

Forschung und Werkstatt.

1. Untersuchung von Spreizringkupplungen.

Von

Dr.-Ing. G. Schlesinger,

Professor an der Technischen Hochschule Berlin.

Mit 115 Textfiguren.

2. Schmierölprüfung für den Betrieb.

Von

Dr.-Ing. G. Schlesinger und Dr. techn. M. Kurrein.

Mit 29 Textfiguren.



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH
1916.

Bisher erschienen:

Berichte des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen an der Technischen Hochschule Berlin. Herausgegeben von Dr.-Ing. G. Schlesinger, Professor an der Technischen Hochschule zu Berlin.

Erstes Heft. Vorbericht: **Das Versuchsfeld und seine Einrichtungen.** 1. Fachbericht: **Untersuchung einer Drehbank mit Riemenantrieb.** Von Prof. Dr.-Ing. G. Schlesinger. Mit 46 Textfiguren. Preis M. 1,20.

Zweites Heft. **Der Azetylen-Sauerstoff-Schweißbrenner, seine Wirkungsweise und seine Konstruktionsbedingungen.** Von Dipl.-Ing. Ludwig. Mit 39 Textfiguren. Preis M. 1,60.

Drittes Heft. **1. Untersuchungen an Preßluftwerkzeugen.** Von Dr.-Ing. Rudolf Harm. Mit 38 Textfiguren.

2. Der deutsche (metrische) Bohrkegel für Fräsdorne. Von Prof. Dr.-Ing. G. Schlesinger. Mit 36 Textfiguren. Preis M. 2,-.

Forschung und Werkstatt.

1. Untersuchung von Spreizringkupplungen.

Von

Dr.-Ing. G. Schlesinger,

Professor an der Technischen Hochschule Berlin.

Mit 115 Textfiguren.

2. Schmierölprüfung für den Betrieb.

Von

Dr.-Ing. G. Schlesinger und Dr. techn. M. Kurrein.

Mit 29 Textfiguren.



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1916.

Forschung und Werkstatt.

1. Untersuchung von Spreizringkupplungen.

Von G. Schlesinger.

Die Forschungsergebnisse des Ingenieurs gehören der Allgemeinheit, die Bausteine, die er in den Versuchsfeldern der Hochschule herstellt, müssen in den großen Bau der industriellen Technik schnellstens eingefügt werden. Die dauernde Wechselbefruchtung zwischen Wissenschaft und Praxis hat dem gewaltigen Bau der deutschen Industrie die breite Grundlage gegeben, auf der er mächtig und immer mächtiger aufstreiben kann, gesichert gegen die Stürme der Gegenwart.

Es sei im folgenden gestattet, durch eine Reihe von Aufsätzen die Nutzbarmachung wissenschaftlicher Forschung

für die Werkstätten im allgemeinen und für die Konstruktion einiger Werkzeugmaschinen im besonderen zu zeigen, durch Arbeiten, wie sie im Laufe der letzten Jahre im Versuchsfeld für Werkzeugmaschinen an der Technischen Hochschule zu Charlottenburg in inniger Zusammenarbeit mit den beteiligten Industrien entstanden sind.

Die Vielseitigkeit der Werkstatthanforderungen, die bald die Untersuchung eines Maschinenelementes (Kupplung), eines Hilfsstoffes

(Schmieröl), eines Werkzeuges (Bohrer, Drehstichel), verlangen, bald den Kraftverbrauch der ganzen Maschinen (Drehbänke, Bohrmaschinen) oder

einzelner Getriebeteile (Wellenstränge), bald die zweckmäßigste Ausnutzung des Betriebsstoffes (Druck, Spannung und Zusammensetzungen technischer Gase) wissen wollen, verhindert von vornherein eine Schematisierung der Untersuchungsverfahren und zwingt den Versuchsansteller sich von Fall zu Fall die 4 Hauptgesetze jedes Messens:

1. Wahl des richtigen Maßstabes (z. B. mkg),
2. Festsetzung des grundlegenden Verfahrens (z. B. mechanisch),
3. Herstellung der Meßgeräte (z. B. Dynamometer),
4. Durchbildung der Eichverfahren (z. B. Auswiegen)

klar zu machen und die wechselnden Aufgaben mit möglichst einfachen, dem wechselnden Zweck gut angepaßten Mitteln zu lösen.

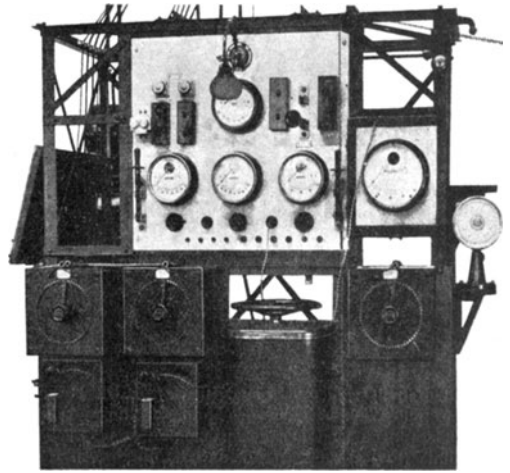


Fig. 2.

Ortsfestes Schaltbrett für 3 Motoren.

Die Hauptschwierigkeit liegt aber bei allen Versuchen in der vollen Erkenntnis des erreichten Genauigkeitsgrades und der gemachten, oft unvermeidlichen Fehler, über deren Zulässigkeit und Berücksichtigung bei Aufstellung des Schlußergebnisses rücksichtslose Klarheit geschaffen werden muß.

Es soll daher von Fall zu Fall auf die üblichen Fehlerquellen bei

Werkstattversuchen aufmerksam gemacht werden; vielleicht können andere dadurch vor schädlichen Schlüssen und unnützem Zeitaufwand behütet werden.

I.

Am einfachsten und schnellsten gestaltensich Messungen in der Werkstatt durch

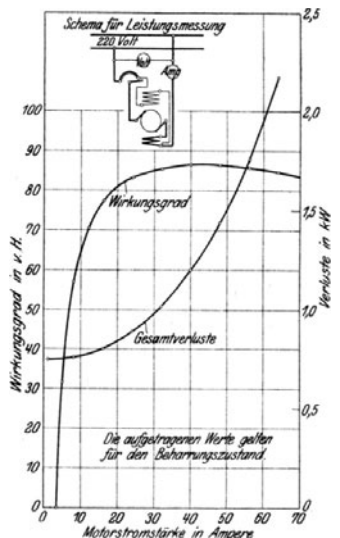


Fig. 3.

Normale Wirkungsgradkurve eines Elektromotors.

Benutzung des Einzelantriebes und elektrischer Meßgeräte, wie Strom-, Spannungs- und Leistungsanzeiger.

Ein versetzbares Schaltbrett (Fig. 1) in einfacher oder vollständiger Form (Fig. 2) für mehrere Meßbereiche und

machen; bis zu 20 vH und mehr können vorkommen —, die elektrische Einrichtung des betreffenden Versuchsfeldes systematisch in bestimmten Zeiträumen einer Prüfung und Eichung zu unterziehen.

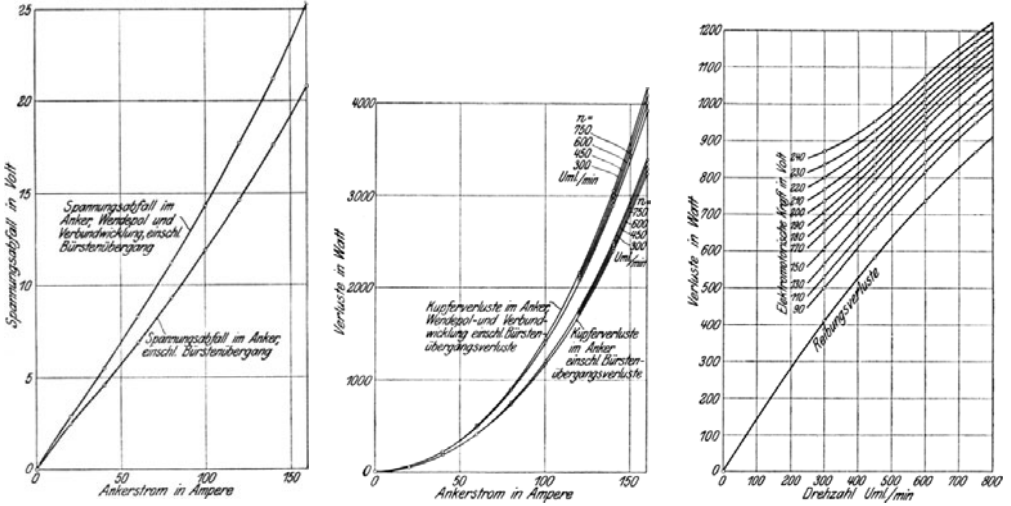


Fig. 4-6. Getrennte Eichkurven eines Elektromotors für Genaumessungen.

mit Umdrehungszähler versehen, leistet gute Dienste. Die Verluste und Wirkungsgrade des Motors für die verschiedenen Belastungen sind aus der jedem Motor beigegebenen Schaulinie (Fig. 3) zu entnehmen, falls diese noch richtig ist; das gleiche gilt für die Eichkurven der Meßgeräte.

Es empfiehlt sich — will man nicht schwere Fehler

Bei genauen Messungen, bei denen Fehler über 2 vH ausgeschlossen werden müssen, genügt die normale Wirkungsgradkurve der Motoren nicht; sie muß dann durch getrennte Bestimmung und Benutzung der Kupfer-, Eisen- und Reibungs-, sowie Ohmschen Spannungsverluste (Fig. 4-6) ergänzt werden.

Bei der Untersuchung eines Drehbankspindelkastens im Versuchsfeld ergaben sich dauernd Wirkungsgrade von mehr als 100 vH, die natürlich unmöglich waren. Der Fehler steckte lediglich in der falsch gewordenen Wirkungsgradkurve des antreibenden Elektromotors.

Besonders sorgfältige Behandlung erfordern die selbstschreibenden Meßgeräte. Tintenschrift kommt für schnelle Arbeitsvorgänge, wie z. B. den Steuervorgang der

Hobelmaschine, nicht in Betracht, aber auch die Funkschreiber (Fig. 7), so durchgebildet sie heute auch sind, bedürfen unablässiger Überwachung. Der Funkenzeiger setzt sich leicht voll Ruß und bei kurzen und schnellen Arbeitsstößen erreicht er häufig den wirklichen Höchstanschlag nicht, während er umgekehrt zur Nullstellung zu

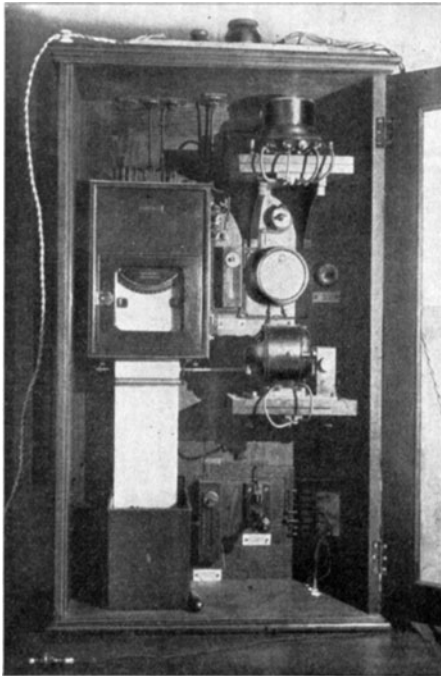


Fig. 7. Funkschritt-Wattmesser.

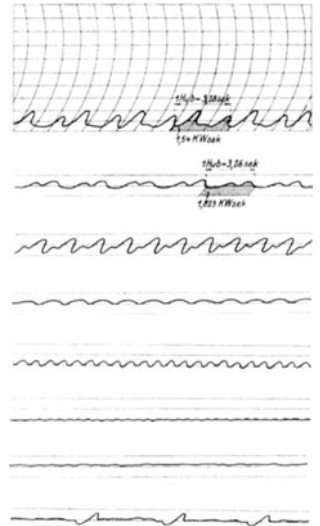


Fig. 8-15.

Funken-Schaulinien für den Arbeitsverbrauch einer wagerechten Stoßmaschine.

durch Stromstöße weiterfliegt als dem wirklichen Verbrauch entspricht.

Die Schaulinien (Fig. 8—15) zeigen den Arbeitsverlauf einer wagerechten Stoßmaschine bei verschiedenen Belastungen und Hublängen. Hier wurden wir, da die Gesamt-

Umsteuern der Ausschlag des Wattmessers die wirkliche Leistung in jedem Augenblick nicht anzeigt.

Um zu erfahren, welchen wirklichen Belastungsänderungen und Änderungszeiten die aufgezeichneten Kurven entsprechen, wurde bei der Versuchsanordnung nach dem Schaltschema Fig. 17 die Belastung durch den Lampenwiderstand I durch Umlegen des Umschalthebels plötzlich um den Strom, den Lampenwiderstand II durchließ, geändert.

So war es möglich, den durch den Wattmesser fließenden Strom um bestimmte Beträge plötzlich zu verstärken oder zu schwächen.

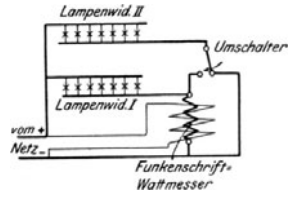


Fig. 17.

Stoßbelastung des Funkenschreibers.

Es wurden nun Versuchsdiagramme mit dieser Schaltung aufgenommen, die das Aussehen der Fig. 18 haben. Darin ist N_1 oder N_2 die Ausgangsbelastung, $N_2 - N_1$ der Betrag, um den sie plötzlich geändert wurde. Die gestrichelten Kreisbögen sind die Ordinaten, auf denen die Zeigerspitze schwingt, wenn das Papier stillsteht. Durch den Papiervorschub aber werden die Ausschlaglinien gegen diese Kreisbögen geneigt, und zwar wird der eingeschlossene Winkel mit zunehmender Papiergeschwindigkeit und abnehmender Zeigergeschwindigkeit größer.

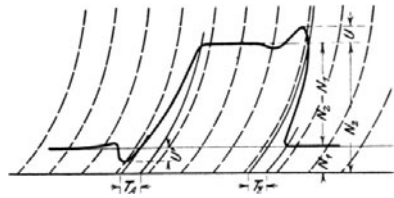


Fig. 18.

Stoßlinie durch plötzliche Zusatzlast.

Die Grundbelastungen N_1 wurden zwischen 0 und 0,85 KW in 5 Stufen, die Zusatzbelastungen $N_2 - N_1$ von 0,2 bis 2,1 KW ebenfalls in 5 Stufen gewählt; es wurde jede Grundbelastung mit jeder Zusatzbelastung zusammengebracht, und jedesmal wurde 4- bis 6mal mit der Belastung herauf- und heruntergegangen.

Bei allen plötzlichen Änderungen der Belastung schwingt der Zeiger infolge seiner Trägheit über seine endgültige Stellung hinaus und kommt nach einer schwächeren zweiten Schwingung zur Ruhe. Es wurde demnach zunächst angenommen, daß bei der Hobelmaschine wohl zeitlich ein Nacheilen des Instruments einträte, daß aber die Anzeige des Instruments infolge seiner Trägheit über der wirklich erreichten Spitze liege.

Daher wurden nun noch die Zeiten T_A und T_Z (Fig. 18) bestimmt, die bei der Belastungsänderung vergehen, bis der Zeiger zum ersten Mal durch seine spätere Ruhelage schwingt.

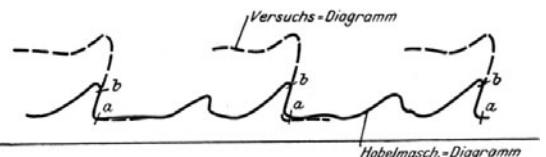


Fig. 19. Vergleich der Stoßlinien durch die bekannte Zusatzlast zu der gesuchten Beanspruchung durch die Umsteuerung der Hobelmaschine.

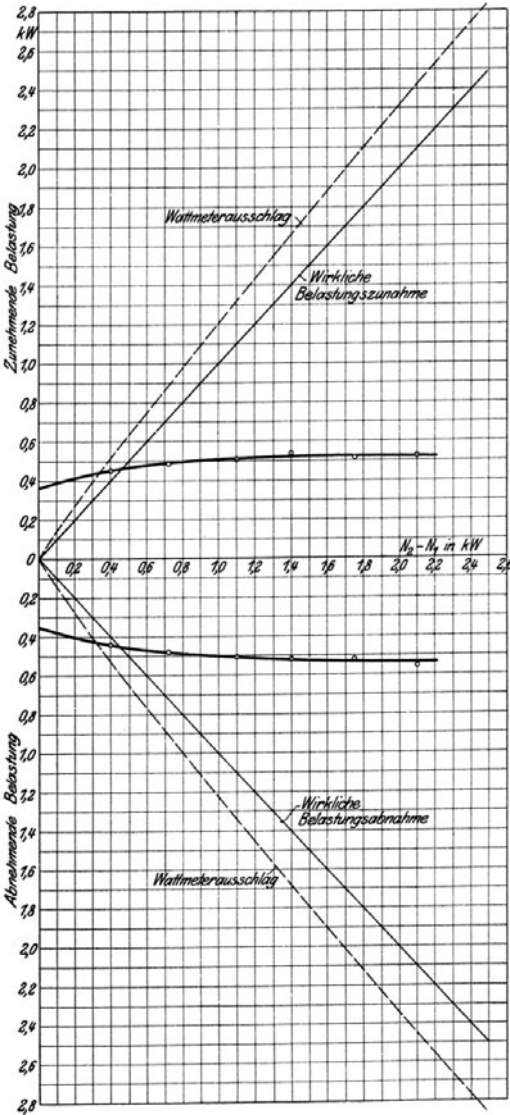


Fig. 16.

Vor- und Nachteilen des Funkenschrift-Wattmessers.

bilanz der Maschine nicht stimmte, zuerst auf das Nacheilen des Funkenschreibers aufmerksam und konnten erst durch ein ziemlich mühsames Eichverfahren die Anzeigefehler des Meßgerätes wieder gut machen. Fig. 16 veranschaulicht die Eichkurven, die in folgender Weise ermittelt wurden.

Trägheit des selbstschreibenden KW-Messers.

Bei der Benutzung der vom Funkenwattmesser verzeichneten Leistungsdiagramme war man sich bewußt, daß bei den heftigen, dabei nur kurz andauernden Stößen beim

Es stellte sich heraus, daß innerhalb des untersuchten Bereichs sowohl die Überschwingungsbeträge (U bzw. U' , Fig. 18) wie auch die Ausschlagzeiten (T_A und T_Z , Fig. 18) unabhängig davon sind, ob mit kleinerer oder größerer Grundbelastung gearbeitet wurde, daß vielmehr nur die Größe der Belastungsänderung ($N_2 - N_1$) von Einfluß ist.

Das Schaubild Fig. 16 zeigt nun in Abhängigkeit von $N_2 - N_1$ den größten Wattmesserschlag in der gestrichelten Kurve; der Abstand der gestrichelten von der ausgezogenen 45° -Linie entspricht dem Überschwingungsbetrag U bzw. U' ; die stark ausgezogenen Kurven im mittleren Teile des Schaubildes geben die Zeit in Sekunden, die zwischen dem Anstoß und dem ersten Durchschwingen durch die Endlage vergeht.

Es ergibt sich, daß die Überschwingungsbeträge mit zunehmender Belastungsänderung fast linear zunehmen, daß die Ausschlagzeiten jedoch immer langsamer zunehmen. Daraus kann man schließen, daß der Zeiger bei großen Anschlägen schneller sich bewegt, also sein Weg einen kleineren Winkel mit den Ordinatenkreisen einschließt, als bei kleinen.

Beim Vergleich der Versuchskurven (Lampenbelastung) mit den bei gleicher Papiergeschwindigkeit aufgenommenen Hobelmaschinenkurven stellte sich heraus, daß (Fig. 19) die Hobelmaschinenkurven steiler an-

an der Größe der Belastungsänderung liegen. Unter der für die Hobelmaschine zu günstigen Voraussetzung, daß die Schnelligkeit der Belastungsänderung bei den Versuchs- und Hobelmaschinenkurven gleich ist, kann die Steilheit der Kurven ohne weiteres als Vergleichsmaßstab für die wirkliche Belastungszunahme herangezogen werden.

Durch Über-einanderlegen der Diagramme (Fig. 19) ergab sich, daß der Anstoß, den der Wattmesserzeiger erhält, ungefähr dem doppelten der Höhe entspricht, die er wirklich erreicht, Daß er sie nicht erreicht, liegt an der Kürze des Anstoßes, der vorher bereits zu Ende ist. Daraus läßt sich nun wieder die Zeit ähnlich bestimmen wie in Fig. 18, nämlich die Dauer der Mehrbelastung entspricht dem Abstand in Richtung der Papierbewegung von der unteren Ecke der Linie, wo der Zeiger aufwärts zu schwingen beginnt (Punkt a in Fig. 19), bis dahin, wo sie stark von ihrer bisherigen Richtung abbiegt (Punkt b in Fig. 19).

Es ist auf Grund dieser Überlegungen möglich, die Dauer des Anstoßes trotz der Trägheit des Wattmessers genau genug zu bestimmen und auch über die wirkliche Größe des Stoßes einen genügenden Anhalt zu bekommen.

Handelt es sich nur um die gesamte Leistungsbestimmung, so sind die durch die Trägheit des Instruments entstehenden Fehler zu vernachlässigen, da

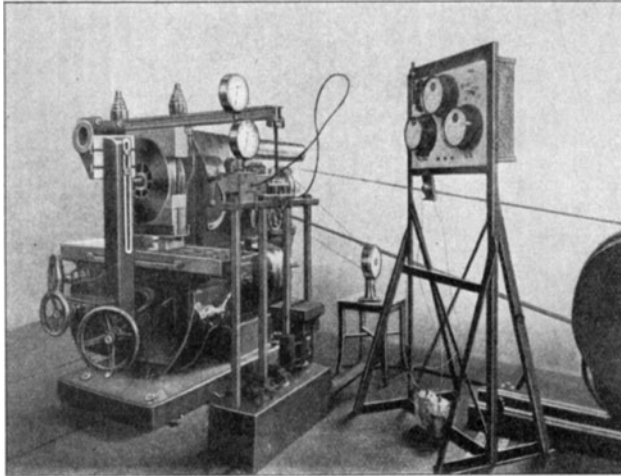


Fig. 20. Bremsstand für eine Fräsmaschine.

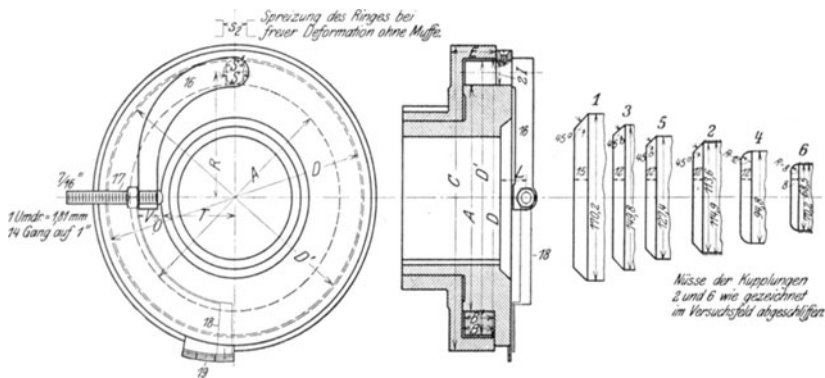


Fig. 21-26. Abmessungen der Kupplungsteile einer Spreizringkupplung.

stiegen als die Versuchskurven mit gleich hoher Spitze. Die Belastungszunahme konnte bei der Hobelmaschine nicht noch plötzlicher aufgetreten sein, als bei den Versuchskurven, da eine mechanische Einrückung stets langsamer sein muß als eine elektrische Zuschaltung, also mußte die Steilheit der Kurven

sie nur in den im Verhältnis zur Gesamtfläche sehr kleinen Spitzen auftreten und, weil sich außerdem die beim Aufwärtsschwingen nicht umfahrene Fläche gegen die beim Abwärtsschwingen zuviel umfahrene annähernd ausgleicht.

Auf die Tücken der mechanischen Dynamometer,

der Meßdosens, hydraulischen Druckmesser, Bremsen u. dgl. kann hier gemein nicht eingegangen werden, da ihre Bauart sehr stark wechselt. Soweit sie überhaupt benutzt sind, soll an der richtigen Stelle der entsprechende Hinweis erfolgen.

