097 \text{ kg.}$$

Beim Überhängen des Gewichtes  $G$  in die äußerste Kerbe ergibt sich eine Verlängerung des Hebelarmes  $a = 65 + 20 = 85$  mm und der auf die Fasern wirkende Gesamtdruck vergrößert sich auf

$$Q = \frac{3,7 \cdot 85}{25} + 0,575 = 13,155 \text{ kg,}$$

$$\text{Druck auf 1 Band} = \frac{13,155}{2} = 6,577 \text{ kg.}$$

Die Eigengewichte der Druckzylinder sind folgende:

für den Hinterzylinder	V = 1546 g,
„ „ Führungszylinder	IV = 300 „
„ „ „	III = 205 „
„ „ „	II = 123 „.

Infolge der Schräglage des Zylinderpaares kommt jedoch, wie bereits erwähnt, nicht das volle Gewicht des Oberzylinders als Klemmdruck zur Wirkung, sondern dieses wird in die beiden Seitenkräfte  $P_1 P_2$  zerlegt, von welchen die erstere als Klemmdruck, die letztere als Zapfenlagerreibung sich äußert. Mittels Kräfteparallelogramm ergibt sich dann beispielsweise für den Hinterzylinder V

der wirkliche Klemmdruck für 2 Bänder zu: 1060 g.

Folglich Belastungsdruck für 1 Band = 0,530 kg.

Die Einstellung der Zylinderabstände erfolgt hier durch die Verstellung der Zylinder IV und V, während die Zylinder I, II, III in einem gemeinsamen Lager vereinigt und unverstellbar sind.

Als Putzvorrichtungen dienen leicht abnehmbare Putzleisten  $p_1 p_2$ , Putzwalze  $p_3$  und Fangwalze  $p_4$ . Um die Lebensdauer der Oberwalzen am Verzugszylinder zu erhöhen, führt die Fadenführeröse  $o$  am Eingangszylinder V eine hin- und hergehende Bewegung aus.

Unter jedem Belastungshebel  $H$  befindet sich ein Daumen  $D$ , welcher auf einer durchgehenden Welle  $w$  befestigt ist. Bei längerem Stillstand der Maschine wird mittels eines am Ende der Welle  $w$  angebrachten Schneckengetriebes durch eine Kurbel,  $w$  in die Pfeilrichtung gedreht, wodurch sich Daumen  $D$  unter  $H$  stellt und somit die Entlastung sämtlicher Zylinder herbeiführt.

Das Streckwerk der Ringspinnmaschine der E.M.G. (Abb. 180.) Berechnung der Bandanspannung zwischen den einzelnen Führungszylindern (Abb. 161).

Verzug  $v_1$  zwischen Führungszylinder IV und Hinterzylinder V:

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 30}{29 \cdot 3,14 \cdot 30} = 1,034,$$

Verzug  $v_2$  zwischen Führungszylinder III und IV:

$$v_2 = \frac{3,14 \cdot 30}{28 \cdot 3,14 \cdot 30} = 1,035,$$

Verzug  $v_3$  zwischen Führungszylinder II und III:

$$v_3 = \frac{3,14 \cdot 18}{18 \cdot 3,14 \cdot 30} = 1,033,$$

Gesamtverzug

$$v = v_1 \cdot v_2 \cdot v_3 = 1,034 \cdot 1,035 \cdot 1,033 = 1,105.$$

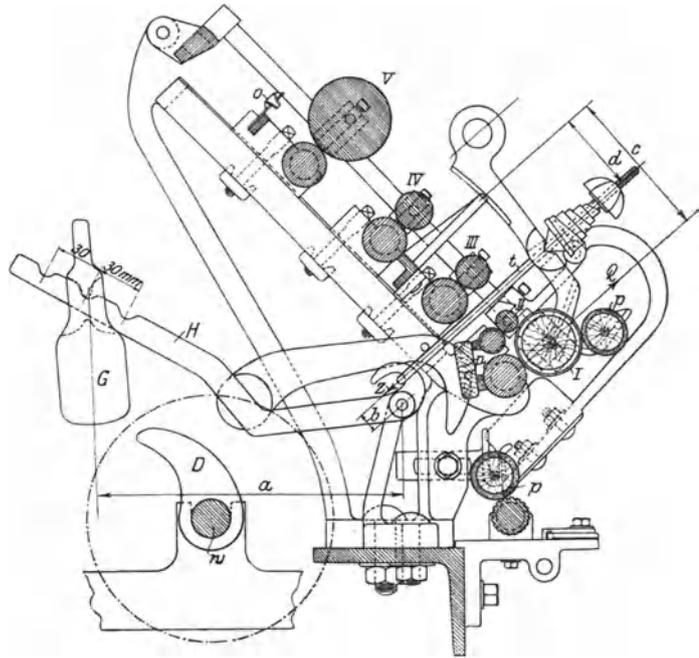


Abb. 180.

Berechnung der Druckbelastung der Streckzylinder. Der auf die Stange  $t$  einwirkende Zug  $Z$  beträgt:

$$G \cdot a = Z \cdot b$$

$$Z = \frac{G \cdot a}{b} \dots \dots \dots (1)$$

dann ist der Druck auf den Vorderzylinder

$$Q \cdot c = Z \cdot d$$

$$Q = \frac{Z \cdot d}{c} \dots \dots \dots (2)$$

Den Wert 1 in Wert 2 eingesetzt ergibt:

$$Q = \frac{G \cdot a \cdot d}{b \cdot c}.$$

Beträgt nun die Abmessung für:

- $a = 190 \text{ mm},$
- $b = 23 \text{ "},$
- $c = 103 \text{ "},$
- $d = 57 \text{ "},$
- $G = 2,5 \text{ kg},$

dann ist der Druck  $Q$  auf den Vorderzylinder

$$Q = \frac{2,5 \cdot 190 \cdot 57}{23 \cdot 103} = 11,428 \text{ kg}.$$

Es ist noch das Gewicht des Hebelgestänges und Druckzylinders von 0,760 kg hinzuzuschlagen, so daß der auf die Fasern wirkende Gesamtdruck

$$Q = \frac{2,5 \cdot 190 \cdot 57}{23 \cdot 103} + 0,760 = 12,188 \text{ kg}$$

beträgt.

Da sich dieser Druck wieder auf zwei Bänder im Streckwerk verteilt, so ergibt sich dieser Gesamtdruck auf ein Band zu:

$$\frac{12,188}{2} = 6,094 \text{ kg.}$$

Der Druck kann wieder durch Veränderung des Hebelarmes  $a$ , welcher im Abstand von 30 mm Kerben zur Aufnahme des Gewichtes  $G$  hat, der Größe des Verzuges und der Bandstärke angepaßt werden.

Der Gesamtdruck für die mittlere Kerbe ist dann:

$$Q = \frac{2,5 \cdot 220 \cdot 57}{23 \cdot 103} + 0,760 = 13,993 \text{ kg,}$$

$$\text{Druck auf 1 Band} = \frac{13,993}{2} = 6,996 \text{ kg.}$$

Der Zylinderdruck beim Überhängen des Gewichtes  $G$  in die äußerste Kerbe beträgt

$$Q = \frac{2,5 \cdot 250 \cdot 57}{23 \cdot 103} + 0,760 = 15,798 \text{ kg,}$$

$$\text{Druck auf 1 Band} = \frac{15,798}{2} = 7,899 \text{ kg.}$$

Das Eigengewicht der Oberwalzen beträgt:

für den Hinterzylinder	V = 2080 g,
„ „ Führungszylinder	IV = 412 „
„ „ „	III = 346 „
„ „ „	II = 130 „.

Die **Einstellung der Zylinderabstände** kann hier durch die Verstellung der Zylinder III, IV und V erfolgen, Zylinder I und II haben gemeinsame Lagerung. Die Fadenführer  $o$  sind auf einer durchgehenden Schiene befestigt, die durch eine am Maschinenende angebrachten Changiervorrichtung eine hin- und hergehende Bewegung erhält,  $p, p_1$  sind Putzwalzen bzw. Putzleisten. Unter jedem Belastungshebel  $H$  ist auf einer durchgehenden Welle  $w$  ein Daumen  $D$  befestigt, mittels welchem alle Zylinder vom Maschinenende aus, durch Verdrehung der Welle  $w$  durch eine Kurbel, entlastet werden können.

Als Anhalt für die gegenseitige Zylindereinstellung am Streckwerk der Ringspinnmaschinen dienen folgende der Praxis entnommenen Werte, wobei die Maße von Mitte zu Mitte Zylinder gemessen sind:

Für Merinowollen.

Tabelle 50.

An einem 5-Zylinder-Streckwerk	An einem älteren 4-Zylinder-Streckwerk
Zylinderabstand I bis II = 26 mm	Zylinderabstand I bis II = 30 mm
„ II „ III = 35 „	„ II „ III = 50 „
„ III „ IV = 62 „	„ III „ IV = 115 „
„ IV „ V = 67 „	
<hr/> Zylinderabstand I bis V = 190 mm.	<hr/> Zylinderabstand I bis IV = 195 mm.

Für Cheviotwollen.

Tabelle 51.

Feinere Qualität	Mittlere Qualität	Grobe Qualität
Zylinderabstand I bis II = 26 mm	26 mm	26 mm
„ II „ III = 54 „	60 „	70 „
„ III „ IV = 70 „	80 „	90 „
„ IV „ V = 90 „	114 „	144 „
<hr/> Zylinderabstand I bis V = 240 mm	<hr/> 280 mm	<hr/> 330 mm

Beim Verspinnen von sehr groben Cheviots auf der Ringspinnmaschine wird das betreffende Vorgarn oftmals nach dem sogenannten deutschen Verfahren hergestellt, und zwar ist dann der Finisseur der Vorbereitung ein Flyer mit Nadelwalze, der Vorgarn mit echtem Draht erzeugt. Dieses Vorgarn bedingt gewöhnlich noch größere Zylinderstellung und zur Verminderung der Reibung werden statt der eisernen Druckwalzen der Führungszylinder leichtere, polierte Holzwalzen eingelegt, da im gedrehten Vorgarn die während des Verzugsprozesses auftretende Faserreibung größer ist als bei genitscheltem Vorgarn.

### Anfangen einer neuen Partie.

Auf einer Ringspinnmaschine von N.S.C. ist aus der Qual. B der Vorgarnnummer  $n = 3,6$  die Feingarnnummer  $N = 36 H'$ -Kette mit einem Drehungskoeffizient  $\alpha = 7,7$  zu spinnen.

Nach dem Aufstecken der Vorgarnspulen auf das Spulenregal der Maschine werden die Vorgarnfäden über die Führungsstangen und durch die Führungsösen in das Streckwerk zwischen den Druckwalzen bis zum Vorderzylinder eingezogen. Gleichzeitig oder vor dem Einziehen der Vorgarnbänder erfolgt das Anwinden an die Spindeln mit einem gleichstarken Gespinst, nachdem vorher auf die Spindeln die leeren Hülsen aufgesteckt worden sind und im ersteren Falle das Streckwerk als auch die Ringbank aus dem Getriebe der Maschine ausgelöst worden ist.

Unter Verwendung der in Frage kommenden Formeln ist inzwischen für die zu spinnende Garnnummer der Verzug und die Drehung zu berechnen und aus den Verzugs- und Drehungskonstanten bzw. -tabellen die hierfür erforderlichen Verzugs- und Drahtwechsel zu bestimmen.

In unserem Falle ist:

$$\begin{aligned} \text{Ausgabenummer } N &= 36, \\ \text{Vorlagennummer } n &= 3,6, \end{aligned}$$

dann ist nach Formel 13

$$\text{Verzug } v = \frac{36}{3,6} = \mathbf{10 \text{ fach.}}$$

Für den Streckwerkverzug  $v = 10$  ergeben sich nach Tabelle 42 folgende Wechselräder:

$$\begin{array}{l} \text{Hinterzylinderrad } H = 80 \text{ Zähne oder } 100 \text{ Zähne,} \\ \text{Nummerwechsel } N_w = 40 \quad \text{''} \quad \text{''} \quad 50 \quad \text{''} \quad . \end{array}$$

Die Anzahl der Drehungen ergeben sich nach Formel 35 zu:

$$T^{\text{cm}} = 0,77 \sqrt{36} = \mathbf{4,62.}$$

Für die Drehung  $T = 4,62$  auf 1 cm ergeben sich nach Tabelle 44 folgende Wechselräder:

$$\begin{array}{l} \text{Trommelrad } A = 30 \text{ Zähne oder } 60 \text{ Zähne,} \\ \text{Drahtwechsel } D = 54 \quad \text{''} \quad \text{''} \quad 27 \quad \text{''} \quad . \end{array}$$

Die Geschwindigkeit der Maschine kann für diese Qualität, Garnnummer und Drehungszahl ziemlich groß gewählt werden, und zwar bei Benutzung des Volantes  $V = 450 \text{ mm } \phi$  und des 300er Trommelwirthels nach Tabelle 43 zu  $S_n = 5670 \text{ t/m}$ .

Entsprechend der Feinheit der Garnnummer, der Größe der Drehung, Spindel-tourenzahl usw. wählt man vorteilhaft bei einem Läufering von  $45 \text{ mm } \phi$  die Nummer des Ringläufers 3/0 (rund).

Als Anhalt für die richtige Wahl der Ringläufer kann folgende der Praxis entnommene Zusammenstellung bei einem Läuferingdurchmesser von  $45 \text{ mm}$  dienen.

Tabelle 52.

Garnnummer	Qualität	Drehung auf 1 cm	Spindel t/m	Ringläufer- Nummer (rund)	Cops Durchm. in mm	Hülsenlänge in mm
20	a	2,73	5350	2	40	190
24	"	2,98	3720	5	40	190
26	"	3,13	5020	2	37	190
32	"	3,77	5540	2/0	40	190
36	"	4,08	5540	3/0	37	190
40	"	4,24	5540	4/0	40	190
48	"	5,00	5540	7/0	37	190
24	"	2,97	5620	2/0	Cann. 26	140
27	"	3,12	6540	5/0	" 27	140
12	Chev.	2,30	4950	8	38	190
16	"	2,82	5620	6	40	190
20	"	4,34	5350	2	40	190
26	"	4,10	5350	1	38	190
30	"	3,90	4840	1	37	190
32	"	4,80	5940	3/0	40	190
36	"	5,00	3380	6	40	190
40	"	4,85	3380	4	40	190
24	"	3,90	5160	1/0	Cann. 26	140
26	"	3,96	5480	3/0	" 25	140
28	"	4,17	6540	5/0	" 27	140

Für die Herstellung einer gebräuchlichen normalen Kötzergröße von etwa 200 mm Hülsenlänge und einem Garnnettogewicht von 40 g ergibt sich nach der auf S. 307 berechneten Schaltradkonstante ein Schaltrad von etwa:

$$S = 0,0206 \cdot 36 \cdot 40 = 29,66 \sim 30 \text{ Zähne}$$

oder  $S = 60$  Zähne mit zwei Zahnschaltungen für einen Ringbankdoppelhub.

Nach stattgefundenener Einwechslung setzt man die Maschine kurze Zeit in Bewegung und zwar so lange, bis alle eingezogenen Vorgarnbänder den Verzugszylinder passiert haben. Bei abgestellter Maschine werden die vom Klemmpunkt der Vorderzylinder herabhängenden, verzogenen Fadenenden mit dem an der Spindel angewundenen Faden im Sinne der Drehrichtung angedreht, indem letzterer vorher durch den Ringläufer geführt wurde. Die Ringbank nimmt hierfür ihre Lage am tiefsten Punkt der Anwindestelle der Hülse ein, indem sich die Exzenterrolle  $o$  für diese Stellung am kleinsten Radius vom Exzenter  $E$  befindet. Nachdem alle Fäden angedreht und der gleichmäßige Sitz der Hülsen nachgeprüft ist, wird die Maschine eingerückt und abgerissene Fäden, falls deren zu große Anzahl nicht ein abermaliges Stillsetzen der Maschine nötig macht, während des Ganges der Maschine angelegt. Sofort nach Inbetriebsetzung der Maschine erfolgt die Einstellung der Zähneschaltungen des Schaltrades. Nachdem etwa eine Länge von 120 m aufgewunden ist, werden 5 Kötzer von verschiedenen Stellen der Maschine zur Nummerprobe entnommen.

Eine andere häufig angewendete Methode für das Anspinnen des ersten Abzuges einer neuen Partie besteht darin, daß man nach dem Anwinden auf die leeren Hülsen von dem am Spulenregal aufgesteckten Spulen etwa 6 bis 8 Vorgarnbänder der Reihe nach in das Streckwerk einlaufen läßt und nacheinander mit den angewundenen Fäden der ersten 6 bis 8 Spindeln anlegt. Ist von den z. B. 8 eingezogenen Vorgarnfäden der letzte Faden angelegt, so werden in derselben Weise die nächsten 8 Vorgarnbänder in das Streckwerk eingezogen und der Reihe nach angelegt, und wiederholt sich dieser Vorgang in gleicher Weise für alle übrigen Vorgarnbänder.

Damit nun das Anspinnen in möglichst kurzer Zeit vollendet ist und kein unnötiger Abfall und fehlerhafte Copsformen u. a. m. entstehen, empfiehlt es sich, für die Zeit des Anspinnens eine größere Zahl von Hilfskräften heranzuziehen.

Zweckmäßig ist es auch vor dem Einziehen das Herstellen einer oder mehrerer Proben von je 4 Kötzern mit verschiedenen Drehungen, an welchen mittels Reißapparates auf

Grund der Bruchbelastung und Dehnung die vorteilhafteste Größe der Drehung des Garnes festgesetzt wird. Diese Probekötzer können dann zum Anwinden der leeren Hülsen verwendet werden. Allgemein liegt der Unterschied für den Drehungsausgleich etwa innerhalb 1 bis 5 Zähne des Drahtwechsls.

Während des Spinnens werden abgerissene Fäden wieder angelegt, das Anlegen erfolgt nach derselben Art wie beim Wagenspinner (s. S. 285), nachdem das Kötzerendfadestück vorher durch den Ringläufer gezogen worden ist. Die Putzwalzen und Putzleisten sind dauernd von Wickel, Faserteilen, Flug usw. sauber zu halten, leere Hülsen werden inzwischen für den nächsten Abzug bereitgestellt. Ist der Abzug nahezu vollgewunden, so ergibt sich aus der höheren Ringbanklage eine Verkürzung des zwischen Zylinder und Fadenanwindestelle liegenden Fadenstückes und damit eine größere Anspannung desselben, wodurch sich der auf den Läufer ausgeübte Zug vergrößert. Je nachdem nun bei dem erhöhten Ringläuferzug die Zahl der auftretenden Fadenbrüche innerhalb der normalen Grenze bleibt oder diese übersteigt, ergibt sich der Schluß, ob die betreffende Spindelumdrehungszahl und die Größe der Ringläufer beibehalten oder geändert werden müssen. Um eine teilweise Spannungsverminderung des Fadens gegen Kötzerende zu erzielen, wird der Fadenführer  $F$  (s. Abb. 164) bei der Maschine von N.S.C. durch Vorrichtung  $V$ ,  $K_2$  automatisch nach oben geschaltet. Ist der Abzug vollgewunden, so erfolgt das Abwinden der Ringbank und Stillsetzen der Maschine. Dasselbe besorgt an der Ringspinnmaschine von N.S.C. eine selbsttätig wirkende Vorrichtung.

**Die selbsttätig wirkende Abwinder Vorrichtung von N.S.C.** (Abb. 181 bis 184)  
 Auf der Exzenterwelle  $w$  sitzt fest ein zweiter Exzenter  $E_1$  der während des ganzen Kötzeraufbaues sich mit der Exzenterwelle mitdreht. Die Kettenrollen  $R, R_1$  (s. auch Abb. 182) sitzen auf dem in  $D_1$  drehbar gelagerten Abwindehebel  $H$ , der sich mit seinem vorderen Ende  $i$  auf den mit einer Kerbe  $a$  versehenen Winkelhebel  $H_1$  stützt (s. auch Abb. 184). Der Winkelhebel  $H_1$  hat in  $D_2$  seinen Drehpunkt und trägt an seinem oberen Schenkel eine in  $D_3$  drehbar gelagerte dreischenkligte Falle  $F$ , deren rechter Schenkel gleichzeitig als Schwergewicht ausgebildet ist. Die Kettenrolle  $R$  der Ringbankbewegung, an der das andere Ende der an Trommel  $d$  befestigten Kette  $K$  angebracht ist, trägt einen Vierkantbolzen  $a_1$ , welcher folglich die durch Ringbankexzenter  $E$  mittels Kette  $K$  verursachte Schwingbewegung nach I und II der Kettenrolle  $R$  mitmacht. Mit dem Fortschreiten des Kötzeraufbaues findet eine allmähliche Verdrehung der Rolle  $R$  und gleichzeitig des Vierkantes  $a_1$  nach II statt, indem sich durch den Schaltapparat Kette  $K$  immer mehr auf Trommel  $d$  aufwickelt, bis schließlich bei vollgewundenem Kötzer der Vierkantbolzen  $a_1$  unter Falle  $F$  schwingt, die sich unter Druck vom Gewicht  $G$  bisher ständig gegen  $a_1$  anlegte. Bei der darauffolgenden Drehung von Rolle  $R$  nach I bringt der Vierkant  $a_1$ , den die Falle  $F$  abgefangen hat, den Winkelhebel  $H_1$  nach oben zur Ausschwingung, so daß die Kerbe  $a$  des anderen Schenkels von  $H_1$  die Rast  $i$  des Abwindehebels  $H$  und somit diesen freigibt. In diesem Augenblick berührt der Exzenter  $E_1$  mit seinem größten Radius die an  $H$  angebrachte Rolle  $o$ , dieselbe legt sich am Exzenterumfang von  $E_1$  auf, so daß bei der Weiterdrehung von  $E_1$  der Abwindehebel  $H$  infolge der abnehmenden Kurve von  $E_1$  zwangsläufig nach unten geführt wird. Die hierdurch zwischen Rolle  $R$  und Trommel  $d$  entstehende Kettenlockerung  $K$  verursacht ein gleichzeitiges allmähliches Senken der Ringbank, wobei Rolle  $R$  eine Verdrehung nach I erhält. Ist die Ringbank am tiefsten Punkt angelangt, so erfolgt weiter die selbsttätige Überführung des Riemens auf die Leerscheibe. Zu diesem Zwecke sitzt lose auf der Riemenschaftswelle  $w_1$  die mit Rundschlitz  $i_1$  versehene Scheibe  $b$ , in welchem der auf  $w_1$  festsitzende Finger  $i$  greift (Abb. 183). Beim Einrücken zu Beginn des Abzuges durch Kurbel  $k$  drückt der Finger  $i$  am Schlitzende die Scheibe  $b$  unter Überwindung eines auf  $b$  einwirkenden Gewichtszuges  $G$  so weit nach rechts, bis die Falle  $F_1$  in die Kerbe  $a_1$  der Scheibe  $b$  einfällt und somit der Zug des Gewichtes  $G$  vorläufig auf Welle  $w_1$  wirkungs-

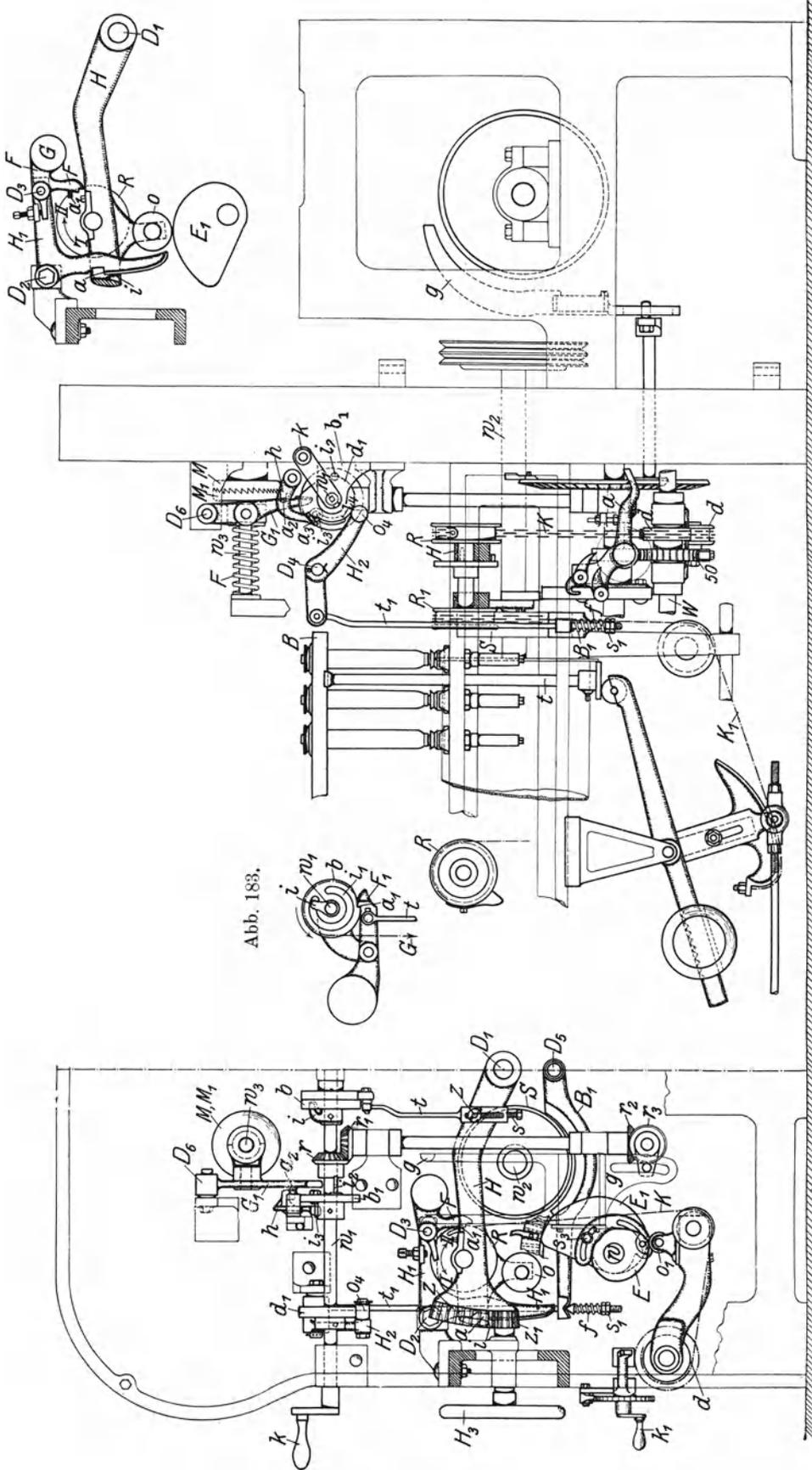


Abb. 182.

Abb. 181.

los bleibt. An Falle  $F_1$  greift eine Stange  $t$  an, deren unterer Teil als Schlitz ausgebildet ist, mittels dem sie an dem am Abwindehebel  $H$  angebrachten Zapfen  $z$  angeschlossen ist. Kurz vor Beendigung der Unterwindung stößt der Zapfen  $z$  des sich senkenden Abwindehebels  $H$  an die einstellbare Schraube  $s$  und zieht dadurch die Falle  $F_1$  von der Kerbstelle  $a_1$  ab, so daß das Gewicht  $G$  zur Wirkung gelangt und eine Drehung der Scheibe  $b$  veranlaßt, die durch den Finger  $i$  auf die Riemenschaltwelle  $w_1$  als rasche Linksverdrehung um etwa  $180^\circ$  übertragen wird. Dieselbe wird durch die Kegelhäder  $\frac{r \cdot r_2}{r_1 \cdot r_3}$  auf die Riemengabel  $g$  übertragen und letztere dadurch auf die Leerscheibe gerückt. Bei Abstellung der Maschine während des Spinnens bleibt die Scheibe  $b$  durch  $F_1$  gesperrt und der Finger  $i$  kann sich im Rundschlitze  $i_1$  frei bewegen.

Um den Stillstand der Maschine bei Überführung des Riemens auf die Losscheibe zu beschleunigen, dient der Bremshebel  $B_1$ , der hierfür gegen eine auf der Spindel-trommelwelle  $w_3$  befestigte Scheibe  $S$  gepreßt wird. Die selbsttätige Wirkung dieser Bremsvorrichtung ist folgende:

Auf der Riemenschaltwelle  $w_1$  ist ein Daumen  $d_1$  befestigt, an dessen Umfang sich der eine Schenkel des Doppelhebels  $H_2$  mittels Rolle  $o_4$  legt. Am anderen Schenkel des Doppelhebels  $H_2$  greift eine Stange  $t_1$  an, an welcher der in  $D_5$  gelagerte Bremshebel  $B_1$ , mittels einer dazwischen geschalteten Feder  $f$  und Schraube  $s_1$ , aufgehängt ist und in geeigneter Entfernung von der Bremscheibe  $S$  gehalten wird. Beim Stillsetzen der Maschine drückt der Daumen  $d_1$  infolge der Linksverdrehung der Welle  $w_1$  den rechten Schenkel von  $H_2$  mit  $o_4$  nieder, so daß Stange  $t_1$  nach oben gezogen wird und den Bremshebel  $B_1$  unter Zusammenpressung der Feder  $f$  eine elastische Druckwirkung gegen die rotierende Scheibe  $S$  ausübt. Die Größe des Bremsdruckes kann durch Schraube  $s_1$  reguliert werden.

Mit der Stillsetzung der Maschine wird durch eine besondere Vorrichtung gleichzeitig der Zylinder aus dem Antrieb geschaltet. Dies erfolgt durch die Klauenkupplung  $M, M_1$ , welche auf der Verlängerung der Welle  $w_3$  des Nummerwechsels  $N_w$  angebracht ist. Das 100er Rad (s. Getriebsskizze S. 160) sitzt mit der Kupplungshälfte  $M$  lose, hingegen Kupplungshälfte  $M_1$  fest, jedoch seitlich verschiebbar auf  $w_3$ , während Druckfeder  $F, M_1$  in  $M$  ständig im Eingriff hält. Auf der Riemenschaltwelle  $w_1$  ist die mit einem Stift  $i_2$  versehene Scheibe  $b_1$  befestigt. Wird nun für die Stillsetzung der Maschine die Welle  $w_1$  nach links verdreht, so stößt Stift  $i_2$  an die in  $D_6$  aufgehängte Gabel  $G_1$ , welche die Kupplungshälfte  $M_1$  an ihrem eingedrehten Nabenring umfaßt, und drückt unter Zusammenpressung von  $F, M_1$  nach links, wodurch die Kupplung  $M, M_1$  und dadurch der Zylinderantrieb gelöst ist. Damit nun beim Einrücken der Maschine der Zylinder für das Ausziehen der Schleifen etwas später eingelöst werden kann als die Spindel, ist der Sperrhebel  $h$  vorgesehen. Bei Beginn der Rechtsverdrehung der Riemenschaltwelle  $w_1$  mittels der Kurbel  $k$  gibt der Stift  $i_2$  von Scheibe  $b_1$  die Gabel  $G_1$  frei und die zusammengepreßte Feder  $F$  würde die Kupplung  $M, M_1$  und somit den Zylinder sofort einrücken, dies wird jedoch dadurch verhindert, daß der vorher eingefallene Sperrhebel  $h$  die Gabel  $G_1$  mittels Ansatz  $a_3$  sperrt. In dieser Verdrehung von  $w_1$  um etwa  $80^\circ$  laufen bloß die Spindeln und wird diese Stellung auch für das Anwinden zu Beginn einer neuen Partie gewählt. Bei der Weiterdrehung der Kurbel  $k$  nach rechts stößt Stift  $i_3$ , welcher im Schlitz  $i_4$  verstellbar werden kann, an die Fläche  $a_3$  von  $h$ , hebt dadurch  $h$  von  $G_1$  ab und die Feder  $F$  rückt nun  $M_1$  in  $M$  und damit den Zylinder ein.

Die Schraube  $s$  an Stange  $t$  für die Überführung des Riemens auf die Leerscheibe ist so einzustellen, daß in der tiefsten Lage der Ringbank noch einige Fadenspiralen auf die nackte Spindel gewunden werden. In dieser Ringbanklage wird mittels des Handgriffes  $H_2$  (Abb. 164) die Ringbank durch Lösen des Zahneingriffes der Kegelhäder  $\frac{120}{24}$  aus dem

Gesamttrieb der Maschine geschaltet. Nachdem die vollen Kötzer abgezogen, die leeren Hülsen wieder aufgesteckt sind und die Ringbank von Staub und Flug gereinigt ist, werden die für den nächsten Abzug erforderlichen folgend angeführten Vorarbeiten vorgenommen:

1. Der Schaltapparat wird mittels Kurbel  $k_1$  in seine Anfangslage gebracht, wobei ein vorgesehener Anschlag an eine im Gestell angebrachte Schraube stößt, welche die Anfangslage der Ringbank für die Anwindung auf die leeren Hülsen bestimmt.

2. Der Abwindehebel  $H$  wird wieder hochgezogen; um dies bequem zu ermöglichen, besitzt  $H$  seitlich ein angegossenes Zahnsegment  $Z$ , in welches ein kleines Stirnrad  $Z_1$  greift, das mittels Handrad  $H_3$  so lange nach rechts gedreht wird, bis der Winkelhebel  $H_1$  mit seiner Kerbe  $a$  die Rast  $i$  des Abwindehebels  $H_1$  abfängt und denselben stützt.

3. Die Ringbank befindet sich jetzt in der Lage für die Anwindung der sogenannten Ringe auf die Hülsen und hat hierfür die Rolle  $o_1$  ihre Lage am kleinsten Durchmesser des Herzexzenters  $E$  einzunehmen. Nachdem die Hülsen auf ihren festen und gleichmäßigen Sitz geprüft sind, wird durch eine schnelle Drehung der Riemenschaltwelle  $w_1$  bis zur äußersten Rechtslage eine gleichzeitige Inbetriebsetzung von Zylinder und Spindel erreicht, so daß die Fäden, bei ruhender Ringbank, an eine bestimmte Stelle der Hülsen angewunden werden.

4. Nach Anwindung von 2 bis 3 Fadenspiralen wird die Hubbewegung der Ringbank durch den Handgriff  $H_2$  (Abb. 164) wieder in den Gesamttrieb der Maschine eingerückt. Damit sich die angewundenen Ringe deutlich abheben, wird die Ringbank durch Vorschalten einiger Zähne am Schaltrad ein kleines Stück höher gerückt, ehe der Aufbau der Kötzer beginnt.

Die selbsttätig wirkende Abwindung kann durch Verstellung des Vierkantbolzens  $a_1$  im Schlitz der Rolle  $R$  der jeweiligen Hülsenlänge angepaßt werden. Zur richtigen Einstellung des Abwindeexzenters  $E_1$  gegen die Rolle  $o$  des Abwindehebels  $H$  dient die Schraube  $s_3$ .

**Garnfehler und deren Ursachen** (s. S. 283 und unter Ringzwirnmaschinen).

### Der elektrische Antrieb der Ringspinnmaschine mit Spinnregler.

Die Ursache, daß sich die Ringspinnmaschine vorteilhaft nur zum Spinnen von Garnen mittlerer Nummern eignet, liegt bekanntlich an der auftretenden in ihrer Größe wechselnden Spannung, die der von der rotierenden Spindel ausgeübte Läuferzug in dem zwischen Anwindestelle, Ringläufer und Zylinderklemmpunkt liegenden Fadenstück erzeugt. Um den Ringläufer mit der erforderlichen Geschwindigkeit auf dem Läufer-

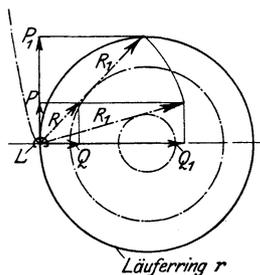


Abb. 185.

ring  $r$  rotieren zu lassen, muß auf denselben eine aktive Kraft tangential zum Ringe  $r$  einwirken. In Abb. 185 ist die Tangentialkraft in Größe und Richtung durch Pfeil  $P$  bzw.  $P_1$  dargestellt. Diese Kraft kann von der rotierenden Spindel aus nur durch den Faden auf den Ringläufer übertragen werden. Die Größe des hierbei im Faden auftretenden Zuges  $R$  bzw.  $R_1$ , sowie die Größe der Radialkraft  $Q$  bzw.  $Q_1$ , die den Läufer an den Ring  $r$  anpreßt, ergibt sich aus dem Kräfteparallelogramm, indem außer der Richtung und Größe der Tangentialkraft  $P$  noch die Richtungen des Fadenzuges  $R$  bzw.  $R_1$  und der Radialkraft  $Q$  bzw.  $Q_1$  gegeben sind.

Wird auf die Basis des Windungskegels gewunden, so ist  $P$  fast so groß wie  $R$  und  $Q$  gestaltet sich sehr klein. Für die Aufwindung an der Spitze bleibt bei gleichbleibender Spindeltourenzahls die Tangentialkraft  $P$  genau so groß wie für die Windung an der Basis, jedoch ändert sich die Richtung des Fadenzuges und es wird der Anpressungsdruck  $Q_1$  des Läufers  $L$  an den Ring  $r$  bedeutend größer, und damit nun der Läufer am Ring  $r$  mit herumgenommen wird, muß ebenfalls die Fadenspannung  $R_1$  bedeutend größer werden, wie auch das Kräfteparallelogramm erkennen läßt.

Hieraus ergibt sich demnach die bekannte Tatsache, daß der Fadenzug beim Winden auf den großen Durchmesser (Basis) klein und beim Winden auf den kleinen Durchmesser (Spitze) am größten ist. Je kleiner nun der Durchmesser an der Kötzerspitze ist, um so größer wird die Anpressung des Läufers am Ring und dadurch der Fadenzug  $R_1$  schließlich so groß, daß er zum Fadenbruch führt. Man kann aus diesem Grunde auf der Ringspinnmaschine nicht wie am Selfaktor auf die dünne nackte Spindel winden, sondern man verwendet allgemein vorteilhaft durchgehende Papierhülsen mit größerem Durchmesser.

Nimmt man nun an, daß bei der Bewicklung des kleinen Durchmessers (Spitze) der auftretende Fadenzug  $R_1$  das zulässig maximale Maß erreicht hat, d. h. der Faden reißt noch nicht bei dieser Spannung, so ist einleuchtend, daß der beim Bewickeln des großen Durchmessers (Basis) bedeutend kleinere Fadenzug  $R$  auf die Größe  $R_1$  gebracht werden kann. Da nun der Reibungswiderstand des Läufers bei gegebenem Gewicht von seiner Geschwindigkeit abhängt, so kann die Erhöhung des Fadenzuges an der Basis auf dieselbe Größe wie an der Spitze nur durch die Vergrößerung der Spindel-tourenzahl bzw. der Läufergeschwindigkeit erreicht werden. Es wird also dann auch Tangentialkraft  $P$  eine Zunahme auf die Größe  $P_1$  erhalten. Hierdurch erreicht man während des ganzen Aufwindeprozesses eine gleichbleibende Fadenspannung. Gerade die Unterschiede in der Fadenspannung sind, abgesehen von der ungleich harten Aufwindung des Fadens auf den Kötzer, infolge des ungleichen Zuges in dem über den Vorderzylinder ablaufenden ungedrehten Fadenstückes, die Hauptursachen der meisten Fadenbrüche.

Bei der kegeligen Aufwindung unterliegt nach Erreichung des Normalkegels, d. h. nach Fertigstellung des Ansatzes die Fadenspannung während jedes Hubes vom größten bis zum kleinsten Windungsdurchmesser und zurück den größten Veränderungen. Um nun gleichbleibende Fadenspannungen zu erhalten, muß sich die Läufer- bzw. Spindelgeschwindigkeit während jeden Wagenspieles von der höchsten bis zur niedrigsten ändern, wie aus folgendem Diagramm (Abb. 186) ersichtlich ist. Das Diagramm läßt erkennen, daß für die Aufwärtsbewegung der Ringbank 6 Sekunden und für den Abwärtsgang 12 Sekunden nötig waren, und die Trommelumdrehungszahl schwankt in diesem Falle vom kleinsten und größten Windungsdurchmesser zwischen 800 und 1050 t/m.

Die erste Schicht des Ansatzes wird in ihrer ganzen Höhe auf einen kleinen, fast zylindrischen Durchmesser gewunden. Die Drehzahl muß also während dieser Bewicklungsschicht stets gleich bleiben, und zwar am kleinsten. Mit jeder folgenden Ansatzschicht nimmt der Windungsdurchmesser nach unten ständig (Abb. 169) zu, und damit nun die Fadenspannung gleich bleibt, so muß mit jeder neuen Fadenschicht in entsprechend größerem Maße eine Geschwindigkeitsreglung dahingehend erfolgen, daß mit jeder folgenden Bewicklungsschicht während der Ansatzbildung die Spindelumdrehungszahl etwas mehr zunimmt.

Es bedeutet in Abb. 187:

- $R$  = Fadenzug von der Spule her,
- $B$  = „ vom Ballon her,
- $O$  = „ von der Führungsöse und vom Zylinder her.

Dadurch, daß der Faden durch den Läufer hindurchgezogen ist, tritt im Ballon ein nach außen wirkender Fadenzug  $B$  auf, der den nach innen im Fadenstück zwischen

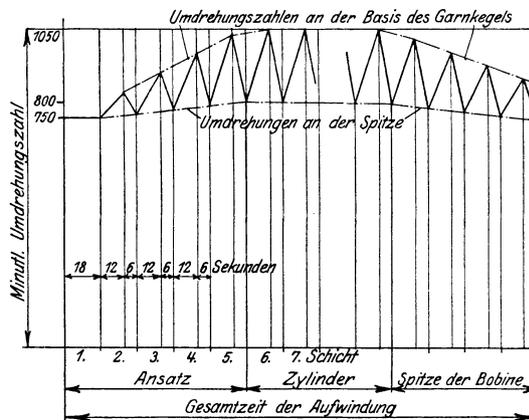


Abb. 186.

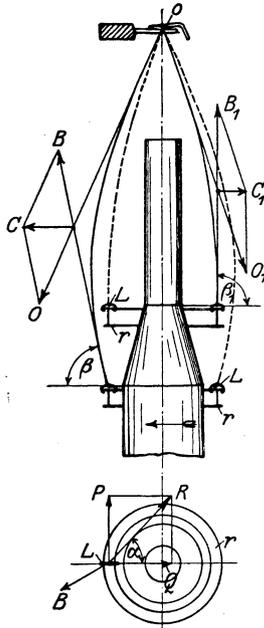


Abb. 187.

Aus diesem Grunde sind gegen das Ende des Abzuges hin die Umdrehungszahlen der Spindeln sowohl an Spitze als auch an der Basis des Bewicklungskegels zu vermindern, wie die Diagramme (Abb. 186 und 188) erkennen lassen.

Gegen Abzugsende tritt infolge der vorerwähnten Gründe in dem Ballon eine Vermehrung der Fadenbrüche ein, weshalb für diesen zylindrischen Teil des Kötzers die

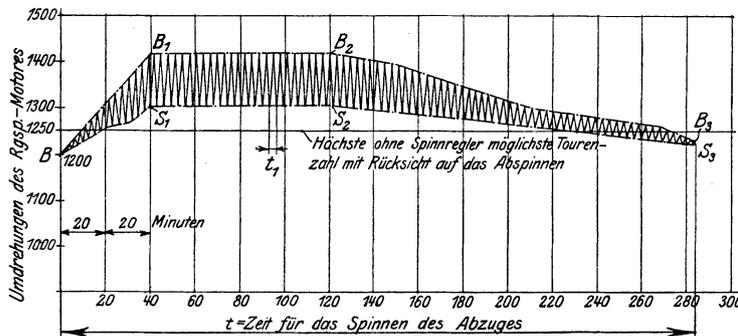


Abb. 188.

Abb. 188 zeigt ein nach diesen Gesichtspunkten entstehendes Spinnregler-Diagramm für das Spinnen eines Abzuges und es bedeuten hierin:

- $B-B_1$  = die maximalen Spindelumdrehungen an der Kötzerbasis während des Ansatzes,
- $B_1-B_2$  = " " " " " " " " zylindrischen Teiles,
- $B_2-B_3$  = " " " " " " " " gegen Abzugsende,
- $B-S_1$  = " minimalen " " " " Kötzerspitze während des Ansatzes,
- $S_1-S_2$  = " " " " " " " " " " zylindrischen Teiles,
- $S_2-S_3$  = " " " " " " " " " " gegen Abzugsende,
- $t_1$  = Zeit für einen Wagenhub,
- $t$  = " " " " das Spinnen eines Abzuges.

Das Gefälle der Linie  $S_2$  bis  $S_3$  bedeutet eine Abnahme der Spindelumdrehungszahl gegen Abzugsende an der Spitze des Windungskegels, da mit der Verkleinerung des Spindeldurchmessers, infolge der Konizität der Spindel sowie der Verkürzung des den Ballon bildenden Fadenstückes, eine Erhöhung der Fadenspannung eintritt. Die Drehungsverminderung, die durch das Gefälle der Basislinie  $B_2$  bis  $B_3$  zum Ausdruck kommt, hat ihre Ursache in der Zunahme der Spannung, die durch die zunehmende

Spindelumdrehungen zum Ausgleich der zunehmenden Fadenspannung abzunehmen haben. Diese mit der Verkürzung des Ballons auftretende Spannungserhöhung begründet auch, daß die Drehzahlregulierung nicht mehr in den großen Grenzen vor sich gehen kann, wie zu Beginn des zylindrischen Teiles, obwohl die Windungshöhe dieselbe bleibt.

Ballonverkürzung und durch die schnelle Abwärtsbewegung der Ringbank auf das zwischen Läufer und Zylinder liegende Fadenstück ausgeübt wird.

Diese Antriebsart hat folgende hauptsächliche Vorteile:

1. Eine um 15 bis 20% höhere Produktion, die dadurch bedingt ist, daß die höchste durchschnittlich zulässige Spindeltourenzahl, die bei gewöhnlichem Antrieb mit Rücksicht auf das Anspinnen auf die leere Hülse und auf das Abspinnen gegen Abzugsende angewendet werden kann, für das Spinnen des größten Teiles des Kötzers bedeutend überschritten wird. Die Linie 1250 = minutliche Motorumdrehungen stellt die Zahl der gleichbleibenden Spindelumdrehungen nach dem bisher angewendeten Riemenantrieb dar. Diese Produktionserhöhung wird außerdem durch die periodisch veränderliche Spindelumdrehungszahl verursacht, in dem letztere beim Senken der Ringbank allmählich bis zu einem gewissen Maximum steigt und für den Hochgang wieder ein bestimmtes Minimum annimmt, wobei für die Größe der Geschwindigkeitsveränderung die Differenz zwischen dem größten und kleinsten Windungsdurchmesser maßgebend ist.

2. Infolge der gleichmäßigen Fadenspannung treten weniger Fadenbrüche auf, außerdem wird eine gleichmäßige und festere Bewickelung erzielt, wodurch für einen bestimmten Kötzerdurchmesser der Garnkörper eine größere Garnlänge aufnehmen kann.

3. Größere Möglichkeit, weichgedrehte Garne von feinerer Nummer zu verspinnen.

Diese auf mechanischem Wege nur schwer und unvollkommen zu lösende Antriebsart geschieht mittels eines Einphasenkollektor-Motors, der gewöhnlich durch ein Zahnradgetriebe direkt die Trommelwelle der Maschine antreibt. Durch Verschieben der Bürsten des Motors durch eine Spinnreglervorrichtung wird die Drehzahl entsprechend der Ringbankbewegung so reguliert, daß bei der Windung auf den kleinen Durchmesser die Drehzahl eine niedrige und auf den großen Durchmesser eine große ist. Der Motor besitzt eine große Regulierfähigkeit, indem er eine Drehungsregulierung von 600 bis 1600 Umdrehungen minutlich gestattet. Durch diese Drehungsveränderungen kann man die Geschwindigkeit der Maschine den jeweiligen Nummern- und Drehungsunterschieden leicht anpassen, was bisher nur durch wechselbare Seilwirtel (Volante) möglich war. Abb. 189 zeigt einen

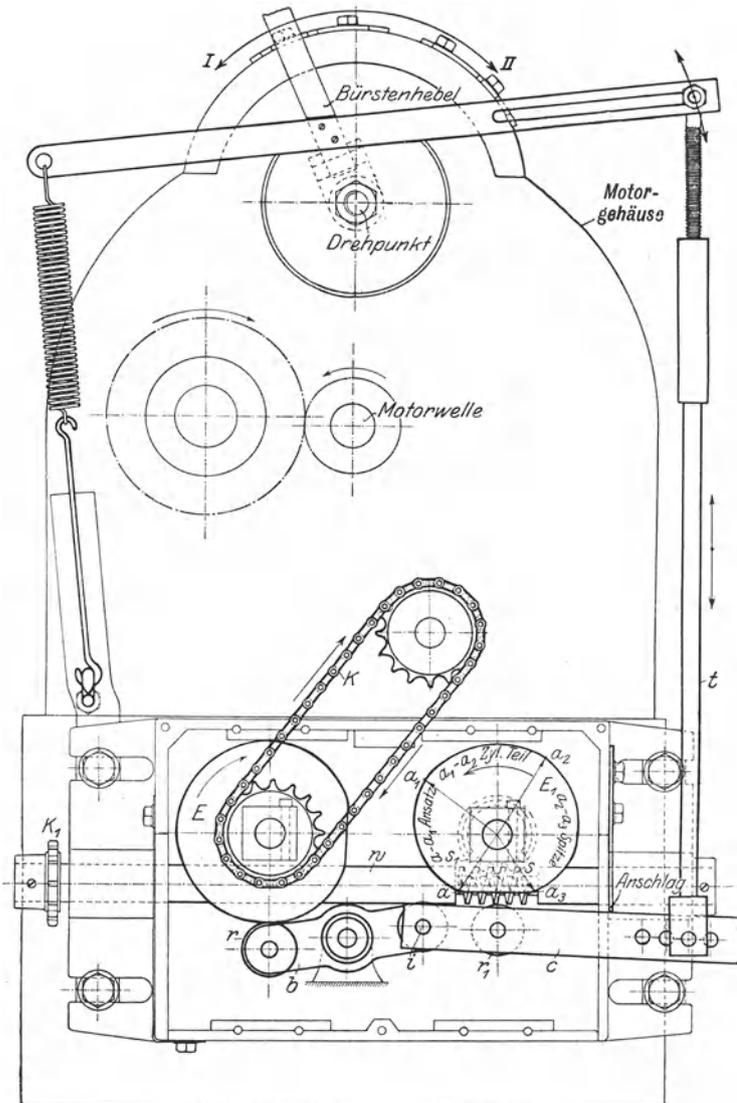


Abb. 189.

