

# Praktische Getriebelehre

Von

Dr.-Ing. K. Rauh

Erster Band

# Praktische Getriebelehre

Von

**Dr.-Ing. K. Rauh**

Privatdozent für Getriebelehre an der Technischen Hochschule  
Aachen

Erster Band

Mit 196 Textabbildungen  
und 19 mehrfarbigen Abbildungen  
auf 8 Tafeln



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1931

Alle Rechte, insbesondere das der  
Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.  
Copyright 1931 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg  
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1931.  
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1931  
ISBN 978-3-662-35549-7      ISBN 978-3-662-36378-2 (eBook)  
DOI 10.1007/978-3-662-36378-2

## Vorwort.

Das geistige Schauvermögen, die plastische Phantasie, das ist das Naturgeschenk des geborenen Konstrukteurs, des Erfinders. Und diesem Schauvermögen dient das vorliegende Buch, auf dieser wertvollen Begabung baut es auf, diese Begabung nutzt es zur Veranschaulichung der Zusammenhänge, Eigentümlichkeiten und Gesetze.

Es tritt in dieser Beziehung in Gegensatz zu einer bisher weitverbreiteten Richtung, für die die Getriebelehre eine interessante, zum Teil an bedeutende praktische Beispiele angelehnte Aufgabensammlung für die Mathematik und Mechanik ist, in der die Vektorengeometrie, die Untersuchung der Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverhältnisse in bewegten ebenen Systemen rechnerisch und graphisch, die Theorie der Verzahnungen usw., die Grundlage bilden, die eigentlichen Getriebe aber nur innerhalb der Behandlung phoronomischer Aufgaben, als Beispiele, zur Geltung kommen.

Auch in diesem Buche können wir natürlich die Untersuchungen der Bewegungsverhältnisse, der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen nicht entbehren, die Untersuchungsmethoden treten aber zurück, die Ergebnisse treten in den Vordergrund.

Nicht das einzelne, vielleicht bei gewissen Abmessungen besonders merkwürdige Getriebe interessiert uns hier besonders, sondern die Übersicht über alle, überhaupt möglichen Getriebe (im vorliegenden ersten Band derjenigen der Viergelenkkette), die Zusammenhänge und Übergänge zwischen den einzelnen Getrieben, die Veränderungen in den Bewegungsäußerungen bei der Wahl anderer Abmessungen und deren Auswirkungen in der Praxis.

Die hier untersuchten und dargestellten Getriebe sind keine geometrischen Strichfiguren, wie sie für die mathematische Untersuchung üblich und zweckmäßig sind, sondern Bewegungsmodelle in konstruktiver Ausbildung. Die Wege und Möglichkeiten der konstruktiven Durchbildung sind grundsätzlich und in Anwendungsreihen sehr eingehend behandelt. Dabei waren auch einige grundlegende anatomische Betrachtungen notwendig für die praktisch meist kaum sachgemäß entwickelten Fälle, in denen menschliche Glieder an der Getriebebildung beteiligt sind. Die Lösung der reinen Bewegungsfrage ist ja in den meisten Fällen mit

geringeren Schwierigkeiten verbunden, die Hauptarbeit beginnt gewöhnlich mit der konstruktiven Ausbildung und Unterbringung in dem verfügbaren Raum neben anderen oft behindernden Getrieben und Maschinenteilen.

Bei allen grundsätzlichen Untersuchungen sind bewußt die in der Anwendung einfachsten, merkfähigsten und ohne allzu große Sonderkenntnisse durchführbaren Verfahren ausgewählt worden. Das Buch sollte ja nicht ein Sammelwerk des augenblicklichen Standes der Getriebewissenschaften werden, sondern ein Führer für die Arbeit am Reißbrett, für die praktische Anwendung. Wir müssen uns eben damit abfinden, daß der praktisch konstruierende Ingenieur meist nicht die notwendige Zeit und die mathematische Übung mehr hat, um einer besonderen Konstruktionsaufgabe wegen lange theoretische Abhandlungen durchzustudieren, die vielleicht für den gerade vorliegenden Fall eine besonders elegante Lösungsmethode finden lassen. Dazu kommt noch, daß gerade bei der schöpferischen Arbeit der Maschinenerfindung das mathematisch Erfäßbare, das bereits einen greifbaren Mechanismus voraussetzt, nur sehr selten bereits vorliegt und andererseits die Hochleistungen auf diesem Gebiete kaum an eine noch so gute theoretische Schulung gebunden sind, sondern lediglich auf der Begabung des geistigen Schauvermögens beruhen. Daher ja auch die große Zahl nicht technisch-wissenschaftlich geschulter und doch erfinderisch tätiger Arbeiter und Meister oder gar ganz außerhalb der technischen Berufe stehender Leute.

Eine große Erleichterung bei dieser schöpferischen Tätigkeit ist aber die Kenntnis einer möglichst großen Zahl von Getrieben oder noch besser das Erkennen, daß wir es mit Getriebefamilien zu tun haben, bei denen wir von Getriebe zu Getriebe ganz bestimmte und übersichtliche Veränderungen in den Bewegungseigenschaften und Bewegungsäußerungen, in dem Geschwindigkeitsaufbau und in der Eignung für praktisch vorliegende Aufgaben erkennen können, und das soll das vorliegende Buch vermitteln.

Gewisse grundsätzliche, in der Praxis häufige Aufgaben sind dabei mit Konstruktionsbeispielen besonders ausführlich behandelt, wie die spielfreie Weiterleitung von Drehbewegung, die Kupplung nicht gleichachsiger, aber dicht beieinander liegender Wellen mit festem und beweglichem Abstand, Geschwindigkeits- und Kraftübersetzung usw., vor allem aber die für den künftigen Maschinenbau äußerst wichtigen Anwendungsmöglichkeiten der Koppelkurven, unmittelbar, und, was noch wichtiger ist, zur Ableitung von Hubbewegungen mit einem oder zwei Stillständen.

Den Bedürfnissen der Praxis entsprechend sind die einzelnen Kapitel des Buches für sich verständlich, also ohne die Kenntnis der vorher-

gehenden, die Bilder haben ausreichende erläuternde Unterschrift erhalten, so daß schnell das gerade Benötigte nachgeschlagen werden kann.

Schließlich ist bei dem gesamten Bildmaterial eine einheitliche Darstellungsweise (Farbensymbolik) gewählt worden, die auf den ersten Blick durch das ganze Buch hindurch die inneren Zusammenhänge vor Augen legt.

Kurz, bei der Bearbeitung des Buches war der Gedanke maßgebend, ein der Konstruktionspraxis — auch des Nichtingenieurs — dienendes und in der Handhabung und Anordnung selbst übersichtliches und praktisches Werk zu schaffen, nicht für den Bücherschrank, sondern für den Arbeitstisch, für das Reißbrett.

Die dem Buche zugrunde liegende Betrachtungsweise fußt auf Reuleaux, hat aber seine strenge Systematik durch Professor Hundhausen, meinen verehrten Lehrer, erhalten, dem auch die farbige Darstellungsweise zu danken ist, deren Nutzen man erst am Reißbrett richtig zu würdigen lernt. Auch einige der wertvollen Entwicklungsreihen stammen von Hundhausen. Darüber hinaus gestattete aber die Betrachtungsweise weitere Fortschritte, die sich zum Teil allerdings erst nach Kenntnis des zweiten Bandes voll überblicken lassen. Dazu gehört das Aufgeben der Elementargetriebe, die sich zwanglos als Entwicklungsstufen der vom Gelenkviereck ausgehenden Betrachtung darstellen. Gleichzeitig ergibt sich eine Entwicklung der Elementenpaare, ausgehend vom Drehkörperpaar. Vollkommen übersehen lassen sich bereits im ersten Band die neuartigen Untersuchungen der Koppelkurven. Dabei ist es mir eine besondere Freude, auf die Verwendung der Diplomarbeiten zweier meiner Schüler, Langen und Konen, hinweisen zu können, die eine wesentliche Bereicherung der Betrachtungen über Koppelkurven brachten.

Die noch vor Drucklegung von einigen Seiten geäußerte Kritik war für die endgültige Durcharbeit äußerst wertvoll und verpflichtet mich zu aufrichtigem Dank.

Die sorgfältige und wertvolle Ausstattung des vorliegenden Buches zeigt schon, daß die Verlagsbuchhandlung Julius Springer sich in dem bekannten Entgegenkommen und Verständnis des Werkes angenommen hat, ich spreche ihr auch hier nochmals meinen Dank aus.

Bonn, im Frühjahr 1931.

**Der Verfasser.**

# Inhaltsverzeichnis.

	Seite
<b>I. Die Viergelenkkette</b> . . . . .	1
1. Die Grundbestandteile der Maschinen. Glieder — Elementenpaare . . . . .	1
2. Die Elementenpaare . . . . .	3
3. Die Elementenpaare der Viergelenkkette. . . . .	5
4. Die Viergelenkkette. Einige Grundgesetze der Viergelenkkette . . . . .	9
5. Die Getriebe der Viergelenkkette . . . . .	12
6. Geschwindigkeit, Beschleunigung . . . . .	15
7. Der Geschwindigkeitsaufbau . . . . .	25
8. Konstruktionen des Bogenschubkurbelgetriebes. . . . .	34
9. Mitwirkung menschlicher Glieder bei der Bildung von Maschinengetrieben . . . . .	36
10. Die Koppelkurven. . . . .	49
11. Das durchschlagende Bogenschubkurbelgetriebe . . . . .	59
12. Das Parallelkurbelgetriebe . . . . .	61
13. Die Doppelkurbelgetriebe . . . . .	69
14. Die Kurbelkurven des schwingenden Doppelkurbelgetriebes . . . . .	71
15. Die Schwingenkurven des umlaufenden Doppelkurbelgetriebes . . . . .	77
16. Die Anwendungsmöglichkeiten der Koppelkurven (Kurbelkurven und Schwingenkurven der Doppelkurbelgetriebe) . . . . .	78
Hin- und hergehende Hubbewegung mit einem Stillstand . . . . .	79
Polbahnen und Krümmung der Koppelkurven . . . . .	82
Natürliche Stillstände in Koppelkurven . . . . .	84
Hin- und hergehende Hubbewegung mit zwei Stillständen . . . . .	86
Ein kurzer und ein langer Stillstand . . . . .	87
Zwei längere Stillstände . . . . .	89
Ermittlung von Koppelpunkten für zwei lange Stillstände . . . . .	92
Der geometrische Ort der Koppelpunkte für zwei lange Stillstände . . . . .	93
Von Koppelkurven gesteuertes Schaltwerk. . . . .	99
17. Die Paralleldoppelkurbelgetriebe . . . . .	100
18. Gleichschenkelige und gleichgliedrige Gelenkvierecke . . . . .	104
<b>II. Die Entwicklung von Geradfürungen in der Viergelenkkette</b> . . . . .	107
19. Die erste Geradfürung. Das Gelenk 4 zwischen Schwinge und Steg wird zur Geradfürung entwickelt . . . . .	108
20. Das Gelenk 3 zwischen Schwinge und Koppel wird zur Geradfürung entwickelt . . . . .	110
21. Praktische Anwendungen der Getriebe mit einer Geradfürung . . . . .	113
22. Gleichschenkelige Geradschubkurbelgetriebe. Kardanproblem. . . . .	123
Die Erzeugung einer geradlinigen langen Hubbewegung mit sinuoidischem Geschwindigkeitsverlauf . . . . .	125
Die Geradfürung eines Punktes . . . . .	126
Die Übersetzung 1:2 von Drehbewegung auch ohne Zahnräder . . . . .	128
23. Die zweite Geradfürung in der Viergelenkkette . . . . .	130
24. Praktische Anwendungen der Getriebe mit zwei Geradfürungen . . . . .	131
25. Die dritte Geradfürung in der Viergelenkkette. Die Entstehung der Keilkette . . . . .	135
<b>Sachverzeichnis</b> . . . . .	136

## Literaturverzeichnis.

Ältere Getriebeliteratur (vergriffen).

Reuleaux, F.: Lehrbuch der Kinematik. I. Teil: Theoretische Kinematik. Braunschweig 1875. II. Teil: Die praktischen Beziehungen der Kinematik zu Geometrie und Mechanik. Braunschweig 1900.

Der Konstrukteur. Braunschweig 1899.

Burmester, L.: Lehrbuch der Kinematik. Leipzig 1888.

Neuere Getriebeliteratur mit konstruktivem Einschlag.

AWF.-Getriebeblätter. Berlin: Beuth-Berlag.

AWF.-Getriebe und Getriebemodelle I. und II. Teil. Berlin: Beuth-Verlag 1928 und 1929.

Jahr-Knechtel: Getriebelehre. Leipzig: Verlag Dr. M. Jänecke 1930.

Maschinengetriebe, 5 Vorträge. Berlin: VDI-Verlag 1931.

Knab, J.: Übersicht über Kinematik, Getriebelehre mit besonderer Berücksichtigung der Getriebedynamik sowie der Schwingungsgetriebe und Getriebschwingungen. Nürnberg, Selbstverlag 1929.

Dunkerley: Mechanism. London: Verlag Longmans, Green & Co. 1928.

Jones: Ingenious Mechanisms for Designers and Inventors. New York: The Industrial Press. 1930.

Neuere Getriebeliteratur mit bewegungsgeometrischem Einschlag  
siehe Anmerkung S. 15. Dazu

Wittenbauer, F.: Graphische Dynamik. Berlin: Verlag Springer. 1923.

## Druckfehlerberichtigung.

Seite 28, Text zu Abb. 31: Statt endlos lies: endlich lange Schwinge.

Seite 36, Zeile 22: Statt Koppel b lies: Länge der Kurbel a.

Seite 36, Zeile 23: Statt Kurbel lies: Länge der Koppel.

Seite 66, Zeile 8: Statt des Steges lies: Drehen der Kurbel um.



# I. Die Viergelenkkette.

## 1. Die Grundbestandteile der Maschinen.

### Glieder-Elementenpaare.

Jede Maschine hat ein festes, meist mit dem Aufstellungsort verbundenes Maschinengestell, das vielfach aus einem Stück besteht, das aber auch aus mehreren Teilen zusammengesetzt sein kann, die dann durch das Maschinenfundament fest verbunden sind.

Alle anderen Teile der Maschine bewegen sich im Betrieb dauernd, zum Teil mit immer wiederkehrenden Ruhepausen (Ventile, Greifer usw.), oder sie werden auch nur gelegentlich in Bewegung gesetzt, meist zum Ein- und Ausschalten der Maschine und zum Regeln oder Steuern der Maschinenbewegungen.

Alle diese einzelnen Teile, bewegliche und feste, bezeichnet man, wie bei den Lebewesen, als Glieder.

Diese Glieder gehorchen gruppenweise ganz bestimmten Bewegungsgesetzen, und zwar so, daß jeder Lagenwechsel eines Gliedes einer solchen Gruppe eine im voraus bestimmbare Bewegung der anderen Glieder der Gruppe zur Folge hat. So entspricht jeder Verschiebung eines Kraftmaschinenkolbens eine bestimmte Drehung der Kurbel. Jede Verstellung des Lenkrades eines Kraftwagens bewirkt ganz bestimmte Stellungen der Vorderräder usw.

Derartige Gliedergruppen heißen Getriebe (Mechanismen).

Eine Maschine kann aus einem einzigen Getriebe bestehen. Meist sind die Maschinen aber aus einer Anzahl von Getrieben zusammengesetzt, die untereinander wieder gegenseitige Bewegungsbeziehungen haben, entsprechend der Art und Wirkung der betreffenden Maschine. Die Seilführung einer Winde z. B. bewegt sich immer, wenn sich die Windentrommel dreht, beide Arbeitsvorgänge wirken ja zusammen. Die Betätigung der Bremse, der Kupplung zwischen Winde und Motor, des Gashebels und seines Gestänges dagegen erfolgt nach den Erfordernissen der Zugarbeit zum Steuern des Bewegungsverlaufes der ganzen Maschine.

Die in sehr großer Zahl vorhandenen und möglichen verschiedenen Getriebe lassen sich zwar, wie Reuleaux zeigte, auf nur sechs Grundgetriebe zurückführen (Kurbeltrieb, Kurventrieb, Rädertrieb, Rollenrieb, Schraubetrieb, Sperrtrieb), und selbst diese wenigen Grund-

getriebe werden wir aus dem Kurbeltrieb (Getriebe der Viergelenkkette) entwickeln, aber die äußeren Formen der Getriebe sind doch so verschieden und wandelbar, daß es oft nicht leicht ist, zu erkennen, welches Getriebe überhaupt vorliegt. Jedes einzelne Getriebe ändert fast von Maschine zu Maschine, von Aufgabe zu Aufgabe seine Gestalt, und der Zusammenbau in der Maschine erfordert in den meisten Fällen dazu noch ein Anpassen an den verfügbaren Raum. Oft wird dabei ein Glied statt gerade irgendwie gebogen, gegabelt, durchbrochen oder gekröpft ausgebildet, um etwa eine Welle oder den Bewegungsraum eines anderen Maschinenteiles zu umgehen oder zu umfassen. Bei der Teigknetmaschine in Abb. 68 ist der Knetarm sogar aus der Ebene des Getriebes herausgebogen, um freien Arbeitsraum zu haben. Ähnlich geformte Getriebeglieder verwendet man u. a. bei Schuhmaschinen für Arbeiten im Schuh, wo für das zugehörige Getriebe kein Platz vorhanden ist.

Bei dieser äußerlichen Mannigfaltigkeit haben aber alle Getriebe doch etwas Gemeinsames. Ihre Glieder sind durch Zapfen und Lager, Geradföhrung und Gleitbahn, Kurvenbahn und Kurverrolle, Schraube und Muttergewinde, Verzahnung und Gegenverzahnung usw. gegeneinander beweglich verbunden, und immer treten diese Verbindungselemente paarweise, in Elementenpaaren (*Reuleaux*), auf. Die Glieder sind dabei die körperliche Verbindung zweier oder mehrerer Elemente, je nach der Zahl der mit ihnen beweglich verbundenen Nachbarglieder, die die Gegenelemente zu den jeweiligen Elementenpaaren tragen.

Die Elementenpaare, die nur in einer beschränkten Anzahl von Formen vorkommen, erweisen sich als die Grundbestandteile der Getriebe.

Man kann daher ein Getriebe ohne weiteres aus der notwendigen Zahl von Elementenpaaren aufbauen. Man braucht diese nur entsprechend der Größe und den Bewegungsgesetzen des Getriebes verteilt anzuordnen, und dann die zusammengehörigen Elemente zu irgendwie körperlich geformten Gliedern zu vereinigen, so, wie es die jeweilige Aufgabe gerade verlangt. Die Glieder sind dabei meist starr, in vielen Fällen verwendet man aber auch federnde, zug- oder druckfeste Baustoffe, ja auch Flüssigkeiten und Gase können Getriebeglieder bilden. (Schiff und Flugzeug sind z. B. Schraubentriebe, bei denen das Wasser bzw. die Luft die Gleitbahn als Gegenelement für den Schiffskiell und die Flügel des Flugzeuges und das Muttergewinde als Gegenelement der Schiffsschraube und der Luftschraube bildet.)

Wollen wir etwa das der Dampfmaschine, dem Motor, der Pumpe, der Presse usw. zugrunde liegende Geradschubkurbelgetriebe entwerfen, bei dem eine hin- und hergehende geradlinige Bewegung in eine Drehbewegung oder umgekehrt verwandelt wird, so zeichnen wir die einzelnen

Elementarpaare (Abb. 1), und damit liegt das Getriebe mit all seinen Eigenschaften und Gesetzen fest, natürlich unter der Voraussetzung, daß wir nunmehr auch die zusammengehörenden Elemente zu Gliedern vereinigen. Für die äußere Formgebung der Glieder besteht aber volle Freiheit. Die Abb. 2, 3 und 4 zeigen einige Gestaltungsmöglichkeiten der Kurbel. Die meist übliche Stirnkurbel ist in Abb. 2 dargestellt, in Abb. 3 ist die Kurbel zu einer Schwungscheibe ausgebildet, in Abb. 4 ist durch besonders große Abmessungen des Kurbelzapfens ein sogenannter Exzenter entstanden. Man könnte in ähnlicher Weise natürlich auch die Formen der anderen Glieder verändern. In keinem Falle würden aber hiervon die Bewegungseigenschaften des Getriebes selbst beeinflußt.

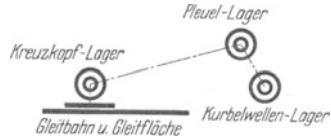


Abb. 1. Die Art und Anordnung der Elementenpaare bestimmt die Eigenart und die Gesetze des Getriebes. (Geradschubkurbelgetriebe.)

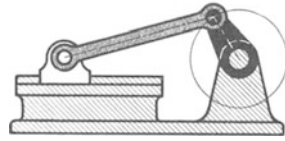


Abb. 2. Geradschubkurbelgetriebe mit Stirnkurbel.

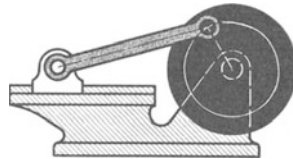


Abb. 3. Geradschubkurbelgetriebe mit Schwungscheibe.

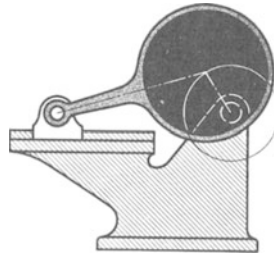


Abb. 4. Geradschubkurbelgetriebe mit Exzenter (Kurbelzapfen-Erweiterung).

## 2. Die Elementenpaare.

Seit Reuleaux kennt und unterscheidet man niedere und höhere Elementenpaare.

Die niederen Elementenpaare (Umschlußpaare) bestehen durchweg aus einem Vollkörper und dem zugehörigen umschließenden Hohlkörper, sie berühren sich also in Flächen. Dabei kommt es allerdings oft vor, daß einzelne Elemente körperlich nur unvollständig ausgebildet sind.

Es gibt (Abb. 5) drei linienläufige Elementenpaare, das Drehkörperpaar (Rundlingspaar), das Prismenpaar (Geradführung) und das Schraubenpaar. Sie gestatten Bewegungen auf Kreislinien, Geraden oder Schraubenlinien. Die noch übrigen drei niederen Elementenpaare, das Ebenenpaar, das Zylinderflächenpaar und das Kugelpaar sind flächenläufige Elementenpaare, die das Bestreichen von Flächen ermöglichen (Ebene, Zylinderfläche, Kugelfläche). Die linienläufigen Elementenpaare haben also einen Freiheitsgrad, die flächenläufigen zwei.

Alle anderen Elementenpaare sind höhere Elementenpaare, und

diese berühren sich nur in Linien oder Punkten (Kurve und Kurvenrolle, Zahn- und Reibräder, Kugel- und Rollenlager usw.).

Die Frage der Berührungsart ist natürlich auch eine Frage der Haltbarkeit der Elementenpaare und damit der Getriebe.