Die als Beispiel dargestellte Betrachtung eines einfachen Bremsstandes für eine Fräsmaschine (Fig. 20) zeigt bereits den mechanischen Bremszaum, den Druckanzeiger (Meßdose mit Manometer), den Umlaufzähler und die elektrische Gegenmessung. Hier kommt schon der Grundsatz zum Ausdruck, nur durch Messung und gleichzeitige Gegenmessung das mühevoll Meßergebnis sicherzustellen.

Bezeichnung der Drehbank	Spitzenhöhe mm	Nr. der zugehörigen Kupplung	
A G P	300	1	2
A F P	260	3	4
A E P	220	5	6
		Kupplung sitzt auf Antriebs- bzw. Mittelwelle	Kupplung sitzt auf Spindel

II.

Als erstes Beispiel möge nun die Durcharbeit einer Reihe von Spreizringkupplungen behandelt werden, die von der Firma Franz Braun-Zerbst zur Untersuchung eingeliefert wurden.

Die Größe der Kupplungsteile*) geht aus Fig. 21—28 hervor; sie gehören zu Einscheibendrehbänken und dienen zur Umsteuerung der Schnittgeschwindigkeiten während des Ganges der Maschine.

Kupplungsnummer	k = Abstand bis Mitte mm	g = Länge des Armes mm	h = Abstand des Rollenzuges mm
1	110	322,5	329
3	95	280	286
5	85	247	255
2	110	325	329
4	95	285	288
6	85	249	252

Die Zuordnung der Kupplungen zu den Drehbänken ergibt sich aus der oben rechts stehenden Zahlentafel.

Die ungeraden Nummern bezeichnen die auf der Büchse der Arbeitsspindel, die graden die auf der Antriebswelle sitzenden Kupplungen. Das Kupplungssystem besteht (Fig. 21—28) aus der verschiebbaren Kupplungsmuffe (1 bis 6), dem Spreizhebel (16), der Stellschraube (17), dem Einrückhebel (13), der Einrückgabel mit den Steinen und dem Ringkörper (1).

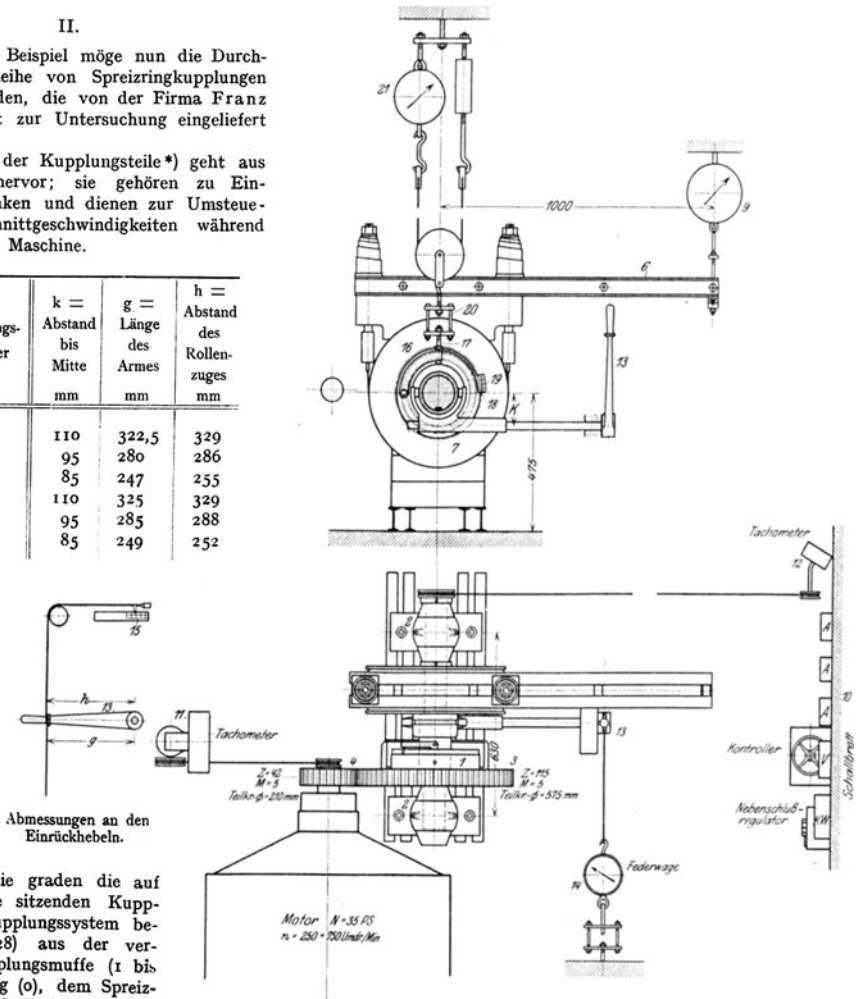


Fig. 30—32. Bremsstand für Kupplungen.

Versuchsprogramm:

- Die Untersuchung erstreckte sich auf Feststellung:
- der Druckkraft am Einrückhebel für das Einrücken der Kupplung im Leerlauf,
 - der höchsten Durchzugsleistung bis zum Beginn des Gleitens zwischen Ring und Muffe,

- der Spreizkraft am Spreizhebel bei der Kraftübertragung,
 - des Einflusses eines verschiedenen Anpressungsdruckes durch Nachstellen der Stellschraube am Spreizhebel (bei Kupplung 2 und 5),
 - des Einflusses verschiedener Bearbeitungsarten an den Reibungsflächen (bei Kupplung 5).
- Die Kupplung 5 wurde dazu in 3 verschiedenen Bear-

*) Vergl. Zahlentafel auf S. 10.

beitungsarten eingebaut: Nr. 5 mit gedrehten Flächen, Nr. 5f mit gefeilten Flächen und Nr. 5s mit geschliffenen Flächen.

Versuchsanordnung (Fig. 30—32).

Die zu untersuchende Kupplung 1 wurde auf einer mitgelieferten Welle in zwei Kugellagern 2,2 gelagert und durch das auf der Kupplungsmuffe aufgekeilte Stirnrad 3 mit Motorritzel 4 von dem Motor 5 mit verschiedenen Umdrehungszahlen angetrieben. Der Motor war ein Nebenschlußmotor mit Kompoundwicklung von 35 PS normal, der mittels eines 60-stufigen Nebenschlußregulators Umdrehungszahlen von 250—750/min. hergab.

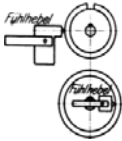


Fig. 38.

Untersuchung auf Rundlaufen.

Die durch die Kupplung übertragene Leistung wurde mit Hilfe einer vereinigten Band- und Backenbremse 6, deren Bremscheibe (ohne Wasserkühlung) 7 auf der Kupplungswelle verkeilt war, gemessen. Der Bremsdruck wurde je nach der Größe entweder auf Federwagen 9 verschiedener Größe (50 kg) oder (500 kg) abgelesen.

Die Ablesung der elektrischen Leistung des Motors erfolgte am Schaltbrett 10, am Volt-, Ampere- und KW-Messer.

Die Umdrehungszahl des Motors wurde am ständig umlaufenden Tachometer 11 abgelesen.

Die Umdrehungszahl der Kupplungswelle wurde auf einem selbstschreibenden Tachographen 12 aufgezeichnet.

Die Messung des zum Einrücken nötigen Druckes erfolgte von dem eigenen Einrückhebel jeder Kupplung 13 (Fig. 30—32) durch eine auf Rollen gelagerte Federwage 14, die in die Spannvorrichtung des Einrückhebels eingeschaltet wurde. Mittels Skala 15 konnten verschiedene Stellungen festgelegt werden.

Die Messung des Spreizdruckes konnte nur im Stillstand der Kupplung erfolgen. Um dazu jedesmal dieselbe Stellung des Spreizhebels, wie bei laufender Kupplung, einstellen zu können, wurde (Fig. 21 u. 22) an dem Spreizhebel 16 ein Zeiger 18 befestigt, der auf einer Kreisteilung 19 spielte, die auf dem auf der Welle fest verkeilt Kupplungsstück angelötet war.

Es wurde nun im Augenblick des Gleitens augenblicklich der Strom ausgeschaltet und die Stellung des Zeigers 18 auf der Skala 19 abgelesen. Dann wurde im Stillstand die Kupplung ausgerückt und mit Hilfe des Gehänges 20, das an der verlängerten Schraube 17 angreift,

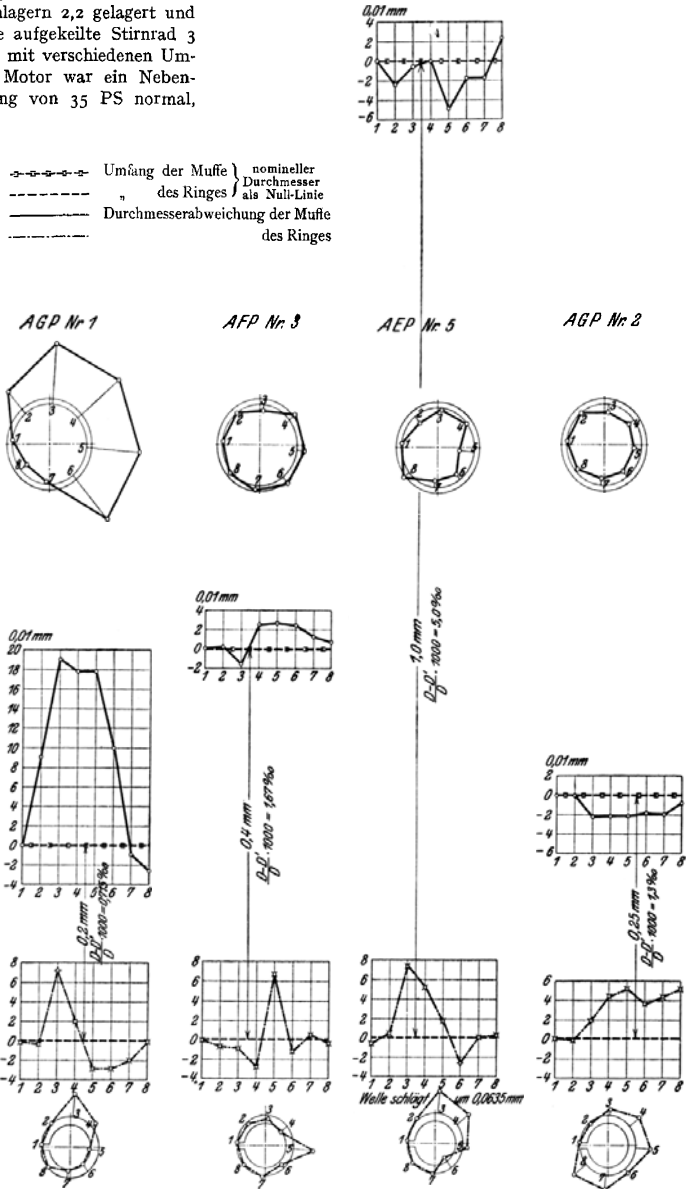


Fig. 34—40. Durchmesserabweichungen

der Spreizhebel wieder hochgezogen, bis der Zeiger 18 auf demselben Teilstrich stand, und die dazu nötige Kraft P (Fig. 30—32) an der Wage 21 abgelesen. Dieselbe Versuchsanordnung wurde benutzt, um die Kraft am Spreizhebel festzustellen, die notwendig ist, um den Spreizring gerade zur Anlage an der Kupplungsmuffe zu bringen. Die Diffe-

renz P' dieser beiden Kräfte ist dann die Kraft, die für die Übertragung notwendig ist.

Die Durchmesser von Muffe, Spreizring usw. wurden gemessen, und zur Kontrolle wurden diese Teile auf ihren Wellen in der Drehbank zwischen Spitzen eingespannt und mit dem Fühlhebel auf Rundlaufen untersucht (Fig. 33).

Es ergaben sich hierbei Abweichungen von der Kreisform bis zu rd. 0,2 mm; überhaupt ließ die Genauigkeit der Herstellung zunächst zu wünschen übrig. Es ist klar, daß von der Rundheit, Gradheit und Oberflächengüte des Spreizringes einerseits und des Ringkörpers andererseits die übertragbare Energie allein abhängt, und daß die Herstellung nach besonderer Vorschrift besonders sorgfältig erfolgen muß.

Versuchsausführung.

Die sauber gereinigte Kupplung wurde mit ihrer Welle, auf der die Bremsscheibe mittels Büchse oder unmittelbar

Dann wurde durch Anziehen der Schrauben auf der Bremse 6 die von der Kupplung übertragene Leistung gesteigert, bis ein plötzliches Fallen der Bremsanzeige 8,9 und der Linie am Tachographen 12 den Eintritt des Gleitens anzeigte. Diese Werte wurden auch abgelesen, und im

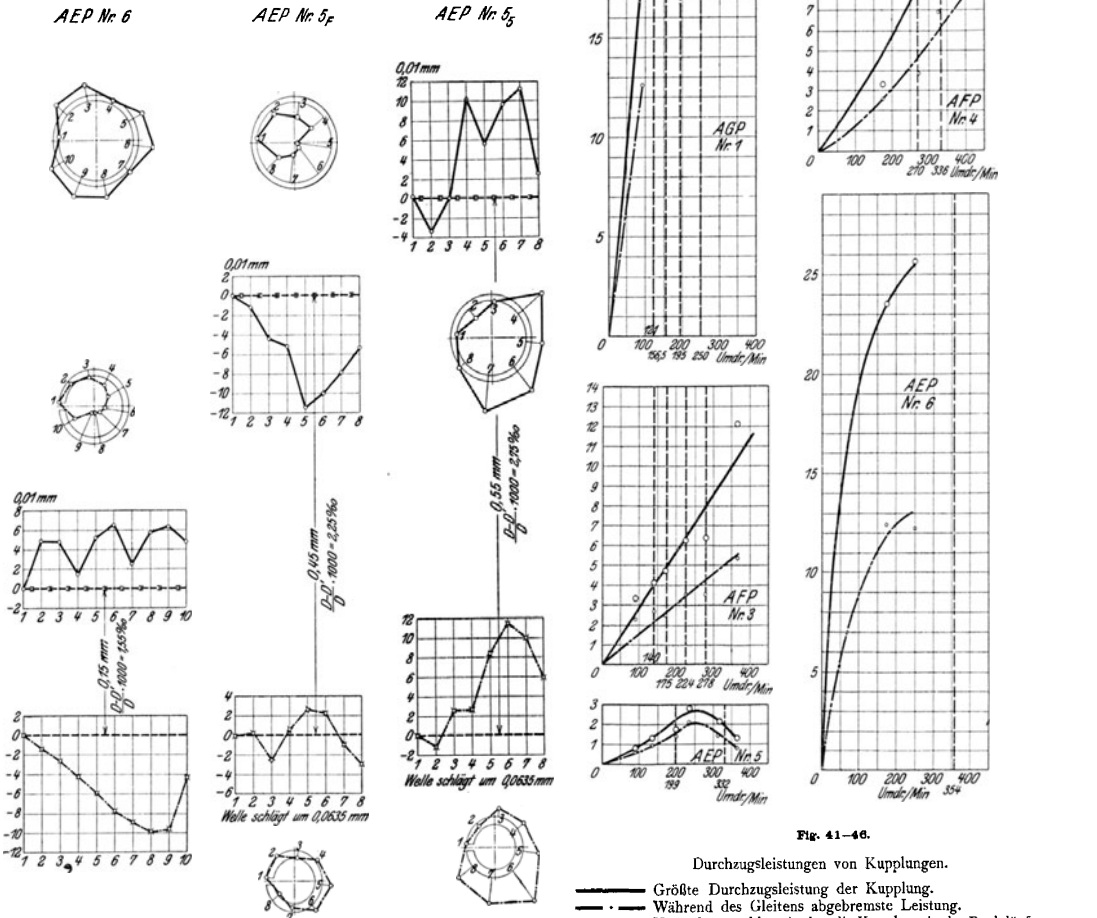


Fig. 41-46.

Durchzugsleistungen von Kupplungen.

- Größte Durchzugsleistung der Kupplung.
- · - · - Während des Gleitens abgelesene Leistung.
- - - Umdrehungszahl, mit der die Kupplung in der Bank läuft.

der Kupplungsteile in sich und untereinander.

aufgekeilt saß, in die Kugellager 2,2 des Versuchstandes eingebaut, ausgerichtet und vor jedem Versuch eine Zeitlang einlaufen gelassen, damit in den Apparaten ein Beharrungszustand eintreten konnte.

Hierauf wurde der Versuch mit Bestimmung des Einrückdruckes am Hebel 13 begonnen.

gleichen Augenblick der Hauptschalter durch Fernzug herausgerissen. Hierauf wurde die Stellung des Zeigers 18 auf Skala 19 (Fig. 21) mit Vergrößerungsspiegel abgelesen und nach Ausrücken der Kupplung die Nullstellung des Zeigers bestimmt; in dieser Nullstellung steht der Spreizhebel vollständig frei von der Muffe, so daß sich der Zeiger 18

Leistungen der Kupplungen bei ihren zugehörigen Umdrehungszahlen.

Bankbezeichnung	A G P												A F P																										
	1						2						3																										
Verwendete Kupplungen	280						190						240																										
Breite	35						35						32																										
Schaltungen, bei denen die Kuppl. läuft	1	2	5	6	9	10	13	14	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	1	2	5	6	9	10	13	14							
Zugehörige Spindeldrehzahl	250	155	30	20	195	130	25	15	250	155	80	50	30	20	10	6	195	120	63	40	25	15	8	5	250	175	35	22	225	140	28	17							
Zugehörige Kupplungsdrehzahl	250	155,5	250	155,5	195	121	195	121	802												235																		
Stellung der Stellschrauben:																																							
O (ursprünglich)	—	—	—	—	—	—	—	25	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	8,0	5,0	18,0	5,0	6,4	4,1	6,4	4,1							
A (1/4 Umdrehung nachgestellt)	—	—	—	—	—	—	—	—	1,75	1,75	1,75	1,75	1,75	1,75	1,75	1,75	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	8,0	5,0	18,0	5,0	6,4	4,1	6,4	4,1							
B (1/2 Umdrehung nachgestellt)	—	—	—	—	—	—	—	—	4,05	4,05	4,05	4,05	4,05	4,05	4,05	4,05	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3						
Ueberschneidende Leistung in KW.																																							
Bankbezeichnung	A F P												A E P																										
Verwendete Kupplungen	4						D						S																										
Durchmesser	180						200						200																										
Breite	32						30						30																										
Schaltungen, bei denen die Kuppl. läuft	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	1	2	5	6	1	2	5	6	1	2	5	6	1	2	5	6	7	8					
Zugehörige Spindeldrehzahl	250	175	90	56	35	22	11	7	225	150	72	45	28	17	9	6	330	198	41	25	330	198	41	25	330	198	41	25	330	198	123	74	41	25	15	9			
Zugehörige Kupplungsdrehzahl	336						270						354																										
Stellung der Stellschrauben:																																							
O (ursprünglich)	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	1,9	2,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
A (1/4 Umdrehung nachgestellt)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
B (1/2 Umdrehung nachgestellt)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

1) Kupplung war bei diesen Drehzahlen nicht zu untersuchen, da das Zahnrad auf der Motorwelle brach.

2) Kupplung nahm bei höheren Drehzahlen beim Anlaufen nicht mit.

3) Der Motor reichte nicht aus, um die Kupplung bei 354 Drehungen zum Gleiten zu bringen. Bei einer Leistung von 44,4 KW setzte die Kupplung zeitweise aus. Der Wert > 25 ergibt sich aus dem Charakter der Kurve aus Fig. 41-46.

Bemerkungen: Ziffern in fetter Schrift bedeuten, die Kupplung reicht aus. Ziffern in dünner Schrift bedeuten, die Kupplung reicht nicht aus.

stets von selbst in diese Stellung einstellt, sobald die Muffe ganz aus dem Bereich der Stellschraube 17 herausgezogen worden ist. Dann wurde mit der Meßvorrichtung 20, 21 (Fig. 30-32) die Kraft, die notwendig ist, um den Ring vollends aufzuspreizen, bestimmt. Da dann die Stellung des Zeigers 18 auf Skala 19 genau dieselbe war, wie am Ende des Versuches abgelesen worden war, so ist anzunehmen, daß auch bei laufender Kupplung dieselbe Kraft am Spreizhebel wirkt. Fig. 47-52.

Diese Versuche wurden bei den verschiedenen Umdrehungszahlen, die aus Fig. 41-46 ersichtlich sind, und genau genug die Umdrehungszahlen enthalten, mit denen die Kupplungen in der Bank laufen, durchgeführt.

Zur Erklärung der Fig. 34-40 diene folgendes:

Es sind zunächst die Meßergebnisse jeder einzelnen Kupplung in 8 Punkten konzentrisch um den Mittelpunkt aufgetragen und zwar oben für den Ringkörper und unten für den Spreizring. Außerdem sind die Meßgrößen noch einmal in einem Koordinatensystem von einer Null-Linie für die 8 Meßpunkte nach oben und unten aufgetragen und zwar so, daß die Übermaße über den nominellen Durchmesser nach oben und die Untermaße nach unten von der Null-Linie sichtbar gemacht sind. Die Schaubilder dieses Koordinatensystems sind dann in einer solchen Entfernung untereinander gezeichnet, daß die Null-Linien in einem stark vergrößerten Maßstab so weit auseinander gezogen sind, wie es dem Durchmesser-Unterschied zwischen Ringkörper und Spreizring in ungespanntem Zustande entspricht. Man sieht deutlich, wie starke Abweichungen bei der sogenannten Normal-Werkstatts-Ausführung entstehen können. Bei der Kupplung AGP Nr. 1 beträgt der Spielraum 0,2 mm, bei AEP Nr. 5 1 mm. Man gehe bei der Betrachtung der Fig. 34-40 immer von dem Spreizring, der unten gezeichnet ist, aus, weil hier alle Null-Linien in eine Wagerechte gebracht sind, während die Ringkörper nach oben hin in die richtigen Abstandsagen verschoben sind. Dieses Meßergebnis zeigt, wie schwierig es ist, genau runde und austauschbare Teile in der Werkstatt zu erzeugen.

In einzelnen Fällen war eine vollständige Durchführung der Reihe wegen Bruches (Kupplung Nr. 7 und 1), Fressens des Ringes (Kupplung Nr. 8) oder Überlastung des Motors nicht möglich.

Nach Durchführung dieser Reihen wurde an zwei Kupplungen (Nr. 5f und Nr. 2) die Stellschraube 17 nachgezogen und gleichartige Reihen durchgeführt.

Außerdem wurden für Kupplung 5 Muffe und Ring in dreifach verschiedener Bearbeitung (gedreht 5, gefeilt 5f und geschliffen 5s) eingefordert und die so zusammengesetzte Kupplung wie oben untersucht.

Die Kupplungen wurden in besondere Ölkästen während der Versuche eingebaut, so daß das Skalenblech 19 und die Stellschraube 17 beim Umlaufen das Öl vom Grunde des Kastens aufschöpften und den Zustand der Schmierung annähernd wiedergaben, der im Spindelkasten der Drehbänke vorhanden ist.

Versuchsergebnisse.

2 Kupplungen, die in der Tafel nicht aufgeführt sind, mußten nach Beginn ihrer Untersuchung ausgeschieden werden, da bei der einen die Hülse auf der Welle fraß und beim Entfernen zerbrach, und bei der zweiten an den Reibungsflächen sofort Fressen eintrat.

a) Druckkraft am Einrückhebel (Fig. 47-52).

Wenn auch die Länge der Einrückhebel (Zahlentafel bei Fig. 30-32) bzw. ihr Übersetzungsverhältnis $\frac{g}{k}$ zur Druckschraube an der Muffe von dem Konstrukteur bei den verschiedenen Bänken verschieden gemacht worden war, so wurde damit, bei den eingelierten Kupplungen wenigstens, doch keine gleiche Einrückkraft erreicht die ungefähr 30 kg betragen sollte, aber tatsächlich zwischen 10 und 100 kg schwankte.

Um diesen Einfluß, der sich gegebenenfalls durch konstruktive Änderung und richtige Herstellung leicht beseitigen läßt, auszuschalten und die durch die Abmessungen der Kupplung allein bedingten Zahlen vergleichen zu können, wurden diese Kräfte mit dem Hebelverhältnis der betreffenden Kupplung multipliziert und die sich ergebenden Kräfte an der Muffe selbst im Schaubild (Fig. 47-52) aufgetragen. Daraus zeigt sich, daß die Kräfte (volle Linie) bei den Kupplungen Nr. 3, 5, 2, 4 angenähert, jedenfalls für diesen Zweck genau genug, gleich bleiben, während bei den Kupplungen Nr. 1 und 6 erstens unverhältnismäßig hohe Werte und zweitens bei 6 ein starkes Abfallen dieser Werte sich zeigte. Die Gründe hierfür sind, wie gleich vorweg gesagt und später ausführlich nachgewiesen werden wird, in dem Spiel zwischen Muffe und Ring und der Unrundheit dieser Teile zu suchen.