**Spinnregler von Siemens-Schuckert**, der mit einem Repulsionsmotor der gleichnamigen Firma verbunden ist. Der Exzenter  $E$  erhält von der Welle des Ringbank-Hubexzentrers her durch Kette  $K$  Drehung und versetzt durch  $r$ ,  $b$  und den in  $i$  mit  $b$  scharnierartig verbundenen Hebel  $c$  die Zugstange  $t$  in auf- und niedergehende Bewegung, wodurch eine Verschiebung der Bürsten des Repulsionsmotors und damit eine Änderung der Umdrehungszahl der Maschine innerhalb eines jeden Hubes stattfindet. Während eines Hubes dreht sich  $E$  einmal und bringt in der gezeichneten Stellung zu Beginn des Kötzeraufbaues keine Bewegung der Stange  $t$  hervor, da Rolle  $r_1$  keinen Anschlag an Exzenter  $E_1$  hat. Die Exzentrizität des Exzentrers  $E$  ruft bei einem Umlauf desselben zunächst nur eine Ausschwingung des Scharnieres  $i$  der Hebel  $b$  und  $c$  hervor, während die Stange  $t$  davon unbeeinflusst bleibt. Exzenter  $E_1$  erhält seinen Antrieb vom Schaltapparat aus durch  $K_1$ ,  $w$ ,  $s$ ,  $s_1$  und ist die Form  $E_1$  maßgebend für die oberen und unteren Geschwindigkeitslinien  $B_1, B_2, B_3$  bzw.  $S_1, S_2, S_3$  (s. Abb. 188), also für die Größe der Geschwindigkeitsreglung während eines Ringbankhubes.

Nach den ersten Windungsschichten ist  $E_1$  durch den Schaltapparat so weit gedreht, daß Rolle  $r_1$  an  $E_1$  bei  $a$  Anschlag erhält, und da während der Ansatzbildung die Kegelform an Umfang noch gering ist, d. h. die Windungsdurchmesser an Basis und Spitze sind annähernd gleich groß, so darf zunächst nur eine geringe Änderung der Drehzahl des Motors während eines Hubes stattfinden. Man erreicht dies dadurch, daß während der Schwingung von  $b$ ,  $c$  durch Exzenter  $E$  die Rolle  $r_1$  nur kurze Zeit mit Exzenter  $E_1$  Anschlag hat. Mit dem Wachsen des Basisdurchmessers, also des Windungskegels, nimmt im gleichem Maße auch der Radius von Exzenter  $E_1$  zu und ist letzterer während der Ansatzwindung so weit gedreht worden, daß er bei Ansatzvollendung mit seinem größten Radius  $a_1$  an die Rolle  $r_1$  zu liegen kommt. Steht der größte Radius  $a_1$  von  $E_1$  mit Rolle  $r_1$  in Anschlag, so verursacht die Drehung von  $E$  die größte Ausschwingung von  $t$  und damit die größte Verschiebung der Bürsten, d. h. die Differenz der Drehzahlen der Maschine bewegt sich an der Basis und an der Spitze innerhalb der größten Grenzen. Für die Bewickelung des zylindrischen Kötzerteiles und zwar bis gegen Kötzerende bleibt der Radius von  $E_1$  innerhalb des Bogens  $a_1$  bis  $a_2$  der gleiche, so daß auch die Größe der stattfindenden Drehzahlregulierung keine Veränderung erfährt. Von  $a_2$  bis  $a_3$  nimmt der Exzenterradius wieder ab, so daß im selben Maße wie die Fadenspannung infolge der kürzeren Entfernung zwischen Anwindestelle und Zylinderklemmpunkt zunimmt, die Spindelumdrehungszahl eine Abnahme erfährt (s. Abb. 188).

Während der Exzenter  $E$  die Bürstenverschiebung innerhalb eines Bankhubes bewirkt, reguliert der Exzenter  $E_1$  die Größe der Bürstenverschiebung und damit die Spindeldrehzahl während der Bewickelung des ganzen Kötzeraufbaues. Die Form und Größe der Exzentrizität von  $E$  und  $E_1$  ist abhängig von der zu erteilenden veränderlichen Spindeldrehzahl während eines Wagen- bzw. Gesamthubes und von der zu bewickelnden Kötzerform und -dimension. Der Kurvenweg  $a_2$  bis  $a_3$  von  $E_1$  unterliegt je nach der Größe der Entfernung zwischen Anwindestelle und Zylinderklemmpunkt bei vollen Kötzern kleineren Abweichungen, indem die Kurvenform  $a_2$  bis  $a_3$  der sich hierfür jeweilig ergebenden Fadenspannung anzupassen ist.

Es sei an dieser Stelle noch auf den elektrischen Antrieb mit periodisch veränderlichen Tourenzahlen von Ringspinnmaschinen der Firma „Brown, Boveri u. Cie“ verwiesen.

Außer dem vorher angeführten spinntechnischen Vorteile des Spinnreglers hat die Anwendung des elektrischen Einzelantriebes im allgemeinen folgende besondere betriebs-technische Vorteile:

1. Der Fortfall von Transmissionswellen, Riemenscheiben und Antriebsriemen bedeutet eine Ersparnis an Energiekosten, erleichtert die Übersicht, Überwachung bei größerer Helligkeit des Arbeitsraumes und erhöht die Sauberkeit des ganzen Betriebes.

2. Das Fabrikgebäude kann durch den Wegfall der Transmissionsanlage leichter ausgeführt und folglich mit geringeren Baukosten hergestellt werden.

3. Für Maschinen, die in größeren Entfernungen voneinander stehen, machen sich oftmals komplizierte und kostspielige Transmissionsanlagen nötig, die auf diese Weise umgangen werden.

4. Die Geschwindigkeit der Maschine kann während des Betriebes leicht geändert bzw. dem Material angepaßt werden.

5. Bei Teilbetrieb oder bei Betrieb von nur einzelnen Maschinen, z. B. bei Überstunden oder Nachtschicht, ergeben sich Ersparnisse an Energiekosten, da bei Transmissionsantrieb gewöhnlich auch die Transmission der stillstehenden Maschinen mit in Bewegung erhalten werden muß.

6. Bei Transmissionsdefekten kommen immer ganze Maschinengruppen zum Stillstand, während bei elektrischem Einzel- oder Gruppenantrieb höchstens nur die betreffenden Maschinen einer Gruppe außer Betrieb gesetzt sind.

### Parallele zwischen Ringspinnmaschine und Wagenspinner.

Jede dieser beiden Maschinengattungen besitzt ihre besonderen Vor- und Nachteile und ist für die richtige Wahl derselben grundsätzlich die Feinheit der zu spinnenden Garnnummer und der Verwendungszweck des Garnes maßgebend.

Die Vorteile der Ringspinnmaschine gegenüber dem Wagenspinner sind folgende:

1. Eine um etwa 35% höhere Produktion für gleiche Nummern bei billigeren Spinnlöhnen.

2. Der Raumbedarf der Ringspindeln ist für die gleiche Zahl Selfactorspindeln um die Hälfte kleiner, indem an Stelle von 2 Wagenspinnern à 600 Spindeln = 1200 Spindeln 6 Ringspinnmaschinen à 400 Spindeln = 2400 Spindeln untergebracht werden können.

3. Infolge des Wegfalles des komplizierten Bewegungsapparates machen sich weniger Reparaturen und Stillstände nötig. Ebenso ist die Bedienung wesentlich einfacher, weshalb meist jüngere, billigere Arbeitskräfte (Mädchen) verwendet werden können.

4. Glätteres Garn, namentlich bei größeren Qualitäten, infolge des geringeren Abstandes vom Zylinderklemmpunkt und Aufwindestelle.

5. Das Nachölen der Spindeln braucht infolge ihrer Konstruktion nur alle 4 bis 6 Monate einmal durchgeführt werden, so daß außer einer bedeutenden Ölersparnis ein Verschmutzen der Kötzer nicht so leicht möglich ist.

6. Der Kraftbedarf ist, gleiche Spindeltouren angenommen, für Ringspinnmaschinen um etwa 8 bis 12% niedriger als für Wagenspinner.

Die Nachteile der Ringspinnmaschine gegenüber dem Wagenspinner sind folgende:

1. Infolge des über den Vorderzylinder ablaufenden ungedrehten wenig widerstandsfähigen Fadenstückes können vorteilhaft nur Garne bis zu mittleren Nummerfeinheiten versponnen werden; beim Verspinnen von feinen Garnnummern vermag diese Stelle infolge der geringeren Faserreibung den vom Ringläufer ausgehenden Fadenzug nicht mehr auszuhalten und der Faden kommt zum Bruch.

2. Eine Vergleichmäßigung des Fadens, wie sie am Wagenspinner durch den Wagenzug möglich ist, wird an der Ringspinnmaschine nicht erreicht. Während beim Wagenspinner fehlerhafte Stellen im Faden während der Wagenausfahrt leicht zu erkennen und zu beseitigen sind, ist dies beim Ringspinner infolge der zwischen Zylinder und Anwindestelle liegenden kurzen Fadenlänge, die zugleich gesponnen und aufgewunden wird, nicht der Fall.

3. Es kann nicht, wie am Wagenspinner, infolge Zunahme des Radialzuges und des Fehlens eines vollkommenen Windeapparates auf die nackte Spindel gewunden werden (s. S. 331), sondern es sind stärkere, durchgehende Papierhülsen erforderlich, die durch das sich nötig machende Dämpfen der Garne großer Abnutzung unterliegen und demnach die Gestehungskosten wieder erhöhen.

4. Die aufgewundene Garmlänge ist bei gleichen Kötzerdimensionen kleiner.

Die Höchstgrenze der Garnfeinheit ist für das Spinnen auf der Ringspinnmaschine außer von dem zu erteilenden Drehungsgrad besonders noch von der Gleichmäßigkeit des Vorgarnes abhängig, und zwar ist die zu erzielende Feinheit um so höher, je gleichmäßiger das Vorgarn ist. In der Kammgarnspinnerei spinnt man auf der Ringspinnmaschine für normal gedrehte Garne durchschnittlich bis zu einer Höchst-Garnnummer 45 bis 52 metr.

## Fünfter Teil.

# VI. Die Zwirnerie.

## Allgemeines über das Zwirnen.

Der von der Feinspinnerei gelieferte Faden wird entweder in demselben Zustande, also ohne jegliche Veränderung seiner Beschaffenheit der Weberei zur Bildung von Geweben zugeführt, oder vorher erst in ein neues Produkt, den Zwirn, umgewandelt. Dieser Arbeitsprozeß findet dann Anwendung, wenn für bestimmte Fälle die Festigkeit des einfachen Fadens nicht mehr genügt oder in bezug auf Gleichmäßigkeit, Glätte, runde Form, Glanz, Stärke höhere Ansprüche auf das Garnprodukt gestellt werden.

Die Herstellung des Zwirnes besteht nun darin, daß man zwei oder mehrere Fäden nochmals zusammendrehet, wobei die Drehrichtung, wenn nicht besonders anders verlangt, derjenigen des einfachen Garnes entgegengesetzt ist. Je nach der Art des Verwendungszweckes des Zwirnes, der schon meist bei der Herstellung des einfachen Fadens in bezug auf Materialzusammensetzung, Nummer und Drehungszahl berücksichtigt wird, ist die Herstellung desselben verschiedenartig und zwar unterscheidet man allgemein:

- a) Zwirne für die Herstellung von Geweben (Webgarne),
- b) " " " " " Wirkwaren (Strickgarne).

Für Zwirne, welche für die Herstellung von Geweben Verwendung finden, werden fast durchwegs zwei Gespinstfäden zu einem Faden vereinigt, wobei die Anzahl der zu erteilenden Drehungen durch die Art des Gewebes bestimmt wird.

Zwirne, welche für die Verarbeitung zu Wirkwaren dienen, werden durch Zusammendrehen von 2 bis 6 und noch mehr Gespinstfäden zu einem Faden hergestellt, wobei die Anzahl der zu erteilenden Drehungen im Verhältnis zu denjenigen der für Webzwecke bestimmte Zwirne allgemein niedriger ist.

Die in der Kammgarnspinnerei zum größten Teil nach dieser Art und Weise hergestellten Zwirne werden als einfache oder eindrähtige Zwirne (Zwirngarn) benannt, da sie durch das Zusammendrehen von 2 bis 6 oder noch mehr Gespinstfäden bei nur einmaligem Durchgang durch die Maschine erzeugt werden. Dublierter Zwirn (Zwirnfaden) entsteht durch das Zusammendrehen von zwei oder mehreren einfachen Zwirnen zu einem Faden. Hierfür ist dann der einfache Zwirn der Vorzwirn und der dublierte Zwirn der Auszwirn. Es sind deshalb zwei Durchgänge durch die Zwirnmaschine erforderlich. Diese Zwirnart findet Anwendung für die Herstellung bestimmter Effekt- oder Spezialzwirne.

Das Vereinigen der Gespinstfäden kann nun entweder unmittelbar auf der Zwirnmaschine erfolgen, indem man die Garnkörper auf ein hierfür geeignetes Aufsteckgatter aufsteckt und die Anzahl Fäden, welche zu einem Faden vereinigt werden sollen, gemeinsam der Spindel zuführt, oder die Gespinstfäden werden vorerst auf einer besonderen Maschine der sogenannten Spul- oder Dubliermaschine gespult oder dubliert.

Für die Güte des Zwirnproduktes ist es nun durchaus nicht gleichgültig, ob für die Überführung des Gespinstfadens zum Zwirn direkt von den von der Spinnmaschine

gelieferten Garnkötzern abgezwirnt, oder ob die Grundfäden erst besonders dubliert werden. Unter Dublieren oder Fachten versteht man eine Vorbereitungsarbeit des Zwirns, die darin besteht, daß man die Fäden der Copse der Spinnmaschine unter gleichzeitiger Dublierung der entsprechenden Fadenzahl, die der Zwirn haben soll, ohne Drehung, also parallel nebeneinander, in eine neue Aufwindform (Kreuz- oder Scheibenspule) bringt, die eine bedeutend längere Fadenlänge hat und dadurch die Bedienung der Zwirnmaschine wesentlich erleichtert. Wird das Dublieren direkt auf der Zwirnmaschine, also ohne Einschaltung der Dubliermaschine vorgenommen, so ergeben sich mancherlei Übelstände, die sowohl die Produktion als auch die Güte des Zwirns ungünstig beeinflussen, zumal wenn die Zwirnmaschinen nicht mit Selbstabstellung für den Einzelfadenbruch ausgestattet sind. Die Unterlassung der vorbereitenden Dublierung auf einer besonderen Dubliermaschine hat folgende Nachteile:

1. Etwaige im Gespinstfaden befindliche Unreinigkeiten, z. B. mitgerissene Fäden, kleine Knötchen werden oft trotz der angebrachten Putzleisten der Zwirnmaschine mit eingewirnt.

2. Es entsteht oftmals, begünstigt durch die Kegelwindungsschichten der Copse, ungleiche Fadenablaufspannung und zwar läuft der eine Faden straff und der andere Faden locker in den Zylinder ein, so daß ein sogenannter Spiralszwirn (korkzieherartig) entsteht, der fast nur die Festigkeit des einfachen Fadens besitzt.

3. Durch den Umstand, daß die einzelnen Fäden beim Eintritt in das Lieferzylinderpaar ganz knapp nebeneinander laufen, ist die Möglichkeit ziemlich groß, daß beim Reißen eines Fadens hinter dem Zylinder das abgerissene Fadenende vom Nachbarfaden mitgenommen wird, so daß dann drei Fäden in dem Nachbarzylinder einlaufen.

4. Das Aufstecken von neuen, vollen Kötzern an Stelle der abgelaufenen erfordert große Geschicklichkeit und Einteilung, damit dasselbe nacheinander erfolgen kann und die Maschine, infolge des gleichzeitigen Ablaufens vieler Kötzer an mehreren Stellen des Aufsteckgatters nicht still gesetzt werden braucht. Bei gröberen Garnnummern ist infolge der kurzen Fadenlängen der Copse oder bei Zwirnen mit niedrigerer Drehung infolge der großen Liefergeschwindigkeit des Zylinders ein Stillsetzen der Maschine für das Aufstecken neuer Kötzer oftmals unvermeidlich, womit ein Produktionsverlust verbunden ist.

5. Die Geschwindigkeit der Maschine kann aus den im Punkt 4 erläuterten Gründen nicht auf das höchst zulässige Maß gesteigert werden.

6. Das oftmalige zeitraubende Aufstecken neuer Kötzer hat Fadenbrüche an mehreren Spindeln zur Folge, wodurch die Fadenlieferung längere Zeit unterbrochen bleibt, und dadurch Ungleichheiten in der Form der Zwirnkopse verursacht.

7. Beim Zwirnen von drei und mehr Gespinstfäden zu einem Zwirnfaden wird die Übersicht ganz bedeutend erschwert, zumal das Fehlen eines Einlauffadens nicht den Bruch der übrigen zwischen Zylinder und Spindeln liegenden Fadenstücke verursacht, wie dies beim Zusammenzwirnen von nur zwei Fäden der Fall ist, indem dann infolge der entgegengesetzten Zwirndrehung zu der Spindrehung der einfache Grundfaden aufgedreht wird und unter dem Zug des Drehungsorganes (Ringläufer, Flügel) reißt, vorausgesetzt, daß die Zahl der Zwirndrehungen denen der Spindrehung ungefähr gleich ist.

8. Die einfachen Garnkötzer sollen zweckmäßig vorerst gedämpft werden, da durch das langsame Abläufen der Fäden von den Kötzern Schleifen entstehen, die sich oftmals trotz der angebrachten Fadenspannvorrichtung zum Teil mit einzwirnen.

9. Die Reinhaltung der Maschine von Flug- und Fadenresten wird wesentlich erschwert und damit die Sauberkeit des Zwirns beeinträchtigt.

Für das Abzwirnen feinerer Nummern unmittelbar von Garnkötzern treten die obigen Übelstände nicht alle gleichmäßig stark auf, weshalb hierfür das direkte Abzwirnen vom Kötzer mehr im Gebrauch steht.

Infolge der großen Vorzüge und Vorteile, die sich im Zwirn bzw. beim Zwirnen durch das vorhergehende Dublieren der einfachen Garne ergeben, ist dasselbe dem

unmittelbaren Abzwirnen von Kötzern unbedingt vorzuziehen, die Erhöhung der Herstellungskosten des Zwirnes, welche durch das Dublieren entstehen, werden durch die größere Produktion und Qualitätserhöhung doppelt aufgehoben. Die Verwendung der Dubliermaschine zeitigt folgende Vorteile:

1. Durch eine geeignete Vorrichtung (Fadenreiniger, Schlitzblech, Kämme) wird der Faden von allen anhaftenden Unreinigkeiten, z. B. mitgerissenen Fäden, Flugwolle, Knötchen usw., gereinigt bzw. zum Bruch geführt, so daß die Fäden bedeutend reiner zum Zwirnen gelangen.

2. Die Nebeneinanderlage der Fäden auf die Spule erfolgt unter gleichmäßiger Spannung, so daß beim Zwirnen sogenannte korkzieherartige Zusammenzwirnungen vermieden werden.

3. Die Möglichkeit zur Bildung von Doppelfäden, welche durch mitgeschleifte Fäden oder Fadenstücke entstehen, wird auf ein Minimum herabgemindert.

4. Infolge der großen Fadenlängen, welche eine Spule enthält, wird die Bedienung der Maschine bedeutend erleichtert.

5. Aus dem gleichen Grunde kann die Geschwindigkeit der Maschine bis auf das höchst zulässige Maß gesteigert werden, wodurch eine bedeutende Produktionserhöhung erreicht wird.

6. Infolge der geringeren Zahl von Fadenbrüchen bleibt die Zuführung gerissener Fäden weniger lang unterbrochen, wodurch die fast durchwegs gleichmäßig äußere Form der Zwirnkötzer gewährleistet ist.

7. Für das Zwirnen von drei und mehr Gespinnstfäden zu einem Zwirnfaden erfolgt das Dublieren derselben unter gleichmäßiger Anspannung jedes einzelnen Fadens auf die Spule, womit eine Parallellage der Fäden durch die ganze Spule hindurch gesichert ist. Die Anzahl der einfachen Gespinnstfäden, welche nun

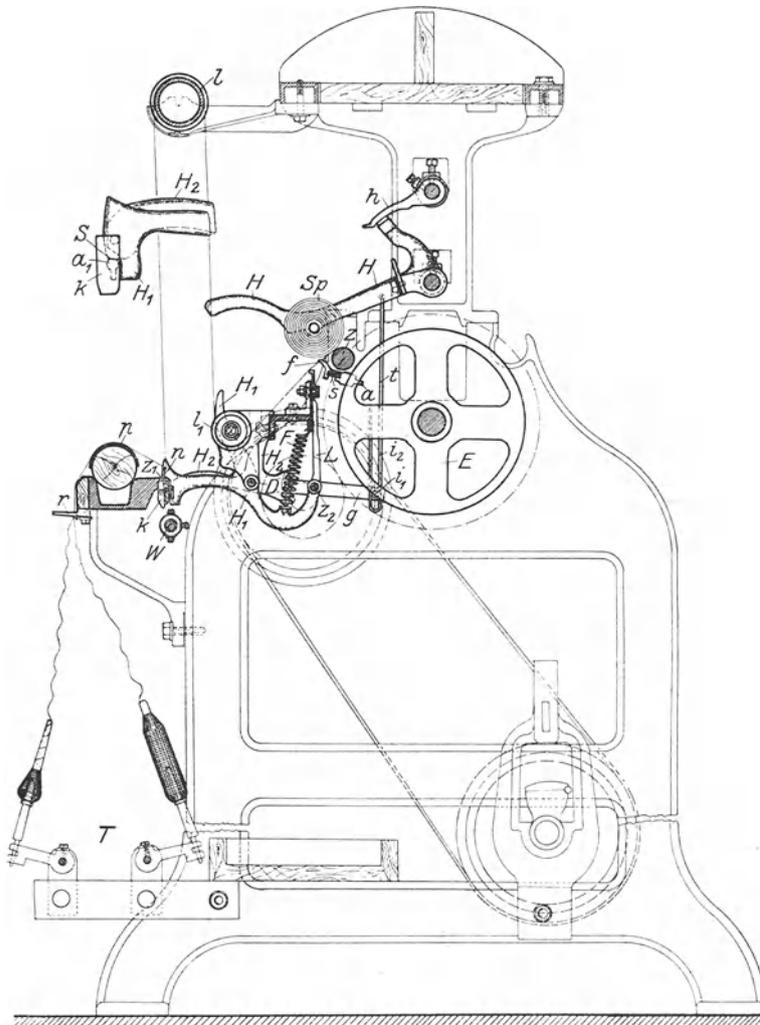


Abb. 190.

zu einem Zwirnfaden vereinigt werden, laufen demnach von nur einer Spule an den Zylinder, so daß Dublierungsfehler infolge Fehlens eines Fadens, wie dies beim direkten Kötzerablauf der Fall ist, fast nicht vorkommen.

8. Das vorherige Dämpfen der einfachen Garne kann, wenn es sich nicht um besonders hart gedrehte Gespinste handelt, unterbleiben.

9. Die besonders wichtige Reinhaltung der Zwirnmaschine kann gründlicher durchgeführt werden, da einerseits mehr Zeit hierfür übrigbleibt und andererseits die Verunreinigung der Maschine durch leere Papierhülsen, kurze Fadenstücken, Flugwolle, welche die Reinheit des Zwirnes beeinträchtigen, nicht so groß ist, da die dublierten Fäden bereits vorgereinigt sind.

10. Die Zahl der von einer Person zu bedienenden Zwirnspeindeln kann erhöht werden.

11. Das Bedienungspersonal an der Zwirnmaschine kann in kürzerer Zeit eingelernt werden.

### Die Kreuzdubliermaschine. (Abb. 190 bis 195.)

Auf derselben gelangen die dublierten Fäden auf zylindrischen Spulen in starken Fadenkreuzwindungen parallel nebeneinander ohne Drehung zur Aufwicklung, wobei die Größe der Spulen bis zu einem Durchmesser von etwa 120 bis 150 mm mit einem Spulennettogewicht von ca. 300 bis 400 g und großer aufgespulten Fadenlänge hergestellt werden.

Abb. 190 zeigt eine Dubliermaschine für Kreuzspulen, gebaut von der Fa. Rudolf Voigt, Chemnitz. Die Fäden laufen von den am Kötzertisch  $T$  auf verstellbaren Holzspindeln aufgesteckten Kötzern durch den einstellbaren Fadenreiniger  $r$  über die gleichfalls verstellbare Bremswalze  $p$  nach den in einem kippbaren Nadelkasten  $k$  befindlichen hakenförmigen Nadeln  $n$  (Fallnadeln), nehmen ihren Lauf weiter über Leitrollen  $l$  und  $l_1$  durch einen auf einer horizontalen Schiene  $s$  rasch changierenden Fadenführer  $f$  zur Spule  $Sp$ . Diese liegt auf dem mit großer Geschwindigkeit rotierenden Zylinder  $Z$  auf und wird zwecks sicherer Mitnahme außer durch das Gewicht des Hebels  $H$ , welcher die Lagerstellen für den Dorn, auf welcher die enge zylindrische Papierhülse aufgeschoben wird, trägt, durch den Federhebel  $h$  auf denselben gepreßt, so daß der Faden ungefähr mit der Geschwindigkeit des Zylinders  $Z$  von den Kötzern abgezogen und aufgewickelt wird. Die hierfür nötige Anspannung des Fadens kann durch Verdrehung der Bremswalze  $p$ , welche zur Hälfte mit Plüsch bezogen und deren andere Hälfte glatt ist, in der Weise geregelt werden, daß man den Faden eine größere oder kleinere Fläche des mit Plüsch bezogenen Teiles durchlaufen läßt. Die in größerer Entfernung angebrachte Leitrolle  $l$ , über welche der Faden geführt wird, bezweckt einen größtmöglichen Ausgleich der Fadenspannung herbeizuführen, ebenso gestattet diese Anordnung eine raschere Auffindung und Wiedervereinigung der Fäden bei Fadenbruch. Die changierende Bewegung des Fadenführers  $f$  erfolgt durch den Exzenter  $E$  (s. auch Abb. 191 u. 192), indem der rückwärtige Teil  $a$  des Fadenführers  $f$  den Exzenterand klammerartig umfaßt, auf einer Schiene  $s$  Führung erhält und für eine Halbdrehung von  $E$  dessen Hub entsprechend eine seitliche Bewegung ausführt. Die Größe der seitlichen Bewegung des Fadenführers wird also durch die Exzentrizität des Exzenters  $E$  hervorgerufen, und bestimmt der Hub desselben die Länge der Spule. Dieselbe beträgt an vorliegender Maschine 120 bzw. 130 mm. Der Nadelkasten  $k$  für jede Spule, welcher mittels Zapfen  $z_1$  an einem am Gestell befestigten Winkelstück  $e$  beweglich aufgehängt ist, besitzt entsprechende Öffnungen für die Aufnahme mehrerer Nadeln, z. B. 6 für 6fache und 2 Nadeln für 2fache Dublierung. In der Arbeitsstellung Abb. 190, 191 nehmen die Nadeln  $n$  bei hochgezogener Lage durch die Fäden die gezeichnete Stellung ein, es wird hierbei der Sattel  $S$  des dreischenkigen Hebels  $H_1$  (s. Abb. 191), welcher in  $D$  seinen Drehpunkt hat, auf einen wurmförmigen Ansatz  $a_1$  des Nadelkastens  $k$  mittels Feder  $F$  angepreßt, während die Spule  $Sp$  auf den Lieferzylinder gedrückt und mitgenommen wird, wodurch die Fäden aufgespult werden. Reißt ein Faden, so fällt die betreffende Nadel  $n$  (Fadenwächter) soweit herab, daß sie in das Bereich der ununterbrochen rotierenden kleinen Flügelwelle  $W$  kommt. Der Flügel stößt hierbei an die Nadel  $n$ , drückt dieselbe ab, verursacht dadurch eine Verdrehung des Nadelkastens  $k$ ,

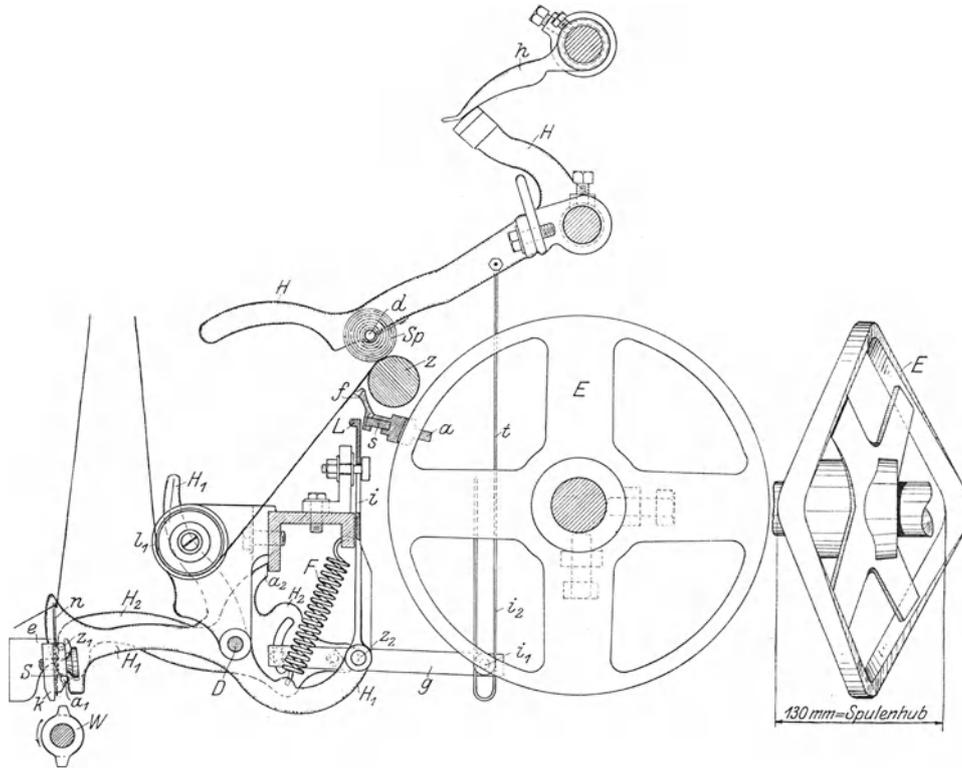


Abb. 191.

Abb. 192.

der Sattel  $S$  wird frei und fällt infolge des Federzuges  $F$  nach unten (Abb. 193), wobei der hintere Teil des Hebels  $H_1$  um Drehpunkt  $D$  nach oben schwingt und durch die im Zapfen  $z_2$  eingehängte, im Schlitz  $i$  geführte Schaufel die Spule vom rotierenden Zylinder  $Z$  abhebt, womit die weitere Fadenzuführung unterbrochen ist.

Um Spulen von möglichst gleicher Größe bzw. Durchmesser herzustellen, ist eine selbsttätige für die verschiedenen Maße einzustellende Spulenauslösung vorgesehen. Am Drehpunkt  $D$  ist ein zweiter Hebel  $H_2$  gelagert, der mittels Ansatz  $a_2$  an der Gestellwand in seiner einzunehmenden Lage fixiert wird. Der vordere Schenkel von  $H_2$  ist an seinem Ende abgekröpft (Abb. 194) und lehnt sich dasselbe in der Arbeitsstellung nur ganz leise an die Seitenwand des Nadelkastens  $k$  an. Der hintere Schenkel von  $H_2$  trägt einstellbar einen Finger  $g$ , der mit seinem Stift  $i_1$  in die Schleife  $i_2$  eines am Lagerhebel  $H$  befestigten Drahtgestänges  $t$  greift. Mit der Zunahme des Spulendurchmessers erfährt nun gleichzeitig mit dem Abrücken des Lagerhebels  $H$  vom Zylinder  $Z$  das Drahtgestänge  $t$  eine Verschiebung nach

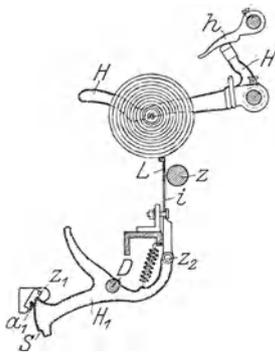


Abb. 193.

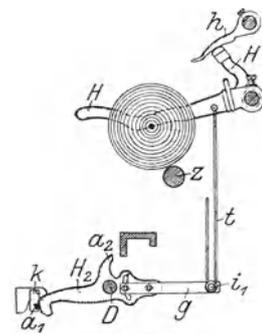


Abb. 194.

oben, und zwar so lange bis der Schlitzrand  $i_2$  von  $t$  an den Stift  $i$  zu liegen kommt (Abb. 191). Hierdurch führt der Hebel  $H_2$  an seinem hinteren Teil eine Verschiebung nach oben aus, der vordere Teil bewirkt durch seinen Niedergang mittels der Abkröpfung eine kleine Verdrehung des Nadelkastens  $k$ , wodurch in bekannter Weise die Spule zur Abstellung gelangt. Die Maschine wird doppelseitig gebaut und beträgt die Zahl der Ablieferungen bzw. Spindeln 10 bis 120, die Bedienung 1 Spulern 12 bis 25 Spindeln.

**Berechnung der Kreuzdubliermaschine von Rudolf Voigt.** Nach der in Abb. 195 vorliegenden Getriebsskizze kann die Geschwindigkeit der Maschine mittels der Stufenscheiben  $a$  und  $b$  in 3 Abstufungen: I, II, III reguliert werden, es ist:

Umdrehungszahl der Transmissionswelle  $n = 300 \text{ t/m}$ ,  
 Durchmesser der Transmissionscheibe  $d_1 = 365 \text{ mm}$ ,  
 " " Maschinenscheibe  $d_2 = 240 \text{ mm}$ ,

Übersetzungsverhältnis der Stufenscheiben:

$$\text{Stufe I: } \frac{270}{220}, \quad \text{Stufe II: } \frac{245}{245}, \quad \text{Stufe III: } \frac{220}{270}.$$

Die minutliche Umdrehungszahl des Lieferzylinders  $Z$  berechnet sich dann für die Geschwindigkeit:

$$\text{Stufe I: } \frac{300 \cdot 365 \cdot 270 \cdot 100}{240 \cdot 220 \cdot 30} = \sim 1866 \text{ t/m};$$

$$\text{Lieferung pro Minute: } 3,14 \cdot 33 \cdot 1866 = 193,35 \text{ m.}$$

$$\text{Stufe II: } \frac{300 \cdot 365 \cdot 245 \cdot 100}{240 \cdot 245 \cdot 30} = \sim 1521 \text{ t/m.}$$

$$\text{Lieferung pro Minute: } 3,14 \cdot 33 \cdot 1521 = 157,6 \text{ m};$$

$$\text{Stufe III: } \frac{300 \cdot 365 \cdot 220 \cdot 100}{240 \cdot 270 \cdot 30} = \sim 1239 \text{ t/m};$$

$$\text{Lieferung pro Minute: } 3,14 \cdot 33 \cdot 1239 = 128,38 \text{ m.}$$

Die Anzahl der Zylinderumdrehungen für einen Hub ( $1/2$  Exzenterdrehung) berechnet sich wie folgt:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{97 \cdot 100}{34 \cdot 30} = 4,754.$$

Da nun 4,754 Umdrehungen auf einen Exzenterhub  $= 1/2$  Umdrehung kommen, so ergeben sich für die

I. Geschwindigkeitsstufe:

$$\frac{1866}{4,754} = 392,5 \text{ Exzenterhube} = \frac{392,5}{2} = 196,25 \text{ Exzenterumläufe in der Minute,}$$

II. Geschwindigkeitsstufe:

$$\frac{1521}{4,754} = 319,94 \text{ Exzenterhube} = \frac{319,94}{2} = 159,97 \text{ Exzenterumläufe in der Minute,}$$

III. Geschwindigkeitsstufe:

$$\frac{1239}{4,754} = 260,62 \text{ Exzenterhube} = \frac{260,62}{2} = 130,31 \text{ Exzenterumläufe in der Minute.}$$

**Die Produktion.** Dieselbe hängt nicht allein von der Anzahl der Umdrehungen des Lieferzylinder  $Z$  ab, sondern erfährt außerdem eine Beeinflussung durch die seitlichen Bewegungen des Fadenführers  $f$ , der die Aufwicklung der Fäden in Kreuzwindungen bedingt. Die während eines Fadenführerhubes aufgewickelte Fadenlänge ergibt sich dann als die Hypotenuse eines rechtwinkligen Dreiecks (s. Fig. 57, S. 126), dessen eine Kathete  $c$  dem Fadenführerhub und dessen andere Kathete  $b$  dem rotierenden Weg des Lieferzylinders entspricht. Da nun die Katheten  $c$  und  $b$  ohne weiteres bestimmt werden können, so ergibt sich dann die Hypotenuse nach dem pythagoreischen Lehrsatz.

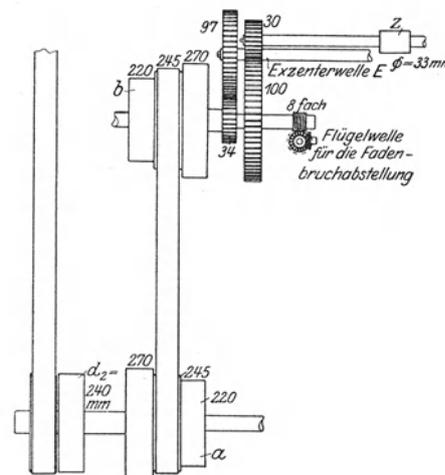
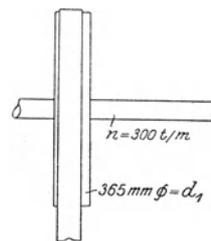


Abb. 195.

Der Fadenführerhub entspricht der Kathete  $c \dots \dots \dots = 120 \text{ mm}$ .

Während eines Fadenführerhubes führt der Lieferzylinder 4,754 Umdrehungen aus, entspricht der Länge der Kathete  $b = 3,14 \cdot 33 \cdot 4,754 \dots = 492,6 \text{ mm}$ .

Hierfür ergibt sich die zur Aufwicklung gelangende Fadenlänge für einen Fadenführer- oder Exzenterhub zu:

$$\sqrt{120^2 + 492,6^2} = 507,0 \text{ mm (konstant)}.$$

Minutlich aufgewickelte Fadenlänge für die Geschwindigkeitsstufe I:

$$507,0 \cdot 392,5 = 199,0 \text{ m}.$$

Minutlich aufgewickelte Fadenlänge für die Geschwindigkeitsstufe II:

$$507,0 \cdot 319,94 = 162,209 \text{ m}.$$

Minutlich aufgewickelte Fadenlänge für die Geschwindigkeitsstufe III:

$$507,0 \cdot 260,62 = 132,134 \text{ m}.$$

Dann ist die aufgewickelte Fadenlänge pro Spindel und Tag zu 8 Stunden für:

$$\text{Stufe I: } 199,0 \cdot 60 \cdot 8 = \sim 95520 \text{ m},$$

$$\text{Stufe II: } 162,209 \cdot 60 \cdot 8 = \sim 77860 \text{ m},$$

$$\text{Stufe III: } 132,134 \cdot 60 \cdot 8 = \sim 63424 \text{ m}.$$

Nach Formel 3 ist:

$$G = \frac{L}{N}.$$

Wenn  $d$  die Anzahl der zu dublierenden Fäden bedeutet, ist die tägliche Produktion pro Spindel für:

$$\text{Stufe I: } G \text{ in g} = \frac{95520}{\frac{N}{d}} \text{ oder } \frac{95,520 \cdot d}{N} \text{ in kg},$$

$$\text{Stufe II: } G \text{ in g} = \frac{77860}{\frac{N}{d}} \text{ oder } \frac{77,860 \cdot d}{N} \text{ in kg},$$

$$\text{Stufe III: } G \text{ in g} = \frac{63424}{\frac{N}{d}} \text{ oder } \frac{63,424 \cdot d}{N} \text{ in kg}.$$

Beispiel. Auf einer Dubliermaschine mit insgesamt 80 Spindeln sollen 2 Fäden von der Garnnummer  $N = 52$  mit der Geschwindigkeitsstufe II dubliert werden. Wie groß ist die tägliche Produktion in kg bei 8 stündiger Arbeitszeit?

$$\text{Tägliche Produktion pro Spindel: } G_{\text{kg}} = \frac{77,860 \cdot 2}{52} = 2,994 \text{ kg}.$$

$$\text{Für 80 Spindeln: } 2,994 \cdot 80 = 239,520 \text{ kg}.$$

Diese theoretisch berechnete Produktion der Dubliermaschinen erreicht man nicht annähernd, dieselbe wird infolge Stillstände, die sich durch das oftmals nötigmachende Neuaufstecken von vollen Garnköttern und das Abnehmen der vollen Kreuzspulen, das mit der Zunahme der Stärke der Nummer öfters vorzunehmen ist, sowie durch die Güte des einfachen Gespinstes im hohen Maße nachteilig beeinflusst. Da mit dem Dublieren außerdem der Zweck verbunden ist, unreine Fadenstellen zum Bruch zu bringen, wird sich die Anzahl der Stillstände noch weiter erhöhen. Im erhöhten Maße treten die genannten Stillstände bei Vergrößerung der Dublierungszahl der Fäden auf. Im günstigsten Falle können bei einer mittleren Nummer für 2fache Dublierung bei einer Bedienung von 25 Spulen bis 75% der theoretischen Produktion erreicht werden.

**Erläuterungen und Angaben zur Dubliermaschine.** Die Dubliermaschine ist eine Vorbereitungsmaschine der Zwirnerei. Damit sie ihren Zweck voll erfüllt und ein vollwertiges Produkt erzeugt, sind folgende Punkte zu beachten:

1. Die als Handvorrat zurechtgelegten Kötzer dürfen nicht auf den Aufstecktisch gelegt werden, da sie dort von abfallendem Flug und kleinen Fasern übersät und beschmutzt werden.

2. Die Fadenreiniger  $r$  (Schlitzbleche) sind entsprechend der Stärke des Fadens einzustellen, da nur dann diese Vorrichtung ihren Zweck restlos erfüllen kann.

3. Der Nadelkasten  $k$  ist ständig frei von allen Faserteilen und Unreinigkeiten zu halten, damit bei Fadenbruch die Fallnadeln am Herabfallen durch Faserschmutz nicht verhindert werden.

4. Die Fallnadeln  $n$  sind entsprechend der Garnnummerfeinheit (grob, mittel, fein) zu wählen.

5. Die Fadenspannung ist der Feinheit der Garnnummer durch vorhandene Reguliervorrichtungen anzupassen.

6. Die Papierhülse darf unter keinen Umständen am Dorn locker aufgezogen werden, da sonst an den Spulenrändern infolge Verschiebung der Hülse die unteren Windungen überwunden werden, ein Übelstand, der Störungen beim Ablaufen in der Zwirnerei zur Folge hat. Die am Dorn angebrachten Blattfedern müssen daher stets in guter Ordnung sein.

7. Die Verbindung der Fadenenden hat mittels des sogenannten Weber- oder Kreuzknoten zu erfolgen (s. S. 358).

8. Die Leitrolle  $l$  hat bei Fadenbruch möglichst sofort stillzustehen und ist daraufhin die vorgesehene Blattfeder zu regulieren.

9. Das Garn ist restlos von den Spinnhülsen abzuspulen, um dieselben, ohne erst von zurückgebliebenen Fadenresten zu reinigen, wieder verwenden zu können. Hindernisse, welche sich dem glatten und restlosen Abspulen entgegenstellen, sind auf stark abgenützte Hülsen, Windungsfehler in der Spinnerei oder auch auf falsche Einstellung der Aufsteckspindeln an der Dubliermaschine zurückzuführen.

10. Zur Kennzeichnung der einzelnen Partien werden kleine farbige Zettel in der Nähe der Papphülse mit eingewunden, die außerdem mit einem besonderen Zeichen für die betreffende Spulerin versehen werden, um bei etwaigen Reklamationen in der Zwirnerei die Herkunft der Spule feststellen zu können.

### Die Zwirnmaschine. (Abb. 196.)

Wie bereits am Eingang dieses Kapitels angeführt, besteht das Zwirnen in dem Zusammendrehen von zwei oder mehreren einfachen Gespinstfäden zu einem Faden. Ein Vergleich zwischen Zwirnen und Spinnen auf der Ringdrossel ergibt, daß im Prinzip die Erteilung des Drahtes für beide Arbeitsvorgänge die gleiche ist, und da beim Zwirnen eine Verfeinerung des Fadengebildes nicht mehr möglich ist bzw. auch nicht angestrebt wird, so unterscheiden sich die Zwirnmaschinen von der Ringspinnmaschine im wesentlichen nur durch das Fehlen des Streckwerkes, während sonst bei beiden Maschinengattungen das Drahterteilen und die Aufwindung nach demselben Prinzip und durch gleiche Organe erledigt wird. An die Stelle des Streckwerkes ist an den Zwirnmaschinen nur ein einziger glatter eiserner Zylinder  $D$  von größerem Durchmesser in Anwendung, welcher an jeder Fadeneinlaufstelle bzw. Spindel  $Sp$  durch das Eigengewicht einer ebenfalls glatten eisernen Oberwalze  $D_1$  (Druckwalze) für die Erzeugung des Klemmdruckes belastet ist. Im Gegenteil zu den Feinspinnmaschinen werden hier nicht 2 Fäden durch eine Druckwalze belastet, sondern es wird jeder dublierte Faden unter einer besonderen Druckwalze hindurchgeführt.

Die in der Zwirnerei allgemein angewendeten Maschinen arbeiten nach dem ununterbrochenen Arbeitsprozeß, d. h. die Fadenlieferung erfolgt ohne Unterbrechung, es

wird ununterbrochen Drehung erteilt und gleichzeitig aufgewunden (Ring- und Flügelzwirnmachine), während das unterbrochene Arbeitsprinzip (Selfaktor) in der Kammgarnzwirneri keine Anwendung findet.

Für die Herstellung von 3- bis 6- und mehrfachen Zwirnen aus gröberen Nummern und Qualitäten, welche für Strickgarne Verwendung finden, eignet sich das Flügelprinzip infolge der größeren Aufwindeanspannung, die der Flügel im Faden erzeugt,

weshalb für diese Garne die Flügelzwirnmachine, welche in bezug auf Drahterteilung und Aufwindung genau wie das Flügelspinnprinzip (s. S. 286) arbeitet, vorteilhaft Anwendung findet.

Für die Herstellung von Webzwirnen aus groben bis zu den feinsten Nummern, welche zumeist 2fach gezwirnt werden, wird zweckmäßig das Ringprinzip, wie bereits auf S. 289 beschrieben, angewendet, und weichen die verschiedenen Typen der Ringzwirnmachines nur hinsichtlich ihrer Bauart und konstruktiven Einzelheiten voneinander ab.

Die Bauart des Aufsteckgatters ist verschieden, je nachdem die Fadenzuführung in den Lieferzylinder von einfachen Kötzern oder von dublierten Spulen erfolgt. So zeigt z. B. Abb. 197 ein Aufsteckgatter für Kötzerablauf mit nebeneinander einlaufenden Fäden  $a$  mit unterhalb angeordneten Reservekötzern, deren Fadenanfang mit dem Fadenende der oberen Kötzer vor Ablauf

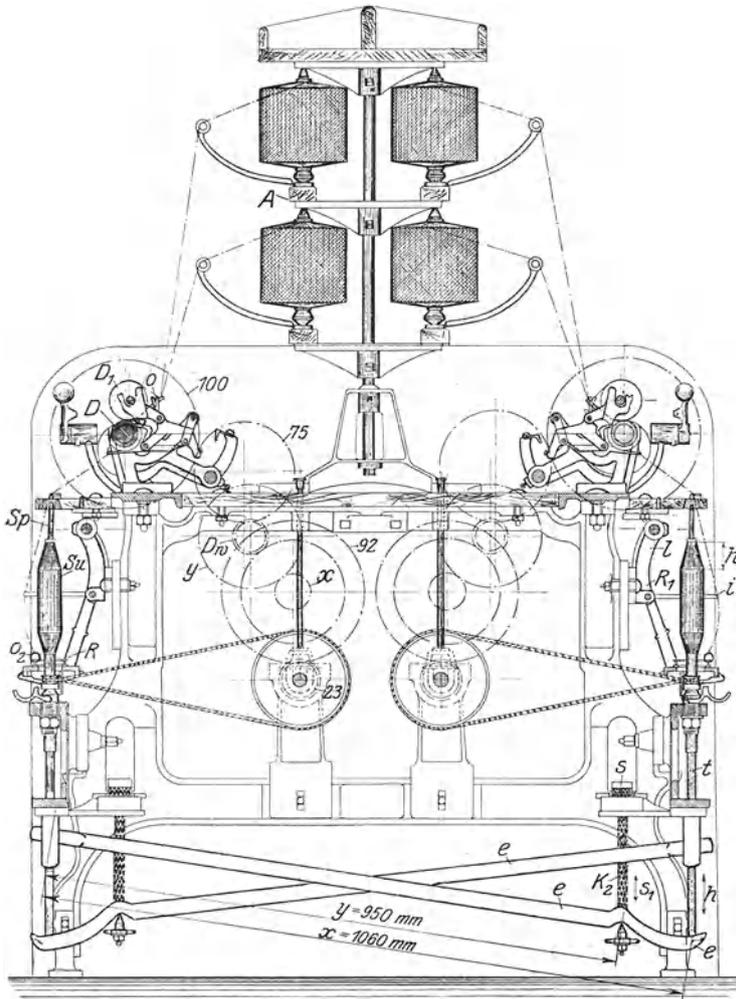


Abb. 196.

verbunden wird. Die Fäden  $a$  laufen über eine einstellbare mit Plüsch oder Filz belegte Bremsleiste  $b$ , welche als Fadenführer dient und außerdem den Zweck hat, die Bildung von Schleifen zu verhindern und die Fäden anzuspannen,  $s$  ist ein verstellbares Schlitzblech (Fadenreiniger), um vom Faden mitgeführte Verunreinigungen aufzufangen bzw. denselben an schlechten Stellen zum Bruch zu bringen.