Bei gleichem Kraftdurchfluß entsteht bei der Linien- oder gar Punktberührung der höheren Elementenpaare ein wesentlich höherer spezifischer Flächendruck als in den Berührungsflächen der niederen Elementenpaare. Beim Vergrößern der Abmessungen kommt man bei den höheren Elementenpaaren sehr schnell an die praktischen Grenzen, weil der spezifische Flächendruck bei Linienberührung nur entsprechend dem linearen Vergrößerungsverhältnis abnimmt, und zwar nur bezüglich der Vergrößerung in Richtung der Berührungslinie. Bei den

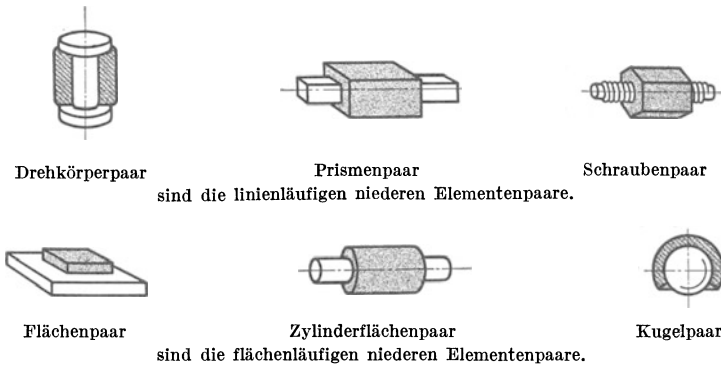


Abb. 5. Die niederen Elementenpaare (nach Reuleaux).

niederen Elementenpaaren sinkt er dagegen entsprechend der größeren Berührungsfläche, also im Quadrat des Vergrößerungsverhältnisses. Dabei kann man z. B. den spezifischen Lagerdruck in einem Drehkörperpaar heruntersetzen, sowohl durch Vergrößern des Wellendurchmessers, als auch durch Verlängern des Lagers, also durch Vergrößern in zwei Richtungen, und dasselbe gilt für das Schraubenpaar und das Prismenpaar.

Man ist daher bei höheren Elementenpaaren gezwungen, zur Aufnahme größerer Kräfte besonders edle und wertvolle Baustoffe zu wählen.

Dazu kommt noch, daß hier auch die Schmierungsverhältnisse meist ungünstig sind, wenn man die betreffenden Getriebe nicht so anordnen kann, daß sie ganz in Öl laufen.

Das alles soll den Konstrukteur von vornherein veranlassen, wenn stärkere Kräfte zu übertragen sind, möglichst die höheren Elementenpaare zu vermeiden. Bei getrieblichen Verbesserungen von Maschinen erfolgt übrigens gewöhnlich neben der Vereinfachung des Aufbaues ein Ersetzen von höheren Elementenpaaren durch niedere.

Eine Ausnahme machen die Kugel- und Rollenlager sowie die besonders sorgfältig hergestellten Zahnräder, die als Erzeugnisse großer Sonderindustrien einen ungewöhnlich hohen Grad an Güte und Haltbarkeit erhalten haben, natürlich unter Verwendung besonders geeigneter und sorgfältigst bearbeiteter Baustoffe.

Zwischen den Elementen der niederen Elementenpaare kommt nur Gleiten vor, bei den höheren Elementenpaaren kommt dazu noch das Rollen und, allerdings seltener, das Schrotten, eine Bewegung, die ein gleichzeitiges Rollen und Gleiten darstellt.

### 3. Die Elementenpaare der Viergelenkkette.

Das Gelenkviereck, die Ausgangsform der Getriebeentwicklung, und seine Getriebe besitzen nur Drehkörperpaare (Gelenke). Später bildet sich in der Viergelenkkette erst ein Prismenpaar, dann ein zweites, unter gewissen Voraussetzungen kann sogar ein drittes entstehen. Dabei wird aber aus der Viergelenkkette die Keilkette (die im zweiten Band behandelt werden wird), und erst im Verlauf der Getriebeentwicklung der Keilkette erscheinen das Schraubenpaar und die höheren Elementenpaare.

Wir bezeichnen daher das Drehkörperpaar als das Urelementenpaar<sup>1</sup>.

Das Drehkörperpaar vermittelt die Drehbewegung zwischen einem Voldrehkörper (Zapfen, Welle) und einem Hohldrehkörper (Lager, Bohrung). Dabei ist es für die Bewegungsgesetze gleichgültig, welches der beiden benachbarten Glieder den Bolzen trägt und welches das Lager. Man kann also unter benachbarten Gliedern die Elemente des Drehkörperpaares ohne weiteres austauschen<sup>2</sup>, also dem einen Gliede statt des Bolzens eine Bohrung geben und das andere dafür mit Bolzen ausbilden. Dieser an sich höchst einfache Vorgang ist die zwanglose Lösung mancher konstruktiven Schwierigkeit.

Die einfachste Ausführung des Drehkörperpaares ist die „fliegende Lagerung“ (Abb. 6), die man wenigstens bei den Getriebegliedern möglichst vermeidet, die nicht im Maschinengestell sicher gelagert sind. Auch wenn verhältnismäßig geringe Kräfte übertragen werden, bewirkt das hier auftretende Biegemoment leicht Klemmen und dann allmähliche Lockerung des Drehkörperpaares und dadurch unsicheres und klappriges Arbeiten des ganzen Getriebes.

Etwas besser ist der beiderseits der Lagerstelle befestigte Zapfen,

<sup>1</sup> Reuleaux sah in dem Schraubenpaar die Urform der linienläufigen niederen Elementenpaare. Bei 0° Steigung der Schraube entsteht das Drehkörperpaar, bei 90° Steigung das Prismenpaar.

<sup>2</sup> Die gleiche Austauschmöglichkeit besteht bei allen niederen Elementenpaaren.

wie in Abb. 7. Wirklich gute und sichere Führung erhält man aber nur mit der „doppelten Lagerung“ wie in Abb. 8, besonders wenn man die beiden Lagerstellen möglichst weit voneinander anordnet.

Den Übergang vom Drehkörperpaar zum Prismenpaar zeigt Abb. I, Bunttafel I.

Ein gelbes Glied bildet mit einem seiner zwei Drehkörper und einem ortsfesten blauen Drehkörper ein Drehkörperpaar. Um dieses soll das gelbe Glied schwingen entsprechend der angedeuteten Kreisbahn. Der andere Drehkörper des gelben Gliedes, ein Zapfen, bildet mit dem Lager eines anschließenden grünen Gliedes ein zweites Drehkörperpaar. Das Drehkörperpaar „blau-gelb“, dessen Veränderungen bis zum Prismenpaar gezeigt werden sollen, hat in Abb. I.a einen blauen Zapfen und ein gelbes Lager, in Abb. I.b dagegen einen gelben Zapfen und ein blaues Lager. (Vertauschte Elemente!)

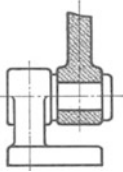


Abb. 6.  
Fliegende Lagerung.

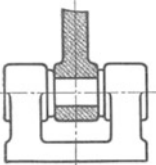


Abb. 7. Doppelseitig  
gestütztes Lager.

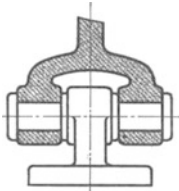


Abb. 8.  
Doppelte Lagerung.

Die zweite Reihe zeigt in Abb. I.c eine Scheibenbildung, eine nur äußerliche besondere Gestaltung des gelben Gliedes. Die Drehkörperpaare selbst sind unverändert geblieben. Veränderungen, und zwar Zapfenerweiterungen des Drehkörperpaares „blau-gelb“ finden sich aber in den Abb. I.d und e. Bei Abb. I.d übergreift der erweiterte Zapfen sogar das Drehkörperpaar „grün-gelb“. Die Bewegungseigenschaften bleiben davon unberührt.

Zapfenerweiterungen müssen sehr oft angewendet werden, um ein den Bewegungen nach geeignetes Getriebe praktisch überhaupt verwenden zu können.

Ist z. B. eine Kurbel so klein, daß der Kurbelzapfen noch innerhalb der Kurbelwelle liegen würde, so hilft eine „Zapfenerweiterung“ des Kurbelzapfens, die den Kurbelwellenquerschnitt umschließt, wie in Abb. 4. Es entsteht ein sogenannter Exzenter. Dieselbe Zapfenerweiterung wendet man an, um an einer durchlaufenden Welle ohne Durchkröpfung eine Kurbel anzuordnen. (An Dampfmaschinen zum Ableiten der Steuerungsbewegung ohne Schwächung der Kurbelwelle. Exzenter mit Nachstellmöglichkeit. Selbsttätig: Flachregler.)

Eine andere Anwendungsmöglichkeit der Zapfenerweiterung bietet das umlaufende Doppelkurbelgetriebe (Abb. II). Im Getriebegehäuse (rot) sind zwei Lager ziemlich dicht beieinander angeordnet. In dem einen Lager dreht sich eine „grün“, in dem anderen eine „blau“ angelegte Kurbel. Die Kurbelenden sind durch ein „gelb“ gezeichnetes Glied gelenkig verbunden. Bei der Bewegung des Getriebes schlägt die grüne Kurbel an der Lagerung der blauen Kurbel vorbei und dann die blaue Kurbel an der Lagerung der grünen. Der Raum zwischen den beiden Lagern im Gehäuse muß also, wie die Seitenansicht (Abb. II) zeigt, für die ungehinderte Bewegung der beiden Kurbeln freigehalten werden. Wenn die grüne Kurbel

von links her durch eine Welle angetrieben wird, kann daher die Drehbewegung der blauen Kurbel nur nach rechts weitergeleitet werden.

Es kann aber bei irgend einer praktischen Anwendung dieses Getriebes einmal notwendig sein, die Bewegung der blauen Kurbel nicht nach rechts weiterzuleiten, sondern nach links zurückzuführen. Das ist möglich mit einer Zapfenerweiterung bei einem der beiden Drehkörperpaare im „roten“ Gestell, etwa bei „rot-blau“. Zuvor erfolgt ein Austausch von Voll- und Hohlkörper zwischen dem roten und dem blauen Glied. Dann wird der neue „rote“ Zapfen so stark erweitert, daß er das danebenliegende „rote“ Lager noch umgreift (Abb. III). Damit ist die Aufgabe gelöst. Das „grüne“ und das „gelbe“ Glied bleiben unverändert, das „blaue“ Glied erhält ein entsprechend großes Lager, von dem die Drehbewegung mit Hilfe eines Zahnkranzes und eines Ritzels nach links abgeleitet werden kann.

Abb. IV zeigt eine praktische Anwendung dieser Zapfenerweiterung bei dem Schaufelrad eines neuzeitlichen Raddampfers. Dabei dient allerdings die „blaue“ Kurbel nur zur Führung der Schaufeln (= „gelbes“ Glied des Doppelkurbelgetriebes). Die Zapfenerweiterung gestattet aber die hier erwünschte Durchführung der „grünen“ Antriebswelle durch das ganze Schaufelrad hindurch bis zu dem außen wiederholten Doppelkurbelgetriebe.

Das gelbe Glied in der Abb. I läuft nicht voll um, sondern schwingt nur um eine kurze Strecke hin und her. In diesem Falle braucht man von der Zapfenerweiterung des gelben Gliedes und von der blauen Lagerung nur so viel übrig zu lassen, als für die einwandfreie Durchführung dieser Bewegung notwendig ist, wie in Abb. If, g und i mit dem gelben Glied als Vollkörper und in Abb. Ih und k mit einem gelben Hohlkörper. Die Abb. Ii und k zeigen die praktisch gebräuchlichen Formen mit Bogenführung und Gleitstein.

Auf diese Weise sind Prismenpaare entstanden, allerdings zunächst bogenläufige, aber auch dadurch sind die Bewegungsgesetze nicht geändert, denn das Drehkörperpaar „grün-gelb“ wird hier auf genau dem gleichen Bogen geführt wie durch die gelben Lenker in Abb. Ia und b. Ist also eine Kreisbogenschwingung auszuführen, so kann man ganz nach Belieben entweder eine Lenkeranordnung nach Abb. Ia und b wählen, oder ein Bogenpaar, wie in Abb. Ii und k, wenn vielleicht der Mittelpunkt des Schwingungsbogens zu weit außerhalb des Getriebes liegt, oder wenn dort aus anderen Gründen kein Platz für ein Drehkörperpaar ist.

Wählt man den Halbmesser der Bogenschwingung des Drehkörperpaares „grün-gelb“ immer größer, schließlich sogar unendlich lang, so wird aus dem bogenläufigen Prismenpaar ein geradläufiges, aus der Bogenführung eine Geradföhrung. Dabei verändert sich allerdings die Länge des gelben Gliedes, und das beeinflußt etwas die Bewegungsgesetze des betreffenden Getriebes.

Diese Ableitung ist übrigens keineswegs nur von „theoretischer Bedeutung“. Oft baut man einfacher und billiger und trotzdem ausreichend genau, wenn man die Entwicklung zurückgeht von der genauen Geradföhrung des Drehkörperpaares „grün-gelb“ zur Führung in ganz flachem Bogen, etwa mit langem Lenker. Dabei

## Die Viergelenkkette.

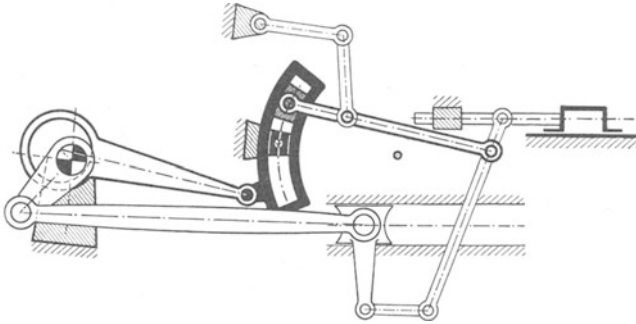


Abb. 9. Heusinger-Lokomotivsteuerung. Übliche Bauweise mit Bogenführung (Kulisse).

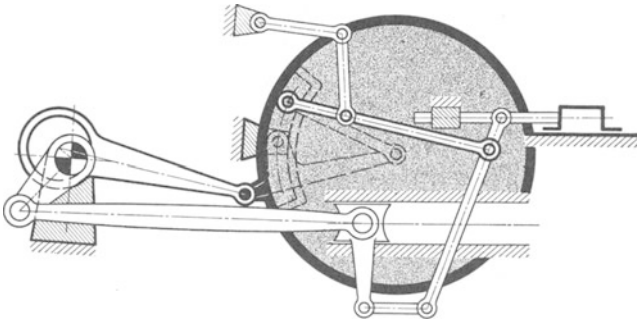


Abb. 10. Heusinger-Lokomotivsteuerung. Die Bogenführung ist zur Zapfenerweiterung ergänzt. Der graue Gleitstein der Abb. 9 wird dabei zum erweiterten Zapfen, die schwarze „Kulisse“ zum erweiterten schwarzen Lager.

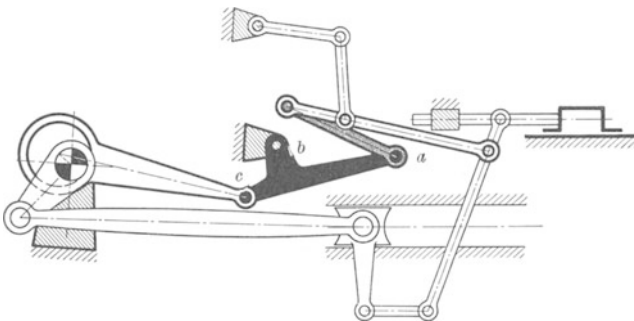


Abb. 11. Heusinger-Lokomotivsteuerung. Die Zapfenerweiterung „Grau-Schwarz“ schrumpft zu einem normalen Gelenk. Das graue Glied, das außer diesem Gelenk „Grau-Schwarz“ noch das Gelenk „Weiß-Grau“ trägt, wird zu einem Lenker üblicher Form. Das schwarze Glied, die Kulisse der Abb. 9, das ja außer dem geschrumpften Gelenk „Schwarz-Grau“ *a* das Gelenk „Schwarz-Weiß“ *c* (Exzenterstange) trägt und in dem Gestell mit dem Gelenk „Schwarz-Schraffur“ *b* lagert, erhält eine, diese drei Lagerungen verbindende Gestalt.

Die Umformung in Abb. 10 und 11 hat an den Bewegungsgesetzen der Abb. 9 nichts geändert.



ist aber darauf zu achten, daß der neue Bahnbogen dieses Drehkörperpaares die ursprüngliche geradlinige Bahn der Geradföhrung berührt.

Auch im Patentwesen wird die getriebliche Gleichwertigkeit von Lenkerföhrung und Bogenpaar und die nahe Verwandtschaft der Geradföhrung anerkannt. Allerdings ist es oft gar nicht einfach, an ausgeföhrten Getriebeanordnungen für ein Bogenpaar den entsprechenden Lenker zu finden, wenn nicht ganz systematisch vom Bogenpaar über die Zapfenverweiterung zum Lenker übergegangen wird.

Suchen wir doch einmal zum Beispiel zu der Bogenföhrung der Heusinger-Lokomotivsteuerung (Abb. 9) die zugehörige Lenkeranordnung! In Abb. 11 ist sie dargestellt. Trotz des stark veränderten Anblickes der ganzen Steuerung besteht vollständige getriebliche Übereinstimmung mit der Ausbildung in Abb. 9. Abb. 10 zeigt die Übergangsform. Die Bogenföhrung ist zur Zapfenverweiterung ergänzt, in deren grauem Zapfen schon der später graue Lenker angedeutet ist, ebenso wie das später zusammengeschrunpftedrehkörperpaar „schwarz-grau“ in der Mitte der Zapfenverweiterung. Das endgültige schwarze Glied ergibt sich dann ohne weiteres als die körperliche Vereinigung der neuen Lenkerlagerung  $a$ , der Aufhängung im Maschinengestell  $b$  und des Angriffspunktes  $c$  der Exzenterstange.

#### 4. Die Viergelenkkette.

Eine Anzahl beweglich miteinander verbundener Glieder bezeichnet man in der Getriebelehre als Ketten oder genauer als kinematische Ketten (Reuleaux). Im Gegensatz zu den Ketten des allgemeinen Sprachgebrauches können die Glieder der kinematischen Ketten ganz beliebige, von Glied zu Glied wechselnde Form haben und auch in ganz beliebiger Weise beweglich miteinander verbunden sein.

Sind die Glieder einer kinematischen Kette ringähnlich in sich geschlossen, so bezeichnet man sie als geschlossene kinematische Kette. Löst man bei einer derartigen Kette ein Elementenpaar, so entsteht eine offene kinematische Kette. Dasselbe geschieht, wenn man ein oder mehrere Glieder der Kette entfernt.

Das Abkuppeln einer Kraftmaschine ist zum Beispiel ein Öffnen einer geschlossenen kinematischen Kette. Das Lösen eines Elementenpaares erfolgt dabei, wenn etwa zwei Zahnräder oder Reibräder außer Eingriff gebracht werden. Das Abwerfen eines Riemens bedeutet Entfernen eines Gliedes. Kraftmaschinen, Transmissionen und Arbeitsmaschinen für sich sind also als Ganzes gesehen offene kinematische Ketten, die erst durch Zusammenschalten zu geschlossenen kinematischen Ketten und dadurch arbeitsfähig werden. Dasselbe gilt für jede einzelne Maschine mit Bezug auf den Bedienungsmann, wobei die Bedienungsriffe und Handräder der Maschine und die Hände und zum Teil die Füße des Bedienungsmannes die Elemente der sich öffnenden und schließenden Elementenpaare sind.

Zur Getriebebildung sind nur geschlossene kinematische Ketten geeignet, wenn sie dazu noch zwangläufig sind. Zwangläufig ist eine Kette dann, wenn durch die Bewegung eines einzigen Gliedes der Kette alle ihre anderen Glieder gezwungen sind, in ganz bestimmten Bahnen zu laufen mit bestimmten gegenseitigen Geschwindigkeiten (Zwanglauf).

Nicht zwangläufig wäre z. B. eine in sich geschlossene Fahrradkette. Legt man nämlich eine solche Kette auf den Tisch und dreht dann irgendeines der Glieder

gegen das benachbarte, so werden sich die nächsten Glieder, je nachdem, wie sie zufällig liegen und wie Platz ist, etwas mitbewegen. Alle übrigen Glieder, also der größte Teil der Kette, bleiben aber hiervon unberührt ruhig liegen. Die Bewegungen selbst sind zufällige, also nicht vorausbestimmbare. Erst, wenn eine solche Kette nur aus vier Gliedern besteht, wird sie zwangsläufig.

Die aus vier gelenkig verbundenen Gliedern bestehende Viergelenkkette, auch Gelenkviereck genannt, ist die einzig mögliche zwangsläufige Form derjenigen Gelenkketten, deren Glieder nur je zwei Elemente (Lager und Bolzen) tragen, und besitzt zugleich die bei Gelenkketten geringst mögliche Gliederzahl. Sie ist die Ausgangsform unserer Getriebeentwicklung.

Die einzelnen Glieder der Viergelenkkette unterscheiden sich durch ihre Länge und haben dementsprechend besondere Namen erhalten. Zudem kann aber noch jedes einzelne der vier Glieder verschieden lang gewählt werden, was nicht nur einen veränderten Anblick der Kette und ihrer Getriebe ergibt, sondern auch zu oft erheblichen Änderungen der Bewegungsverhältnisse führt. Kommen dazu noch Formänderungen in den Elementenpaaren und besondere, der praktischen Anwendung entsprechende Gestaltungen der Glieder, so ist eine klare Übersicht schwer zu erhalten.

Wir werden deshalb nach dem Vorschlag von Hundhausen eine bestimmte Farbenbezeichnung der einzelnen Glieder einführen, die für die weiteren Untersuchungen jederzeit den erforderlichen Einblick in den Aufbau der einzelnen Ketten und Getriebe gestatten soll. Den vier Gliedern der Viergelenkkette entsprechend verwenden wir die Farben Rot, Grün, Gelb und Blau, denen in der Schwarz-Weiß-Wiedergabe der Textabbildungen die Tönungen Schwarz, Grau (Punktraster), Weiß, schwarze Schraffur entsprechen<sup>1</sup>.

Das kleinste Glied des Gelenkviereckes, das in Abb. V zwischen den Gelenken 1 und 2 liegt, wird Kurbel genannt und erhält rote Färbung (schwarz). Das nächst anschließende Glied zwischen den Drehkörperpaaren 2 und 3 ist die Koppel, grün (grau), dann folgt zwischen 3 und 4 die Schwinge, gelb (weiß) und als letztes Glied zwischen 4 und 1 der Steg, blau (Schraffur). Der Buchstabenbezeichnung der Abb. V entsprechend ist demnach *a* die Kurbel, *b* die Koppel, *c* die Schwinge und *d* der Steg.

### Einige Grundgesetze der Viergelenkkette.

Soll die Kurbel, das kleinste Glied der Viergelenkkette, in der Lage sein, gegen eines seiner Nachbarglieder eine volle Kreisdrehung zu machen, so muß dieses kleinste Glied zusammen mit dem größten überhaupt in der Kette vorkommenden kleiner sein, höchstens ebenso groß, wie die beiden anderen Glieder zusammen. Dabei ist es gleichgültig, ob das größte Kettenglied ein Nachbarglied der Kurbel ist, oder dieser gegenüberliegt.

Treffen diese Größenverhältnisse nicht zu, so kann keines der Glieder

---

<sup>1</sup> Die Zahl der Farben wird bei Getrieben mit größerer Gliederzahl nach Bedarf erweitert, was aber streng systematisch erfolgen muß. (Hundhausensche Farbenlehre.) In der Schwarz-Weiß-Wiedergabe wird hierfür noch weiße und schwarze Kreuzschraffur auf schwarzem bzw. weißem Grund angewendet.

der Viergelenkkette oder der daraus gebildeten Getriebe gegen ein anderes Glied der Kette eine vollständige Drehbewegung ausführen.

Bei gleicher Länge der Gliedergruppen entstehen durchschlagende Viergelenkketten.