Beim Einrücken der Kupplungen im Laufe wurden die Kräfte (strichpunktierte Linie [Nr. 3 u. 5]) auffallend kleiner.

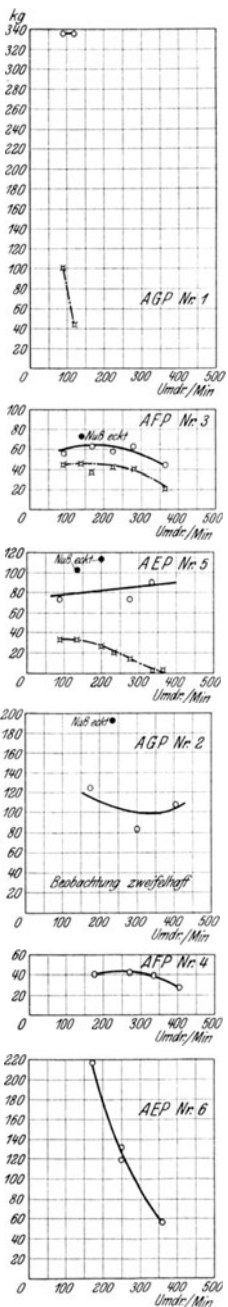


Fig. 47-52.

Einrückkraft an der Muffe (Nuß).
 — Muffe läuft, Ring steht.
 - - - Muffe und Ring laufen.

In allen Fällen erscheint aber gelegentlich ein Eck an der Muffe (Nuß) auf der Welle einzutreten, wie die einzelnen (mit ausgefüllten Kreisen bezeichneten) Punkte im Schaubilde, die viel höher als die übrigen liegen, andeuten.

Es sei noch erwähnt, daß bei den Kupplungen Nr. 2 und 6 trotz vollständig zurückgeschraubter Stellschraube 17

ein Einrücken anfänglich nicht möglich war, so daß die Muffen für diese Kupplungen um 1,3 bzw. 1,7 mm abgeschliffen wurden, worauf bei Nr. 2 allerdings erst durch Nachstellen der Stellschraube wieder die Mitnahme erreicht wurde (vgl. dazu den Einfluß der Stellschraubenverstellung).

b) Höchste Durchzugsleistung (Fig. 41-46).

Die Ergebnisse der Abbremsung zeigten, daß

1. die Abweichungen in der Einrückkraft in der Ausführung der Kupplungen begründet sind, da
2. die angelieferten Kupplungen weder eine steigende Leistung entsprechend ihrer Größenzunahme übertragen, noch die zur gleichen Bank gehörigen Kupplungen bei ihrer Arbeit in der Bank gleich beansprucht waren. Die Kupplungen waren daher im Einlieferungszustande offenbar nicht nach einheitlichen Rechnungsgrundlagen entworfen.

Die ausgezogene Linie stellt die größten Leistungen dar, die bei den Umdrehungszahlen, die in den Abszissen der Schaubilder angegeben sind, übertragen werden. Dabei übertrug die kleinste Kupplung Nr. 6 dieselbe Leistung wie die größte Nr. 1.

Dagegen liegen die Werte für die zwischen den beiden

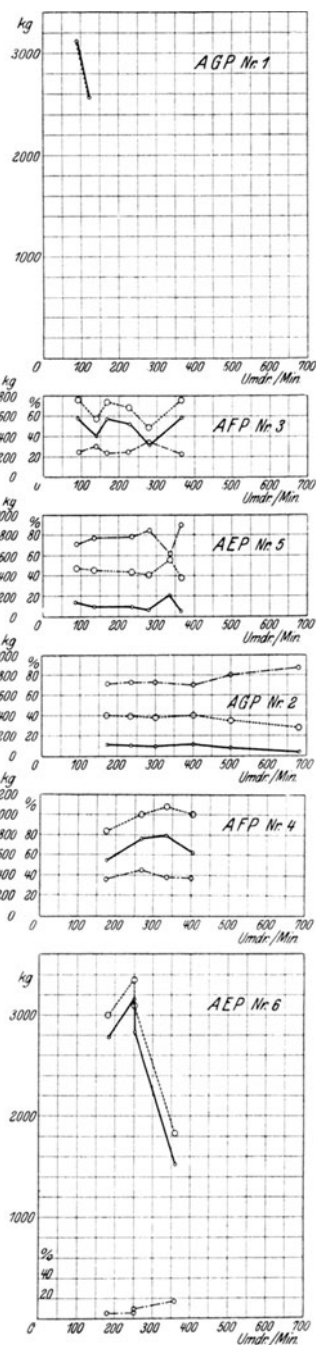


Fig. 50-54. Spreizkräfte für Kupplungen.

genannten Kupplungen liegenden Größen sehr beträchtlich tiefer.

Die überaus großen übertragenen Leistungen der Kupplung Nr. 1 und 6 decken sich mit dem ausnehmend großen Einrückdruck, der sich aus Fig. 34—40 erklären läßt. In beiden Fällen ist das Spiel zwischen Muffe und Spreizring sehr klein und die Abweichungen sehr ungleichmäßig mit großen absoluten Unterschieden, so daß gerade die Stellen mit dem geringsten Spiel zuerst zur Anlage kommen können. In beiden Fällen ist die verhältnismäßige und absolute Verschiedenheit der Durchmesser von Muffe und Ring sehr klein.

ferner: Kupplung Nr. 5 ist 30 mm breit; welche Leistung überträgt sie bei 100 Umdr./min.?

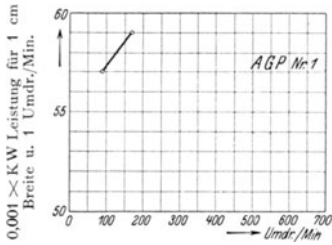
$$N = 3,0 \cdot 100 \cdot 0,003 \text{ (Fig. 55)}$$

$$= 0,9 \text{ KW} = 1,22 \text{ PS.}$$

c) Spreizkräfte (Fig. 59—64 s. S. 11).

Eine Erklärung für das eigentümliche Verhalten der einzelnen Kupplungen, wie es bisher ersichtlich war, geben die Spreizkräfte, die in Fig. 59—64 aufgetragen sind.

Von dem Wege der Stoßflächen am Ring bei der Formänderung wird, nachdem der Stein zur Anlage gekommen



Weiter sollten zwei zu einer Bank gehörige Kupplungen bei ihren zugehörigen Umdrehungszahlen, mit denen sie in der Bank laufen, dieselbe Leistung (wenn man von den Leistungsverlusten der zwischen ihnen liegenden Getriebeteile absieht) übertragen.

Auch das ist nicht der Fall, wenn man Kupplungen 1 und 2*), sowie 5 und 6 betrachtet. Bei Kupplung 3 und 4 ist es annähernd der Fall.

Die strichpunktierten Linien (Fig. 41—46) zeigen die übertragenen Leistungen, nach denen bereits ein Gleiten eingetreten ist. Naturgemäß liegen diese Werte tiefer als die der vollen Linien.

Es wurde nun versucht, soweit zugänglich, das konstruktive Element auszuschalten, indem für alle Kupplungen die übertragene Leistung für 1 cm Breite und für 1 Umdrehung/Minute gerechnet wurde (Fig. 53—58); dann hätten sich die Leistungen im Schaubild der einzelnen Kupplungen bei den gleichen Umdrehungszahlen proportional dem Durchmesser ändern sollen, wenn die gesamten Konstruktionsgrundlagen dieselben wären, und innerhalb einer Kupplung bei allen Umdrehungszahlen konstant bleiben sollen, wie bei AFP Nr. 3, AGP Nr. 2 (und angenähert noch AFP Nr. 4) zeigen, die aus Fig. 34—40 geringe Durchmesserabweichungen erkennen lassen.

Die Abweichung in Nr. 6 ist unmittelbar auf denselben Einfluß wie das Fallen der Einrückkraft (Fig. 47—52) zurückzuführen.

Berechnungsbeispiele aus Fig. 53—58.

Kupplung Nr. 4 soll höchstens 10 PS bei 270 Umdr./min. übertragen; dann ergibt sich ihre Breite wie folgt:

Nach Fig. 57 ist bei 270 Umdr./min. 0,0094 KW-Leistung bei Kupplung Nr. 4 möglich, also muß sein:

$$10 \cdot 0,736 \text{ KW} = 0,0094 \cdot b \text{ (cm)} \cdot 270,$$

$$b = \frac{10 \cdot 0,736}{0,0094 \cdot 270} = 2,9 \text{ cm}$$

*) Vergl. dazu d) Einfluß der Stellschraubenverstellung.

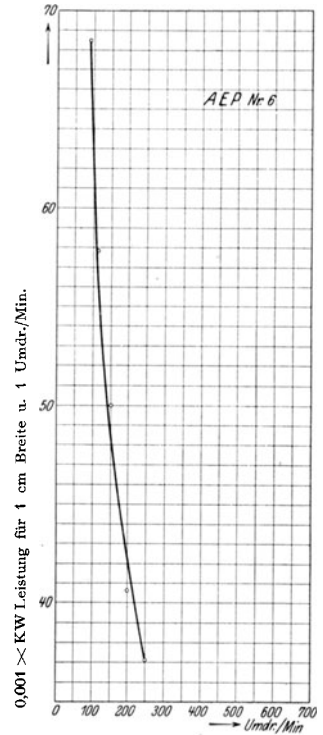
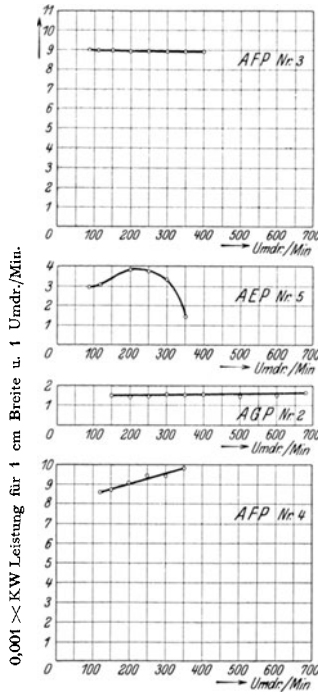


Fig. 58—58. Leistungskurven für Kupplungen.

ist, ein Teil verwendet, um den Zwischenraum zwischen Ring und Muffe auszufüllen, also ohne für die Kraftübertragung nützliche Arbeit zu liefern.

Sobald der Ring an der inneren Muffenfläche zur Anlage gekommen ist, müssen bei weiterer Bewegung des Spreizhebels Ring und Muffe zusammen eine Formänderung erleiden, und nur dieser Teil des Druckes ist für die Kraftübertragung zu verwenden.

Je größer also der erste Teil der Kraft gegenüber dem zweiten ist, um so ungünstiger wird die Einrückkraft ausgenutzt. Je größer die Summe beider Teile gegenüber dem zweiten Teil ist, desto mehr wird die Form des Spreizringes über das notwendige Maß geändert, und desto größer ist die Gesamteinrückkraft.

Es zeigt sich nun, daß die Kupplungen Nr. 1 und 6, die am wenigsten Luft zwischen Muffe und Ring aufweisen, die größten Einrückkräfte verlangen und die größte Leistung übertragen, da in einem Fall Nr. 1 die ganze Spreizung des Einrückhebels zur Formänderung von Muffe und Ring zusammen, also zur Kraftübertragung verwendet wird. Im zweiten Fall Nr. 6 tritt dies nahezu ein.

Die gestrichelte Linie P ist die gesamte Spreizkraft, die den Ring von seinem Ruhezustand in die volle Arbeitsstellung öffnet; wenn diese Kraft ohne Abzug für die gemeinsame Formänderung von Ring und Muffe, also zur Kraftübertragung, verwendet würde, ohne daß die größte

Anlage zu bringen, so daß die übertragenen Leistungen (Fig. 41-46) auffallend niedrig werden.

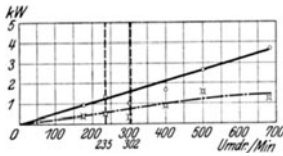
Die strichpunktierte Linie zeigt die Einrückkraft in Hunderteilen der gesamten Spreizkraft.

Umgekehrt zeigen die Kupplungen Nr. 1 und 6, bei

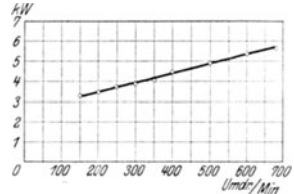
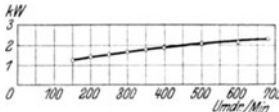
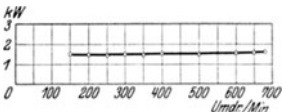
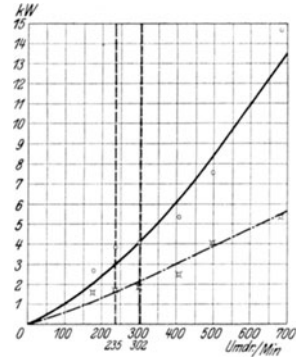
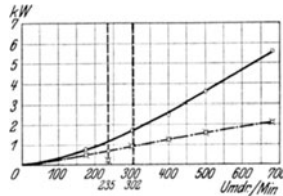
Nr. 2 B (2. Stellung)

- Maximale Durchzugsleistung der Kupplung.
- · - · - Während des Gleitens abgebremste Leistung.
- - - Umdrehungszahl, bei der Kupplung in Drehbank läuft.

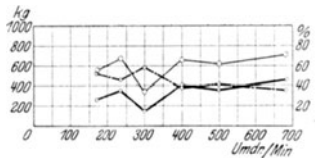
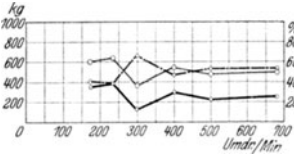
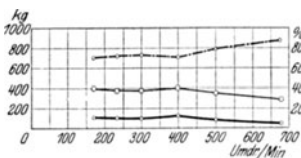
Nr. 2 (normal)



Nr. 2 A (1. Stellung)



- P Gesamtspreizkraft am Ring.
- P' " " " " vermindert um Anlegekraft = nutzbare Kraft zur Leistungsübertragung.
- · - · - $\frac{P - P'}{P} \cdot 100$ Verlust an Spreizkraft.



Einrückkraft der Muß
 — wenn Muffe läuft und Ring steht,
 - · - · - wenn Muffe und Ring laufen.

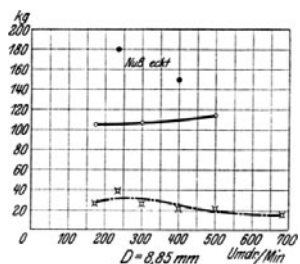
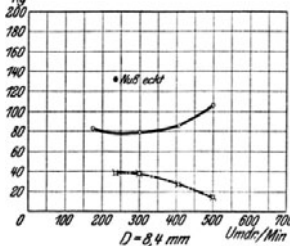
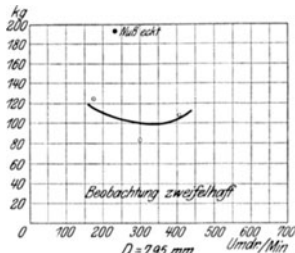


Fig. 65-76. Einfluß der Stellschraubenstellung auf Leistung, Spreiz- und Einrückkraft.

Spreizkraft und damit die Einrückkraft den zur Kraftübertragung notwendigen Wert überschritte, so wäre die Kupplung voll ausgenutzt.

Nun zeigt aber die volle Linie P, jene Kraft, die tatsächlich bei den einzelnen Kupplungen die Kraftübertragung bewirkt, daß von der gesamten Spreizkraft P manchmal (Nr. 2 und 5) ein sehr großer Teil P - P' nur dazu verwendet wird, um den Spreizring in der Muffe zur

denen das Spiel zwischen Muffe und Ring sehr klein ist, (Fig. 34 u. 38), daß der Ring nahezu sofort bei der Bewegung des Einrückhebels zur Anlage kommt, und tatsächlich die gesamte Spreizkraft P zur Kraftübertragung verwendet wird. Nun ist aber der Weg des Einrückhebels an der Muffe für alle Drehbänke festgelegt, so daß in diesen Fällen eine viel zu große Formänderung des Ringes und der Muffe zusammen, d. h. eine viel zu große Einrückkraft mit folgender

großer übertragener Leistung und sehr wahrscheinlich auch eine Zerstörung der Reibungsflächen die Folge ist, wodurch wiederum die Wirkung der Kupplung in Frage gestellt wird.

Die Kupplungen Nr. 3 und Nr. 4 mit 30-40 vH Verlusten an Einrückkraft werden einen mittleren brauchbaren Zustand für Fabrikation und Kraftübertragung vorstellen.

gefundenen Werte. Für jede der beiden folgenden Senkrechtreihen wurde die Stellschraube (17) um je ¼ Umdrehung nachgestellt, so daß die Strecke O (Fig. 21) auf 8,4 bzw. 8,85 mm steigt.

Da im Ruhezustand die Stellschraube 17 lose ist und nirgends aufliegt, so wird die nachgestellte Stellschraube früher auf die Schräge der Muffe auftreffen, so daß der Winkelweg des Spreizhebels vergrößert wird. Da nun der Winkelwert der Drehung des Steines, um den Ring zur Anlage an der Muffe zu bringen derselbe ist wie früher, der Leergang auch durch die Nachstellung der Stellschraube nicht verringert wird, bleibt von der jetzt größeren Gesamtverdreherung des Steines beim Einrücken auch ein größerer Betrag für die gemeinsame Formänderung von Ring und Muffe übrig, so daß die Spreizkraft P' höhere Werte annimmt.

Durch die Nachstellung steigt die Leistung der Kupplung sehr rasch, so daß die Leistung für 1 cm Breite und 1 Umdr./min, die im ersten Zustand der Kupplung eine gleichbleibende ist, bei jedesmaligem Nachziehen um einen steigenden Betrag wächst. Der Grund für dieses Verhalten wird in einem Ansteigen der Reibungswertziffern zwischen den Reibungsflächen bei steigenden Anpassungsdrücken zu suchen sein. Und daß diese Drücke stark wachsen müssen, zeigt die Linie der nutzbaren Spreizkraft P', aus denen ein Ansteigen des Spreizdruckes von rd. 100 kg auf rd. 380 kg im Mittel zu ersehen ist.

Durch die Nachstellung der Stellschraube lassen sich also in verhältnismäßig weiten Grenzen Ungenauigkeiten in der Herstellung bezüglich der zusammenarbeitenden Durchmesser von Ring und Muffe verbessern. Die im Schaubild angegebenen Werte stellen aber bereits die oberen Grenzen der erreichbaren Nachstellung dar, da darüber hinaus die Einrückkräfte so stark wachsen, daß das Einrücken für den praktischen Gebrauch unausführbar wird.

Die Linien der Einrückkräfte zeigen kein oder ein nur sehr unsicheres Ansteigen gegenüber der Leistung, doch traten hier öfter so hohe Drücke auf, daß sie wohl auf ein Ecken der Muffe zurückgeführt werden müssen. In der Bank mit ihrer festen Lagerung aus einem Stück liegen die Verhältnisse wohl günstiger.

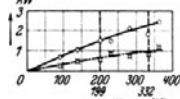
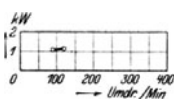
2. Kupplung Nr. 5 mit gefeilten Reibungsflächen (Fig. 77-88).

Diese Kupplung ist in der Größe von der vorher besprochenen wenig verschieden, hat aber zwischen Muffe und Ring im sauber gefeilten Zustand viel Spiel, so daß sie in der ursprünglichen Einstellung (wie bei gedrehten Flächen) bei den höheren Umdrehungszahlen überhaupt nicht mitnahm. Erst nach einmaligem Nachstellen um ¼ Umdrehung der Stellschraube wurden übertragene

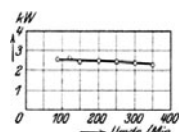
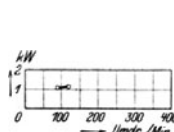
— Maximale Durchzugsleistung der Kupplung.
 ······ Während des Gleitens abgebremsete Leistung.
 — Umdrehungszahl, bei der Kupplung in Drehbank läuft.

Nr. 5 f (normal)

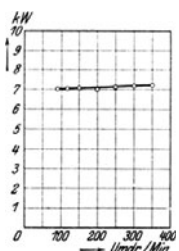
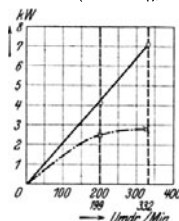
Nr. 5 A (1. Stellung)



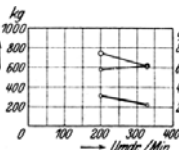
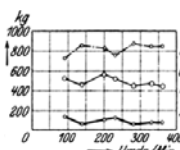
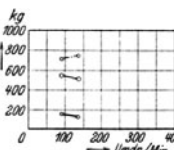
0,001 >> kW Leistung für 1 cm Breite u. 1 Umdr./minutl.



Nr. 5 B f (2. Stellung)



— P Gesamtspreizkraft am Ring.
 — P' vermindert um Anlegekraft = nutzbare Kraft zur Leistungsübertragung.
 ······ $\frac{P - P'}{P} \cdot 100$ Verlust an Spreizkraft.



— Einrückkraft der Nuß wenn Muffe läuft und Ring steht,
 ······ wenn Muffe und Ring laufen.

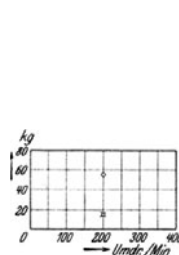
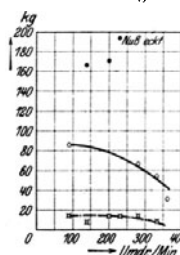
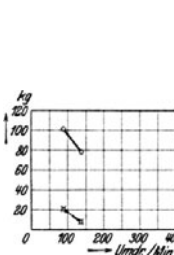


Fig 77-88.

Einfluß der Stellschraubenstellung auf Leistung, Spreiz- und Einrückkraft bei gefeilten Preßflächen.

d) Einfluß der Nachstellung der Stellschrauben (17) (Fig. 65-76 u. Fig. 77-88).

Die besprochene Untersuchung wurde nun für Kupplung Nr. 2 gesondert bei drei verschiedenen Stellungen der Stellschraube durchgeführt und an Kupplung Nr. 5 mit gefeilten Reibungsflächen wiederholt.

1. Kupplung Nr. 2 mit gedrehten Reibungsflächen (Fig. 65-76).

Die erste senkrechte Reihe der Einzelschaubilder ist eine Wiederholung der bei der allgemeinen Untersuchung

Leistungen erzielt, die annähernd gleich den im gedrehten Zustand waren.

Infolge des besseren Passens der aufeinander gleitenden Reibungsflächen steigt bei dem gleichen weiteren Nach-

stellung die Nachstellung der Stellschraube eine stärkere Erhöhung der Durchzugskraft bewirkt als bei der gedrehten, doch werden alle Teile der Kupplung stärker beansprucht (Anwachsen der Spreizkraft).