Eine andere Anordnung zeigt Abb. 198, bei welcher die einfachen Garnkötzer 1 bis 2 hintereinander angeordnet sind, das Schlitzblech  $s$  fehlt,  $1'$  bis  $2'$  sind wieder bereitstehende Reservekötzer.

Für Spulenablauf steht für Zwirne von gröberen Nummern die Anordnung der schräg liegenden Spulen mit feststehenden Stiften (Abb. 199) im Gebrauch, bei welchen ein starker Zug auf das einlaufende Fadenstück auftritt. Um einen geraden Fadenablauf zu erhalten, sind die Spulen etwas versetzt angeordnet. Da für grobnumerige Garne die Geschwindigkeit des Lieferzylinders infolge der niederen Drehungen größer

ist, so ist eine starke Bremswirkung der Spulen erforderlich, die eine gleichmäßige Anspannung auf die einlaufenden Fäden ausübt. Abb. 200 zeigt eine andere gebräuchliche Anordnung für grobe und mittlere Nummern. Für mittlere und feinere Nummern wird die in Abb. 201 zu ersehende Anordnung der senkrecht stehenden Spulen mit Laufspindeln *i* angewendet. Für größere Nummern- oder Drehungsunterschiede weichen

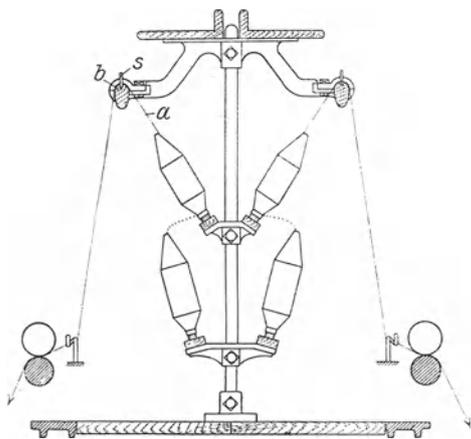


Abb. 197.

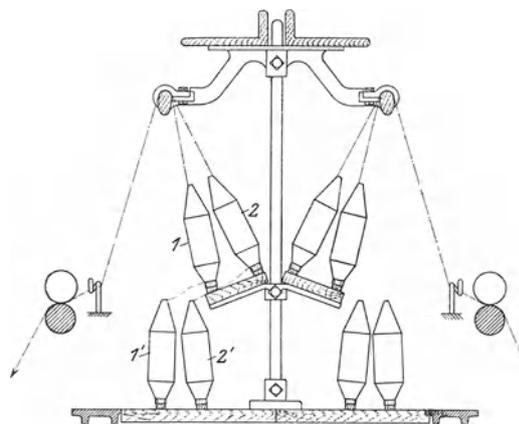


Abb. 198.

die hölzernen Aufsteckspindeln *i* in der Weise ab, daß z. B. für eine feine Nummer die Laufspindeln mit schärferer Auflagespitze und für mittlere Nummern mit weniger Drehung Laufspindeln mit stumpfer Auflagespitze benutzt werden, wodurch eine geeignete Bremswirkung auf die Spule ausgeübt und zu lockerer Fadeneinlauf infolge Überschlagen der Spule vermieden wird.

Die Einführung des Fadens in den Zylinder erfolgt zumeist in der Weise, daß derselbe mittels der Einführungsöse  $f_1$  (Sauschwänzchen) an den Zylinder geführt (Abb. 206) wird, nach Passieren der Klemmstelle um die Oberwalze herum, zurück an einen zweiten etwas versetzt angeordneten Fadenführer  $f_2$  geht und von hier wieder durch

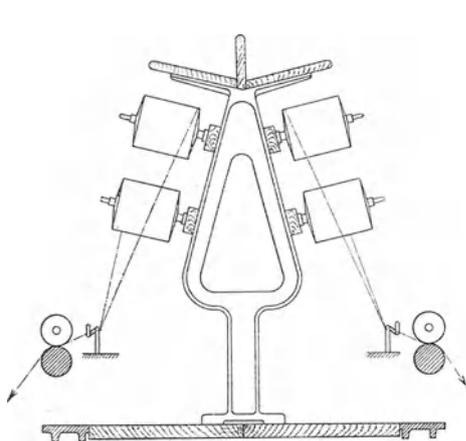


Abb. 199.

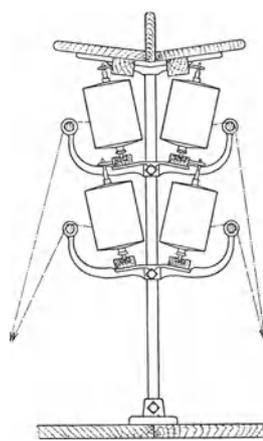


Abb. 200.

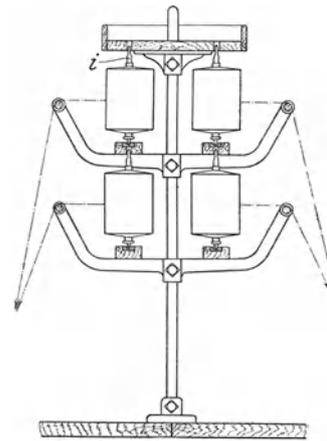


Abb. 201.

die Zylinderklemmstelle erst an die Spindel geleitet wird. Durch diese Anordnung wird eine gleichmäßige Anspannung bzw. Zuführung für die Einlaufsfäden gewährleistet, ebenso wird hierdurch dem Hindurchgleiten der glatten Fäden bei vorkommendem großen Läuferzug entgegengewirkt und somit Drehungsdifferenzen vermieden. Für Zwirnen von größeren Nummern und mehrfacher Dablierung werden zur Vermeidung der vorher erwähnten Drehungsdifferenzen die Dimensionen der Druckoberwalze vergrößert, um größeren Auflagedruck zu erhalten.

## Die Ringzwirnmachine

von der Sächsischen Maschinenfabrik A.-G. vorm. Richard Hartmann, Chemnitz

**Die Berechnung der Spindeltouren und der Drehungen.** In dem in Abb. 202 und 203 dargestellten Haupt- und Räderantrieb einer selbständigen Maschinenseite Modell  $U_2$  sind die in Betracht kommenden auswechselbaren Teile folgende:

Der Volant  $V$  von 250 mm  $\phi$  steigend um je 50 mm bis 600 mm  $\phi$  zur Veränderung der Spindelumdrehungen.

Die Verhältnisträder

$$x = 24, 40, 56, 72,$$

$$y = 72, 56, 40, 24.$$

Es sei

$$\frac{24}{72} = \text{das Verhältnis I; } \frac{40}{56} = \text{das Verhältnis II;}$$

$$\frac{56}{40} = \text{„ „ III; } \frac{72}{24} = \text{„ „ IV}$$

und dienen diese für die Erzeugung von besonders hohen, hohen, mittleren und niedrigen Drehungsstufen.

Der Drahtwechsel  $D = 20$  Zähne steigend um je 1 Zahn bis 50 Zähne für die Veränderung des Drahtes innerhalb einer Drehungsstufe.

Das Zylinderrad  $Z = 100$  und 102 Zähne zur Verkleinerung der Intervalle der durch die Drehungswechsel bedingten Unterschiede.

Das Schaltrad  $S_1 = 55$  Zähne steigend um je 5 bis 100 Zähne für die Veränderung der Durchmesser der Garnkörper bzw. deren Anpassen der jeweiligen Nummerfeinheit. Abb. 204.

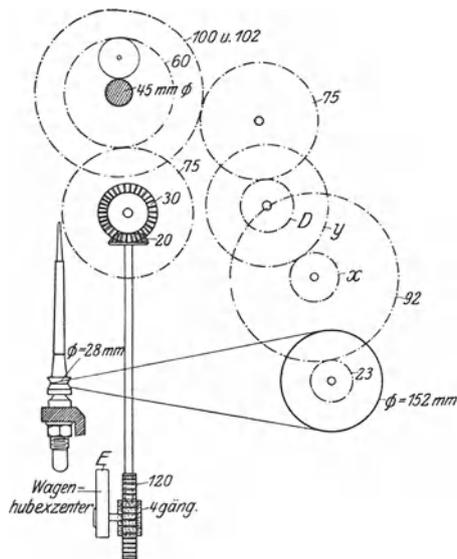


Abb. 202.

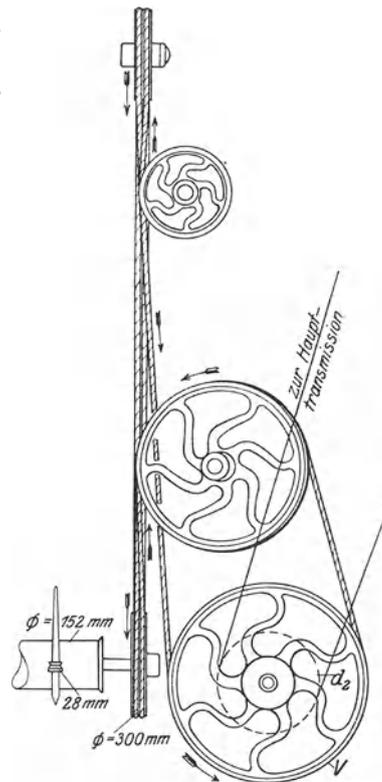


Abb. 203.

**Die Spindeltouren.** Nach Abb. 203 bedeuten:

Umdrehungszahl der Transmissionswelle	$n_1 = 300 \text{ t/m,}$
Durchmesser der Transmissionsscheibe	$d_1 = 750 \text{ mm,}$
„ „ Maschinenscheibe	$d_2 = 300 \text{ mm.}$

Die minutlichen Umdrehungszahlen  $S_n$  der Spindel berechnen sich dann:

$$S_n = \frac{300 \cdot 750 \cdot V \cdot 154}{300 \cdot 300 \cdot 30} = 12,83 \cdot V,$$

wobei die unvermeidlichen Gleitverluste durch den der Schnurendicke entsprechenden Zuschlag von 2 mm zum Trommel- und Spindelwirteldurchmesser (s. S. 113) berücksichtigt wurden.

Für die zur Verfügung stehenden Volantwechsel ergeben sich folgende praktische Spindeltouren:

Tabelle 53.

Volante $\phi$ in mm	250	300	350	400	450	500	550	600
Spindeltouren minutlich	3207	3849	4490	5132	5773	6415	7056	7698

**Die Drehung.** Nach Formel 57 berechnet sich die Drehung  $T$  zu:

$$T^{\text{m, dm, cm}} = \frac{Sp}{L^{\text{m, dm, cm}}}.$$

Die betreffenden Zahlenwerte unter Berücksichtigung der Gleitverluste hierfür eingesetzt, ergibt für das Zylinderrad  $Z = 100$

$$T^{\text{cm}} = \frac{\frac{154}{30}}{\frac{23 \cdot x \cdot D \cdot 4,5 \cdot 3,14}{92 \cdot y \cdot 100}} = \frac{145,3 \cdot y}{x \cdot D} \text{ (Hauptkonstante I).}$$

Hieraus ergeben sich für die einzelnen Geschwindigkeitsverhältnisse der Vorgelegerräder  $x$ ,  $y$  folgende Nebenkonstanten:

$$\begin{aligned} \text{Verhältnis I} &= \frac{145,3 \cdot 72}{24 \cdot D} = \frac{435,9}{D}, \\ \text{Verhältnis II} &= \frac{145,3 \cdot 56}{40 \cdot D} = \frac{203,4}{D}, \\ \text{Verhältnis III} &= \frac{145 \cdot 40}{56 \cdot D} = \frac{103,8}{D}, \\ \text{Verhältnis IV} &= \frac{145,3 \cdot 24}{72 \cdot D} = \frac{48,43}{D}. \end{aligned}$$

Für das Zylinderrad  $Z = 102$

$$T^{\text{cm}} = \frac{\frac{154}{30}}{\frac{23 \cdot x \cdot D \cdot 4,5 \cdot 3,14}{92 \cdot y \cdot 102}} = \frac{148,74 \cdot y}{x \cdot D} \text{ (Hauptkonstante Ia).}$$

Hieraus Nebenkonstanten für:

$$\begin{aligned} \text{Verhältnis I} &= \frac{148,22 \cdot 72}{24 \cdot D} = \frac{444,66}{D}, \\ \text{Verhältnis II} &= \frac{148,22 \cdot 56}{40 \cdot D} = \frac{207,51}{D}, \\ \text{Verhältnis III} &= \frac{148,22 \cdot 40}{56 \cdot D} = \frac{105,87}{D}, \\ \text{Verhältnis IV} &= \frac{148,22 \cdot 24}{72 \cdot D} = \frac{49,41}{D}. \end{aligned}$$

Für die gegenseitigen Beziehungen der Drahtwechsel zu den Quadratwurzeln aus der Nummer gelten wieder dieselben Bedingungen, wie sie bei der Berechnung der Ringspinnmaschine von N.S.C. auf S. 295 angeführt wurden.

Unter Benutzung der ermittelten Nebenkonstanten berechnen sich wieder für die einzelnen Drahtwechsel folgende Drehungswerte auf 1 cm Zwirnlänge.

Tabelle 54.

Verhältnis	I	II	III	IV	I	II	III	IV
$\frac{y}{x}$	$\frac{72}{24}$	$\frac{56}{40}$	$\frac{40}{56}$	$\frac{24}{72}$	$\frac{72}{24}$	$\frac{56}{40}$	$\frac{40}{56}$	$\frac{24}{72}$
$T_{cm}$	$\frac{435,9}{D}$	$\frac{203,4}{D}$	$\frac{103,8}{D}$	$\frac{48,43}{D}$	$\frac{444,66}{D}$	$\frac{207,51}{D}$	$\frac{105,87}{D}$	$\frac{49,41}{D}$
Drahtwechsel $D$	mit dem 100er Zylinderrad				mit dem 102er Zylinderrad			
20	21,79	10,17	5,19	2,42	22,23	10,37	5,29	2,47
21	20,75	9,68	4,94	2,30	21,17	9,88	5,04	2,35
↓								
50	8,71	4,06	2,07	0,97	8,89	4,15	2,12	0,99

**Die Ringbankbewegung.** Lieferung des Zylinders in Metern bei einer Umdrehung des Exzenters  $E$

$$L = \frac{1 \cdot 120 \cdot 20 \cdot 75 \cdot 0,045 \cdot 3,14}{4 \cdot 30 \cdot 60} = 3,532 \text{ m.}$$

**Die Produktion.** Dieselbe berechnet sich für die Zwirnmaschine genau nach der gleichen Art und Weise, wie dies bereits für die Ringspinnmaschine S. 296 eingehend durchgeführt wurde, nur ist für die Nummer  $N$  hier  $\frac{N}{d}$  entsprechend der Dublierungszahl  $d$  zu setzen.

### Die Wagenbewegung. (Abb. 204.)

Dieselbe erfolgt durch den Exzenter  $E$ , welcher auf der Welle des 120er Rades aufgekeilt ist und vom Zylinder mittels der Räderübersetzung

$$\frac{60 \cdot 30 \cdot 4}{75 \cdot 20 \cdot 120}$$

Antrieb erhält. Die Aufwindung erfolgt hier gleichfalls in Kegelschichten, es werden für den Weg  $a_1 - b$  des Exzenters  $E$  während des Aufwärtsganges die Hauptwindungen, und für den Weg  $b - a_1$  von  $E$ , während des Abwärtsganges der Ringbank, die steileren Kreuzwindungen gewunden. Die Geschwindigkeit der Ringbank ist während des Abwärtsganges doppelt so groß wie während des Hochganges. Auf dem Umfange des Exzenters  $E$  wird eine Rolle  $o$ , welche am Schenkel  $a$  des dreiarmigen Hebels  $H$  gelagert ist, durch das Schwergewicht der Ringbank gepreßt. Der dreiarmige Hebel  $H$ , der in  $D$  seinen Drehpunkt hat, trägt am Schenkel  $b$  eine zweite Rolle  $o_1$ , um welche eine Kette  $K$  geführt ist, die mit ihrem einen Ende an einer am Gestell angebrachten Trommel  $T$  und mit ihrem anderen Ende an der Scheibe  $d$  befestigt ist. An der Gegenscheibe  $d_1$ , welche mit  $d$  ein Stück bildet und lose auf einem durchgehenden Bolzen sitzt, greift eine zweite Kette  $K_1$  (Gegenkette) an, die sich um eine im Schlitz  $i$  der Schiene  $s$  verstellbar angebrachte Rolle  $o_2$  legt und deren anderes Ende mittels Schraube  $m$  und Schraubenmutter  $m_1$  an einem im Gestell befindlichen Stelleisen  $St$  festgemacht ist. In bestimmten Abständen sind an den Gestellwänden kleine Nutleitrollen  $o_3$  gelagert, welche einerseits der sich längs der ganzen Maschine erstreckenden Schiene  $s$  als Auflage und Führung dienen und andererseits die in regelmäßigen Abschnitten an der Schiene  $s$  befestigten Ketten  $K_2$  nach



auf die Kettentrommel  $T$ , welche mit dem 54er Rad ein Stück bildet, in Richtung II übertragen, wodurch die Kette  $K$  auf  $T$  allmählich zur Aufwicklung und bei  $d$  zur Abwicklung gelangt. Durch die Abwicklung der Kette  $K$  von Rolle  $d$  erhält diese eine Verdrehung nach I, die wieder ein Aufwickeln der Gegenkette  $K_1$  um  $d_1$  bewirkt, so daß durch die allmählich zunehmende Verkürzung von  $K_1$  die Ringbank allmählich in höhere Lage geschaltet wird. Die Größe der Schaltbewegung kann durch die Einstellung der Schaltstange  $t_1$  und der Zähnezahls des Schaltrades  $S_1$  der jeweiligen Nummer und dem Kötzerdurchmesser angepaßt werden.

Die Größe des Ringbankhubes ist von der Exzentrizität des Exzentrers  $E$  abhängig, die mittels der oben beschriebenen Hebel und Kettenrollen auf den Wagen übersetzt wird

Es sind beispielsweise in Abb. 204 die Maße der für den Wagenhub in Betracht kommenden Teile folgende:

Großer Exzentrerradius . . . . .	$R = 146$ mm,	
Kleiner " " . . . . .	$r = 34$ "	
Dann ist Exzentrizität von . . . . .	$E = 146 - 34 = 112$ mm,	
Arm $a$ des dreiarmligen Winkelhebels	$H = 360$ mm	} Senkrechte Abstände vom Drehpunkt bis zum Angriffspunkt,
" $b$ " " " " " " " "	$H = 310$ "	
Radius der Kettenscheibe . . . . .	$d = 106$ "	
" " " " " " " " " "	$d_1 = 95$ "	
Hebellänge . . . . .	$y = 950$ "	} Abb. 196.
Gesamthebellänge . . . . .	$x = 1060$ "	

Nach dem Hebelgesetz S. 115, 116 verhalten sich die Wege wie die Hebelarme, es ergibt sich demnach:

$$\frac{E}{Z} = \frac{a}{b},$$

hieraus

$$Z = \frac{E \cdot b}{a} \dots \dots \dots (a)$$

$$\frac{Z}{Z_1} = \frac{d}{d_1},$$

hieraus

$$Z_1 = \frac{Z \cdot d_1}{d} \dots \dots \dots (b)$$

In die letzte Formel b für  $Z$  den Wert der Formel a eingesetzt, ergibt:

$$Z_1 = \frac{E \cdot b \cdot d_1}{a \cdot d} \dots \dots \dots (c)$$

Nach dem Gesetz der losen Rolle (s. S. 118) ergibt sich für die Schiene  $s$  eine seitliche Verschiebung von

$$\frac{Z_1}{2} \text{ und es ist } s_1 = \frac{Z_1}{2}$$

Unter Berücksichtigung der Formel (c)

$$s_1 = \frac{E \cdot b \cdot d_1}{a \cdot d \cdot 2} \dots \dots \dots (e)$$

$$\frac{s_1}{h} = \frac{y}{x},$$

hieraus (Abb. 196)

$$h = \frac{s_1 \cdot x}{y} \dots \dots \dots (d)$$

Für  $s_1$  den Wert der Formel e eingesetzt, ergibt:

$$h = \frac{E \cdot b \cdot d_1 \cdot x}{a \cdot d \cdot 2 \cdot y} \dots \dots \dots (f)$$

Die Zahlenwerte eingesetzt, ergibt einen Wagenhub von:

$$h = \frac{112 \cdot 310 \cdot 95 \cdot 1060}{360 \cdot 106 \cdot 2 \cdot 950},$$

$$h = 48,2 \text{ mm}.$$

Diese Zwirnmachine wird mit zwei selbständig voneinander getrennten Maschinenseiten ausgeführt, so daß auf jede Maschinenseite ein besonderer Apparat für die Wagenbewegung entfällt.

Um die Ringbank bei vollgewundenen Köttern rasch in ihre unterste Lage zu bringen, ist an der Welle des 18er bzw. 30er Rades eine Handkurbel  $k_1$  befestigt. Mit derselben wird nach leicht zu bewerkstelliger Lösung des Zahneingriffes der Schnecke 5 etwa eine Halbdrehung nach links ausgeführt, wodurch die Kette  $K$  von der Trommel  $T$  abgewickelt wird und die Ringbank folgt so weit nach unten, bis der auf der Schiene  $s$  befestigte Anschlag  $a$  (Abb. 204 Nebenfigur) an die Gestellwand stößt. Durch Anschlag  $a$  kann die jeweilige Endlage der Ringbank eingestellt werden und liegt diese immer etwas tiefer als der Hülsensitz, damit einige Fadenspiralen an die nackte Spindel gewunden werden können, die den Übergang für den nächsten Abzug herstellen. Zu diesem Zweck wird die Ringbank vom Gesamtantrieb ausgeschaltet und zwar durch Lösen des Zahneingriffes der Schnecke 4 mit dem 120er Rad mittels einer leicht zugänglichen Vorrichtung, so daß die Ringbank den Faden immer an derselben Stelle der Spindel zur Anwindung bringt. Bei dieser tiefsten Endlage ist darauf Rücksicht zu nehmen, daß die seitlichen Kanten der Ringbank nicht auf die Spindelschnuren zum Aufliegen kommen.

### Umstellung von Copse auf Kannelten.

Die an vorstehender Maschine benützten Hülsen für Copse haben zumeist eine Länge von 190 mm. Der Copsdurchmesser beträgt durchschnittlich 40 bis 42 mm bei einem Läuferdurchmesser von 50 mm und einem Hub der Ringbankwindungshöhe von 48 mm.

Die Zwirnkannelten werden vielfach mit einer durchschnittlichen Hülsenlänge von 135 mm und einem Copsdurchmesser von 28 bis 30 mm hergestellt, ebenso wird die Hubhöhe der Ringbankwindungshöhe auf 28 mm verkürzt.

Der Unterschied zwischen Kanneltenhülsen und Copshülsen liegt zumeist nur in der Länge, indem bei den Kanneltenhülsen das untere dickere Stück also  $190 - 135 = 55$  mm in Wegfall kommt. Für die Einstellung der Maschine sind folgende Punkte zu berücksichtigen:

1. Für das fehlende untere Stück von 55 mm ist die tiefste Endlage der Ringbank um diesen Betrag nach oben zu verschieben und mittels Anschlag  $a$  (Abb. 204 Nebenfigur) zu fixieren. Die Verschiebung der Ringbank in eine höhere Lage erfolgt durch Aufwicklung eines kleinen Kettenstückes von  $K$  (Abb. 204) auf Trommel  $T$ , kleinere Einstellungen werden mit den Schrauben  $mm_1$  reguliert.

2. Um beim Abwinden der Übergangsspiralen ein Anwinden an die Spindelhölzer zu vermeiden, von welchen sie sich nur schwer entfernen lassen, werden der kürzeren Hülse entsprechend lange (in unserem Falle 55 mm) aufgeschlitzte Weißblechhülsen auf die Spindel gepreßt, wodurch für die Kanneltenhülsen gleichzeitig ein gleichmäßig fester Sitz gewährleistet wird.

3. Durch die Verstellung der Ringbank in eine höhere Lage erfährt die Ansatznase  $n$  mit der Kettenscheibe  $d$  eine Verdrehung nach rechts und ist Nase  $n$  entsprechend der früheren Lage nach links zu verstellen.

4. Der Wagenhub wird für eine kleinere Windungshöhe in der Weise verändert, daß man einen Exzenter mit kleinerer Exzentrizität einsetzt. Da jedoch die während eines Exzenterhubes aufzuwickelnde Fadenlänge für die kleinere Windungshöhe die-

selbe bleibt, so wird ein sog. Dopplezxenter in Anwendung gebracht, so daß sich für eine Umdrehung des 120er Rades 2 Doppelhube = 4 einfache Hube ergeben. Die Konstruktion der Exzenterkurven ist dann dieselbe wie bei dem einfachen Exzenter, nur verteilen sich hier die einzelnen Steigerungsstufen nicht wie beim einfachen Exzenter auf  $360^\circ$ , sondern auf die Hälfte, also  $180^\circ$ .

In unserem Falle beträgt die Windungshöhe der Kannelten  $h = 28$  mm, somit ist:

$$28 = \frac{E \cdot 310 \cdot 95 \cdot 1060}{360 \cdot 106 \cdot 2 \cdot 950},$$

hieraus

$$E = \frac{28 \cdot 360 \cdot 106 \cdot 2 \cdot 950}{310 \cdot 95 \cdot 1060} = \sim 65 \text{ mm.}$$

Es wäre also ein Exzenter mit einer Exzentrizität von 65 mm zu nehmen.

### Die selbsttätige Abstellung der Zuführlieferung bei Fadenbruch.

Dieselbe hat den Zweck, bei Fadenbruch die weitere Zuführung des Fadens sofort zu unterbrechen. Wird direkt von den Köttern abgezwirnt, so wird die Oberzylinderabstellung der Fadenzahl entsprechend für Einzelfadenbruch eingerichtet, während für dublierte Garne es gleichbedeutend ist, ob zwei- oder sechsfach und mehr Faden gespult in die Zwirnmaschine einlaufen. Die Abstellung der Zuführlieferung bei Fadenbruch ist für das Abzwirnen direkt von Köttern unbedingt erforderlich und zwar in erhöhtem Maße für die Herstellung von drei- und mehrfädigen Zwirnen. Infolge der mannigfachen Vorteile, die sich durch die Oberzylinderabstellung bei Fadenbruch ergeben, wird dieselbe auch in vielen Fällen für das Zwirnen von dubliertem Garn angewendet, womit folgende schätzenswerte Vorteile verbunden sind:

1. Der Abfall wird auf ein Minimum reduziert, da die weitere Fadenlieferung des Zylinders bei Reißen eines Fadens sofort aufhört.

2. Die Übersicht bei Fadenbruchabstellung wird ganz bedeutend erleichtert.

3. Die Bedienung der Anzahl der Spindeln kann erhöht werden.

Das Fehlen der selbsttätigen Fadenbruchabstellung hat folgende Nachteile:

1. Liefert der Zylinder bei Fadenbruch weiter, so wird dieses nachgelieferte ungedrehte Fadenstück nicht selten von dem Faden der Nachbarspindel erfaßt und mit aufgewunden, wodurch ein Doppelfaden entsteht.

2. Der lose nachgelieferte Faden kommt zuweilen durch Luftzug mit mehreren Nachbarspindeln zugleich in Berührung, bringt dadurch zumeist die Fäden zum Bruch und, falls dieser Übelstand nicht sofort bemerkt wird, reißen auf diese Weise oftmals 6 bis 8 Nachbarfäden.

### Die Oberzylinderabstellung bei Fadenbruch

von der Sächs. Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann, Chemnitz. (Abb. 206.)

Die Druckwalze oder der Oberzylinder  $Z_1$  wird in der Arbeitsstellung mittels der beiderseitigen Zapfen  $z$  durch den Rahmen  $h$  auf dem Unterzylinder  $Z$  im eingerückten Zustande gehalten. Der Rahmen  $h$  ist mit dem sog. Abrückhebel  $h_1$ , welcher in  $D$  seinen Drehpunkt hat, durch Stift  $o$  scharnierartig verbunden. Der an  $h_1$  angegossene Arm  $h_3$  besitzt eine Nase  $i$ , die sich in Kerbe  $i_1$  des Abstellhebels  $h_3$  legt und dadurch den Abstellhebel  $h_3$ , der in  $D_1$  seinen Drehpunkt hat, stützt. Am unteren Ende des Hebels  $h_3$  ist um Stift  $o_1$  eine Zunge  $g$  drehbar gelagert, an deren Brücke der Fadenwächterdraht  $f$  festgenietet ist.

Nach der in Abb. 206 gezeichneten Stellung läuft der Faden durch den Fadenführer  $f_1$  in die Zylinderklemmstelle ein, umschlingt die Oberwalze  $Z$ , geht nach dem



Entfernung von der Anwindestelle gehalten wird. Ist der Kötzer etwa zu  $\frac{3}{4}$  Teilen vollgewunden, dann ist die Gefahr des Zusammenschlagens der Fäden nicht mehr vorhanden, der Rechen wird mittels einer geeigneten Vorrichtung nach oben in senkrechte Lage gedrückt und ausgeschaltet.

### Die Spindel.

Die Zwirrspindel ist nach dem Prinzip der Gravityspindel ausgeführt, wie sie auf Seite 316 eingehend behandelt wurde.

### Anfangen einer neuen Partie.

Auf einer Ringzwirnmaschine ist ein Zwirn von der Nummer  $N = 52/2$  fach mit 5,8 Drehungen auf 1 cm herzustellen.

Nach dem Aufstecken der 2 fach dublierten Kreuzspulen auf das Spulenregal der Zwirnmaschine werden die dublierten Fäden über die Führungsstangen nach den Führungsösen des Zylinders geführt und an der betreffenden Spindel, nachdem der einzelne Doppelfaden der Drehrichtung der Spindel entsprechend durch den Traveller gezogen, einige Male herumgeschlungen. Durch das Aufstecken der Hülsen über die Spindel wird der Fadenanfang festgeklemmt. Der Wagen bzw. die Ringbank befindet sich hierfür in der tiefsten Endlage, also etwas unter dem Hülsensitz und ist vom Gesamttrieb der Maschine ausgeschaltet.

Während dieser Zeit wird von dem hierfür Beauftragten die für diese Garnnummer und Drehung erforderliche Einstellung der wechselbaren Teile der Maschine vorgenommen.

Da die Geschwindigkeit der Maschine für diese Garnnummer ziemlich groß gewählt werden kann, ist ohne Bedenken der Volant  $V = 550 = 7056$  Spindel Touren zu verwenden.

Die Ringläufer paßt man für die Nummer, Drehung und Spindel Tourenzahl nach den jeweilig vorliegenden Erfahrungen an. Nach diesen kommt im vorliegenden Falle die Travellernummer 2 (Expreßringläufer) in Frage. Abb 178b.

Die in folgender Tabelle angegebenen Werte für Spindel Touren und Ringläufergrößen sind der Praxis entnommen und können für die verschiedenen Garnnummern und Drehungen als Anhalt dienen. Ringweite = 50 mm; Cops  $\phi = 40/41$  mm; Hüslenlänge 190 mm.

Tabelle 55.

Garnnummer	Qualität	Drehung auf 1 cm	Spindel t/m	Ringläufer (Expreß) Nr.	Garnnummer	Qualität	Drehung auf 1 cm	Spindel t/m	Ringläufer (Expreß) Nr.
10/2	Ch	1,20	1250	2/34 grains	40/2	a	6,92	6800	3
16/2	"	1,60	2700	80	48/2	a <sup>I</sup>	4,65	6400	3
24/2	"	2,13	3850	28	43/2	"	7,70	7500	2
30/2	"	3,10	4700	14	52/2	"	4,80	6400	2
40/2	"	3,82	5000	8	52/2	"	7,78	7700	1
21/2	a	2,49	4000	22	64/2	aa	5,60	6400	1
26/2	"	2,60	4490	14	64/2	"	8,40	7500	1/0
35/2	"	3,34	6100	9	70/2	aaf	6,85	6800	2/0
36/2	"	6,50	6400	6	78/2	"	7,55	6800	3/0
40/2	"	4,20	6800	5	78/2	"	7,55	7500	4/0

Für 5,8 Drehungen auf 1 cm ergibt sich aus der Tabelle 54 das Verhältnis II mit dem 35er Drahtwechsel, bei Verwendung des 100er Zylinderrades.

Das Schaltrad wird nach den vorliegenden Erfahrungen zu 85 Zähne bei 2 Zähnen Fortrückung gewählt.

Sind alle Fäden mit den Spindeln verbunden und die Einwechselungen vollendet, so wird die Maschine so lange in Gang gesetzt, bis das zwischen Zylinderklemmpunkt

und Spindel befindliche lose ungedrehte Fadenstück ungefähr die vorgeschriebene volle Drehung erhält. Nachdem die Ringbank in die Höhe der auf die Hülse anzulaufenden Fadenringe gebracht ist, werden alle eventuell abgerissenen Fäden angemacht, jedoch vorher der Drehung entsprechend mit der Hand zusammengedreht. Die Rolle  $o$  befindet sich in dieser Ringbanklage am kleinsten Radius vom Exzenter  $E$ . Nach stattgefundener Kontrolle über den Hülsenauflauf auf den Spindeln hat das Anwinden der Fadenringe (4 bis 5) an einer Stelle der Hülse zu erfolgen. Damit dieselben sich deutlich abprägen, rückt man die Ringbank gewöhnlich während des Ganges durch Vorschalten am Schaltrad ein kleines Stückchen nach oben, gleichzeitig hat nun die Einschaltung der Ringbank in den Antrieb der Maschine zu erfolgen, womit der Aufbau der Kötzer beginnt.

Sofort nach Einsetzen der Ringbankbewegung wird die Anzahl der Zähneschaltungen des Schaltrades eingestellt und ebenso, nachdem alle Fäden zwischen Zylinder und Spindel angespannt sind, die Schiene  $S$  für die Fadenbruchabstellung eingerückt.

Während des Zwirns sind nun abgerissene Fäden wieder mittels Knoten (s. S. 358) zu verbinden und alle Vorbereitungsarbeiten für den nächsten Abzug, wie Auflegen der leeren Hülsen usw. zu treffen, die Spindelschnüre werden auf ihre richtige Spannung und Drehrichtung hin kontrolliert, der Fadenrechen ist entsprechend der Ballonbildung einzustellen. Ist der Abzug nahezu vollgewunden, so ergibt sich aus der höheren Lage der Ringbank eine Verkürzung der zwischen Zylinder und Spindelanzwinstelle liegenden Fadenlänge, die eine größere Anspannung derselben zur Folge hat, und die Anzahl der während dieser Periode vorkommenden Fadenbrüche ist für die Wahl der Größe der minutlichen Spindelumdrehungen maßgebend. Die Anzahl der auftretenden Fadenbrüche in dieser Ringbanklage bestimmt, ob die Spindelstanzzahl evtl. noch zu erhöhen oder zu erniedrigen ist oder unverändert zu bleiben hat, oder ob vorteilhafter leichtere Ringläufer einzusetzen sind. Um eine möglichst große Produktionsausnutzung der Maschine zu erzielen, empfiehlt es sich, die Steigerung der Volante von 450 bis 600 mm Durchmesser um je nur 25 mm erfolgen zu lassen.

Ist der Abzug vollgewunden, dann wird:

1. die Bewegung der Schiene  $S$  stillgesetzt (Abb. 206),
2. der Zahneingriff der Schnecke 5 (Abb. 204) vom Zahnrad 18 gelöst, wobei die Kurbel  $k_1$  mit einer Hand gehalten wird,
3. die Ringbank aus dem Gesamttrieb der Maschine gelöst und zwar in dem Augenblick, in dem die Ringbank die Stellung an der Kegelbasis einnimmt,
4. gleichzeitig die Ringbank durch Verdrehung der Handkurbel  $k_1$  nach unten bis an die nackte Spindel bewegt, den Fadenrechen läßt man, um das Zusammenschlagen der Fäden zu verhindern, bis in die Mitte mitschwingen, den Antriebsriemen führt man nun ungefähr im letzten Drittel des Abwärtsweges der Ringbank auf die Losscheibe über, so daß immer nur 2 bis 3 Übergangsspiralen zur Aufwindung an die nackte Spindel gelangen,
5. abgezogen, leere Hülsen wieder aufgesteckt und die Ringbank abgestaubt und für den Beginn des nächsten Abzuges die erforderlichen Arbeiten ausgeführt.

### Entstehungsursachen fehlerhafter Zwirne.

Die in der Zwirnerei möglichen Ursachen von auftretenden Fehlern im Zwirnprodukt sind trotz des verhältnismäßig einfachen Vorganges recht mannigfach und zahlreich. Zwecks Vermeidung von fehlerhaftem Zwirn ist die Kenntnis der Fehlerursachen, sowie deren Beseitigungsmöglichkeit von nicht zu unterschätzender Bedeutung für die Behandlung und Kontrolle der Maschine, sowie der sich nötig machenden Zwirnereiarbeiten.

1. Die Bestimmungen für die Vorsichtsmaßregeln gegen Verschmutzen und Verwechslungen von Spulen, wie dieselben in dem betreffenden Kapitel in der Feinspinnerei angeführt wurden, haben auch in der Zwirnerei Geltung.

2. Lose Drehung entsteht durch folgende Ursachen:

a) Die Spindelschnur läuft statt in der Rille des Spindelwirtels am Spindelhal.  
 b) Der Spindelhaken streift am Spindelwirtel und verursacht Tourenverluste der Spindel.

c) Die Spindelschnur ist locker.

d) Die Spindel klemmt oder schleudert infolge innerer Verschmutzung oder Mangels an Öl.

e) Beim Zwirnen von starken Nummern auf Maschinen mit kleinen Druckwalzen- gewichten kann infolge des großen Ringläuferzuges der Faden durch die Klemmstelle der Zylinder hindurchgezogen werden, so daß der Faden mit größerer Geschwindigkeit als die Liefergeschwindigkeit des Zylinders zur Aufwindung gelangt.

f) Zu geringer Zylinderklemmdruck, indem der Faden namentlich bei mittleren und größeren Nummern bloß einmal den Klemmpunkt der Zylinder passiert.

3. Loser gedrehte Fadenlängen im Faden haben folgende Ursachen:

a) Durch den plötzlichen Bruch einer Spindelschnur wird die Fadenlieferung erst dann unterbrochen, nachdem die in der Spindelgeschwindigkeit aufgespeicherte Schwungkraft allmählich soweit abgenommen hat, daß durch die Entspannung des Fadenstückes vom Zylinder zur Spindel der Ausrückhaken der Fadenbruchabstellung sich senken kann, jedoch erhält das während dieser Zeit gelieferte Fadenstück weniger Drehung.

b) Erfolgt bei Fadenbruch die Verbindung der beiden Enden zu tief an der Spindel, also in der Nähe der Ringbank, so ist der untere Teil des noch nicht gedrehten Spulen- fadenendes der Drehung weniger lang ausgesetzt und wird zu rasch auf den Kötzer gewunden.

c) Werden beim Anfang die noch lose eingezogenen Fäden an der nackten Spindel nicht angewunden oder die abgerissenen Fäden beim Anmachen an die Spindel vor- erst nicht mit der Hand gedreht, so erhalten bei Beginn des Abzuges bzw. bei dem Anlassen der Einzelspindel, infolge der geringeren Anfangsdrehung, diese Anfangsfaden- länge weniger Drehungen.

4. Die Ursachen von scharfer Drehung sind folgende:

a) Läuft der Faden anstatt im Zylinderklemmpunkt um einen der beiden Führungs- zapfen der Oberwalze, so ist die Fadenzuführung eine geringere, der Faden wird der Drehung länger ausgesetzt.

b) Der Faden verfilzt sich (besonders bei Cheviotgarnen) an den Fadenführern und bremst dadurch die Zylinderoberwalze.

c) Die Oberwalze ist nach dem Anknuten der gerissenen Fadenenden nicht wieder auf den Lieferzylinder gelegt worden.

d) An dem Oberwalzenzapfen sammelt sich, besonders beim Zwirnen von Cheviot- garnen, Flug, kurze Fadenenden an, die um die Zapfen Wickel bilden, welche den Ober- zylinder bremsen.

e) Beim Ablaufen einer vorgesteckten Kreuzspule fällt das Fadenende, welches in der Dublierung leichtsinnigerweise verwirrt an die Hülse gebracht worden ist, in den daneben befindlichen Oberzylinder und bremst denselben.

f) Die Oberwalze fällt beim Zwirnen von größeren Nummern und höherer Drehung ein kleines Stück zurück, so daß sie auf dem Rand des Tisches  $S_1$  und dem Liefer- zylinder sitzt. Diese falsche Lage des Zylinders hat ihre Ursache im zu großen Faden- zug, der den Ausrückhaken  $f$  infolge der Spannung des Fadens ein kleines Stück nach abwärts drückt.

5. Scharf gedrehte Fadenstücke entstehen dadurch, daß:

a) Der Oberzylinder die in Punkt 4 unter f) angeführte Lage einnimmt und diese zeitweise mit der richtigen Lage infolge des veränderlichen Fadenzuges wechselt.

b) Beim Anknuten der gerissenen Fadenenden die Oberwalze zu spät wieder auf den Unterzylinder gelegt wird.

c) Das Fadenstück zwischen Zylinder und Spindel beim Anknoten zu lang gehalten wird.

d) Der Faden, der nach vollendetem Knotenmachen zu lang ist, nach der Kreuzspule hin durch den Zylinder gezogen wird, so daß ein bereits gedrehtes Fadenstück zwischen Spule und Zylinder vorhanden ist, welches nun der Drehung beim abermaligen Passieren des Weges vom Zylinder und Spindel nochmals ausgesetzt wird.

6. Der Faden weist eine Länge von  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{2}$  m auf, in welcher die beiden Fäden die ursprüngliche Parallellage noch einnehmen, also nicht gedreht sind. Dieser allerdings seltene Fehler wird durch folgenden Vorgang verursacht:

Es reißt plötzlich eine Spindelschnur, die Oberwalze fällt aus irgendeinem Grunde zu spät oder gar nicht vom Unterzylinder ab. Der folglich vom Zylinder weiter gelieferte Faden häuft sich auf der Fadenführerklappe an und selbst nach Abstellung der Oberwalze bleibt die Verbindung des Fadens mit der nun stillstehenden Spindel erhalten. Es erfolgt nun bei stillgesetzter Maschine das Einziehen der Spindelschnur, die auf der Fadenführerklappe angehäuften Fadenmenge wird in leichtsinniger Weise, um das Knotenmachen zu umgehen, am Kötzer gewickelt und die Maschine wieder in Gang gesetzt.

7. Doppelfäden von der aufgesteckten Spule bis zum Zylinder entstehen, wenn das lose abgerissene Ende einer Fadenbruchstelle der Spule durch Luftzug an den Nachbarfaden angeworfen und von demselben mitgezogen wird.

8. Doppelfäden vom Zylinder zur Spindel entstehen gleichfalls durch plötzliches Abreißen und Überspringen des nachgelieferten Fadenstückes auf den Nachbarspindelfaden. Diese Art Doppelfadenbildung wird dadurch begünstigt, daß die Oberzylinderabstellung infolge Verstaubung der Scharnierverbindungen bei Fadenbruch nicht sofort oder nur langsam wirkt.

9. Doppelfäden, die von der Vor- oder Feinspinnerei stammen, kennzeichnen sich durch die korkzieherartige Drehung des Zwirnes. Von den dublierten Fäden besitzt dann der eine Faden auffallend größere Dicke. Lassen sich aus dem dickeren Faden die einzelnen Faden genau unterscheiden, so ist die Bildung desselben in der Spinnerei geschehen. Ist hingegen eine Fadenspaltung der starken Fadenstelle nicht zu erkennen, so stammt dieser aus der Vorspinnerei, indem z. B. statt 2fach am Finisseur 3fach dubliert wurde.

10. Doppelfäden von kleineren Längen (3- und 4fach) entstehen beim Dublieren durch Abziehen bzw. Mitreißen von lose gewundenen Windungsschichten von den Spinnereikötzern oder durch angeworfene kleine Fadenstücke in der Spinnerei, Dublierung und Zwirnerie.

11. Unterwundene Kötzer entstehen durch ungleiche Auflage der einzelnen Ringbankstücke oder infolge ungleicher Hülsensitze.

12. Schleifenbildungen werden namentlich bei höherer Drahterteilung dadurch verursacht, daß die Maschine in der Stellung stillgesetzt wird, wenn sich die Ringbank an der Basis oder in nächster Nähe derselben befindet. Die Abstellung der Maschine ist vorteilhaft so vorzunehmen, daß nach eingetretenem Stillstand die Ringbank etwas unterhalb der Spitze des Windungskegels zu liegen kommt, so daß vor der Ingangsetzung der Maschine sich etwa gebildete Schleifen durch das folgende Abwärtssenken der Ringbank mittels eines vorgesehenen Handrades und nach vorheriger Lösung des betreffenden Zahneingriffes ausgezogen werden können.

13. Entgegengesetzte Drehung entsteht durch falsche Drehrichtung der Spindel infolge verkehrt eingezogener Spindelschnur.

14. Die Zylindertouren sollen 120 t/m, dies entspricht einer minutlichen Lieferung von

$$120 \cdot 0,045 \cdot 3,14 = \sim 17 \text{ m}$$

nicht übersteigen, da bei zu großer Zylindergeschwindigkeit die Fadenspannung infolge Überschlagen der Ablaufspulen ungleichmäßig und nachteilig beeinflusst wird.

## Allgemeine Erläuterungen und Angaben.

Um die Maschine zur Erzielung einer großen Produktion mit einer hohen Tourenzahl bei sonst normaler Fadenbruchzahl laufen lassen zu können ist es unumgänglich nötig, daß die Spindel genau konzentrisch im Läufering eingestellt ist und der Fadenführer zwischen Zylinder und Spindel genau über die Mitte der letzteren seine Lage einnimmt. Die Spindeln bzw. die Läuferinge werden mittels besonderer Leeren eingestellt.

Das Ölen der Ringspindeln hat in bestimmten, geregelten Zeitabständen zu erfolgen und hängt zumeist von ihrer Konstruktion ab. Als normal wird nach einer Betriebszeit von 2 bis 4 Monaten das Ölen vorgenommen, jedoch genügt bei besonders guter Ausführung der Spindel ein Ölen aller 6 Monate. Beim Ölen oder sonst sich nötig-machenden Spindelreparaturen ist streng darauf zu achten, daß jede Verwechslung der Spindeloberteile mit den dazugehörigen Unterteilen vermieden wird.

Einzelne abgelaufene Läuferringe ersetzt man vorteilhaft durch Ringe, welche schon im Betrieb waren, da neue Ringe einen schärferen Fadenzug erzeugen, der einerseits eine Vermehrung der Fadenbrüche zur Folge hat und andererseits einen härteren Kötzer windet, welcher in der Packerei (s. S. 369) zu Irrtümern Anlaß gibt. Ist ein größerer Teil der Läuferinge abgelaufen, dann sind vorteilhaft alle auf der betreffenden Maschinenseite befindlichen Ringe umzudrehen bzw. durch neue zu ersetzen, wobei zur Erhaltung des früheren Fadenzuges die alten Ringläufer gegen solche um 1 bis 2 Nummern feinere Ringläufer auszuwechseln sind.

Haben sich in die Fadenführer zwischen Spindel und Zylinder nach längerem Gebrauch tiefere Rillen eingelaufen, so müssen die Fadenführer durch neue ersetzt werden, da infolge der seitlichen Reibung, die der Faden in der Rille erhält, dieser rauh wird.

Infolge der stetigen Beanspruchung der Spindelhaken beim Abziehen der Kötzer sind erstere in bezug auf ihre Lage und Abnutzung ständig zu kontrollieren bzw. durch neue zu ersetzen.

Die Fadenbruchabstellung ist auf ihre hohe Empfindlichkeit und sichere Wirkungsweise ständig zu beobachten.

Für eine gleichmäßige Anspannung der Fäden von der Spule bis zum Zylinder ist durch die Art des Aufsteckens (s. S. 345) Sorge zu tragen.

Wichtig ist, die Spindelschnuren auf Laufrichtung ständig zu prüfen, da die falsche Laufrichtung entgegengesetzte Drehrichtung verursacht. Ebenso ist für eine gleichmäßig straffe Spannung aller Spindelschnuren Sorge zu tragen. Lockere Spindelschnüre und evtl. Klemmungen der Spindel bedingen Drehungsunterschiede, die sich in auffallender Weise beim Zwirnen von Moulines, z. B. ein Faden weiß und ein Faden schwarz, bemerkbar machen, bei welchem die Drehungsdifferenzen, außer der Festigkeit des Zwirnes, auch den Farbenton noch besonders beeinflussen.

Für die Güte des Zwirnes ist die Art der Verbindung der abgerissenen Fadenenden in der Dublierung und Zwirneri von Bedeutung. Vorteilhafte Knotenverbindungen zeigen die in Abb. 208 ersichtlichen Kreuzknoten und der in Abb. 209 dargestellte



Abb. 208.



Abb. 209.



Abb. 210.