Die nach diesem Gesetz bei den entsprechenden Gliederabmessungen möglichen Viergelenkketten sind in der Abb. 12 zusammengestellt. Das Gelenkviereck unter 1 ist drehfähig, ebenso wie die unter 2, 3 und 4, denn hier sind das kleinste und größte Glied zusammen kleiner, bei 2, 3 und 4 eben so groß, wie die beiden übrigen, dagegen ist das unter 5 dargestellte nur ein schwingungsfähiges Gelenkviereck, denn hier

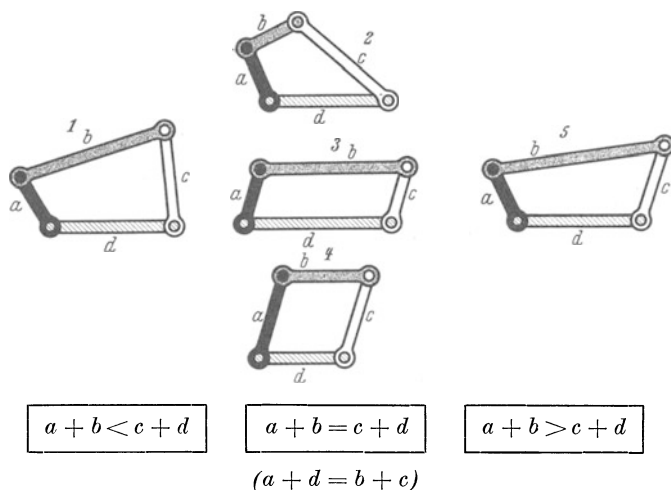


Abb. 12. Hauptformen der Viergelenkkette.

- 1, 2, 3 und 4 drehfähig, 2, 3 und 4 dazu durchschlagend, 5 schwingfähig.  
 2. Gleichschenkliges Gelenkviereck. 3. Parallelkurbeliges Gelenkviereck. 4. Gleichgliedriges Gelenkviereck.

sind das größte und kleinste Glied zusammen größer als die beiden übrigbleibenden.

Die nicht drehfähigen Ketten und Getriebe haben praktisch natürlich geringere Bedeutung, denn die meisten Getriebe werden durch eine Welle angetrieben, müssen also mindestens ein umlaufendes Glied haben.

Die Gelenkvierecke, bei denen die beiden Gliedergruppen gleich groß sind, haben entweder vier verschieden große Glieder und sind dann dem unter 1 ähnlich, oder die Glieder sind paarweise gleich groß, wie unter 2 und 3, oder es sind gar alle vier Glieder gleich groß, wie bei dem gleichgliedrigen Gelenkviereck unter 4. Liegen die nur paarweise gleichlangen Glieder nebeneinander, wie unter 2, so haben wir ein gleichschenkliges Gelenkviereck, liegen sie einander gegenüber, wie unter 3, so ist es ein parallelkurbeliges Gelenkviereck.

Hält man ein Glied dieser Ketten fest, etwa, indem man es standfest, als Gestell, ausbildet, so entsteht ein Getriebe.

Dadurch bleiben natürlich die Bewegungsmöglichkeiten der Glieder dieselben wie schon in der Kette, nur daß jetzt statt der Relativbewegungen in der Kette absolute Bewegungen der beweglichen Getriebeglieder gegenüber dem festen Gestellglied, also gegenüber dem Aufstellungsort vorhanden sind.

So können z. B. alle Getriebe der Viergelenkkette etwa eingeleitete gleichförmige Drehbewegung in geradlinige, bogenläufige oder kreisläufige Sinusschwingungen einfacher oder zusammengesetzter Gesetzmäßigkeit verwandeln. Die Art und der Ausschlag der Schwingungen und Schwingungsüberlagerungen richten sich dabei nach den Längenverhältnissen der Glieder, wie auch die Form, Lage und Ausdehnung der Schwingungsbahnen.

Bei den Getrieben des parallelkürbeligen und des gleichgliedrigen Gelenkviereckes ist der Schwingungsausschlag z. B. gleich Null. Hier wird also eingeleitete Drehbewegung unverändert an das gegenüberliegende Glied weitergeleitet. Die Getriebe dieser Ketten haben daher praktisch große Bedeutung erlangt als Übertragungsmittel von Drehbewegung ohne Zahnräder, Riemen usw.

Die Getriebe des parallelkürbeligen Gelenkviereckes können allerdings auch geschränkt laufen, also so, daß Koppel (grün—grau) und Steg (blau—Schraffur) sich kreuzen, und dann entstehen sogar sehr ausgeprägte Sinusdreherschwingungen.

Wir haben es hier eben mit einem grundlegenden Bewegungsgesetz der Viergelenkkette zu tun, das uns bei der Getriebeentwicklung immer wieder begegnen wird.

## 5. Die Getriebe der Viergelenkkette.

Halten wir ein Glied der Viergelenkkette fest, so entsteht aus der Kette ein Getriebe. Das ist natürlich auch bei jeder anderen zwangläufig geschlossenen kinematischen Kette der Fall.

Die Viergelenkkette besitzt vier Glieder. Jedes dieser vier Glieder kann festgestellt, also Getriebegestell werden. Es lassen sich also aus der Viergelenkkette vier Getriebe bilden (Abb. VI). Das gilt auch allgemein. Man kann aus jeder zwangläufig geschlossenen Kette so viel Getriebe bilden, als sie Glieder besitzt.

Dabei unterscheiden sich die vier Getriebe ein und derselben Viergelenkkette (Abb. VI) sehr stark in ihrem äußeren Anblick, obwohl nichts weiter geschehen ist, als daß die Lagerstellen des Gestellgliedes so mit einer Bodenplatte verbunden sind, daß den übrigen Gliedern ungehindert freie Bewegungsmöglichkeit bleibt. Die Entfernungen und

Lagen der Drehkörperpaare in den einzelnen Gliedern sind unverändert geblieben, wie in der „Kette“. Folglich sind auch die Bewegungseigenschaften unberührt.

Außer den in Abb. VI und auch schon in Abb. III gezeigten Gestellbildungen sind eine Unzahl verschiedener Formen möglich und üblich. Das dauernd wechselnde Aussehen gleicher und ähnlicher Getriebe in den verschiedenen Maschinen wird sehr stark von der jeweiligen Gestellform beeinflusst. Will man ausgeführte Getriebe erkennen — was oft gar nicht einfach ist — so darf man sich durch die jeweilige äußere Form nicht beirren lassen. Allein die Zahl der Glieder und die Art und Anordnung der Elementenpaare ist maßgebend!

Betrachten wir nun die in Abb. VI dargestellten Getriebe:

I. Das blaue (schraffierte) Glied, der Steg, wird zum Gestell. Die rote (schwarze) Kurbel, die nun festgelagert ist, kann umlaufen, wobei die Bewegung durch die grüne (graue) Koppel auf die ebenfalls im Gestell festgelagerte gelbe (weiße) Schwinge übertragen wird. Die Schwinge macht bogenläufige Schwingungen, wobei die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen nach Sinusgesetzmäßigkeit verlaufen. Dieses Getriebe heißt Bogenschubkurbelgetriebe.

II. Stellen wir das rote (schwarze) Glied, die Kurbel, fest, so erhalten wir ein Getriebe von ganz anderem Charakter, das umlaufende Doppelkurbelgetriebe. Tatsächlich hat dieses Getriebe zwei Glieder, grün (grau) und blau (schraffiert), die umlaufen können, eine Eigenschaft, nach der man diese Glieder gemeinhin als Kurbeln bezeichnet. Die Getriebeentwicklung lehrt uns aber, daß in Wahrheit die grüne (graue) Kurbel eine umlaufende Koppel, die blaue (schraffierte) Kurbel ein umlaufender Steg ist. Beide werden durch die gelbe (weiße), nun nicht mehr im Gestell festgelagerte Schwinge verbunden. Treibt man eines der beiden umlaufenden Glieder, etwa die Koppel, mit gleichförmiger Drehbewegung an, so dreht sich das andere umlaufende Glied, also in dem Fall der Steg, ungleichförmig, wieder nach der Sinusgesetzmäßigkeit der Viergelenkkette meist mit sanft an- und abschwellender Winkelgeschwindigkeit.

III. Bilden wir das grüne (graue) Glied, die Koppel, als Gestell aus, so erhalten wir ein Getriebe, das im Aufbau und in der Bewegungswirkung mit dem unter I. dargestellten übereinstimmt. Wir erhalten wieder ein Bogenschubkurbelgetriebe. Die absolute Bewegung und Bahn der Schwinge wird natürlich etwas geändert, da die hier vertauschten Glieder, Koppel und Steg, ja verschiedene Längen haben.

IV. Stellen wir schließlich das gelbe (weiße) Glied, die Schwinge, fest, so erhalten wir das schwingende Doppelkurbelgetriebe, ein Doppelkurbelgetriebe ähnlich dem unter II., nur können hier die beiden

„Kurbeln“, also unsere Koppel und unser Steg, nicht mehr umlaufen, sondern nur noch schwingen.

Wir dringen schon etwas in das Wesen der Viergelenkkette ein, wenn wir diesen merkwürdigen Unterschied zwischen den beiden Doppelkurbelgetrieben aufklären, und wenn wir feststellen, warum er bei den Bogenschubkurbelgetrieben nicht zu finden war. Die Lösung dieser Fragen liegt bei dem gemeinsamen Ausgangsgebilde dieser Getriebe, bei der Kette.

In der drehfähigen Viergelenkkette kann die rote (schwarze) Kurbel gegen ihre Nachbarglieder umlaufen, also gegen den blauen (schraffierten) Steg und die grüne (graue) Koppel. Ebenso kann die gelbe (weiße) Schwinge gegen dieselben Glieder, die ja auch ihre Nachbarglieder sind, schwingen. Es ist also für die Kurbel wie für die Schwinge ganz gleichgültig, ob die grüne (graue) Koppel oder der blaue (schraffierte) Steg festgestellt wird, jedesmal wird die festgelagerte Kurbel umlaufen und die festgelagerte Schwinge schwingen können, jedesmal wird die gleiche Bewegungswirkung, der Bogenschub, entstehen. In beiden Fällen müssen wir ein Bogenschubkurbelgetriebe erhalten.

Anders bei den Doppelkurbelgetrieben!

Kann in der Viergelenkkette die Kurbel gegen Koppel und Steg umlaufen, so sind umgekehrt auch Koppel und Steg gegen die Kurbel umlauffähig (Relativbewegungen). Ebenso können diese beiden Glieder als Nachbarglieder der Schwinge gegen diese nur schwingen, da auch die Schwinge gegen sie nur schwingfähig ist. Dieser Unterschied muß aber in den Getrieben hervortreten, wenn einmal die Kurbel zum Gestell wird und dann die Schwinge. Das eine Doppelkurbelgetriebe mit festgestellter Kurbel muß umlauffähig werden, das mit festgestellter Schwinge kann dagegen nur schwingend sein.

Diese Betrachtung zeigt uns noch einen weiteren Unterschied zwischen dem umlaufenden und dem schwingenden Doppelkurbelgetriebe. Beim „umlaufenden“ kann die gegen ihre Nachbarglieder ja nur schwingfähige gelbe (weiße) Schwinge als Verbindungsglied zwischen den beiden umlaufenden Kurbeln natürlich in ihren Lagern auch nur schwingen, dagegen muß beim „schwingenden“ die immer gegen die Nachbarglieder drehfähige rote (schwarze) Kurbel auch hier gegen die beiden schwingenden Doppelkurbeln (Koppel und Steg) umlaufen. Wenn der Antrieb von einer umlaufenden Welle aus erfolgen sollte, so müßte die Drehbewegung beim schwingenden Doppelkurbelgetriebe in die bei ihrer Drehung hin- und hertaumelnde rote (schwarze) Kurbel eingeleitet werden, was nur durch Anlagern eines Parallelkurbelgetriebes oder einer entsprechenden Räderanordnung möglich ist. Praktisch wird daher das schwingende Doppelkurbelgetriebe kaum in dieser Weise angewendet.

## 6. Geschwindigkeit, Beschleunigung.

Wir schalten hier eine ganz kurze Betrachtung über Geschwindigkeiten und Beschleunigungen ein, wobei wir uns auf das Grundsätzliche und Wichtigste beschränken. Von den Ermittlungsarten werden nur diejenigen angegeben, die am allermeisten anwendbar sind. Es ist absichtlich auf die Wiedergabe der anderen zum Teil recht eleganten Verfahren verzichtet, da, dem Zwecke dieses Buches entsprechend, Hauptwert auf leichte Verständlichkeit und Merkfähigkeit gelegt wurde<sup>1</sup>.

Die Geschwindigkeit ist der in der Zeiteinheit zurückgelegte Weg. (Benennung: Meter je Sekunde =  $\frac{\text{m}}{\text{s}}$  oder  $\text{ms}^{-1}$ , bei Fahrzeugen Kilometer je Stunde =  $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ .)

Zur vollständigen Bestimmung der Geschwindigkeit gehört außer dem zahlenmäßigen Wert noch die Wirkungsrichtung und der Richtungssinn.

Die Beschleunigung ist der in der Zeiteinheit erfolgte Geschwindigkeitszuwachs; negative Beschleunigung, die Verzögerung, ist Geschwindigkeitsverlust in der Zeiteinheit. (Benennung: Meter durch Sekunde-Quadrat =  $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$  oder  $\text{ms}^{-2}$ .)

Die Beschleunigung kann in Bewegungsrichtung liegen als Tangentialbeschleunigung und wirkt dann auf Erhöhung, bei Verzögerung auf Senken der Geschwindigkeit. Sie kann aber auch senkrecht zur Bewegungsrichtung liegen als Normalbeschleunigung und wirkt dann auf Ablenkung aus der Bewegungsrichtung.

Bei Drehung kennt man noch die Winkelgeschwindigkeit, die in der Zeiteinheit zurückgelegten Grade des Drehwinkels (Benennung: Grad je Sekunde =  $\frac{1}{\text{s}}$  oder  $\text{s}^{-1}$ ) und die Winkelbeschleunigung als Zuwachs bzw. Verlust an Winkelgeschwindigkeit in der Zeiteinheit ( $\frac{1}{\text{s}^2}$  oder  $\text{s}^{-2}$ ).

Wirken an einem Punkte mehrere Geschwindigkeiten, so werden diese nach dem Parallelogrammverfahren zu der resultierenden Geschwindigkeit zusammengesetzt. Dabei werden die einzelnen Geschwindigkeiten (Abb. 13) als Pfeile dargestellt, die in der Wirkungsrichtung liegen, die Pfeilspitzen im Wirkungssinn. Die Längen der Pfeile entsprechen in einem beliebig gewählten Maßstab der zahlenmäßigen Größe der betreffenden Geschwindigkeiten (Vektorendarstellung).

Die Teilgeschwindigkeiten (Komponenten) bilden dabei die Seiten

<sup>1</sup> Für weitergehende Studien sind u. a. zu empfehlen: Polster: Kinematik (Sammlung Götschen). — Christmann-Baer: Grundzüge der Kinematik. Berlin: Julius Springer 1910. — Hartmann, W.: Die Maschinengetriebe. Stuttgart: Deutsche Verlagsanstalt 1913. — Beyer, R.: Einführung in die Kinematik. Leipzig: Jänecke 1928. — Beyer, R.: Technische Kinematik. Leipzig: Barth 1931.

des Geschwindigkeits-Parallelogrammes, die Gesamtgeschwindigkeit (Resultierende) erscheint als Diagonale (Abb. 13).



Abb. 13. Geschwindigkeits-Parallelogramm.

Wie Abb. 14 zeigt, genügt zur Bestimmung der Gesamtgeschwindigkeit bereits die eine Hälfte des Geschwindigkeits-Parallelogrammes, das Geschwindigkeitsdreieck.

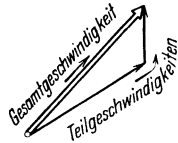


Abb. 14. Geschwindigkeits-Dreieck.



Abb. 15. Geschwindigkeits-Vieleck.

Es ist dabei nur darauf zu achten, daß die Teilgeschwindigkeiten immer im vorgeschriebenen Richtungssinn aneinander gesetzt werden, und niemals zwei Pfeilspitzen zusammentreffen. In dieser Weise können, wie in Abb. 15, auch mehr als zwei Teilgeschwindigkeiten leicht zusammengesetzt werden. Verbindet man die letzte Pfeilspitze mit dem Fuß des ersten Pfeiles, so erhält man damit die Gesamtgeschwindigkeit (Resultierende) nach Größe (entsprechend dem

gewählten Maßstab) und Richtung. Der Richtungssinn ist entgegengesetzt dem des

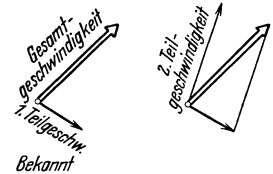


Abb. 16. 2. Teilgeschwindigkeit aus Gesamtgeschwindigkeit und 1. Teilgeschwindigkeit nach Größe und Richtung.

gewählten Maßstab) und Richtung. Der Richtungssinn ist entgegengesetzt dem des

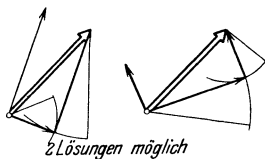
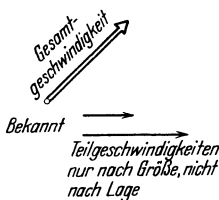


Abb. 17. Lagen der Teilgeschwindigkeiten aus Gesamtgeschwindigkeit nach Größe und Richtung und den beiden Teilgeschwindigkeiten nur der Größe nach.

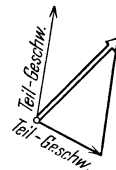
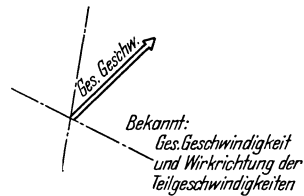


Abb. 18. Größen der Teilgeschwindigkeiten aus der Gesamtgeschwindigkeit nach Größe und Richtung und den Richtungen der Teilgeschwindigkeiten.

Zuges der Teilgeschwindigkeiten, das heißt, der Pfeil der Gesamtgeschwindigkeit trifft auf den Pfeil der letzten Teilgeschwindigkeit.



Wie die Abb. 16, 17 und 18 ohne weiteres erkennen lassen, kann nach demselben Verfahren eine Gesamtgeschwindigkeit in Teilgeschwindigkeiten zerlegt werden, wenn eine der Teilgeschwindigkeiten vollständig bekannt ist, also nach Größe, Richtung und Richtungssinn, oder wenn von beiden Teilgeschwindigkeiten nur die Größen bekannt sind und schließlich — der häufigste Fall — nur die Richtungen der Teilgeschwindigkeiten.

In der gleichen Weise lassen sich Teilbeschleunigungen zu Gesamtbeschleunigungen zusammensetzen und umgekehrt, Gesamtbeschleunigungen zerlegen.

Die Bewegung irgendeines Maschinengliedes ist durch den Geschwindigkeitsverlauf zweier seiner Punkte bestimmt, die beliebig gewählt werden können, so z. B. die Bewegung einer Schubstange durch den Geschwindigkeitsverlauf des Kurbellagers und des Kreuzkopflagers.

Bei den ebenen Getrieben<sup>1</sup> sind nur drei Bewegungen möglich: 1. die reine Drehung (um einen festen Punkt), z. B. Kurbel; 2. die reine Schiebung (wobei das betreffende Glied in der Bewegung nur parallele Lagen durchläuft), z. B. Kreuzkopf, Koppel des Parallelkurbelgetriebes usw.; 3. allgemeine Bewegung, z. B. die Koppel eines Bogenschubkurbelgetriebes.

Ist bekannt (z. B. aus der Konstruktion ersichtlich), daß ein Glied nur eine reine Drehung (um einen festen Punkt) oder eine reine Schiebung ausführen kann, so genügt die Kenntnis des Geschwindigkeitsverlaufes eines einzigen Punktes (bei der Drehung nicht des Drehpunktes) zur Bestimmung des Bewegungsverlaufes des ganzen Gliedes. Bei Schiebung haben alle Punkte des Gliedes die gleichen Geschwindigkeiten und Bewegungsrichtungen, bei der reinen Drehung ist bei allen Punkten des betreffenden Gliedes das Bewegungsgesetz (der Charakter der Bewegung) das gleiche, die zahlenmäßige Größe ( $\text{ms}^{-1}$ ) der Geschwindigkeiten ändert sich aber entsprechend (proportional) der Entfernung der einzelnen Punkte des Gliedes vom Drehpunkt, senkrecht zur Verbindungslinie beider ist die Richtung der Geschwindigkeit.

Bei der allgemeinen Bewegung wechseln Geschwindigkeitsverlauf und Geschwindigkeitsgröße von Punkt zu Punkt des betreffenden Gliedes. Aber auch hier genügt die Kenntnis der Geschwindigkeiten eines Gliedpunktes zur Bestimmung des Geschwindigkeitsverlaufes aller anderer Punkte des Gliedes, wenn die Bahnen zweier Punkte des Gliedes bekannt sind, z. B. die der Verbindungselemente.

Die Ermittlung der Geschwindigkeiten beliebiger Gliedpunkte beruht

---

<sup>1</sup> Im Gegensatz zu räumlichen Getrieben versteht man unter ebenen diejenigen, deren Glieder in einander parallelen Ebenen Bahnen beschreiben. Die in diesem Buche beschriebenen Getriebe der Viergelenkkette sind durchweg ebene Getriebe.

hierbei auf der Erkenntnis, daß auch die allgemeine Bewegung eines Gliedes als eine Drehung um einen festen Punkt aufgefaßt werden kann, wenn man die Gesamtbewegung in möglichst kleine Einzelbewegungen aufteilt und jede dieser Augenblicksbewegungen (Momentanbewegungen) für sich betrachtet.

Abb. 19, 20 und 21 sollen dies an einem Bogenschubkurbelgetriebe veranschaulichen. Hier macht die Koppel mit den Lagerungen 2 und 3 diese allgemeine Bewegung. Davon kennen wir die Bahnen der Gelenkmittelpunkte 2 und 3, nämlich den Kurbelkreis und den Schwingenkreisbogen.

Wie in Abb. 19 angedeutet ist, bewegen sich die beiden Punkte 2 und 3 senkrecht zur Kurbelmittellinie  $1-2$  bzw. zur Schwingenmittellinie  $4-3$ . Dieselbe Bewegung der Punkte 2 und 3 würde aber ein um

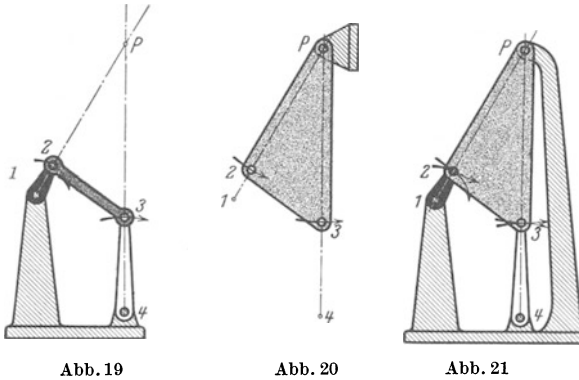


Abb. 19 bis 21. Ersatz der unbestimmten Koppelbewegung durch eine Augenblicksdrehung um einen festgelagerten Punkt  $P$ .

einen festen Lagerpunkt ( $P$ ) drehbares Glied, wie in Abb. 20, ebenfalls zulassen, natürlich nur für eine ganz kurze Bewegung, während der die verschiedenen Krümmungen der jeweiligen Bahnen für die Punkte 2 und 3 noch nicht hervortreten. In Abb. 21 ist statt der Koppel der Abb. 19 dieses neue, im festen Punkt  $P$  drehbar gelagerte Glied eingesetzt, und da übersieht man sofort, daß eine gewisse, wenn auch nur sehr kleine Bewegung möglich ist.