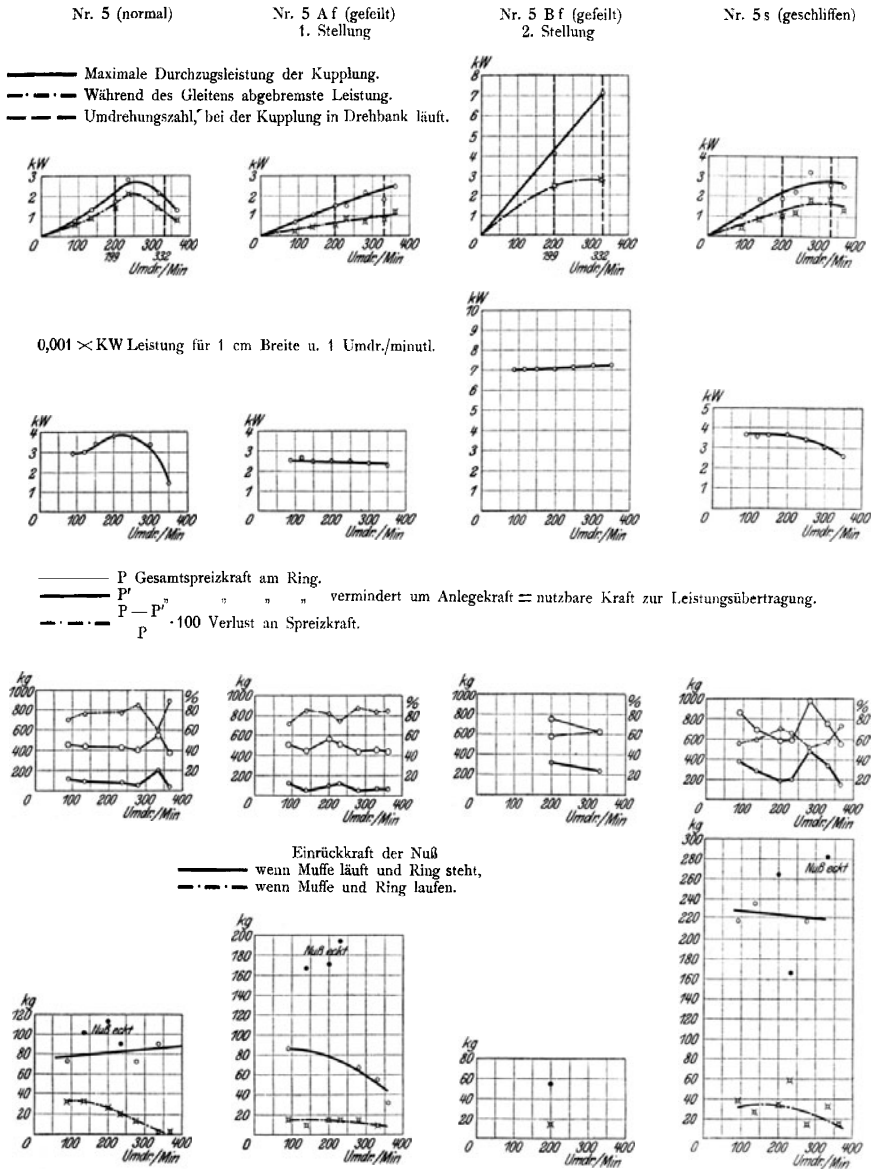


Fig. 89-104. Einfluß der Reibflächenbearbeitung auf Leistung, Spreiz- und Einrückkraft.

stellen der Stellschraube (17) sowohl die übertragene Leistung als die Spreizkraft verhältnismäßig viel stärker als bei der gedrehten Kupplung. Dagegen läßt die Abweichung (Abfallen) der strichpunktierter Leistungskurve von der geraden darauf schließen, daß ein Gleiten, das einmal begonnen, bei der gefeilten Kupplung schneller zur Lösung der Teile führt.

Es hat also merkwürdigerweise bei der gefeilten Kupp-

e) Einfluß der Reibflächen-Bearbeitung (Fig. 89-104).

1. Kupplungsgröße Nr. 5 wurde bei der ersten Einstellung der Stellschraube im ursprünglichen, gedrehten (5) und mit einmal nachgestellter Stellschraube im gefeilten (5f) Zustand so miteinander verglichen, daß die Spreizdrücke gleich werden. Bei gleichen Spreizdrücken und ungefähr gleicher Einrückkraft überträgt die gedrehte Kupplung in

dem Gebiete der in der Bank verwendeten Umdrehungszahlen einen höheren Wert und läßt auch schwerer los (vgl. die strichpunktierte Leistungskurve).

Deutlicher zeigt sich dieser Unterschied in den umgerechneten Leistungskurven (Leistung für 1 cm Breite).

2. Dann wurde dieselbe Kupplungsgröße mit gleichmäßig nachgestellter Stellschraube im gefeilten (5Bf) und geschliffenen (5S) Zustand untersucht, wobei auffallenderweise deutlich aus dem Schaubild (Fig. 97-104 rechts) die Überlegenheit der gefeilten über die geschliffene Kupplung hervorgeht.

Es erscheint zweifellos, daß bei zweckmäßiger Herstellung die geschliffenen Kupplungen wegen der bei ihnen erzielbaren größten Auflageflächen auch die günstigsten Ergebnisse zeitigen müssen. Dazu wird nichts weiter nötig sein, als eine Aufspannvorrichtung für den Spreizring, die gestattet, ihn in gespreiztem Zustand genau rund und mit ± 0,01 Abweichung zum geschliffenen Ringkörper einzupassen. Entscheidend wird hier in jedem Falle die Güte der Werkstattdurchführung sein.

Es wäre erwünscht, wenn eine möglichst große Zahl von Versuchsergebnissen über ähnliche Kupplungsarten von recht vielen Seiten zur Veröffentlichung gelangen würde, um die Gesamtergebnisse zu wirklich zuverlässigen Rechnungswerten verarbeiten zu können, die dann im Taschenbuch jedermann zur Verfügung ständen. Das, was in dieser Abhandlung niedergelegt ist, gibt wohl schon einen Anhalt, aber zur erschöpfenden Bearbeitung der Aufgabe reichen weder die verfügbare Zeit noch das vorhandene Versuchsmaterial aus.

Es sei zum Schluß darauf hingewiesen, daß die Lösung der Buchstabengleichungen wegen der Vielheit der Unbekannten und der unbequemen Form am zweckmäßigsten graphisch erfolgt, und zwar am übersichtlichsten unter Benutzung des „Nomographen“*) von d'Ocagne.

Zum leichteren Verständnis seien die notwendigen Beziehungsgleichungen noch einmal zusammengestellt.

Der Gesamtanpressungsdruck D zwischen Spreizring und Ringkörper ergibt sich aus:

$$D = p \cdot \pi \cdot d \cdot b \dots \dots \dots (1)$$

worin bedeuten:

- p den Anpressungsdruck für 1 qcm Ringfläche,
- d den Ringdurchmesser,
- b die Ringbreite.

Der Wert D ist durch den Versuch bestimmbar, d und b ergeben sich aus den vorhandenen oder aufgezeichneten Kupplungen, somit wird

$$p = \frac{D}{\pi \cdot d \cdot b}$$

Die Bremsleistung N ergibt sich aus:

$$N = \frac{2 \cdot R \cdot P \cdot n}{60 \cdot 75} \cdot 0,736 \text{ (kW)} \dots \dots (2)$$

worin bedeuten:

- P = die Bremskraft in kg,
- R = den Halbmesser des Bremszaumes in m; also N = c · P · n; P und n sind unmittelbar meßbar.

Die Reibungsziffer μ ergibt sich aus

$$\mu = \frac{U}{D} \dots \dots \dots (3)$$

worin bedeuten:

- U die Umfangskraft,
- D den Anpressungsdruck (Formel 1).

Dazu ist noch die Zwischenformel zu benutzen:

$$U = \frac{P \cdot R}{2 \cdot d}$$

Maßgebend ist der Bremsdruck, der im Augenblick des Gleitens auftritt.

Die bekannte Beziehung zwischen Drehmoment, Umdrehungszahl und Leistung ist:

$$M = 71620 \cdot \frac{N}{n \cdot 0,736} \dots \dots (4)$$

worin M in cmkg,
N in kW,
n in minütl. Umdrehungen einzusetzen ist.

$$\text{Nun ist: } M = U \cdot \frac{d}{2} \dots \dots \dots (5)$$

$$U = D \cdot M \text{ (Gleichung 3),}$$
$$D = p \cdot \pi \cdot d \cdot b \text{ (Gleichung 1),}$$

also
$$\mu \cdot \pi \cdot d \cdot b \cdot \frac{d}{2} = 71620 \cdot \frac{N}{n \cdot 0,736}$$

oder
$$d^2 \cdot b = \frac{2 \cdot 71620}{0,736 \cdot \pi} \cdot \frac{N}{n \cdot p \cdot \mu}$$

Auf die Lösung dieser Gleichung, in der d und b zwar wählbar, aber voneinander abhängig sind, kommt es also an; ihre Lösung, auch mit dem Rechenschieber, ist lästig.

N und n sind für die betreffende Drehbank stets gegeben, μ und p werden durch die Versuchsergebnisse erhalten, so daß man nunmehr die Unterlagen für die rein versuchsmäßig zu ermittelnden Zahlen der nomographischen Darstellung (Fig. 105) beisammen hat.

Durch das Gesetz der Nomographie ergeben sich bei rein additiven Beziehungen zweier Veränderlichen die andern entsprechenden Punkte auf einer Geraden. Durch Verwendung einfacher geometrischer Konstruktionen lassen sich einmal die gewünschten Maßstäbe erreichen und dann die Lage der einzelnen Linien so zueinander bestimmen, daß die Übersicht erhalten wird.

Der Gebrauch*) der nomographischen Darstellung (Fig. 105) ist nun folgender:

Es sei eine Kupplung für eine Drehbank von einer Leistung von 7 Kilowatt bei 250 minütlichen Umdrehungen zu berechnen.

Die Versuche ergaben μ = 0,2; p werde vorsichtig**) mit 6 kg/qcm gewählt.

- Fig. 105 enthält nun die empirischen Maßstäbe für
- N = Leistung in kW,
- n = minütliche Drehungszahl,
- p = spezifischer Anpreßdruck in kg/qcm,
- b = die Kupplungsbreite in cm,
- μ = die Reibungswertziffern

aus unseren Versuchsreihen.

Die Geraden I, II, III stellen die Überleitungslinien von einer Beziehung zur anderen dar. Man verbinde Punkt 7 (N = 7 KW) der Leistungsskala N mit Punkt 250 der Drehungszahl-Skala n (n = 250). Die Verbindungslinie schneidet die Beziehungsgerade I in A.

Man verbinde A mit 6 der Flächendruck-Skala p (p = 6 kg/qcm); die Verbindungslinie schneidet II in B. Man

*) Maurice d'Ocagne: Traité de Nomographie, Paris 1899; Principes fondamentaux de la Nomographie, Paris 1903, Gauthier-Villars; — Friedrich Schilling: Über die Nomographie von M. d'Ocagne. Leipzig 1900, B. G. Teubner.

*) Der Gedanke, die nomographische Darstellung hier zu benutzen, stammt von meinem Assistenten Dipl.-Ing. Blaschke.
**) Vergl. Morin und Remie, Hütte, 21. Aufl., Bd. I S. 245/246 und Bethmann Z. d. v. D. I., 1898.

verbinde B mit Punkt 0,2 der Reibungsziffer-Skala μ ($\mu = 0,2$); die Verbindungslinie schneidet III in C.
Eine jede durch C gehende beliebig gewählte Gerade

gefunden, während es sich rechnerisch aus der Gleichung 5 mit rd. 1460 cm^3 bestimmt. Der Unterschied beträgt immerhin 10 vH, ist aber für eine mit dem gewöhnlichen

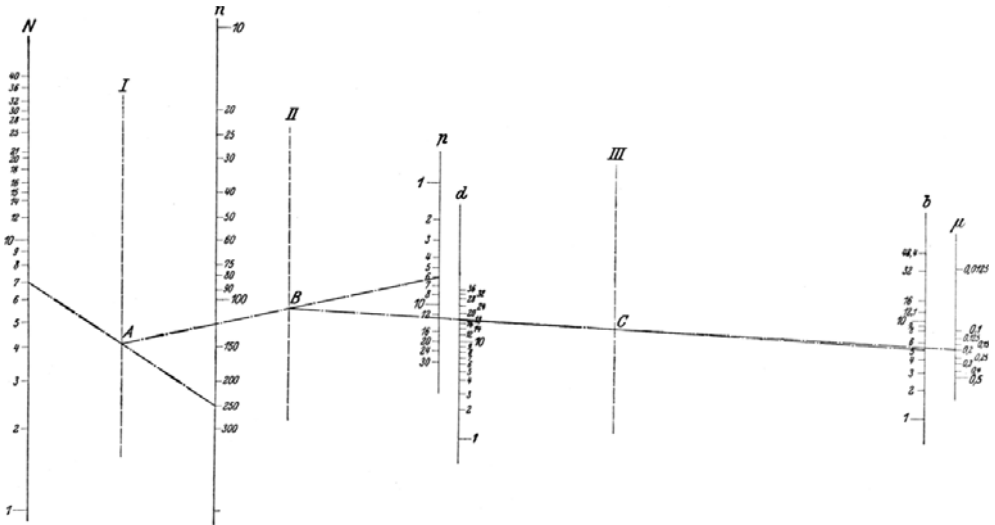


Fig. 106. Nomographische Berechnung von Spreizringkupplungen.

schneidet dann auf den Skalen d und b die zueinander gehörigen Durchmesser d und Breiten b des Spreizringes der Kupplung ab.

Im gezeichneten Beispiel wurde der Durchmesser $d = 18 \text{ cm}$ gewählt; dazu ergab sich die Breite $b = 5 \text{ cm}$. Das Produkt $d^2 \cdot b$ wird somit nomographisch mit 1620 cm^3

Holzmaßstab hergestellte Zeichnung und unter Berücksichtigung der in den anderen Annahmen liegenden Fehlermöglichkeiten nicht bedenklich. Vor allem hat man sofort, genau genug zu jedem d ein recht genau passendes b, ohne wiederholt durch Raten mit der langen Formel rechnen zu müssen.

2. Schmierölprüfung für den Betrieb.

Von G. Schiesinger und M. Kurrein.

Man verfolgt heute die Sparsamkeit des Dampfverbrauches bis auf 0,1 kg für die Pferdestärkestunde, man prüft die mechanischen und elektrischen Wirkungsgrade der Elektromotoren auf die Hunderteile, kurz, man beachtet auf das sorgfältigste alle für die Krafterzeugung und Kraftverteilung wirksamen Elemente, nur eines, der Schmierstoff, dessen physikalische und chemische Eigenschaften ebenfalls auf das genaueste bekannt sind, ist in seinem großen Einfluß auf den Wirkungsgrad der Bearbeitungsmaschinen im wesentlichen vernachlässigt worden. Man nimmt das Öl vertrauensvoll von seinem durch langjährigen Verkehr als zuverlässig erprobten Öllieferanten, schreibt manchmal die Viskosität, das spezifische Gewicht, den Flammpunkt usw. vor, ist zufrieden, wenn es „harz- und säurefrei“ ist, wenn vor allem gefährliches Warmlaufen der Maschinen oder Stillstände durch Festfressen ausbleiben, und sorgt nur, insbesondere heute, für seine sparsamste Verwendung an allen Gebrauchsstellen. Die Lagerkonstruktionen, die Ötzufuhr, der Ölumlauflauf im Lager, die Ölreinigung und Wiedergewinnung, alles dies sind Maßnahmen der Konstrukteure einerseits und der Betriebsingenieure andererseits, um die Verbrauchsmengen der Öle möglichst klein zu halten. Daß aber die richtige Auswahl der Ölsorten eine geradezu überraschend hohe Steigerung des Wirkungsgrades der gesamten Maschinenausrüstung einer Fabrik, von der großen Dampfmaschine angefangen bis zur kleinsten Werkzeugmaschine, haben kann, ist ein Gesichtspunkt, der bisher wohl nur in den seltensten Fällen beachtet worden ist. Es ist das Ziel der folgenden Erörterungen, diese wichtige Tatsache den Betriebsleitern mit allem, was man dazu wissen muß, nahezubringen. Der Einkauf, die Verwendung und die Überwachung bei Gebrauch der verschiedenen Ölsorten ist keine lediglich vom Kaufmann auszubehende Obliegenheit, sie verlangt den Betriebsfachmann und zwar unaufhörlich, denn genau wie bei der Verarbeitung von Eisen und Stahl hängt die Güte des Öles nicht nur von seinen physikalischen und chemischen Eigenschaften, sondern vor allem von seinen Arbeitseigenschaften ab, d. h. von dem Einfluß auf den mechanischen Wirkungsgrad der geschmierten Maschine; das ist in der Hauptsache die Eigenschaft des Öles, die den Namen Lagerreibung führt.

Die Materialprüfung hat den Zweck, die Konstanten der auf theoretischer Grundlage abgeleiteten Formeln zu ermitteln und in diesen Werten, die unabhängig von der Prüfmaschine, auf der sie gewonnen wurden, sind, eine

Vergleichsgröße für die verschiedenen Materialien untereinander zu gewinnen. Die notwendige Folge und Ergänzung dieser Untersuchungen waren die Übereinkommen der beteiligten industriellen und wissenschaftlichen Kreise zur Festlegung der Prüfungsnormen für die verschiedenen Materialien. Für Metalle, Holz, Leder und Papier ist eine leidlich gute Übereinstimmung dieser Vorschriften auf den verschiedenen wissenschaftlichen Kongressen erzielt worden, ebenso hat die Elektrotechnik ihre Prüfverfahren und Anforderungen recht genau festgelegt. Bei den fast noch mehr verbreiteten und in größeren Mengen im Handel umgesetzten Schmiermaterialien dagegen haben die verschiedenen Untersuchungsmethoden, sowohl der Chemiker wie der Materialprüfungsleute weder zu einem allseitig befriedigenden Prüfungsvorschlag und noch weniger zu einer Übereinstimmung der Prüfungsnormen geführt.

Ein Grund für diese auffällige Erscheinung liegt in der noch nicht voll entwickelten*) Theorie der Ölreibung, für die von den verschiedenen Forschern auch verschiedene Kriterien angegeben werden, die mehr oder weniger mit den Hauptanforderungen der Schmierfähigkeit (d. h. dem Gleiten der unverletzten Ölschicht zwischen Zapfen und Lager), bei verschiedener Belastung, Gleitgeschwindigkeit und Temperatur zusammenhängen.

Schmiermittel können chemisch-physikalisch und mechanisch-technisch untersucht werden. Zu den ersten

*) Literatur:

1. Handbuch der Chemie der Öle und Fette. Hrsg. von Ubbelohde 1908.
2. Holde, Untersuchung der Kohlenwasserstofföle und Fette sowie der ihnen verwandten Stoffe. 4. Aufl. Berlin, Verlag von Julius Springer.
3. J. Großmann, Die Schmiermittel. Wiesbaden, Kreidels Verlag.
4. Mitteilungen des K. K. Technologischen Gewerbemuseums in Wien, XVI. Jahrgang 1906.
5. Thurston, K. H., Friction and Lubrication.
6. Z. d. V. D. I. 1885, S. 837 (Tower).
7. Z. d. V. D. I. 1885, A. 451 (Woodbury).
8. Engg. 1884, S. 532 (Woodbury).
9. Z. d. V. D. I. 1902, S. 1882 (Thurston).
10. Z. d. V. D. I. 1905, S. 1162 (Dietmar).
11. Z. d. V. D. I. 1898, S. 536 (Kapff).
12. Mitteilungen aus der mechanisch-technischen Versuchsanstalt. VIII. Jahrgang 1890. I. Heft (Martens).
13. Z. d. V. D. I. 1909, S. 515 (Wendtl).
14. Ossag-Broschüren.
15. Glückauf 1908, S. 1598 (Hoffmann).
16. Gumbel, Das Problem der Lagerreibung, Monatsblätter des Berliner Bez.-Ver. d. Ing. 1914, S. 87.
17. Kutzbach, Gemeinsame Probleme des Maschinenbaues, Z. d. V. D. I. 1915, S. 890.

Untersuchungen gehören die Feststellung des Englergrades (Viskosität), des spezifischen Gewichtes, des Kältepunktes, des Säuregehaltes, des Vorhandenseins von harzenden Bestandteilen, wie auch die Messung der Zersetzlichkeit von Mischungen von Mineralzylinderölen mit fetten Ölen durch hochgespannten Dampf (Spaltbarkeit), die Prüfung der Öle auf ihre Reinheit zur Ermittlung ihrer Verunreinigungen und Verfälschungen, die Bestimmung des Flammpunktes und gegebenenfalls auch der Verdampfungsmenge.

Bei der mechanisch-technischen Untersuchung handelt es sich um die Ermittlung der Reibungszahlen (Lagerreibung), die bei verschiedenen Temperaturen im Betriebe auftreten.

Der Englergrad gibt die Zähigkeit (Viskosität) des Öles an. Unter Zähigkeit versteht man die Arbeit,

Thermometer c eingebracht. Der Behälter a ist von einem offenen Mantel e umgeben, der zur Aufnahme des Wärmebades dient, und in dem sich zur Regelung der Wärmeverteilung ein Rührer d befindet. Der Englergrad ist bestimmt als das Verhältnis der Auslaufzeiten von 20 ccm Öl bezogen auf die Auslaufzeit von ebensoviel Wasser von 20° C (= 1 gesetzt) aus dem Engler Viskosimeter unter den festgesetzten Bedingungen. Der Englergrad kann durch die Überführungsformel von Ubbelohde: $Z = 4,072 E - \frac{3,513}{E}$,

worin Z den Zähigkeitsfaktor und E den Englergrad bedeuten, in den Zähigkeitsfaktor umgewandelt werden.

Dieser Zähigkeitsfaktor kommt der spezifischen Zähigkeit schon nahe und kann nach Angabe von Ubbelohde als technisches Maß direkt benutzt werden.

Mit Hilfe des Zähigkeitsfaktors wird dann gefunden:

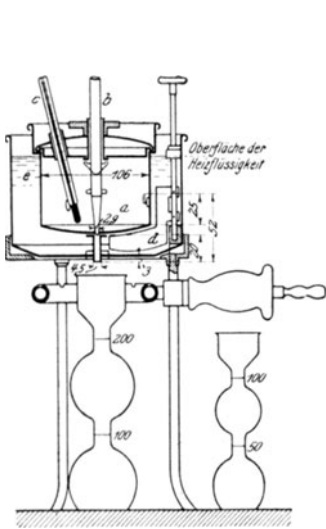


Fig. 1. Engler-Viskosimeter.

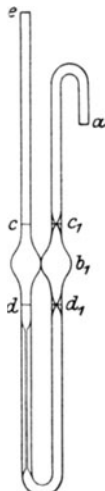


Fig. 2. Kapillare.

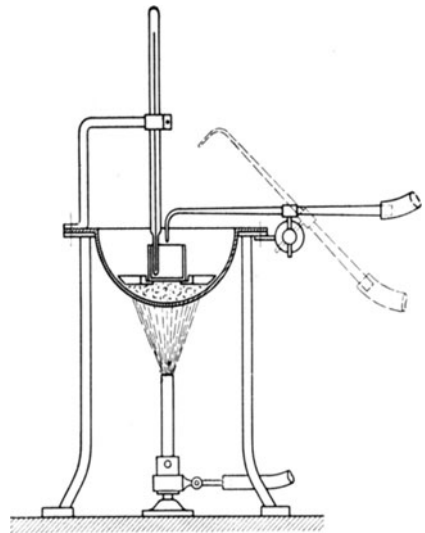


Fig. 3. Entflammungspunkt.

die nötig ist, um die kleinsten Teile des Öles übereinander zu bewegen, d. h. die innere Reibung des Öles (Ubbelohde 1908 — Handbuch S. 340). In der Praxis wird die innere Reibung (ausgedrückt in CGS-System) bzw. die spezifische Zähigkeit selbst (bezogen auf Wasser von 20° als Einheit) mit Rücksicht auf die Schwierigkeit ihrer Ermittlung nicht bestimmt, sondern man bestimmt den Englergrad, Flüssigkeitsgrad (zum Unterschied zur inneren Reibung) mittels des Engler-Viskosimeter, der mit der spezifischen Zähigkeit nicht genau übereinstimmt, weil das zu ihrer Ermittlung angewandte Gesetz von Poiseville nur für Kapillaren gilt und für größere Abmessungen nicht anwendbar ist*).

Der vielverbreitete Engler-Apparat** (Viskosimeter Fig. 1) besteht aus einem Behälter a, der innen vergoldet ist und mit einem mit Isoliermasse gefüllten Deckel bedeckt wird. Der Boden ist nach unten ausgebaucht; in der Mitte der Ausbauchung befindet sich das Ende des aus Platin hergestellten Ausflußrohres, dessen Öffnung mit dem Holzstab b verschlossen wird. Im Deckel ist durch eine Öffnung das

1. Die spezifische Zähigkeit Z nach der Formel $Z_{spez} = Z \cdot s$.
2. Die absolute Zähigkeit im C. G. S.-System nach der

$$\text{Formel } Z_{abs} = Z \cdot s \cdot 0,01797 \frac{\text{g}}{\text{cm sec.}}$$

In diesen Formeln bedeutet s das spezifische Gewicht der Flüssigkeit beider Versuchstemperaturen, der Zahlenfaktor 0,01797 die Zähigkeit des Wassers von 0° im C. G. S.-System. Mit Hilfe der oben erwähnten Formeln werden die Tabellen zum Englischen Viskosimeter berechnet, aus denen dann allen Englergraden entsprechende Zähigkeitsfaktoren entnommen werden können.