Abb. 211.

gebräuchliche Weberknoten. Abb. 210 zeigt eine falsche Fadenverbindung und Abb. 211 einen falschen Knoten, den sogenannten Katzenkopf. Die in Abb. 208, 209 dargestellten Knoten verursachen im Faden an der Verbindungsstelle eine flache, besonders in der Ware weniger stark auffallende Stelle, als der gewöhnliche Knoten nach Abb. 211.

Die Reibung der Traveller an den Läuferingen ist infolge des stärker auftretenden Fadenzuges ziemlich groß, weshalb die Läuferinge, zur Verminderung dieser großen Fadenanspannung und der daraus resultierenden Fadenbrüche, zeitweilig eingefettet werden. Für die Stoffzusammensetzung dieses Fettes gelten dieselben Bestimmungen wie für die in der Spinnerei angewendeten Schmelzmittel, es darf also keine Säuren und Alkalien enthalten, muß sich leicht verseifen lassen, weshalb also zum Einfetten der Ringe keinesfalls Maschinenöl verwendet werden darf, da sich dasselbe mit den in der Wäscherei (Appretur) angewendeten Mitteln nicht restlos aus dem Garn entfernen läßt und diese Stellen dann die Farbe nicht gut annehmen. Das Ringfett wird entweder mit dem Finger oder mittels besonderer Apparate auf den Läufering aufgetragen, und empfiehlt es sich, die Ringe dann einzufetten, wenn der Abzug etwa zu  $\frac{4}{5}$  Teilen vollgewunden ist, da einerseits der Fadenzug in dieser Ringbanklage am größten und andererseits nach dem Einfetten die stärker auftretende Ballonbildung nicht mehr so groß wird, daß durch Zusammenschlagen der Fäden Fadenbrüche eintreten können.

Die beim Abziehen der vollen Kötzer an die nackte Spindel angewundenen Übergangsspiralen dürfen keinesfalls mit einem gewöhnlichen Messer (Stahlmesser) oder Stahldrahtbürsten entfernt werden, da der gehärtete Stahl Einschnitte in den Spindelhalbs verursacht, die durch das oft wiederholte Beschädigen allmählich bis zum Bruch des Spindeloberteiles führen können. Ein ungefährliches Werkzeug hierfür ist eine aus Kupfer oder Messing hergestellte scharfe Messerschneide.

## VII. Die Weiferei.

Die rohweißen Garne, welche vor der Verarbeitung in der Weberei gefärbt werden, müssen zwecks gleichmäßiger Farbannahme durch Abhaspeln in die Strähnform gebracht werden. Außerdem werden vielfach auch bereits gefärbte Garne (Melangen) aus webertechnischen Gründen in Strähnform geliefert, z. B. liegen verschiedene Maschinentypen mit unterschiedlichen Schützengrößen vor, auch erfolgt die Lieferung in Strähnen aus Versandgründen.

Die Überführung des Garnes von der Kötzerform in die Strähnform erfolgt mittels der Garnhaspel oder Garnweife, die im Prinzip der auf S. 53 beschriebenen Probehassel oder Sortierweife gleicht, jedoch zur Erzielung einer größeren Leistungsfähigkeit und der damit verbundenen höheren Beanspruchung bedeutend länger und massiver gebaut wird. Bei dem Probehassel werden für die Abhaspelung einer Zahlenlänge = 1000 m von 10 gleichzeitig vorgesteckten Garnkörpern à 100 m abgewunden, so daß sich hierfür 10 Anfangs- und 10 Endfäden ergeben. Diese Methode ist infolge der kurzen Fadenlängen, die sie liefert und dem sich nötig machenden oftmaligen Unterbinden der Fadenenden mit den Fitzfäden (s. unten) nicht zweckmäßig. Bei der mechanischen Garnweife steckt man statt 10 Kötzer nur 1 Kötzer vor, nach je 70 Umdrehungen des Haspelrahmens wird der Fadenführer um ein Stück zur Bildung eines Zwischenraumes zwischen zwei Gebinde nach rechts geschaltet, so daß sich also für 10 Gebinde = 1 Zahl oder Strähn = 1000 m = 10 Schaltungen ergeben. Beim Abweifen von 2fachen Zwirn wird gewöhnlich der Zwirnummer entsprechend ein Strähn von 500 m hergestellt, dies entspricht für die einfache Nummer einer Länge von 1000 m und machen sich dann

nur 5 Schaltungen = 5 Gebinde des Fadenführers nötig. Die Zahl der aufzusteckenden Zwirnkötzer beträgt bis zu 40 und 50 Stück, so daß also auf einer Weife gleichzeitig 40 bzw. 50 Strähne à 500 m hergestellt werden können. Der Abstand von Fadenführer zu Fadenführer ist gleich der Breite von 5 Gebinden mit den trennenden Zwischenräumen. Beim Weifen eines Strähnes von 1000 m Länge für einfache Garne wird dann jeder zweite Fadenführer anfangs freigelassen und nach Ablauf der ersten 5 Schaltungen die nächsten 5 Schaltungen bzw. Gebinde auf die Weife weiter gehaspelt. Bei Vollendung des 5. Gebindes rückt die Weife selbsttätig aus, die Fäden zieht man nun in die freigelassenen Fadenführer ein, der Schaltapparat wird in seine Anfangslage gebracht und die Weife für die Herstellung der weiteren 5 Gebinde wieder in Betrieb gesetzt. Auf diese Weise erhält man dann ein Strähn von 1000 m ununterbrochener Fadenlänge und es sind hierfür dann nur 20 bzw. 25 Kötzer aufzustecken.

Auf ein Gebind entfallen bei der metrischen Numerierung bekanntlich 70 Fäden, und da 1 Zahle oder Strähn = 1000 m = 10 Gebinde hat, so entspricht dies wieder einem Weifumfang von

$$\frac{1000}{70 \cdot 10} = 1,428 \text{ m.}$$

Besteht beispielsweise ein Gebind aus 73 Fäden, so entspricht dies einem Weifumfang von

$$\frac{1000}{73 \cdot 10} = 1,37 \text{ m}$$

oder entfallen auf 1 Gebind 80 Fäden, dann ist der Weifumfang hierfür

$$\frac{1000}{80 \cdot 10} = 1,25 \text{ m.}$$

Die Anzahl Fäden, welche zu einem Gebind gehören, werden in dichter Nebeneinanderlage auf den Weifrahmen gehaspelt, jedes einzelne Gebind durch einen kleinen Zwischenraum getrennt, um das Hindurchziehen des gewöhnlich andersfarbigen sogenannten Fitzfadens zu erleichtern. Der Fitzfaden wird nach stillgesetzter Weife gekreuzt um die zu einer Zahle oder einem Strähn gehörigen Gebinde geschlungen, so daß ein jedes Fitzfadenkreuz ein Gebind umschließt, wodurch dieselben gegenseitig voneinander getrennt gehalten werden und das später in der Weberei vorzunehmende Abspulen wesentlich erleichtert wird. Die beiden Fitzfadenenden werden mit den Anfangs- und Endfaden des Strähnes zusammengeknotet, so daß dieser Knoten aus den 2 Fitz- und dem Anfangs- und Endfaden des Strähnes besteht und für den Wiederablauf des Strähnes der Anfangsfaden leicht gefunden werden kann. Der Fitzfaden ist gewöhnlich ein mehrfach gezwirnter bunter oder weißer Baumwollfaden und hat dies namentlich für Strähne, welche gefärbt werden, den Vorteil, daß der Baumwollfaden die Farbe nicht annimmt und somit leicht erkenntlich bleibt.

Eine Anzahl von Strähnen werden dann zu einer sogenannten Docke vereinigt. Bei einer gebräuchlichen Methode für Weifen von 2fachen Zwirn werden z. B. 10 Strähne zu einer Docke vereinigt und eine Anzahl Docken wieder zu einem Bündel gepreßt. Das Gewicht eines Bündels beträgt gewöhnlich 5 kg und hängt die Anzahl der hierfür erforderlichen Docken von der Zwirnnummer des Weifgarnes ab.

Bedeutet

$$\begin{aligned} L &= \text{Länge in Metern der Zwirnnummer auf 1 kg,} \\ G &= \text{Gewicht eines Bündels in kg,} \\ l &= \text{Länge einer Docke,} \end{aligned}$$

dann ist die Anzahl  $Z$  der für ein Bündel benötigten Docken

$$Z = \frac{L \cdot G}{l}.$$

Beispiel. Wieviel Docken  $Z$  werden für ein Bündel zu 5 kg von der Garnnummer 64/2 gebraucht? Die Garnnummer 64/2 entspricht einer Zwirnummer = 32, demnach gehen

$$L = 32000 \text{ m auf 1 kg.}$$

auf 1 Docke = 10 Strähnlängen à 500 m = 5000 m.

Nach obiger Formel

$$\text{Anzahl Docken } Z = \frac{32000 \cdot 5}{5000} = \mathbf{32 \text{ Docken.}}$$

Beim Weifen von 64er einfach wäre nach obiger Formel

$$\text{Anzahl Docken } Z = \frac{64000 \cdot 5}{10000} = \mathbf{32 \text{ Docken}}$$

und jede Docke zu 10 Strähne à 1000 zu nehmen.

Bei dieser Methode 1 Docke = 10 Strähnlängen à 500 m, die für Zwirnweifen angewendet wird, gilt

Anzahl Docken eines 5-kg-Bündels = Zwirnummer.

Für einfache Garne trifft dies zu, wenn 1 Docke = 10 Strähne à 1000 m oder

Anzahl Docken eines 5-kg-Bündels = einfache Garnnummer,

wenn 1 Docke = 10 Strähne à 500 m (einfache Garnnummer).

Da nun einerseits die für die bestimmte Garnnummer nötige Anzahl Docken bzw. Längen für das Gewicht von 5 kg auf alle Fälle eingehalten werden muß und andererseits das Gewicht keinesfalls unter 5 kg liegen darf, so ist die genaue Einhaltung der Garnnummer für Weifgarne von besonders großer Wichtigkeit, wie folgendes Beispiel zeigt.

Ein Posten von 300 kg von der bestellten Garnnummer 52/2fach Zwirn soll in Strähnen zu Bündeln von à 5 kg geliefert werden. Mehrere Nummerkontrollen ergaben, daß die Garnnummer zu grob gesponnen war, und zwar wurde die Nummer 50,5/2fach festgestellt.

Für die bestellte Garnnummer 52/2 entfallen nach obigen:

$$\text{Anzahl der Docken auf 1 Bündel von 5 kg } Z = \frac{26000 \cdot 5}{5000} = \mathbf{26 \text{ Docken.}}$$

Für die wirkliche Nummer entfallen nur

$$\text{Anzahl der Docken auf 1 Bündel von 5 kg } Z = \frac{25250 \cdot 5}{5000} = \mathbf{25,25 \text{ Docken.}}$$

so daß also, um die vorgeschriebene Dockenzahl und folglich richtige Länge von 130000 m für das 5-kg-Bündel zu erreichen, 0,75 Docken. entspricht einer Zwirnlängennummer von

$$5000 \cdot 0,75 = 3750 \text{ m,}$$

das sind nach Formel 3

$$\frac{3750}{25,25} = \mathbf{148,51 \text{ g,}}$$

jedem Bündel noch zugegeben werden müssen, so daß das Gewicht eines Bündels 5,1485 kg beträgt, das aber nur zu 5 kg berechnet werden darf.

Da nun auf das Gesamtgewicht des Postens

$$\frac{300}{5} = \mathbf{60}$$

Bündeln entfallen, so ergeben sich hierfür

$$0,1485 \cdot 60 = \mathbf{8,91 \text{ kg}}$$

Gesamtzugabe für 300 kg Garn in Bündeln, die ohne jegliche Vergütung zugegeben werden müssen.

Angenommen, es wäre für den Posten von 300 kg der bestellten Garnnummer 52/2 durch mehrere Nummerkontrollen die Zwirnummer 54/2 festgestellt worden.

Hierfür ergibt sich dann die Anzahl Docken auf ein Bündel zu

$$\frac{27000 \cdot 5}{5000} = 27 \text{ Docken,}$$

das sind

$$27 \cdot 10 = 270 \text{ Strähne à } 500 \text{ m} = 135\,000 \text{ m}$$

gegen nur

$$26 \cdot 10 = 260 \text{ Strähne à } 500 \text{ m} = \mathbf{130\,000 \text{ m}}$$

für die Sollnummer.

Dies ergibt ein Plus von  $5000 \text{ m} = 5$  Strähne, um welches die der bestellten Zwirnnummer  $= 52/2$  entsprechende Fadenlänge  $= 130\,000 \text{ m}$  eines Bündels von  $5 \text{ kg}$  überliefert wird.

Das Gewicht von 26 Docken der angezeigten Zwirnnummer  $54/2$  beträgt

$$\frac{26 \cdot 10 \cdot 500}{27} = 4814,8 \text{ g} = \mathbf{4,8148 \text{ kg.}}$$

Das Gewicht von  $5000 \text{ m} = 1$  Docke von der Nummer  $54/2$  beträgt

$$\frac{1 \cdot 10 \cdot 500}{27} = 185,2 \text{ g} = \mathbf{0,1852 \text{ kg.}}$$

Es entsprechen also 26 Docken einem Gewicht von . . . . .  $4,8148 \text{ kg}$

1 Docke " " " . . . . .  $0,1852 \text{ kg}$

Also zusammen 27 Docken mit einem Gesamtgewicht von  $\mathbf{5,0000 \text{ kg.}}$

Wie hieraus ersichtlich, erhöht sich bei einer zu fein gesponnenen Garnnummer wohl die Dockenzahl für ein Bündel, während das Gewicht unverändert bleibt. Mithin ist es, um sich vor Verlusten zu schützen, von Vorteil, die Nummer immer etwas höher als die bestellte Garnnummer auszuspinnen.

Die Weifen werden in neuerer Zeit zumeist mechanisch angetrieben und sind dann gewöhnlich mit einer sicher wirkenden Bremse, Fadenbruchabstellung, Abstellvorrichtung bei voller Weife, automatischer Fortrückung der Fadenführerschiene zur Bildung der einzelnen Gebinde, Vorrichtung zur Verringerung des Haspelrahmenumfanges für das Abziehen und Abnehmen der Strähne eingerichtet. Eine mit allen diesen Einrichtungen ausgerüstete und häufig im Gebrauch stehende Haspel ist die

### Garnweife von Wegmann & Co., Baden (Schweiz).

Die Fäden gelangen nach Abb. 212 von den auf entsprechend geneigt stehenden Spindeln aufgesteckten Kötzern  $Sp$  über einen beweglichen gewöhnlich mit Blech bezogene Führungsbogen  $c$  und durch die auf Schwinghebeln  $g$  befestigten Führungsösen  $o$  in die Ösen  $o_1$  der Fadenführerleiste  $s$ , welche die Fäden in enger Nebeneinanderlage an den Haspelrahmen  $W$  leitet. Die Umdrehung des Haspelrahmens ( $200$  bis  $300 \text{ t/m}$ ) erfolgt durch Friktionsantrieb, indem die auf  $H$  festsitzende am Umfang mit Leder besetzte Scheibe  $S$  durch Reibung von der mit dem Antrieb der Maschine verbundenen Friktionsscheibe  $S_1$  Drehung empfängt. Die Inbetriebsetzung des Haspelrahmens wird durch Aufwärtsrücken des Hebels  $h$  bewirkt, womit die ununterbrochen rotierende Scheibe  $S_1$ , welche in  $h$  gelagert ist, an die Scheibe  $S$  gepreßt wird. Im Zapfen  $a_1$  ist ein gebogener Hebel  $h_1$  befestigt, an dessen Ende ein Bremsband  $e$  angebracht ist, das um Scheibe  $S$  gelegt und mit seinem anderen Ende von einem im Gestell angebrachten Bolzen gehalten wird. Im eingerückten Zustande befindet sich das Bremsband  $e$  in etwas abgehobener Lage von der Scheibe  $S$ , sobald jedoch der Hebel  $h$  nach abwärts gedrückt wird, hebt sich  $S_1$  von  $S$  ab, der Antrieb ist gelöst, das Bremsband  $e$  preßt sich dadurch fest an die Scheibe  $S$  und verursacht einen sofortigen Stillstand des Haspelrahmens. Die rasche Abstellung des Haspelrahmens ist unbedingt erforderlich, um bei vollen Strähnen und ausgelöstem Antrieb durch die vorhandene Schwungmasse des Rahmens einen weiteren Fadenabzug zu verhindern. Dasselbe gilt für Fadenbruch.

Die Weife ist mit einer selbsttätigen Abstellung bei Fadenbruch ausgerüstet. Wie bereits anfangs erwähnt, sind die Fadenführerösen  $o$  an Schwinghebeln  $g$  befestigt,

die infolge des Übergewichtes des unteren Schenkels ständig das Bestreben haben, unten nach rechts auszuschwingen, jedoch durch die Fadenspannung des auf den verstellbaren Haspelrahmen auflaufenden Fadens daran gehindert werden. Mittels Riemen erhält die durchgehende Flügelwelle  $w$  Umdrehungen in der gezeichneten Pfeilrichtung. Reißt nun ein Faden, so geht der untere Schenkel des betreffenden Schwinghebels  $g$  nach rechts, stellt sich in das Bereich des Schwingbogens der Flügelwelle  $w$  und hindert dieselbe in ihrer weiteren Drehung. Die von der Haspelrahmenwelle ausgehende Bewegung drückt infolge des sich nun entgegenstellenden Widerstandes die Kupplungshälfte  $K$  von  $K_1$  in axialer Richtung unter Zusammenpressung der Feder  $f$  nach rechts ab, wodurch die mit  $K$  verbundene gabelförmige Falle  $d$  mit ihrem oberen Teil ebenfalls nach rechts folgt, während der untere Teil von  $d$ , der dem Hebel  $h$  als Stütze dient, nach links schwingt und somit den Hebel  $h$  freigibt, so daß dieser nach unten fällt und die Scheibe  $S_1$  von  $S$  abgehoben wird, wodurch der Weifrahmen  $W$  unter Einwirkung des Bremsbandes  $e$  zum sofortigen Stillstand gelangt.

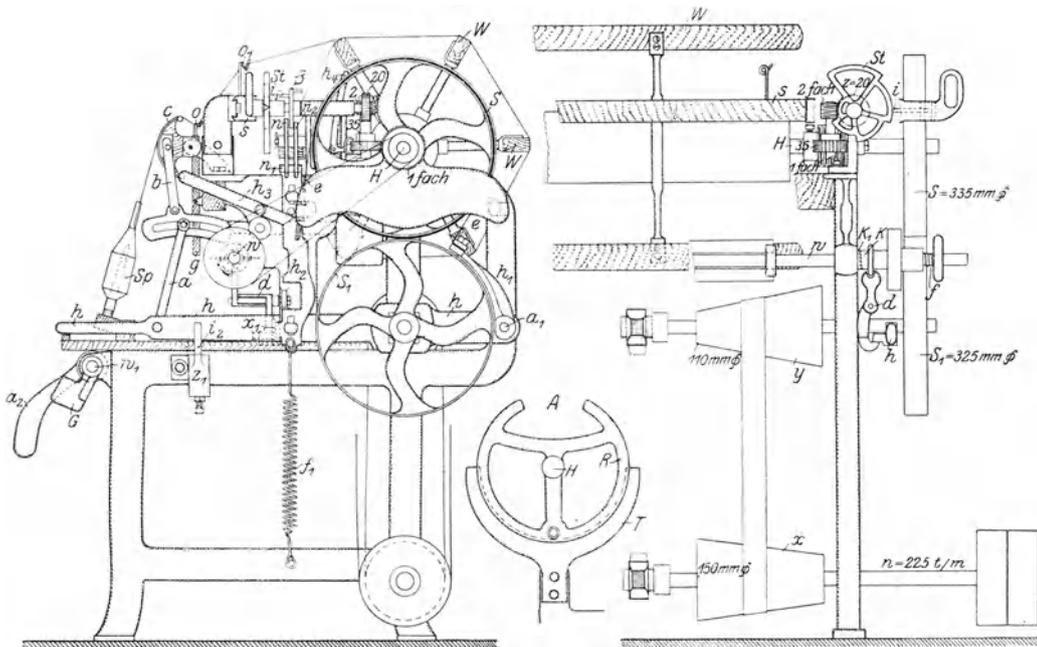


Abb. 212.

Da beim Einrücken des Haspelrahmens die auflaufenden Fäden nicht sofort die volle Anspannung erhalten, andererseits jedoch die Drehbewegung der Flügelwelle  $w$  sofort einsetzt, so erfolgt während der Inbetriebsetzung der Maschine die Ausschwingung bzw. das Ausweichen von  $g$  nach links oftmals etwas zu spät, wodurch die Maschine wieder zur Abstellung gebracht wird. Zur Vermeidung dieses Übelstandes ist der Hebel  $h$  durch die dazwischen geschalteten Hebel  $a$  und  $b$  mit den Führungsbögen  $c$  derart in Verbindung gebracht, daß bei Inbetriebsetzung des Haspelrahmens durch das Aufwärtsheben des Hebels  $h$  die Schwinghebeln  $g$  oben so lange nach rechts abgedrückt werden, bis der Fadenzug zu wirken begonnen hat.

Die Fortrückung der Fadenführerleiste  $s$  für die absatzweise Trennung der Gebinde geschieht durch einen von der Haspelwelle aus getriebenen Zähler. Auf dem Bolzen des 20er Rades sitzt ebenfalls fest eine 5teilig abgestufte Scheibe  $St$ , an welcher sich mittels einer Feder ein an der Fadenführerleiste  $s$  befestigter Stift  $i$  preßt. Für den Anfang liegt der Stift  $i$  auf dem größten Durchmesser der Stufenscheibe  $St$  und wird bei je 70 Umdrehungen des Haspelrahmens auf den nächstfolgenden kleineren Durchmesser geschaltet, bis nach den letzten 70 Umdrehungen, also wenn die Scheibe  $St$  eine

Umdrehung ausgeführt hat, der Stift  $i_1$  von Scheibe  $B$  gegen den Finger  $n$  drückt, wodurch die Falle  $n_1$  gelöst wird, der Ausrückhebel  $h_2$  folgt dem Federzug  $f_1$  nach unten und drückt dabei die Falle  $d$ , die bei  $x_1$  einen kegelförmigen Ansatz besitzt, nach links ab, so daß der Hebel  $h$  nach unten fällt und damit die Abstellung des Weifrahmens bewirkt. Der Hebel  $h$  wird bei der Ausrückung des Haspelrahmens  $W$  bei  $z_1$  abgefangen und zur Vermeidung eines harten Aufschlages ist der Bolzen  $i_2$  federnd gelagert. Der Finger  $n_2$  bildet mit dem Ausrückhebel eine Sicherungsfalle gegen eine vorzeitige Abstellung. Durch Hebel  $h_3$  wird zu Beginn eines neuen Abzuges der Ausrückhebel  $h_2$  hochgedrückt und durch die Finger  $n, n_2$  abgefangen. Drückt man Hebel  $h_4$  nach links, so wird der Zahneingriff von Schneckenrad 35 mit Schnecke 1 gelöst und damit der Zähler ausgeschaltet.

Der Haspelrahmen kann für das Abnehmen der Strähne mittels einer Vorrichtung leicht zusammengeklappt werden. Um für das Abnehmen der Strähne nach vollendeter Fitzung die Haspelwelle nicht aus dem Lager heben zu müssen, bildet ein ausgespartes Handrad  $R$  das Ausdrehrad das Lager und ist dasselbe im Unterteil  $T$  in einer Nut geführt. Zwecks Herausnehmens werden eine Anzahl Strähne in die Aussparrung  $A$  des Handrades  $R$  gelegt, so daß durch einmaliges Herumdrehen von  $R$  die Strähne dann ohne weiteres abgenommen werden können.

Um die Weife von jedem beliebigen Standort an der Maschine einrücken zu können, ist unter dem Hebel  $h$  eine sich längs der Maschine erstreckende Welle  $w_1$  angebracht, an welcher, auf geeigneten Entfernungen verteilt, Handgriffe  $a_2$  befestigt sind. Auf der Welle  $w_1$  sitzt ein Gewicht  $G$  mit einem Anschlag, welches, wenn an einem der Handgriffe  $a_2$  nach aufwärts gedrückt wird, den Hebel  $h$  nach oben hebt und den Haspelrahmen einrückt, wobei  $h$  von der Falle  $d$  abgefangen und festgehalten wird. Unter dem Einfluß des Gewichtes  $G$  geht die Welle in ihre ursprüngliche Lage zurück.

**Berechnung der Wegmannweife.** Die Geschwindigkeit des Haspelrahmens kann, wie aus Abb. 212 ersichtlich ist, durch Verstellung des Riemens auf den Konen  $\frac{x}{y}$  verändert werden. Dies geschieht mittels eines Zahnstangengetriebes, das, mittels einer Handkurbel betätigt, die Riemengabel des Konusriemens verschiebt.

Es ist Umdrehungszahl des Haspelrahmens

$$n = \frac{225 \cdot x \cdot 325}{y \cdot 335} = 218,3 \cdot \frac{x}{y}.$$

Größte Umdrehungszahl des Haspelrahmens

$$n = 218,3 \cdot \frac{150}{110} = \sim 298 \text{ t/m.}$$

Dies ergibt eine Rahmengeschwindigkeit von

$$v = \frac{298 \cdot 1,428}{60} = 7,092 \text{ m/sek.}$$

Kleinste Umdrehungszahl des Haspelrahmens

$$n = 218,3 \cdot \frac{110}{150} = \sim 160 \text{ t/m.}$$

Dies ergibt eine Rahmengeschwindigkeit von

$$v = \frac{160 \cdot 1,428}{60} = 3,808 \text{ m/sek.}$$

Für die Haspelung eines Strähnes von 500 m hat der Haspelrahmen

$$\frac{500}{1,428} = \sim 350$$

Umdrehungen auszuführen. Hierfür hat die Stufenscheibe  $St$  eine Umdrehung auszuführen und es berechnet sich dann der Zählerwechsel zu

$$1 = \frac{350 \cdot 1 \cdot 2}{35 \cdot z},$$

hieraus

$$z = \frac{350 \cdot 1 \cdot 2}{35 \cdot 1} = \mathbf{20 \text{ Zähne.}}$$

Soll der Weifumfang beispielsweise auf einen Umfang von 1,25 m geändert werden, so ergibt sich für einen Strähn von 500 m Länge eine Umdrehungszahl des Haspelrahmens von

$$\frac{500}{1,25} = 400.$$

Es hat also die Stufenscheibe  $St$  für 400 Haspelrahmen-Umdrehungen auch nur eine Drehung auszuführen und es ist dann der Zählerwechsel

$$1 = \frac{400 \cdot 1 \cdot 2}{35 \cdot z},$$

hieraus

$$z = \frac{400 \cdot 1 \cdot 2}{35 \cdot 1} = \sim \mathbf{23 \text{ Zähne.}}$$

**Die Produktion der Wegmannweife.** Dieselbe ist abhängig von den minutlich ausgeführten Haspelrahmen-Umdrehungen, von der Größe der aufgesteckten Garnkörper, von der Garnfeinheit und Garnqualität und im besonderen Maße noch von der Geschicklichkeit der Bedienung.

Die effektive Arbeitszeit kann man für eine mittlere Nummer im Durchschnitt etwa mit 22% der absoluten Arbeitszeit annehmen.

Beispiel. Wieviel beträgt die Produktion einer Weife mit 50 Spindeln für 52/2fach Zwirn bei einer wöchentlichen Arbeitszeit von 48 Stunden?

Angenommen, der Konusriemen befindet sich in der Mitte der Konen, so ergibt sich für diese Stellung eine Haspelrahmen-Umdrehungszahl von

$$218,3 \cdot \frac{130}{130} = \mathbf{218,3 \text{ t/m.}}$$

Dies ergibt eine wöchentliche theoretische Lieferung in Zahlen pro Spindel

$$L = \frac{218,3 \cdot 1,428 \cdot 60 \cdot 48}{1000} = \mathbf{897,789 \text{ Zahlen.}}$$

Für 50 Spindeln ergeben sich dann

$$897,789 \cdot 50 = \sim \mathbf{44889,4 \text{ Zahlen.}}$$

Nach Formel 3 ergibt sich

$$G = \frac{44889,4}{26} = \mathbf{1726,5 \text{ kg.}}$$

Da jedoch nur 22% der effektiven Arbeitszeit in Betracht kommen, so ist die praktische wöchentliche Produktion

$$\frac{1726,5 \cdot 22}{100} = \sim \mathbf{380 \text{ kg.}}$$

Beim Weifen von bunten Partien stellt sich der Prozentsatz der effektiven Leistung infolge des öfters vorkommenden Partiewechsels um etwa 3 bis 6% niedriger.

## Die Packerei.

**Das Docken.** Die zu einer Docke zu vereinigenden Strähne werden in den aus Abb. 213 zu ersiehenden sogenannten Schlickhaken eingehängt, kräftig angezogen und mit einem runden Stab glatt gestrichen, wobei darauf zu achten ist, daß die Fitzfäden zum Haken  $h$  kommen. Durch Treten auf das Trittbrett  $e$  erhält der Haken 2 bis

3 Drehungen, die sich auf die Docke, deren freiliegendes Ende mit dem runden Stab straff gehalten wird, übertragen. Nach Herausziehen des Stabes wird das mit der Hand gehaltene Ende in das vom Haken gehaltene Ende hindurchgesteckt, so daß sich dann die in Abb. 213 Nebenfigur ersichtliche Zopfform der Docke ergibt. Durch die Freigabe des Fußtrittes dreht sich der Haken *h* durch das Übergewicht von *G* in seine ursprüngliche Lage zurück.

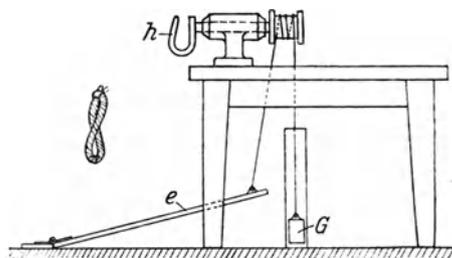


Abb. 213.

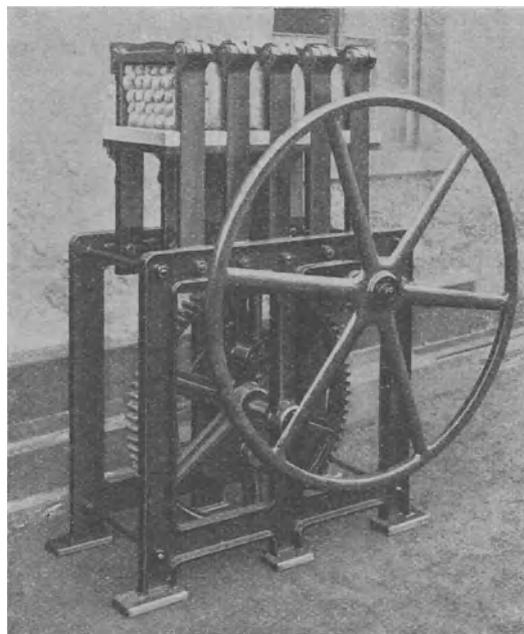


Abb. 214.

**Die Bündelpresse der Maschinenfabrik E. Bauch, Landshut i. Schles.** (Abb. 214.) Die zu einem Bündel abgewogenen Docken werden in die Bündelpresse eingelegt, nachdem vorher die Packfäden in die vorgesehenen Zwischenlagen gebracht werden. Durch Drehen des Handrades wird der untere Tisch gehoben und preßt das darauf liegende Bündel gegen die oben liegenden 5 Preßdeckel. In diesem gepreßten Zustand erfolgt das Verschnüren des Bündels mittels der 3 bis 4 eingelegten Packfäden. Durch Zurückdrehen am Handrad senkt sich der untere Boden (Tisch) der Presse, das Bündel wird entlastet und kann nach Zurückklappen der 5 Preßdeckel der Presse fest geschnürt entnommen werden. Zur Vermeidung von Beschädigungen des Garnes an den Schnürstellen wird an diesen zwischen Packfäden und Garn eine Pappeinlage um das Bündel gelegt. Die fertigen Bündel werden in Papier eingeschlagen, mit der jeweiligen Partiebezeichnung versehen und in Ballen verpackt.

## VIII. Das Dämpfen der Garne und die Versandarbeiten.

Alle in der Spinnerei und Zwirnerei gedrehten Garne besitzen die Neigung, während der beim Abwinden eintretenden Entspannung des Fadens in mehr oder weniger langen Schleifen (Kringeln) zusammenzuspringen. Diese Schleifenbildung oder das sogenannte Ringeln oder Kringeln setzt einer glatten Weiterverarbeitung große Hindernisse und Unannehmlichkeiten entgegen. Dem von den Spinn- bzw. Zwirnmachines abgenommenen Garn muß deshalb das Kringelvermögen genommen und der Draht fixiert werden und erreicht man dies dadurch, daß man das Garn nach der Ablieferung von der Spinnerei oder Zwirnerei längere Zeit warmen oder heißen Wasserdünsten oder kürzere Zeit der Einwirkung niedrig gespannten Dampfes von etwa 0,6 Atm. Druck aussetzt.

Die sogenannten Dampfkammern, in welchen nur die Wasserdämpfe auf das Garn einwirken, bestehen zumeist aus einem gemauerten Raume von beispielsweise 7 m Länge 2<sup>1</sup>/<sub>2</sub> m Breite und 2 m Höhe. Am Boden sind der Länge nach mehrere Kanäle als

Wasserbehälter von etwa 20 bis 25 cm Tiefe und 20 cm Breite eingelassen, in die perforierte Dampfrohre münden, wodurch der aus diesen Siebrohren ausströmende Dampf das ihn umgebende Wasser durchläuft und dann stark genäßt in den Raum aufsteigt. gleichzeitig erhitzt sich das in den Kanälen befindliche Wasser und trägt zur Nebelbildung im Raume bei. Zur Erhöhung der Wasserdunstmenge sind an der Decke des Raumes außerdem noch 4 bis 6 Befeuchtungsapparate angebracht, die mit warmem Wasser von etwa 30 bis 35° C gespeist werden. Die fertig gesponnenen Garne werden nun zumeist in geflochtenen, handlichen Rohrkörben verpackt und in etwa bis zu 3facher Über-einanderlage in die Dampfkammer gestellt. Damit die untersten Körbe nicht mit dem nassen Fußboden in Berührung kommen, trägt dieser einen Lattenrost, auf welchem die Körbe zu stehen kommen. Um ein Durchnässen und Beschädigen der zu oberst liegenden Coppschicht durch die an der Decke des Raumes auftretende Tropfenbildung zu vermeiden, stülpt man über die oberste Korbreihe ein dachförmiges Lattengestell, welches mit wasserdichten Tüchern (Filz) überdeckt wird. Nach Schließen der gut abgedichteten Tür erfolgt die Zuströmung des Dampfes, die so lange andauert, bis die Innentemperatur auf ca. 60° C gebracht ist. Für die Kontrolle der Temperatur ist ein Thermometer vorgesehen, das mit seinem verlängerten Unterteil tief in die Kammer ragt. Damit die heißen Wasserdämpfe alle Stellen der Garnkörbe durchdringen, wird mittels eines Exhaustors die Innenluft des Raumes in ständiger Bewegung gehalten. Die Zeitdauer des Dämpfens ist abhängig von der Größe des Drehungsgrades, im Durchschnitt rechnet man bei normal gedrehten Garnen 2 bis 3 Stunden. Nach beendeter Dämpfzeit werden mittels des Exhaustors und einer geeigneten Abzugsvorrichtung die Wasserdämpfe abgezogen, um das Entleeren und anschließende Füllen der Kammern vom Dampf unbelästigt, vornehmen zu können. Die Gewichtszunahme der normal gedämpften Garne beträgt 2 bis 3%.

Garne, welche infolge ihres niedrigen Drehungsgrades eine intensive Dampfeinwirkung nicht bedürfen, werden gewöhnlich nur warmem Wasserdunst, welcher von den angebrachten Befeuchtungsapparaten (s. S. 412 bis 416) mit etwa 35° C warmem Wasser erzeugt werden, ausgesetzt und beträgt hierfür die Zeitdauer der Einwirkung derselben etwa 20 bis 24 Stunden.

Nach erfolgtem Dämpfen lagert man die Garnkörbe bis zum Versand der Garne zweckmäßig in einem besonderen feuchten Raume, welcher durch Befeuchtungsapparate auf eine relative Luftfeuchtigkeit von 95 bis 100% gebracht wird, wodurch ein Ausgleich und damit eine gleichmäßige Verteilung der Feuchtigkeit innerhalb der Partie angestrebt wird.

### Der Dämpfapparat von U. Pornitz, Chemnitz. (Abb. 215.)

Das Charakteristische dieses Apparates besteht darin, daß in dem luftdicht verschlossenen Dämpfkessel vor Eintritt des Dampfes eine Luftverdünnung (Vakuum) erzeugt wird, so daß nach Einlaß des Dampfes die Feuchtigkeit bis in den Kern der Bobinen gleichmäßig durchdringt. Mittels eines auf Schienen rollenden Fahrgestelles werden die Garnkörbe in den Kessel eingefahren und dieser dann durch den Deckel luftdicht verschlossen. Durch eine Luftpumpe wird aus dem Innenraum des Kessels so viel Luft abgesaugt, bis das angebrachte Vakuummeter ein Vakuum von 40 bis 45 anzeigt. Sodann erfolgt der Dampfeinlaß, bis das Thermometer im Kessel eine Temperatur von 45° C anzeigt. Der Dämpfprozeß dauert ca. 1½ Stunden und kann verkürzt werden, indem durch stärkere Dampfzufuhr die Temperatur höher gehalten wird. Der Apparat ist mit einer Kühlvorrichtung ausgerüstet, die den Zweck hat, das Garn nach beendetem Dämpfen abzukühlen, um das Verdunsten der aufgenommenen Feuchtigkeit zu verhindern. Zu diesem Zweck ist an der obersten Stelle längs des Zylindermantels ein Rohr angebracht, durch welches im geeigneten Zeitpunkt das Kühlwasser zugeführt wird, welches dann an beiden Seiten der äußeren Zylindermantelfläche herunterrieselt.

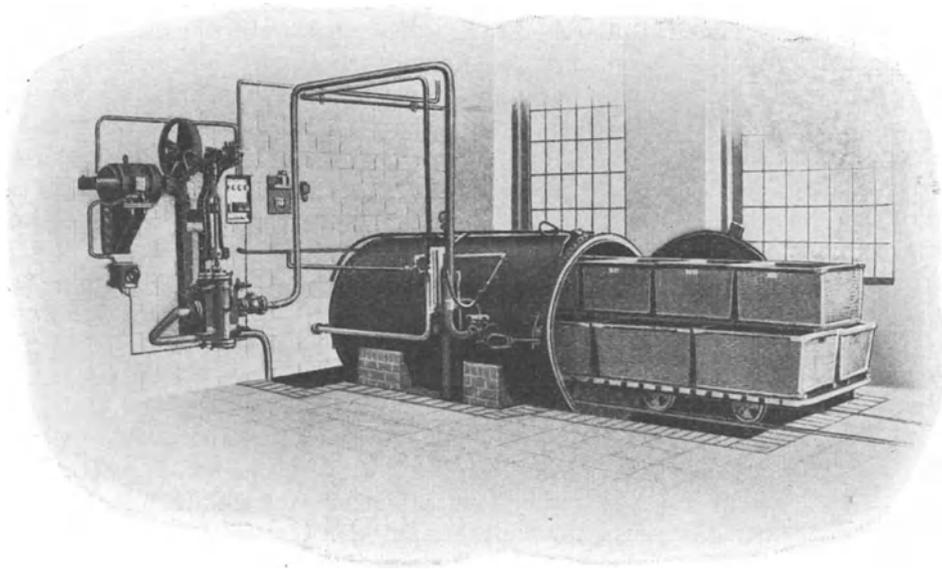


Abb. 215.

Der Apparat faßt ca. 350 kg Garn. Die Temperatur der Dampfkammer soll im allgemeinen  $60^{\circ}$  C nicht überschreiten, da hohe Temperaturen die Farbe des Garnes ungünstig beeinflussen, so tritt bei zu hoher Temperatur besonders bei rohweißen Garnen gelbliche Färbung oder Fleckenbildung ein.

### Die Garneinlegerei.

Der Versand der in der Spinnerei und Zwirnerei hergestellten Garne erfolgt zum weitaus größten Teil in der Form von Bobinen und Kannetten mittels Verpackung in Kisten. Je nach der Größe des Versandgewichtes des Packstückes und den Garnkörperdimensionen wird die hierfür geeignete Kistengröße gewählt. Die Kistengrößen sind entsprechend ihrem Kubikinhalt numeriert und das aufzunehmende Garnnettogewicht jeder Kistengröße ist für die verschiedenen Garnkörperdimensionen festgelegt. So beträgt beispielsweise das aufzunehmende Garnnettogewicht bei einem Inhalt der Kiste von

$$1,425 \cdot 0,950 \cdot 0,570 = 0,77163 \text{ cbm} = \text{Kistennummer 1}$$

Self.-Bob. = 225 kg;    Ringspinn-Copse 190 mm = 170 kg;    Zwirn-Copse = 180 kg;  
 „ Kann. = 170 kg;    „ -Kann. 140 mm = 175 kg;    „ -Kann. = 135 kg;

während das Garnnettogewicht bei einem Inhalt der Kiste von

$$0,545 \cdot 0,450 \cdot 0,230 = 0,0564 \text{ cbm} = \text{Kistennummer 18}$$

Self.-Bob. = 12 kg;    Ringspinn-Copse = 10 kg;    Zwirn-Copse = 10,5 kg;  
 „ Kann. = 10 kg;    „ -Kann. = 11 kg;    „ -Kann. = 9 kg

beträgt. Diese festgelegten Nettogewichte unterliegen kleineren Differenzen, die durch die mehr oder weniger feste Windung der Garnkörper bedingt sind, ebenso hängen die aufzunehmenden Gewichte von der Geschicklichkeit der Einleger ab. Die Kötzer werden in der Weise in die mit Papier ausgeschlagene Kiste gelegt, daß der untere Hülsesteil gegen die längs- oder auch querseitigen Kistenwände anzuliegen kommt, während für die mittleren Lagen darauf Bedacht zu nehmen ist, daß die Ansatz- und Spitzenkegel ohne Zwischenräume fest ineinander zu liegen kommen.

In der Packerei wird gleichzeitig mit dem Einlegen der Garnkörper in die Kisten eine nochmalige scharfe Kontrolle in bezug auf fehlerhafte Garnkörper ausgeübt, es ist

zu diesem Zwecke eine gute Belichtung des Einlegraumes unbedingt nötig. Die schnelle und sichere Auffindung fehlerhafter Garnkörper erfordert große Übung und Erfahrung. Die Kontrolle bezieht sich auf Mängel, die sowohl in der Form des Garnkörpers, als auch im Garn selbst auftreten und folgender Art sein können:

1. Durch zu lose Drehung erfährt der Kötzer eine lockere Aufwindung, die wieder eine merkliche Vergrößerung des Durchmessers zur Folge hat. Tritt die zu lose Drehung nur in einem Teil der Fadenlänge des Copses auf, so entsteht am Kötzerumfang eine Wulst.

2. Zu scharfe Drehung gegenüber der Normaldrehung der betreffenden Partie kennzeichnet sich durch kleineren Kötzerdurchmesser mit festerer Windung und glänzendem Aussehen. Kleinere Längen des Copses mit unrichtiger, zu scharfer Drehung bringen Einschnitte im Garnkörper hervor. Zu berücksichtigen ist hier, daß an der Ring-spinn- oder Zwirnmaschine ein etwaig schwererer Ringläufer auch einen fester gewundenen Kötzer mit kleinerem Durchmesser erzeugt, ohne daß sich hierfür schärfere Drehung ergibt, ebenso entsteht bei längerem Fehlen eines Fadens ein Einschnitt am Cops.

3. Ein Doppelfaden erzeugt eine Verstärkung im Cops und infolge der schärferen Drehung ein glänzenderes Aussehen an der betreffenden Stelle.

4. Entgegengesetzte Drehung äußert sich ähnlich wie scharfe Drehung der Garnkörper, besitzt jedoch mattes Aussehen. Die Merkmale mit falscher Drehung einer kleineren Länge äußern sich als matte ringförmige Einschnitte am Cops.

5. Spinnerei-Doppelfäden kennzeichnen sich in einer Vergrößerung des Kötzerdurchmessers und im korkzieherartigen Aussehen des dicken Fadens.

6. Verwechslungen von Garnkörpern aus verschiedenen Parteien sind an dem unterschiedlichen Farbenton des Garnes und der Hülse zu erkennen, und sind je nach der Ähnlichkeit der Farben mehr oder weniger leicht zu unterscheiden. Die Herkunft solcher Verwechslungen läßt sich bei Zwirn durch Abhaspelung des betreffenden Kötzers durch die Lage des Verbindungsknoten auffinden, und zwar:

a) zeigt bei der Abhaspelung bis zu einem Knoten die Lage desselben in den fortlaufenden Windungsspiralen des Fadens eine Unterbrechung, d. h. die Knotenstelle liegt nicht in der gesetzmäßigen Lage der Windungen, so wurde in der Zwirnerei eine falsche Spule angeknötet.

b) Tritt keine Unterbrechung der Fadenwindungsspirale an der Stelle des Knotens auf, dann ist dieser Fehler auf die Dublierung zurückzuführen.

c) Fehlt die Knotenverbindung an der Stelle, wo der falsche Faden einsetzt, dann trifft die Schuld dieser Verwechslung die Spinnerei.

d) Für die einfachen Faden wäre das Abhaspeln bis zur Anlegestelle in analoger Weise durchzuführen.

Die fehlerhaften Stellen an den Kötzern werden aufgeschnitten und mit den anderen für den Versand nicht geeigneten Copsen, wie solche mit schmutzigen Stellen, Ungleichheiten in der Form infolge längeren Fehlens des Fadens, als auch unterwundene Hülsen u. a. m. an die sogenannte Umspulmaschine gegeben, an welcher die Kötzer durch Abspulen und abermaligem Aufwinden in ihre normale Form gewunden und alle fehlerhafte Stellen ausgeschieden werden. Die für die Weiferei bestimmten Kötzer werden nach durchgeführter Kontrolle und Aufschneiden der etwaigen fehlerhaften Stellen direkt zu den Weifen gegeben.

### Die Umspulmaschine von Küchenmeister. (Abb. 216.)

Die Fäden der auf den pendelnd aufgehängten Spindeln  $i$  aufgesteckten umzuspulenden Copse laufen durch Ösen  $o$  über die mit Filztuch bezogene Holzwalze  $a$ , durch Ösen  $o_1$  und die zweite Spannwalze  $a_1$ , gelangen durch die aus engen Schlitzten bestehende Fadenführerschiene  $i_1$  schließlich in den Fadenführer  $o_2$ , der die Faden der sich mit etwa 600 t/m rotierenden Spindel  $Sp$  zur Aufwindung zuführt. Die Spindeln  $Sp$

erhalten ihren Antrieb von der durchgehenden Hauptwelle  $w$  aus durch den Friktionsrädertrieb  $\frac{z}{z_1}$ ; für jede Spindel ist ein besonderes Räderpaar  $\frac{z}{z_1}$  vorgesehen und wird das mit Leder bezogene Rad  $z_1$  durch das Eigengewicht der Spindel an den Kranz des Rades  $z$  gepreßt. Die Führung des Fadens an die Spindel durch  $o_2$  erfolgt nach den gleichen Windungsgesetzen wie an den Ringspinn- und Zwirnmaschinen und zwar durch Exzenter  $E$ . Die ebenfalls wie die Hauptwelle  $w$  durchgehende Exzenterwelle  $w_1$  erhält von  $w$  aus an mehreren Stellen durch Räderübersetzungen  $\frac{24}{156}$  ihren Antrieb.

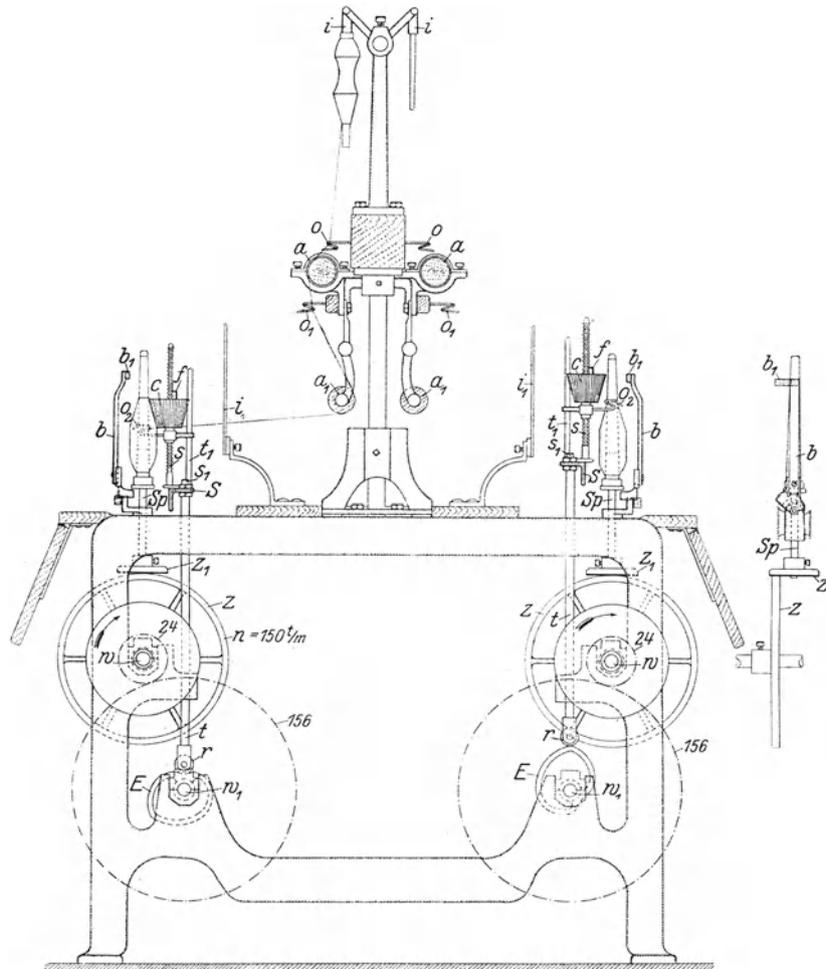


Abb. 216.