Die drei wichtigen Punkte des neuen Gliedes, 2, 3 und  $P$  und ihre gegenseitige Lage (der Punkte  $P$  wechselt seine Stellung von Getriebe- lage zu Getriebe- lage) findet man, wie Abb. 19 zeigt, wenn man die Mittellinien der Kurbel und der Schwin- ge zum Schnitt bringt. Der Schnittpunkt ist der jeweilige Punkt  $P$ , der Augenblickspol (Momentan- pol), die Punkte 2 und 3 liegen in der Koppel ja bereits fest.

Der praktisch große Wert dieser Überlegung liegt darin, daß wir bei Geschwindigkeitsermittlungen von Koppelpunkten, also z. B. des

Punktes 3, die Koppel nicht als allgemein — auf Kurbelkreis und Schwingenbogen — bewegtes Glied auffassen, sondern — wenigstens für den Bewegungsaugenblick, den wir untersuchen wollen — als in dem gestellfesten Augenblickspol  $P$  drehbar gelagertes Glied, für das die einfachen Gesetze der reinen Drehung gelten.

Es ist nun nur noch die Kenntnis einer einzigen Koppelgeschwindigkeit nötig zur Ermittlung der Geschwindigkeit jedes beliebigen anderen Koppelpunktes.

In fast allen Fällen ist die Kurbelgeschwindigkeit bekannt, wenn nicht der zahlenmäßigen Größe nach, so doch bezüglich der Gesetzmäßigkeit. In letzterem Fall setzt man die Größt- oder Kleinstgeschwindigkeit gleich Eins. Für die von Fall zu Fall gewählte Antriebsgeschwindigkeit läßt sich dann leicht die Umrechnungskonstante finden in dem Zahlenwert der an Stelle der ursprünglichen Geschwindigkeit 1 zu setzenden neuen Geschwindigkeit. Bei den allgemeinen Getriebeuntersuchungen nimmt man gleichbleibende (konstante) Kurbelgeschwindigkeit an.

Bei der reinen Drehung verhalten sich die Geschwindigkeiten der einzelnen Gliedpunkte wie die Größen ihrer Abstände vom festen Drehpunkt. Andererseits sagt ein Elementarsatz der Geometrie, daß parallele Gerade auf den Schenkeln eines Winkels einander in dieser Weise entsprechende Stücke abschneiden.

Daraus ergibt sich (Abb. 22) die zeichnerische Ermittlung z. B. der Geschwindigkeit des Punktes 3. Auf dem Schenkel 2— $P$  trägt man von 2 aus den Geschwindigkeitspfeil der Kurbelgeschwindigkeit  $v_a$  ab. (Drehung aus der Wirkungsrichtung um  $90^\circ$ .) Durch die Spitze dieses Geschwindigkeitspfeiles legt man eine Parallele zu der Geraden durch 2 und 3, und diese schneidet auf dem anderen Schenkel 3— $P$  den Geschwindigkeitspfeil  $v_c$  der Schwingengeschwindigkeit ab. Dreht man diesen Pfeil um den Punkt 3 zurück, so liegt er in der Wirkrichtung der Schwingengeschwindigkeit. Der Pol  $P$  braucht dabei, wie Abb. 23 zeigt, nicht gezeichnet zu werden<sup>1</sup>.

Wiederholt man diese Geschwindigkeitskonstruktion für mehrere Kurbelstellungen, so kann man, wie in Abb. 24 punktweise den ganzen Geschwindigkeitsverlauf der Schwinde darstellen, den man über der

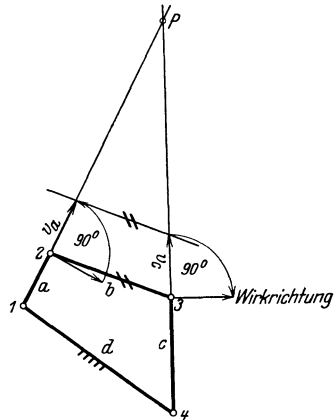


Abb. 22. Ermittlung der Geschwindigkeit  $v_c$  des Punktes 3.

Auf 2— $P$  trägt man den bekannten Geschwindigkeitspfeil  $v_a$  ab. Durch die Pfeilspitze eine Parallele zu der Geraden durch 2 und 3, und diese schneidet auf 3— $P$  den Geschwindigkeitspfeil  $v_c$  ab. (Senkrecht dazu liegt die Wirkrichtung von  $v_c$ .)

<sup>1</sup> Geschwindigkeiten beliebiger Koppelpunkte siehe S. 86.

Schwingenbahn oder auch über dem Kurbelweg auftragen kann. In dem Fall steigert man die Anschaulichkeit, wenn man dazu noch die leicht abzugreifende Wegstrecke der Schwinge mit über dem Kurbelweg aufträgt<sup>1</sup>.

Haben wir bei einer Konstruktion nur die Bewegungsvorgänge zu berücksichtigen, weil die möglichen Kräfte bedeutungslos sind, so reicht die Kenntnis der Geschwindigkeitsverhältnisse voll aus. Spielen aber die Kräfte eine Rolle, wie etwa bei schnellaufenden Ma-

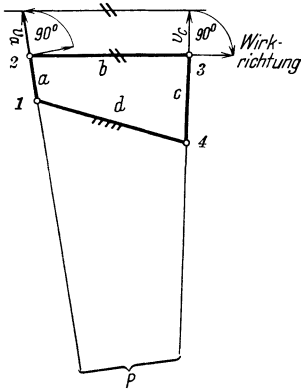


Abb. 23. Ermittlung der Geschwindigkeit  $v_c$  des Punktes 3.  
Pol  $P$  nicht gezeichnet.

schinen, oder wenn große Massen bewegt werden sollen, dann müssen wir auch die Beschleunigungen der betreffenden Getriebe untersuchen, oder wenigstens die Höchstwerte feststellen, denn diese sind maßgebend für die Festigkeitsberechnung der gefährdeten Getriebeglieder.

Von den zahlreichen, meist nur für Sonderfälle verwendbaren Beschleunigungs-konstruktionen wollen wir nur ein einziges zeichnerisches Verfahren auswählen, weil es ganz allgemein anwendbar ist ohne Rücksicht auf die jeweilige Getriebeart und -form.

Der Geschwindigkeitsverlauf eines Getriebepunktes läßt sich nämlich auch auf algebraischem Wege finden, wenn man weiß,

welche Wegstrecken der Punkt in den einzelnen Zeiten eines Bewegungsspieles zurücklegt. Dieses Weg-Zeit-Gesetz kann man in vielen Fällen in Form einer Gleichung darstellen, und nun lehrt die höhere Mathematik, daß der sogenannte erste Differentialquotient dieser Gleichung nach der Zeit das Geschwindigkeitsgesetz ergibt, der zweite Differentialquotient des Zeit-Weg-Gesetzes oder der erste Differentialquotient des eben gefundenen Geschwindigkeitsgesetzes ergibt schließlich das Beschleunigungsgesetz.

<sup>1</sup> Die algebraische Ermittlung der Geschwindigkeiten als Funktion des Kurbeldrehwinkels führt nur beim zentrischen Geradschubkurbelgetriebe und beim Kreuzkurbelgetriebe zu einfacheren Ausdrücken.

Zentrisches Geradschubkurbelgetriebe:

$$v_c = v_a \left( \sin \alpha \mp \frac{a}{2b} \sin 2\alpha \right) \quad [\text{angenähert}]$$

Kreuzkurbelgetriebe:  $v_c = v_a \sin \alpha$ ,

- wobei  $v_a$  = Schwingengeschwindigkeit bzw. Gleitsteingeschwindigkeit,
- $v_a$  = Kurbelzapfengeschwindigkeit,
- $\alpha$  = Kurbeldrehwinkel ( $\alpha = 0$  in der Totlage),
- $a$  = Kurbellänge,
- $b$  = Koppellänge,
- für den Vorwärtsgang, + für den Rückwärtsgang gelten.

Das Weg-Zeit-Gesetz des zentrischen Geradschub-Kurbelgetriebes (Abb. 33) hat folgende Gleichung:

$$s = a(1 - \cos \alpha) \mp b \left[ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{a}{b} \sin \alpha\right)^2} \right]$$

Angenähert:  $s = a(1 - \cos \alpha) \mp \frac{1}{2} \frac{a^2}{b} \sin^2 \alpha.$

Dabei sind:

- $s$  der im Geradschub von inneren Totpunkt aus zurückgelegte Weg,
- $a$  die Kurbellänge,
- $b$  die Schubstangenlänge,
- $\alpha$  der Kurbeldrehwinkel (von der inneren Totlage gerechnet),
- für den Vorwärtsgang, + für den Rückwärtsgang.

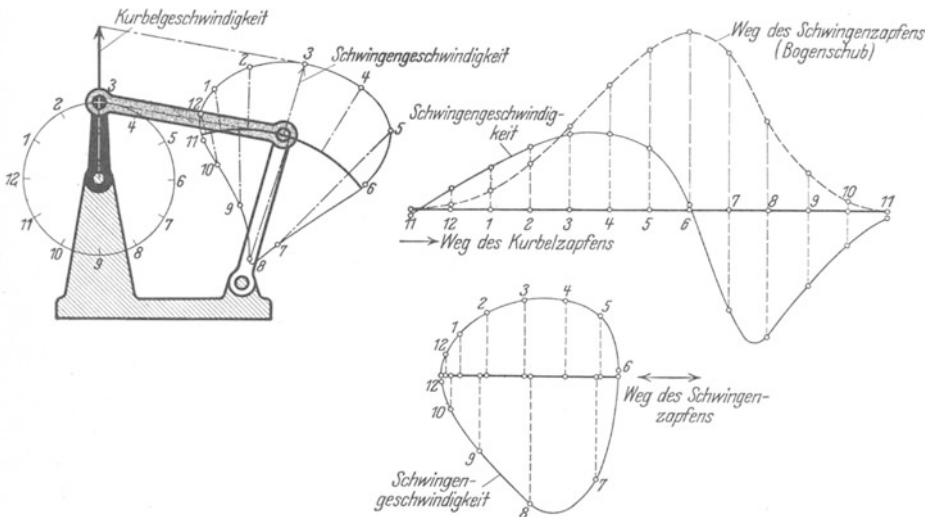


Abb. 24. Schwingengeschwindigkeiten eines Bogenschub-Kurbelgetriebes über der Schwingen-zapfenbahn, über dem Weg des Kurbelzapfens (abgerollt) und über dem Weg des Schwingen-zapfens (abgerollt).

Der erste Differentialquotient nach der Zeit ( $t$ ) gibt die Schubgeschwindigkeit ( $v_c$ ):

$$v_c = \frac{ds}{dt}$$

Um statt der Zeit  $t$  den Winkel  $\alpha$  einzuführen, was bei gleichbleibender Kurbelwinkelgeschwindigkeit möglich ist, benutzen wir die Gleichung für die Kurbelzapfengeschwindigkeit ( $v_a$ ):

$v_a = \frac{a d\alpha}{dt}$  und bilden den Bruch

$$\frac{v_c}{v_a} = \frac{ds}{a d\alpha} = \frac{a \sin \alpha d\alpha \mp \frac{a^2}{b} \sin \alpha \cos \alpha d\alpha}{a d\alpha} = \sin \alpha \mp \frac{a}{b} \sin \alpha \cos \alpha$$

$v_c = v_a \sin \alpha \left( 1 \mp \frac{a}{b} \cos \alpha \right)$  [angenähert]

Die nächste Differenzierung nach der Zeit ergibt dann die Beschleunigung  $b_c$  im Geradschub:

$$b_c = \frac{dv_c}{dt} = v \left( \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} \mp \frac{a}{b} \cos 2\alpha \frac{dx}{dt} \right)$$

$$\frac{dx}{dt} = \frac{v}{a}$$

$$b_c = \frac{v^2}{a} \left( \cos \alpha \mp \frac{a}{b} \cos 2\alpha \right). \quad [\text{angenähert}]$$

Dieselbe Geschwindigkeits- und Beschleunigungsermittlung läßt sich einfacher, in jedem Falle und vor allem ohne die Kenntnis der Differentialrechnung auf zeichnerischem Wege durchführen. In Abb. 25 und 26 ist dies als Beispiel beim geschränkten Geradschubkurbelgetriebe durchgeführt.

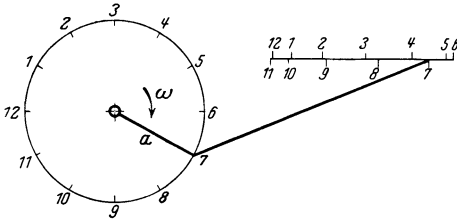


Abb. 25. Geschränktes Geradschubkurbelgetriebe. Ermittlung der Geradschub-Wegstrecken.

Zunächst werden (Abb. 25) die Wege auf dem Geradschub festgestellt, die zu-

rückgelegt werden, wenn die Kurbel um ein bestimmtes Stück bewegt wird, z. B.  $\frac{1}{12}$  Drehung.

Im Diagramm (Abb. 26) ist der Weg des Kurbelzapfens als Waagerechte (Abszisse) abgerollt und für jede der 12 Kurbelstellungen die

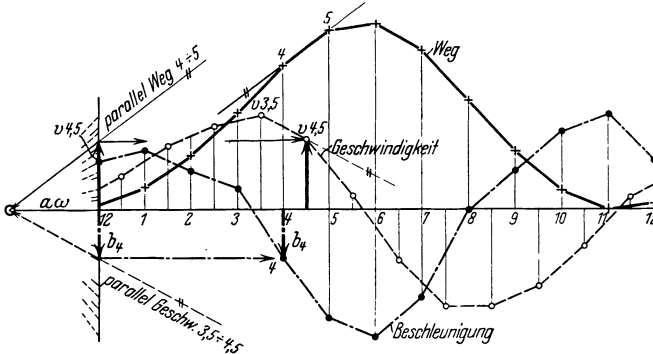


Abb. 26. Geschwindigkeits- und Beschleunigungs-Ermittlung durch zeichnerisches Differenzieren des Weg-Zeit-(Kurbeldrehung)Diagrammes.

jeweils im Geradschub vom inneren Totpunkt aus zurückgelegte Strecke als Senkrechte (Ordinate) eingetragen. Die Kurve durch die Endpunkte dieser Senkrechten ergibt das Weg-Zeit-Diagramm.

Der erste Differentialquotient dieser Kurve ergibt die Geschwindigkeitskurve. Dieser erste Differentialquotient ist sehr einfach Punkt

für Punkt als trigonometrische Tangente ( $tg$ ) des Winkels zu finden, den die jeweilige Berührende (geometrische Tangente) der Wegkurve mit der Waagerechten (Abszisse) einschließt.

Die Konstruktion. Zunächst trägt man im Diagramm (Abb. 26) auf der Waagerechten (Abszisse) links den Geschwindigkeitspfeil der Kurbelzapfengeschwindigkeit ( $a \cdot \omega$ ) an, den man zunächst einmal gleich der Einheit annimmt. Es ist vielfach üblich, diesen Geschwindigkeitspfeil gleich der Kurbellänge zu wählen (wie auch im Diagramm, Abb. 26). Durch den äußeren Endpunkt dieses Geschwindigkeitspfeiles legt man dann die Parallelen zu den jeweiligen Berührenden (geometrischen Tangenten) der Wegkurve, und diese Parallelen schneiden auf der Senkrechten durch den anderen Endpunkt des Geschwindigkeitspfeiles  $a\omega$  Strecken ab, die der Größe der jeweiligen Geradschubgeschwindigkeit entsprechen, und zwar nach dem gleichen Maßstab, der auch für die Kurbelzapfengeschwindigkeit gewählt wurde.

Die einzige Schwierigkeit bei dieser Konstruktion liegt im genauen Auffinden der Berührenden (geometrischen Tangenten) der Wegkurve. Im Diagramm (Abb. 26) wurde statt der Tangente z. B. für den Punkt 4,5 die Verbindungsgerade der Punkte 4 und 5 gewählt, die beide mit um so größerer Annäherung in der hier allein wichtigen Richtung übereinstimmen, je kleiner die Abstände zwischen den einzelnen Kurbelstellungen gewählt werden, je dichter also die Punkte 3, 4, 5, 6 usw. nebeneinanderliegen<sup>1</sup>.

Zu der Geraden durch die Punkte 4 und 5 der Wegkurve wurde durch den linken Endpunkt des Geschwindigkeitspfeiles  $a\omega$  die in Abb. 26 ausgezogene Parallele gelegt, die auf der Senkrechten am anderen Ende des Geschwindigkeitspfeiles  $a\omega$  den Geradschubgeschwindigkeitspfeil  $v_{4,5}$  abteilt. Dieser ist dann nach rechts ins Diagramm auf die Kurbelstellung 4,5 herübergenommen worden. In entsprechende Weise sind auch die übrigen Punkte der Geschwindigkeitskurve ermittelt worden.

Die Differenzierung der Geschwindigkeitskurve, die uns ja die Beschleunigungskurve (Tangentialbeschleunigung) gibt, erfolgt in ganz gleicher Weise.

Zur Erlangung z. B. der Beschleunigung in der Kurbelstellung 4 (Diagramm, Abb. 26) zieht man durch die Punkte 3,5 und 4,5 der Geschwindigkeitskurve die Verbindungsgerade und zu dieser die Parallele wieder durch den linken Endpunkt des Geschwindigkeitspfeiles  $a\omega$  (gestrichelte Linien!). Auf der Senkrechten durch den rechten End-

<sup>1</sup> Stellt man senkrecht zur Zeichenfläche eine durchsichtige Spiegelfläche, etwa eine alte Negativplatte so auf eine Kurve, daß sich die Spiegelung und der Durchblick auf den weiteren Kurvenverlauf decken, so liegt die Spiegelflächenkante sehr genau in Richtung der Kurven-Normalen (Senkrechten), also senkrecht zur Berührenden (geometrischen Tangente).

punkt dieses Geschwindigkeitspfeiles teilen wir damit den Beschleunigungspfeil  $b_4$  (Tangentialbeschleunigung) der Kurbelstellung 4 ab, den wir dann nur noch nach rechts in das Diagramm zu übernehmen brauchen. In der gleichen Weise sucht man die übrigen Punkte der Beschleunigungskurve.

Im Diagramm (Abb. 26) sind die einzelnen Kurvenpunkte durch gerade Linien verbunden, obwohl die drei Kurven in Wirklichkeit gekrümmte Linien sind. Es wurde aber diese Darstellungsweise gewählt, um die Konstruktion der Geschwindigkeits- und Beschleunigungspunkte recht klar zeigen zu können. Außerdem wird dadurch noch besonders hervorgehoben, daß die „konstruierten“ Punkte die einzigen der Kurven sind, die wir mit Sicherheit kennen. Einen genauen Aufschluß über den weiteren Verlauf der Kurven bringt nämlich nicht das Kurvenlineal, sondern nur die Konstruktion einer weiteren Anzahl von Kurvenpunkten, und dann wird auch nach der im Diagramm (Abb. 26) gewählten Darstellungsweise der wirkliche Kurvenverlauf immer genauer erreicht.

Die in der eben gezeigten Weise gefundenen Kurven sind gleich in einheitlichem Maßstab gewonnen, nur die Benennungen (Dimensionen) sind verschieden (siehe S. 15). Die Zahlenwerte für Geschwindigkeit und Beschleunigung ändern sich mit der Kurbeldrehzahl und der Kurbellänge, liegen aber Kurbellänge und Drehzahl fest, so ist der Maßstab des Diagrammes schnell gefunden.

Nehmen wir bei unserem Beispiel an, die Kurbel hätte eine Länge von 0,5 m und mache 180 Umdrehungen in der Minute, also  $\frac{180}{60} = 3$  Umdrehungen in der Sekunde, so durchläuft der Kurbelzapfen in einer Sekunde dreimal einen Kreis von 0,5 m Halbmesser, also 1 m Durchmesser und 3,14 m Umfang (Durchmesser mal  $\pi$ ). Seine Geschwindigkeit, also sein Weg je Sekunde beträgt danach  $3 \cdot 3,14 \text{ ms}^{-1} = 9,42 \text{ ms}^{-1}$ . Diese Geschwindigkeit entspricht dem Geschwindigkeitspfeil  $a\omega$  in unserem Diagramm (Abb. 26) links im Anschluß an die waagerechte Kurbelkreisabrollung (Abszisse). Damit haben wir für die Drehzahl 180 und die Kurbellänge 0,5 m den Diagramm-Maßstab gefunden. Die Längeneinheit für die Geschwindigkeits- und Beschleunigungsordinaten des Diagrammes in Millimetern ist die Länge des Geschwindigkeitspfeiles  $a\omega$  in Millimeter geteilt durch 9,42 (dem Zahlenwert der eben errechneten Kurbelzapfengeschwindigkeit).

Die großen Vorteile der eben gezeigten zeichnerischen Differenzierung liegen in der Einfachheit der Konstruktion, die für die Geschwindigkeits- und Beschleunigungsermittlung die gleiche ist, und darin, daß alle Ermittlungen im Diagramm erfolgen, also ohne daß man für die einzelnen Geschwindigkeits- und Beschleunigungskon-



struktionen die jeweiligen Getriebestellungen zeichnen und darin die besonders für die Beschleunigungen oft recht verwickelten einzelnen Konstruktionen ausführen muß. Aus dem Getriebe braucht man nur die Wegkurve zu entnehmen, was immer leicht möglich ist, auch in ungewöhnlicheren Fällen.

Als ein Nachteil dieses Verfahrens wird oft angegeben, daß das Auffinden der Kurventangenten sehr leicht ungenau ist, besonders, wenn man nicht sorgfältig genug zeichnet. Es ist daher empfehlenswert, nur die Beschleunigungen nach dem eben angegebenen Verfahren zu ermitteln, während man die Geschwindigkeiten nach dem auf S. 19 und 20 angegebenen Weg aufsucht oder wenigstens nach diesem Verfahren nachprüft.

Die eben behandelte Tangentialbeschleunigung hat auf den Bewegungsverlauf ausschließlichen Einfluß und ist deshalb für die Beurteilung eines Getriebes bezüglich der Massenwirkungen in den meisten Fällen ausreichend. Die Normalbeschleunigung ( $\frac{v^2}{\rho}$  = Geschwindigkeit im Quadrat durch Krümmungshalbmesser der Bahn, für den Kurbelzapfen also  $\frac{v_a^2}{a}$ ) wird meist von den Getriebegliedern oder Führungen als Lager- oder Führungsdruck aufgenommen, ist aber im übrigen auch leicht zu ermitteln.

### 7. Der Geschwindigkeitsaufbau.

Mit der einfachen Feststellung des Geschwindigkeitsverlaufes eines gegebenen Getriebes allein ist dem Konstrukteur nicht gedient. Er muß vielmehr auch einen Einblick in die Wirkungen gewinnen, die die einzelnen Getriebeglieder infolge ihrer Länge auf die Geschwindigkeitsentwicklung haben, um gegebenenfalls bewußt ändernd in den Schwingungsaufbau eines solchen Getriebes eingreifen zu können, oder auch um von Anfang an mit größerer Sicherheit ein geeignetes Getriebe zu entwerfen.

Die Hauptschwingung des Bogenschubes in Bogenschubkurbelgetrieben wird dadurch erzeugt, daß von der Kreisbewegung des Kurbelzapfens nur die Teilbewegung (Komponente) auf die Schwinde wirkt, die in Richtung des Bogenschubes liegt (Abb. 27).