Die Zähigkeit in absolutem Maß und als spezifische Zähigkeit wird mit der von Ubbelohde angegebenen Kapillare (Fig. 2) bestimmt. Man füllt die Kapillare von e aus durch Saugen bei a, bis die Flüssigkeit von c bis d, reicht. Nun wird die Zeit beobachtet, die notwendig ist, damit ein bei e angeschlossener konstanter Druck die Flüssigkeit bis c₁ hinaufdrückt. Diese Kapillare schaltet den Einfluß des spezifischen Gewichtes aus. Das Verhältnis dieser Zeit bei der Versuchstemperatur zur Zeit, die Wasser von 20°C zu demselben Vorgang braucht, ergibt die spezifische Zähigkeit.

Spezifisches Gewicht.

Die Bestimmung des spezifischen Gewichtes dient als Kennzeichen für die Klassifizierung von Mineralölen bestimmter Herkunft sowie als Identitäts- und Verteilungsprobe, die aber mit der Güte des Öles in keinem Zusammen-

* Die Poiseville'sche Formel lautet:

$$\mu = \frac{\pi p r^4}{8 v l}$$

In der Formel ist μ die absolute innere Reibung, p der Druck in g/qcm, r der Radius der Ausflußkapillare, l ihre Länge in cm, v das ausgeflossene Volumen in cm³, t die Ausflußzeit der Sekunden.

** Holde, Z. d. V. D. Ing. 1912, S. 1415.

hange steht. Sie geschieht nach den üblichen Methoden für flüssige Stoffe. Es kommen hier in Anbetracht das Aräometer (Senkwage), die verschiedenen Systeme von Pyknometern*) usw.

Unter Kältepunkt versteht man die Temperatur, bei der die Öle zu erstarren beginnen. Man bestimmt den Kältepunkt mit Hilfe von Kältemischungen. Z. B. wird das in Reagenzgläser eingefüllte Öl nacheinander in verschiedene bei ihrem Gefrierpunkte gesättigte Salzlösungen gebracht, die man durch ein Viehsalz-Eisgemisch zum Gefrieren bringt.

Entflammungspunkt.

Der Schmierwert eines Öles ist im allgemeinen von der Höhe des Flammpunktes unabhängig, aber ein warmlaufendes Lager kann unter Umständen mit Hilfe von hochentflammbaren Ölen in Betrieb erhalten werden und aus diesem Grunde ist manchmal ein hoher Flamm- und Zündungspunkt erforderlich. Der von den preußischen Staatsbahnen verwendete Apparat (Fig. 3) besteht aus einem Porzellantiegel, der in einer Blechschale auf Sand ruht. Ein

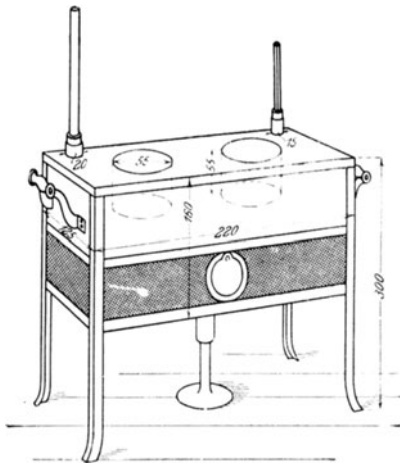


Fig. 4. Verdampfungsapparat.

Thermometer ragt in den Tiegel hinein, so daß der Quecksilberkopf vollständig von Öl umspült ist. Der Bunsen-Brenner unten dient zur Erwärmung, die langsam und vorsichtig zu erfolgen hat, damit an keiner Stelle Überhitzung eintrete. Ist die Temperatur, bei der das Öl geprüft werden soll, erreicht, so wird die Ölläche mit der Flamme des rechts befindlichen Schwenkbrenners bestrichen. Die Erwärmung wird so lange fortgesetzt, bis ein Aufflammen oder eine schwache Explosion entsteht.

Zündpunkt.

Der Zündpunkt wird mit Hilfe eines offenen Porzellantiegels bestimmt, der ungefähr 40 mm Ø und 40 mm Höhe hat. Der Tiegel wird bis etwa 5 mm unter den Rand gefüllt, bis zur Hälfte in ein Sandbad gestellt und mit voller Flamme bis zur Erreichung des Flammpunktes erhitzt. Die Erwärmung soll langsam vor sich gehen. Wenn die Temperatur 10° C über den Flammpunkt gestiegen ist, prüft man von 2° zu 2° C mit dem Lämpchen so lange, bis ruhiges Brennen der entweichenden Gase eintritt.

Verdampfung.

Wenn Öl lange Zeit besonders hohen Temperaturen (Anlassen, Härten) ausgesetzt ist, ergibt sich die Notwendig-

*) Unter Pyknometer versteht man eine Flasche mit eingeschliffenem Stopfen, der eine kapillare Durchbohrung besitzt.

keit, die bei einer bestimmten Temperatur verdampfende Ölmenge zu bestimmen. Diese Untersuchung wird in dem in Fig. 4 angegebenen Apparat ausgeführt, indem eine bestimmte Menge Öl in den offenen Tiegel erhitzt wird. Nach längeren Versuchen wird die entwichene Dampfmenge durch Zurückwägen der Gefäße ermittelt.

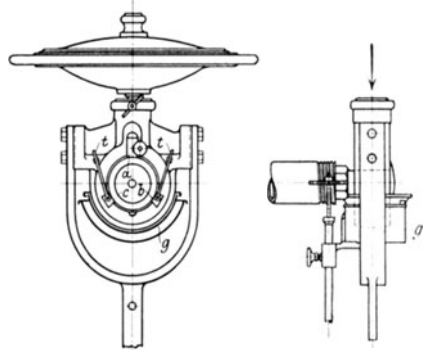


Fig. 5. Ölprüfmaschine von Martens.

Die Ursachen des Dickwerdens und Härten des Schmieröle, das Vorhandensein von Säuren und „fetter“ Öle in Mineralölen werden meist durch chemische Verfahren festgestellt. Es genügt hier auf die Literatur (Ubbelohde, Großmann Holde) noch einmal hinzuweisen.

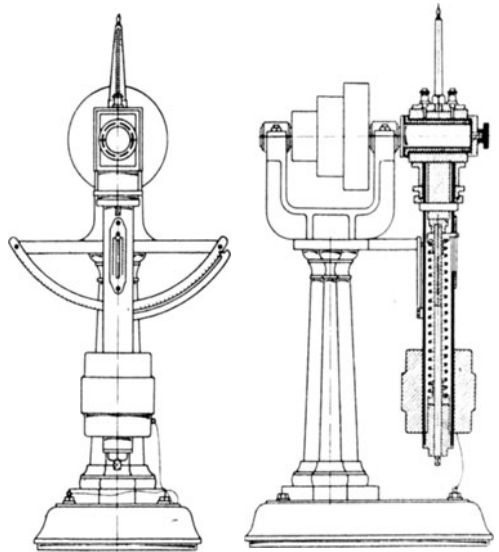


Fig. 6. Ölprüfmaschine von Thurston.

Von besonderer Wichtigkeit für die Ölprüfung ist außer der Viskosität die sogenannte Lagerreibung. Sie ist nach dem heutigen Stande unserer Kenntnisse nicht eindeutig durch die Viskosität bzw. den Zähigkeitsfaktor bestimmt, da, wie wir später sehen werden, Öle ganz gleicher Viskosität durchaus verschiedene Lagerreibung besitzen können.

Es gehen daher die mechanischen Ölprüfmaschinen auf die Bestimmung der Lagerreibung des Öles aus; die wichtigsten Maschinen dieser Art sollen daher im folgenden beschrieben werden.

Die mechanischen Ölprüfmaschinen von Mar-

tens, Thurston u. a. verwenden einen sich drehenden, zylindrischen Zapfen in einem gleichen Lager, wobei Lager oder Zapfen belastet werden. Die Schwierigkeit in der Anwendung dieser Maschinen liegt in der Erhaltung des gleichen Zwischenraumes zwischen Welle und Lager, der bei den verschiedenen Versuchen auf Hundertstel Millimeter gleich bleiben soll, und auf der unverletzten und gleichen Beschaffenheit der Reibungsflächen in der Maschine.

Die Martens-Maschine (Fig. 5) besteht im wesentlichen aus einer wagrecht gelagerten Welle mit Versuchszapfen von 10 cm Durchmesser und 7 cm Länge, die durch Riemenantrieb auf 110, 220 und 440 Uml./Min. gebracht werden kann, aus dem auf dem Zapfen reitenden Pendelkörper mit drei Lagerschalen und aus der Schreibvorrichtung, die den Pendelausschlag (Maß der Reibungszahl) als Schaulinie aufzeichnet. Der Lagerdruck wird durch einen Druckerzeuger hervorgerufen, der die drei Lagerstücke a, b und c gegen den Zapfen preßt.

Zur Aufnahme des Schmiermaterials dient ein doppelwandiges Gefäß, das die untere Hälfte des Pendelkörpers umfaßt. Die im innern Gefäß befindliche Schmierölmenge ist so bemessen, daß der Zapfen etwa 1 cm tief in das Öl

Körper b überträgt seine Bewegung mittels eines Hebels h auf den Schreibstift s, der die charakteristischen Kurven der Schmierstoffe selbsttätig auf einen sich ebenfalls selbst-

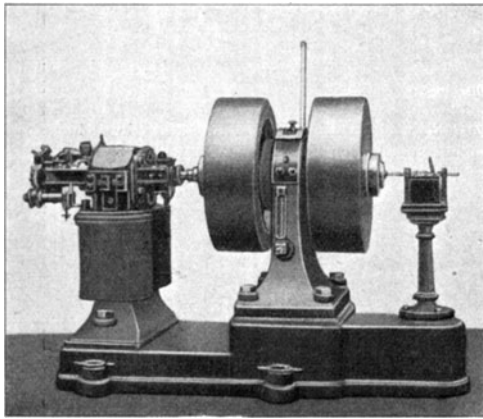
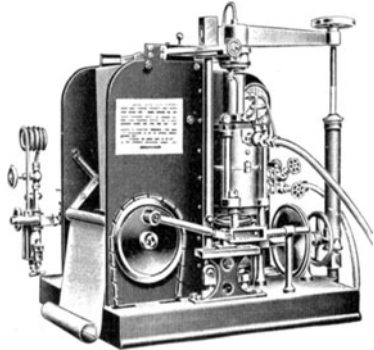


Fig. 7. Ölprüfmaschine von Dettmar.

eintaucht. Die Lagerwärme wird an den beiden seitlich in die unteren Lagerschalen eingelassenen Thermometern t abgelesen.

Die Thurston-Maschine (Fig. 6) beruht auf der Zapfenreibung, die dadurch erzeugt wird, daß sowohl die obere wie die untere Lagerschale gegen den Zapfen angepreßt wird. Das Ganze erhält dadurch den Charakter einer Bremsvorrichtung mit Backenbremsen. Die Versuchsreihen entsprechen daher nicht den üblichen Verhältnissen von Tragzapfen, bei denen stets nur die eine Seite des Lagers belastet ist. Aus dem Grunde ist auch das Eindringen des Öles in die backenbremsartig wirkenden Lagerschalen gestört, jedenfalls erheblich gegen die Wirklichkeit verändert.

Der Ölprüfapparat von Dettmar* (Fig. 7) benutzt zwar wieder das Zapfenlager mit umlaufendem belastetem Zapfen, benutzt aber als Kriterium an Stelle des Beharrungszustandes der Reibung das Auslaufverfahren.

Bei der Maschine der Ölwerke Stern-Sonneborn-Hamburg: Wendt-Ossag A. G. (Fig. 8–10), wird der zu prüfende Schmierstoff zwischen zwei sauber plan aufeinander geschliffenen Körpern a und b verrieben. Der angetriebene Körper a wird entweder dauernd in einer Richtung oder hin- und hergehend gedreht. Der durch Drehung des Körpers a, je nach Beschaffenheit des Schmiermaterials mitbewegte

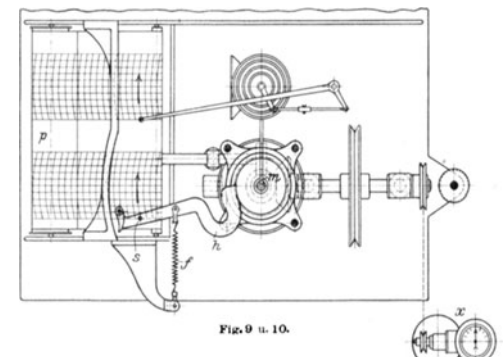
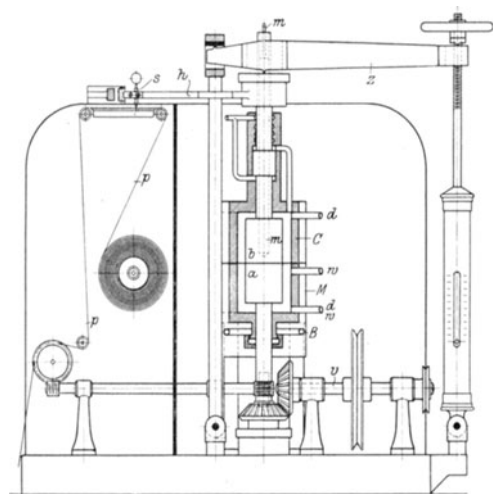


Fig. 9 u. 10.

Fig. 8–10. Wendt-Ossag Ölprüfmaschine (Ölwerke Stern-Sonneborn).

tätig abwickelnden Papierstreifen p verzeichnet. Die auftretende Reibung wird durch eine geeichte Spiralfeder f, die an dem Hebel h befestigt ist, gemessen.

Die Maschine liefert ununterbrochene Schaulinien über

*) Z. d. V. D. I. 1905, S. 1161, Fig. 2.

die ganze Versuchsdauer und somit in sich leicht vergleichbare Ergebnisse.

Es lassen sich also Versuche auf einer Maschine nur wieder mit anderen Versuchen auf derselben, oder, unter Anwendung der nötigen Vorsicht, einer gleich konstruierten Maschine vergleichen. Versuche auf verschiedenen mechanischen Ölprüfmaschinen sind infolge ihrer verschiedenen Konstruktion und des großen Einflusses von Form und Material sowie Abnutzung der Reibungsflächen auf die erhaltenen Reibungszahlen unter keinen Umständen miteinander vergleichbar, wenn man auch bei dauernder Verwendung derselben Maschine und ihrer sorgfältigen Instandhaltung Reibungszahlen erhält, die mit genügender Vorsicht einen Vergleich des Verhaltens verschiedener Schmieröle in einer Arbeitsmaschine erlauben.

Der Nachweis jedoch, ob die auf dem Engler- bzw.

einer amtlichen Prüfstelle zu beantragende Untersuchung angewiesen, die wieder durch die in den meisten Fällen nicht sofort mögliche Erledigung eine Entscheidung hinausschiebt und so den Betrieb der Fabrik stört. Noch gefährlicher wird es, wenn die Verwendung von Sonderölen bei Anwendung ungeeigneter Untersuchungsmethoden falsche Schlüsse bedingt.

Zur Aufklärung dieser Frage und gegebenenfalls Auffindung eines auch für den Verbraucher gangbaren Weges, verschiedene Öle im eigenen Betrieb so zu untersuchen, daß die erhaltenen Vergleichszahlen sich gegebenenfalls in eine Leistungsparsnis in KW umrechnen lassen, wurden im Versuchsfeld für Werkzeugmaschinen an der Technischen Hochschule zu Berlin Vergleichsversuche mit verschiedenen im Handel erhältlichen Ölen gemacht.

Um von den Einwirkungen der verschiedenen Ölprüfmaschinen und ihrer Veränderung durch Abnutzung und

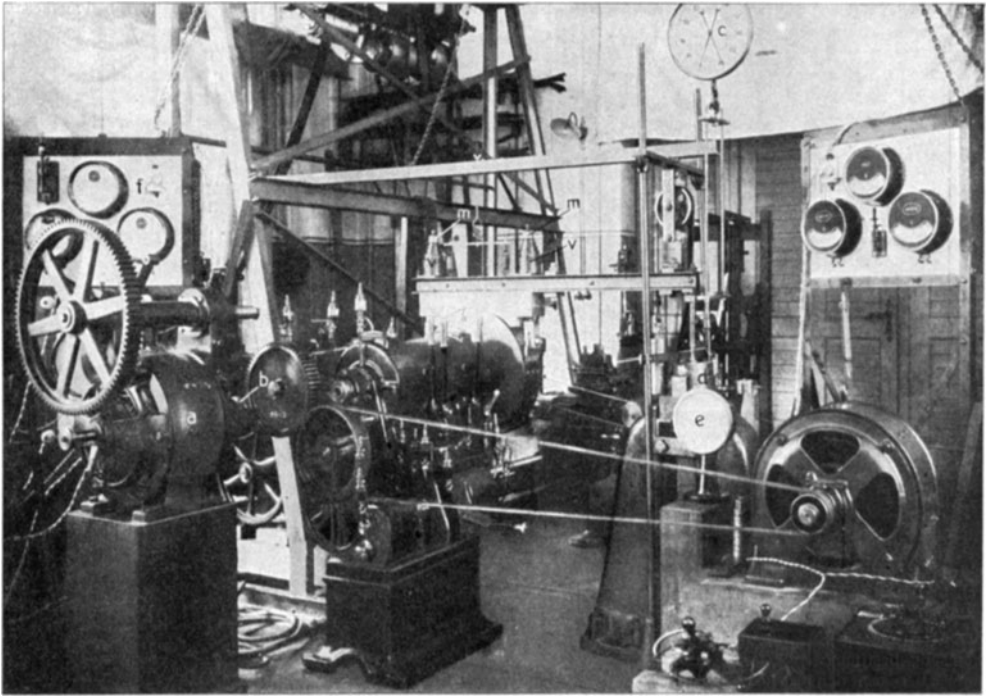


Fig. 11. Einscheiben-Drehbank als Ölprüfmaschine.

Kapillar-Viskosimeter erhaltenen Vergleichszahlen gesetzmäßig mit den auf einer mechanischen Ölprüfmaschine gewonnenen Werten übereinstimmen, ist bis jetzt noch nicht einwandfrei erbracht worden. Denn, wenn auch frühere von Ubbelohde angestellte Untersuchungen dies zu beweisen schienen, so haben in letzter Zeit im Versuchsfeld für Werkzeugmaschinen der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin vorgenommene Versuche mit besonders behandelten Ölen derartige Abweichungen der Reibungswerte bei derselben Viskosität gezeigt, daß die Behauptung des fehlenden allgemein gültigen Nachweises der Übereinstimmung gerechtfertigt erscheint.

Da nun der einfache Engler-Apparat für den Betrieb demnach erst in zweiter Linie verwendbar ist, die mechanische Ölprüfmaschine aber teuer und für einen normalen Fabrikbetrieb schwierig zu bedienen und instandzuhalten ist, so ist heute der Verbraucher auf die Vergleichszahlen der liefernden Firmen, die keine unmittelbare Berechnung der Leistungsparsnis durch verschiedene Öle gestatten, oder auf eine bei

Behandlung unabhängig zu sein, andererseits auch die Versuche unter tatsächlichen Betriebsverhältnissen zu machen, wurde als leitender Gedanke der Untersuchung festgesetzt, daß irgendeine einfache Arbeitsmaschine, die jedoch vollständig eingelaufen sein muß, als Ölprüfmaschine dienen sollte, und zu diesem Zweck nacheinander mit den zu untersuchenden Ölen zu schmieren sei.

Bei den in Frage stehenden Versuchen wurde der Spindelstock einer neuen Schnelldrehbank (Fig. 11 u. 12) mit unmittelbarem elektrischem Antrieb verwendet. Auf das Spindelgewinde wurde eine möglichst große Bremscheibe aufgeschraubt und auf diese irgend eine Bremse für veränderliche Belastung mit selbstanzeigenden Bremsdruckmessern (Federwagen oder Meßdose) aufgesetzt. Ein Umdrehungszähler *e* an der Spindel und ein KW-Messer *f* bzw. Volt- und Ampere-Messer, am Motor *a*, Luft- und Ölthermometer, vervollständigen die Versuchseinrichtung, die demnach so einfach und leicht herzustellen ist, daß ihre Aufstellung auch im gewöhnlichen Betrieb möglich ist.

Die Untersuchung geht folgendermaßen vor sich: Man läßt die Maschine reichlich mit dem zu untersuchenden Öl schmieren und dann mit verschiedenen Spindelumdrehungszahlen bei stufenweise gesteigerter Belastung laufen, wobei man zu jeder abgebremsten Leistung eine bestimmte elektrische Brutto-Leistung beobachtet, die sämtliche mechanischen, elektrischen und Wärmeverluste enthält. Gleichzeitig beobachtet man die Temperatursteigerungen des Öles im Spindelkasten. Bei denselben Arbeitsgeschwindigkeiten und Belastungen bestimmt man die Bruttoleistungen bei sämtlichen anderen zu vergleichenden Ölen.

Werden diese Beobachtungen bei erreichtem oder nahezu erreichtem Beharrungszustand des Triebwerkes gemacht, so wird man finden, daß die Ablösungen an den elektrischen Meßinstrumenten bei denselben Belastungen der Bremse bei einem Öl auch bei oftmaliger Wiederholung des Versuches nur sehr wenig voneinander abweichen und eine für diese Zwecke genügend niedrige Fehlergrenze der Beob-

achtung ergeben. So läßt sich z. B. im Betrieb eine Fehlergrenze von ± 3 vH leicht erreichen.

Weiter muß man die Motorverluste entweder kennen oder durch eine gesonderte elektrische oder mechanische Bremsung bestimmen. Im allgemeinen sind diese Kurven*) aber von den Lieferanten der Motoren auf Verlangen zu erhalten, so daß man sich diese Arbeit meist ersparen kann. Die Verluste im Motorvorgelege lassen sich entweder unmittelbar durch Abschätzung oder durch eine Bremsung des betreffenden Getriebes bestimmen; sie bilden übrigens nur einen gleichbleibenden Einflußfaktor. Nun kann man sich aus den Ablösungen am KW-Messer die an die Antriebswelle des Spindelstockes abgegebene Bruttoleistung berechnen, die an der Bremse abgegebene Leistung davon abziehen und erhält als Differenz die Reibungs- und Erwärmungsverluste im Spindelstock. Diese Zahlen sind nun für jedes Öl charakteristisch und verschieden. Je nachdem, ob diese Werte bei dem in dem betreffenden Betrieb gewöhnlich verwendeten Öl größer oder kleiner als bei den andern zu vergleichenden Ölen sind, ist das Vergleichsöl besser oder schlechter als das bisher verwendete.

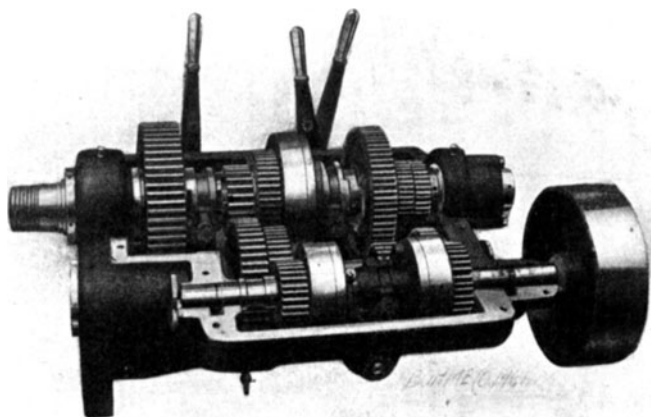


Fig. 12. Spindelkasten der Einscheibenbank von Franz Braun-Zerbst.

achtung ergeben. So läßt sich z. B. im Betrieb eine Fehlergrenze von ± 3 vH leicht erreichen.

Weiter muß man die Motorverluste entweder kennen oder durch eine gesonderte elektrische oder mechanische Bremsung bestimmen. Im allgemeinen sind diese Kurven*) aber von den Lieferanten der Motoren auf Verlangen zu erhalten, so daß man sich diese Arbeit meist ersparen kann. Die Verluste im Motorvorgelege lassen sich entweder unmittelbar durch Abschätzung oder durch eine Bremsung des betreffenden Getriebes bestimmen; sie bilden übrigens nur einen gleichbleibenden Einflußfaktor. Nun kann man sich aus den Ablösungen am KW-Messer die an die Antriebswelle des Spindelstockes abgegebene Bruttoleistung berechnen, die an der Bremse abgegebene Leistung davon abziehen und erhält als Differenz die Reibungs- und Erwärmungsverluste im Spindelstock. Diese Zahlen sind nun für jedes Öl charakteristisch und verschieden. Je nachdem, ob diese Werte bei dem in dem betreffenden Betrieb gewöhnlich verwendeten Öl größer oder kleiner als bei den andern zu vergleichenden Ölen sind, ist das Vergleichsöl besser oder schlechter als das bisher verwendete.