Auf  $w_1$  sind in Abständen von 1,64 m die Exzenter  $E$  befestigt, auf welchen die Tragstangen  $t$  mit Führungsrollen  $r$  der Fadenführertragschiene  $S$  ruhen. Durch  $E$  erhält die Schiene  $S$  eine Auf- und Abwärtsbewegung mit veränderlicher Hub-Geschwindigkeit, die der der Ringbank der Ringspinnmaschine entspricht.

Die Emporschaltung der Anwindestelle erfolgt hier nicht von dem Aufwindeapparat für alle Spindeln gleichzeitig, wie dies bei der Ringspinnmaschine der Fall ist, sondern es hat hier jede Spindel ihren eigenen Schaltapparat, so daß gleichzeitig auf den einzelnen Spindeln unterschiedliche Kötzerdimensionen aufgewunden werden können. Die Schaltvorrichtungen ruhen auf der Schiene  $S$ . Die Schaltvorrichtung besteht aus dem Vollkonus  $c$  mit Fadenführer  $o_2$ , welcher lose die Flachgewindespindel  $s$  umgreift; der rückwärtig an  $o_2$  angebrachte Schenkel ist an der Stange  $t_1$  geführt und verhütet

dadurch ein seitliches Ausweichen des Fadenführers  $o_2$ . Die am Konus  $c$  befestigte Blattfeder  $f$  greift mit ihrem oberen gekröpften Ende in den Gewindegang der Spindel  $s$ , wodurch  $c$  mit  $s$  zwangsläufig verbunden wird. Durch die vorerwähnte Hubbewegung der Schiene  $S$  bzw. des Fadenführers  $o_2$  wird der zugeführte Faden in Kegelform an die Spindel  $Sp$  gewunden. Da  $o_2$  zunächst nicht höher geschalten wird, werden die Windungsschichten so lange übereinandergewunden, bis der Fadenkegel eine derartige Größe angenommen hat, bis er sich an den Mantel des Eisenkonusses  $c$  anlegt. Je nachdem nun der Konus  $c$  weiter oder näher zur Spindel  $Sp$  eingestellt ist, wird die Stärke des aufzuspulenden Kötzers größer oder kleiner. Ist der Kontakt zwischen Fadenkegel und Konus  $c$  erreicht, so wird jede weiter aufgewundene Fadenschicht den Konus  $c$  und mit ihm den Fadenführer  $o_2$  der Schichtenstärke entsprechend nach oben rücken. Durch die Führung von  $f$  in Spindel  $s$  gelangt auf diese Weise, mit dem Wachsen des Kötzers, der Konus  $c$  allmählich nach oben bis an das Ende der Spindel  $s$ . Nach Abnahme des fertigen Kötzers kann durch Ausheben der Feder  $f$  aus Spindel  $s$  der Konus  $c$  mit Führer  $o_2$  schnell nach unten in die Anfangsstellung gebracht werden. Die Einstellung des Konusses  $c$  zur Spindel  $Sp$  für die gewünschte Kötzerstärke ist nach Lösen der Schraube  $s_1$  vorzunehmen. Durch eine Bewegung des Hebels  $b$  nach außen (s. auch Abb. 216 Nebenfigur) wird das Friktionsrad  $z_1$  mit der Spindel vom Antriebsrad  $z$  abgehoben und dadurch Spindel  $Sp$  in Stillstand versetzt. Bei vollem Kötzer wird Spindel  $Sp$  selbsttätig dadurch ausgeschaltet, daß die obere Kegelfläche an die an Hebel  $b$  befestigte gerippte Platte  $b_1$  stößt und diese mit  $b$  nach außen umklappt.

Zum Umspulen von Kannetten benutzt man einen kleineren Konus  $c$ , welcher den Dimensionen der Schußkegelform angepaßt ist. Zu beachten ist, daß der Fadenanlauf an die Spindel  $Sp$  der Drehrichtung des Garnes entsprechend an der richtigen Seite erfolgt, und zwar muß der Faden bei Rechtsdrahtgarn rechts und bei Linksdrahtgarn links (siehe Abb. 25 u. 26 Seite 76) an den Kötzer anlaufen, da sonst in der Weberei leicht Irrtümer in bezug auf die Drehrichtung des Garnes entstehen können. Durch Änderung des Antriebsriemenlaufes kann leicht die Drehrichtung der Spindel den jeweiligen Bedürfnissen angepaßt werden. Der gesetzmäßige Aufbau des Kötzeransatzes wie bei der Ringspinnmaschine kann jedoch an dieser Maschine nicht durchgeführt werden. Bei richtiger Einstellung liefert jedoch die Maschine recht gute Kötzerformen und infolge ihrer vorteilhaften Bauart und Arbeitsweise eine hohe Produktion. Die Spindelteilung  $t$  beträgt bei der beschriebenen Maschine  $t = 165$  mm und ist die Gesamtlänge  $L$  bei 50 Spindeln (doppelseitig = 100 Spindeln)

$$L = \frac{0,165 \cdot 100}{2} + 0,75 = 9 \text{ m.}$$

#### Berechnung der Umspulmaschine.

$$\text{Spindelumdrehungen in der Minute} \dots = n \cdot \frac{z}{z_1} = 150 \cdot \frac{320}{80} = 600 \text{ t m.}$$

$$\text{Anzahl der Exzenterumläufe in der Minute} \dots = 150 \cdot \frac{24}{156} = \sim 23.$$

$$\text{Auf eine Exzenterumdrehung entfallen demnach} = \frac{600}{23} = 26 \text{ Spindelumdrehungen.}$$

Bei einem mittleren Windungsdurchmesser von beispielsweise 30 mm berechnet sich die Fadenaufwindung während einer Exzenterumdrehung = 2 Schienenhube zu

$$26 \cdot 0,030 \cdot \pi = \sim 2,45 \text{ m.}$$

## IX. Art und Bezeichnung der Kammwollgespinste.

Die Kammwollgespinste zergliedern sich in zwei Hauptgruppen, und zwar unterscheidet man:

weiches Kammgarn,  
hartes „

Die weichen Kammgarne spinnt man aus kürzeren, feineren Wollen (Merinowolle) mit mittlerer bis loserer Drehung, die harten Kammgarne dagegen aus langstapeligen, schlichten, harten, aber stark glänzenden Wollen (englischen Kammwollen) mit meist schärferer Drehung. So ist die Weichheit oder die Härte des Garnes abhängig von der allgemeinen Beschaffenheit der Wolle, als auch von dem Grad der Drehung. Ein auffälliger Unterschied zwischen den rohen weichen Kammgarne besteht auch in der Farbe, und zwar zeigen die weichen Kammgarne meist eine fast reinweiße Farbe, während die rohen harten Kammgarne immer mehr oder weniger eine schmutzig gelbe Färbung besitzen, welche durch das meist noch anhaftende Schmelzfett erhöht wird, da letzteres nicht entfernt wird, wie bei den weichen Kammgarne.

Mit Rücksicht auf das verwendete Rohmaterial werden die weichen Kammgarne auch kurz als Merinogarne und die harten als Lüstergarne und Cheviotgarne bezeichnet. Das harte Kammgarn findet Verwendung als Strick-Posamentiergarn zu Möbelstoffen, Plüsch, Schals usw., während das weiche Kammgarn hauptsächlich zu festen, feineren, glatten Kleiderstoffen verarbeitet wird, die nicht voll gewalkt werden, sondern höchstens leicht angewalkt, so daß deutlich die Gewebeführung zum Ausdruck kommt.

Je nach der Verwendung unterscheidet die Weberei Schußgarn (Weft), Kettgarn (Warp) und Halbkette. Kettgarn besteht meist aus besserem, im Stapel gleichmäßigem Material, ist stets stärker gedreht, während Schußgarn bedeutend schwächere Drehung erhält und zu letzteren meist auch eine etwas kürzere und im Stapel unregelmäßigere geringere Wollqualität Verwendung findet. Das Kettgarn wird bei der Weiterverarbeitung besonders im Webstuhl bedeutend mehr auf Festigkeit beansprucht als das Schußgarn, außerdem gibt das Kettgarn dem Gewebe gewöhnlich den Halt, während der Schuß in erster Linie das Gewebe füllt und griffig macht. Zur Erzielung dieser nötigen Festigkeit wählt man eben für das Kettgarn bessere Wollqualitäten und festere Drehung, während die losere Drehung das Schußgarn weicher und griffiger macht. Halbkette steht in der Drehung zwischen Schuß- und Kettgarn. Auch sind die Bezeichnungen Mulegarn für Schußgarn, welches auf Wagenspinnern (Mulemaschine) und Watergarn für Kettgarn, welches auf Ringspinnmaschinen (Watermaschinen) hergestellt wurde, gebräuchlich. Schußgarn wird zumeist für feinere Nummern ausgesponnen als Kettgarn.

Bezüglich des Feinheitsgrades der weichen Kammgarne unterscheidet man:

feine Kammgarne mit der metrischen Nummer	51 bis 125
mittelfeine „ „ „ „	21 „ 50
grobe „ „ „ „	1 „ 20

und gilt hierbei der Grundsatz: „Je feiner die zu spinnende Nummer wird, desto besser muß im allgemeinen die zu verwendende Wolle, d. h. desto dünner und elastischer müssen die Wollhaare sein.“

So spinnt man beispielsweise allgemein:

feine Kammgarne aus	3 A- und 2 A-Wollen,
mittelfeine „	„ A-, A B- bis C- „
grobe „	„ C-, C D-, D-, E- „

Bei der Garnbezeichnung 49 A<sup>I</sup>-Kette deutet das an die Nummer angehängte A<sup>I</sup> auf die Wollqualität A<sup>I</sup> hin, aus welcher das Garn besteht.

Der Feinheitsgrad der harten Kammgarne ist durch die langen starken Wollfasern begrenzt, welche nur zu groben und mittelfeinen Garnen bis  $N=42$  metrisch ausgesponnen werden können.

Das weiche Kammgarn, auch kurz Merinogarn genannt, zeigt neben der meist reinen weißen Farbe einen nur schwachen matten Glanz, das Wollhaar ist fein, zeigt trotz des Plättens noch feine Kräuselungsbögen. Der Faden ist gleichmäßig rund und geschlossen, fühlt sich weich an und dehnt sich während des Zerreißens. Die weitaus größten Mengen der weichen Kammgarne kommen im rohweißen Zustande in den Handel, während sie aber für bestimmte Zwecke auch gefärbt werden. Die verschiedenartigen gemischten Färbungen der Garne werden nach verschiedenen Herstellungsarten erreicht und mit Rücksicht auf letztere sind für die Garne folgende Bezeichnungen gebräuchlich:

**Melangegarn.** Dieses Garn besteht aus verschieden gefärbten Wollhaaren, d. h. jedes Haar ist nur einfarbig. Die melierten Kammgarne werden dadurch erhalten, daß auf einer besonderen Strecke (Melangeuse, Intersecting) verschiedenfarbige Kammzugbänder im gewünschten Farbenverhältnis vorgelegt und verzogen werden. Durch weiteres Dublieren und Verziehen auf den sich anschließenden 9 bis 10 Streckdurchgängen der Vorspinnerei findet dann eine gleichmäßige Mischung der verschieden gefärbten Fasern statt. Diejenige Färbung, welche den größten Teil der Mischung ausmacht, wird mit Grundfarbe bezeichnet, während die anderen in kleineren Mengen vertretenen Farben die Stichfarben bilden. Durch den Melierprozeß erreicht man im Garn Farbennüancen, wie sie sich durch Färben der Ware nicht erzielen lassen.

Bei dem Streichgarn-Melangegarn werden gefärbte Wollen vor dem Spinnen im gewünschten Verhältnis untereinander gut vermengt und dann durch mehrmaliges intensives Krempeln sowie durch Verziehen auf dem Selbstspinner sehr gleichmäßig verteilt und vermischt. Ein Färben des Rohmaterials vor dem Krempeln ist in der Kammgarnspinnerei unzulässig, da hierdurch die langen noch losen Kammwollen mehr oder weniger stark verfilzen, so daß sich zur Auflösung und Mischung der verschieden gefärbten Wollen ein mehrmaliges intensives Krempeln der langen Kammwollen nötig machen würde, wodurch aber viele Fasern zerreißen, also die Stapellänge vermindert würde, weshalb man die Wolle erst in Bandform und zwar im Kammzug färbt. Infolge der gründlichen Mischung der Farben des kürzeren Rohmaterials durch das Krempeln zeigen die Streichgarn-Melangegarne stets eine gleichmäßigere ruhigere Farbenwirkung als die Kammgarnmelangen. Letztere fallen bei nicht genügender Durchmischung und besonders bei langhaarigem Material leicht zwirrig aus, d. h. die einzelnen Farben treten auffallend auf mehr oder weniger langen Streifen deutlich hervor.

**Vigoureuxgarn.** Durch das nach dem Erfinder genannte Vigoureux-Verfahren stellt man heute melierte Kammgarne her, die das Aussehen zeigen, als wären sie aus verschiedenfarbigen Kammwollen, also gefärbten Rohwollen, gesponnen. Die Vigoureuxgarne stehen in der gleichmäßigen Farbenverteilung den Streichgarnmelangen nicht nach. Dieses Melierverfahren besteht darin, daß man auf einer besonderen Strecke den einlaufenden Kammzugbändern in kurzen Abständen farbige Querstreifen durchdrückt. Diese so durchgehend bedruckten Bänder erfahren dann auf anschließenden Strecken und den Streckdurchgängen der Vorspinnerei ein oftmaliges Verziehen und Dublieren, wodurch die gründliche Farbenmischung bedingt und dadurch möglich ist, da die verschiedenen Farben nur auf kurze Streifen des Haares auftreten und sich leichter zu einem gleichmäßigen Tone vermischen als lange Haare von verschiedener Färbung. Vigoureuxgarn erkennt man leicht an den verschiedenen Farben, welche die Einzelfaser in gleichgroßen Abständen erkennen läßt.

**Jaspé oder jaspirtes Garn** ist ein einfacher Kammgarnfaden, der aber wie bunt gewirnt aussieht. Diese Wirkung wird dadurch erzielt, daß man in das Streckwerk der Feinspinnmaschine für eine Spindel zwei Vorgarnfäden und zwar von verschiedener Farbe einlaufen läßt, so daß z. B. von jeder Spindel ein schwarzer und ein brauner Vorgarnfaden zu einem Feingarn versponnen wird. Meist wird jedoch der verschiedenfarbige Fadeneinlauf schon am Finisseur vorgenommen, so daß dieser schon jaspirtes Vorgarn liefert, da im ersten Falle infolge der zweifachen Dublierung an der Feinspinnmaschine ein doppelt feineres Vorgarn benötigt wird, welches wieder einen Produktionsverlust der Vorspinnerei zur Folge hat.

**Mouliné** ist ein Zwirn, welcher stets aus zwei verschieden gefärbten oder melierten einfachen Garnen besteht.

**Uni** ist ein einfarbiges, bereits im Kammzug oder im Fertiggarn gefärbtes Kammgarn.

Mit Rücksicht auf das verwendete Material, den Verwendungszweck und den Grad der Drehung sind für Kammgarne noch folgende Garnbezeichnungen üblich:

**Zephirgarn** ist ein aus sehr feiner, weicher, kürzerer Merinowolle gesponnenes Kammgarn, welches äußerst lose Drehung besitzt und zwei-, drei- oder mehrfach leicht zusammengezwirnt ist.

**Voile** bezeichnet man ein sehr hart gedrehtes aus Merinowolle bestehendes Kammgarn, ein-, zwei- und mehrfach, welches ein rundes, glattes Aussehen zeigt. Letzteres wird besonders durch Gasieren erreicht, d. h. die kleinen aus der Fadenoberfläche hervortretenden Faserenden werden durch Absengen entfernt, indem das Garn mit einer bestimmten Geschwindigkeit durch kleine Gasflämmchen geführt wird.

**Genappes**, hierunter versteht man einen sehr fest gedrehten und gasierten zwei- bis dreifachen Kammgarnzwirn aus harter glänzender englischer Wolle.

**Crepongarn.** Dasselbe wird zunächst auf dem Wagenspinner gesponnen und durch folgendes Dämpfen wird der Draht fixiert und dann erhält das Garn nochmals auf der Zwirnmachine scharfen Nachdraht. Da sich diesem Nachdrehen kein Dämpfen anschließt, so behält das Garn seine Kringelkraft, welche dann im Gewebe die unregelmäßigen Falten verursacht.

Die harten Kammgarne zergliedern sich wieder in Cheviot-, Weft-, Lüster- und Mohairgarne.

**Das Cheviotgarn.** Das verwendete Rohmaterial ist Cheviotwolle, deren Haare sehr lang und im Vergleich zur Merinowolle grob sind, die Faser ist schwach gekräuselt und zeigt hohen Glanz. Das mikroskopische Aussehen gleicht dem der Merinowolle, jedoch zeigt sich das Haar als Röhrchen von größerem Durchmesser, dessen Schuppen nicht geschlossene Ringe bilden, sondern sich aus einzelnen Teilen zusammensetzen. Der einfache Cheviotfaden ist sehr unregelmäßig und besitzt viele aus der Fadenoberfläche hervorstehende Fasernenden. Der Griff des Fadens ist hart und rauh.

**Das Weftgarn.** Das Rohmaterial ist eine englische Glanzwolle, deren Haare noch gröber, länger und folglich noch weniger gekräuselt sind als diejenigen der Cheviotwollen. Unter dem Mikroskop ähnelt die Weftfaser den gröberen Cheviotwollen, nur sind die Begrenzungslinien der Schüppchen undeutlich und verschwommen. Der Weftfaden zeigt ebenfalls aus der Oberfläche hervorstehende Faserenden, jedoch nicht so zahlreich wie bei dem Cheviotfaden, dafür sind die Faserenden teilweise länger, ebenso treten die offenen losen Stellen seltener auf.

**Das Lüstergarn** ist eine grobe, sehr lange, schlichte, englische Glanzwolle, die fast gar keine Kräuselung hat und mehr Glanz als Weft besitzt. Der Faden ist unregelmäßig gesponnen und es ist die Anzahl der langen hervorstehenden Faserenden auf eine bestimmte Fadenlänge noch geringer wie bei Weftgarn, wodurch die Fadenoberfläche ein glatteres Aussehen aufweist. Je nach Farbe und Glanz werden folgende drei Lüstergarn-Qualitäten unterschieden:

1. Demi- oder Halblüster, 2. Lüster, 3. Super-Lüster. Die unter 3. genannte Qualität ist die beste mit höchstem Glanz und reinster Farbe, während Demi-Lüster eine geringe Qualität bezeichnet, welche am matteren Glanz und an der schmutzig gelben Farbe erkenntlich ist. Lüster ist die mittlere Qualität mit reinerer Farbe und lebhafterem Glanz wie Demi-Lüster.

**Das Mohairgarn** zeigt ein dem Lüster ähnliches Aussehen und ist auch unter die harten Kammgarne zu rechnen, obwohl das Rohmaterial keine Schafwolle ist, sondern es stammt dasselbe von der Angoraziege aus Kleinasien. Das Haar ist lang, hat seidenartigen Hochglanz, ist aber ohne jede Kräuselung. Die aus dem Faden hervorragenden Haarenden sind noch etwas länger als bei Lüstergarn, jedoch fühlt sich das Mohairgarn etwas weicher und glätter an als der Lüsterfaden.

## Sechster Teil.

### X. Spinnerei-Fabrikanlagen.

Maßgebend für die Größe einer neu zu entwerfenden Spinnereianlage ist die zu erzielende tägliche Feinspindelproduktion unter Berücksichtigung der herzustellenden Garnnummern, der Garnarten (Schuß, Kette, Zwirn), sowie die Qualität der zu verwendenden Rohmaterialien. Nachdem diese Punkte endgültig festgelegt sind, ist zunächst die Anzahl der erforderlichen Feinspindeln bzw. Zwirnschpindeln rechnerisch zu ermitteln. Anschließend hieran sind für die einzelnen Garnqualitäten und -nummern die Spinnpläne mit allen Verzügen, Dublierungen und Drehungen festzulegen und an Hand derselben sortimentweise die Vorbereitungsmaschinen nach ihrer Kop fzahl zu berechnen. Sind sämtliche benötigten Spinnereimaschinen ihrer Größe, Anzahl und Art nach endgültig festgestellt und auch alle weiteren Fragen über die Lage des Bauplatzes, die Art des Baues, ob Hoch- oder Erdgeschoßbau (Sägeshed- oder Paralleldach mit Laterne) die Art der Kraftanlage (Dampf, Wasser, Gas, Elektrizität), der Kraftübertragung (Transmission, elektrische), das System der Heizung, Lüftung, Luftbefeuchtung, sowie evtl. anzubringende Sicherheitsanlagen (Sprinkler) entschieden, so ist ein alle aufgeführten Einzeleinrichtungen vorsehender rechnerischer und graphischer Entwurf der Anlage anzufertigen, wobei das Augenmerk ganz besonders auf eine möglichst zweckmäßige Verteilung der unterzubringenden Maschinen im zur Verfügung stehenden Raume zu lenken ist.

#### Die Produktionsformeln der Spinnereimaschinen.

**1. Die Wagenspinnerproduktion.** Die Produktion der Wagenspinner-Spindel hängt ab von der Feinheit und der Größe der Drehung des Garnes, von der minutlichen Umdrehungszahl der Spindel, sowie von der Wagenausfahrtslänge.

Bedeutet:

$$\begin{aligned} a &= \text{Wagenausfahrtslänge in Metern,} \\ T &= \text{Anzahl der Drehungen pro Meter.} \\ S_n &= \text{Anzahl der minutlichen Spindelumdrehungen.} \end{aligned}$$

dann berechnet sich die Anzahl der Drehungen für eine Wagenausfahrt

$$\begin{aligned} &= a \cdot T \\ \text{Zeitdauer für ein Wagenspiel} &= \frac{a \cdot T}{S_n} + i, \end{aligned}$$

wobei  $i$  = Zeit für das Abschlagen und Einfahren in Minuten bedeuten und ist diese mit durchschnittlich = 6 Sekunden = 0,1 Minuten in Rechnung zu setzen. sie ist hauptsächlich abhängig von der richtigen Wirkung der Abschlags- und Einzugskuppelung.

Bei täglich 8 stündiger Arbeitszeit beträgt die absolute Arbeitszeit  $8 \cdot 60 = 480$  Minuten. Die wirkliche oder effektive Arbeitszeit  $t$  der Maschine ist geringer, da während des Abziehens der vollen Spulen, sowie des Aufsteckens der leeren Hülsen, als auch

für das Ölen, Putzen, kleinere Reparaturen unvermeidliche Stillstände eintreten. Bei größeren Nummern macht sich ein öfteres Abziehen und Aufstecken nötig als für feinere Garne, weshalb für gröbere Garne die effektive Arbeitszeit geringer ist als für feinere Garne.

Bei 480 Minuten absoluter Arbeitszeit beträgt für den Wagenspinner die durchschnittliche effektive tägliche Arbeitszeit für Spinnen von Kettkötzern (Bobinen) und Schußkötzern (Kannetten):

Tabelle 56.

Nummer <i>N</i>	Effektive Arbeitszeit in Minuten = <i>t</i>			
	für Spinnen auf Bobinen		für Spinnen auf Kannetten	
20		370—390		325—350
30	" "	405—420	" "	365—390
40	" "	415—430	" "	380—405
50	" "	420—435	" "	390—415
60	" "	425—440	" "	395—420
70	" "	430—445	" "	400—425
80	" "	430—445	" "	405—430
90	" "	430—445	" "	405—430

Es ergibt sich dann die Anzahl der Wagenspiele für den Tag:

$$= \frac{t}{\frac{a \cdot T}{S_n} + i}$$

Mit jedem Wagenspiel werden *a* Meter Faden für jede Spindel gesponnen. Die täglich von einer Spindel gesponnene Länge ist dann:

$$= \frac{a \cdot t}{\frac{a \cdot T}{S_n} + i}$$

Hat eine Maschine = *Z* Spindeln, dann ergibt sich die Anzahl der gelieferten Meter Garn für den Tag

$$= \frac{a \cdot t \cdot Z}{\frac{a \cdot T}{S_n} + i} \dots \dots \dots (1)$$

Nach Formel 3 berechnet sich

$$G^{\text{Gramm}} = \frac{L^{\text{Meter}}}{N}$$

Den Wert 1 in die Formel 3 für *L<sup>Meter</sup>* eingesetzt, ergibt das Gewicht des Garnes in Gramm für eine Maschine für den Tag:

$$G^{\text{Gramm}} = \frac{a \cdot t \cdot Z}{\left(\frac{a \cdot T}{S_n} + i\right) \cdot N}$$

Hieraus Garngewicht einer Maschine für den Tag in kg:

$$G^{\text{kg}} = \frac{a \cdot t \cdot Z}{\left(\frac{a \cdot T}{S_n} + i\right) \cdot N \cdot 1000}$$

Bezeichnet *Z<sub>1</sub>* die gesamte Spindelzahl, so berechnet sich das Gesamtgewicht, welches für eine Spindelzahl von *Z<sub>1</sub>* Spindeln täglich produziert wird, zu:

$$G^{\text{kg}} = \frac{a \cdot t \cdot Z_1}{\left(\frac{a \cdot T}{S_n} + i\right) \cdot N \cdot 1000} \dots \dots \dots (I)$$

hieraus berechnet sich die benötigte Spindelzahl  $Z_1$  für die tägliche Gesamtproduktion  $G^{kg}$  zu:

$$Z_1 = \frac{\left(\frac{a \cdot T}{S_n} + i\right) \cdot G^{kg} \cdot N \cdot 1000}{a \cdot t} \quad \dots \dots \dots \quad (II)$$

Beispiel. Wieviel Selbstspinner und zu wieviel Spindeln sind nötig, um täglich 400 kg 64er *aa*-Halbkette zu spinnen? Drehungskoeffizient  $\alpha = 0,78$ ;  $S_n = 7200$  t/m;  $t = 460$  Minuten;  $a = 1,6$  m.

$$T = 0,78 \sqrt{64} = 0,78 \cdot 8 = 6,24 \text{ Drehungen pro cm; d. s.} = 624 \text{ Drehungen pro m.}$$

$$\text{Gesamtspindelzahl } Z_1 = \frac{\left(\frac{1,6 \cdot 624}{7200} + 0,1\right) \cdot 400 \cdot 64 \cdot 1000}{1,6 \cdot 460}$$

$$Z_1 = 8299 \sim \mathbf{8300 \text{ Spindeln.}}$$

Es werden 12 Wagenspinner zu je 700 Spindeln  
oder 13 " " " 650 " benötigt.

**2. Die Ringspindelproduktion.** Diese wird bestimmt durch die Größe der minutlichen Spindelumdrehungen, der Garndrehung und der Feinheit der Garnnummer.

Nach Formel 57 berechnen sich die Drehungen für einen Meter zu:

$$T^{Meter} = \frac{S_n}{L^{Meter}}$$

hieraus berechnet sich:

die minutliche Lieferung in Metern  $L = \frac{S_n}{T^{Meter}}$

für  $t =$  tägliche effektive Arbeitszeit in Minuten ergeben sich für mittlere Drehungen an der Ringspinnmaschine folgende annähernde praktische Werte:

Tabelle 57.

Nummer $N$	Effektive Arbeitszeit $t$ in Minuten für Spinnen auf	
	Copse	Kannetten
10—15	350—360	270—290
16—20	370—380	300—310
21—25	385—395	330—340
26—30	405—415	355—365
31—35	420—430	375—385
36—40	430—440	390—400
41—50	435—445	400—410

tägliche absolute Arbeitszeit = 480 Minuten.

Für  $t =$  tägliche Arbeitszeit in Minuten ergibt sich die tägliche Spindellieferung in Metern

$$L_1 = L \cdot t$$

oder

$$L_1 = \frac{S_n}{T} \cdot t$$

Nach Formel 3 ist

$$\text{Gewicht } G^{\text{Gramm}} = \frac{L_1^{\text{Meter}}}{N}$$

demnach tägliche Spindelproduktion in Gramm

$$G^{\text{Gramm}} = \frac{S_n \cdot t}{T \cdot N}$$

Bedeutet  $Z$  = Spindelanzahl für eine Maschine, dann berechnet sich die tägliche Maschinenproduktion in kg zu:

$$G^{kg} = \frac{S_n \cdot t \cdot Z}{T \cdot N \cdot 1000}$$

Bezeichnet  $Z_1$  wieder die Gesamtspindelzahl, so berechnet sich das täglich herzustellende Gesamtgewicht in kg

$$G^{kg} = \frac{S_n \cdot t \cdot Z_1}{T \cdot N \cdot 1000} \quad \dots \dots \dots (III)$$

hieraus Gesamtspindelzahl für eine tägliche Produktion von  $G^{kg}$

$$Z_1 = \frac{G^{kg} \cdot T \cdot N \cdot 1000}{S_n \cdot t} \quad \dots \dots \dots (IV)$$

Beispiel. Wieviel Ringspindeln bzw. Ringspinnmaschinen sind nötig, um täglich 400 kg 36er Kette zu produzieren mit  $\alpha = 0,85$  per cm und mit  $S_n = 3800$  t/m bei  $t = 440$  Minuten?

$$T_{Meter} = 85 \sqrt{36} = 510 \text{ Dreh./m.}$$

$$\text{Gesamtspindelzahl } Z_1 = \frac{400 \cdot 510 \cdot 36 \cdot 1000}{3800 \cdot 440}$$

$$Z_1 = 4392 \text{ Ringspindeln.}$$

Es machen sich  $\sim 11$  Ringspinnmaschinen zu je 400 Spindeln nötig.

Nach obigem Beispiel liefert eine Ringspindel täglich 91 g 36er Garn. Wie groß ist die Spindelproduktion in Zahlen ausgedrückt? Nach Formel 2

$$L = N \cdot G$$

ergibt sich  $L^{Meter} = 36 \cdot 91 = 3276 \text{ m} = 3,276 \text{ Zahlen.}$

Für Ringzwirnmaschinen gelten zur Berechnung der Produktion die gleichen Formeln, nur ist zu berücksichtigen, daß für  $N$  die wirkliche Zwirnnummer einzusetzen ist, beispielsweise bei 48/2fach ist für  $N = 24$  in Rechnung zu setzen.

Für dublierte Garne und mittlere Zwirndrehungen gelten für  $t$  = tägliche effektive Arbeitszeit in Minuten für die Ringzwirnmaschine folgende praktische Durchschnittswerte:

...belle 58.

Zwirn-Nr.	Tägliche effektive Arbeitszeit $t$ in Minuten	
	Copse	Kannetten 135/28
$N$		
78/2	450	415
64/2	445	405
52/2	442	395
40/2	435—440	375
36/2	430—435	355
24/2	420—430	300

Tägliche absolute Arbeitszeit = 480 Minuten.

**Die Produktion der Vorspinnmaschinen.** Diese hängt ab von der minutlichen Lieferung des Vorderzylinders von der Bandnummer, außerdem von der effektiven Arbeitszeit, sowie von der Bandzahl der Maschine.

Bedeutet:

- $Z$  = Bandzahl,
- $L$  = Vorderzylinderlieferung in m in der Minute,
- $t$  = effektive Arbeitszeit für den Tag in Minuten,

dann berechnet sich:

die tägliche Gesamtlieferung:  $L_1 = L \cdot t \cdot Z$ .

Nach der Formel  $G = \frac{L}{N}$  berechnet sich für die Nummer  $N$  die tägliche Produktion einer Maschine in  $g$  zu:

$$G^g = \frac{L \cdot t \cdot Z}{N}$$

oder in  $kg$ :

$$G^{kg} = \frac{L \cdot t \cdot Z}{N \cdot 1000} \quad \dots \dots \dots (V)$$

hieraus ergibt sich:

$$\text{Bandzahl } Z = \frac{G^{kg} \cdot N \cdot 1000}{L \cdot t} \quad \dots \dots \dots (VI)$$

Dieselben Formeln finden auch Anwendung für die Dubliermaschine, nur bedeutet  $Z$  dann die Anzahl der Spulenköpfe und  $N$  die Nummer des dublierten Fadens, jedoch unterliegt die Produktion je nach der Haltbarkeit des Materials und der Geschicklichkeit der Bedienung großen Schwankungen, außerdem wird dieselbe von der Zahl der zu bedienenden Spulenköpfe beeinflusst. Für eine mittlere Nummer beträgt die effektive Arbeitszeit  $t = 380$  Minuten für Bedienung von 20 Spulenköpfen.

Tabelle 59.

Minutl. durchschnittliche Lieferung $L$ der einzelnen Maschinen	
Kammaschine	95 Spiele · Speiselänge
Krempel . . . . .	16 bis 18 m/min
Doppelnadelstabstrecke . . . . .	20 " 35 m/min (Mittel 28)
Grobstrecken . . . . .	18 " 19 m/min
Halbgrobstrecke . . . . .	20 m/min
Zwischenstrecken . . . . .	21 m/min
Vorfeinstrecke . . . . .	22 m/min
Feinstrecke . . . . .	22 bis 23 m/min
Dubliermaschine . . . . .	120, 150, 180 m/min

Bei 8stündiger Arbeitszeit = 480 Minuten beträgt die wirklich liefernde oder effektive Arbeitszeit für den Tag bei einer mittleren Nummer:

für die Doppelnadelstabstrecke . . . . .	350 Min.
" " Grobstrecke . . . . .	370 "
" " Halbgrobstrecke . . . . .	380 "
" " Zwischen- und Vorfeinstrecke . . . . .	390 bis 420 "
" " Feinstrecke . . . . .	440 " 460 "

Beispiel. Bei 8stündiger Arbeitszeit sollen täglich 400 kg Finsseurband von der Nummer 6,0 geliefert werden. Die Vorderzylindergeschwindigkeiten der Maschinen betragen 22 m/min., die tägliche effektive Arbeitszeit beträgt 440 Minuten. Wie groß ist die benötigte Bandzahl sowie die Anzahl der Feinstrecken?

Nach Formel VI

$$\text{Bandzahl } Z = \frac{400 \cdot 6,0 \cdot 1000}{22 \cdot 440} = \sim 248 \text{ Bänder.}$$

Für eine Maschine = 20 Köpfe = 80 Bänder ergibt:

$$\frac{248}{80} = \sim 3 \text{ Maschinen.}$$

**Die Haspel oder Weife.** Die Leistung unterliegt auch hier großen Schwankungen und hängt außer von der Größe der abzuweifenden Kötzer hauptsächlich von der Geschicklichkeit der Bedienung ab, da die meiste Zeit für das Abbinden bzw. Abfitzen der Strähne gebraucht wird.

Die tägliche effektive Arbeitszeit beträgt bei 8 stündiger Arbeitszeit durchschnittlich für:

- größere Nummern (Zwirn 2fach) = 100 Min.,
- mittlere " ( " " ) = 120 "
- feinere " ( " " ) = 160 "
- Tourenzahl der Haspelkrone  $n = 180$  bis  $280$  t/m.

### Die Abmessungen der Maschinen.

**1. Der Wagenspinner.** Die Länge der Maschinen wird nach der Gebäudebreite bemessen, außerdem müssen die Maschinenlängen derart festgelegt werden, daß Kett- und Schußwagenspinner beiden verschiedenen Spindelteilungen gleiche Länge erhalten.

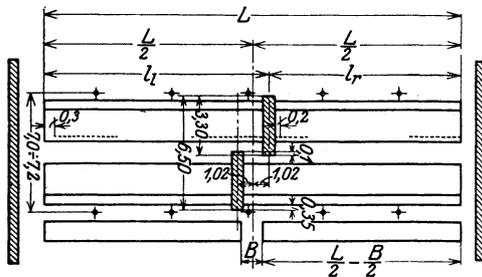


Abb. 217.

In der Längsseite des Saales beträgt bei Neubauten die Einteilung, d. i. die Entfernung von Mitte Säule bis Mitte Säule 7 bis 7,5 m. In dem Raum zwischen den beiden Säulenreihen lassen sich 2 Wagenspinner mit den Spindelseiten gegeneinander aufstellen. Zwecks Platzersparnis versetzt man die Antriebsböcke außerhalb der Mitte der Maschinen, damit sie um ca. 100 bis 300 mm ineinander vorgeschoben werden können. Die Antriebswellen (Hauptwelle) liegen stets parallel zur Haupttransmissionswelle. Der Antrieb erfolgt stets mittels Vorgelege mit Fest- und Losscheiben für das Riemenpaar für die Wagenausfahrt und einer 2- bis 3rilligen Schnurenscheibe für das Abschlagen und Einfahren.

Nach Abb. 217 haben die Buchstaben folgende Bedeutungen:

- $L$  = Gesamtlänge des Wagenspinners in m,
- $Z$  = Gesamtspindelzahl des Wagenspinners,
- $t$  = Spindelteilung in m,
- $l_r$  = rechtsseitige Länge der Maschine in m,
- $l_l$  = linksseitige " " " " "
- $Z_r$  = Spindelzahl rechts,
- $Z_l$  = " links,
- $C$  = konstante Länge,

letztere setzt sich zusammen aus den beiderseitigen Abständen von Außenkante, Endwand bis Mitte der äußersten links- und rechtsseitigen Spindel und dem Abstand, welcher zwischen den ersten links und rechts vom Mittelbock liegenden Spindeln liegt.

Für die bekanntesten Maschinen sind die Werte von  $C$  und  $t$  laut

Tabelle 60.

Firma	$C$	$t$ für Schuß	$t$ für Kette
E.M.G.	1,870 m	43 u. 45 mm	50 mm
N.S.C.	1,760 m	40, 42, 45 mm	48, 50, 52 mm
S.M.F.	2,030 m	40, 42,8 mm	48 mm

Die Spindelzahl der Kammgarnwagenspinner liegt zwischen 500 bis 700 Spindeln (im Mittel 650), eine Länge von 30 m überschreitet man nur selten.

$$\text{Gesamtlänge } L = Z \cdot t + C \quad \dots \dots \dots \text{ (VII)}$$

$$\text{Länge rechts } l_r = Z_r \cdot t + \frac{C}{2} \quad \dots \dots \dots \text{ (a)}$$

oder 
$$l_r = \frac{L}{2} - 1,02 \quad \dots \dots \dots \text{ (b)}$$

Werte  $a$  und  $b$ . einander gleichgesetzt, ergibt für die Maschine der E.M.G.:

$$Z_r \cdot t + 0,94 = \frac{L}{2} - 1,02,$$

hieraus

$$\text{Spindelzahl rechts } Z_r = \frac{\frac{L}{2} - 1,96}{t};$$

$$\text{Länge links } l_l = Z_l \cdot t + 0,94$$

oder

$$l_l = \frac{L}{2} + 1,02,$$

$$Z_l \cdot t + 0,94 = \frac{L}{2} + 1,02,$$

$$Z_l \cdot t = \frac{L}{2} + 1,02 - 0,94,$$

$$\text{Spindelzahl links } Z_l = \frac{\frac{L}{2} + 0,08}{t}$$

Da die Zylinderlagerungen für  $2 \cdot 5 = 10$  Faden eingerichtet sind, so muß die rechts- und linksseitige Spindelzahl immer durch 2 bzw. 4 teilbar sein.

Beispiel. In einem vorhandenen Saale von 30 m Breite sollen Schußselbstspinner von N.S.C. mit einer Teilung  $t = 40$  mm aufgestellt werden, so daß auf der einen Endwandseite noch 2 m und auf der anderen Seite noch ca. 1 m Platz verbleibt. Die verfügbare Länge beträgt demnach 27 m. Ein Selbstspinner mit wieviel Gesamtspindeln kommt in Frage, wie groß ist die Spindelzahl links  $Z_l$  und die Spindelzahl rechts  $Z_r$ ?

Nach Formel VII ergibt sich:

$$27 = Z \cdot 0,04 + 1,760,$$

$$Z = \frac{27 - 1,760}{0,04},$$

$$\text{Gesamtspindelzahl } Z = 631 \sim \mathbf{630 \text{ Spindeln}},$$

$$\text{Genauere Länge } L = 630 \cdot 0,04 + 1,760,$$

$$\mathbf{L = 26,96 \text{ m}},$$

$$\frac{26,96}{2} - 1,90$$

$$\text{Spindelzahl rechts } Z_r = \frac{\frac{26,96}{2} - 1,90}{0,04} = \mathbf{290 \text{ Spindeln}}.$$

$$\frac{26,96}{2} + 0,14$$

$$\text{Spindelzahl links } Z_l = \frac{\frac{26,96}{2} + 0,14}{0,04} = \mathbf{340 \text{ Spindeln}}.$$

**2. Die Ringspinnmaschine.** Die Länge der Ringspinnmaschine richtet sich nach der Wagenspinnerlänge. Auf die Länge des Wagenspinner entfallen 2 Ringspinnmaschinen einschließlich eines Zwischenganges von ca. 1 bis 1,2 m. In dem Raum einer Säulenteilung von 7 bis 7,5 m stellt man 3 Ringspinner, so daß zwischen den Maschinen ein Raum von 80 bis 90 cm verbleibt.

Für die bekanntesten Maschinen gelten folgende Abmessungen:

Tabelle 61.

Firma	Abstand $C$ in m	Spindelteilung $t$ in mm	Tiefe der Maschine in m
		Kette	
E.M.G.	ca. 1,60 m mit Motorantrieb	70	1,30
N.S.C.	ca. 1,30 m mit Riemenantrieb	75 (70)	1,20

Die konstante Länge  $C$  setzt sich zusammen aus den Abständen zwischen der ersten Spindel bis vorderste Antriebsbockkante und zwischen letzter Spindel und Endwandkante.

Es bedeutet:

$$\left. \begin{array}{l} R_l = \text{Länge der Ringspinnmaschine} \\ B = \text{Breite des Zwischenganges} \\ L = \text{Wagenspinnerlänge} \\ t = \text{Spindelteilung} \\ Z = \text{Spindelzahl.} \end{array} \right\} \text{ in m,}$$

Länge einer doppelseitigen Ringspinnmaschine:

$$R_l = \frac{Z \cdot t}{2} + C \quad \dots \dots \dots \quad (a)$$

In bezug auf die Wagenspinnerlänge gilt:

$$R_l = \frac{L}{2} - \frac{B}{2} \quad \dots \dots \dots \quad (b)$$

Wert a und b gleichgesetzt, ergibt:

$$\frac{Z \cdot t}{2} + C = \frac{L}{2} - \frac{B}{2},$$

hieraus berechnet sich die Spindelzahl zu:

$$\frac{Z \cdot t}{2} = \frac{L}{2} - \frac{B}{2} - C,$$

$$\text{Ringspindelzahl } Z = \frac{\left( \frac{L - B}{2} - C \right) \cdot 2}{t} \quad \dots \dots \dots \quad (VIII)$$

Die Teilung hängt ab von der Ringweite und diese wieder von der zu spinnenden Garnnummer. Sie ist um so kleiner, je höher die Nummer ist. Die Maschinen werden meist doppelseitig, also mit Spindeln auf jeder Seite, gebaut bis zu einer Höchstspindelzahl von 400, also 200 Spindeln auf jeder Seite.

Beispiel. Für das letzte Wagenspinner-Beispiel berechnet sich dann die Spindelzahl der dazu eingepaßten Ringspinnmaschinen nach Formel VIII zu:

Angenommen eine Ringspinnmaschine E.M.G. mit einer Teilung von  $t = 70$  mm:

$$\text{Spindelzahl } Z = \frac{\left( \frac{26,96 - 1}{2} - 1,60 \right) \cdot 2}{0,07} = \sim 325 \text{ Spindeln.}$$

**3. Die Ringzwirnmachine.** Für diese gelten die gleichen Bedingungen wie für die Ringspinnmaschine.

Die Abmessungen der wichtigsten Maschinenarten sind folgende:

Tabelle 62.

Firma	Abstand $C$ in m		Teilung $t$ in mm	Tiefe der Maschine in m
	direkter Antrieb	Querseilantrieb		
E.M.G.	0,945	1,100	60, 70, 75, 80, 90, 100	0,950
S.M.F.	1,210	1,390	76, 82, 89	1,140
Hamel	0,980	1,410	70,3, 75,3, 81,2, 88, 88	0,920

**4. Die Dubliermaschine.** Dieselbe wird einseitig, jedoch meist doppelseitig gebaut und erhält jede Seite bis 60 Spulenköpfe. Die Teilung bzw. Kopfweite beträgt je nach der Dublierungszahl 150 bis 300 mm.

Bedeutet:

- $L$  = Länge der Maschine,
- $Z$  = Anzahl der Spulenköpfe,
- $t$  = Teilung,

dann ist:

$$\text{Länge einer doppelseitigen Maschine } L = \frac{Z \cdot t}{2} + C \dots \dots \dots \text{ (IX)}$$

Die Aufwindegeschwindigkeit kann gewöhnlich durch Stufenscheiben verändert und dem Material angepaßt werden.

Die Abmessungen einiger Maschinenarten sind folgende:

Tabelle 63.

Firma	Abstand $C$ in m		Teilung $t$ in mm	Breite
	direkter Antrieb	Querseilantrieb		
E.M.G.	1,150	1,210	220 u. 250	1,240
Hamel	2,300	—	175, 190, 220, 240	1,200
S.M.F.	0,900	—	200 u. 250	1,320
Voigt	0,850	—	175	1,200

**5. Die Haspel oder Weife.** Diese werden vorwiegend mit folgenden Spindelzahlen geliefert nach Angaben der Firma Karl Hamel A.G., Chemnitz:

Spindelteilung: 74, 92, 123, 150, 180 mm.

Spindelzahl: 50, 40, 30, 24, 20,

da es nicht empfehlenswert ist, die Krone länger als 3,80 m auszuführen.

Einfache Weife:

Länge 4,50 m, Breite 0,95 m bis 1500 mm Kronenumfang,

„ 1,18 m „ 2400 mm „

Umfang der Krone für metrisches System . . . . . 1,428 m,

Umdrehungen der Krone für Abweifen von Cops . . . . . 180 bis 280 t/m,

„ „ „ „ „ „ rotierenden Spulen 145 t/m,

„ „ „ „ „ „ Winden . . . . . 72 t/m.

Die doppelseitige Weife von der Sächsischen Maschinenfabrik Chemnitz (S.M.F.) wird gebaut mit 40 bis 80 Spindeln bei 100 mm Teilung. Konstanter Zuschlag für Antriebsbock und Endwand 1,130 m, Breite der Maschine 1,60 m.

**6. Die Vorbereitungsmaschinen.** Bedeutet:

$Z$  = Anzahl der Köpfe,

$t$  = Kopfteilung in m, d. i. der Abstand von Mitte Lager bis Mitte Lager der Zylinder bzw. der Nitschelhosen, man bezeichnet diese Entfernung auch kurz mit Kopf,

$C$  = 1,450 m = konstante Länge des Antriebsbockes und der Endwand,

$L$  = Länge der Maschine in m.

$$\text{Länge der Maschine } L = Z \cdot t + C \dots \dots \dots \text{ (X)}$$

Die Kopfteilung der Fein-, Vorfein- und Zwischenstrecken beträgt 450 mm. Auf einen Kopf dieser Streckdurchgänge entfallen 2 Nadelwalzen = 4 Bänder. Eine Maschine hat 20 bis 25 (max. 28) Köpfe. Tiefe der Maschine 1,450 m,  $C$  = 1,450 m.

Die Halbgrobstrecke (Chûte) ist gewöhnlich der 5. Streckdurchgang, und zwar diejenige Maschine, welche das erstmal auf dem Kopf 2 Spulen abliefern. Kopfteilung = 520 mm;  $C$  = 1,450 m; Tiefe = 1,6 m.

Die letzte Grobstrecke (Reunion) ist die erste Maschine im Sortiment, die ein Doppelband auf eine Spule abliefern. Teilung = 450 mm = 1 Nadelwalze = 2 Bänder auf einer Spule.  $C$  = 1,450 m; Tiefe der Maschine mit Spulengestell = 2,80 m. ohne Gestell = 1,30 m.

Die Grobstrecken (Frotteurstrecken) haben eine Teilung von 450 mm = 1 Nadelwalze = 1 Band auf einer Spule.  $C=1,22$  m; Tiefe mit Gestell = 3 m; ohne Gestell = 1,52 m.

Die Doppelnadelstabstrecke (Intersecting) wird meist mit 2 bis 5 Köpfen ausgeführt und hat dann eine Länge von 3, 4,02, 5,04 und 6,06 m; Tiefe mit Gestell = 3,05 m.

Die Gangbreite zwischen den einzelnen Maschinen ist zweckmäßig mit 75 bis 80 cm zu wählen. In einer Säulenteilung von 7,2 m Länge stellt man je 3 Fein- oder Zwischenstrecken, oder zwei Halb- und Grobstrecken oder eine Doppelnadelstabstrecke.

## Der Kraftbedarf der Spinnereimaschinen.

Derselbe ist abhängig von der Größe des Verzuges, der Stärke des zu verziehenden Bandes, der Größe des Zylinderdruckes und bei drahtgebenden Maschinen außerdem noch im höheren Maße von der Größe des Garnkörpergewichts und der Größe der minutlichen Spindelumdrehungen, und zwar wächst der Kraftbedarf mit der Zunahme der Spindelgeschwindigkeit. Feststellen läßt sich der Kraftbedarf einer Maschine mittels des Dynamometers oder durch Zwischenschaltung eines Elektromotors.