Dazu kommen aber noch Überlagerungen durch mehrere andere Schwingungen. Bereits die Bogenform der Bahn des Schwingenend-

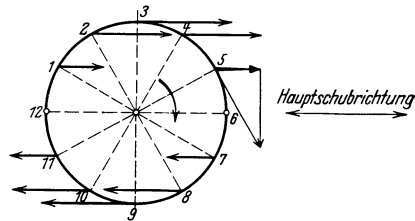


Abb. 27. Teilgeschwindigkeiten des Kurbelzapfens in der Hauptschubrichtung.

punktes, also die Länge der Schwinge bewirkt eine Veränderung der Bewegung. Dann die Lage der Schwingenbahn, die von der Länge des Steges abhängt und schließlich die Länge der Koppel, was wohl vom „Schubstangenverhältnis“ der Dampfmaschine her am bekanntesten ist. Die Längenabmessungen aller vier Glieder des Gelenkviereckes wirken also bei der Erzeugung der Schubbewegung zusammen!

Der Einfluß der Kurbellänge ist dabei leicht zu überblicken. Bei Verlängerung der Kurbel erfolgt eine entsprechende Vergrößerung der Bahnlänge des Bogenschubes und — bei gleichbleibender Drehzahl der Kurbel — eine entsprechende Vergrößerung des Ausschlages der Geschwindigkeitsschwingungen bei der Schwingenbewegung.

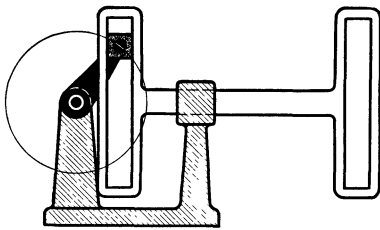


Abb. 28. Versuchsgetriebe  
(Kreuzkurbelgetriebe).

Schwieriger ist es schon, die Wirkung der anderen Glieder zu erkennen. Als Hilfsmittel verwenden wir hierbei — wenigstens in Gedanken ein Versuchsgetriebe (Abb. 28), um die reine Sinusbewegungsschwingung, die der Kurbelzapfen liefert, unverändert an die Schwinge heranzubringen. Hier sollen die Schwingungsüberlagerungen

der übrigen Glieder einzeln erzeugt und beobachtet werden. In Abb. 28 ist es das weiß dargestellte, geradeführte Glied mit den zwei senkrechten Geradföhrungsleitbahnen, das auf der einen Seite von der Kurbel in genauer Sinusgesetzmäßigkeit ( $v_c = v_a \sin \alpha$ ) angetrieben wird, und auf der anderen Seite diese Bewegung auf die Schwinge überträgt. Der Schwingenendpunkt (Koppellager) muß zu dem Zweck in der noch freien Geradföhrung des weißen Gliedes (Versuchsgetriebe) geföhrt werden.

Wählen wir zunächst eine unendlich lange Schwinge, die in der praktischen Ausführung gleichwertig (siehe S. 7) durch eine Geradföhrung des „Koppellagers der Schwinge“ ersetzt wird, so wird durch unser „Versuchs“getriebe immer eine unverändert genaue Sinusschwingung bewirkt (Abb. 29 und 30). Es ist dabei ganz gleichgültig, ob diese Geradföhrung des „Koppellagers“ in der Schubrichtung unseres „Versuchs“getriebes liegt oder nicht. Es ist ebenfalls gleichgültig, ob die Schubrichtung dieser Geradföhrung auf das im Gestell feste Lager der Kurbelwelle zeigt, oder daran vorbeiföhrt, ob wir also ein zentrisches Getriebe haben (Abb. 29) oder ein geschränktes (Abb. 30). Nur zeigt es sich, daß die gegen die Schubrichtung des „Versuchs“getriebes geneigten Geradföhrungen einen längeren „Hub“ haben und dementsprechend eine höhere Durchschnittsgeschwindigkeit (Abb. 30).

Die geschilderten Bewegungsverhältnisse entsprechen denen der Kreuzkurbelgetriebe.

Das alles ändert sich aber, sobald wir endlich lange Schwingen verwenden. Der besseren Übersicht wegen ist in Abb. 31 und den folgenden zu jedem Bogenschub ein Geradschub so gezeichnet, daß die Umkehrpunkte beider Bahnen zusammenfallen. Die Geschwindigkeiten der beiden, in dieser Weise zusammen dargestellten Schubbewegungen sind über dem Geradschub als gemeinsamer Grundlinie aufgetragen.

Die Geschwindigkeitsdiagramme der Geradfürungen werden dabei durch einen Halbkreis über dem Geradschub begrenzt, wenn man dem „Geschwindigkeitspfeil“ der Kurbel die Länge dieser Kurbel selbst gibt. (Der Geschwindigkeitsmaßstab kann ja gewählt werden, wie es gerade bequem ist.)

Dagegen weichen hiervon die Geschwindigkeitsdiagramme der Bogenschübe in jedem Falle ab, die hier, wie nochmals hervorgehoben sei, zum Vergleich ebenfalls über dem entsprechenden Geradschub als Grundlinie aufgetragen sind.

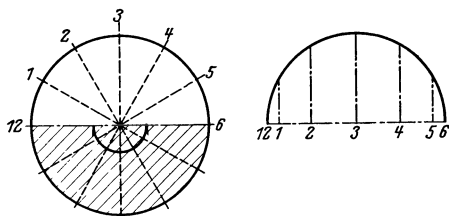


Abb. 29. Zentrischer Geradschub (unendlich lange Schwinge) ergibt reine Sinusbewegungsschwingung.

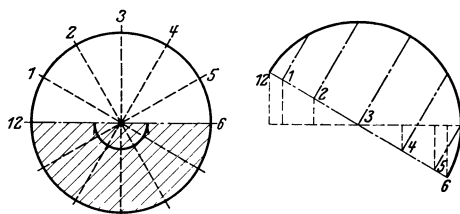


Abb. 30. Geschränkter Geradschub ergibt wieder reine Sinusbewegungsschwingung allerdings entsprechend der größeren Hubstrecke mit entsprechend gesteigerten Einzelgeschwindigkeiten.

Bei der Bogenschubanordnung, deren Haupttrichtung (Verbindungsline der beiden Umkehrpunkte) mit der Schubrichtung unseres Versuchsgetriebes übereinstimmt (Abb. 31), sind in der ersten und zweiten Hälfte jedes Hubes spiegelbildlich gleiche zusätzliche Geschwindigkeitsüberlagerungen entstanden, die von Anfang an einen schnelleren Geschwindigkeitsanstieg bewirken. Diesem schließt sich um die Getriebemittellage herum eine Bogenstrecke etwa gleichbleibender Geschwindigkeit an, während am Hubende wieder ein schnellerer Geschwindigkeitsabfall folgt.

Die Bogenstrecke mit annähernd gleichbleibender Geschwindigkeit dehnt sich mit kürzer werdender Schwinge immer mehr nach den Hubenden zu aus, bis bei gleicher Länge von Kurbel und Schwinge, also beim Parallelkurbelgetriebe die gesamte Schwingenbewegung mit genau gleichförmiger Geschwindigkeit erfolgt.

Die Getriebeformen kurz vor diesem Zustand sind aber wegen der

zu starken Geschwindigkeitsanstiege und -abfälle an den Hubenden und vor allem wegen der dort auftretenden Klemmungen praktisch nicht brauchbar, wie ja auch das Parallelkurbelgetriebe diese „Totlagen“ nur mit besonderen, später gezeigten Getriebemitteln zu überwinden vermag (siehe S. 62—68).

Ist die Hauptrichtung unseres Bogenschubes gegen die Schubrichtung des „Versuchs“getriebes geneigt (Abb. 32), so verschwindet die bisher vorhandene Bewegungssymmetrie innerhalb

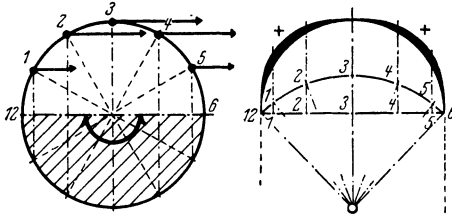


Abb. 31. Zentrischer Bogenschub (endlos lange Schwinge) ergibt spiegelbildliche Geschwindigkeitsschwellungen am Anfang und am Ende des Hubes.

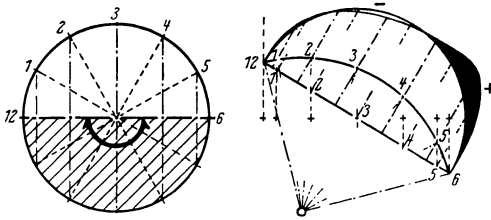


Abb. 32. Geschränkter Bogenschub. Geschwindigkeitsschwellung in der geneigteren Bogenschubhälfte (größere Hubstrecke als Abb. 30).

des Hubes vor und hinter der Getriebemittellage. Dabei streckt sich die Schwingenbahn um so mehr, je stärker die jeweilige Bogenschubrichtung von der Schubrichtung unseres „Versuchs“getriebes abweicht. Schon beim Geradschub wurde ja die Hubstrecke mit wachsender Neigung immer länger und die mittlere Schubgeschwindigkeit immer größer, wenn auch innerhalb der einmal gewählten, doch gleichbleibenden Schubrichtung irgendeines solchen Geradschubes die Bewegungssymmetrie und das einfache Sinusgeschwindigkeitsgesetz gewahrt blieben. Der Bogenschub durchläuft hier aber nacheinander von Augenblick zu Augenblick eine ganze Anzahl immer stärker geneigter Schubrichtungen, sein Bewegungsgesetz muß also auch allmählich von Kurbelstellung zu Kurbelstellung die Eigenschaften der jeweils gleichgerichteten, also immer geneigteren Geradschübe, wenigstens einen Augenblick lang übernehmen; es muß also in gleichen Zeiträumen eine immer größere Strecke zurückgelegt werden, wozu natürlich eine immer gesteigerte Durchschnittsgeschwindigkeit nötig ist. Das alles erfolgt wieder um so ausgeprägter, je kürzer die Schwinge gewählt wird.

Wir erhalten also eine sackartige Ausbauchung des Geschwindigkeitsdiagramms nach der Seite der stärker geneigten Bogenschubrichtungen hin, was in unserem Beispiel bei der dort gewählten Lage der Schwingenlagerung und -bahn über der rechten Hubhälfte der Fall ist. Der Vergleich mit der reinen Sinusgesetzmäßigkeit des entsprechenden Gerad-

des Hubes vor und hinter der Getriebemittellage. Dabei streckt sich die Schwingenbahn um so mehr, je stärker die jeweilige Bogenschubrichtung von der Schubrichtung unseres

„Versuchs“getriebes abweicht. Schon beim Geradschub wurde ja die Hubstrecke mit wachsender Neigung immer länger und die mittlere Schubgeschwindigkeit immer größer, wenn auch innerhalb der einmal gewählten, doch gleichbleibenden Schubrichtung irgendeines solchen Geradschubes die Bewegungssymmetrie und das ein-

schubes (Abb. 30) zeigt die Überlagerungsdoppelschwingung, die diese Diagrammform verursacht. Der Knoten der Doppelschwingung liegt dabei aber nicht etwa über der Mitte der Bogenschubbahn, obwohl dort für einen Augenblick die Schubrichtungen von Gerad- und Bogenschub übereinstimmen, denn beim Bogenschub gehört zu diesem Bahnpunkt eine andere Kurbelstellung als beim Geradschub. Der Knoten ist also stets etwas nach der geneigteren Bahnhälfte des Bogenschubes zu verschoben. In der davor liegenden Bogenhälfte mit weniger geneigten Schubrichtungen liegt eine negative Überlagerung, die den Ausschlag der Hauptschwingung vermindert. Dagegen verstärkt eine positive Überlagerung die Hauptschwingung in der anderen Bahnhälfte, die stärker geneigte Schubrichtungen enthält. Da beim Bogenschub ein größerer Weg zurückgelegt werden muß als beim Geradschub, also auch eine größere Durchschnittsgeschwindigkeit entsteht, erscheint beim Vergleich mit dem Geradschubdiagramm die Geschwindigkeitsminderung zu schwach, die -schwellung zu stark.

Bei der Entstehung dieser Bewegungsverhältnisse wirken die Schwinge und der Steg zusammen, wie man ja keines dieser beiden Glieder verlängern kann ohne das andere mit zu verlängern oder die bisherigen Längenverhältnisse zu stören. Die Schwinge bewirkt dabei die Bildung der Überlagerungsschwingung, und zwar mit um so größerem Ausschlag, je kürzer die Schwinge wird. Durch Verändern der Steglänge wird aber die Lagerung der Schwinge im „Gestell“ entweder nach der Kurbel zu verschoben oder nach der anderen Seite hin, wobei alle möglichen Neigungen der Bogen- und Geradschübe gegen die Schubrichtung des „Versuchs“getriebes und damit bei den Bogenschüben mehr oder weniger unsymmetrische Bewegungsverhältnisse erreicht werden.

Den Einfluß der Koppellänge, oder wie man von der Dampfmaschine her sagt, den Einfluß der endlichen Schubstange erkennen wir am leichtesten beim zentrischen Geradschub, denn hier gibt es ja keine Geschwindigkeitsüberlagerungen durch Schwinge oder Steg. Wenn Abweichungen vom Hauptgesetz, also von der reinen Sinusgeschwindigkeitsschwingung auftreten, so sind diese allein der Koppel, der Schubstange zuzuschreiben. Bei unendlich langer Schubstange (Koppel), die praktisch als zur Schubrichtung senkrechte Geradföhrung des Kurbelzapfens in dem hin- und hergehenden Glied ausgeführt wird — wie in unserem „Versuchs“getriebe — erfolgt allerdings beim Geradschub keine Veränderung der Bewegungsgesetze (Abb. 29, 30), aber es ist allgemein bekannt, daß dies bei endlich langen Schubstangen oder Koppeln geschieht, und zwar auch hier um so stärker, je kürzer die Koppeln oder Schubstangen sind. Von der Dampfmaschine her kennt man allerdings nur die Verhältnisse beim

zentrischen Geradschubkurbelgetriebe, bei dem die Geradschubrichtung wie in Abb. 33 genau auf die Kurbellagerung zeigt. Dabei entsteht wieder eine Überlagerungsdoppelschwingung mit positivem und negativem Teil. Der Knoten liegt hier allerdings immer in der Getriebemittelstellung (Kurbel senkrecht zur Schubrichtung), wandert also nicht um die Wegmitte, wie er es bei den Bogenschüben, je nach der Neigung der Hauptschubrichtung tut, und ebenfalls im Gegensatz zu diesen liegt hier die positive Schwingungsüber-

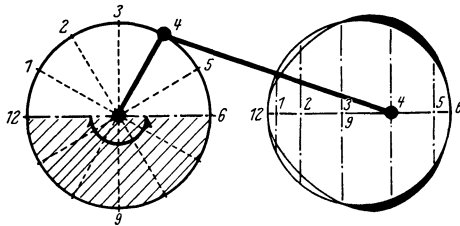


Abb. 33. Zentrisches Geradschubkurbelgetriebe. (Endl. lange Koppel [Schubstange]). Von der Getriebemittelstellung (Stellung 3 oder 9) nach der Kurbel zu Geschwindigkeitsminderung, von der Kurbel weg Geschwindigkeitsschwellung.

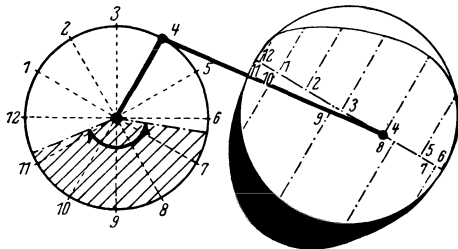


Abb. 34. Geschränktes Geradschubkurbelgetriebe. Hin- und Rückhub (Schraffur im Kurbelkreis) ungleich lang. Daher höhere Durchschnittsgeschwindigkeit im Rückhub. Außerdem Überlagerung wie Abb. 33 allerdings im Hingang stärker als im Rückhub.

Rückhub ist im Kurbelkreis durch Schraffierung hervorgehoben.) Für den einen Hub ist also bei gleichförmiger Kurbeldrehung mehr Zeit vorhanden als für den anderen, er erfolgt daher mit geringerer Durchschnittsgeschwindigkeit, was der andere während des Restes der Kurbeldrehung mit um so größerer Durchschnittsgeschwindigkeit wieder einholen muß. Diese Ungleichheit wird um so größer, je größer der Winkel ist, den die Verbindungslinien vom Kurbeldrehpunkt nach den Hubenden des Geradschubes einschließen. Der längere Hub erfolgt dann, wenn die Kurbel in der Hauptsache nach der Geradföhrung oder deren Richtung hinzeigt. Praktisch steigert man die Ungleichheit, indem man entweder die Hubstrecke in der einmal gewählten Hubrichtung

lagerung immer auf der kurbelfernen Seite des Gerad- oder Bogenschubes, kann also nicht etwa nach Belieben auf die andere Hubhälfte gebracht werden.

Bisher hatten wir für Hin- und Rückhub nur spiegelbildlich gleiche Geschwindigkeitsdiagramme. Das ändert sich aber schon, wenn die Geradschubrichtung nicht mehr auf die Kurbellagerung hinzeigt, also beim geschränkten Geradschubkurbelgetriebe (Abb. 34). Schon bei der Bewegung dieses Getriebes fällt auf, daß die Kurbelstellungen, die zu den Umkehrpunkten (Totlagen) des Geradschubes gehören, den Kurbelkreis nicht mehr, wie bisher, halbieren, sondern ungleich große Kreisbogen ausschneiden. (Der

mehr nach dem Kurbelkreis zu verschiebt, oder indem man nur die Schubrichtung noch weiter von der Kurbellagerung wegdreht.

Das Diagramm zeigt, abgesehen von der ungleichen Geschwindigkeitsverteilung auf Hin- und Rückhub, wieder die Geschwindigkeitsanhäufung auf der kurbelfernen Seite des Geradschubes, wie schon beim zentrischen Geradschubkurbelgetriebe (Abb. 33). Im ersten, nach der Kurbel zu liegenden Teil des langsamen Hubes kommt es dabei infolge der Schränkung sogar zu einer recht erheblichen Unterschreitung der Hauptgesetzmäßigkeit (reines Sinusbewegungsgesetz), während die Geschwindigkeiten des schnellen Rückhubes durchweg über denen der Hauptgesetzmäßigkeit liegen.

Bogenschubkurbelgetriebe mit unendlich langer Koppel, die scheinbar ganz neuartige Getriebe ergeben, und die dabei auftretenden eigentümlichen Bewegungs- und Geschwindigkeitsverhältnisse werden wir später kennenlernen.

Trotz genau gleicher Kurbeldrehung für Hin- und Rückgang und daher gleichen mittleren Hubgeschwindigkeiten sind beim zentrischen Bogenschubkurbelgetriebe (die Verbindungslinie der Bogenschub-

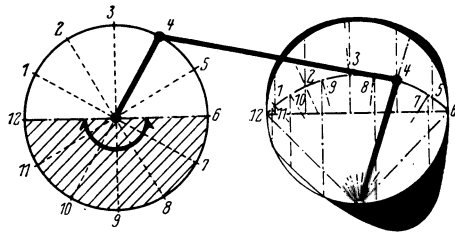


Abb. 35. Zentrisches Bogenschubkurbelgetriebe. (Endl. Schwinge und endl. Koppel) Hinhub entsprechend Abb. 31 mit leichter Überlagerung entsprechend Abb. 33. Rückhub infolge der starken Schwingung der Koppel mit ähnlicher Geschwindigkeitsentfaltung wie Abb. 32.

kurve zeigt auf die Kurbellagerung) mit endlich langer Koppel (Abb. 35) die Diagramme dieser beiden Hübe nicht mehr spiegelbildlich gleich, wie beim zentrischen Geradschubkurbelgetriebe.

Dem äußeren Anblick nach bilden die vier Glieder dieses Getriebes während eines Hubes ein mehr oder weniger verschobenes Viereck, und während dieses Hubes entstehen Hubgeschwindigkeiten, die nur wenig, und dann nur im Sinne gleichförmigerer Geschwindigkeit von dem Hauptgeschwindigkeitsgesetz abweichen. Die Bogenführung mildert hier die Überlagerung infolge der endlich langen Koppel (Schubstange) (Abb. 33), so daß auf der kurbelfernen Hubhälfte bei der Überlagerung infolge des Bogenschubes (Abb. 31) nur eine etwas stärkere Geschwindigkeitsschwelung auffällt, während sich diese beiden Überlagerungen auf der anderen Hubhälfte ungefähr aufheben.

Im Verlauf des anderen Hubes kreuzen sich Koppel und Steg. Die vier Glieder des Bogenschubkurbelgetriebes bilden also eine ähnliche Figur, und bei diesen Gliederstellungen tritt die Überlagerung durch endlich lange Koppel besonders ausgeprägt hervor, es zeigen sich

dann überhaupt bei allen Gelenkvierecken immer sehr ungleichmäßige Geschwindigkeiten, beim Bogenschubkurbelgetriebe entsteht in der kurbelfernen Hubhälfte eine kräftige Geschwindigkeitsanhäufung infolge der endlich langen Koppel, die ja während dieses Hubes besonders stark schwingt, während sie ja im vorhergehenden fast parallel verschoben wurde.

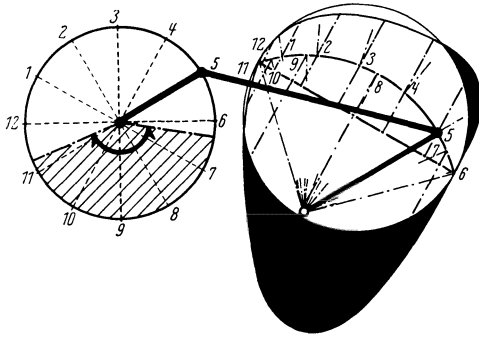


Abb. 36. Geschränktes Bogenschubkurbelgetriebe. Hin-  
hub lang, Rückhub kurz. Im Hinhub Zusammenwirkung  
von Überlagerung nach Abb. 33 und Abb. 32. Dazu  
Überlagerung nach Abb. 31. Im Rückhub ist die Gesch-  
windigkeitsbildung nach Abb. 35 gesteigert durch eine  
Überlagerung nach Abb. 32.

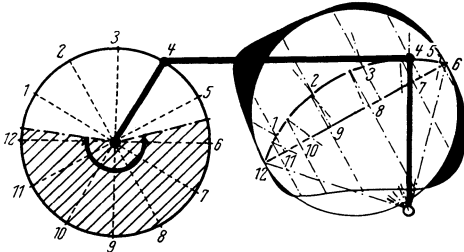


Abb. 37. Geschränktes Bogenschubkurbelgetriebe. Hin-  
hub kurz, Rückhub lang. Im Hinhub wirken die  
Überlagerung nach Abb. 33 und 32 gegeneinander. Dazu  
kommt noch die Überlagerung nach Abb. 31. Im Rück-  
hub wirkt die Überlagerung nach Abb. 32 gegen die  
Geschwindigkeitsausbildung nach Abb. 35.

(Abb. 34), also vor allem die ungleich großen Kurbeldrehwinkel und damit die verschieden großen mittleren Geschwindigkeiten für Hin- und Rückhub. Diese Ungleichheiten hängen wieder davon ab, wie groß gerade der Winkel ist, den die Verbindungslinien vom Kurbeldrehpunkt aus nach den Bogenschubumkehrpunkten einschließen. Aber auch alle anderen Schwingungsüberlagerungen infolge Bogenschub, also Schwingenlänge, infolge Steglänge und Koppellänge treten hier stärker oder schwächer, vereint oder gegeneinander wirkend auf, je nachdem, wie gerade die Gliederabmessungen des Getriebes gewählt werden.