Trägt man sich dann für jede Schaltung der Maschine die Unterschiede zwischen den Reibungsverlusten der Vergleichsöle und des bisher verwendeten Normalöles als Ordinaten für die entsprechenden Bremswerte als Abszissen auf,

so erhält man Schaulinien, die ein zusammenhängendes, umfassendes Bild über das Verhalten der einzelnen Öle unter allen im betreffenden Betriebe vorkommenden Verhältnissen ergeben. Es wird sich deutlich zeigen, welches der Öle bei großer oder kleiner Lagerbelastung, bei großer oder kleiner Spindelgeschwindigkeit am besten arbeitet, welches die Lagertemperatur am meisten erniedrigt bzw. noch bei hoher Lagertemperatur seine Schmierfähigkeit behält, alles Fragen, die den Betriebstechniker unmittelbar interessieren. Der Leistungsgewinn beim Leerlauf der Maschine für irgend eines der Vergleichsöle ergibt, bezogen auf den Leerlaufsbedarf dieser Maschine bei Schmierung mit dem bisher verwendeten Normalöl, eine Verhältniszahl, die unmittelbar auf die übrigen ähnlichen Maschinen des Betriebes übertragen werden kann und eine unmittelbare Berechnung der Ersparnis an Kraftbedarf für den Antrieb erlaubt. Überlegt man, daß der Kraftbedarf der Transmissionen und der Leerlauf der Maschinen in den meisten

Betrieben den Hauptverbrauch an Leistung erfordern, so wird man den Wert dieser Zahlen schätzen.

Ein aus dem Betrieb genommenes Beispiel soll dies erläutern:

Eine Werkstätte für Massenfabrikation kleiner Teile enthält:

- | | |
|---------------------------|----------------------------|
| 1 Senkrechtbohrmaschine | bis zu 40 mm-Löcher, |
| 2 Senkrechtstoßmaschinen | rd 400 Hublänge, |
| 6 Wagerechtoßmaschinen | rd 4—500 Hublänge, |
| 18 Universalfräsmaschinen | rd 220 x 1100 Tischfläche, |
| 5 Drehbänke | rd 180 Spitzhöhe, |
| | 1000 Drehlänge, |
| 2 Schnellbohrmaschinen, | |

alles neue, zum Teil mit Einscheibenantrieb ausgestattete Maschinen. Der Antrieb der Werkstätte erfolgt durch einen Drehstrommotor von 15 KW bei 320 Volt und 25 Perioden. Bei normalem Betrieb zeigt das Amperemeter Schwankungen zwischen 35 und 40 Ampere, die von dem Einfluß der Stoßmaschinen herrühren. Beim Leerlauf, also stillstehenden Maschinen, verbrauchen Transmission, Deckenvorgelege und die Einscheibenantriebe rd 28 Ampere, so daß man bei einem Leistungsgewinn von 20 vH im Leerlauf durch Verwendung eines besser geeigneten Schmieröles 5,6 Ampere, also rd 16 vH des reinen Arbeitsbedarfes*) ersparen würde.

*) Bei Drehstrom ist die Leistung nicht direkt proportional der Amperezahl.

*) Vergl. WT. 1915, S. 341, Fig. 3—6.

Es ergibt sich also eine Prüfung, die mit einfachen, überall vorhandenen Mitteln ohne besondere Vorbildung durchzuführen ist, verschwindend kleine Anlagekosten erfordert und bei einiger Sorgfalt, trotzdem diese Untersuchungsmethode auf den ersten Blick der Ölprüfung auf einer der bekannten Maschinen gegenüber langwieriger und mühevoller erscheint, vollständig umfassende und ausreichende Werte ergibt, die für die Praxis unmittelbar verwendbar sind. Es lassen sich sogar die auf den mechanischen Ölprüfmaschinen erhaltenen Reibungswerte bei sorgfältiger Rechnung kontrollieren.

Im Versuchsfeld für Werkzeugmaschinen an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin wurde eine derartige Untersuchung mit fünf Schmierölen ausgeführt, u. zw. mit Öl R. M. O. Russisches Maschinenöl (bisher verwendetes Normalöl),
 „ V. I. Voltol-Gleitöl I,
 „ V. II. „ „ 2,
 „ K. I. Kompoundiertes Öl I,
 „ K. II. „ „ 2.

Die Untersuchung sollte nach den eingangs erwähnten Gesichtspunkten die Fragen entscheiden:

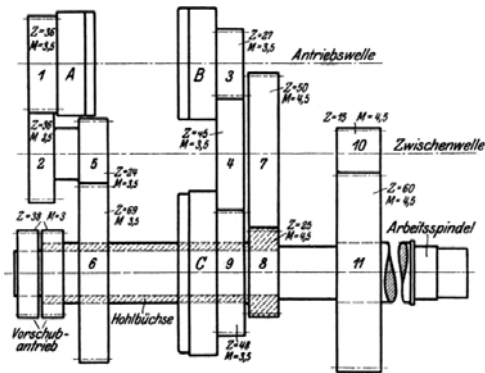


Fig. 13. Räderschaltungsschema der Versuchsmaschine.

1. Ist die Verwendung des in Friedenszeiten bei uns meist üblichen russischen Maschinenöles vorteilhaft, oder lassen sich bei geeigneter Ölauswahl so bedeutende Ersparnisse im Kraftbedarf erzielen, daß der Ersatz durch besondere (gegebenenfalls teurerer) Öle gerechtfertigt erscheint?
2. Ergeben die von Ölfirmen nach Einsichtnahme in die zu schmierenden Maschinen und nach Kenntnis aller Verhältnisse als bestgeeignet empfohlenen Öle auch wirklich die gewünschten Leistungserparnisse?
3. Ist ein Rückschluß von den Engler-Zahlen oder aus ihnen abgeleiteten Kennwerten (Ubbelohde) auf die Leistungserparnisse im Betriebe zulässig, bzw. ist die Übereinstimmung derselben mit den Angaben der bestehenden Ölprüfung vorhanden und den Betriebsversuchen entsprechend?
4. Ist das hier eingeschlagene Prüfungsverfahren nach seinen Ergebnissen auch geeignet, im Betriebe allgemein brauchbare und übertragbare Ergebnisse zu liefern oder in welchen Grenzen?

Versuchsordnung.

Zur Ausführung der Versuche wurde eine normale Schnelldrehbank (Fig. 11) verwendet, die von einem Motor a mittels Rohhauttriebes und Stirnrad b (23 bzw. 65 Zähne) angetrieben wurde.

Fig. 11 zeigt den Versuchsstand (Seite 23),
 Fig. 12 einen Einblick in den Spindelkasten (Seite 24),
 Fig. 13 das Räderschaltungsschema.

Es ist ein Spindelstock verwendet, bei dem sämtliche Räder dauernd umlaufen, so daß die in den Zähnen sich ergebenden Verluste nur um den Unterschied der Reibungsverluste bei belasteten und unbelasteten Rädern von einer Schaltung zur anderen sich ändern. Dieser Betrag wird gegenüber den ständig umlaufenden 6 Wellenlagern und 2 Lagerungen der großen Büchse zu vernachlässigen sein. Da der Spindelstock als Ölkasten ausgebildet ist, in dessen Innenraum eine richtige Ölzerstäubung (sichtbar) auftritt, so ist eine gleichmäßige Ölstaubschmierung aller offenen Teile gewährleistet.

Fig. 14.
Geschwindigkeiten-Schaltungsschema.

Schaltung	Spindelumdrehungen in der Minute*)	Gesamtzahl der Räder im Spindelkasten	Zahl der Wellen im Spindelkasten	Leertlaufende Räder	Belastete Räder
	36 36				
		24 69			
				27 (43) 50 (48)	15 60
1	9,25	11	5	3	8
				I 354	27
				24	IV 15
				212	37
				69	25
				74	80
					V 9,25
2	15,4	11	5	3	8
				I 36	27
				354	24
				69	20
				123	61,5
					25
					60
					V 15,4
3	25	11	5	4	7
				I 354	27
				36	IV 15
				48	99,5
				199	25
					60
					V 25
4	41,4	11	5	3	8
				I 36	27
				354	15
				69	50
					165,5
				331	25
					60
					V 41,4
5	74	11	5	7	4
				I 354	27
				24	IV 15
				212	37
				69	25
				74	80
					V 74
6	123	11	5	7	4
				I 36	27
				354	15
				69	50
					123
					V 123
7	199	11	5	8	3
				I 354	27
				36	IV 15
				48	99,5
				199	25
					60
					V 199
8	331	11	5	7	4
				I 36	27
				354	15
				69	50
					331
					V 331

Im ganzen sind acht verschiedene Schaltungen und dementsprechend sollen die Spindelumdrehungszahlen 11, 17, 28, 46, 81, 135, 220, 370/min verfügbar sein, wodurch man in weitesten Grenzen abweichende Gleitgeschwindigkeiten und dementsprechend wechselnde spezifische Lagerdrücke erhält.

Aus dem Schaltungsschema (Fig. 14) ist ersichtlich, welche Räder unter Druck und welche leer bei den verschiedenen Schaltungen laufen. Wie sich bei den Versuchen ergab, hatte jedoch die große Hohlbüchse (Fig. 13) den größten Einfluß auf den Leistungsbedarf des Spindelstockes, je

*) Die erste Welle (I) lief in Wirklichkeit etwas langsamer als vorgeschrieben.

nachdem sie fest (Schaltungen 5–8) mit der Hauptspindel verbunden war oder auf ihr mit abweichender Geschwindigkeit (Schaltungen 1–4) lief.

Die Abbremsung erfolgte mit einer vereinigten Band-

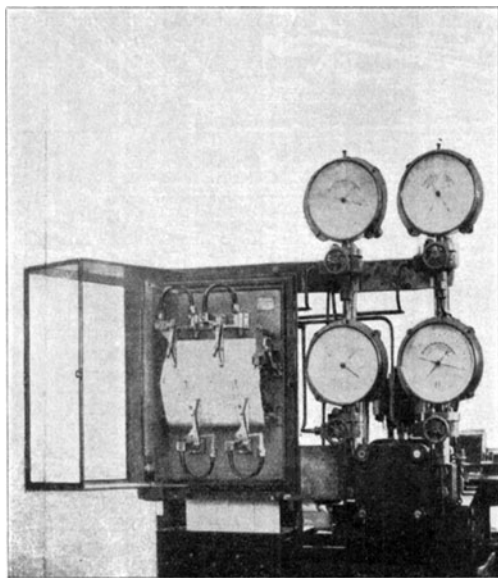


Fig. 15. Vierfache selbstschreibende Meßdosen-Druckmeßeinrichtung des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen zu Berlin für Drehbänke.

und Backenbremse, bei der Bremsbacken und Bremsband mit Ferrodo-Fiber belegt waren, wodurch man ein sehr ruhiges Laufen der Bremse erhielt und von einer Kühlung der Bremsscheibe absehen konnte. Die Bremsscheibe war vorn offen und mit durchgehenden Rippen versehen, so daß eine kräftigere Luftkühlung bei schnellerem Umlaufen erzielt wurde. Leider mußte die Bremse selbst labil aufgehängt werden, da die Spitzenhöhe der zur Verfügung stehenden Bank nicht ausreichte, Bremsbacken und Bremshebel nach unten zu legen. Da aber die ganze Bremse in einem federnden Parallelogramm aufgehängt und das Übergewicht des Bremsarmes durch das in der Fig. 11 sichtbare Gegengewicht ausgewuchtet war, ist dieser Fehler fast ausgeglichen. Die verschiedene Belastung der Bremse erfolgte durch stärkeres oder schwächeres Anziehen der Muttern *m m*, wobei durch die zwischengeschalteten Evolutfedern *v v* eine allmähliche und fein regelbare Belastung der Bremse ermöglicht wurde.

Der Bremsdruck, aus dem die Nettoleistung an der Spindel berechnet wird, wird entweder an der Federwage *c* oder der Meßdose *d* abgelesen, die vorher einer Kontrolleinrichtung unterzogen wurden. Für die kleineren Bremsdrucke ist die Federwage genauer, während bei unruhiger Bremse und großen Belastungen die Meßdose das brauchbarere Instrument darstellt. Der Übergang von einem Meßinstrument zum anderen, ist durch die Größe der verwendeten Meßdose gegeben, falls man keine Sondereinrichtung einer Meßdose mit auswechselbaren Meßbereichen*) verwenden will. Ein brauchbares Verhältnis ist eine Federwage von 50 kg Tragkraft, die bei den Versuchen bis höchstens 25 kg verwendet wird, und eine Meßdose von rund 500 kg, wobei man bei genügend ruhiger Zeigerstellung bis auf 400 kg Bremslast gehen kann.

Zur Bestimmung der minutlichen Spindelum-

drehungszahl verwendet man am besten eines der bekannten Tachometer *e*, die an die Spindel oder Bremscheibe angeschlossen sind und ständig umlaufen, da ihre Fehlergrenze gleich*) bleibt. Beobachtet man mittels Stoppuhr und unmittelbarem Abzählen, so muß man, um sicher zu sein, wenigstens drei Minuten abzählen; doch versagt diese Methode wohl bei den meisten Beobachtern bei rd. 150 Umdrehungen minutlich. Statt dessen kann man auch einen Umdrehungszähler *e* mit der Spindel kuppeln und mit der Stoppuhr eine bestimmte Anzahl Umdrehungen, je nach der Spindelgeschwindigkeit abstoppen. Zur Kontrolle wird es sich immer empfehlen, ein zweites Tachometer ständig an die Motorwelle angeschlossen zu halten.

Die elektrischen Meßinstrumente *f*, also KW-Messer oder Volt- und Amperemesser müssen gleichzeitig mit den übrigen Instrumenten abgelesen werden.

Zur Messung der Öltemperatur kann man entweder das Hauptlager der Spindel, das an allen Änderungen der Umdrehungszahl teilnimmt, herrichten, was aber ein Anbohren der Lagerschale bedingt und nur vorsichtig ausgeführt werden kann, oder man mißt einfach die Temperatur des Öles im Ölkasten. Da dieses im fortwährenden Umlauf begriffen ist und seine sowie des Spindelkastens große Masse einen einmal erreichten Beharrungszustand nicht sobald ändert, erhält man mit größter Wahrscheinlichkeit Mittelwerte für die Temperatursteigerung des Öles, die von den meisten Beobachtungsfehlern frei sind. Außerdem ist der letzte Weg einfacher und leichter und beschädigt die Maschine selbst nicht. Selbstverständlich muß auch die Lufttemperatur vor und während der Versuche bestimmt werden.

Bei derartigen Versuchen sind gewisse Vorsichtsmaßregeln notwendig, da sonst die Richtigkeit sämtlicher Ergebnisse aufs Spiel gesetzt wird.

Vor allem muß die benutzte Versuchsmaschine (Drehbank) vollständig eingelaufen sein, u. zw. bei allen Schaltungen, so daß nicht durch Begleitumstände

hervorgerufene Reibung und Erwärmung unvermutet auftreten. Man erkennt dies am besten, wenn man in jeder Schaltung die Bank längere Zeit hindurch leer laufen läßt und durch Messung der Temperatur des Öles im Spindelkasten und der elektrischen Leistung am Schaltbrett in bestimmten, anfangs kleinen, später größeren Zeitabschnitten feststellt, wie lange es dauert, bis die Bank den Beharrungszustand erreicht

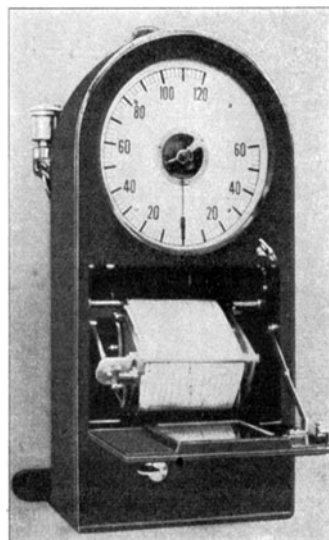


Fig. 16. Tachograph der Deutawerke-Berlin.

hat. Trägt man diese beiden Ableesungen in Schaubildform mit der Zeit als Abszisse auf, so erhält man asymptotisch zur X-Achse verlaufende Kurven, aus denen man leicht jene Zeit entnehmen kann, die die Bank vor Anstellung der

*) WT. 1915, S. 344, Fig. 20.

*) Wirbelstromtachometer (Deuta-Werke-Berlin).

eigentlichen Versuche leer laufen muß. In dem Fall der beschriebenen Versuche genügten im Mittel zwei Stunden Leerlauf, um den Beharrungszustand zu erreichen, wenigstens blieben die weiteren Abweichungen innerhalb der Fehlergrenzen der Beobachtungen.

Eine weitere Schwierigkeit liegt in der gleichzeitigen Ablesung aller Instrumente. Um nicht zuviel Beobachter für derartige Versuche anstellen zu müssen, empfiehlt es sich, möglichst viele selbstschreibende Instrumente zu verwenden, bei denen man die Ablaufgeschwindigkeit der Papierstreifen — also den Maßstab für die Abszissen —, die Zeit, gleich wählt, so daß man von einem markierten Punkt aus alle anderen verfolgen kann. Natürlich kommt man auch mit etwas geübten Beobachtern, die man sich in kurzer Zeit darauf einschulen kann, mit den Ableseinstrumenten genau so weit, ja vielleicht noch weiter, da die Genauigkeit der Selbstschreiber stets unter der der Anzeigeinstrumente liegt. Aus diesen Ursachen herrührende Fehler machen sich

als zu wenig zu schmieren, außer die Untersuchung soll sich auch auf den geringsten Ölverbrauch erstrecken.

Versuchsergebnisse.

Die gleichzeitig erhaltenen Versuchsergebnisse werden getrennt nach:

1. Öl- und Maschinentemperatur,
 2. Wirkungsgrad der Maschine.
- Dazu tritt im Falle eines Ölverbrauchsversuches
3. verbrauchte Ölmenge in kg/St./KW.

Es ist klar, daß bei gleicher Lagerbelastung, gleichen Gleitgeschwindigkeiten und nicht zu großen Unterschieden

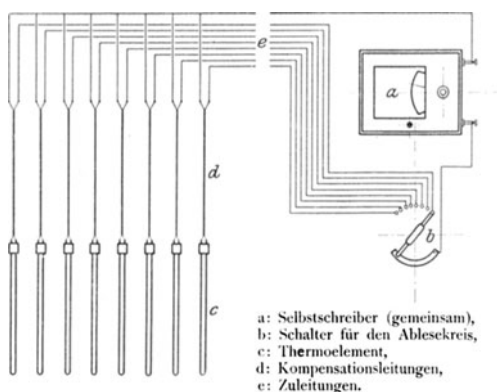


Fig. 17.

Selbstschreibende Thermometer von Keiser & Schmidt-Charlottenburg.

deutlich durch scheinbar unerklärliche und ungesetzmäßige Abweichungen bemerkbar, die erst durch Vergleich verschiedener gleichzeitiger Versuchsreihen erkannt werden können.

Derartige selbstschreibende Apparate sind sämtlich bei den führenden Firmen im Handel erhältlich und bei einiger Aufmerksamkeit auch leicht instand zu halten.

Fig. 15 zeigt eine vom Versuchsfeld konstruierte selbstschreibende Meßdoseneinrichtung für Druckmessung, Fig. 16 einen selbstschreibenden Umdrehungszähler der Deutawerke (Tachograph), Fig. 17 ein 8-faches selbstschreibendes Thermometer bzw. Pyrometer von Keiser & Schmidt für Temperaturmessungen, Fig. 18 ein selbstschreibendes Wattmeter von Siemens & Halske für Energiemessungen.

In diesem Fall, wo es sich um Untersuchung der Öle handelte, mußte vor jedem Versuche mit einem neuen Öl der Spindelstock auseinandergenommen, sorgfältig gereinigt und durchgewaschen werden, worauf das neue Öl eingefüllt und die Bank in Betrieb gesetzt wurde. Die Bank lief hierauf unter 2- bis 3 maligem Ablassen und Neueinfüllen derselben Ölsorte im Leerlauf, so daß man sicher sein konnte, daß alle Lager und Reibungsstellen auch einwandfrei mit dem ungemischten, reinen neuen Vergleichsöl geschmiert waren. Ist die Bank, wie hier, mit Tropfölen versehen, so muß man alle auf eine bestimmte und bei allen Vergleichsölen gleiche Tropfenzahl mit der Stoppuhr einstellen. Sind dagegen nur einfache Tropfkappen vorgesehen, so schraubt man am besten gute Tropföler mit sichtbarem Tropfenfall an ihrer Stelle ein. Es ist bei solchen Versuchen jedenfalls besser, zu reichlich

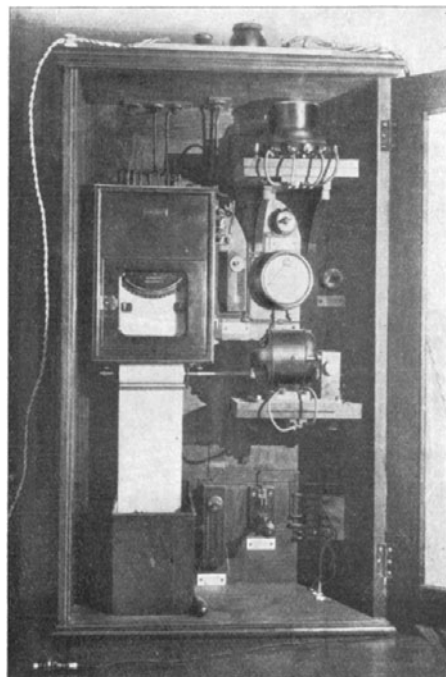


Fig. 18. Funkenschrift-Wattmesser.

in der Lufttemperatur die Temperaturerhöhung des Öles und der Maschine vom Anlaufen bis zum Erreichen des Beharrungszustandes aus dem Ausgleich der in den Lagern erzeugten Reibungswärme und der vom Spindelstock an die umgebende Luft abgegebenen Wärme herrührt. Solange die Erwärmung rein örtlich an den Lagerstellen ist, wird die erzeugte Reibungswärme an die nächstliegenden noch kalten Stellen, das Öl im Spindelkasten und den noch kalten Spindelkasten abgegeben. Nun steigt die Temperatur dieser Teile, worauf auch eine Wärmeabgabe vom Spindelkasten an die umgebende Luft beginnt, die, solange der Temperaturunterschied zwischen Luft und Spindelkasten noch klein ist, gering ist. Daher wird die Temperatur des Öles und Spindelstockes noch weiter steigen. Die Wärmeabgabe wird jedoch mit steigender Temperatur des Spindelstockes immer größer, bis die in den Lagerstellen erzeugte Reibungswärme gleich der von der Spindelstockoberfläche nach außen abgegebenen Wärme ist; die Temperatur bleibt von jetzt ab gleich, der Beharrungszustand ist eingetreten.

Je geringer nun bei derselben Leistung und Umdrehungszahl die erzeugte Reibungswärme ist, desto besser schmiert das Öl, und je besser seine Wärmeleitungsfähigkeit ist, desto schneller wird das Öl eine durch andere Umstände erhöhte

Erhitzung der Lager ableiten, die Lager auf einer niedrigeren Temperatur erhalten.

Die Versuche ergaben ziemlich beträchtliche Unterschiede zwischen den einzelnen Ölen in dieser Hinsicht (Fig. 19).

darin enthaltene Öl während der 14-stündigen Pause (abends, nachts, morgens) zwischen je zwei Tagesversuchen die Temperatur der umgebenden Luft angenommen hat.

Die Lufttemperatur ändert sich durch die günstige

Temperatursteigerungen.