Als Kraftbedarf ist annähernd zu rechnen:

Der Wagenspinner:

Antriebsbock . . . . .	0,8	bis 1,0	PS
Spindel . . . . .	0,015	" 0,022	"

Die Ringspinnmaschine:

Antriebsbock einseitig . . . . .	0,5	PS
" doppelseitig . . . . .	0,7	bis 0,8 "
Spindel . . . . .	0,012	" 0,02 "

Die Ringzwirnmachine:

Hierfür gelten annähernd dieselben Werte wie für die Ringspinnmaschinen. Obwohl hier die Garnkörpergewichte größer sind als bei den Ringspinnmaschinen, ist andererseits keine Verzugsarbeit zu leisten, wodurch der Kraftbedarf des Streckwerkes in Wegfall kommt. Für ihre Ringzwirnmachine Mod. C für feinere und mittelstarke Kammgarne gibt die Firma Karl Hamel, Chemnitz, A.G. folgenden Kraftbedarf an:

1 PS für ca. 60 Spindeln bei 45 mm Ringweite und 7000 t/m,
1 " " " 55 " " 51 " " " 6500 "
1 " " " 50 " " 57 " " " 6000 "

Die Dubliermaschine:

Je nach Umdrehungszahl rechnet man 40 bis 50 Spindeln auf 1 PS.

Die Weife oder Haspel:

Beim Abarbeiten von Copse rechnet man 4 bis 8 Maschinen auf 1 PS, wird von rotierenden Spulen abgeweift, erhöht sich der Kraftbedarf.

Streckdurchgänge (Frotteurs):

Antriebsbock . . . . .	0,25	bis 0,4	PS
1 Kopf . . . . .	0,04	" 0,07	"

Doppelnadelstabstrecke (Intersecting):

Antriebsbock . . . . .	0,4	PS
1 Kopf . . . . .	0,22	" 0,30 "
Kämmmaschine . . . . .	0,25	"
Krempel . . . . .	3	" 5 "
Kanalmaschine hierzu . . . . .	0,5	"
Platte (Liseuse) . . . . .	3	" 6 "
Leviathan mit 4 Kufen . . . . .	12	" 14 "

**Berechnung einer Spinnereianlage. (Abb. 218.)**

Auf Grund der in folgender Tabelle festgelegten Angaben ist die gesamte nötige Anlage der Spinnerei rechnerisch zu ermitteln und graphisch darzustellen.

Sortiment	Täglich zu liefernde Produktion	Garnart	Garnnummer	Drehungskoeffizient	Minutliche Spindelumdrehungen
<b>I.</b>					
Ringspinngarn . . . . .	400 kg	Kette	36	0,94	5600
Croßbredwolle C <sup>1</sup> . . . . .	400 "	Zwirn	40/2	0,85	4650
<b>II.</b>					
Selfaktorgarn . . . . .	300 "	Kette	49	0,87	6900
Austral A I . . . . .	250 "	"	56	0,89	6650
<b>III.</b>					
Selfaktorgarn . . . . .	200 "	Zwirn	64/2	0,72	6300
Australwolle A A . . . . .	250 "	Schuß	75	0,692	6600

Jede Maschine arbeitet mit Abfallprozente, die durch Flugbildung, Fadenbrüche, Anleger usw. bedingt sind. Um die täglich geförderte Menge Garn tatsächlich zu erhalten, müssen diese Verlustprozente von der vorhergehenden Maschinengattung mit produziert werden.

Erfahrungsgemäß entsteht bei den härteren, schlichteren Wollen mehr Abfall als bei den feineren und weichen Wollen.

Die Verlustprozente betragen im Mittel:

In der Vorspinnerei (bei einem Sortiment mit 10 Streckdurchgängen):

Merinowollen . . . . . 2<sup>0</sup>/<sub>100</sub>, mithin 0,2<sup>0</sup>/<sub>100</sub> für jede Maschine.

Croßbred- und Cheviotwollen 4<sup>0</sup>/<sub>100</sub>. " 0,4<sup>0</sup>/<sub>100</sub> " " "

In der Spinnerei und Zwirnerei:

Material	Feinspinnerei	Dublierung	Zwirnerei
Merino . . . . .	3 <sup>0</sup> / <sub>100</sub>	1,2 <sup>0</sup> / <sub>100</sub>	0,8 <sup>0</sup> / <sub>100</sub>
Croßbred und Cheviot	8 <sup>0</sup> / <sub>100</sub>	1,8 <sup>0</sup> / <sub>100</sub>	1,2 <sup>0</sup> / <sub>100</sub>
	11 bis 12 <sup>0</sup> / <sub>100</sub>		

(bei groben Cheviots)

**Berechnung der täglich erforderlichen Ausgabeproduktion der einzelnen Maschinen des Sortimentes I, II, III unter Berücksichtigung der Verlustprozente.**

**Sortiment I.**

Maschine	Ausgabe in kg	Abgang in %	Erforderliche Vorlage in kg
Zwirnmaschine . . . . .	400	+ 1,2 <sup>0</sup> / <sub>100</sub> = 4,8 kg	404,8
Dubliermaschine . . . . .	404,8	+ 1,8 <sup>0</sup> / <sub>100</sub> = 7,3 "	412,1
Ringspinnmaschine . . . . .	412,1	+ 8 <sup>0</sup> / <sub>100</sub> = 32,9 "	445
	400	+ 8 <sup>0</sup> / <sub>100</sub> = 32 "	432
Feinstrecke . . . . .	877	= 3,5 "	880,5
Vorfeinstrecke . . . . .	880,5	= 3,5 "	884
Zwischenstrecke . . . . .	884	= 3,5 "	887,5
Halbgrobstrecke . . . . .	887,5	= 3,5 "	891
4. Grobstrecke . . . . .	891	+ je 0,4 <sup>0</sup> / <sub>100</sub> = 3,6 "	894,6
3. " . . . . .	894,6	= 3,6 "	898,2
2. " . . . . .	898,2	= 3,6 "	901,8
1. " . . . . .	901,8	= 3,6 "	905,4
Doppelnadelstabstrecke . . . . .	905,4	= 3,6 "	<b>909,0</b>

## Sortiment II.

Maschine	Ausgabe in kg	Abgang in %	Erforderliche Vorlage in kg
Wagenspinner . . . . .	{ 300	+ 3 % = 9 kg	309
	{ 250	+ 3 % = 7,5 "	257,5
Feinstrecke . . . . .	566,5	= 1,13 "	567,63
Vorfeinstrecke . . . . .	567,63	= 1,13 "	568,76
2. Zwischenstrecke . . . . .	568,76	= 1,14 "	569,90
1. " . . . . .	569,90	= 1,14 "	571,04
Halbgrobstrecke . . . . .	571,04	+ je = 1,14 "	572,18
3. Grobstrecke . . . . .	572,18	0,2 % = 1,14 "	573,32
2. " . . . . .	573,32	= 1,15 "	574,47
1. " . . . . .	574,47	= 1,15 "	575,62
Doppelnadelstabstrecke . . . . .	575,62	= 1,15 "	576,77

## Sortiment III.

Maschine	Ausgabe in kg	Abgang in %	Erforderliche Vorlage in kg
Zwirnmaschine . . . . .	200	+ 0,8 % = 1,6 kg	201,6
Dubliermaschine . . . . .	201,6	+ 1,2 % = 2,42 "	204,02
Selbstspinner . . . . .	{ 204,02	+ 3 % = 6,12 "	210,14
	{ 250,0	+ 3 % = 7,5 "	257,50
Feinstrecke . . . . .	467,64	= 0,93 "	468,57
Vorfeinstrecke . . . . .	468,57	= 0,94 "	469,51
3. Zwischenstrecke . . . . .	469,51	= 0,94 "	470,45
2. " . . . . .	470,45	= 0,94 "	471,39
1. " . . . . .	471,39	+ je = 0,94 "	472,33
Halbgrobstrecke . . . . .	472,33	0,2 % = 0,94 "	473,27
2. Grobstrecke . . . . .	473,27	= 0,95 "	474,22
1. " . . . . .	474,22	= 0,95 "	475,17
Doppelnadelstabstrecke . . . . .	475,17	= 0,95 "	476,12
" . . . . .	476,12	= 0,95 "	477,07

**Berechnung der Anzahl der Spinn- und Zwirnspeindeln, sowie der Spulenköpfe der Dubliermaschinen.**

## Sortiment I.

Die erforderliche Gesamt-Ringspeindelzahl für die gegebene Tagesproduktion berechnet sich nach Formel IV auf S. 378

für 36/1 Kette:

$$N = 36/1; \quad G = 400 \text{ kg}; \quad T = 94 \sqrt{36} = 564 \text{ Dreh./Met.};$$

$$S_n = 5600 \text{ t/m}; \quad t = 440 \text{ Min.};$$

$$\text{Gesamtspindelzahl } Z_1 = \frac{400 \cdot 564 \cdot 36 \cdot 1000}{5600 \cdot 440} = \mathbf{3296};$$

für 40/2 Zwirn:

$$N = 40/1; \quad G = 412,1 \text{ kg (s. Tabelle S. 385);}$$

$$T = 85 \sqrt{40} = 538 \text{ Dreh./Met.}; \quad S_n = 4650 \text{ t/m}; \quad t = 440 \text{ Min.};$$

$$\text{Gesamtspindelzahl } Z_1 = \frac{412 \cdot 538 \cdot 40 \cdot 1000}{4650 \cdot 440} = \mathbf{4333}.$$

Die erforderlichen Wagenspinner-Speindelzahlen für die festgelegten Tagesproduktionen berechnen sich für die Sortimente II und III nach Formel II auf S. 377.

## Sortiment II.

Für 49er Kette:

$$N=49; \quad G=300 \text{ kg}; \quad T=87 \sqrt{49}=609; \quad S_n=6900 \text{ t/m}; \\ t=435 \text{ Min.}; \quad a=1,62 \text{ m};$$

$$\text{Gesamtspindelzahl } Z_1 = \frac{\left(\frac{1,62 \cdot 609}{6900} + 0,1\right) \cdot 300 \cdot 49 \cdot 1000}{1,62 \cdot 435} = \mathbf{5066}.$$

Für 56er Kette:

$$N=56; \quad G=250 \text{ kg}; \quad T=89 \sqrt{56}=666 \text{ Dreh./Met.}; \\ S_n=6650 \text{ t/m}; \quad t=438 \text{ Min.}; \quad a=1,62 \text{ m};$$

$$\text{Gesamtspindelzahl } Z_1 = \frac{\left(\frac{1,62 \cdot 666}{6650} + 0,1\right) \cdot 250 \cdot 56 \cdot 1000}{1,62 \cdot 438} = \mathbf{5174}.$$

## Sortiment III.

Für 64/2 Zwirn:

$$N=64; \quad G=204 \text{ kg (s. Tabelle S. 386)}; \\ T=72 \sqrt{64}=576 \text{ Dreh./Met.}; \quad S_n=6300 \text{ t/m}; \quad t=445 \text{ Min.}; \\ a=1,62 \text{ m};$$

$$\text{Gesamtspindelzahl } Z_1 = \frac{\left(\frac{1,62 \cdot 576}{6300} + 0,1\right) \cdot 204 \cdot 64 \cdot 1000}{1,62 \cdot 445} = \mathbf{4493}.$$

Für 75/1 Schuß:

$$N=75; \quad G=250 \text{ kg}; \quad T=69,2 \sqrt{75}=600 \text{ Dreh./Met.}; \\ S_n=6600 \text{ t/m}; \quad t=435 \text{ Min.}; \quad a=1,62 \text{ m};$$

$$\text{Gesamtspindelzahl } Z_1 = \frac{\left(\frac{1,62 \cdot 600}{6600} + 0,1\right) \cdot 250 \cdot 75 \cdot 1000}{1,62 \cdot 435} = \mathbf{6577}.$$

## Berechnung der Durchschnittsnummer der Feinspinnerei.

Zu diesem Zwecke sind die täglichen Produktionen der einzelnen Garnnummern in Zahlen (1000 m) umzurechnen nach Formel 2:

$$L^{\text{Zahlen}} = N \cdot G^{\text{in kg}}.$$

Sortiment I:

$$36 \cdot 400 = 14400 \text{ Zahlen täglich,} \\ 40 \cdot 412 = 16480 \quad \text{ " } \quad \text{ "}$$

Sortiment II:

$$49 \cdot 300 = 14700 \quad \text{ " } \quad \text{ "} \\ 56 \cdot 250 = 14000 \quad \text{ " } \quad \text{ "}$$

Sortiment III:

$$64 \cdot 204 = 13056 \quad \text{ " } \quad \text{ "} \\ 75 \cdot 250 = 18750 \quad \text{ " } \quad \text{ "}$$

Sa. in kg  $1816 = 91386$  Zahlen täglich.

$$\text{Durchschnittsnummer} = \frac{91386}{1816} = \mathbf{50,32}.$$

Die Durchschnittsnummer der Spinnerei ist zweckmäßig täglich auszurechnen, indem die tägliche Gesamtproduktion in kg in die in Zahlen umgerechnete dividiert wird. Besonders bei Veränderung der Garnnummern und Drehungen ermöglicht die Berechnung des Durchschnittes eine Kontrolle der Leistungen.

**Spulenkopffzahl der Dubliermaschinen.**

Für Sortiment I sind für 40/2 ... 405 kg 2 Faden 40/1 zu dublieren,  
 " " III " " 64/2 ... 202 " 2 " 64/1 " "

Die dublierten Nummern betragen daher 20er bzw. 32er.

Nach Formel VI auf S. 379 ergeben sich dann die Spulenkopffzahlen

für 40/2:

$$N = 20; \quad G = 405 \text{ kg}; \quad L = 150 \text{ m/Min.}; \quad t = 380 \text{ Min.};$$

$$\text{Kopffzahl } Z = \frac{405 \cdot 20 \cdot 1000}{150 \cdot 380} = 142;$$

für 64/2:

$$N = 32; \quad G = 202 \text{ kg}; \quad L = 120 \text{ m/Min.}; \quad t = 380 \text{ Min.};$$

$$\text{Kopffzahl } Z = \frac{202 \cdot 32 \cdot 1000}{120 \cdot 380} = \sim 142.$$

**Zwirnspindelzahl.****Sortiment I.**

Für 40/2:

$$N = 20; \quad G = 400 \text{ kg}; \quad T = 480 \text{ Zwirndreh./Met.};$$

$$S_n = 5600; \quad t = 440 \text{ Min.}$$

Nach Formel IV auf S. 378:

$$Z_1 = \frac{400 \cdot 480 \cdot 20 \cdot 1000}{5600 \cdot 440} = 1558 \text{ Spindeln.}$$

**Sortiment III.**

Für 64/2:

$$N = 32; \quad G = 200 \text{ kg}; \quad T = 558 \text{ Dreh./Met.}; \quad S_n = 7400 \text{ t/m};$$

$$t = 450 \text{ Min.};$$

$$Z_1 = \frac{200 \cdot 558 \cdot 32 \cdot 1000}{7400 \cdot 450} = 1072 \text{ Spindeln.}$$

**Berechnung der Band- und Kopffzahlen der Vorbereitungsmaschinen  
 für Sortiment I, II und III.**

Zu diesem Zwecke sind zunächst die Spinnpläne für die herzustellenden Garn-  
 feinheiten, nach welchen der Spinnprozeß vorzunehmen ist, festzulegen.

Es gilt für Sortiment I  $N = 36$ er und 40er:

**Spinnplan I.**

Streck- durch- gang	Maschine	Vorlage- nummer <i>n</i>	Verzug <i>v</i>	Dublierung <i>d</i>	Ausgabe- nummer <i>N</i>
	Ringspinnmaschine . . . {	4,0	$v = 10$	1	$N = 40$
9	Feinstrecke . . . . .	1,904	$v = 9$	2	4,0
8	Vorfeinstrecke . . . . .	0,906	4,2	2	1,904
7	Zwischenstrecke . . . . .	0,412	4,4	2	0,906
6	Halbgrobstrecke . . . . .	0,183	4,5	2	0,412
5	4. Grobstrecke . . . . .	0,0832	4,4	2	0,183
4	3. " . . . . .	0,0756	4,4	4	0,0832
3	2. " . . . . .	0,0703	4,3	4	0,0756
2	1. " . . . . .	0,061	4,6	4	0,0703
1	Doppelnadelstabstrecke .	0,0555	6,59	6	0,061

Sortiment II  $N=56$ er und 49er:

## Spinnplan II.

Streck- durch- gang	Maschine	Vorlage- nummer $n$	Verzug $v$	Dublierung $d$	Ausgabe- nummer $N$
	Wagenspinner . . . . . }	5,2	$v = 10,76$ $v = 9,42$	1	$N = 56$ $N = 49$
9	Feinstrecke . . . . .	2,418	4,3	2	5,2
8	Vorfeinstrecke . . . . .	1,687	4,3	3	2,418
7	Zwischenstrecke . . . . .	0,766	4,4	2	1,687
6	" . . . . .	0,348	4,4	2	0,766
5	Halbgrobstrecke . . . . .	0,154	4,5	2	0,348
4	3. Grobstrecke . . . . .	0,07	4,4	2	0,154
3	2. " . . . . .	0,062	4,5	4	0,07
2	1. " . . . . .	0,055	4,5	4	0,062
1	Doppelnadelstabstrecke . . . . .	0,0625	7,04	8	0,055

Sortiment III  $N=75$ er und 64er:

## Spinnplan III.

Streck- durch- gang	Maschine	Vorlage- gewicht $g$	Verzug $v$	Dublierung $d$	Ausgabegewicht $G$
	Wagenspinner . . . . . }	0,147	$v = 11,05$ $v = 9,42$	1	0,0133 $N = 75$ 0,0156 $N = 64$
10	Feinstrecke . . . . .	0,3307	4,5	2	0,147
9	Vorfeinstrecke . . . . .	0,496	4,5	3	0,3307
8	Zwischenstrecke . . . . .	0,71	4,3	3	0,496
7	" . . . . .	1,526	4,3	2	0,71
6	" . . . . .	3,357	4,4	2	1,526
5	Halbgrobstrecke . . . . .	7,385	4,4	2	3,357
4	2. Grobstrecke . . . . .	15,508	4,2	2	7,385
3	1. " . . . . .	17,058	4,4	4	15,508
2	Doppelnadelstabstrecke . . . . .	18	6,33	6	17,058
1	" . . . . .	18	6	6	18

Für die spätere Umänderung der beim Entwurf eines Vorbereitungssortimentes festgelegten Verzüge der einzelnen Streckdurchgänge ist es durchaus nicht gleichgültig, ob man innerhalb des Verzugsspielraumes den kleinsten oder den größten Verzug wählt, da die Größe desselben die Zulieferung des Hinterzylinders und damit die Produktion der vorhergehenden Maschine wesentlich beeinflusst. Je kleiner der Verzug, desto größer die Hinterzylindergeschwindigkeit und umgekehrt.

Ist beispielsweise:

Vorderzylinderlieferung des 7. Streckdurchganges	=	19 m/Min.
Bandzahl . . . . . " 7.	"	= 80
Dublierung . . . . . " 8.	"	= 3
Bandzahl . . . . . " 8.	"	= 100
Vorzylinderlieferung . . . . . " 8.	"	= 22 m/Min.
Verzug . . . . . " 8.	"	= 4

Aus den beiden letzten Werten berechnet sich die Hinterzylinderlieferung des 8. Streckdurchganges zu  $\frac{22}{4} = 5,5$  m/Min.

Somit beträgt

die gesamte minutliche Abfuhrlieferung in Metern des Vorderzylinders des 7. Streckdurchganges  $19 \cdot 80 = 1520$  m;

die minutliche Zufuhrlieferung in Metern des Hinterzylinders des 8. Streckdurchganges  $5,5 \cdot 3 \cdot 100 = 1650$  m.

Demnach müßten dem 8. Streckdurchgang  $1650 - 1520 = 130$  m pro Minute mehr zugeführt werden, als der 7. Streckdurchgang liefert. Nach den vorliegenden Verhältnissen kann der 8. Streckdurchgang nicht ununterbrochen durcharbeiten, sondern muß infolge Spulenmangels zeitweise stillgesetzt werden.

Wählt man in vorliegendem Fall für Streckdurchgang 8 einen 4,4fachen Verzug, so vermindert sich die Hinterzylinderlieferung auf

$$\frac{22}{4,4} = 5 \text{ m/Min.}$$

Die minutliche Gesamtzuführlieferung beträgt dann

$$5 \cdot 3 \cdot 100 = 1500,$$

so daß jetzt vom Vorderzylinder des 7. Streckdurchganges  $1520 - 1500 = 20$  m pro Minute mehr geliefert werden, als die minutliche Zuführlieferung des Hinterzylinders vom Streckdurchgang 8 beträgt.

Die Feststellung der zu wählenden Verzüge für die einzelnen Streckdurchgänge eines Sortimentes bei bestimmten Vorderzylinderlieferungen und Dublierungen kann auf folgende Art erfolgen:

- $L$  = Lieferung in Metern pro Minute eines Streckdurchganges,
- $z$  = Bandzahl desselben,
- $d$  = Dublierung,
- $v$  = Verzug,
- $t$  = tägliche effektive Arbeitszeit in Minuten,
- $L_1$  = Lieferung in Metern pro Minute des vorhergehenden Streckdurchganges,
- $z_1$  = Bandzahl des vorhergehenden Streckdurchganges,
- $t_1$  = tägliche effektive Arbeitszeit in Minuten des vorhergehenden Streckdurchganges,

dann gilt die Gleichung:

$$\frac{L \cdot z \cdot d \cdot t}{v} = L_1 \cdot z_1 \cdot t_1,$$

hieraus

$$v = \frac{L \cdot z \cdot d \cdot t}{L_1 \cdot z_1 \cdot t_1}.$$

Beispiel. Für den 8. Streckdurchgang gelten folgende Werte:

$$L = 21 \text{ m/Min.}; \quad z = 100; \quad d = 3; \quad v = x; \quad t = 430 \text{ Min.};$$

für den 7. Streckdurchgang:

$$L_1 = 19 \text{ m/Min.}; \quad z_1 = 80; \quad t_1 = 420;$$

dann ist:

$$v = \frac{21 \cdot 100 \cdot 3 \cdot 430}{19 \cdot 80 \cdot 420},$$

$$v = 4,25.$$

Es ist also bei einem 4,25fachen Verzug des 8. Streckdurchganges dessen Hinterzylinder-Gesamtzuführung bei 3facher Dublierung gleich der Vorderzylinder-Gesamtlieferung des 7. Streckdurchganges. Wählt man im vorliegenden Falle den Verzug des 8. Streckdurchganges unter 4,25, dann ergibt sich infolge der größeren Zuführungsgeschwindigkeit des Hinterzylinders ein Mangel an Vorlagespulen, der ein zeitweises Stillsetzen dieses Streckdurchganges bedingt. Bei der Wahl des Verzuges auf 8 über 4,25 entsteht ein kleiner Spulenvorrat. Der einzustellende Verzug wird vorteilhaft um 0,2 bis 0,3 höher genommen als der berechnete Verzug, um den Unterschieden, die durch die Geschicklichkeit des Bedienungspersonals entstehen, gerecht zu werden.

Die Bandzahlen der einzelnen Streckdurchgänge findet man nun mit Anwendung der Formel VI auf Seite 379:

$$\text{Bandzahl } Z = \frac{G \cdot N \cdot 1000}{L \cdot t},$$

indem die tägliche Produktion  $G$  aus den Ausgabeproduktionstabellen S. 385 u. 386 die Nummer  $N$  aus den Spinnplänen I, II, III, die minutlichen Vorderzylinderlieferungen, sowie die täglichen effektiven Arbeitszeiten aus den Angaben auf Seite 379 zu ersehen sind.

## Sortiment I (nach Nummer).

Streckdurchgang 9	Feinstrecke . . . . .	Bandzahl $Z = \frac{877 \cdot 4,0 \cdot 1000}{23 \cdot 440} = 346,6$
„ 8	Vorfeinstrecke . . . . .	„ $Z = \frac{880 \cdot 1,904 \cdot 1000}{22 \cdot 420} = 181,3$
„ 7	Zwischenstrecke . . . . .	„ $Z = \frac{884 \cdot 0,906 \cdot 1000}{21 \cdot 405} = 94,2$
„ 6	Halbgrobstrecke . . . . .	„ $Z = \frac{887 \cdot 0,412 \cdot 1000}{20 \cdot 380} = 48,08$
„ 5	4. Grobstrecke . . . . .	„ $Z = \frac{891 \cdot 0,183 \cdot 1000}{18 \cdot 370} = 24,5$
„ 4	3. „ . . . . .	„ $Z = \frac{895 \cdot 0,0832 \cdot 1000}{18 \cdot 370} = 11,2$
„ 3	2. „ . . . . .	„ $Z = \frac{898 \cdot 0,0756 \cdot 1000}{18 \cdot 370} = 10,2$
„ 2	1. „ . . . . .	„ $Z = \frac{902 \cdot 0,0703 \cdot 1000}{18 \cdot 370} = 9,5$
„ 1	Doppelnadelstabstrecke	„ $Z = \frac{905 \cdot 0,061 \cdot 1000}{27 \cdot 350} = 5,8$

## Sortiment II (nach Nummer).

Streckdurchgang 9	Feinstrecke . . . . .	Bandzahl $Z = \frac{566 \cdot 5,2 \cdot 1000}{23 \cdot 440} = 290,8$
„ 8	Vorfeinstrecke . . . . .	„ $Z = \frac{568 \cdot 2,418 \cdot 1000}{22 \cdot 420} = 148,6$
„ 7	Zwischenstrecke . . . . .	„ $Z = \frac{569 \cdot 1,687 \cdot 1000}{21 \cdot 405} = 112,8$
„ 6	„ . . . . .	„ $Z = \frac{570 \cdot 0,766 \cdot 1000}{21 \cdot 405} = 51,3$
„ 5	Halbgrobstrecke . . . . .	„ $Z = \frac{571 \cdot 0,348 \cdot 1000}{20 \cdot 380} = 26,1$
„ 4	3. Grobstrecke . . . . .	„ $Z = \frac{572 \cdot 0,154 \cdot 1000}{18 \cdot 370} = 13,2$
„ 3	2. „ . . . . .	„ $Z = \frac{573 \cdot 0,07 \cdot 1000}{18 \cdot 370} = 6$
„ 2	1. „ . . . . .	„ $Z = \frac{574 \cdot 0,062 \cdot 1000}{18 \cdot 370} = 5,3$
„ 1	Doppelnadelstabstrecke	„ $Z = \frac{576 \cdot 0,055 \cdot 1000}{27 \cdot 350} = 3,3$

## Sortiment III (nach Gewicht).

Streckdurchgang 10	Feinstrecke . . . .	Bandzahl	$Z = \frac{467 \cdot 1000}{23 \cdot 0,147 \cdot 450} = 306,9$
„	9 Vorfeinstrecke . . .	„	$Z = \frac{468 \cdot 1000}{22 \cdot 0,3307 \cdot 420} = 153,1$
„	8 Zwischenstrecke . . .	„	$Z = \frac{469 \cdot 1000}{21 \cdot 0,496 \cdot 420} = 107,2$
„	7 „ . . .	„	$Z = \frac{470 \cdot 1000}{21 \cdot 0,71 \cdot 410} = 76,8$
„	6 „ . . .	„	$Z = \frac{471 \cdot 1000}{21 \cdot 1,526 \cdot 405} = 36,2$
„	5 Halbgrobstrecke . .	„	$Z = \frac{472 \cdot 1000}{20 \cdot 3,357 \cdot 380} = 18,5$
„	4 2. Grobstrecke . . .	„	$Z = \frac{473 \cdot 1000}{18 \cdot 7,385 \cdot 370} = 9,6$
„	3 1. „ . . .	„	$Z = \frac{474 \cdot 1000}{18 \cdot 15,508 \cdot 370} = 4,6$
„	2 Doppelnadelstabs- strecke	„	$Z = \frac{475 \cdot 1000}{27 \cdot 17,058 \cdot 350} = 2,94$
„	1 „	„	$Z = \frac{476 \cdot 1000}{27 \cdot 18 \cdot 350} = 2,8$

## Feststellung der Anzahl Maschinen für die einzelnen Streckdurchgänge (Passagen).

## Sortiment I.

Streckdurchgang 9 (Feinstrecke) für  $N=4,0$  erforderte  $\sim 346,6$  Bänder.

Gewöhnlich wählt man für die Fein-, Vorfein- und Zwischenstrecken 20 bis 25 Köpfe = 80 bzw. 100 Bänder. Bei Verwendung von 25köpfigen Maschinen werden für den Streckdurchgang 9 für  $N=4,0$  4 Maschinen zu 400 Bänder benötigt. Es würden also 53,4 Bänder mehr aufgesteckt werden können. Um aber die gewünschte Tagesproduktion von zusammen 877 kg Vorgarn zu erhalten, muß entsprechend der Abrundung der Bandzahl auf 400 die Vorderzylinder-Liefargeschwindigkeit verändert und im vorliegenden Falle verringert werden.

Die neue Liefargeschwindigkeit  $v_1$  berechnet sich aus folgender Gleichung:

$$23 \cdot 346,6 = v_1 \cdot 400,$$

$$v_1 = \frac{23 \cdot 346,6}{400} = 19,92 \sim 20 \text{ m/Min.}$$

Streckdurchgang 8 (Vorfeinstrecke) erfordert  $\sim 181,3$  Bänder.

Es kommen folglich 2 Maschinen zu je 25 Köpfen = 200 Bänder in Frage. Damit die vorgeschriebene Tagesleistung geliefert wird, hat infolge der vergrößerten Bandzahl eine Verminderung der Liefargeschwindigkeit einzutreten. Die neue Vorderzylinder-geschwindigkeit bzw. -lieferung  $v_1$  ergibt sich zu:

$$22 \cdot 181,3 = v_1 \cdot 200,$$

$$v_1 = \frac{22 \cdot 181,3}{200} = 19,94 \sim 20 \text{ m/Min.}$$

Streckdurchgang 7 (Zwischenstrecke).

Ermittelte Bandzahl  $Z=94,2$ ; Gewählte Bandzahl  $Z_1=100$ ; 1 Maschine zu 25 Köpfen:

$$v_1 = \frac{21 \cdot 94,2}{100} = 19,78 \sim 19,8 \text{ m/Min.}$$

Streckdurchgang 6 (Halbgrobstrecke).

$Z=48,08$ ;  $Z_1=48$ ; 1 Maschine zu 12 Köpfen:

$$v_1 = \frac{20 \cdot 48,08}{48} = 20,03 \sim 20 \text{ m/Min.}$$

Streckdurchgang 5 (4. Grobstrecke).

$Z=24,5$ ;  $Z_1=24$ ; 1 Maschine zu 12 Köpfen:

$$v_1 = \frac{18 \cdot 24,5}{24} = 18,4 \text{ m/Min.}$$

Streckdurchgang 4 (3. Grobstrecke).

$Z=11,2$ ;  $Z_1=12$ ; 1 Maschine zu 12 Köpfen:

$$v_1 = \frac{18 \cdot 11,2}{12} = 16,8 \text{ m/Min.}$$

Streckdurchgang 3 (2. Grobstrecke).

$Z=10,2$ ;  $Z_1=10$ ; 1 Maschine zu 10 Köpfen:

$$v_1 = \frac{18 \cdot 10,2}{10} = \sim 18,4 \text{ m/Min.}$$

Streckdurchgang 2 (1. Grobstrecke).

$Z=9,5$ ;  $Z_1=10$ ; 1 Maschine zu 10 Köpfen:

$$v_1 = \frac{18 \cdot 9,5}{10} = 17,10 \text{ m/Min.}$$

Streckdurchgang 1 (Intersecting).

$Z=5,8$ ;  $Z_1=6$ ; 2 Maschinen zu je 3 Köpfen:

$$v_1 = \frac{27 \cdot 5,8}{6} = 26,1 \text{ m/Min.}$$

Die Längen der Vorbereitungsmaschinen findet man unter Zuhilfenahme der Formel X auf S. 383, sowie der auf S. 383 angegebenen Durchschnittswerte.

Demnach ist die Länge der Fein-, Vorfein- und Zwischenstrecken zu 25 Köpfe:

$$L = 25 \cdot 0,450 + 1,450 = 12,70 \text{ m.}$$

Länge der Halbgrobstrecke (Chûte)

$$L = 12 \cdot 0,520 + 1,450 = 7,690 \text{ m.}$$

Länge der letzten Grobstrecke (Reunion)

$$L = 12 \cdot 0,450 + 1,450 = 6,850 \text{ m.}$$

Länge der Grobstrecken

$$L = 12 \cdot 0,450 + 1,22 = 6,62 \text{ m,}$$

$$10 \cdot 0,450 + 1,22 = 5,72 \text{ m.}$$

Länge der Doppelnadelstabstrecken

$$3 \text{ Köpfe} = 4,02 \text{ m.}$$

## Maschinenzusammenstellung für Sortiment I.

Streck- durch- gang	Maschine	Berech- nete Bandzahl $Z$	Aufzu- stellende Bandzahl $Z_1$	Gewählte Kopf- und Maschinenanzahl	Ange- paßte mi- nutliche Zylinder- lieferung in Metern $v_1$	Länge der Maschinen in Metern
9	Feinstrecke . . . . .	346,6	400	4 Maschinen zu je 25 Köpfe	20	12,70
8	Vorfeinstrecke . . . . .	181,3	200	2 " " " 25 "	20	12,70
7	Zwischenstrecke . . . . .	94,2	100	1 Maschine zu . . 25 "	19,8	12,70
6	Halbgrobstrecke . . . . .	48,08	48	1 " " . . 12 "	20	7,690
5	4. Grobstrecke . . . . .	24,5	24	1 " " . . 12 "	18,4	6,850
4	3. " . . . . .	11,2	12	1 " " . . 12 "	16,8	6,62
3	2. " . . . . .	10,2	10	1 " " . . 10 "	18,4	5,72
2	1. " . . . . .	9,5	10	1 " " . . 10 "	17,10	5,72
1	Doppelnadelstabstrecke	5,8	6	2 Maschinen zu je 3 "	26,1	4,02

Wie diese Zusammenstellung erkennen läßt, kann die Produktion des Sortimentes um etwa 15% noch erhöht werden, und zwar durch entsprechende Vergrößerung der minutlichen Zylinderlieferungen und eine Erhöhung der Verzüge.

## Sortiment II.

Streckdurchgang 9.

Ermittelte Bandzahl  $Z = 290,8$ ,

gewählte "  $Z_1 = 300 = 3$  Maschinen à 25 Köpfe zu 100 Spulen,

$$\text{Neue Vorderzylinderlieferung } v_1 = \frac{23 \cdot 290,8}{300} = 22,3 \text{ m/Min.}$$

Streckdurchgang 8

Ermittelte Bandzahl  $Z = 148,6$ ,

gewählte "  $Z_1 = 160 = 2$  Maschinen à 20 Köpfe zu 40 Spulen,

$$v_1 = \frac{22 \cdot 148,6}{160} = 20,4 \text{ m/Min.}$$

Streckdurchgang 7.

Ermittelte Bandzahl  $Z = 112,8$ ,

gewählte "  $Z_1 = 100 = 1$  Maschine à 25 Köpfe zu 50 Spulen,

$$v_1 = \frac{21 \cdot 112,8}{100} = 23,68 \text{ m/Min.}$$

Die Vorderzylinderlieferung von 23,68 m/Min. ist für diese Maschine etwas zu hoch und es ist der Spinplan dahin abzuändern, daß der Streckdurchgang 7 eine niedrigere Ausgabenummer erhält, um die vorgeschriebene Produktion bei einer kleineren Bandzahl zu erreichen.

Streck- durchgang	Neu gewählte Verzüge	Alte Verzüge
9	4,5	4,3
8	4,5	4,3
7	4,2	4,4
6	$x$	4,4

Damit nun auf dem 9. Streckdurchgang dieselbe Vorgarnnummer (5,2) erzielt wird, muß das Produkt der neuen Verzüge vom Streckdurchgang 6 bis 9 gleich sein dem Produkt der alten Verzüge.

Das Produkt der alten Verzüge ist

$$4,3 \cdot 4,3 \cdot 4,4 \cdot 4,4 = 357,9664.$$

Das Produkt der neuen Verzüge ist

$$4,5 \cdot 4,5 \cdot 4,2 \cdot x = 85,050 \cdot x.$$

Es ist also

$$85,050 \cdot x = 357,9664,$$

hieraus

$$x = \frac{357,9664}{85,050},$$

$$x = 4,208 \sim 4,21.$$

### Umgeänderter Spinnplan.

Streck- durch- gang	Maschine	Auflage	Verzug	Dublierung	Ausgabe
9	Feinstrecke . . . .	2,31	4,5	2	5,2
8	Vorfeinstrecke . .	1,54	4,5	3	2,31
7	Zwischenstrecke . .	0,733	4,2	2	1,54
6	" . .	0,348	4,21	2	0,733

Für die neuen Ausgabennummern der Streckdurchgänge von 6 bis 8 ergeben sich folgende neue Bandzahlen:

$$\text{Streckdurchgang 8} \dots Z = \frac{568 \cdot 2,31 \cdot 1000}{22 \cdot 420} = 142,$$

$$\text{" 7} \dots Z = \frac{569 \cdot 1,54 \cdot 1000}{21 \cdot 405} = 103,$$

$$\text{" 6} \dots Z = \frac{570 \cdot 0,733 \cdot 1000}{21 \cdot 405} = 49,1.$$

Die auf Grund der berechneten Bandzahlen zu wählenden Kopffzahlen und die entsprechend abzuändernden Zylinderlieferungen sind nach derselben Art und Weise wie für das Sortiment I durchgeführt und aus folgenden Zusammenstellungen zu ersehen.

### Maschinenzusammenstellung für das Sortiment II.

Streck- durch- gang	Maschine	Berech- nete Bandzahl Z	Aufzu- stellende Bandzahl Z <sub>1</sub>	Gewählte Kopf- und Maschinenanzahl	Ange- paßte mi- nutliche Zylinder- lieferung in Metern v <sub>1</sub>	Länge der Maschinen in Metern
9	Feinstrecke . . . . .	290,8	300	3 Maschinen zu je 25 Köpfen	22,3	12,70
8	Vorfeinstrecke . . . . .	142	160	2 " " " 20 "	19,5	10,45
7	Zwischenstrecke . . . . .	103	100	1 Maschine zu . . 25 "	21,6	12,7
6	" . . . . .	49,1	48	1 " " . . 12 "	21,4	6,85
5	Halbgrobstrecke . . . . .	26,1	24	1 " " . . 6 "	21,7	4,57
4	3. Grobstrecke . . . . .	13,2	12	1 " " . . 6 "	19,8	4,15
3	2. " . . . . .	6	6	1 " " . . 6 "	18,0	3,92
2	1. " . . . . .	5,3	6	1 " " . . 6 "	15,9	3,92
1	Doppelnadelstrecke	3,3	3	1 " " . . 3 "	29,7	4,02

## Sortiment III.

## Maschinenzusammenstellung für das Sortiment III.

Streck- durch- gang	Maschine	Berech- nete Bandzahl $Z$	Aufzu- stellende Bandzahl $Z_1$	Gewählte Kopf- und Maschinenanzahl	Ange- paßte mi- nutliche Zylinder- lieferung in Metern $v_1$	Länge der Maschinen in Metern
10	Feinstrecke . . . . .	306,9	300	3 Maschinen zu je 25 Köpfen	23,5	12,70
9	Vorfeinstrecke . . . . .	153,1	160	2 " " " 20 "	21,0	10,45
8	Zwischenstrecke . . . . .	107,2	100	1 Maschine zu . . 25 "	22,5	12,70
7	" . . . . .	76,8	80	1 " " . . 20 "	20,1	10,45
6	" . . . . .	36,2	40	1 " " . . 10 "	19,0	5,95
5	Halbgrobstrecke . . . . .	18,5	20	1 " " . . 5 "	18,5	4,05
4	2. Grobstrecke . . . . .	9,6	10	1 " " . . 5 "	17,3	3,70
3	1. " . . . . .	4,6	5	1 " " . . 5 "	16,6	3,47
2	Doppelnadelstabstrecke	2,94	3	1 " " . . 3 "	26,4	4,02
1	"	2,8	3	1 " " . . 3 "	25,2	4,02

## Berechnung der Anzahl der Feinspinnmaschinen und deren Länge.

Bei einer Spindelzahl von 650 und 43 mm Teilung für die Schußwagenspinner erhalten diese nach Formel VII auf S. 380 eine Länge, E.M.G.-Maschinen angenommen, von

$$L = 650 \cdot 0,043 + 1,870 = 29,82 \text{ m.}$$

Zweckmäßig sind die Kettselfaktoren des Sortimentes II auf dieselbe Länge zu bringen. Bei einer Spindelteilung von 50 mm findet man dann die Spindelzahl  $Z$ , die auf 29,82 m entfallen, aus folgender Gleichung:

$$29,82 = Z \cdot 0,05 + 1,870,$$

$$Z = \frac{29,82 - 1,870}{0,05} = 559 \sim 560,$$

$Z = 560$  Spindeln zu 50 mm Teilung.

Gesamtlänge  $L = 29,87 \text{ m.}$

Für Schußwagenspinner d. E.M.G.:

$$\text{Spindelzahl rechts: } Z_r = \frac{\frac{29,82}{2} - 1,96}{0,043} = 301,16 \sim 302,$$

$$\text{" links: } Z_l = \frac{\frac{29,82}{2} + 0,08}{0,043} = 348.$$

Man wählt zweckmäßig 300 bzw. 350 Spindeln und erhält dann

$$\text{Länge rechts: } l_r = 300 \cdot 0,043 + \frac{1,87}{2} = 13,835 \text{ m,}$$

$$\text{" links: } l_l = 350 \cdot 0,043 + \frac{1,87}{2} = 15,985 \text{ m.}$$

Für Kettwagenspinner:

$$\text{Spindelzahl rechts: } Z_r = \frac{\frac{29,87}{2} - 1,96}{0,05} = 260,$$

$$\text{„ links: } Z_l = \frac{\frac{29,87}{2} + 0,08}{0,05} = 300.$$

$$\text{Länge rechts: } l_r = 260 \cdot 0,05 + 0,935 = 13,935 \text{ m,}$$

$$\text{„ links: } l_l = 300 \cdot 0,05 + 0,935 = 15,935 \text{ m.}$$

Die Breite des Gebäudes wird durch die Länge der Wagenspinner bestimmt. Im vorliegenden Falle (Hochbau) wählt man in der Breite beispielsweise 6 Säulenteilungen zu je 5,4 m, das ergibt eine Gesamtbreite des Saales von 32,4 m. Der Hauptbock ist an der 3. Säule derart aufzustellen, daß zwischen den Endwänden der Maschinen und den Mauern auf der einen Seite ein Gang von ca. 1 m und auf der anderen Seite einer von ca. 1,58 m Breite verbleibt.

Die Säulenteilung in der Längsrichtung des Saales nimmt man allgemein zu 7,2 m. Die erste und letzte Säulenteilung beträgt 7,5 m, um einen Gang für Transportzwecke zu erhalten.

Auf eine Wagenspinnerlänge entfallen 2 Ringspinnmaschinen einschließlich eines Zwischenganges von 1 m Breite. Für die nötigen Ringspinnmaschinen des I. Sortimentes werden Maschinen von N.S.C. mit einer Teilung von 75 mm gewählt. Die Spindelzahl  $Z$  der Ringspinnmaschine berechnet sich dann nach Formel VIII Seite 382

$$Z = \frac{\left(\frac{29,82 - 1}{2} - 1,2\right) \cdot 2}{0,075} = 349,6 \sim 350,$$

$$Z = 350 \text{ Spindeln zu 75 mm Teilung.}$$

Länge der Maschinen:

$$L = \frac{350 \cdot 0,075}{2} + 1,20 = 14,325 \text{ m.}$$

#### Sortiment I.

##### Anzahl der Ringspinnmaschinen.

Es werden benötigt für die vorgeschriebene Tagesproduktion:

Für  $N=36$  . . . . 3296 Ringspindeln,

„  $N=40$  . . . . 4333 „

Dies entspricht

für  $N=36$  . . . .  $\frac{3296}{350} = 9$  Maschinen und 146 Spindeln.

Für  $N=36$  wählt man 9 doppelseitige Ringspinnmaschinen zu je 350 Spindeln, 75 mm Teilung und 1 unabhängige Ringspinnmaschinenseite zu 175 Spindeln, 75 mm Teilung.

Für  $N=40$  ergeben sich

$$\frac{4333}{350} = \sim 12 \text{ Maschinen und 133 Spindeln.}$$

Man wählt 12 doppelseitige Maschinen zu je 350 Spindeln, 75 mm Teilung und 1 unabhängige Ringspinnmaschinenseite zu 175 Spindeln, 75 mm Teilung.

Anzahl der erforderlichen Ringspinnmaschinen für beide Garnnummern = 22.

## Sortiment II.

## Anzahl der Kettselfbstspinner.

Zur Erzielung der vorgeschriebenen Tagesproduktion werden benötigt:

Für 49er Kette . . . . 5066 Spindeln.  
 „ 56er „ . . . . 5174 „ .

Dies entspricht für 49er:

$$\frac{5066}{560} = \sim 9 \text{ Maschinen zu je 560 Spindeln und 50 mm Teilung;}$$

für 56er:

$$\frac{5174}{560} = \sim 9 \text{ Maschinen zu je 560 Spindeln und 50 mm Teilung.}$$

Anzahl der erforderlichen Wagenspinner für beide Garnnummern = 18.

## Sortiment III.

Für Garne, welche gezwirnt werden, wählt man ebenfalls die größtmögliche Kötzerform, so daß für 64/1 zu Zwirn die Kettenteilung = 50 mm bei einer Gesamtspindelzahl per Maschine = 560 in Frage kommt.

Es werden benötigt:

Für das 64er . . . . 4493 Spindeln,

dies entspricht

$$\frac{4493}{560} = \sim 8 \text{ Maschinen zu je 560 Spindeln und 50 mm Teilung.}$$

Für das 75er Schußgarn werden 6577 Spindeln benötigt, dies entspricht

$$\frac{6577}{650} = \sim 10 \text{ Maschinen zu je 650 Spindeln und 43 mm Teilung.}$$

Anzahl der erforderlichen Wagenspinner für beide Garnnummern = 18.

## Anzahl der Dubliermaschinen.

Anzahl der benötigten Spulenköpfe

für das 40/2 = 142 Köpfe

„ „ 64/2 = 142 „

Zusammen 284 Köpfe

Man wählt 3 Maschinen doppelseitig zu je 100 Köpfe mit einer Teilung von 250 mm; dies ergibt eine Länge pro Maschine von

$$\frac{0,250 \cdot 100}{2} + 1,320 = 13,820 \text{ m.}$$

## Anzahl der Ringzwirnmachines.

Die Zwirnmachines haben die gleiche Länge wie die Ringspinnmachines zu erhalten. Zur Aufstellung gelangen Hartmannsche Machines mit Parallelantrieb, 82 mm Teilung zur Herstellung des 40/2 Zwirnes nach Sortiment I.

Die Spindelzahl  $Z$  der Zwirnmachines berechnet sich dann aus folgender Gleichung:

$$14,425 \text{ m} = \frac{Z \cdot 0,082}{2} + 1,390,$$

$$Z = \frac{(14,325 - 1,390) \cdot 2}{0,082} = 317,9$$

$Z = \sim 320$  Spindeln

für eine doppelseitige Maschine zu 82 mm Teilung.

Maschinenzusammenstellung der Spinnereianlage.

Maschinenart	Sortiment I	Sortiment II	Sortiment III	Gesamtanzahl
Wagenspinner		9 zu je 560 Spdln. Tlg. = 50 mm für 49er Kette 9 zu je 560 Spdln. Tlg. = 50 mm für 56er Kette Länge = 29,870 m	8 zu je 560 Spdln. Tlg. = 50 mm für 64/2-Zwirn Länge = 29,870 m 10 zu je 650 Spdln. Tlg. = 43 mm für 75/1 Schuß Länge = 29,82 m	36
Ringspinner	9 zu je 350 Spdln.; 75 mm Tlg. } N = 36 1/2 " " 175 " ; 75 " " " " Länge 14,425 m; 12 zu je 350 Spdln.; 75 mm Tlg. } N = 40 1/2 " " 175 " ; 75 " " " " Länge 14,425 m			22
Dubliermaschine	3 zu je 100 Spulen; 250 mm Tlg. für 40/2 u. (s. Sort. III) 64/2 Länge = 13,820 m		(s. Sortiment I)	3
Zwirnmaschine	5 zu je 320 Spdln. 82 mm Tlg. für 40/2 Länge = 14,510 m		3 zu je 350 Spdln. 75 mm Tlg. für 64/2 Länge = 14,445 m	8
Fein- und Vorfeinstrecken (Finisseure)	4 Feinstrecken zu je 25 Köpfen 2 Vorfeinstrecken zu je 25 Köpfen Länge = 12,70 m	3 Feinstrecken zu je 25 Köpfen Länge = 12,70 m 2 Vorfeinstrecken zu je 20 Köpfen Länge = 10,45 m	3 Feinstrecken zu je 25 Köpfen Länge = 12,70 m 2 Vorfeinstrecken zu je 20 Köpfen Länge = 10,45 m	10 6
Zwischenstrecken (Bobiniere)	1 Zwischenstrecke zu 25 Köpfen Länge = 12,70 m	1 Zwischenstrecke zu 25 Köpfen Länge = 12,70 m 1 Zwischenstrecke zu 12 Köpfen Länge = 6,85 m	1 Zwischenstrecke zu 25 Köpfen Länge = 12,70 m 1 Zwischenstrecke zu 20 Köpfen Länge = 10,45 m 1 Zwischenstrecke zu 10 Köpfen Länge = 5,95 m	6
Halbgrobstrecken (Chute)	1 Maschine zu 12 Köpfen Länge = 7,690 m	1 Maschine zu 6 Köpfen Länge = 4,570 m	1 Maschine zu 5 Köpfen Länge = 4,050	3
Letzte Grobstrecken (Reunions)	1 Maschine zu 12 Köpfen Länge = 6,850 m	1 Maschine zu 6 Köpfen Länge = 4,150 m	1 Maschine zu 5 Köpfen Länge 3,70 m	3
Grobstrecken	1 Maschine zu 12 Köpfen Länge = 6,62 m 2 Maschinen zu je 10 Köpfen Länge = 5,72 m	2 Maschinen zu je 6 Köpfen Länge = 3,92 m	1 Maschine zu 5 Köpfen Länge = 3,47 m	6
Doppelnadelstabsstrecken (Intersecting)	2 Maschinen zu je 3 Köpfen Länge = 4,02 m	1 Maschine zu 3 Köpfen Länge = 4,02 m	2 Maschinen zu je 3 Köpfen Länge = 4,02 m	5

Für die vorgeschriebene Tagesleistung werden, wie bereits berechnet, für  
40/2 Zwirn . . . 1558 Spindeln benötigt.