So wird im oberen Hubdiagramm des geschränkten Bogenschub-

Beim Parallelkurbelgetriebe ist die Parallelschiebung der Koppel vollkommen erreicht, und damit trotz endlich langer Koppel eine überlagerungsfreie Bewegungsverweiterung. Beim Antiparallelkurbelgetriebe mit der stark schwingenden Koppel und 8förmiger Gliederstellung gibt es natürlich wieder ganz besonders starke Schwingungsüberlagerungen.

Das geschränkte Bogenschubkurbelgetriebe (die Verbindungslinie der Bogenschubumkehrpunkte führt an der Kurbellagerung vorbei) mit endlich langer Koppel (Abb. 36, 37) zeigt dieselben Schränkungsmerkmale unter dem Einfluß der endlich langen Koppel, wie schon das geschränkte Geradschubkurbelgetriebe



kurbelgetriebes in Abb. 37 die Überlagerung durch kurze Koppel (Abb. 33) aufgehoben von der besonders starken Überlagerung durch Schränkungslage der Bogenführung (Abb. 32). Dabei schlägt aber die allgemeine Überlagerung durch Bogenführung (Abb. 31) noch etwas durch und verursacht um die Hubmitte ein Gebiet gleichförmigerer Geschwindigkeiten, das sich mit Ausnutzung der Schränkungsüberlagerung sogar etwas nach der Kurbelseite zu ausdehnt. Das alles erfolgt bei der höheren Durchschnittsgeschwindigkeit des hier kurzen Hubes. Beim Rückhub kreuzen sich Koppel und Steg, die Glieder des Gelenkviereckes bilden also die 8ähnliche Gestalt mit der ausgeprägten Geschwindigkeitsüberlagerung durch endlich lange Koppel, wodurch an der kurbelfernen Hubseite eine Geschwindigkeitsanhäufung (Abb. 35) entsteht, der hier allerdings die Überlagerung infolge der Schränkungslage des Bogenschubes (Abb. 32) entgegenwirkt.

Anders bei dem geschränkten Bogenschubkurbelgetriebe in Abb. 36. Hier wirken im oberen Hubdiagramm die Überlagerungen durch kurze Koppel (Abb. 33) und durch die hier nach der anderen Seite geneigte Schränkungslage der Bogenführung (Abb. 32) zusammen, so daß sich auf der kurbelfernen Hubseite eine starke Geschwindigkeitsschwellung bildet, der auf der anderen Hubhälfte eine ziemlich große Geschwindigkeitsminderung gegenübersteht. Das fällt hier beim „langsamen“ Hub mit geringerer Durchschnittsgeschwindigkeit besonders auf, zumal dabei auch die Überlagerung infolge der Bogenführung (Abb. 31) etwas verschleiert ist. Die Geschwindigkeitsschwankungen des Rückhubes mit Kreuzung von Koppel und Steg sind dagegen schon infolge des „schnellen“ Hubes gesteigert, besonders aber noch deswegen, weil hier die Überlagerung durch Schränkungslage der Bogenführung (Abb. 32) mit der Geschwindigkeitsumlagerung zusammen wirkt, die bei der 8ähnlichen Gliederstellung im Gelenkviereck infolge kurzer Koppel auftritt (Abb. 35).

Auf diese Weise ist es jedenfalls möglich, wenn auch nicht mit mathematischer Schärfe, so doch in großen Zügen die Geschwindigkeitsbildung der einzelnen Getriebe zu beurteilen und für die praktische Anwendung die Richtung etwaiger Änderungen zu erkennen, die ja nur darin bestehen können, daß das eine oder andere der Getriebeglieder etwas kürzer oder länger gestaltet wird, während das Getriebe im übrigen unverändert bleibt.

Hierbei können die folgenden, von Wanc<sup>1</sup> gegebenen Konstruktionen von Bogenschubkurbelgetrieben recht wertvoll sein.

<sup>1</sup> Wanc<sup>1</sup>, H.: Zur Synthese des Gelenkviereckes. Diss. Dresden 1925.

## 8. Konstruktionen des Bogenschubkurbelgetriebes<sup>1</sup>.

1. Ermittlung eines Bogenschubkurbelgetriebes aus der Steglänge  $d$ , dem Schwingenausschlagwinkel  $\varphi$  und dem während eines Hubes bestrichenen Kurbeldrehwinkel  $\alpha$  (Abb. 38).

An eine Strecke von der Steglänge  $d$  mit den Endpunkten  $1$  und  $4$  trägt man in dem Endpunkt  $4$  den Schwingenwinkel  $\varphi$  an mit dem neuen Schenkel  $g$  und zieht die Winkelhalbierende  $m$ . Im Endpunkt  $1$

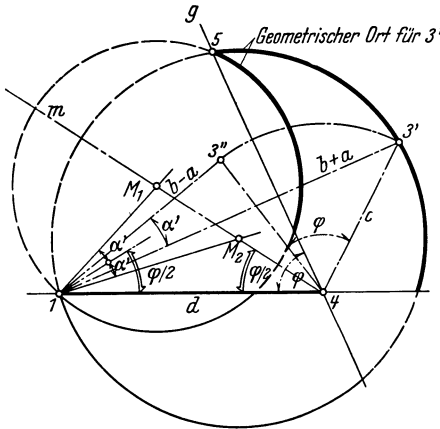


Abb. 38. Ermittlung eines Bogenschubkurbelgetriebes aus der Steglänge  $d$ , dem Schwingenausschlagwinkel  $\varphi$  und dem während eines Hubes bestrichenen Kurbeldrehwinkel  $\alpha$ .

der Strecke  $d$  wird der Winkel  $\frac{\varphi}{2}$  angetragen und an dessen freien Schenkel nach beiden Seiten je einmal der Winkel  $\alpha'$ . ( $\alpha' = 180^\circ - \alpha$  oder  $\alpha - 180^\circ$ .) Die nun entstandenen freien Schenkel der beiden Winkel  $\alpha'$  schneiden die Winkelhalbierende  $m$  in den Punkten  $M_1$  und  $M_2$ . Um diese Punkte schlägt man Kreise, die durch den Endpunkt  $1$  der Strecke  $d$  gehen, die also die Halbmesser  $M_1 \div 1$  und  $M_2 \div 1$  haben und die Gerade  $g$  in Punkt  $5$  schneiden. Die Geraden  $4 \div 5$  und  $4 \div 1$  schneiden aus diesen Kreisen

Bogen aus, die der geometrische Ort für den äußeren Bogenschubumkehrpunkt  $3'$  sind, wenn der Punkt  $1$  Kurbeldrehpunkt ist.

Man kann nunmehr den Punkt  $3'$ , also die Schwingenlänge  $c (= 4 \div 3')$  in den möglichen Grenzen wählen. Dann ist die Strecke  $3' \div 1$  eben so lang wie die Kurbel  $a$  und die Koppel  $b$ . Trägt man nun den Schwingenausschlagwinkel  $\varphi$  in dem Schwingendrehpunkt  $4$  an die äußere Schwingenlage  $4 \div 3'$  an, so wird dessen freier Schenkel von der Schwingenbahn (Kreis mit Halbmesser  $c$  um Punkt  $4$ ) in  $3''$ , dem inneren Umkehrpunkt des Bogenschubes geschnitten, und die Strecke von hier nach Punkt  $1$ , also  $3'' \div 1$ , ist so lang wie die Koppel  $b$  vermindert um die Länge der Kurbel  $a$ .

Aus  $3' \div 1$  gleich  $a + b$  und  $3'' \div 1$  gleich  $b - a$  findet man aber leicht die Längen der Kurbel  $a$  und der Koppel  $b$ , womit sämtliche Glieder des Bogenschubkurbelgetriebes bekannt sind.

2. Ermittlung eines Bogenschubkurbelgetriebes aus der Steg-

<sup>1</sup> Die Konstruktionen sind der bereits erwähnten Dissertation von Wankel entnommen und werden hier ohne Ableitung und Begründung wiedergegeben.

länge  $d$ , der Koppellänge  $b$  und dem Schwingenausschlagwinkel  $\varphi$  (Abb. 39).

Man zeichnet den Winkel  $\varphi$  mit dem Scheitelpunkt  $4$  und trägt auf beiden Schenkeln dieses Winkels die Steglänge  $d$  ab mit den Endpunkten  $1$  und  $5$ . Die Winkelhalbierende des Winkels  $\varphi$  und die Verbindungslinie der Punkte  $1$  und  $5$  schneiden sich unter  $90^\circ$  im Punkte  $0$ , dem Mittelpunkt eines rechtwinkligen Achsenkreuzes für eine Ellipse, deren Hauptachse in Richtung  $1 \div 5$  liegt und doppelte Koppellänge ( $2b$ ) besitzt. Ein Kreis mit dem Halbmesser  $b$  um den Punkt  $5$  schneidet die Winkelhalbierende in den Endpunkten der kleinen Ellipsenachse. Die Ellipsenkonstruktion zeigt

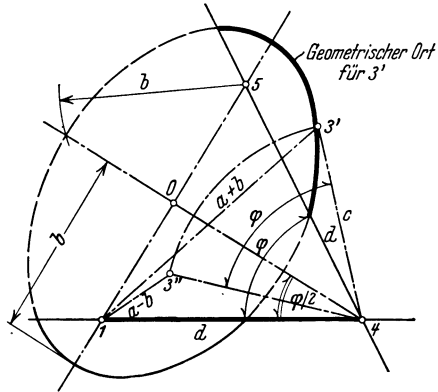


Abb. 39. Ermittlung eines Bogenschubkurbelgetriebes aus der Steglänge  $d$ , der Koppellänge  $b$  und dem Schwingenausschlagwinkel  $\varphi$ .

Abb. 94. Der von der Geraden  $4 \div 5$  abgeschnittene Ellipsenbogen ist der geometrische Ort für den äußeren Bogenschubumkehrpunkt  $3'$ , wenn der Punkt  $1$  Kurbeldrehpunkt ist.

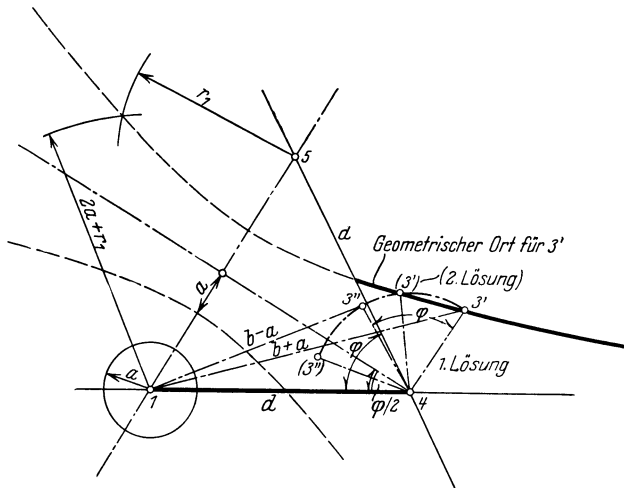


Abb. 40. Ermittlung eines Bogenschubkurbelgetriebes aus der Steglänge  $d$ , der Kurbellänge  $a$  und dem Schwingenausschlagwinkel  $\varphi$ .

Man wählt wieder in den möglichen Grenzen die Schwingenlänge  $c$  gleich der Strecke  $4 \div 3'$ . Die Strecke  $3' \div 1$  hat dieselbe Länge wie Kurbel und Koppel zusammen. Da hier die Länge der Koppel  $b$  be-

kannt ist, kennt man damit die Länge der Kurbel und somit die Abmessungen aller Glieder des Bogenschubkurbelgetriebes.

3. Ermittlung eines Bogenschubkurbelgetriebes aus der Steglänge  $d$ , der Kurbellänge  $a$  und dem Schwingenausschlagwinkel  $\varphi$  (Abb. 40).

Man zeichnet, wie eben, den Winkel  $\varphi$  mit dem Scheitelpunkt  $4$  und trägt auf beiden Schenkeln dieses Winkels die Steglänge  $d$  ab mit den Endpunkten  $1$  und  $5$ . Die Winkelhalbierende des Winkels  $\varphi$  und die Verbindungslinie der Punkte  $1$  und  $5$  schneiden sich unter  $90^\circ$  im Punkte  $0$ , dem Mittelpunkt eines rechtwinkligen Achsenkreuzes hier für eine Hyperbel, deren Hauptachse wieder in Richtung  $1 \div 5$  liegt. Ein Kreis um  $0$  mit der Kurbellänge  $a$  als Halbmesser schneidet diese in den Hyperbelscheitelpunkten, die Punkte  $1$  und  $5$  sind die Hyperbelbrennpunkte, von denen aus die Hyperbel punktweise mit den zusammengehörigen Brennstrahlen  $r$  und  $r_1$  konstruiert wird, deren Längen sich um die doppelte Kurbellänge ( $= 2a$ ) unterscheiden ( $r = r_1 + 2a$  oder  $r = r_1 - 2a$ ). Der von der Geraden  $4 \div 5$  abgeschnittene Hyperbelteil ist der geometrische Ort für den äußeren Bogenschubumkehrpunkt  $3'$ , wenn der Punkt  $1$  der Kurbeldrehpunkt ist.

Man wählt wieder in den möglichen Grenzen die Schwingenlänge  $c$  gleich der Strecke  $4 \div 3'$ . Die Strecke  $3' \div 1$  hat dieselbe Länge wie Kurbel und Koppel zusammen. Da die Länge der Koppel  $b$  bekannt ist, kennt man damit die Länge der Kurbel und somit die Abmessungen aller Glieder des Bogenschubkurbelgetriebes.

## 9. Mitwirkung menschlicher Glieder bei der Bildung von Maschinengetrieben<sup>1</sup>.

Setzen wir uns auf ein Fahrrad, so bilden unsere Beine zusammen mit den Kurbeln und dem Rahmen des Rades zwei um eine halbe Kurbeldrehung versetzte Bogenschubkurbelgetriebe (Abb. 41), bei denen das auf dem Sattel festsitzende Gesäß mit dem Radrahmen den gemeinsamen Steg bildet. Die Oberschenkel sind dann die Schwingen und die Unterschenkel mit den Füßen die Koppeln dieser Getriebe. Dabei werden die Füße gegen die Unterschenkel im „Sprunggelenk“ nicht oder nur ganz wenig bewegt.

Die einzigen, in Metall ausgeführten Gelenke sind hier die Lagerungen des Kurbelrades und der „Pedale“, also die beiden voll umlaufenden Drehkörperpaare  $1$  und  $2$  des Gelenkviereckes (Abb. V). Die beiden übrigen, nur schwingenden Gelenke liegen im mensch-

<sup>1</sup> Hierzu wurde außer den besonders angegebenen Quellen benutzt: Mollier, S.: Plastische Anatomie.

lichen Körper, nämlich die Hüftgelenke (4), die Lagerungen der beiden Oberschenkel als Schwingen im Radrahmen und die Kniegelenke (3), die weiterhin die Unterschenkel, also die Koppeln unserer Bogenschubkurbelgetriebe schwingfähig anlenken.

Zur Not könnte man auch ohne Pedale fahren, wenn man die Füße unmittelbar auf die Kurbelzapfen aufsetzen würde, wie man es auch manchmal bei heruntergekommenen Rädern sieht, aber das dann dauernde Abgleiten auch nackter Füße zeigt, wie unsicher diese „Gelenkbildung“ ist. Die Hand dagegen kann „greifen“, also sehr gut den passenden Hohlkehlkörper zu einem Kurbelzapfen bilden, aber auch da schaltet man gern einen Griff (aus wenig wärmeleitfähigem Baustoff) dazwischen, um die empfindliche Haut der Hand vor der Lagerreibung und unangenehmer Wärmewirkung zu schützen.

Zwischen Fuß und Tretkurbel muß also zur Bildung eines einwandfreien Drehkörperpaares das „Pedal“ eingeschaltet werden, das eine vollkommene Lagerung für den Kurbelzapfen enthält und eine Auflage, auf der der Fuß unter Druck ruht, so daß Pedal, Fuß und Unterschenkel getrieblich hier ein einziges Glied, die Koppel, bilden.

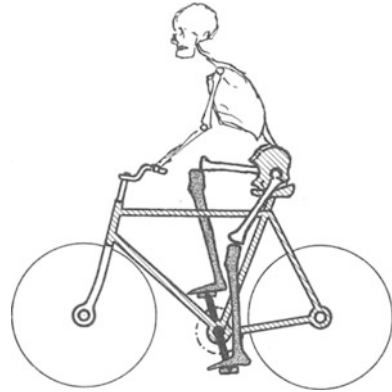


Abb. 41. Die Beine des Radfahrers bilden mit der Tretkurbel und dem Radrahmen 2 um 180° versetzte Bogenschubkurbelgetriebe. Gesäß und Radrahmen sind Steg, die Oberschenkel die Schwingen, die Unterschenkel und Pedale die Koppeln.

Für die treffsichere Durchbildung eines solchen Rades müßte der Konstrukteur zunächst die Längen von Ober- und Unterschenkel kennen, dann die im Kniegelenk und im Hüftgelenk möglichen Bewegungsausschläge, aber auch die Lage, Kraft und günstigste Kraftentfaltung der hauptsächlichsten Muskeln, die hier in Tätigkeit kommen, und schließlich die Bewegungsvorgänge im Becken, um einen einwandfreien Sattel ausbilden zu können.

Und das gleiche gilt, wenn wir nur die Füße im Sprunggelenk bewegen, wie beim Antrieb einer Nähmaschine, oder mit den Armen eine Handkurbel drehen, und wenn es schwer geht, wie bei einer Winde, mit gestreckten Armen, nur im Schultergelenk winkelnd, den ganzen Körper mit hin- und herschwingen lassen. Wenn wir, wie bei einer Grasmähmaschine den Schneidebalken mit einem Fußhebel austreten oder, hinter einer Hackmaschine einherschreitend, den Hackrahmen heben oder senken, und so könnte man beliebig die Zahl der Beispiele vermehren. Dabei haben wir heute nur in den wenigsten Fällen so

zweckmäßige Anschlußstellen für den menschlichen Körper und so gut den Gliedern angepaßte Bewegungen, wie gerade beim Fahrrad.

Es ist hier natürlich nicht der Platz, Ausführliches über die Anatomie des Menschen zu berichten, wir werden uns auf das für den Überblick Wichtigste beschränken, empfohlen sei aber das Studium des vorzüglichen Werkes S. Mollier, *Plastische Anatomie*, Verlag Bergmann,

München 1924, das sich zwar an Künstler wendet, damit aber in seiner klaren Anschaulichkeit auch für den Konstrukteur — zum Selbststudium — sehr geeignet ist.

Abb. 42 zeigt die Längenverhältnisse des Körpers eines erwachsenen Menschen.

Das Kniegelenk liegt  $\frac{3}{10}$  der gesamten Körperlänge über der Fußsohle, dann folgt der Oberschenkel mit  $\frac{2}{10}$  der Körperlänge. Die Hüftgelenke und der Schamansatz liegen also in halber Körperhöhe. Der Rumpf hat  $\frac{3}{10}$  Körperlänge, am Ende seines unteren Drittels liegen der Nabel und der obere Beckenrand, dann ein Drittel höher die Herzgrube. Den oberen Abschluß bilden die Schlüsselbeine mit den Schultergelenken. Die Breite von Schultergelenk zu Schultergelenk beträgt  $\frac{2}{10}$  der Körperlänge, ebenso wie die Beckenbreite.

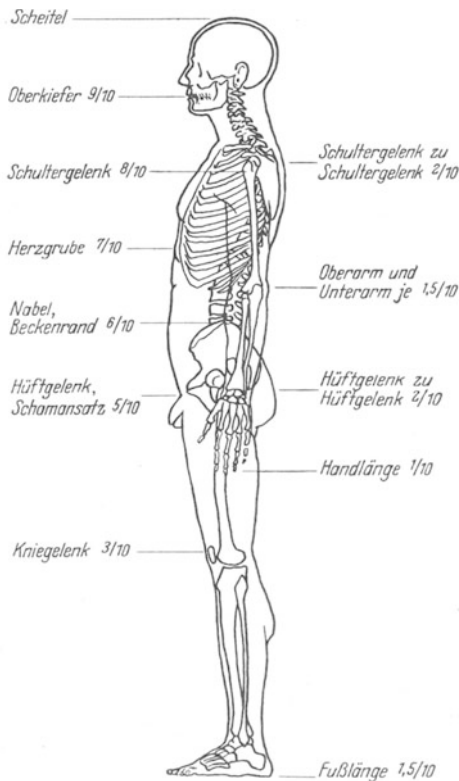


Abb. 42. Längenverhältnisse beim erwachsenen Menschen.

Von den Schlüsselbeinen bis zum Oberkiefer und schließlich von dort bis zum Scheitel sind die letzten beiden Zehntel der Körperhöhe. Die Länge des Armes vom Schultergelenk bis zur Handwurzel beträgt  $\frac{3}{10}$  der Körperlänge, das Ellbogengelenk liegt in der Mitte, Unter- und Oberarm sind also gleichlang ( $\frac{1,5}{10}$ ). Die Handlänge beträgt wieder  $\frac{1}{10}$  der Körperlänge, der Fuß ist um  $\frac{1}{2}$  Zehntel länger.

Das sind natürlich alles angenäherte Maße, die aber beim normalen Menschen mit der für uns voll ausreichenden Genauigkeit zutreffen.

Für die Eingliederung in die Maschinengetriebe hat nun das Bein

eine viel größere Bedeutung als der Arm und die Hand, weil man die außerordentlich vielseitig beweglichen Arme und Hände und die vorzüglich greiffähigen, gefühlvollen und erstaunlich geschickten Finger möglichst für hochwertigere Beschäftigung frei haben will, als es etwa das Festhalten einer Handkurbel ist, während die Beine beim Stehen oder Sitzen an der Maschine doch als Gehgeräte unbeschäftigt sind.

So finden wir etwa bei der Nähmaschine die Hand zum Halten und Leiten des Stoffes, Vorbereiten der Naht, Einfädeln, Reinigen usw., während die Füße den Antrieb besorgen. Dabei bleiben Ober- und Unterschenkel ziemlich ruhig, nur der Fuß bewegt sich gegen den Unterschenkel, und zwar im

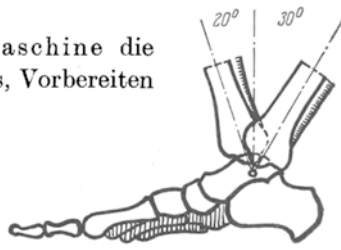


Abb. 43. Bewegung im oberen Sprunggelenk.

oberen Sprunggelenk. (Es gibt noch ein unteres Sprunggelenk, das ein seitliches Kanten des Fußes um 20—25° nach innen und 10—15° nach außen gestattet, aber technisch weniger in Frage kommt [Fußsteuerung an Elektrokarren]).

Der Bewegungsausschlag im oberen Sprunggelenk (Abb. 43) wird von der Senkrechtstellung des Unterschenkels aus gewöhnlich für die Beugung mit 20° und für die Streckung mit 30° angegeben. Das sind aber Durchschnittswerte, die nur selten nicht erreicht werden, häufig aber wesentlich überschritten werden können.