Ölorten	Datum	Schaltung*)	Maschine läuft von	Beobachtung			Ergebnisse gegenüber der Anfangstemperatur		
				Zeit	Luft ° C.	Öl ° C.	Zeit	Luft ° C.	Öl**) ° C.
Russ. Masch.-Öl (R. M. O.)	2. 6.	II—VIII	8 ^h 10 Vm. bis 5 ^h 1—1 ^h 30 Pause	12 ^h 3 ^h 40 4 ^h 25	24 26 26,2	34,5 35,5 37	a) 4 Stdn. b) 9 Stdn.		10,5 13
	4. 6.	III—VIII I—V	8 ^h Vm. 1—1 ^h 30 Pause	9 ^h 40 11 ^h 40 12 ^h 40 5 ^h	24 24,2 25 25,8	30 30 34 36,4	5 Stdn. 9 Stdn.	1 1,8	10 12,4
V. I	4. 8.	I—VIII	8 ^h Vm.	11 ^h 15 4 ^h 30	24 24,6	30 33,8	9 Stdn.	0,6	9,8
	5. 8.	I—VIII	7 ^h 45 1—1 ^h 30 Pause	10 ^h 15 12 ^h 45 3 ^h 05 3 ^h 30	21,2 22,2 22 22,9	24,6 29 29 30,8	5 Stdn. 9 Stdn.	1 1,7	7,8 9,6
V. II	18. 7.	I	11 ^h 30	12 ^h 40	21,6	23,5			
	19. 7.	II—V	8 ^h	10 ^h 15 12 ^h 35	20,5 21	25,5 29,8	5 Stdn.	0,5	9,3
	21. 7.	VI—VIII	7 ^h 45	10 ^h 30 12 ^h 30	18,3	22,5 28,3	5 Stdn.		10
	22. 7.	V—VIII	8 ^h	10 ^h 10 11 ^h 30	18 18,3	23 27,8	4 Stdn.	0,3	9,8
K. I	7. 8.	I—VIII I—III	7 ^h 45 1—1 ^h 30 Pause	10 ^h 30 1 ^h 3 ^h 25 4 ^h 50	19,5 20,8 21,8 21,2	28,8 30,5 30,5 33,8	5 Stdn. 9 Stdn.	1,3 1,7	10,5 14,3
	8. 8.	IV—VIII	7 ^h 40	10 ^h 25 12 ^h	19,0 19,5	28 32,8	4 Stdn.	0,5	13,8
K. II	31. 8.	I—V	8 ^h	10 ^h 50 12 ^h 30	22,5 23,2	28,3	5 Stdn.	0,7	5,8
	1. 8.	VIII I—VIII	8 ^h 1—1 ^h 30 Pause	10 ^h 30 1 ^h 05 3 ^h 30	21,8 23 24,5	30,4 31,8 32,8	5 Stdn. 9 Stdn.	1,2 2,7	10,0 11,0

*) Vergl. Fig. 14 Schaltungschema.

**) Hier ist der Unterschied zwischen Anfangstemperaturen früh morgens und der Temperatur vor der Mittagspause bzw. am Versuchsende eingetragen.

Fig. 19.

Im allgemeinen lief die Maschine vor jedem Versuch zwei Stunden leer, worauf der Reihe nach die verschiedenen Schaltungen mit stufenweise gesteigerter Belastung durchgebremst wurden. Eine halbstündige Pause mittags hatte auf die Temperatur im Spindelkasten kaum einen Einfluß und wurde deshalb für die Feststellung der Temperaturerhöhung bei Tagesbetrieb unberücksichtigt gelassen. Als Anfangstemperatur des Öles wurde die jeweilige Lufttemperatur beim Beginn der Abbremsung — also nach Erreichung des Beharrungszustandes — gewählt, während die nicht in die Tabellen aufgenommene Lufttemperatur beim ersten Anlassen der Bank auch die gleichzeitige Öltemperatur darstellt, da der Spindelstock und das

Lage (dauernder Schatten) des Versuchsfeldes im Laufe eines Tages nur wenig (Fig. 19).

Aus der Zahlentafel sind die Temperatursteigerungen für die einzelnen Ölorten zu ersehen, die nach 5-stündigem Betrieb, vom Beginn der Bremsung an gerechnet, über die zu diesem Zeitpunkt beobachtete Lufttemperatur erhalten wurden. Diese sind:

V. I 9,7° C,
V. II [11,8° C] (gerechnet)*),

*) Da nach der Zahlentafel das R. M. O. und V. I in der Zeit von 12—4^h im Mittel 2,1° stiegen, so wurde diese Zahl zu der beobachteten Zeit bei V. II addiert, sodaß die errechnete Zahl 11,8° C zum Vergleich herangezogen werden kann.

K. I 14,3° C,
K. II 11,0° C.
R. M. O. 12,7° C.

Der Unterschied zwischen der Endtemperatur bei R. M. O. und dem besten V.Öl beträgt nur rd. 3° C, was

Belastungen und Gleitgeschwindigkeiten bestimmt werden und daraus auf eine Veränderlichkeit der Schmierfähigkeit eines Öles geschlossen werden. Die Bremskurven (Fig. 21) sind angenähert grade oder schwach gekrümmte Linien, aus denen man zwar die zulässigen und beobachteten Abwei-

Analysendaten und Reibungswerte.

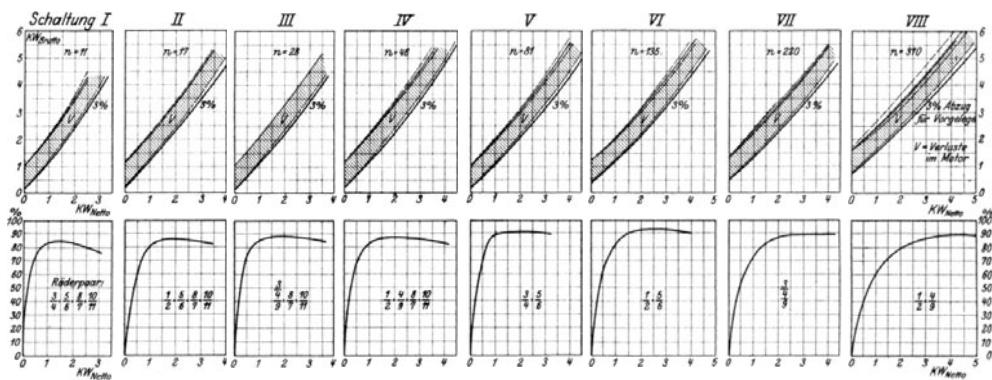
Bezeichnung der Öle	Flamm-punkt	Brenn-punkt	spez. Gewicht bei 15°	spez. Gewicht bei 30°	spez. Gewicht bei 50°	Viskos. bei 50° (Engler)	Viskos. bei 30° (Engler)	spez. Zähig-keit bei 50° (Ubbelohde)	spez. Zähig-keit bei 30° (Ubbelohde)	Rei-bungsw. im Mittel	Be-merkungen
R. M. O.	206	246	0,909	0,903	0,891	6,75	20,1	23,9	73,4	195	10 kg Belastung- 0,6 m Umfangs- geschwindig- keit 30° Temperatur
V. II	185	225	0,893	0,889	0,877	6,82	14,9	23,9	53,5	90	
V. I	190	228	0,902	0,893	0,881	7,82	18,4	27,8	65,7	110	
K. I	209	257	0,915	0,907	0,898	7,13	21,4	25,5	78,7	175	
K. II	204	248	0,907	0,898	0,886	3,86	9,69	13,0	34,8	115	

Fig. 20

aber schon 25 vH der gesamten Temperaturerhöhung entspricht.

Es zeigt sich hierbei, daß das Öl V. I trotz doppelt so hoher Viskosität (Fig. 20) eine geringere Temperatursteigerung ergibt als das nur halb so viskose K. II.

chungen, also die Fehlergrenze der Beobachtung entnehmen kann, doch läßt sich aus ihnen ein Vergleich der verschiedenen Ölsorten nicht ziehen. Die Abweichungen der einzelnen Beobachtungsreihen erscheinen in diesen Kurven nicht allzu hoch, wenn man die unvermeidlichen Beobachtungsfehler



oben: Bremskurven unten: Wirkungsgradkurven.

Fig. 21.

Ebenso zeigt sich, daß das compoundierte Öl K. I, das im Preise bedeutend höher liegt als das R. M. O., eine um 4,6° C größere Temperaturerhöhung bewirkt, gleich rd. 50 vH der des bestgeeigneten Öles, V. I.

Nebenversuche an einer schweren Bohrmaschine ergaben, daß bei Verwendung des V. II die Lagertemperatur gegenüber Schmierung mit R. M. O. von 50° auf 35° C fiel. Aus den Temperaturwerten wurden keine weiteren Schlüsse gezogen.

Bremskurven.

Durch die vollständige Durchbremsung der Maschine sollte der Wirkungsgrad*) des Getriebes bei den verschiedenen

am schwingenden Zeiger des Druckmessers der Bieme in Betracht zieht. Man kann sie in den meisten Fällen mit innerhalb ± 2,5 vH gegen die Ausgleichende ansetzen. Die verhältnismäßig wenig Beobachtungen mit größerem Fehler sind den Begleitumständen der Versuche, die wechselnde Beobachter mit verschiedener Versuchserfahrung bedingten, zuzuschreiben. Zur Beurteilung der Ölleistung und zum Vergleich der Abbremsungsergebnisse mußten auf durchaus gleicher Grundlage stehende Verhältniszahlen herangezogen werden. Diese sind in den Wirkungsgradlinien des Räderkastens (Fig. 21 untere Hälfte für eine Ölsorte) zu finden.

man bei richtig konstruierten Einscheibendrehbänken, die außerordentlich hohen Wirkungsgrade für die mittlere Leistung von 80 bis über 90 vH erreichen kann, die also denen der besten Riemenscheibendrehbänke durchaus gewachsen sind. Es kommt offenbar darauf an, nicht nur die Käder gut zu schneiden, sondern sie vor allen Dingen sicher zu lagern und die Lagerungen selbst auf das sorgfältigste auszuführen und für parallele Lage der Wellen untereinander zu sorgen.

*) Die Wirkungsgradkurven (Fig. 22), die hier an einer Einscheibendrehbank mit großer Sicherheit ermittelt wurden, zeigen im Gegensatz zu den Untersuchungen von Jones, WT. 1915, S. 129, daß

In den Schaubildern (Fig. 22 u. 23) ist als Wirkungsgrad die Größe

$$\eta = 100 \frac{N}{N_B} \text{ vH}$$

aufgetragen, worin

- N die abgebrenste Leistung,
- N_B die bei Schmierung mit dem jeweiligen Versuchsöl beobachtete Bruttoleistung an der Einscheibenwelle = der Ablesung am Schaltbrett, vermindert um die Motorverluste und die Verluste im Stirnrädervorgelege, bedeutet.

Da alle Abbremsungen bei den verschiedenen Ölsorten bei denselben immer wiederkehrenden Spindelumdrehungszahlen, also gleicher Getriebechaltung, gemacht waren, so ergeben sich in den waggerchten Feldern aus dem Vergleich der einzelnen Kurven die Unterschiede im Verhalten der verschiedenen Öle, während aus den senkrechten Kolonnen die Änderung im Verhalten desselben Öles bei verschiedener Gleitgeschwindigkeit erscheint. Dabei darf aber in unserem Fall nicht übersehen werden, daß bei allen Versuchen eine Welle dauernd mit derselben Umdrehungszahl und, wie sich aus dem Schaltbild (Fig. 14) ergibt, von Schaltung 5 an die große Büchse mit der Hauptspindel gekuppelt lief. Demzufolge zeigt sich in den Wirkungsgradlinien eine Wiederholung des Verhaltens von Schaltung 1—4 in 5—8.

Das Bild aller Wirkungsgradlinien (Fig. 22 u. 23) ist im großen und ganzen dasselbe: rasches, fast gradliniges Ansteigen, an das sich mit gleichmäßiger Krümmung ein flachsteigender oder bei den höchsten Leistungen wieder fallender Linienzug anschließt.

Bei den niederen Umdrehungszahlen (Schaltung 1 u. 2) haben die Wirkungsgradlinien aller untersuchten Öle die ausgesprochene Neigung, nach Erreichung eines Höchstwirkungsgrades wieder umzukehren. Dasselbe gilt für die ersten vier Schaltungen des R. M. O. und für eine größere Anzahl Schaltungen des Öles K. II, woraus sich schließen läßt, daß diese Öle bei schweren Belastungen ungünstig arbeiten werden. Diesem Schluß widerspricht das Verhalten des Gleitöles V. II nicht, das nach Angabe des Lieferanten für schwere Belastungen hergestellt ist, da es entsprechend seinem Aufbau auch für eine Lufttemperatur von 50° am geeignetsten ist. Daraus erklärt sich auch der auffallend niedrige Wirkungsgrad bei den ersten Schaltungen. Daß jedoch dieses Öl bei viel schwereren Belastungen und obiger Temperatur an einer großen Bohrmaschine mit Erfolg gearbeitet hat, wurde bereits angeführt.

Wenn man berücksichtigt, daß gemäß Zahlentafel Fig. 20 das Öl K. II infolge seiner nur halb so großen Viskosität aus dem Vergleich ausscheidet, so kann man feststellen, daß zwischen den Ölen V. I und K. I kaum

ein Unterschied im Verhalten erkennbar ist und daß sie dem R. M. O. überlegen sind.

Zieht man auch K. II heran, so erkennt man, daß der Wirkungsgrad des Getriebes bei den drei Ölen mindestens 5 vH höher liegt als beim R. M. O. und dem für diesen Zweck nicht richtig ausgewählten und daher nicht besonders geeigneten V. II.

Es lassen sich also aus diesen Kurven bereits Unterschiede im Verhalten der verschiedenen untersuchten Öle feststellen, ebenso innerhalb der verschiedenen Belastungen bei demselben Öl, doch verlangt die Unterscheidung zuviel Mühe, da die Übersicht über die vielen gleichartigen Kurven nicht leicht ist.

Ein viel deutlicheres Bild ergibt die Zusammenstellung des Leistungsgewinnes in KW (Fig. 24), der als Differenz des Leistungsverbrauches der Bank an der Riemscheibe bei Schmierung mit dem zu untersuchenden Öle und dem R. M. O. erhalten wird. Diese Zahl gibt auch die unmittel-

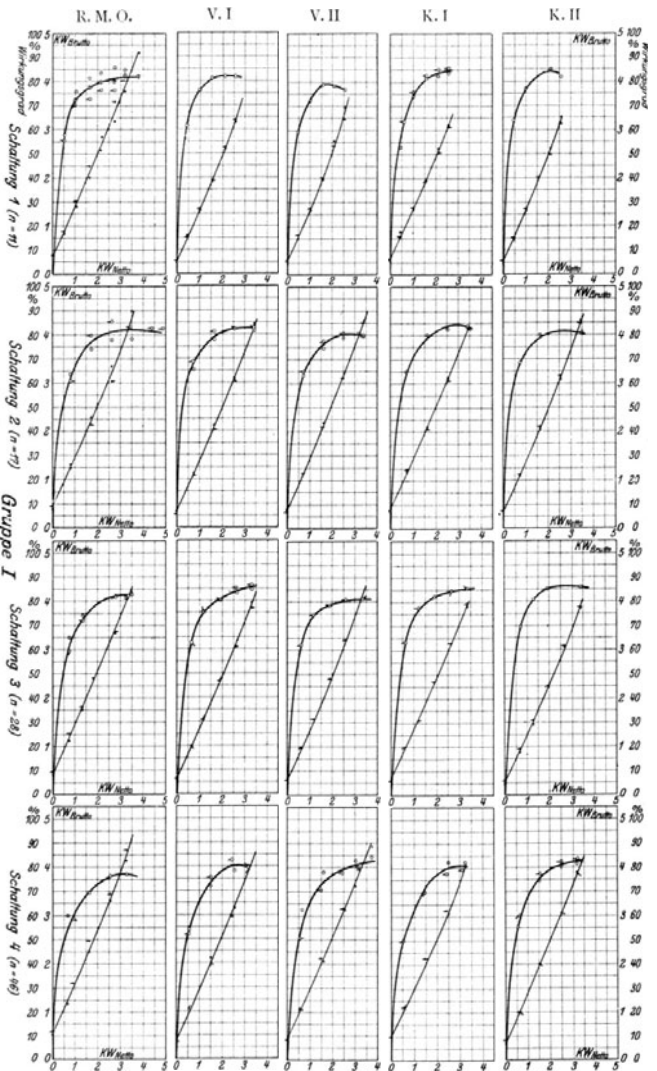


Fig. 22 u. 23. Wirkungs-

bare Antwort auf die gestellten Fragen 1 und 2: Wieviel erspart man an Kraft, wenn man von der Schmierung mit dem R. M. O. auf ein anderes übergeht?

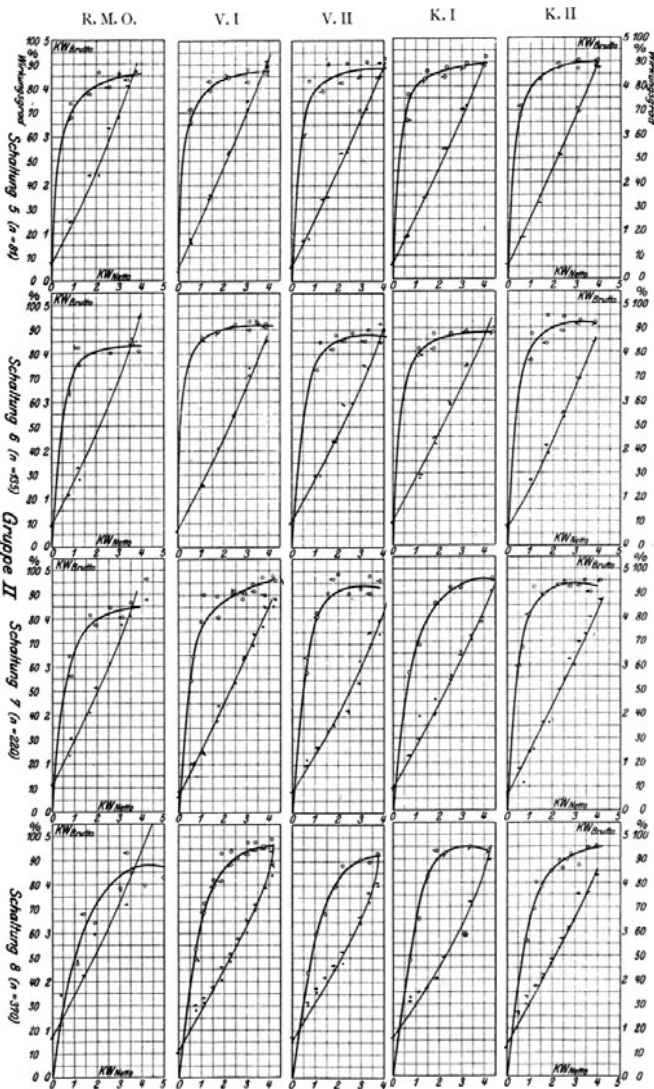
Die Kurven des Leistungsgewinnes geben in KW oberhalb der Nulllinie die Leistungersparnis gegenüber dem R. M. O.-Öl und unterhalb der Nulllinie den Mehrverbrauch an, bei gleicher Bremsleistung an der Arbeitsspindel. Hier zeigt sich noch ausgeprägter als in den Wirkungsgradkurven die Wirkung der großen Spindelbüchse; es sieht in der Tat so aus, als ob man zwei verschiedene Getriebe untersucht hätte. Sie zeigen auch von Schaltung 1—4 und 5—8 ein derartig übereinstimmendes Verhalten in sich, daß man dies als einen schönen Beweis für die praktische Empfindlichkeit der Methode ansehen kann. Bei den langsamen Umdrehungszahlen (Schaltung 1, 2) ist ein Einfluß der gesteigerten Belastung nicht zu merken, eher ist das Gegenteil anzunehmen. Es ist zu vermuten, daß bei geringer Gleitgeschwindigkeit und hohem Druck in den

am meisten belasteten Lagern und dem verhältnismäßig hohen Öldruck die Ölschicht ihren Zusammenhang*) verliert und unter Umständen ungeschmierte Flächen aufeinander gleiten, also die Verluste steigen. Vergleicht man die bei den verschiedenen Schaltungen eingezeichneten Geraden der Umfangskräfte P auf einen Nenn-Spindeldurchmesser von 100 mm bezogen, so erklärt sich dies von selbst. Bei jedem größeren Abfall des Lagerdruckes, also einer geringeren Neigung der P/100 mm ϕ -Kurve, ergibt sich auch eine günstigere Lage der Leistungskurve (vgl. Schaltung 2 auf 3; 5 auf 6 und 6 auf 7). Sämtliche untersuchten Öle sind also bei schwerer Belastung der Lager und langsamer Umdrehungszahl der Hauptwellen ungeeignet, also ist unter diesen Verhältnissen kein Gewinn gegenüber dem R. M. O. herauszuholen, während sie für leichterbelastete, mittelschnell laufende Wellen bereits beträchtliche Ersparnisse gewährleisten. Ein Vergleich der einzelnen Öle untereinander ist nur in allgemeinen Zügen möglich, da man, ohne den ganzen der Untersuchung zugrundeliegenden Zweck zu stören, nicht einzelne Punkte aus diesen Kurven herausgreifen kann. Gerade die volle Ausdehnung der Versuche über das Gebiet aller verwendeten Umdrehungszahlen und Belastungen, macht den Wert dieser Untersuchungsmethode gegenüber den aus einzelnen Punkten bestehenden Angaben der anderen Prüfungen aus.

Am ausgesprochensten ist bei dem für die unrichtige Temperatur von 50° gewählten Öle V. II die ungeeignete Verwendung ersichtlich (vgl. im Gegensatz dazu S. 32 die Viskositätsziffern dieses Öles und des K. II), obgleich es immer noch mit dem R. M. O. in Wettbewerb treten kann. Dagegen steht es unbedingt unter den vorliegenden Arbeitsbedingungen hinter den drei anderen Ölen zurück (Schaltung 5 gibt ein zu undeutliches Bild und Schaltung 7 scheint eine Unrichtigkeit zu enthalten, deren Grund hinterher nicht mehr feststellbar war).

Dagegen liegen das V. I und das K. II ausgesprochen hoch, so daß sie den Bereich der Schmiererfordernisse dieser Bank von allen untersuchten Ölen am besten decken. Das K. I hält sich zwischen diesen beiden, obwohl es bei den höheren Belastungen eine auffallende Steigerung des Leistungsgewinnes erkennen läßt.

Die aus den KW-Kurven ersichtlichen Leistungsgewinne sind immer noch zu individuelle Zahlen, um allgemeine Schlüsse zuzulassen, wenn man auch aus den Linien deutlich genug das für einen Betrieb günstigste Öl herausfinden kann, indem man entweder die mittlere Ordinate aller Flächen bei den verschiedenen Schaltungen; eines jeden Öles sucht und das Öl, dem die höchste mittlere Ordinate zugehört, als das beste anspricht oder, je nach den besonderen Bedingungen gerade die Leistungen und Schaltungen herausgreift, die dem betreffenden Betrieb entsprechen, und deren mittlere Ordinate zum Vergleich heranzieht. Will man dagegen die gefundenen Werte auf ähnliche Verhält-



*) Vgl. Kutzbach, Zeitschr. d. Ver. Deutsch. Ing. 1915, Heft 44, S. 890 ff.

nisse an anderen Maschinen übertragen, so geht man am besten von den Verhältniskurven (Fig. 25) $\frac{N_M - N_V}{N_M}$ aus, d. h. man setzt die Leistungsparsnis eines jeden Öles gegenüber dem R.M.O.-Öl an allen Beobachtungsstellen ins Verhältnis zu der bei der gleichen Bremsleistung beobachteten Bruttoleistung bei dem Vergleichsöl, die man aus seinem Betrieb kennen muß.

Diese Kurven sehen ganz anders aus und lassen viel weitergehende Schlüsse zu. Selbst wenn auch nach den KW-Kurven die Leistungsparsnis mit der Belastung steigt, so hält sie doch keineswegs gleichen Schritt mit ihr, sondern

V. II in 6 von 8 Kurven dauernd die tiefste Lage inne hat, immer aber noch zum größten Teil positiv ist, also eine Leistungsparsnis gegenüber dem R. M. O. aufweist.