Dies ergibt  $\frac{1558}{320} = \sim 5$  Maschinen

zu je 320 Spindeln und 82 mm Teilung.

Nimmt man für das 64/2 eine kleinere Spindelteilung, z. B. 75 mm, so ergibt sich die Anzahl der Spindeln pro Maschine zu:

$$Z = \frac{(14,325 - 1,390) \cdot 2}{0,075} = 347,6 \sim 350 \text{ Spindeln.}$$

Für das 64/2 beträgt die Gesamtzahl der benötigten Spindeln = 1072.

Es ergeben sich  $\frac{1072}{350} = \sim 3$  Maschinen

zu je 350 Spindeln und 75 mm Teilung.

### Die Einteilung der Maschinen im Raum.

Man wählt die Säulenteilung in der Längsrichtung des Baues 7 bis 7,5 m und stellt in eine solche Teilung 2 Wagenspinner oder 6 Ringspinn- bzw. Ringzwirner oder 6 Dubliermaschinen oder 6 Finisseure oder 6 Bobiniere.

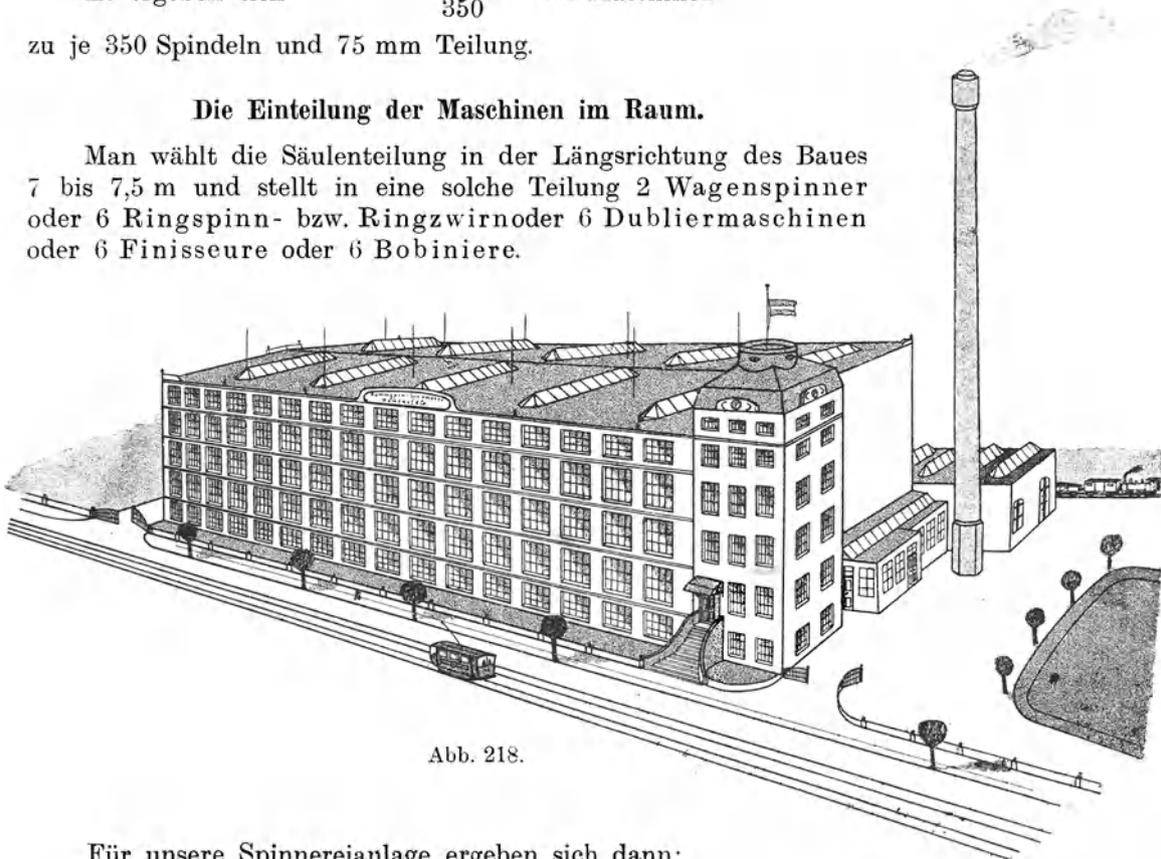


Abb. 218.

Für unsere Spinnereianlage ergeben sich dann:

Maschinen	Säulenteilungen
a) Feinspinnerei und Zwirnerei	
36 Wagenspinner . . . . .	18,—
22 Ringspinner	
3 Dubliermaschinen } . . . . .	5,5
8 Zwirnmaschinen }	
b) Vorspinnerei	
10 Finisseure	
6 Vorfinisseure } . . . . .	3,66
6 Bobiniere }	
Halbgrobstrecke bis Doppelnadelstrecke . .	2,64
Gesamte Anzahl der benötigten Säulenteilungen = 29,8 $\sim$ 32 Teilungen.	

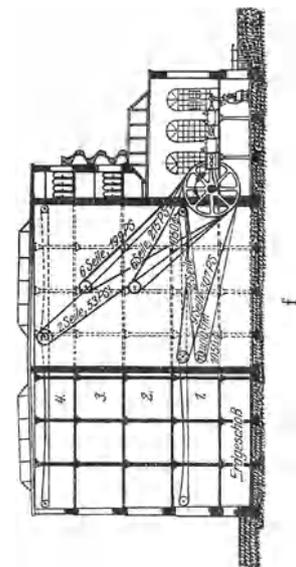
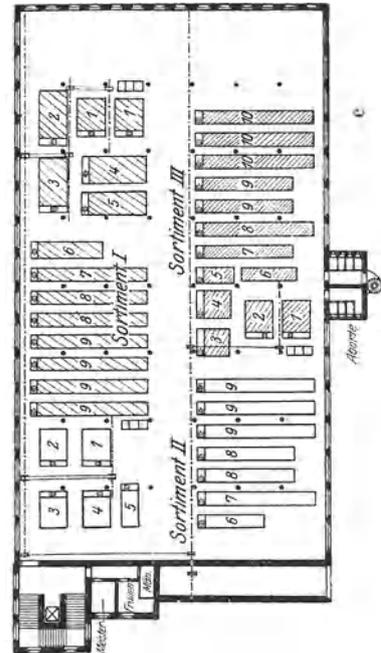
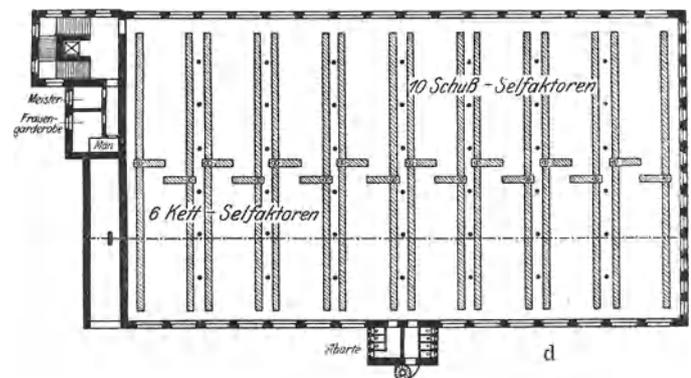
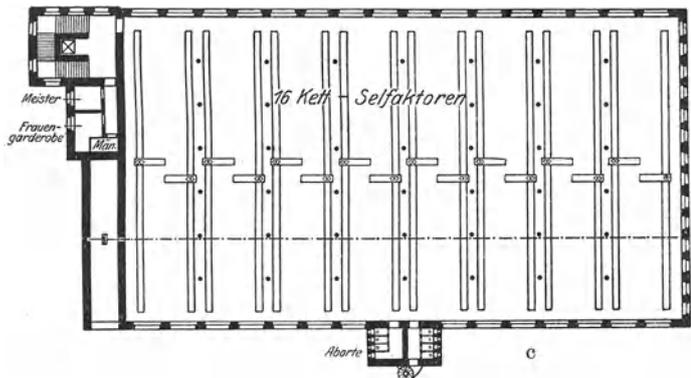
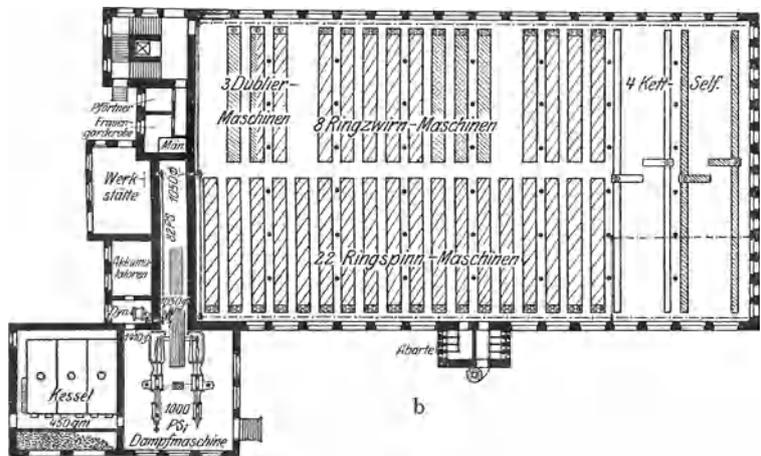
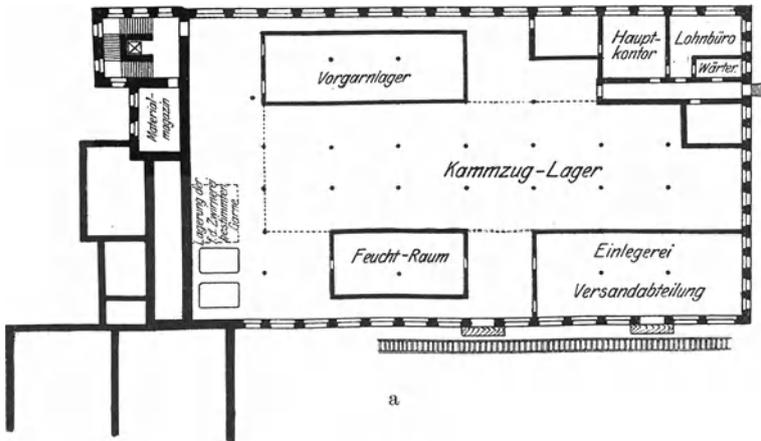


Abb. 219 a bis f.

Das Gebäude soll als Hochbau (Abb. 218) ausgeführt werden.

Damit nun alle erforderlichen Spinnereimaschinen zweckmäßig untergebracht werden können, wird ein Hochbau mit 4 Stockwerken bei einer Länge von 8 Säulenteilungen = 32 Säulenteilungen und zwar 6 Teilungen à 7,2 m und zwei Teilungen à 7,5 m gewählt.

Die einzelnen Maschinen verteilen sich vorteilhaft wie folgt:

1. Stockwerk (Abb. 219 b):

4 Selfaktoren . . . . .	2	Säulenteilungen,
22 Ringspinnmaschinen .	3,66	„
8 Zwirnmaschinen . . .	1,34	„
3 Dubliermaschinen . . .	0,5	„
	<u>7,5</u>	Säulenteilungen.

$\frac{1}{2}$  Säulenteilung bleibt frei.

2. Stockwerk (Abb. 219 c):

16 Selbstspinner . . . . . 8 Säulenteilungen.

3. Stockwerk (Abb. 219 d):

16 „ . . . . . 8 „

4. Stockwerk (Abb. 219 e):

3 Sortimente Vorspinnerei ca.  $6\frac{1}{2}$  „

Die Fabrikbauten werden ausgeführt als Hochtagenbau mit Seitenlicht, oder als Erdgeschoß- oder Shedbau mit Seiten- und Oberlicht.

Der Hochbau verursacht bei kleinerem Bauplatz einfacherer Heizungs- und Transmissionsanlage geringere Baukosten.

Seine Nachteile gegenüber dem Erdgeschoßbau bestehen infolge des Wegfalles des Oberlichtes in der geringeren Lichtzufuhr, in dem Vertikaltransport des Spinnungsgutes und der Fertigfabrikate durch Aufzüge und in der geringeren Übersicht des Betriebes.

Der Erdgeschoß- oder Shedbau gewährleistet ein sehr gutes Licht, gestattet eine übersichtliche Disposition des Betriebes, einen festen Stand der Maschinen. Der Transport der Waren spielt sich nur in der Horizontalebene ab, ist also wesentlich leichter, einfacher und weniger zeit- und kraftraubend.

Der Shedbau beansprucht großen Bauplatz, erfordert höhere Baukosten als der Hochbau und benötigt infolge der umfangreichen Oberlichtfensterflächen eine kostspieligere Heizung. Billiger Preis des Grund und Bodens ist Voraussetzung.

Die Stärken des Ziegelmauerwerkes in Zentimeter für Fabrikgebäude, sowie die Höhen in Metern der einzelnen Geschosse von Oberkante zu Oberkante und vom Fußboden gemessen sind in Tabelle 63 angegeben.

Tabelle 64.

Geschoß	Vorderwand mit Öffnungen und	Balkenlast			Treppen- wand	Höhe
		Mittelwand mit Öffnungen und	Giebelwand ohne Öffnun- gen, ohne	Hohe Wand ohne Öffnun- gen, mit		
Dachgeschoß	38	—	25	25	25	4—4,25
4. Geschoß	38	38	25	38	25	4,25
3. „	51	38	25	38	25	4,25
2. „	51	38	38	51	25	4,5
1. „	64	51	38	51	38	4,5—5
Erdgeschoß	77	51	51	64	38	5—5,5
Kellergeschoß	90	64	51	77	51	2,5—3 für Lager, 3,5—4 für Werk- stätten

Die Länge der Gebäude ist durch die Länge der Haupttransmissionswellen begrenzt mit 75 bis 100 m. Die Breite wählt man bei großen Fensterflächen maximal 35 bis 40 m.

Normale Säulenteilung:

In der Längsrichtung der Säle 7 bis 7,5 m,  
 „ „ Breitrichtung „ „ 3,5 „ 6,0 „

Letztere kann, den Maschinen angepaßt, innerhalb der Säle untereinander verschieden gewählt werden.

Die Säulen werden meist aus Gußeisen, jedoch auch aus Schmiede- bzw. Walzeisen hergestellt.

### Berechnung des Kraftbedarfes der Spinnereianlage.

#### 1. Feinspinnerei.

##### a) Selbstspinner.

36 Antriebsblöcke à 1	PS = 36	PS,	
14560 Spindeln à 0,02	„ = 291	„	
6500 „ à 0,015	„ = 97,5	„	424,5 PS.

##### b) Ringspinnmaschinen.

44 einseitige Böcke à 0,5	PS = 22	PS,	
7700 Spindeln à 0,02	„ = 154	„	176 „

#### 2. Zwirnerie.

##### a) Dubliermaschinen.

3 Maschinen à 100 Spulen à 50 Spindeln = 1 PS	6	„
---	---	---

##### b) Zwirnmaschinen.

2650 Spindeln à 55 Spindeln = 1 PS	$\frac{2650}{55} =$	48,2	„
------------------------------------	---------------------	------	---

#### 3. Vorbereitung.

##### a) Doppelnadelstabstrecken.

5 Antriebsböcke à 0,4	PS = 2	PS,	
15 Köpfe à 0,3	„ = 4,5	„	6,5 „

##### b) Nitschelstrecken.

34 Antriebsböcke à 0,35	PS = 11,9	PS,	
592 Köpfe à 0,05	„ = 29,6	„	41,5 „
			<u>Zusammen 702,7 PS.</u>

Die Spindelzahl setzt sich zusammen aus:

21060 Wagenspinner-spindeln,
7700 Ringspindeln,
2650 Zwirns-spindeln,
<u>31410 gemischte Spindeln.</u>

Für Beleuchtung rechnet man auf 1000 Spindeln etwa 2,5 PS<sub>e</sub>, dies ergibt:

$$\frac{31410 \cdot 2,5}{1000} = 78,5 \text{ PS}_e.$$

Außerdem ist eine Kraftreserve von 10% von dem Kraftbedarf 702,1 PS hinzuzuschlagen, die zum Antrieb der Transmissionen, Werkstätten, Luftbefeuchtung, Pumpenanlagen usw. gebraucht wird.

Der gesamte Kraftbedarf für die Spinnereianlage setzt sich dann zusammen aus:

Maschinen der Spinnerei . . . . .	702,7 PS
Beleuchtung . . . . .	78,5 „
Transmissionen usw. . . . .	+ 10% = 70,2 „
<b>Zusammen</b>	<b>851,4 PS<sub>e</sub>.</b>

Nimmt man den Wirkungsgrad der Dampfmaschine mit  $y = 0,85$  an, so ergibt sich eine Gesamtleistung zu:

$$\frac{851,4}{0,85} = \sim 1000 \text{ PS}_i.$$

Auf 1 PS<sub>i</sub> entfallen dann einschließlich aller Hilfseinrichtungen

$$\frac{31410}{1000} = 31 \text{ bis } 32 \text{ gemischte Spindeln.}$$

Bei Anwendung einer 3fach Verbund-Dampfmaschine von 1000 PS<sub>i</sub> beträgt der Dampfverbrauch  $x = 5$  kg pro PS und Stunde. Dann ist die nötige Dampfkesselheizfläche  $F$  für die Anlage

$$F = 0,075 \cdot x \cdot N_i,$$

$$F = 0,075 \cdot 5 \cdot 1000 = 375 \text{ qm (ohne Berücksichtigung der Dampfheizung).}$$

Rechnet man für die Dampfheizung 75 qm, so ergibt sich eine Gesamtheizfläche der Dampfkessel von 450 qm.

Dies ergibt beispielsweise 5 Flammrohrkessel zu je 90 qm Heizfläche.

#### Berechnung der Kraftverteilung für die einzelnen Säle. (Abb. 219f.)

##### 1. Stockwerk.

4 Selfaktoren à 560 Spindeln	48,8 PS,	
22 Ringspinnmaschinen . . . . .	176 „	
3 Dubliermaschinen . . . . .	6 „	
8 Zwirnmaschinen . . . . .	48,2 „	279,0 PS,
+ 10% für Transmissionen		<u>27,9 „</u>
		<b>306,9 PS.</b>

##### 2. Stockwerk:

16 Selbstspinner à 560 Spindeln	195,2 PS	195,2 PS,
+ 10% für Transmissionen		<u>19,52 „</u>
		<b>214,72 PS.</b>

##### 3. Stockwerk:

6 Selbstspinner à 560 Spindeln	73,2 PS,	
10 „ à 650 „	107,5 „	180,7 PS,
+ 10% für Transmissionen		<u>18,07 „</u>
		<b>198,77 PS.</b>

##### 4. Stockwerk:

5 Doppelnadelstabstrecken . . . . .	6,5 PS,	
34 Nitschelstrecken . . . . .	41,5 „	48,00 PS,
+ 10% für Transmissionen		<u>4,80 „</u>
		<b>52,80 PS.</b>

**Berechnung der Transmission.**

Es bedeuten:

- $N$  = Anzahl der zu übertragenden PS<sub>e</sub>,
- $\mathfrak{N}$  = " " " " " " pro Seil,
- $P$  = " " " " " " kg " "
- $p$  = Beanspruchung des Seiles in kg pro qcm,
- $Z$  = Anzahl der Seile,
- $d$  = Seildurchmesser in cm,
- $d_1$  = Durchmesser der treibenden Scheibe,
- $d_2$  = " " " getriebenen Scheibe,
- $n_1$  = minutliche Umdrehungen der treibenden Scheibe,
- $n_2$  = " " " " getriebenen Scheibe,
- $v$  = Seilgeschwindigkeit.

Die Leistung, die ein Seil überträgt, findet man nach:

$$\mathfrak{N} = \frac{P \cdot v}{75},$$

hieraus

$$P \text{ in kg} = \frac{\mathfrak{N} \cdot 75}{v} \dots \dots \dots (a)$$

Die Anzahl der zu übertragenden Kilogramm pro Seil ergibt sich auch aus:

$$P \text{ in kg} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot p \dots \dots \dots (b)$$

Die Formel a und b gleichgesetzt, ergibt:

$$\frac{\mathfrak{N} \cdot 75}{v} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot p,$$

hieraus Anzahl der PS pro Seil

$$\mathfrak{N} = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot p \cdot v}{4 \cdot 75} \dots \dots \dots (c)$$

Nun ist  $N$  = die Gesamtleistung der PS, die übertragen werden soll. Folglich ist dann die Anzahl der nötigen Seile

$$Z = \frac{N}{\mathfrak{N}} = \frac{N}{\frac{d^2 \cdot \pi \cdot p \cdot v}{4 \cdot 75}},$$

$$Z = \frac{N \cdot 4 \cdot 75}{d^2 \cdot \pi \cdot p \cdot v} \dots \dots \dots (d)$$

Zieht man aus der Formel d die konstanten Werte

$$\frac{4 \cdot 75}{\pi \cdot p}$$

heraus und setzt hierfür  $C$ , so ergibt sich

$$Z = C \cdot \frac{N}{d^2 \cdot v}.$$

Die Beanspruchung des Seiles pro qcm beträgt 7 bis 8 kg. Es ist vorteilhaft, bei einer Neuanlage mit einer etwas geringeren Seilbeanspruchung zu rechnen um auf der Seilscheibe eine größere Zahl von Seilrillen zu bekommen. Man kann dann immer 1 bis 2 Rillen leer laufen lassen, welche für weiteren neuen Kraftverbrauch Anwendung finden können. Wählt man die Seilbelastung  $p = 6$  kg pro qcm, so ist

$$Z = 15,9 \cdot \frac{N}{d^2 \cdot v} \dots \dots \dots (e)$$

Die Seilgeschwindigkeit  $v$  berechnet sich nach Formel 43 zu:

$$v = \frac{n_1 \cdot d_1 \cdot \pi}{60}.$$

Das Seilchwungrad der Dampfmaschine habe einen Durchmesser von  $d_1 = 6$  m und führt 70 Umdrehungen in der Minute aus.

$$\text{Umfangsgeschwindigkeit der Seile } v = \frac{70 \cdot 6 \cdot 3,14}{60} = 21,98 \sim 22 \text{ m/sek.}$$

Die Antriebsseile haben einen Durchmesser  $d = 5$  cm und für  $p = 6$  kg angenommen, ergibt sich die Anzahl der Seile nach Formel e:

$$Z = 15,9 \cdot \frac{850}{5^2 \cdot 22} = 24,5 \sim 25 \text{ Seile.}$$

Auf 1 Seil entfallen:

$$\frac{850}{25} = 34 \text{ PS.}$$

Der Raumbedarf für ein Seil von 5 cm Durchmesser für die Seilrille = 66 mm, folglich ist die Breite des Seilchwungrades

$$66 \cdot 25 = 1650 \text{ mm.}$$

Anzahl der Seile für die einzelnen Stockwerke.

1. Stockwerk:

$$Z = 15,9 \cdot \frac{307}{5^2 \cdot 22} = 8,8 \sim 9 \text{ Seile.}$$

2. Stockwerk:

$$Z = 15,9 \cdot \frac{215}{5^2 \cdot 22} = 6,2 \sim 6 \text{ Seile.}$$

3. Stockwerk:

$$Z = 15,9 \cdot \frac{199}{5^2 \cdot 22} = 5,7 \sim 6 \text{ Seile.}$$

4. Stockwerk:

$$Z = 15,9 \cdot \frac{53}{5^2 \cdot 22} = 1,53 \sim 2 \text{ Seile.}$$

Beleuchtung:

Die abzugebende Energie der Dynamo beträgt 78 PS. Bei einem Wirkungsgrad von 0,95 sind  $\frac{78}{0,95} = 82,1$  PS zum Antrieb der Dynamo nötig.

$$Z = 15,9 \cdot \frac{82,1}{5^2 \cdot 22} = 2,3 \sim 2 \text{ Seile.}$$

#### Berechnung der Seilscheibendurchmesser für die Haupttransmissionswellen der einzelnen Stockwerke.

Die Transmissionswelle für den Antrieb der	Wagenspinner	erhält	300 t/m,
" " " " " "	Ringspinner	"	300 t/m,
" " " " " "	Ringzwirner	"	300 t/m,
" " " " " "	Vorbereitungsmasch.	"	200 bis 250 t/m,
" " " " " "	Kämmereimaschinen	"	150 " 180 t/m.

Die Durchmesser der Seilscheiben für die einzelnen Stockwerke berechnen sich nach Formel 48:

1. Stockwerk:

$$d_2 = \frac{70 \cdot 6}{300} = 1,4 \text{ m.}$$

2. Stockwerk:

$$d_2 = \frac{70 \cdot 6}{300} = 1,4 \text{ m.}$$

3. Stockwerk:

$$d_2 = \frac{70 \cdot 6}{300} = 1,4 \text{ m.}$$

4. Stockwerk:

$$d_2 = \frac{70 \cdot 6}{200} = 2,1 \text{ m.}$$

#### Berechnung des Riemens für die Lichtmaschine (Dynamo).

Zur Aufstellung kommt ein Dynamo für Drehstrom mit normaler Periodenzahl = 50; 4 polig mit einer Umdrehungszahl von 1500 t/m. Der Riemenscheibendurchmesser  $d_2 = 375 \text{ mm}$ .

Die 1. Vorgelegewelle  $w$  wird direkt vom Schwungrad getrieben und führt 400 t/m aus. Dies ergibt einen Durchmesser der getriebenen Seilscheibe von

$$\frac{70 \cdot 6}{400} = 1,050 \text{ m.}$$

Die Transmissionsscheibe  $d_1$  auf der 2. Vorgelegewelle  $w_1$ , die ebenfalls 400 t/m macht, für den Antrieb der Dynamo berechnet sich dann zu:

$$1500 = \frac{400 \cdot d_1}{375},$$

hieraus

$$d_1 = \frac{1500 \cdot 375}{400} = 1406 \sim 1410 \text{ mm.}$$

Nach Formel 43 berechnet sich die Riemengeschwindigkeit  $v$  zu:

$$v = \frac{400 \cdot 3,14 \cdot 1,41}{60} = 29,5 \text{ m/sek.}$$

Dann ergibt sich ein Riemenquerschnitt:

$$q = \frac{75000 \cdot 82,1}{29,5 \cdot 150} = 1391,5 \text{ qmm.}$$

Bei Verwendung eines 6 mm starken Riemens ergibt sich eine Riemenbreite von

$$b = \frac{1391,5}{6} = 231,9 \sim 230 \text{ mm.}$$

## XI. Die Luftbefeuchtungsanlagen.

Die Beschaffenheit der Luft in den Spinnereisälen ist von großem Einfluß auf die Leistungsfähigkeit und den Gesundheitszustand der Arbeitskräfte, auf die Leistungsfähigkeit der Fabrikation selbst, sowie auf die Güte der Fabrikate. Sämtliche Rohstoffe, die in der Textilindustrie verarbeitet werden, sind hygroskopisch, d. h. sie nehmen aus der Luft Wasser auf und geben es aber andererseits an dieselbe wieder ab, und zwar dann, wenn die Luft trockener ist als die Garne. Die Hygroskopizität ist den tierischen Fasern (Wolle, Seide) in viel höherem Maße eigen als den pflanzlichen Spinnstoffen (Baumwolle, Flachs, Hanf, Jute, Nessel usw.). Wird der Spinnprozeß in den Sälen mit trockener Luft durchgeführt, so fällt das Garn rauh, borstig und hart aus, die abstehenden losen Fasern reiben sich bei dem Weiterverziehen gegenseitig ab und verursachen dadurch viel Flugstaub, also Verlust an Material. Das in trockner Luft zu erzeugende Garn hat geringere Festigkeit, es entstehen folglich bei der Herstellung und Weiterverarbeitung auffallend mehr Fadenbrüche, dies hat wieder Spindelstillstände, also Produktionsverluste, zur Folge, außerdem leidet das Garn durch das öfter sich nötig machende Anlegen an Güte. Um diese Nachteile zu beseitigen, stattet man die Spinnsäle mit Luftbefeuchtungsanlagen aus, die bezwecken, der Luft der Arbeitssäle einen bestimmten gleichmäßigen Feuchtigkeitsgehalt zu erteilen, sie stets rein und auf annähernd — Sommer und Winter — gleicher Temperatur zu erhalten. Jedenfalls sind die Anlagen die besten, wobei neben dem Befeuchten der Luft zugleich zugfrei ventiliert wird und mittels dieser Ventilation die Temperatur auf möglichst gleicher Höhe gehalten werden kann, denn zur Erzielung der wirtschaftlichen Verspinnung des Materials ist eine ganz bestimmte Luftwärme und Feuchtigkeit erforderlich.

Die Vorteile, die ein Verspinnen der Faser in feuchter und gleichmäßig temperierter Luft mit sich bringt, sind folgende:

Die durch das oftmalige Verziehen der Wollbänder auf den Streckdurchgängen entstehende Reibungselektrizität, welche dem Garn bei trockner Luft ein rauhes, borstiges Aussehen verleiht, wird durch die feuchte Luft sofort gut abgeleitet und im Verein mit der immer gleichmäßig aufgesaugten Feuchtigkeit, wird die Faser geschmeidig und spinnfähiger, der Faden fällt runder, geschlossener, glätter und gleichmäßiger aus. Die Anzahl der Fadenbrüche beim Spinnen wird auffallend geringer, ebenso der Verlust an Flugstaub. Außerdem kann die dem Rohmaterial innewohnende zulässige handelsübliche Feuchtigkeit, die ja beim Einkauf des Kammzuges mitbezahlt wird, während des Verspinnens nicht verloren gehen, während dieser Fall eintreten würde, wenn das Material im trocknen Raum zur Verarbeitung gelangt.

Zahlreich angestellte Erhebungen führten zu dem Ergebnis, daß die vorher angeführten vorteilhaften Erscheinungen, bedingt durch die künstliche Luftbefeuchtung, eine Produktionszunahme von 3 bis 5% zur Folge hatten. Bei besonders ungünstiger klimatischer Lage der Fabriken steigt die Produktionszunahme bis auf 8%. Fast ausnahmslos sind denn auch heute die Spinnereien mit derartigen Einrichtungen ausgerüstet.

Für die Textilindustrie kommen entweder lokale Befeuchtungsanlagen mit Einzelapparate oder zentrale Anlagen in Verbindung mit Ventilation und Heizung in Frage.

Bei den Einzelapparaten unterscheidet man Befeuchtungsapparate für Druckwasser und solche für Druckluft. Mehrere Einzelapparate werden den jeweiligen Bedürfnissen entsprechend in den Arbeitssälen verteilt. Ein Vorteil dieser Einzelapparate besteht darin, daß man es leicht in der Hand hat, die Luft in bestimmten Teilen des Saales, z. B. über den großen Wärme entwickelnden Ringspinnmaschinen, stärker zu befeuchten bzw. mehr zu ventilieren als in anderen Teilen des Saales, z. B. über den Vorbereitungsmaschinen.

Entgegen den vorher erwähnten Anlagen mit Einzelapparaten wird bei den zentralen Anlagen das Aufsaugen, Kühlen oder Wärmen, Waschen und Befeuchten der Luft in einer besonderen außerhalb der Arbeitsräume liegenden Befeuchtungskammer oder auch in einem Zentralapparat vorgenommen. Von diesem oder von der Befeuchtungskammer wird dann die vorbereitete Luft durch Kanäle und Zinkblechrohre in die Arbeitsräume gleichmäßig verteilt.

An eine vollkommene Luftbefeuchtungsanlage sind hauptsächlich folgende Bedingungen zu stellen:

1. Der vorgeschriebene Luftfeuchtigkeitsgehalt im Saale muß auch während der wärmsten und trockensten Jahreszeit erreicht werden.
2. Die Leistung der Anlage muß in möglichst weiten Grenzen regulierbar sein.
3. Die Verteilung der Feuchtigkeit muß eine gleichmäßige sein, die Apparate dürfen nicht tropfen.
4. Die Wartung der Anlage muß schnell und einfach auszuführen sein.
5. Aus hygienischen Gründen muß die Saalluft während der heißen Zeit möglichst niedrig gehalten werden können, es ist deshalb neben der Befeuchtung eine entsprechende Lüfterneuerung vorzusehen, andererseits muß während der kalten Jahreszeit die erneuerte und gefeuchtete Frischluft erwärmt dem Saal zugeführt werden können, um ein Fallen der Innentemperatur zu vermeiden.

Die Aufnahmefähigkeit der Luft an Wasser steigt mit zunehmender Lufttemperatur. Für jede Temperatur besteht ein Grenzfall, bei welchem die Luft keine Feuchtigkeit mehr in verdampfter Form aufnimmt; steigt der Wassergehalt noch weiter, so verdichtet sich der Wasserdampf zu Wasser — es tritt Nebelbildung und mit ihr der sogenannte Sättigungspunkt ein. Abb. 220 zeigt eine Schaulinie, die Aufschluß gibt über die Wasserdampfmengen in Gramm, die 1 cbm Luft bei den verschiedenen Temperaturen zu seiner Sättigung fordert. So enthält z. B. nach dieser Schaulinie 1 cbm gesättigte Luft, also bei 100% relativer Luftfeuchtigkeit, bei 25° C Lufttemperatur 22,80 g Wasserdampf. Würde beispielsweise die Temperatur plötzlich auf 20° C sinken, so tritt Nebelbildung ein, da bei dieser Temperatur der Sättigungspunkt bei 17,12 g liegt, also  $22,8 - 17,12 = 5,68$  g Wasserdampf als Nebel ausscheiden.

Die wirtschaftliche Verarbeitung der Wolle zu Kammgarn erfordert eine gleichmäßige relative Luftfeuchtigkeit von 80 bis 90 (85)% bei 20 bis 25° C Lufttemperatur, im Mittel 85% bei 22° C, dies entspricht einer Wassermenge von 16,34 g/cbm, welche die Luft stets enthalten muß, damit die Faser stets ihren normalen Feuchtigkeitsgehalt besitzt und das Garn weder zu schwer noch zu leicht wird.

Unter relativer Luftfeuchtigkeit versteht man das prozentuale Verhältnis der vorhandenen absoluten Feuchtigkeit zur größten wirklichen Feuchtigkeit, mit welcher der Sättigungspunkt bei der betreffenden Temperatur eintritt und welcher bei 100% liegt.

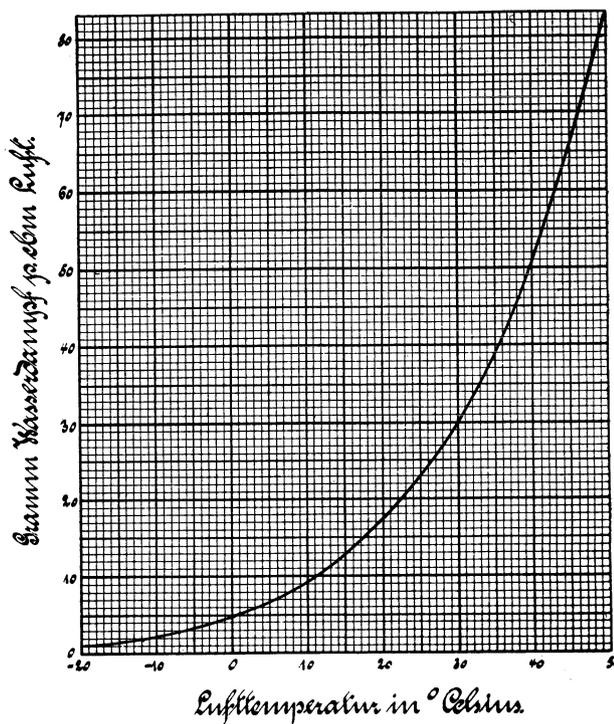


Abb. 220.

Bedeutet:

$F\%$  = relative Feuchtigkeit,

$a$  = absolute oder wirklich vorhandene Feuchtigkeit in g/cbm,

$s$  = den Feuchtigkeitsgehalt in g/cbm bei eingetretener Sättigung,

dann ist:

$$F = \frac{a}{s} \cdot 100 \quad \dots \quad (a)$$

oder wirklich vorhandene Feuchtigkeit in g/cbm bei einer bestimmten Temperatur:

$$a = \frac{F \cdot s}{100} \quad \dots \quad (b)$$

Die Luft von 22° C Temperatur und 85% Luftfeuchtigkeit der Kammgarnspinn-  
säle muß demnach stets wieviel g/cbm Wasser enthalten?

Sättigungspunkt bei 22° C = 19,22 (lt. Kurve).

Nach obiger Formel:

$$\text{Vorhandene Feuchtigkeit } a = \frac{85 \cdot 19,22}{100} = 16,34 \text{ g/cbm,}$$

d. h. in Kammgarnspinnereien müßte 1 cbm Luft stets 16,34 g verdampftes Wasser  
enthalten.

Besitzt die Luft bei 22° C nur 14,3 g/cbm Wasser, dann ist die relative Feuchtig-  
keit wie groß?

Nach obiger Formel:

$$F = \frac{14,3}{19,22} \cdot 100 = 74,4\%$$

Diese relative Luftfeuchtigkeit ist es, die das Hygrometer anzeigt. Steigt im Saal  
die Temperatur z. B. auf 25° C, so muß das Hygrometer wieviel Feuchtigkeit anzeigen,  
damit die Luft die vorgeschriebene zweckmäßige Menge von 16,34 g/cbm, die einer  
relativen Feuchtigkeit von 85% bei 22° C Lufttemperatur entspricht, enthält?

Sättigungspunkt bei 25° C lt. Kurve = 22,8 g/cbm.

Demnach nach Formel (a):

$$\text{relat. Feuchtigkeit } F = \frac{16,34 \cdot 100}{22,8} = 71,7\%$$

Sinkt die Saaltemperatur auf 20° C, entspricht lt. Kurve einem Sättigungspunkt  
von 17,12 g/cbm, dann muß für den zweckmäßigen Wassergehalt von 16,34 g/cbm die  
relative Feuchtigkeit sein:

$$F = \frac{16,34 \cdot 100}{17,12} = 95,44\%$$

Die oben berechnete Feuchtigkeit von 16,34 g/cbm enthält die Luft unserer Zone  
nur in seltenen Fällen, es muß deshalb der Saalluft durch Luftbefeuchtungsanlagen die  
fehlende Feuchtigkeitsmenge künstlich zugeführt werden. An eine leistungsfähige Luft-  
befeuchtungsanlage ist nun die Anforderung zu stellen, daß sie auch bei den ungün-  
stigsten Witterungsverhältnissen bei reichlicher Lüftung mit trockner Außenluft den  
gewünschten Feuchtigkeitsgehalt erzielt.

Beispiel. Die Luft eines Saales von 12000 cbm Inhalt soll ständig auf 22° C und 85% relative  
Feuchtigkeit gehalten werden. Die Außenluft hat eine Temperatur von 5° und 40% relat. Feuchtigkeit.  
Bei einmaliger stündlicher Lüfterneuerung müssen wieviel Gramm Wasser für den cbm durch die Luft-  
befeuchtung zugeführt werden?

Die vorhandene Feuchtigkeit der Luft beträgt nach Formel b:

$$a = \frac{40 \cdot 6,76}{100} = 2,704 \text{ g/cbm,}$$

da für Außentemperatur  $t = 5^\circ$  Sättigungspunkt lt. Kurve = 6,76 g/cbm ist.

Bei einmaliger stündlicher Lüfterneuerung müssen der auf 22° C erwärmten Saalluft für 85% relative Luftfeuchtigkeit für den cbm

$$16,34 - 2,704 = 13,636 \text{ g}$$

Wasser stündlich in zerstäubter Form zugeführt werden, das sind für den ganzen Saal stündlich:

$$12000 \cdot 13,636 = 163,6 \text{ Liter.}$$

Dieses Beispiel zeigt einen sehr ungünstigen Fall, der jedoch zuweilen eintritt, es ist aber vorteilhaft, mit einer stündlichen Feuchtigkeitzuführung von 18 bis 20 g/cbm zu rechnen.

Zur Feststellung des Feuchtigkeitsgehaltes der Luft dient das Hygrometer.

Die Wirkungsweise dieses einfachen Meßapparates beruht auf der Längenänderung eines hygroskopischen Körpers (Haar) unter dem Einfluß wechselnder relativer Feuchtigkeit der Luft. Viel Anwendung findet in Spinnereien das

**Lambrechtsche Polymeter.** (Abb. 221.) Dasselbe ist ein Haarhygrometer. Die Ausdehnung und Zusammenziehung bei feuchter bzw. trockener Luft eines Haarbündels von ca. 20 cm Länge, der am oberen Ende befestigt und dessen unteres Ende mit einem kleinen einarmigen Schwinghebel in Verbindung gebracht ist, auf dessen Drehachse ein Zeiger festsetzt, bewirkt eine Rechts- oder Linksaussschwingung des Zeigers auf der Feuchtigkeitsskala. Bei Nebelbildung hat sich das Haarbündel soweit gedehnt, daß unter dem Gewicht des Schwinghebels der Zeiger nach rechts auf 100% ausschwingt. Von Zeit zu Zeit ist ein gründliches Reinigen sowie ein Justieren des Apparates nötig, da das hygroskopische Haar Änderungen unterliegt.

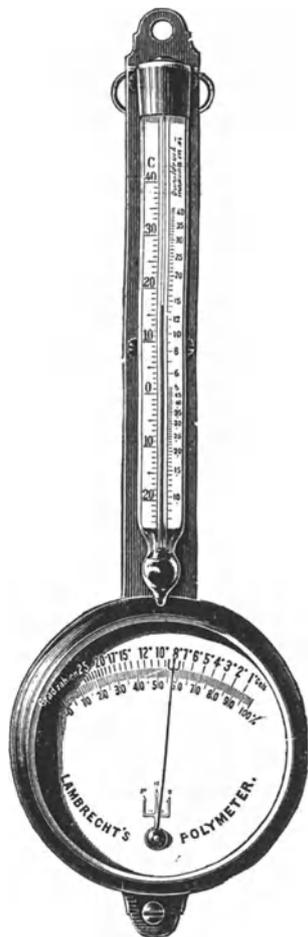


Abb. 221. Lambrechtsche Polymeter, geb. v. Max Kohl A.-G., Chemnitz.

**Das Draka-Hygrometer von Dr. A. Katz, Waiblingen (Württemberg).**

(Abb. 222.) An einer Metallplatte sind zwei genau übereinstimmende Thermometer angebracht. Die Quecksilberkugel des rechts hängenden Thermometers wird mittels eines unter ihm aufgehängten Wassergefäßes, in welches ein die Kugel umhüllender Baumwollschlauch eintaucht, feuchtgehalten. Das „feuchte“ Thermometer wird gegenüber dem „trocknen“

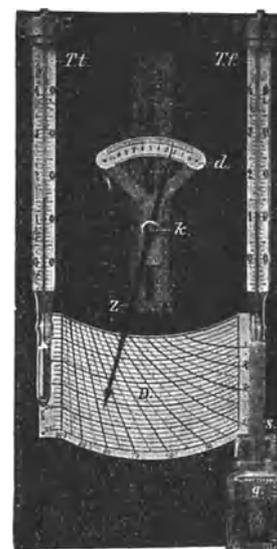


Abb. 222.

eine um so niedrigere Temperatur anzeigen, je trockener die Luft ist. Mit Hilfe des zwischen den beiden Thermometern angebrachten Diagramms, der kleinen oberen Skala und dem vertikal verschiebbaren Zeiger wird nun (aus der Differenz der beiden Thermometerstände) die relative Luftfeuchtigkeit direkt abgelesen.

Beispiel. Man lese ab:

am trocknen Thermometer = 20°

„ feuchten „ = 15°

dann ist die psychometrische Differenz = 5°

Dreht man die obere Zeigerspitze entlang der oberen kleinen Skala bis auf Ziffer 5 (Differenz) und schiebt man dann den Zeiger mit Hilfe des Drehknopfes so weit nach unten, bis die untere Zeigerspitze sich auf dem Kreisbogen 15 (Temperatur am feuchten Thermometer) des großen Diagramms bewegt, so wird die untere Zeigerspitze auf dem Diagramm auf Kurve 55 weisen. Die gemessene Luft enthält also 55% relative Feuchtigkeit.

### Einzelapparate.

Der Luftbefeuchtungsapparat der Firma Hurling & Biedermann, Zittau i. S. (Abb. 223) arbeitet mit Druckwasser. Eine Transmissionspumpe oder eine elektrisch angetriebene Pumpe entnimmt zur Speisung der Apparate das nötige Betriebswasser einem möglichst in der Nähe der Anlage aufgestellten Behälter oder einem Bache und drückt es normal

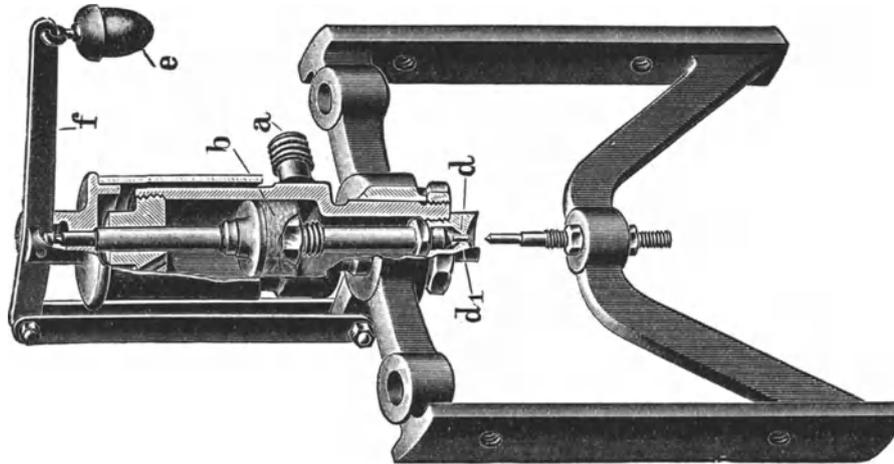


Abb. 223.

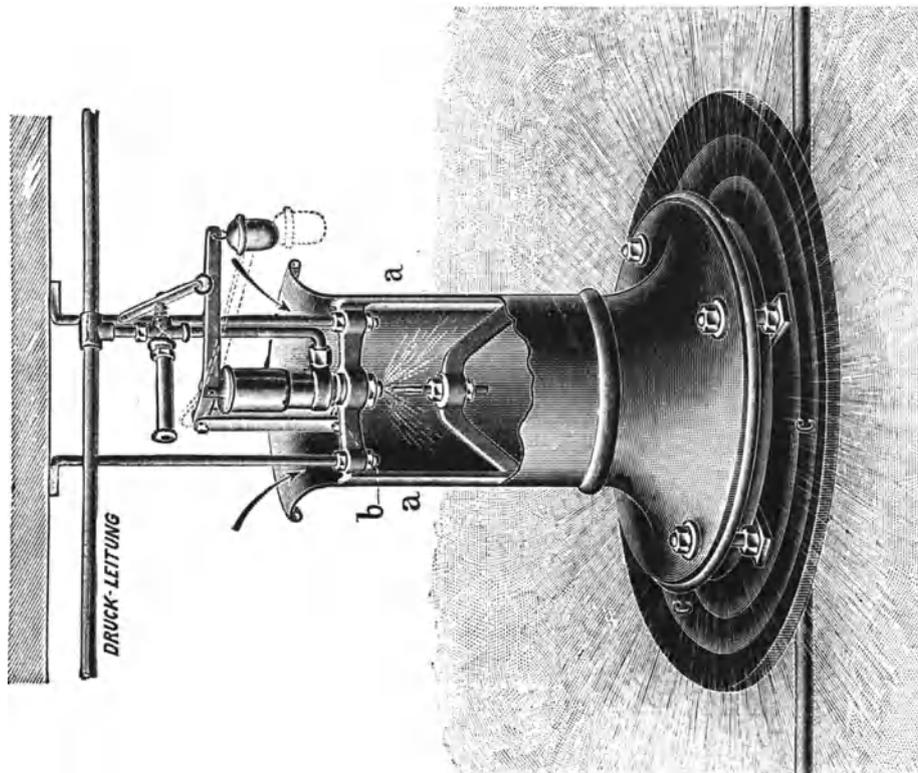


Abb. 224.

mit 8 at mittels einer Rohrleitung zu den einzelnen Apparaten. Das von der Luft nicht aufgenommene Wasser wird im Apparat wieder gesammelt und durch eine Rücklaufleitung dem Sammelbehälter wieder zugeführt, in diesem durch Filter von Staub, Fasern usw. gereinigt, um von neuem Verwendung zu finden. Zur Unterstützung der

Heizung im Winter verwendet man erwärmtes Wasser, z. B. Kondensationswasser, oder im Sammelbehälter ist zu diesem Zweck ein Dampfbläser eingebaut, um ein Erwärmen des Wassers zu ermöglichen. Die Wirkungsweise des Zerstäubers ist folgende:

Das Druckwasser tritt durch den Stutzen *a* in den Zerstäubungszyylinder. Der zunächst wirkende hydrostatische Druck auf dem sauber eingeschliffenen Kolben *b* treibt letzteren unter Überwindung des Gewichtes *e* nach oben. Der mit dem Kolben *b* verbundene Dorn *d* wird mit dem Aufgang des Kolbens in die Höhe gehoben und gibt die Bohrung der Zerstäubungsdüse *d*<sub>1</sub> frei, so daß das Wasser ungehindert austritt und in Form eines Kegelmantels fein zerstäubt. Wird ein Apparat oder die Pumpe abgestellt, so erfolgt mit der Druckentlastung die Selbstreinigung der Zerstäubungsdüse *d*<sub>1</sub>, indem unter der Stoßkraft des Belastungsgewichtes *e*, die infolge der Hebelübersetzung 60 kg beträgt, der Kolben und mit ihm der Dorn *d* nach unten gedrückt wird, und dadurch alle in der Düse *d*<sub>1</sub> angesetzten Unreinigkeiten aus derselben sicher herausstößt. Dieser Reinigungsvorgang wiederholt sich täglich mindestens zweimal, nämlich mittags und abends während des Stillstandes der Dampfmaschine, also auch der Pumpe.