Zur Bewegung dieses Gelenkes wirken eine ganze Anzahl Beuge- und Streckmuskeln zusammen, die Kraft der Strecker übertrifft aber die der Beuger um mehr als das Sechsfache! Diese gewaltige Überlegenheit der Strecker ist notwendig zur Erhaltung des aufrechten Standes, sowie zur Erhebung des ganzen aufrechten Körpers auf die Zehen und wird ausschließlich durch den eigentlichen, sehr kräftigen Wadenmuskel erreicht, der in die Achillessehne ausläuft (Abb. 44), damit also hinten am Fersenbein mit großem Hebelarm angreift.



Abb. 44. Wadenmuskel endet mit der Achillessehne am Fersenbein. (Hebelarm!)

Beim Antrieb einer leichten Stanze, Presse oder einer ähnlichen Maschine mit ungleichmäßigem Arbeitswiderstand muß also der Wadenmuskel den „Druckpunkt“ überwinden, und deswegen ist das Bogenhubkurbelgetriebe des Fußantriebes so mit der Maschinenwelle zu kuppeln, daß hierbei ein Strecken des Fußes erfolgt.

Bei dieser Antriebsart kann man auf einem gewöhnlichen Stuhl oder auf einer Bank sitzen, da die Oberschenkel an der Bewegung nicht beteiligt sind. Wie aber das Beispiel des Fahrrades zeigte, muß der

Sitz für den Oberschenkel Bewegungsfreiheit geben, wenn das ganze Bein zur Erzeugung der Antriebsbewegung herangezogen wird, was aber oft übersehen wird und zu einem ermüdenden Hocken auf der Stuhl- oder Bankkante führt.

Dabei ist der eben geschilderte Antrieb durch Bewegungen des Fußes im Sprunggelenk auf die Dauer stark ermüdend, obwohl er nur für leichtere Arbeiten in Frage kommt.

Bei etwas größerem Kraftbedarf, wie schon bei einem Schleifstein (Abb. 45), einer Kleindrehbank für weiche Werkstoffe usw. setzt man daher den Fuß auf dem Trittbrett, der „Schwinge“ etwas mehr nach der Koppellagerung zu, so daß sich Knie und Hüftgelenk bei der Arbeit leicht einwinkeln und die wesentlich kräftigeren Beinmuskeln in Tätigkeit treten, allerdings immer nur auf einem kurzen Streckweg. Das Sprunggelenk bleibt dabei so gut wie unbewegt und ist jedenfalls an der Krafterzeugung unbeteiligt.

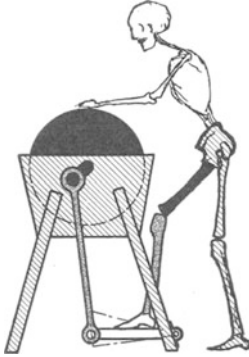


Abb. 45. Beim Schleifsteinantrieb gehören das Standbein und das Becken mit dem Schleifsteinbock und dem Boden zum Gestell (Steg). Schleifstein-Kurbel, Koppelstange und Fußtritt bilden dabei ein selbständiges Bogenschubkurbelgetriebe, dem sich mit gemeinsamer Schwinge (Fußtritt), dem Unterschenkel als Koppel, dem Oberschenkel als nur schwingfähige Kurbel ein aus menschlichen Gliedern gebildetes vorschaltet.

Die vollkommene Ausnutzung der Beinmuskulatur erfolgt aber erst durch ausgiebigeres Beugen und Strecken des Beines wie bei der Tretkurbel des Fahrrades oder bei Fußhebeln mit größerem Ausschlag. Dabei werden Oberschenkel und Unterschenkel selbst Glieder des Antriebsgetriebes, und zwar in den meisten Fällen, wie schon beim Fahrrad (Abb. 41), Schwinge und Koppel eines Bogenschubkurbelgetriebes.

Im Kniegelenk kann der Unterschenkel gegen den Oberschenkel aus der Strecklage um  $158^\circ$  gebeugt werden (Abb. 46). Die eigenen Muskeln können allerdings nur eine Kniebeugung von  $128^\circ$  zustande bringen, die Restdrehung um  $30^\circ$  müßte durch äußere Kräfte erfolgen, also etwa durch Anziehen des gebeugten Unterschenkels mit der Hand, oder unter der Last des Körpergewichtes, wie etwa bei der Sitzhocke (Sitzen auf den Fersen).

Auch beim Knie ist die Arbeitskraft der Streckmuskeln als Folge des aufrechten Ganges größer, und zwar um das Dreifache als die der Beugemuskeln. Die Strecker werden ja auch bei Maschinenantrieb fast ausschließlich allein benutzt. Die Zuziehung der Beuger, wie bei den Radpedalen mit Rennhaken, ist immerhin nur Ausnahme.

Jeder Muskel kann seine Länge verkürzen und entwickelt dabei oft sogar sehr erhebliche Kräfte. Mit zunehmender Verkürzung nimmt aber die Verkürzungskraft immer mehr ab, und im Augenblick stärkster Verkürzung ist sie auf Null gesunken.



Aus dieser Abnahme der Muskelkraft mit zunehmender Verkürzung ergibt sich aber, daß der Muskel als Kraftquelle für irgendeinen Antrieb mehr leistet, wenn er nicht bis zum äußersten verkürzt wird, andererseits darf die Verkürzungsstrecke auch nicht zu kurz sein, weil auch dann die Leistungsfähigkeit des Muskels nicht voll ausgenutzt werden kann.

Anschaulich zeigt dies wieder das Fahrrad, wo bei richtiger Sattelleinstellung das Bein bei tiefster Fußlage nicht voll gestreckt sein darf, andererseits aber auch bei hochstehender Kurbel nicht bis zur äußersten Möglichkeit gebeugt wird.

Geht man eine Treppe mit ganz niedrigen Stufen empor, dann eine mit normal hohen und versucht man schließlich, ein hohes Podium oder ein entsprechendes Felsstück mit einem Schritt zu ersteigen, so kann man all dies auch am eigenen Körper empfinden.

Auch bei einer mittleren Schnelligkeit der Gliederbewegungen durch Muskeln erhalten wir besonders günstige Arbeitsleistungen, für Handkurbeln liegt diese z. B. bei etwa 40—50 Umdrehungen in der Minute.

Dabei lernt jeder Muskel erst seine richtige Einstellung auf einen möglichst sparsamen Betrieb. Bei jeder erstmals ausgeführten, ungelerten, aber auch schon bei jeder ungewohnten Übung verbrauchen wir mehr als die nötige Kraft. Der Nutzwert kann auf die Hälfte heruntergehen.

Die Arbeitsfähigkeit der Muskeln ist zeitlich begrenzt. Wird die Dauer normaler Arbeitsleistung überschritten, so verändern langsam einsetzende und sich steigende Ermüdungsstörungen den Ablauf der Muskeltätigkeit. Der ermüdete Muskel gehorcht nur noch zögernd, zieht sich langsamer und mit geringerer Kraft zusammen und bedarf deshalb der Einschaltung eines immer stärkeren Nervenreizes, und endlich gehorcht er auch diesem nicht mehr. Er versagt gänzlich. Die Ermüdung mindert das körperliche Wohlbefinden und erschwert allmählich auch mehr und mehr das Denkvermögen und die Aufmerksamkeit.

Ein guter Konstrukteur wird daher alle unnötige und vermeidbare Muskelarbeit ausschalten oder wenigstens mindern.

Von großer Bedeutung ist in dieser Beziehung die Körperhaltung, die die Bedienung einer Maschine ihrem Bau nach erfordert. So würde der Schleifstein (Abb. 45) sicher leichter und länger bedient werden

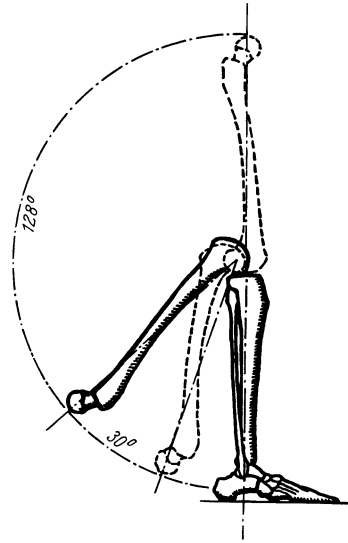


Abb. 46. Bewegung im Kniegelenk 158°, durch die Beinmuskeln nur 128°.

können, wenn der Schleifer nicht stehen, sondern sitzen würde. Ein Sitz für den Straßenbahnführer würde ihm rein körperlich eine größere und längere Aufmerksamkeit ermöglichen.

Beim Sitzen verbraucht der menschliche Körper nur 4% mehr Energie als in der Ruhestellung, beim Liegen. Beim Hocken beträgt der Mehrverbrauch schon 8,5%, beim Stehen 12% und beim Bücken sogar 55%<sup>1</sup>.

Sehr große Energiemengen werden aber vergeudet, wenn man etwa bei landwirtschaftlichen Feldbearbeitungsmaschinen den Sitz für den Bedienungsmann wegläßt, so daß er hinter der Maschine herlaufen muß, wie man es vor allem in Europa noch viel sieht.

Kalorienverbrauch beim Sitzen und Gehen<sup>2</sup>.

	Geschwindigkeit km/h	g=Kal. je Min.	g=Kal. jem Weg
Ruhiges Sitzen . . . . .		1230	
Gehen auf hartem Weg . . . . .	5,6	5000	54
Gehen auf frisch gepflügtem Acker .	4,0	7170	107

Genau wie beim Kniegelenk und beim Sprunggelenk sind die Strecker auch beim Hüftgelenk wesentlich arbeitsfähiger als die Beuger. Den Hauptanteil hieran hat der große Gesäßmuskel, wie ja die starken Gesäßbacken und die starken Waden ein besonders Merkmal des aufgerichteten menschlichen Körpers sind.

Das Hüftgelenk ist aber ein Kugelgelenk und deshalb ganz anders bewegungsfähig als das Kniegelenk und Sprunggelenk, die als scharnierähnliche Gelenke in der Hauptsache nur ein Beugen und Strecken zulassen. Wir können uns in unseren Betrachtungen aber auch auf das Beugen und Strecken des Hüftgelenkes beschränken, da das Spreizen und Schließen der Beine technisch kaum ausgenutzt wird, wenn man von dem wechselweisen Bedienen mehrerer nebeneinander liegender Pedale absieht, wie beim Gas- und Bremshebel im Kraftwagen oder bei den Fußklaviaturen der Orgeln.

Die Hüftgelenkmuskeln gestatten ein Beugen und Strecken des Hüftgelenkes um 105—130°, wobei allerdings noch eine Beckenbewegung von etwa 20° miterfolgt. Aus der Grundstellung würde also das Bein ohne Beckenbewegung nur um etwa 10—15° nach hinten, aber um fast 90° nach vorn geführt werden können.

Das Gelenkpräparat läßt allerdings einen viel größeren Ausschlag von etwa 140—160° zu, und zwar kommen von dem Zuschlag nur etwa 10—20° auf die Streckung, der Hauptteil vergrößert die Beugung. Aber

<sup>1</sup> Aus den Arbeiten des Kaiser-Wilhelm-Instituts für Arbeitsphysiologie in Berlin.

<sup>2</sup> Aus Arbeitsphysiologische Aufgaben der Landarbeitsforschung. Derletzki, Huxdorff. Dtsche landw. Presse 1927, 12.

auch der Lebende kann das Hüftgelenk für die Beugung fast ebensoweit ausnutzen, wenn er die Bewegung durch äußere Kräfte veranlaßt, etwa indem er das gebeugte Knie mit den Händen an den Oberkörper heranzieht.

Nun ist aber noch zu beachten, daß das gestreckte Bein weniger hoch nach vorn gehoben werden kann, und zwar nur etwa  $70-80^\circ$ , als das im Kniegelenk gebeugte, wo  $100-120^\circ$  erreicht werden.

Es liegt dies, wie Abb. 47 zeigt, an einem Beugemuskel (zweiköpfiger Unterschenkelbeuger), der hinten am Becken beginnt ( $a$ ) und am oberen Wadenbein ( $b$ ) endet. Dieser Muskel ist voll gestreckt, wenn das steif gehaltene Bein im Hüftgelenk um etwa  $70-80^\circ$  gehoben ist. Beim weiteren Heben des Beines würde sich die Muskelansatzstelle  $a$  am Becken noch mehr vom Oberschenkel weg bewegen, etwa

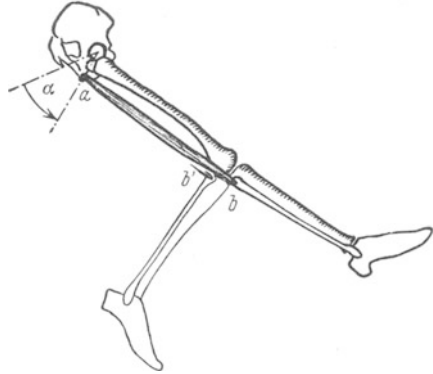


Abb. 47. Bewegung im Hüftgelenk bei gestrecktem und bei gebeugtem Knie.

um den Winkel  $\alpha$  (in Abb. 47). Dadurch wächst aber die Entfernung nach der anderen Ansatzstelle  $b$  am Wadenbein, was der schon gestreckte Muskel verhindert. Nur wenn das Kniegelenk gebeugt wird, ist ein weiteres Anheben des Beines möglich, da dann der Muskelansatz  $b$  in die Lage  $b'$  kommt, der Beugemuskel also um die Länge  $b-b'$  verkürzt wird.

Bei voll gebeugtem Hüftgelenk kann also das Knie nicht gestreckt sein, und umgekehrt, bei gestrecktem Knie kann das Hüftgelenk nicht voll gebeugt werden.

Beim Fahrrad beträgt die Hubhöhe des Fußes nur 36 cm (Kurbellänge 180 mm), obwohl die Beinmuskulatur den Fuß bis etwas über Kniehöhe heben könnte, und das ist normalerweise reichlich  $\frac{3}{10}$  der Körperlänge, also je nach Größe ungefähr 50—60 cm.

Eine unbequeme Kurbel am Fahrrad ermüdet aber natürlich bei dem dauernden Treten viel schneller und offensichtlicher als bei anderen, nur gelegentlich bedienten Fußhebeln. Es ist also gar nicht verwunderlich, daß gerade bei diesem hochentwickelten Fahrzeug schon rein gefühlsmäßig oder versuchsmäßig die Kurbelabmessungen entstanden sind, die sich der „Beinkonstruktion“ und der „Muskelkraftentwicklung“ am besten anpassen.

Daß dies aber durchaus nicht bei allen hoch entwickelten Maschinen der Fall ist, zeigt das Beispiel der Grasmähmaschine, die zu Millionen auf der ganzen Welt verbreitet ist.

An dieser Maschine ist ein Schneidbalken mit Messern seitlich angeordnet, der während des Betriebes über den Boden schleift, aber gelegentlich bei Hindernissen oder Verstopfen der Messer und auch beim Wenden etwas angehoben werden muß — in Schwadhöhe — wie der Landwirt sagt, und das geschieht durch einen Fußhebel. In dieser Lage klinkt ein Riegel ein, so daß man den Fußhebel zurückfedern lassen kann, um ihn ein zweites Mal durchzutreten, und nun wird der Schneidbalken noch weiter hochgeklappt. Er steht dann fast senkrecht

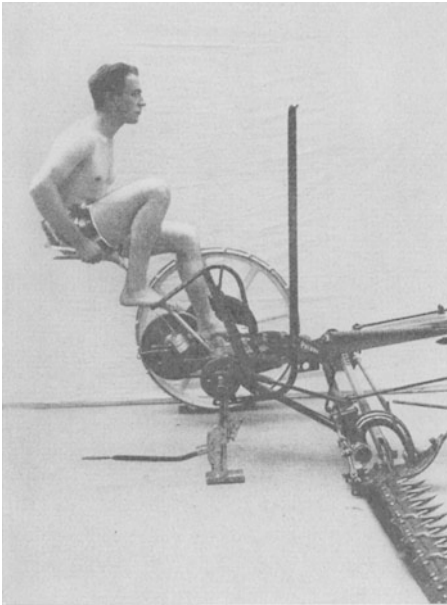


Abb. 48. Mähmaschine. Ausgangsstellung für das erste Durchtreten des Fußhebels.

vor dem einen Rad der Maschine. Hierbei wird gleichzeitig der Messerantrieb ausgeschaltet. Die jetzt schmale Maschine ist in Transportstellung. Durch Austreten der Verriegelung kann der Schneidbalken wieder in Schwadhöhe gebracht werden und durch ein nochmaliges Austreten in Schneidhöhe.

Das Heruntertreten des Fußhebels beim Anheben des Schneidbalkens „geht aber so schwer“, daß heute ganz allgemein noch ein Handhebel angebracht wird, der nach Angabe der Firmen allerdings nur „schwächlichen“ und „fußbeschädigten“ Knechten das Heben des Schneidbalkens erleichtern soll.

Dieser Handhebel steht etwa senkrecht, wenn, wie in Abb. 48, der Schneidbalken in Arbeitsstellung auf dem Boden schleift, und wird beim Austreten des Fußhebels nach hinten gezogen und zuletzt nach unten gedrückt.

Das Gewicht des Schneidbalkens ist natürlich bis zu einem gewissen Grade durch eine kräftige Feder ausgeglichen, nicht nur, um das Anheben zu erleichtern, sondern damit der Messerbalken beim Schneiden nur leicht, gewissermaßen tastend, über den Boden schleift und nicht mit seinem vollen Gewicht aufliegt und die Zugkraft unnötig erhöht.

Die Hubhöhe des Fußhebels für das erste Anheben des Schneidbalkens beträgt aber 59 cm (Abb. 48 und 49), verlangt also die Aus-

nutzung der vollen Beinbewegung, nicht nur die des günstigsten Teiles, wie beim Fahrrad mit 36 cm Hub und beim zweiten Anheben des Schneidbalkens bis in Transportstellung (Abb. 50 und 49), wo das Bein nur 40 cm durchgetreten wird. Der Fußhebel federt nämlich vorher nicht voll zurück (Abb. 50).

Noch wichtiger ist aber der Sitz! Trotz der starken Oberschenkelbewegung ist hier nur ein einfacher „Kutschersitz“ angewendet, und die Abb. 48, 49 und 50 zeigen die Folgen: Beim Durchtreten des Fußhebels muß das Gesäß vom Sitz heruntergleiten, und zuletzt steht der Knecht auf dem voll ausgetretenen Fußhebel, wobei er nur noch etwas an der Sitzkante lehnt. Während des ganzen Vorganges wandert das Hüftgelenk etwa 20 cm nach vorn und sinkt um einige Zentimeter.

Ganz ähnlich, wie beim Fahrrad (Abb. 41) bilden ja auch hier Oberschenkel und Unterschenkel zusammen mit dem Fußhebel und dem Maschinengestell ein Bogenschubkurbelgetriebe, wenn auch die „Kurbel“ hier nicht voll umlaufen kann. Dabei muß das Hüftgelenk als „Schwinge-  
nagerung“ ein im Ge-

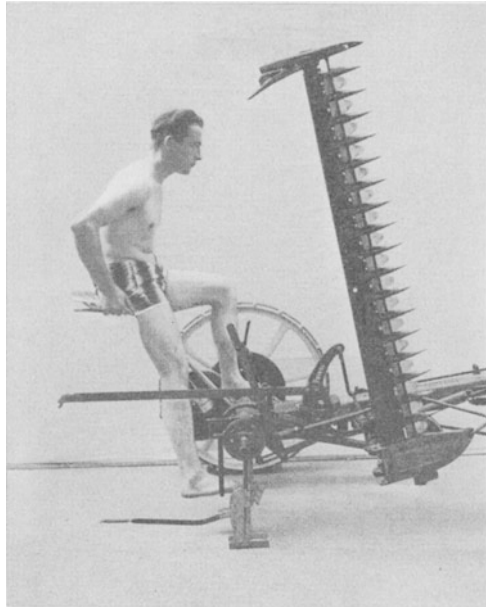


Abb.49. Mähmaschine. Endstellung beim zweiten Durchtreten des Fußhebels. (Entspricht der Endstellung auch beim ersten Durchtreten.) Gesäß muß dabei vom Sitz abgleiten.



Abb.50. Mähmaschine. Ausgangsstellung für das zweite Durchtreten des Fußhebels.

stell festes „Drehkörperpaar“ (4 in Abb. V) werden, und das ist nur möglich, wenn die rechte Sitzhälfte so ausgeschnitten wird, daß sich der rechte Oberschenkel (Schwinge) beim Durchtreten des Fußhebels ungehindert bewegen kann.

Das Hüftgelenk soll aber nicht nur rein äußerlich ein „festes“ Drehkörperpaar sein, sondern es muß vor allem den Gegendruck beim



Abb. 51. Mähmaschine. Augenblick stärkster Kraftanstrengung beim ersten Durchtreten. Die gestrafften Muskeln bes. am Unterschenkel und am Arm sind deutlich zu erkennen.

Strecken des Beines aufnehmen können. Beim Radfahren ist dieser ja gering, und das noch belastende Oberkörpergewicht reicht zur Aufnahme aus, allerdings schon nicht mehr beim „Stemmen“ von Bergen, bei sehr kräftigem Anfahren oder Beschleunigen. Da hebt sich der Radfahrer aus dem Sattel und belastet das gerade arbeitende Pedal mit seinem ganzen Körpergewicht. Das ist aber sehr ermüdend und kann infolgedessen nur ausnahmsweise getan werden.

Beim Durchtreten des Fußhebels einer Mähmaschine ist aber ein viel höherer Streckdruck des Beines nötig, und der Gegendruck lüftet einfach das Gesäß (Abb. 52), wenn man sich nicht, wie in den

Abb. 51, mit den Händen am Kutschersitz festhält. Dann kann man den Schneidbalken auch ohne den Handhebel anheben. Im Maschinenbau ist das alles ja schon längst geläufig. Jeder Konstrukteur einer liegenden Dampfmaschine oder eines liegenden Motors teilt das Kurbellager so, daß die Kolbendrucke den Lagerdeckel nicht wegreißen, und legt die Teillinie entweder schräg oder stuft sie, so daß sich der Deckel gegen das feste Maschinengestell „anlehnen“ kann, und das Anlehnen ist auch das, was wir bei der Mähmaschine brauchen.

Eine Rückenlehne oder besser Gesäßlehne würde da aber zunächst nichts nützen, da der Rückdruck nicht nach hinten, sondern ungefähr senkrecht nach oben wirkt, ein Abstützen nach oben wäre aber zu unbequem und körperlich unbehaglich und behindernd. Wir müssen also den Fußhebel so anordnen, daß er nach vorn durchgetreten wird, genau

wie der Bremshebel eines Kraftwagens, wo man sich ja auch bei starkem Bremsen gegen die Rückenlehne des Führersitzes abstemmt. Daß hierbei das Körpergewicht nicht mehr ausgenutzt werden kann, ist nicht nachteilig, da die Beinmuskulatur viel größere Kräfte entwickeln kann, man braucht ja nur daran zu denken, daß man nicht nur seinen Körper, sondern noch erhebliche Lasten etwa eine Treppe hinauftragen kann.

Bei den Armen ist es aber gerade umgekehrt, denn da kann die Gesamtmuskulatur meist das eigene Körpergewicht nicht heben, oder sie ermüdet wenigstens sehr schnell, was man nach einigen „Klimmzügen“ sehr leicht am eigenen Körper beobachten kann. Beim Anheben eines schwer gehenden Hebels sind dazu noch alle die Muskeln in Spannung, die den Körper aufrichten, denn der Hebedruck der Arme wird ja erst durch die Füße gegen den Boden abgestützt. Noch anstrengender ist es, wenn dies im Laufen geschieht, etwa, um ein landwirtschaftliches Arbeitsgerät beim Wenden vom Boden abzuheben, oder auch, um einen so ungünstig angeordneten Bremshebel zu betätigen.