Es ergibt sich also, daß für mittlere Betriebsverhältnisse alle vier untersuchten Öle dem R. M. O. überlegen sind, das V. II die geringsten, das K. II und das V. I dagegen die größten Ersparnisse ergeben. Der Wert der Ersparnisse äußert sich am deutlichsten im Leerlauf, wo man bis zu 20–30 vH des Kraftbedarfes bei Schmierung mit R. M. O. gewinnt. Da nun die Leerzeiten bei den meisten kleineren Werkzeugmaschinen sicher mit 40 vH der Laufzeit angesetzt werden können und bei den mittleren Belastungen auch noch 8–10 vH

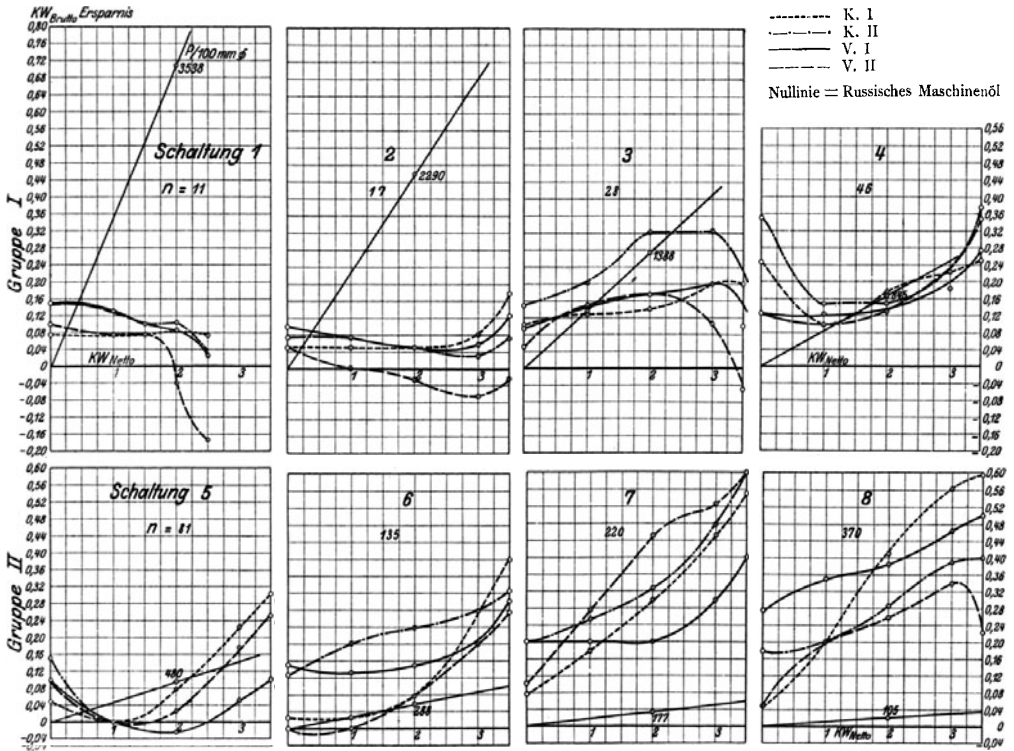


Fig. 24. Leistungsgewinn in KW.

fällt eher umgekehrt in viel stärkerem Maße. Bei den geringen Leerlaufbelastungen der Maschine macht sich der Einfluß der verbesserten Schmierung um so eher bemerkbar und ergibt das überraschende Bild einer Leistungsparsnis im Leerlauf von rd 25 bis 30 vH gegenüber dem R. M. O.-Öl.

Auffallend ist das abweichende Verhalten der beiden „behandelten“ Voltol-Öle V. I und V. II, die bei den beiden ersten Schaltungen ziemlich parallel verlaufen, während bei der 3.–5. Schaltung kaum ein merkbarer Unterschied in der mittleren Leistungsparsnis bemerkbar sein wird, da die Kurven sich mehrfach schneiden, also ungefähr übereinander liegen. Dagegen liegt bei den geringen Belastungen und hohen Umdrehungszahlen der Wirkungsgrad des V. II auf einer tieferliegenden, dafür aber gleichbleibenden Höhe. Die beiden komponentierten Öle K. I und K. II verhalten sich trotz erheblicher Viskositätsunterschiede mehr einander gleich, da ihre Leistungskurven angenähert parallel liegen. Im allgemeinen ist die Entfernung der Kurven des V. I und der beiden komponentierten Öle voneinander gering, während das für die 50° Temperatur ausgewählte

erspart werden, läßt sich für einen gegebenen Werkstättenfall leicht die zu erwartende Ersparnis an Betriebskraft ausrechnen.

Die Kurventafel (Fig. 26), die den Leistungsgewinn

$$\eta = \frac{N_M - N_V}{N}$$

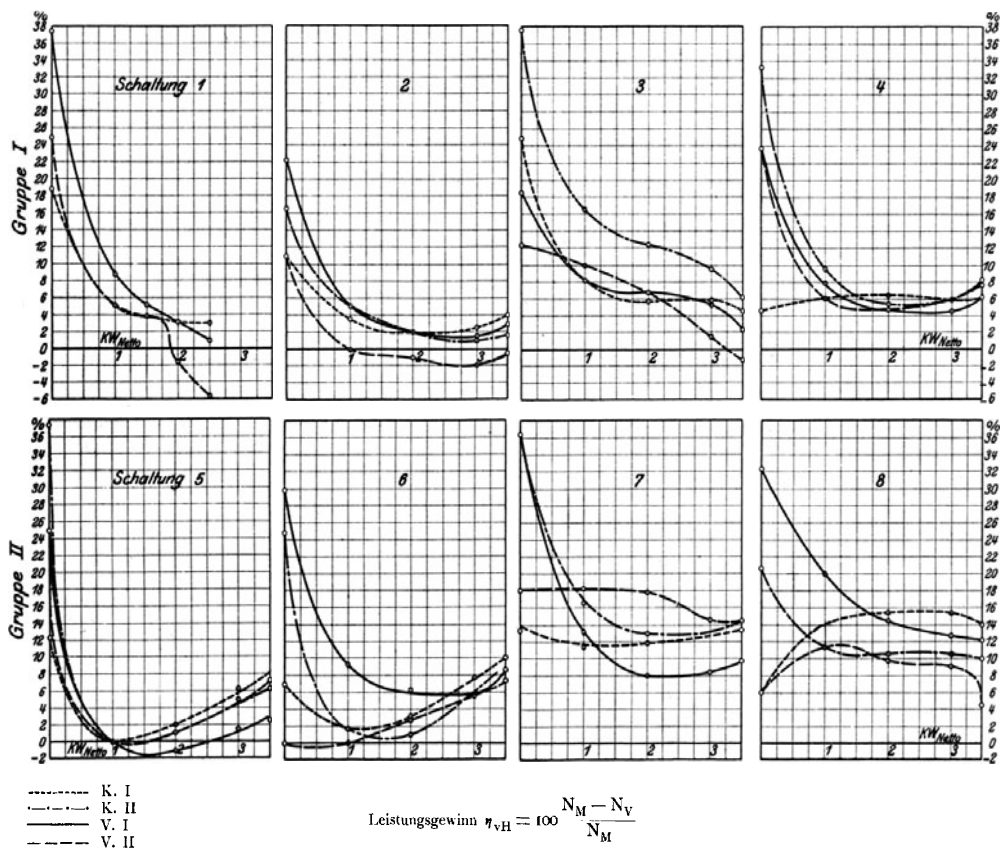
also den Unterschied des Kraftbedarfes bei Schmierung mit den Vergleichsölen und dem R. M. O.-Öl bezogen auf die abgebremste Nettleistung an der Spindel darstellt, zeigt naturgemäß denselben Charakter wie die Linien der eben beschriebenen Kurventafel. Es liegen nur, da der Nenner kleiner und sogar null wird, beim Leerlauf die entsprechenden Punkte höher und die Kurve strebt theoretisch der Größe „unendlich“ zu, was natürlich für die praktischen Zwecke keinen Wert hat. Man braucht sie für unsere Zwecke daher auch nicht bis auf die Abszisse 0 zu entwickeln, sondern bricht sie bei einer geeigneten kleinen Nettleistung, die den Betriebsverhältnissen entspricht — in unserem Fall 1 KW —, ab. Die Entwicklung dieser Kurven erfolgte von dem Gesichtspunkt, daß die

heutige Werkzeugmaschinenberechnung und Forschung allmählich von der Nettoleistung am Werkzeug auszugehen beginnt und nun rückwärts auf diese Weise den Kraftbedarf an der Einscheibenwelle und die Abmessungen der Maschinenteile bestimmt*).

Man soll dann bei der Projektierung einer Anlage unter Zugrundelegung einer bestimmten Erzeugungsmenge mit festgelegten Vorschüben und Arbeitsgeschwindigkeiten — also festgelegter Nettoleistung — auch die durch die Schmiering verursachten Verluste und die Wege zu ihrer Abhilfe feststellen können. Wenn diese weitgehende Aufgabe zu ihrer endgültigen Lösung auch

Die in Fig. 27 u. 28 durchgeführten üblichen physikalischen Untersuchungsmethoden sind in Fig. 29 in Vergleich mit der neueren Betriebsmethode dargestellt.

Man sieht, daß, ohne auf absolute Zahlen einzugehen, für Vergleiche verschiedener Ölsorten die physikalische Bestimmung der Viskosität nach Engler und der aus ihr abgeleiteten spezifischen Zähigkeit nach Ubbelohde durchaus nicht mit den mechanischen Prüfungen übereinstimmen. Allerdings wird man einwenden können, daß weder Engler noch Ubbelohde den Nutzwert der Öle nach der Viskosität allein bestimmen wollten; leider ist dieser Glaube aber weit verbreitet. Entscheidend ist außerdem für die



$$\text{Leistungsgewinn } \eta_{vH} = 100 \frac{N_M - N_V}{N_M}$$

Fig. 26.

heute noch einiger Zeit und Forschungsarbeit bedarf, so kann doch bereits auf die sichere Möglichkeit der Ausdehnung der erhaltenen Versuchsergebnisse in dieser Richtung hingewiesen werden.

Es bleibt noch übrig, den Vergleich der auf diese Weise erhaltenen Ergebnisse mit denen der gebräuchlichen Ölprüfung zu ziehen. Nach den angeführten Ergebnissen liegen für den untersuchten Betrieb und andere getriebeähnliche Fälle die Wertigkeiten der einzelnen Öle, soweit die Lagerreibung in Frage kommt, folgendermaßen:

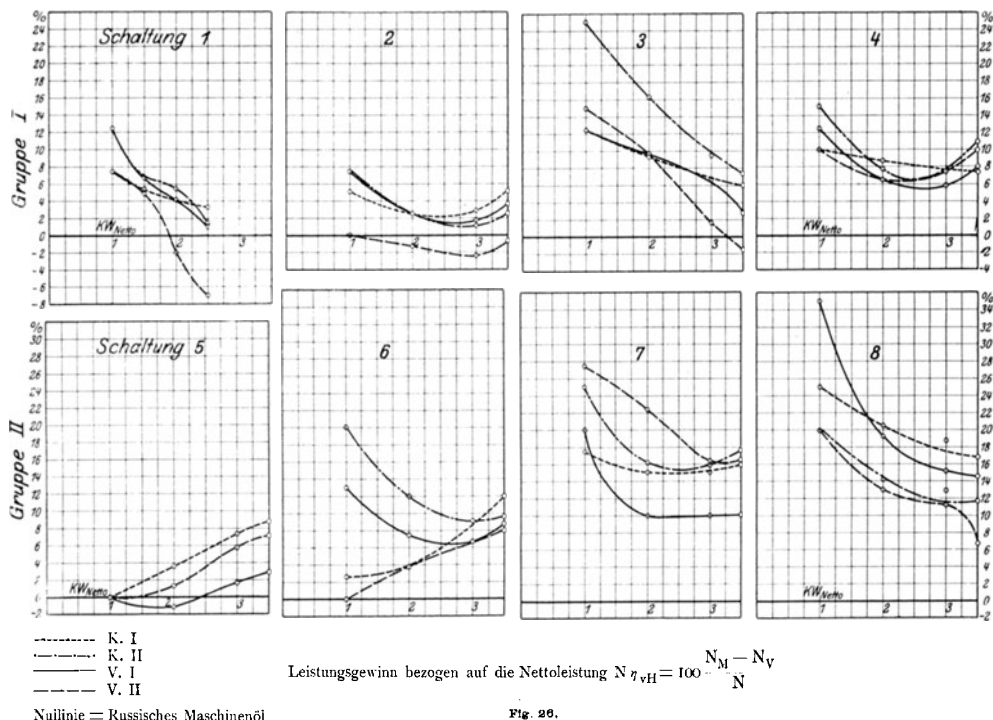
1. R. M. O. (ungeeignetest),
2. V. II,
3. V. I und K. I,
4. K. II.

Wertung der rein physikalischen Bestimmung zur Prüfung für reinen Maschinenbetrieb, daß das nach allen drei mechanischen Prüfungen ungeeignetste Öl, das R. M. O., physikalisch besser abschneidet und die Wertigkeit 2 bzw. bei 50° sogar die Wertigkeit 3 bzw. 4 erreicht.

Zahlentafel (Fig. 20) zeigt übrigens, daß es den Lieferanten ganz gut gelungen ist, dieselben Viskositäten bzw. spezifischen Zähigkeiten bei den Ölen R. M. O. und V. I bei 30° und bei R. M. O. und V. II bei 50° einzuhalten. Das war ihnen vom Versuchsfeld aufgegeben worden, um eben zu untersuchen, ob durch die gleiche Viskosität wirklich auch die gleiche Lagerreibung bedingt sei. Martens- und Ossag-Maschinen, ebenso wie Versuchsfeld zeigen für R. M. O. und V. I gleiche Ergebnisse, sonst aber Abweichungen. Das Öl K. II wird hier wegen seiner halb so großen Viskosität nicht berücksichtigt.

Daß bei der Martens- und Ossag-Maschine das Öl V. II

*) Vergl. Stahl und Eisen 1914, Juli, Kurrein, die Drehversuche von Ripper und Burley.



ausnehmend gut abschneidet gegenüber der Prüfung im Versuchsfeld, hat wohl seinen Grund in der Verwendung einer einzigen Lagerstelle in den Laboratoriumsmaschinen, während bei der Betriebsmaschine, wie im praktischen Fall immer, leicht belastete Lager in der Mehrzahl sind, deren Einfluß durch diese Maschinen nicht neben der schweren Belastung erscheint. Daß die Öle V. I und K. I bei der mechanischen Ölprüfung durch die Martens wie Ossag-Maschine so abweichende Werte ergeben, während sie in der Arbeitsmaschine fast gleichwertig sind, hat wohl den- selben Grund.

Man sieht jedenfalls aus den Unstimmigkeiten der Versuche auf den mechanischen Ölprüfmaschinen mit den Werkstattsergebnissen wiederum, daß jede Änderung der Anordnung der Lager, trotzdem es sich doch in allen Fällen um zylindrische Zapfenlager handelt, bedenklich ist und, daß man die Ergebnisse der heutigen Ölprobiermaschinen auf die große Zahl der Werkstattsmaschinen und insbesondere der vielen Tausende von Werkzeugmaschinen nicht ohne weiteres übertragen darf.

Damit sind auch die Fragen 3 und 4 (S. 25) beantwortet. Ein Rückschluß von den Engler-Zahlen oder aus einem abgeleiteten Kennwert auf die Leistungersparnisse im Betrieb ist somit nicht zulässig, da eine Übereinstimmung mit der mechanischen Ölprüfung weder für die Laboratoriumsmaschinen (Martens-Ossag), noch für die Ma-

schinen des wirklichen Betriebes (Versuchsfeld für Werkzeugmaschinen) besteht.

Die Frage, ob das hier eingeschlagene Prüfverfahren nach seinen Ergebnissen geeignet ist, im Betrieb allgemein brauchbare und übertragbare Ergebnisse zu liefern, scheint mit Rücksicht auf die lange Ausdehnung der Versuche (etwa 10 Wochen) zu bejahen zu sein. Man kann wohl einwenden, daß nun eigentlich erst ein einziger derartiger Versuch im

Zahlentafel.
Versuchsergebnis auf der Martensmaschine.
Umfangsgeschwindigkeit des Versuchszapfens $V = 0,6$ m/sec.

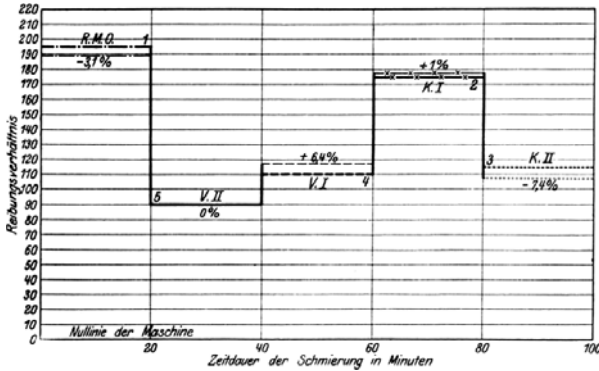
Bezeichnung der Öle durch den Antragssteller	Mittlere Lagerwärme beim Versuch in ° C	Reibungszahlen				Mittleres Verhältnis zu Rüböl = 100	Verhalten bei Lagerdruck p in kg/qcm		
		ermittelt bei der überschriebenen Versuchsdauer in Minuten, der vorgeschriebenen Lagerwärme*) in ° C und 10 kg/qcm Lagerdruck					Pendel	Schmierung	
		5	10	15	20				30
V. I	30	0,00457	0,00447	0,00447	0,00447	0,00447	117	ruhig	vollkommen
		0,00352	0,00343	0,00343	0,00343	0,00343	90		
V. II	50	0,00219	0,00219	0,00219	0,00219	0,00219	88		
		0,00714	0,00714	0,00724	0,00724	0,00724	189		
R. M. O.	50	0,00333	0,00324	0,00333	0,00324	0,00324	131		
		K. II	30	0,00409	0,00400	0,00409	0,00409		
K. I	0,00685			0,00676	0,00666	0,00676	0,00676		

*) Anmerkung: Um die vorgeschriebene Lagerwärme von 30 bzw. 50 ° C unter 10 kg/qcm Lagerdruck zu erreichen und gleichbleibend zu erhalten, mußte der Zapfen und das im Gefäß G befindliche Öl erwärmt werden.

Fig. 27.

großen vorliegt, aber auf der anderen Seite ist nach Prüfung der vorhandenen Literatur eine derartige Nachprüfung im Fabrikbetriebe bisher überhaupt noch nicht veröffentlicht worden. Man hat in den Fabriken einfach angenommen,

müssen. Wir sprechen die Hoffnung aus, daß, nachdem ein Weg für die Nachprüfung gegeben ist, nunmehr recht viele Betriebe sich an diese wichtige Arbeit heranmachen werden. Lohnend ist sie jedenfalls, weil, wie in dem vorliegenden



- - - - - Russ. Masch. R. M. O.
 ——— V. II
 - - - - - V. I
 x-x-x-x-x K. I
 K. II
 feine Linie Vergleichszahlen der
 mit vH Martens-Maschine

Fig. 28.

Wendtsche Wertkurven durch die Ossag-Maschine ermittelt (R. M. O. — V. I — V. II — K. I haben etwa gleiche Viskosität).

Zahlentafel.

Ölsorte	Arbeits Temperatur = 30°					= 50°	
	Versuchs-feld	Martens	Ossag*)	Engler	Ubbelohde	Engler	Ubbelohde
R. M. O.	1	1	1	2	2	4 (= 3)	3 = 4
V. II	2	5	5	4	4	3 (= 4)	3 = 4
{ V. I	3 = 4	3	4	3	3	1	1
	4 = 3	2	2	1	1	2	2
K. II**)	5	4	3	5	5	5	5

*) Ossag ist die Abkürzung für Ölwerke Stern-Sonneborn Akt.-Ges.

**) Das Öl K. II gehört aber wegen seiner geringeren Viskosität, wie oben bei Besprechung der Zahlentafel (Fig. 20) dargelegt, eigentlich nicht mehr zu dieser Ölgruppe. Es ist trotzdem mit in die Besprechung einbezogen worden, um die Wichtigkeit aller Vergleichsfaktoren vor Augen zu führen.

Fig. 26.

daß die Auswahl des Öles auf Grund der Viskosität genügt, und hat sich in Bezug auf Güte meist auf die Zuverlässigkeit der Öllieferanten allein verlassen.

Es wird künftig außer der zweckmäßigsten Viskosität auch die geringste Lagerreibung für die verschiedenen Anforderungen des Betriebes von Fall zu Fall ermittelt werden

Fall bereits nachgewiesen ist, Kraftersparnisse bei Leerlauf zwischen 20–30 vH, bei Belastung zwischen 10–15 vH gegenüber dem sogenannten normalen Betriebsöl schwanken. Das ist jedenfalls so viel, daß es wohl der Mühe lohnt, künftig die Ölbeschaffungsfrage in Bezug auf die Lagerreibung für den Betrieb aufzurollen

Bücher über Fabrikbetrieb und -Organisation

aus dem Verlag von Julius Springer in Berlin.

- Selbstkostenberechnung im Maschinenbau.** Zusammenstellung und kritische Beleuchtung bewährter Methoden mit praktischen Beispielen. Von Dr.-Ing. Georg Schlesinger, Professor an der Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin. Mit 110 Formularen. In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.
- Fabrikorganisation, Fabrikbuchführung u. Selbstkostenberechnung** der Firma Ludw. Löwe & Co., A.-G., Berlin. Mit Genehmigung der Direktion zusammengestellt und erläutert von J. Lienthal. Mit einem Vorwort von Dr.-Ing. G. Schlesinger, Professor an der Technischen Hochschule zu Berlin. Zweite, durchgesehene und vermehrte Auflage. In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.
- Einführung in die Organisation von Maschinenfabriken** unter besonderer Berücksichtigung der Selbstkostenberechnung. Von Dipl.-Ing. Friedrich Meyenberg, Oberingenieur der Eisenbahnsignal-Bauanstalt Max Jüdel & Co., A.-G., Dozent an der Herzoglichen Technischen Hochschule Braunschweig. In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.
- Die Betriebsleitung** insbesondere der Werkstätten. Autor. deutsche Ausgabe der Schrift: „Shop management“ von Fred. W. Taylor. Von A. Wallichs, Professor an der Technischen Hochschule zu Aachen. Dritte, vermehrte Auflage. Mit 26 Abbildungen und 2 Zahlentafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 6,—.
- Aus der Praxis des Taylor-Systems** mit eingehender Beschreibung seiner Anwendung bei der Tabor Manufacturing Company in Philadelphia. Von Dipl.-Ing. Rudolf Seubert. Mit 45 Abbildungen und Vordrucken. In Leinwand gebunden Preis M. 7,—.
- Der Fabrikbetrieb.** Praktische Anleitungen zur Anlage und Verwaltung von Maschinenfabriken und ähnlichen Betrieben sowie zur Kalkulation und Lohnverrechnung. Von Albert Ballewski. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage. Von C. M. Lewin, beratender Ingenieur für Fabrikorganisation in Berlin. In Leinwand gebunden Preis M. 6,—.
- Die Kalkulation im Metallgewerbe und Maschinenbau.** Mit 100 praktischen Beispielen und Zeichnungen. Von Ingenieur Ernst Pieschel, Oberlehrer und Abteilungsvorstand für Maschinenbau an der Städtischen Gewerbeschule in Dresden. Mit 80 Textfiguren. Kartoniert Preis M. 3,60.
- Die Gesamtorganisation der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G.** Von Ingenieur Richard Blum, Direktor der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G., Berlin. Preis M. 1,50.
- Industrielle Betriebsführung. — Betriebsführung und Betriebswissenschaft.** Vorträge, gehalten auf der 54. Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure in Leipzig von James Mapes Dodge und Prof. Dr.-Ing. G. Schlesinger. Preis M. —,80.
- Selbstkostenberechnung für Maschinenfabriken.** Im Auftrage des Vereines Deutscher Maschinenbau-Anstalten bearbeitet von J. Bruinier. Preis M. 1,—.
- Werkstättenbuchführung für moderne Fabrikbetriebe.** Von Diplom-Ingenieur C. M. Lewin. In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.
- Die Betriebsbuchführung einer Werkzeugmaschinen-Fabrik.** Probleme und Lösungen. Von Dr.-Ing. Manfred Seng. Mit 3 Figuren und 41 Formularen. In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.
- Die Inventur.** Aufnahmetechnik, Bewertung und Kontrolle. Für Fabrik- und Warenhandelsbetriebe. Von Werner Grull, berat. Ingenieur, Erlangen. Mit zahlr. Formularen im Text. Preis M. 6,—; in Leinwand gebunden M. 7,—.
- Die Wertminderungen an Betriebsanlagen** in wirtschaftlicher, rechtlicher und rechnerischer Beziehung (Bewertung, Abschreibung, Tilgung, Heimfallast, Ersatz und Unterhaltung). Von Emil Schiff, Berlin. Preis M. 4,—; in Leinwand gebunden M. 4,80.
- Buchhaltung und Bilanz** auf wirtschaftlicher, rechtlicher und mathematischer Grundlage für Juristen, Ingenieure, Kaufleute und Studierende der Privatwirtschaftslehre. Von Dr. J. Fr. Schär, Professor und Direktor an der Handelshochschule Berlin. Zweite, stark erweiterte und umgearbeitete Auflage. In Leinwand gebunden Preis M. 7,—.
- Buchführung und Bilanzen.** Eine Anleitung für technisch Gebildete. Von Diplom-Bergingenieur G. Glockemeier. Preis M. 2,—.
- Die kaufmännische Erfolgs-Rechnung.** (Gewinn- und Verlust-Rechnung.) Analytische Darstellung ihrer Faktoren bei Handels-, Industrie- und Bankunternehmungen nach handelstechnischen und rechtlichen Gesichtspunkten. Von Dr. Gustav Müller, Magdeburg. In Leinwand gebunden Preis M. 12,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.