Diese automatische Düsenreinigung ist von größtem Wert, da sie das Ansetzen von Wasserstein in der Bohrung der Düsen und damit das lästige Verstopfen derselben mit Sicherheit verhindert, zumal die Reinigung sämtlicher Apparate in wenigen Sekunden und zu jeder Betriebsstunde ohne Störung und ohne Mühe (durch Abstellen der Pumpe) bewerkstelligt werden kann. Dieser eigentliche Zerstäuber wird nun, wie Abb. 224 zeigt,

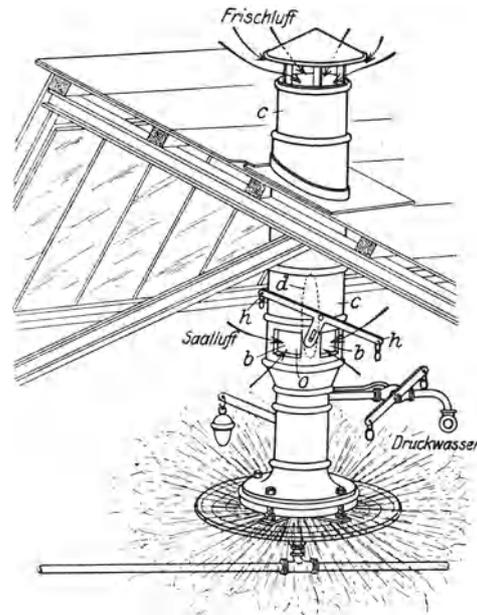


Abb. 225.

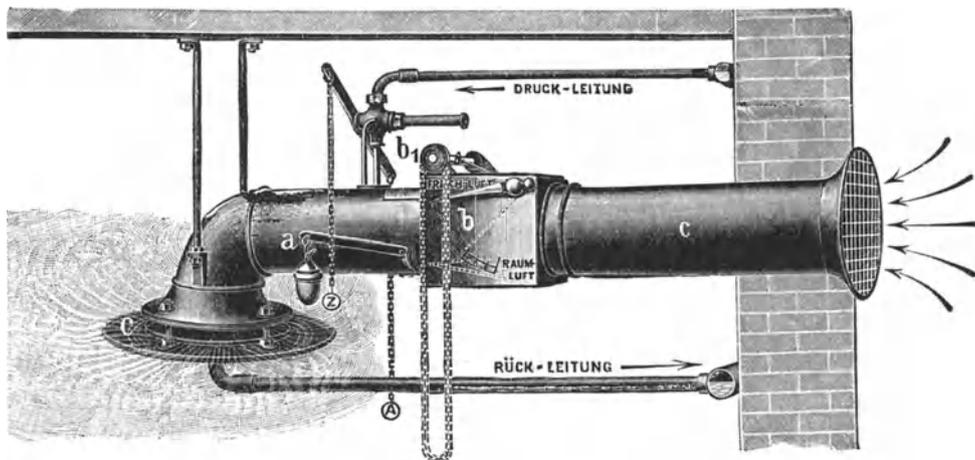


Abb. 226.

von einem leicht abnehmbaren Mantel *a* umschlossen, wodurch erreicht wird, daß der unter Druck kegelförmig austretende fein zerstäubte Wasserstrahl wie ein Injektor wirkt, d. h. die Luft unter dem Wasserkegel wird aus dem Apparat herausgedrückt, während im selben Maße von oben her im Sinne der Pfeile die Saalluft angesaugt wird. Diese kommt nun im Apparatmantel *a* zur innigen Vermischung mit dem zerstäubten Wasser,

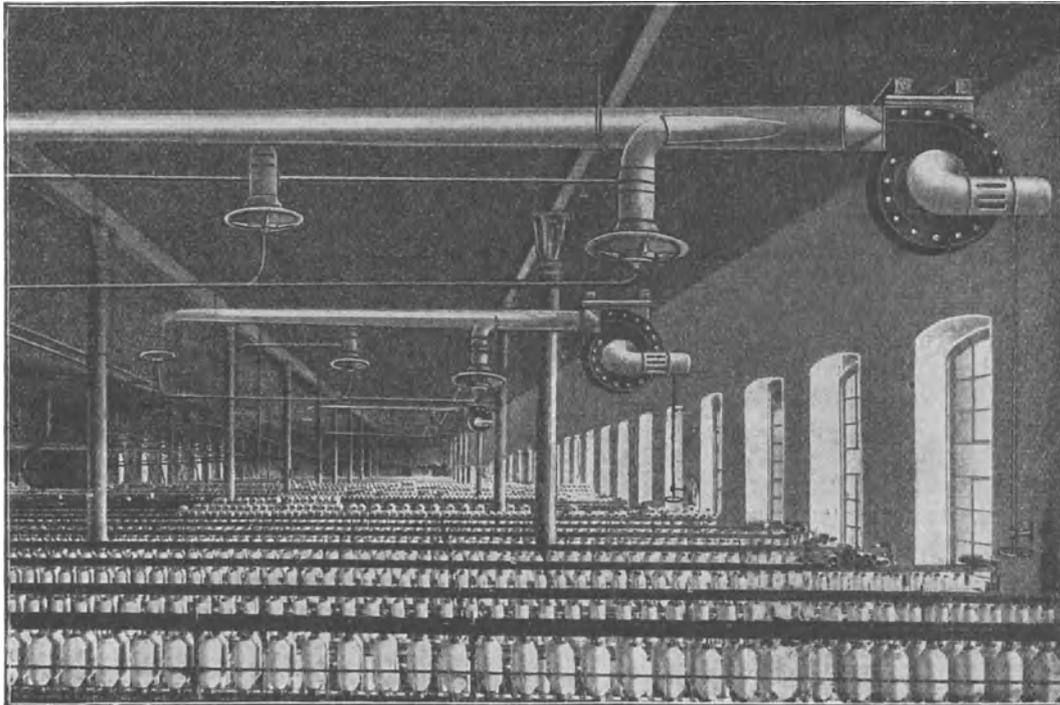


Abb. 227.

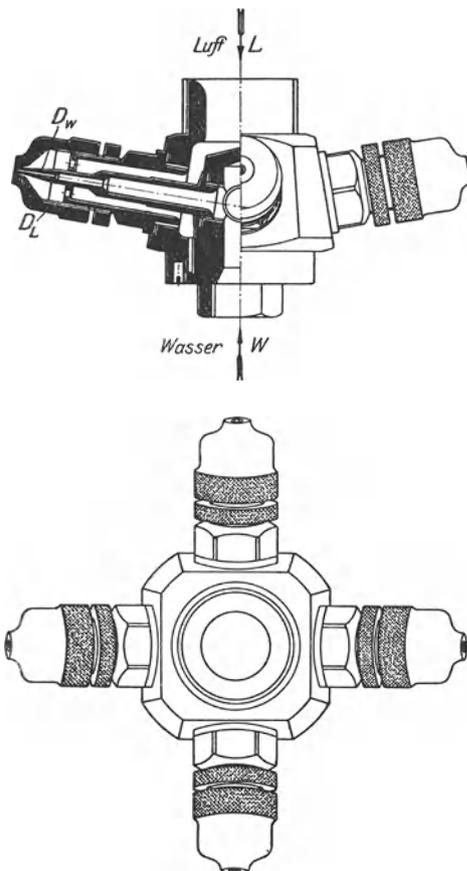


Abb. 228.

wird von dem mitgeführten Staub und den Faserteilchen gereinigt, als gewaschen und befeuchtet auf die Temperatur des Betriebswassers abgekühlt bzw. erwärmt, um dann als feiner Nebel ohne Tropfenbildung den Apparat bei *c* zu verlassen. Je nach der Höhe des Betriebsdruckes und der Bauart ventiliert dieser sogenannte Raumluftfeuchter stündlich 1000 bis 1300 cbm gefeuchtete Luft.

Der senkrechte Ventilationsluftfeuchter für Sheddach von Hurling & Biedermann, Zittau. (Abb. 225.) An den Raumluftfeuchter schließt sich ein Luftrohr *c*, in welchem eine Drosselklappe *d*, die zwangsläufig mit einem Rundschieber *b* verbunden, eingebaut ist. Drosselklappe *d* und Rundschieber *b* werden durch den mit Ketten versehenen Schalthebel *h* betätigt. In der gezeichneten Stellung steht die Drosselklappe *d* in der Richtung des Luftstromes, der Rundschieber *b* schließt die Eintrittsöffnungen *o* für Saalluft, so daß nur Frischluft über Dach abgesaugt und auf die Temperatur des Betriebswassers beispielsweise laut Versuche von 36° auf 20° C gekühlt wird. Die senkrechte Stellung des Schalthebels verursacht eine Querstellung der Drosselklappe *d* und ein zwangsläufiges Öffnen der Aussparungen *o* durch den Rundschieber *b* für die Saalluft, so daß nur Saalluft (z. B. bei großer Kälte) ventilert und befeuchtet wird.

Der wagrechte Ventilationsluftfeuchter von Hurling & Biedermann, Zittau (Abb. 226) eignet sich für niedrigere Säle in Hochbauten. An den Mantel des Befeuchtungsapparates *a* schließt sich der Schaltkasten *b* und an diesen wieder das Frischluftrohr *c*. Die untere Seite des Schaltkastens ist offen und wird beim Arbeiten mit Frischluft durch eine mittels Kette zu betätigende wagrechtliegende Klappe abgeschlossen. Durch Ziehen an der endlosen Kette kann die Klappe (punktierte Linie) in senkrechte Lage gebracht werden, schließt dadurch das Frischluftrohr *c* ab, so daß dann nur Saalluft durch die offene Unterseite des Schaltkastens angesaugt und befeuchtet bzw. ventiliert wird.

Da durch die eigene Saugwirkung nur ein zweimaliger Luftwechsel erreicht wird, jedoch vielfach besonders in sich schnell erwärmenden Ringspinnsälen eine 3- bis 4fache stündliche Lufterneuerung im Saale verlangt wird, schließt man je eine Gruppe von Apparaten an eine gemeinsame Rohrleitung, der man einen Ventilator verbaut, an (Abb. 227). Dieser saugt entweder Frisch- oder Raumluft an, führt sie durch die Luftrohrleitung, welche einen Durchmesser bis ca. 300 mm hat, der sich bis auf 160 mm verjüngt, zu den einzelnen Apparaten. Die Luft geht also trocken durch die Luftleitungs-

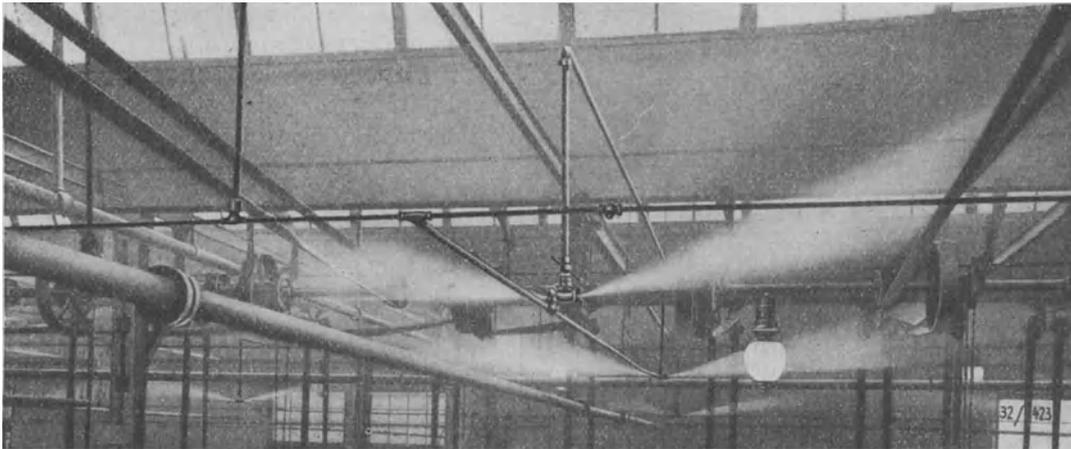


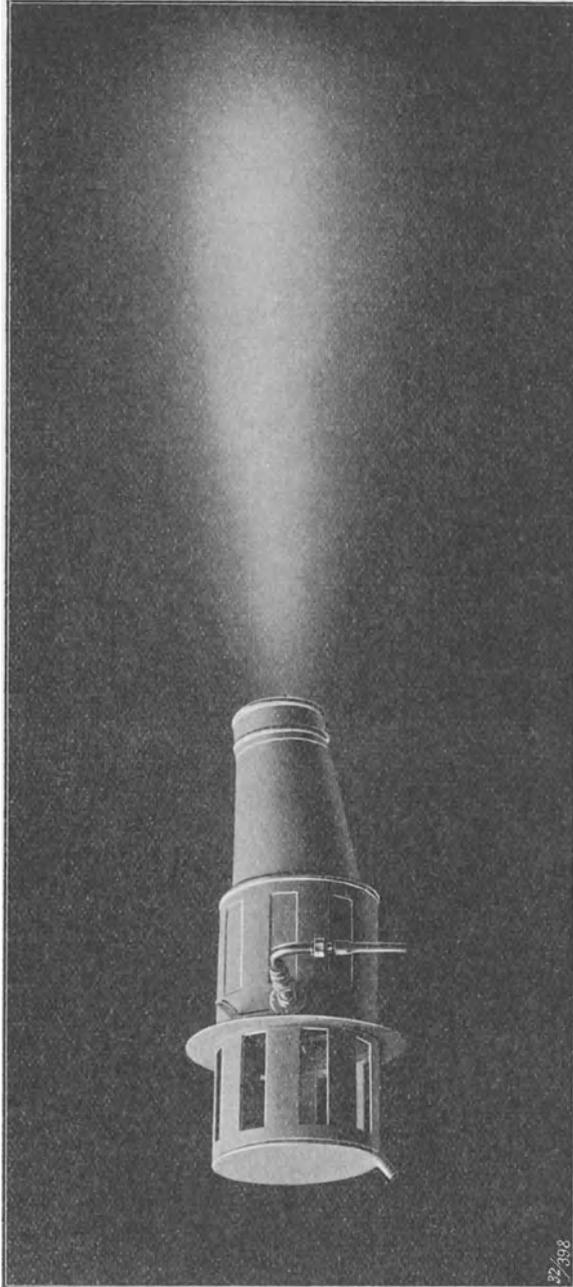
Abb. 229.

rohre und tritt gewaschen und gefeuchtet am Mantel des Apparates aus. Die Exhaustoren arbeiten mit geringer Pressung, da diese nur die Saugwirkung des Wasserkegels unterstützen, benötigen daher geringen Kraftbedarf.

Die Firma Hurling & Biedermann, Zittau, führt noch eine weitere Anordnung aus, die darin besteht, daß dem Ventilator ein Staubkondensator, sowie ein mit Dampf gespeister Heizapparat vorgelegt ist, wodurch die Luft erst gründlich trocken gewaschen, anschließend erwärmt wird, um dann erst zur Befeuchtung zu gelangen. Diese Anordnung verbindet demnach Befeuchtung, Ventilation und Heizung der Luft.

**Lokale Druckluftbefeuchtungsanlagen System Körting.** (D. R. P.) Die Zerstäubung des Wassers erfolgt mit Hilfe von gespannter Luft in der Weise, daß der Wassernebel frei in den Raum geblasen wird. Da Tropfenfall für die Maschinen und Gewebe schädlich sein würde, dürfen die in einem bestimmten Teile des Arbeitsraumes zerstäubten Wassermengen nur so groß sein, daß die Raumluft dieselben aufzunehmen imstande ist. Um dies zu erreichen, sind die Druckluftzerstäuber der Firma Gebr. Körting so ausgebildet, daß dieselben nur eine geringe Wassermenge, und zwar im Mittel nur ungefähr 3, im Maximum ca. 5 Liter Wasser pro Düse und Stunde zur Zerstäubung bringen. Eine höhere Düsenleistung ist nicht ratsam, da hierbei unter bestimmten Verhältnissen die Gefahr eintreten kann, daß die Luft einen Teil der ihr zugeführten Feuchtigkeit fallen läßt.

Die neuen Druckluftzerstäuber der Gebr. Körting Aktiengesellschaft werden als ein-, zwei-, drei- und vierdüsig Apparate ausgebildet und je nach Bedarf und den Raumverhältnissen angeordnet. Einen vierdüsigem Apparat stellt die Abb. 228 dar. Die Zerstäubungsluft tritt von oben durch den Stutzen  $L$  in den Apparat und verteilt sich



im Inneren nach den verschiedenen Düsen. Der Stutzen  $W$  wird mit der Wasserleitung in Verbindung gebracht. Jedes Düsensystem besteht aus einer innenliegenden Wasserdüse  $D_W$  und einer außenliegenden Luftdüse  $D_L$  von ganz bestimmten Düsenquerschnitten. Die Wasserdüse  $D_W$  wird fest in den inneren Hohlraum des Apparates eingeschraubt, die Stellung der Luftdüse  $D_L$  ist dagegen in gewissen kleinen Grenzen veränderlich, um bei der Inangsetzung neuer Anlagen eine feine Einstellung und Zerstäubung zu bewirken. Die Luftdüse  $D_L$  ist, wenn dieselbe ihre richtige Stellung erhalten hat, durch eine Gegenmutter feststellbar.

Abb. 229 läßt die Anordnung und Verteilung von doppelten Druckluftzerstäubern in einer Ringspinnerei erkennen. Die obere Rohrleitung führt Druckluft, die untere Wasser.

Soll bei gleichzeitiger Befeuchtung, Ventilationsluft in die Räume eingeführt werden, so umgibt man die Zerstäuber mit einem besonders ausgebildeten Gehäuse, in welchem die von dem wasserhaltigen Druckluftstrahl mitgerissene Ventilationsluft in innige Mischung mit dem Druckluftstrahl gebracht und ein kräftiges Ansaugen der Ventilationsluft bewirkt. Derartigen Apparat stellt die Abb. 230 vor.

Abb. 230: Wagrechter Apparat zum Anbringen im Mauerwerk oder im Fenster, mit sinnreicher Stellvorrichtung für das Arbeiten mit Frisch- oder Innenluft.

Das Wasser wurde den Düsen früher unter Druck zugeführt. Dieses hatte den Nachteil, daß bei Schwankungen des Preßluftdruckes oder beim

Ausbleiben der Preßluft unzerstäubtes Wasser in den Arbeitsraum lief und dort Maschinen und Waren beschädigte. Es wurde deshalb das Körtingsche System dahin abgeändert, daß das Wasser durch die Preßluft angesaugt wird. Bei einer derartigen Ausbildung der Anlage reißt die Wassersäule bei Ausbleiben der Preßluft oder starkem Sinken des Preßluftdruckes einfach ab und Tropfenfall kann nicht eintreten. Eine weitere Vervollkomm-

nung erhielt diese Einrichtung dadurch, daß die Kasten, aus welchen die Düsen das Wasser ansaugen, in ihrer Höhe verstellbar eingerichtet werden, so daß eine geringere oder größere Saughöhe und dadurch eine Veränderung der angesaugten Menge herbeigeführt werden kann.

Diese Regelvorrichtung, Abb. 231, Schwimmkugelregler genannt, besteht aus einem Kasten *B*, in welchem durch ein Schwimmerventil ein bestimmter Wasserstand gehalten wird. Der Wasserkasten ist auf einer vertikalen Schiene verschiebbar angebracht, kann auf dieser vermittelt einer kleinen Handwinde leicht nach oben und unten bewegt werden und steht durch biegsame Schläuche *S*, *S*<sub>1</sub> mit der Wasserzulaufleitung *G* sowie der Leitung *W* nach den Düsen in Verbindung. An jeden derartigen Wasserkasten ist immer eine größere Anzahl Düsen angeschlossen, die dann entsprechend der Höhenlage des Kastens alle gleichmäßig mehr oder weniger Wasser ansaugen. Hierdurch ist eine weitgehende Regelung der Wassermenge möglich, ohne daß an den einzelnen Düsen Veränderungen vorgenommen zu werden brauchen. Ferner besteht bei Verwendung mehrerer Schwimmkugelregler in einem Raum die Möglichkeit, einem gewissen Teil des Arbeitsraumes mehr Feuchtigkeit zu geben, falls es infolge der verschiedenartigen Luftbewegung im Raum

oder mit Rücksicht auf die Verschiedenheit der an bestimmten Stellen zur Verarbeitung kommenden Materialien oder durch verschiedene Arbeitsprozesse erforderlich sein sollte.

Die pro Düse und Stunde bei verschiedenen Saughöhen zerstäubten Wassermengen sind durch die in Abb. 232 gezeichnete Kurve dargestellt.

Als Preßluftdruck für die Betätigung der Düsen wählte man früher im allgemeinen einen solchen von im Mittel 1 Atm. Überdruck. Dieses erforderte die Verwendung von Kompressoren oder Gebläsen, bei welchen eine Schmierung des Gebläseinnern nicht zu umgehen war. Die hierdurch erzeugte Preßluft war stets mit etwas Öldampf durchsetzt, welcher beim Austreten der Preßluft aus den Düsen infolge des Expansionsvorganges auskondensierte und nach einer gewissen Betriebszeit an den Mündungen der Zerstäuber Öl absetzte, welches durch Abtropfen das darunter befindliche Material verdarb und Verstopfungen der Düsen herbeiführte.

Zur Entfernung des Öldampfes aus der Preßluft sind zahlreiche Konstruktionen erdacht. Es wurden Wasch- und Kühlvorrichtungen für die Luft gebaut, ohne daß damit aber eine völlige Beseitigung des Übels erreicht werden konnte. Erst der Übergang zu Kapselgebläsen ohne Innenschmierung zur

Meyer-Zehetner, Kammgarnspinnerei.

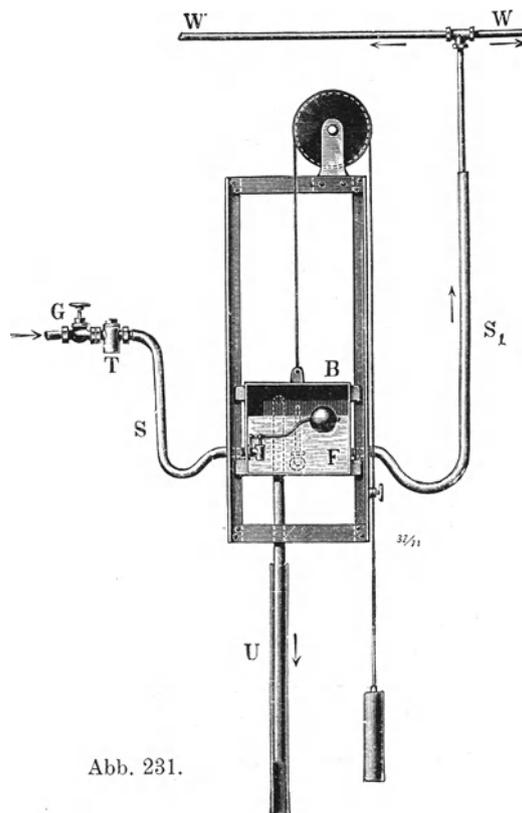


Abb. 231.

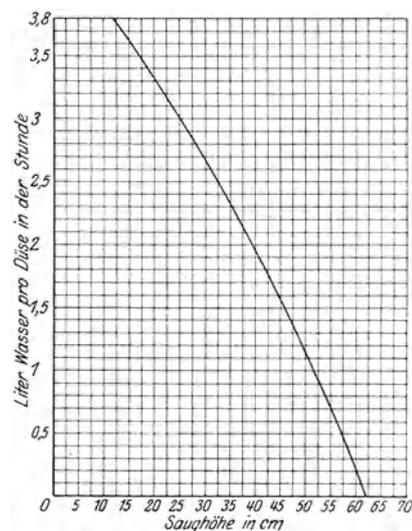


Abb. 232.

Erzeugung der gespannten Luft schuf Abhilfe, nachdem durch Versuche festgestellt war, daß die Düsen auch für den niedrigen Zerstäubungsdruck von 3,4 bis 3,5 m WS einzurichten waren und hierbei einwandfrei zerstäubten.

Abb. 233 zeigt den Grundriß von zwei Zwirnsälen einer großen Kammgarnspinnerei, die mit der lokalen Druckluftbefeuchtungsanlage System Körting (D. R. P.) ausgerüstet ist, und stellt einen Teil der gesamten Anlage, die ungefähr den 10fachen Umfang hat, dar.

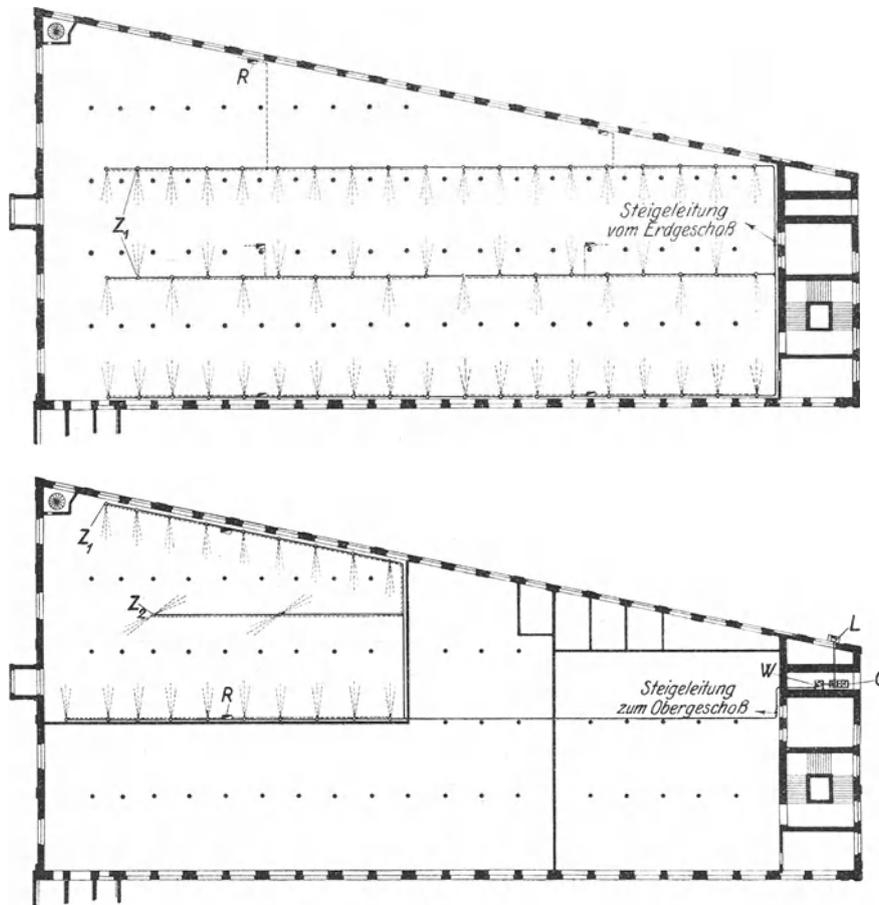


Abb. 233.

Zu der in Bild 233 veranschaulichten Anlage haben 77 einfache und 2 zweifache Druckluftzerstäuber  $Z_1$ ,  $Z_2$  mit 9 Schwimmkugelreglern  $R$  Verwendung gefunden.

Die Maschinenstation ist im Erdgeschoß aufgestellt und besteht aus einem Gebläse mit Motor  $G$ , einem Saugfilter  $L$  zum Reinigen der angesaugten Luft und einem Druckwindkessel  $W$  mit Manometer und Überdruckventil.

### Die Zentralanlagen.

Die zentrale Luftbefeuchtungsanlage der Fa. Hurling & Biedermann, Zittau. (Abb. 234.) Bei diesen wird immer ein Luftleitungsrohr von einem Zentralapparat gespeist, welcher gleichzeitig befeuchtet und ventiliert und der so angewendet werden kann, daß er kühlend oder erwärmend wirkt. Die stündliche Luftleistung beträgt 4000 bis 20000 m<sup>3</sup>.

Während im Sommer kühles Betriebswasser Verwendung findet, erwärmt man im Winter dasselbe, zu welchem Zweck im Reservoir ein Dampfbläser eingebaut ist. Durch die Pumpe wird das Betriebswasser mit einem Druck von 8 bis 10 at in die Wasserstrahldüsen  $a$  die in einer der vorgeschriebenen Luftleistung notwendigen Anzahl an

der Längsseite des Luftleitungsrohres *A* eingebaut sind, gedrückt. Das Überschußwasser wird durch die Rücklaufleitung, die bei *A* angeschlossen ist, in das Wasserreservoir zurückgeleitet. Durch die große Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Wasser-

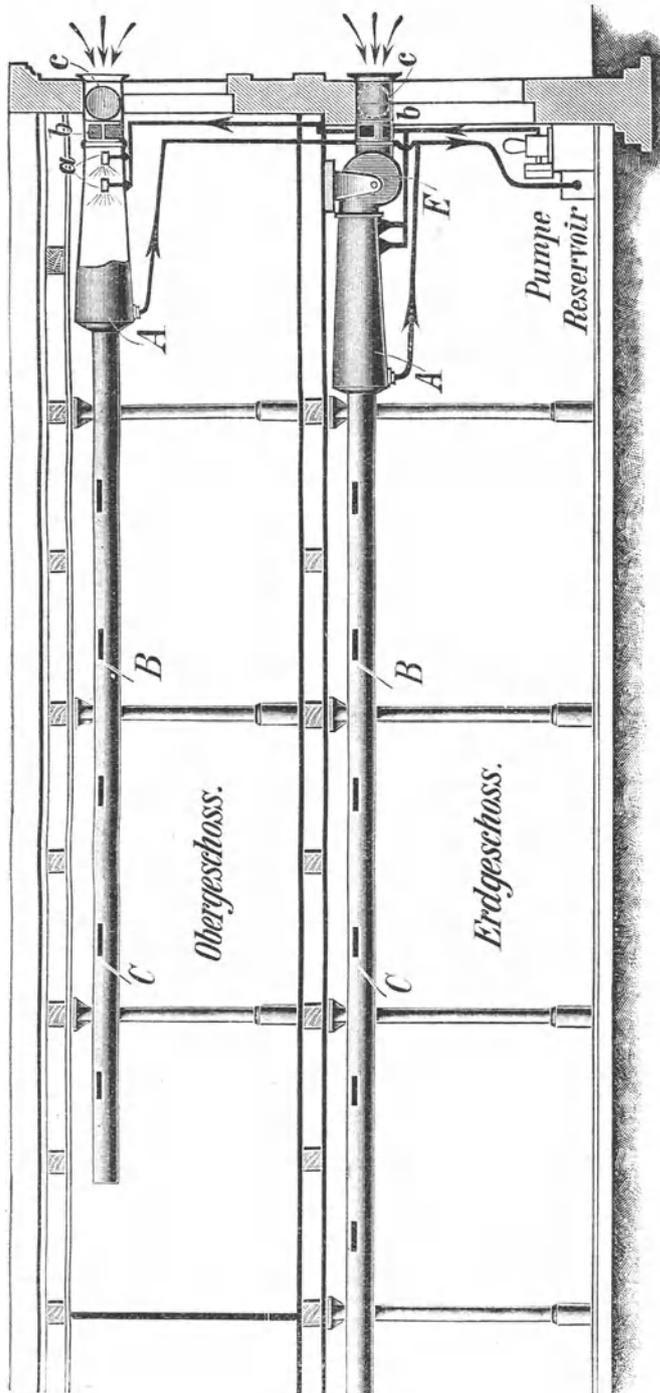


Abb. 234.

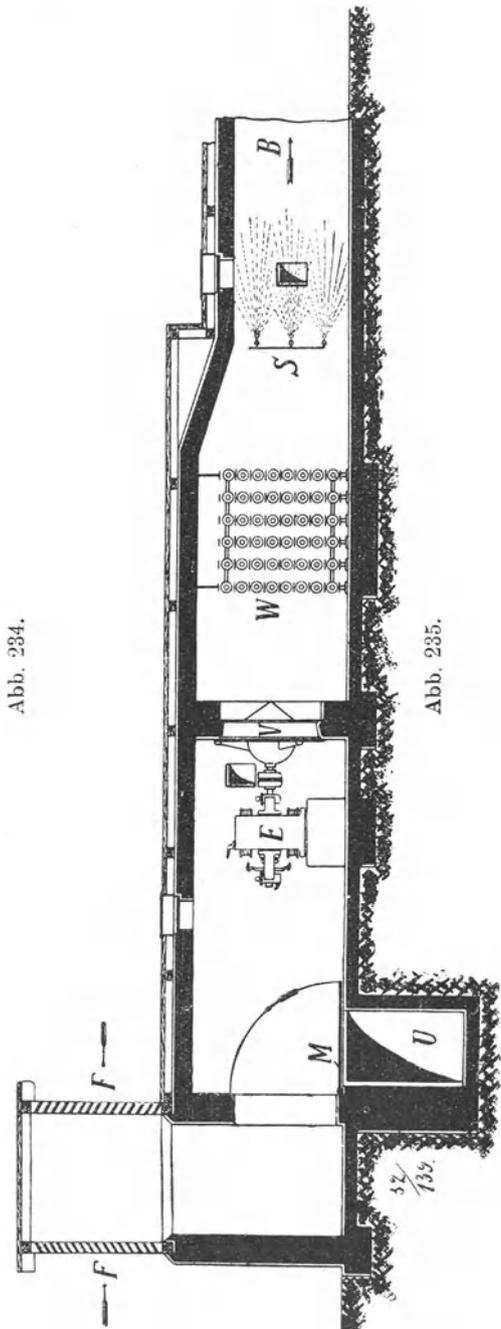


Abb. 235.

strahlventilator entsteht im Apparat ein Vakuum, durch welches je nach der Stellung des Rundschiebers *b* bzw. der Drosselklappe *c* Saal- oder Frischluft angesaugt wird. Rundschieber *b* und Drosselklappe *c* sind wie beim Apparat Abb. 226 wieder zwangsläufig verbunden. Die angesaugte und befeuchtete Luft wird nun in eine Blechrohr-

leitung, die durch den Saal geführt wird, gedrückt und verläßt dieses durch in bestimmten Abständen vorgesehene Schlitzlöcher *B* oder Ausblasstutzen. Man erreicht dadurch eine gleichmäßige Verteilung der gefeuchteten Luft im Saal. Bei langen Rohrleitungen reicht der durch den Wasserstrahlventilator erzeugte Druck nicht mehr aus, um die Luft bis an das Ende der Rohrleitung zu fördern. In diesem Falle wird zwischen den Düsen und dem Rundschieber *b* ein Exhaustor *E* eingebaut (s. Erdgeschoß), wodurch gleichzeitig die Möglichkeit gegeben ist, eine Eintreibung von Frischluft auch ohne gleichzeitige Befeuchtung erfolgen lassen zu können, ein Fall, der eintreten kann, wenn die Saalluft das Maximum an Feuchtigkeit erreicht hat.

**Luftbefeuchtungs- und Ventilationsanlage nach System Sconfiatti.** Bei dieser Anlage wird das Ansaugen, Kühlen oder Wärmen, Waschen und Befeuchten der Luft in einer besonderen außerhalb der Arbeitsräume liegenden isolierten Befeuchtungskammer durchgeführt. Abb. 235 zeigt Längsschnitt durch die Befeuchtungskammer. An dem Ansaugraum des durch Elektromotor *E* angetriebenen Ventilators *V* ist sowohl der Frischluftschacht *F* als auch der im Untergrund liegende Umluftkanal *U*, der mit den Arbeitssälen in Verbindung steht, angeschlossen. Bei wagrechter Lage der Mischklappe *M* wird Frischluft und bei senkrechter Stellung von *M* Umluft angesaugt. Durch den Heizkörper *W* wird während der kalten Jahreszeit die Ventilationsluft auf die Saaltemperatur gebracht, durchströmt dann einen durch die Heißwasserdüsen *S* erzeugten dichten Schleier fein zerstäubten Wassers, wodurch sie gründlich gewaschen und befeuchtet wird. Von dem anschließenden Verteilungskanal *B* aus gelangt dann die vorbereitete Luft unter der Wirkung des vom Ventilator *V* erzeugten Druckes durch den senkrecht aufsteigenden Schacht in die in den Arbeitssälen verlegten Verteilungsrohre aus Blech, aus deren in bestimmten Abständen vorgesehene Schlitzöffnungen sie austritt.

Das System Sconfiatti beruht darauf, daß die Expansionsdüsen mit überhitztem Druckwasser aus dem Dampfkessel gespeist werden. Das überhitzte Wasser entströmt aus der Mündung der Düse mit dem vollen Druck und mit großer Geschwindigkeit, wobei im Augenblick des Austrittes die bisher gebundenen Dampfmengen, die die Überhitzungstemperatur bedingen, frei werden und das mitgenommene heiße Wasser derart fein zerstäuben, daß bis 80% davon als Wasserdampf von der Luft aufgenommen werden. Die Wirkung der Expansionsdüse, die einen explosivartigen Austritt des überhitzten Wassers verursacht, hat eine überaus feine Auflösung der austretenden Wassermenge zur Folge, so daß durch die rapide Verdunstung so viel Wärme verbraucht wird, daß eine Luftabkühlung in der Kammer von 5 bis 8° C und bei warmer und sehr trockener Sommerluft sogar bis 11° C eintritt. Eine Erwärmung der Luft durch die Verwendung des sehr heißen, überhitzten Wassers tritt nicht ein, sondern der starke Verbrauch an Verdunstungswärme für die überaus schnelle Verdunstung des zerstäubten Wassers soll das Gegenteil, eine Abkühlung, zur Folge haben. Durch die Eigenart der Zerstäubung bzw. Verdampfung des überhitzten Wassers wird neben der Abkühlung nicht nur eine volle Sättigung der Luft erreicht, sondern die Luft ist außerdem noch in der Lage, sich mit so viel feinem Wasserstaub zu beladen und diesen mitzuführen, wodurch der angestrebte Feuchtigkeitsgehalt der stets wärmeren Saalluft ermöglicht wird. Der Mündungsquerschnitt der Expansionsdüse wird nicht durch eine Spirale verengt, sie läßt sich daher schnell gründlich reinigen.

Bewährte Systeme sind außerdem die Einzel- und Zentralapparate der Fa. C. H. Prött, Rheydt; der Druckluftbefeuchter J. Dörseln Leipzig-P., System F. A. Richter, Mildena in Böhmen; der Ruckstuhlsche Zentralapparat, die Zentralanlage „Jakobine“ usw., die leider infolge Raummangels keiner Beschreibung unterzogen werden können.

Auf Grund praktischer Erfahrungen liegt der nicht zu unterschätzende Wert einer guten Luftbefeuchtungs- und Lüftungsanlage in einer günstigen Beeinflussung der Produktion und Qualität der Produkte, sowie in der wesentlichen Verbesserung der hygienischen Verhältnisse der Arbeitsräume.

Verlag von Julius Springer in Berlin W 9

---

# Neue mechanische Technologie der Textilindustrie

Von

**Dr.-Ing. e. h. G. Rohn**

in Schönau-Chemnitz

In drei Bänden nebst Ergänzungsband

Band I:

## Die Spinnerei in technologischer Darstellung

Ein Hand- und Hilfsbuch für den Unterricht

in der Spinnerei an Spinn- und Textilschulen, technischen Lehranstalten und zur Selbstausbildung,  
sowie ein Fachbuch für Spinner jeder Faserart

Mit 143 Textfiguren. 1910. Vergriffen

Band II:

## Die Garnverarbeitung

Die Fadenverbindungen, ihre Entwicklung und Herstellung  
für die Erzeugung der textilen Waren

Ein Hand- und Hilfsbuch für den Unterricht an Textilschulen und technischen Lehranstalten,  
sowie zur Selbstausbildung in der Faserstoff-Technologie

Mit 221 Textfiguren. 1917. Gebunden GZ. 5

Band III:

## Die Ausrüstung der textilen Waren

Mit einem Anhang: Die Filz- und Wattenherstellung

Ein Hand- und Hilfsbuch für den Unterricht an Textilschulen und technischen Lehranstalten,  
sowie zur Selbstausbildung in der Faserstoff-Technologie

Mit 196 Textfiguren. 1918. Gebunden GZ. 6.9

Ergänzungsband:

## Textilfaserkunde

mit Berücksichtigung der Ersatzfasern und des Faserstoffersatzes

Ein Hand- und Hilfsbuch für den Unterricht an Textilschulen und technischen Lehranstalten,  
sowie für Textiltechniker, Landwirte, Volkswirtschaftler usw.

Mit 87 Textfiguren. 1920. Gebunden GZ. 2.7

---

*Die Grundzahlen (GZ.) entsprechen den ungefähren Vorkriegspreisen und ergeben mit dem jeweiligen Entwertungsfaktor (Umrechnungsschlüssel) vervielfacht den Verkaufspreis. Über den zur Zeit geltenden Umrechnungsschlüssel geben alle Buchhandlungen sowie der Verlag bereitwilligst Auskunft.*

### **Mechanisch- und physikalisch-technische Textil-Untersuchungen.**

Mit besonderer Berücksichtigung amtlicher Prüfverfahren und Lieferungsbedingungen sowie des Deutschen Zolltarifs. Von Professor Dr. **Paul Heermann**, Berlin. Zweite Auflage. Mit etwa 160 Textfiguren. In Vorbereitung.

---

### **Färberei- und textilchemische Untersuchungen.**

Anleitung zur chemischen Untersuchung und Bewertung der Rohstoffe, Hilfsmittel und Erzeugnisse der Textilveredlungs-Industrie. Von Professor Dr. **Paul Heermann**. Vereinigte vierte Auflage der „Färbereichemischen Untersuchungen“ und der „koloristischen und textilchemischen Untersuchungen“. Mit 8 Textabbildungen. Erscheint im Frühjahr 1923.

---

### **Technologie der Textilveredelung.**

Von Dr. **Paul Heermann**, Professor, Abteilungsvorsteher der Textilabteilung am Staatlichen Materialprüfungsamt in Berlin-Dahlem. Mit 178 Textfiguren und einer Farbentafel. 1921. Gebunden GZ. 18

---

### **Betriebseinrichtungen der Textilveredelung.**

Von Professor Dr. **Paul Heermann**, Berlin-Dahlem und Ingenieur **Gustav Durst**, Fabrikdirektor in Konstanz a. B. Zweite Auflage von „Anlage, Ausbau und Einrichtungen von Färberei-, Bleicherei- und Appretur-Betrieben“ von Dr. **P. Heermann**. Mit 91 Textabbildungen. 1922. Gebunden GZ. 6

---

### **Die Mercerisation der Baumwolle und die Appretur der mercerisierten Gewebe.**

Von Technischem Chemiker **Paul Gardner**. Zweite, völlig umgearbeitete Auflage. Mit 28 Textfiguren. 1912. Gebunden GZ. 9

---

### **Die Samt- und Plüschfabrikation.**

Ein Wegweiser für die Praxis und beim Unterricht. Von **Gustav Strahl**. I. Teil: Die Bedingungen. Mit 130 Textfiguren. 1900. GZ. 1.5

---

### **Die Apparatfärberei der Baumwolle und Wolle**

unter Berücksichtigung der Wasserreinigung und der Apparatbleiche der Baumwolle. Von **E. J. Heuser**. Mit 191 in den Text gedruckten Figuren. 1913. Gebunden GZ. 8

---

**Betriebspraxis der Baumwollstrangfärberei.** Eine Einführung von **Fr. Eppendahl**, Chemiker. Mit 8 Textfiguren. 1920. GZ. 2.6

---

**Die Echtheitsbewegung und der Stand der heutigen Färberei.** Von **Fr. Eppendahl**, Chemiker. 1912. GZ. 1

---

**Die künstliche Seide**, ihre Herstellung, Eigenschaften und Verwendung. Mit besonderer Berücksichtigung der Patent-Literatur bearbeitet von Geh. Regierungsrat **Dr. K. Süvern**. Vierte, stark vermehrte Auflage. Mit 365 Textfiguren. 1921. Gebunden GZ. 20

---

**Die neuzeitliche Seidenfärberei.** Handbuch für Seidenfärbereien, Färbereischulen und Färbereilaboratorien. Von **Dr. Hermann Ley**, Färbereichemiker. Mit 13 Textabbildungen. 1921. GZ. 4.8

---

**Bleichen und Färben der Seide und Halbseide** in Strang und Stück. Von **Carl H. Steinbeck**. Mit zahlreichen Textfiguren und 80 Ausfärbungen auf 10 Tafeln. 1895. Gebunden GZ. 16

---

**Enzyklopädie der Küpenfarbstoffe.** Ihre Literatur, Darstellungsweisen, Zusammensetzung, Eigenschaften in Substanz und auf der Faser. Von **Dr.-Ing. Hans Truttwin**. Unter Mitwirkung von **Dr. R. Hauschka** in Wien. 1920. GZ. 4.2

---

**Die Chemie der natürlichen Gerbstoffe.** Von **Prof. Dr. Karl Freudenberg**, Privatdozent an der Universität Kiel. 1920. GZ. 7.5

---

**Chemie der organischen Farbstoffe.** Von **Dr. Fritz Mayer**, a. o. Hon.-Professor an der Universität Frankfurt a. M. Mit 5 Textfiguren. 1921. GZ. 10; gebunden GZ. 13

---

**Grundlegende Operationen der Farbenchemie.** Von **Dr. Hans Eduard Fierz-David**, Professor an der Eidgenössischen Technischen Hochschule in Zürich. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 46 Textabbildungen und einer Tafel. 1922. Gebunden GZ. 14

---

*Die Grundzahlen (GZ.) entsprechen den ungefähren Vorkriegspreisen und ergeben mit dem jeweiligen Entwertungsfaktor (Umrechnungsschlüssel) vervielfacht den Verkaufspreis. Über den zur Zeit geltenden Umrechnungsschlüssel geben alle Buchhandlungen sowie der Verlag bereitwilligst Auskunft.*

## **Fortschritte der Teerfarbenfabrikation und verwandter Industrie-**

**zweige.** An der Hand der systematisch geordneten und mit kritischen Anmerkungen versehenen Deutschen Reichs-Patente dargestellt von Professor Dr. **P. Friedländer**, Dozent an der Technischen Hochschule in Darmstadt.

I. Teil.	1877—1887.	Unveränderter Neudruck.	1920.	GZ. 50
II. Teil.	1887—1890.	Unveränderter Neudruck.	1921.	GZ. 47
III. Teil.	1890—1894.	Unveränderter Neudruck.	1920.	GZ. 56
IV. Teil.	1894—1897.	Unveränderter Neudruck.	1920.	GZ. 110
V. Teil.	1897—1900.	Unveränderter Neudruck.	1922.	GZ. 80
VI. Teil.	1900—1902.	Unveränderter Neudruck.	1920.	GZ. 110
VII. Teil.	1902—1904.	Unveränderter Neudruck.	1921.	GZ. 67
VIII. Teil.	1905—1907.	Unveränderter Neudruck.	1921.	GZ. 115
IX. Teil.	1908—1910.	Unveränderter Neudruck.	1921.	GZ. 100
X. Teil.	1910—1912.	Unveränderter Neudruck.	1921.	GZ. 112
XI. Teil.	1912—1914.	Unveränderter Neudruck.	1921.	GZ. 100
XII. Teil.	1914—1916.	Unveränderter Neudruck.	1922.	GZ. 80

---

**Die Diazo-Verbindungen.** Von Dr. **A. Hantzsch**, o. Professor an der Universität Leipzig und Dr. **G. Reddelien**, a. o. Professor an der Universität Leipzig. 1921. GZ. 4

---

**Die Chemie des Fluors.** Von Dr. **Otto Ruff**, o. Professor am anorganisch-chemischen Institut der Technischen Hochschule Breslau. Mit 30 Textabbildungen. 1920. GZ. 4.5

---

**Die Naphthensäuren.** Von Dr. **J. Budowski**. Mit 5 Abbildungen. 1922. GZ. 4

---

**Die chemische Betriebskontrolle in der Zellstoff- und Papier-Industrie** und anderen Zellstoff verarbeitenden Industrien. Von Professor Dr. phil. **Carl G. Schwalbe**, Eberswalde und Dr.-Ing. **Rudolf Sieber**, Chefchemiker des Kramfors-Konzernes, Sulfit- und Sulfatzellstoff-Werke, Kramfors (Schweden). Zweite, umgearbeitete und vermehrte Auflage. Mit 34 Textabbildungen. 1922. Gebunden GZ. 20

---

**Der Betriebs-Chemiker.** Ein Hilfsbuch für die Praxis des chemischen Fabrikbetriebes. Von Fabrikdirektor Dr. **Richard Dierbach**. Dritte, teilweise umgearbeitete und ergänzte Auflage von Chemiker Dr.-Ing. **Bruno Waeser**. Mit 117 Textfiguren. 1921. Gebunden GZ. 10

---

**Betriebsverrechnung in der chemischen Großindustrie.** Von **Albert Hempelmann**, Dr. rer. pol. D. H. H. C. 1922. GZ. 4.5; gebunden GZ. 5.6

---

*Die Grundzahlen (GZ.) entsprechen den ungefähren Vorkriegspreisen und ergeben mit dem jeweiligen Entwertungsfaktor (Umrechnungsschlüssel) vervielfacht den Verkaufspreis. Über den zur Zeit geltenden Umrechnungsschlüssel geben alle Buchhandlungen sowie der Verlag bereitwilligst Auskunft.*