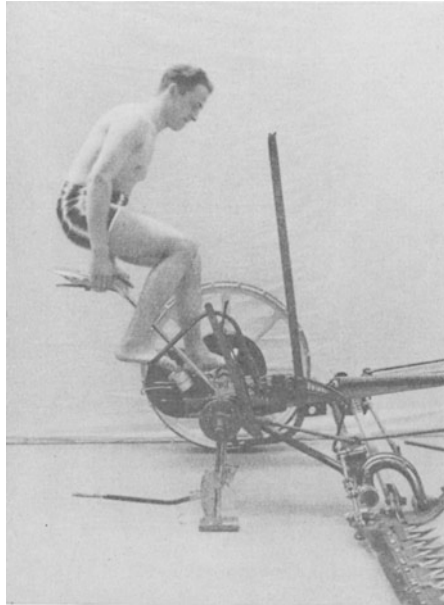


Abb. 52. Mähmaschine. Die ungünstige Fußhebelanordnung erfordert ein Festhalten am Sitz (wenn der Handhebel nicht benutzt wird), sonst würde der Gegendruck einfach das Gesäß lüften.

Alle ungefähr waagrecht liegenden Hebel, die also in der Hauptsache senkrechte Bahnen haben, werden am bequemsten bedient, wenn sie nach unten zu wirken, so daß man sich mit seinem ganzen Körpergewicht darauf stützen kann, was sehr wirkungsvoll, aber dabei kaum anstrengend ist. Senkrechte Hebel werden leichter herangezogen als weggedrückt, wobei man zur Steigerung der Wirkung den ganzen Körper zurückwerfen kann.

Dabei sind die Bewegungen der Arme und besonders der Oberarme keineswegs so einfach und leicht zu übersehen, wie die der Beine. Heben oder schwingen wir die Arme, so erfolgt fast immer außer den Bewegungen im Schultergelenke auch ein Heben oder Drehen der Schlüsselbeine, ein Verschieben und Schwingen der Schulterblätter, dadurch also auch ein Bewegen im Schulterhöhenschlüsselbeingelenk und im Brustbein-

schlüsselbeingelenke, ja, es kann dabei sogar eine Veränderung dieser Pfannen selbst stattfinden, die dem Oberarm im Schultergelenk noch weitere Bewegungen erlauben. Und dann kann noch ein Beugen und Strecken des Brustkorbes miterfolgen, und das alles, ohne daß man selbst diese Einzelbewegungen ausschalten oder mitspielen lassen kann.

Ebenso spielen dabei eine große Anzahl von Muskeln mit, deren Bewegungsmöglichkeiten im einzeln natürlich festzustellen sind, dagegen kann man nicht voraussagen, welche dieser Muskeln bei irgendeiner Armbewegung mitwirken werden, ja man kann beobachten, daß ermü-

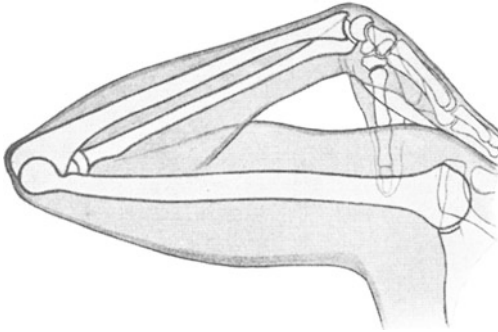


Abb. 53. Röntgenbild eines Armes mit Ellbogengelenk (und Handgelenk).

dete Muskeln von anderen abgelöst werden, so daß nun ganz andere Muskelgruppen zusammen arbeiten. Auch das geschieht ganz von selbst, ungelernt, ja geradezu unbewußt, nur als Folge des unangenehmen und schließlich schmerzhaften Ermüdungsgefühles.

So kann man die Arme nach vorn oben

um etwa  $150\text{--}160^\circ$  heben, wobei aber die Schlüsselbein-Schulterblattbewegung mit etwa  $35\text{--}40^\circ$  beteiligt ist. Nur  $110\text{--}120^\circ$  kommen auf die Drehung des Oberarmes im Schultergelenk. Dabei kann der Schultergürtel auch schon bei geringem Armheben mitbewegt sein, das sogenannte „Achselzucken“ besorgt er ja sogar ganz allein.

Die Rückführung des Armes nach hinten ist bis zu  $10\text{--}20^\circ$  möglich.

All diese Bewegungen können durch ein Zurückbeugen oder Vorneigen des Rumpfes noch wesentlich verstärkt werden.

Der Unterarm läßt sich gegen den Oberarm um  $140\text{--}155^\circ$  beugen (Abb. 53), während bei voll gestrecktem Arm das Ellbogengelenk bei den verschiedenen Menschen sehr schwankend um  $150\text{--}200^\circ$  geöffnet werden kann.

Die Hand kann gegen den Unterarm mit  $120\text{--}140^\circ$  Ausschlag gedreht werden, was aber noch durch eine Schultergelenkbewegung zu verstärken ist. Im Handgelenk oder besser in den Handgelenken ist senkrecht zur Handfläche ein Beugen und Strecken der Hand um etwa  $150^\circ$  möglich (Abb. 54), wobei das Beugen in Richtung des Handtellers mit  $80^\circ$  das Strecken in Richtung des Handrückens mit  $70^\circ$  ein wenig übertrifft, doch sind diese Maße bei den einzelnen Menschen sehr verschieden groß. Nun ist noch ein seitliches Winkeln um  $50\text{--}70^\circ$  möglich, was aber



technisch von geringerer Bedeutung ist, abgesehen vielleicht vom Schreibmaschinenschreiben, Klavierspielen usw., wozu aber überhaupt genauere anatomische Kenntnisse nötig sind, als sie hier in aller Kürze geboten werden konnten. Aber auch so bietet der menschliche Körperbau viel Lehrreiches und Bemerkenswertes für den Konstrukteur, wie etwa die Gelenkkonstruktionen, die in der Technik wohl nur bei den Klavier- und Flügelmechaniken in ähnlich weicher und wenig geschlossener Form zu finden sind, dort aber auch den „gefühlvollen“ Anschlag der menschlichen Hand in vollkommener Weise und feinsten Abstufung vermitteln sollen. Ich möchte daher am Ende dieses Abschnittes nochmals auf die für uns sehr wertvolle „Plastische Anatomie“ von Mollier hinweisen, der wir bereits eine Fülle von wertvollen Kenntnissen verdanken.



Abb. 54. Beugen und Strecken des Handgelenkes. (Nach Röntgenaufnahme.)

hinweisen, der wir bereits eine Fülle von wertvollen Kenntnissen verdanken.

## 10. Die Koppelkurven.

Die Kurbel dreht sich in einem Lager des festen Gestelles eines Bogenschubkurbelgetriebes, und dabei kreisen alle ihre Punkte um dieses Lager. Auch die Schwinge ist im festen Maschinengestell gelagert, und daher beschreiben auch alle ihre Punkte Kreisbahnen innerhalb des Schwingenausschlages.

Die Koppel aber wird auf der einen Seite durch den kreisenden Kurbelzapfen geführt, auf der anderen Seite durch die Schwinge im „Bogenschub“, und da gibt es für die einzelnen Punkte der Koppel ganz verschiedene Bahnen von neuartigen, oft langgestreckten, teils verschlungenen Formen, die Koppelkurven, die im Maschinenbau immer größere Bedeutung gewinnen.

Für den Konstrukteur ist es nun wichtig, möglichst einfach und leicht eine recht reichhaltige Übersicht der Bahnkurven vieler Koppelpunkte zu erhalten, aus denen er zunächst schon das ungefähre Passende etwa als Bahn des Knetarmes einer Teigknetmaschine auswählen kann. Das ist nun ganz ausgezeichnet mit Hilfe lichtempfindlichen Papiertes möglich, wie es von Langen-Köln vorgeschlagen wurde<sup>1</sup> (Abb. 55). Man schneidet zunächst aus etwa 0,5 mm starkem Zelluloid eine Kurbel und eine Schwinge. Als Koppel verwendet man einen größeren Bogen Karton,

<sup>1</sup> Langen, Karl: Diplomarbeit. Aachen 1929.

den man aber mit Tusche schwärzen muß, damit er kein Licht durchläßt, wenn er nicht schon von sich aus lichtundurchlässig ist. Die Drehkörperpaare zwischen Koppel und Kurbel und zwischen Koppel und Schwinge bildet man sehr vorteilhaft mit Druckknöpfen, das Reißbrett dient als Maschinengestell, und hier wird die Lagerung von Kurbel und Schwinge durch Reißzwecken besorgt, nachdem vorher lichtempfindliches Papier (am besten normal arbeitendes Gaslichtpapier) dazwischen gelegt worden ist, natürlich bei rotem (oder gelbem) Licht. Auf dem ge-

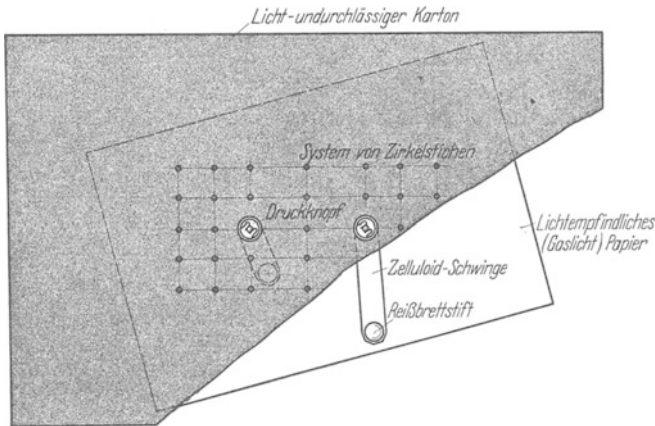


Abb. 55. Anordnung zum Aufzeichnen von Koppelkurven mit Hilfe von künstlichem Licht und lichtempfindlichem Papier. Nach Langen, Köln.

schwärzten Karton, der Koppel, braucht nun nur noch ein Netz von Koppelpunkten als Stiche mit der Zirkelspitze vorhanden zu sein, und das künstliche Licht zeichnet durch die Zirkelstiche hindurch die Bahnen dieser Koppelpunkte auf das dahinter liegende lichtempfindliche Papier, wenn das „Zeichenkartongetriebe“ ganz langsam bewegt wird. In irgendeiner Stellung setzt man dieses Getriebe dem Licht einige Sekunden lang aus, so daß diese Stellung in allen Koppelkurven durch einen auffälligen schwarzen Punkt hervorgehoben wird. Es ist dann ganz leicht, zu irgendeiner der Koppelkurven den zugehörigen Punkt auf der Koppel wiederzufinden.

Abb. 56 ist eine auf diese Weise gewonnene Koppelkurvenübersicht eines Bogenschubkurbelgetriebes, das in der Stellung eingezeichnet ist, zu der die Punkte in den einzelnen Koppelkurven gehören. Man kennt ja die Lage der Koppellagerungen in dem Koppelpunktsystem. In den Drehpunkten von Kurbel und Schwinge ist das lichtempfindliche Papier von den Reißzwecken durchstochen.

Wollten wir jetzt zum Beispiel die dreieckige Koppelkurve rechts unten in der Ecke verwenden, so brauchten wir nur die Koppel in irgend-

welcher äußeren Form bis zu dem großen Punkt dieser Koppelkurve zu verlängern (Abb. 57). Beim Bewegen des Getriebes würde dann diese dreieckige Kurve durchlaufen werden.

Die dreieckigen Koppelkurven liegen übrigens immer jenseits der Schwinge, wie überhaupt die Koppelkurven in gewissen Hauptformen

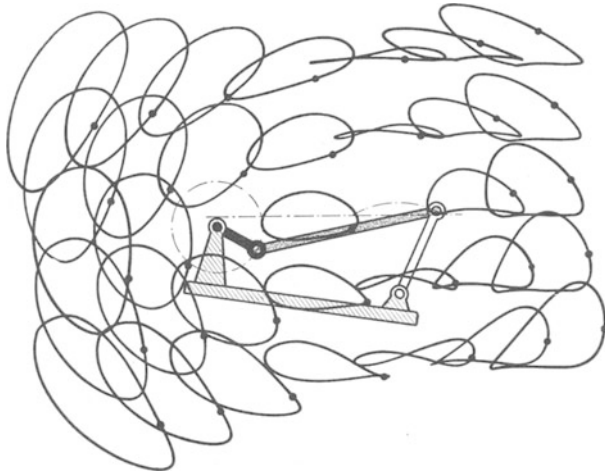


Abb. 56. Koppelkurvenübersicht eines nahezu zentrischen Bogenschubkurbelgetriebes. (Hergestellt mit einer Anordnung entsprechend Abb. 55<sup>1</sup>.)

auftreten und in einer ganz bestimmten Weise um das zugehörige Getriebe herum angeordnet sind.

Auffällig sind z. B. in Abb. 56 die achtförmigen Kurven über und unter der Schwingenlagerung. Alle Koppelkurven, die von hier aus nach der Kurbelseite zu liegen, werden im gleichen Bewegungssinn durchlaufen wie der Kurbelkreis, die nach der anderen Seite zu liegenden, also in Abb. 56 rechts, haben entgegengesetzten Bewegungssinn.

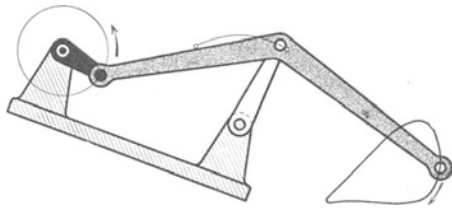


Abb. 57. Bogenschubkurbelgetriebe zur Ausnutzung der in Abb. 56 in der Ecke rechts unten liegenden dreieckigen Koppelkurve. (Das Schwingenlager wurde etwas erhöht, um die „arbeitende Koppelkurve“ über die Gestellgrundplatte zu heben<sup>1</sup>.)

Auf der Kurbelseite schließen sich an die achtförmigen Kurven über dem Bogenschub, oben in Abb. 56,

<sup>1</sup> Bei Abb. 56, 57 und den folgenden Abbildungen ist wegen der besseren Anschaulichkeit die Hauptschubrichtung (die Gerade durch die beiden Umkehrpunkte des Bogenschubes) als waagerechte Bezugslinie gewählt worden. Dadurch stehen allerdings die Grundplatten der Getriebe nicht waagrecht. Die Lage dieser Grundplatten ist aber willkürlich, und daher für die hier untersuchten Koppelkurven ohne grundsätzliche Bedeutung.

zuerst flach brotförmige Kurven an, die dann, hier also nach links zu, immer voller werden. Außen neben dem Kurbelkreis haben die Koppelkurven schon schwach eiförmige Gestalt, die unter dem Kurbelkreis immer ausgeprägter wird und in der Nähe der Schwingenlagerung mit Spitzenbildung in eine volle Tropfenform übergeht. Dann schließt sich unter der Schwinge wieder die Achtform an.

Auf der anderen Seite, also jenseits der Schwinge, folgen dann wieder Tropfenformen, die meist, wie in Abb. 56 schwach dreieckig oder wenigstens schlank sind und die dann in volle Dreieckformen über-

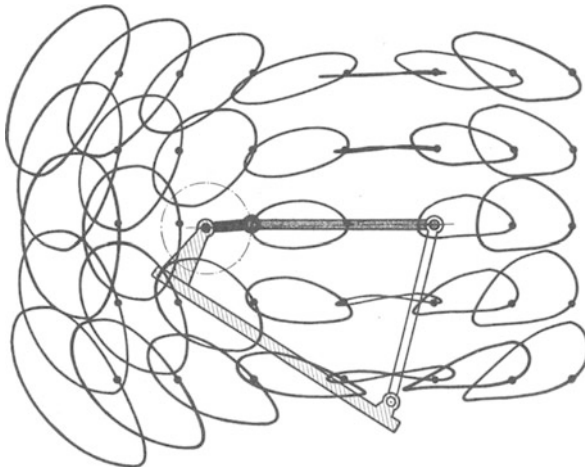


Abb. 58. Zentrales Bogenschubkurbelgetriebe mit doppelt so langer Schwinge, wie in Abb. 56. Die Koppelkurven über und unter der Hauptschubrichtung werden spiegelbildlich ähnlicher.

gehen. In der Nähe der oberen Achtform hat sich die volle Dreieckform wieder zu Tropfenformen verschoben.

Schon bei verhältnismäßig geringfügiger Verlängerung der Schwinge und zentralem Getriebe (Hauptschubrichtung geht durch die Kurbellagerung) (Abb. 58) erhalten wir fast spiegelbildliche Koppelkurven beiderseits der Hauptschubrichtung, was bei unendlich langer Schwinge, also zentralem Geradschub, zu genauer Symmetrie wird.

Sobald aber Schränkung eintritt, werden auch bei langer Schwinge die Koppelkurven unsymmetrisch, was der Vergleich der Abb. 59, 60 und 61 sehr deutlich zeigt. Dabei werden die Koppelkurven außen neben der Schwinge am auffälligsten verändert, und zwar erfolgt ein Schwellen auf der Seite der Hauptschubrichtung, auf der auch die Kurbellagerung liegt, so daß hier die auffälligsten Dreieckformen entstehen auf Kosten der jenseits der Hauptschubrichtung

liegenden Kurven, die sogar sehr schmal werden können, wenn nur die Schränkung stark genug ist.

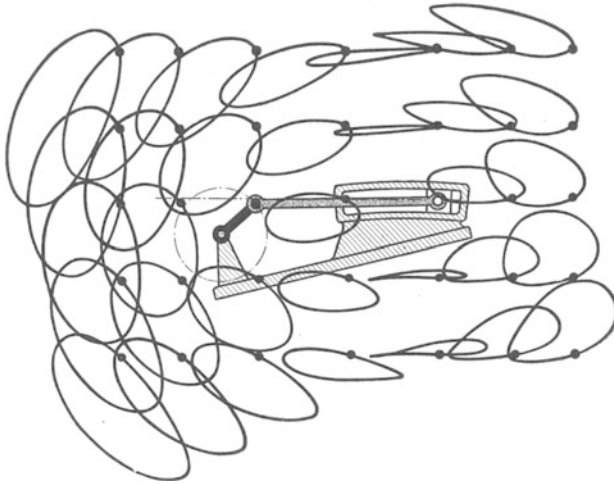


Abb. 59. Geschränktes Bogenschubkurbelgetriebe (vergl. Abb. 60) mit sehr langer Schwinge. Hauptschubrichtung über der Pleuellagerung (vergl. Abb. 61). Verdrehung des Kurvenfeldes nach links. Die Kurven links der Pleuellagerung wenig verändert, die Dreieckskurven rechts sind oben schmal, dagegen unten entsprechend verdickt.

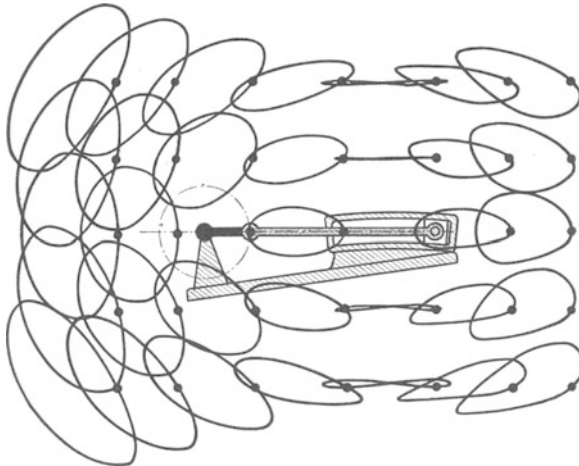


Abb. 60. Zentrisches Bogenschubkurbelgetriebe mit sehr anger Schwinge (Bogenführung). Die Koppelkurven über und unter der Hauptschubrichtung sind fast genau spiegelbildlich gleich.

Dabei ist auf den Abb. 59 bis 61 eine gewisse Richtwirkung des Bogenschubes besonders bei den um die Schwinge herum liegenden Kurven gar nicht zu übersehen.

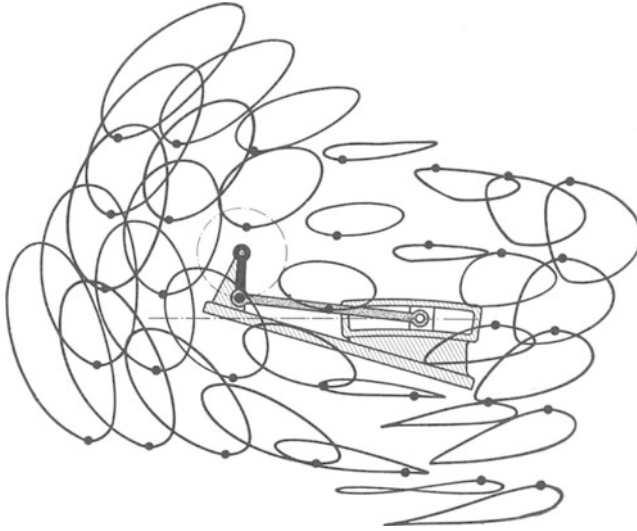


Abb. 61. Geschränktes Bogenschubkurbelgetriebe (vergl. Abb. 60) mit sehr langer Schwinge. Hauptschubrichtung unter der Pleuellagerung (vergl. Abb. 59). Verdrehung des Pleuellfeldes nach rechts. Die Pleuellkurven links der Pleuellagerung wenig verändert, die Dreieckspleuellkurven rechts sind unten schmal, dagegen oben entsprechend verdickt.

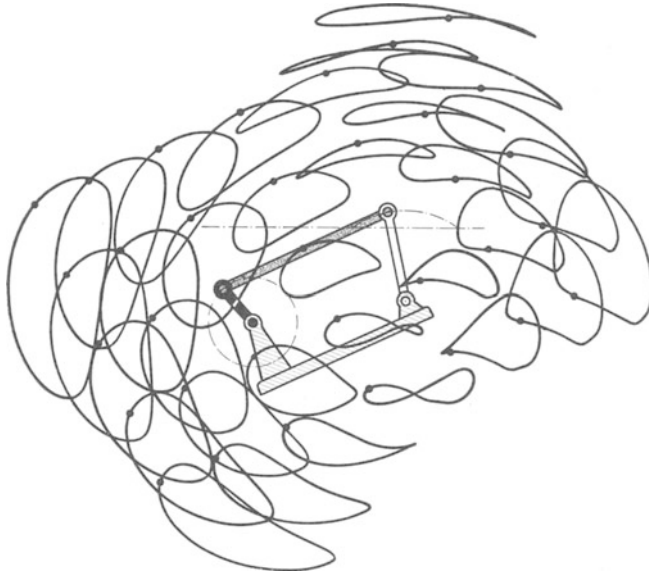


Abb. 62. Geschränktes Bogenschubkurbelgetriebe mit kurzer Schwinge (wie Abb. 56), jedoch mit verkürztem Steg. Hauptschubrichtung über der Pleuellagerung (vergl. Abb. 59). Starke Verdrehung des Pleuellfeldes nach links, dadurch eine größere Zahl schlank tropfenförmiger Pleuellkurven links der Pleuellagerung, die Dreieckspleuellkurven rechts sind oben schmal, dagegen unten verdickt. Starke Richtwirkung des Bogenschubes in allen Koppelpleuellkurven.

In Abb. 62 ist der Steg verkürzt. Dadurch ist die Hauptschubrichtung gegenüber Abb. 56 noch mehr von der Kurbellagerung weggedreht, das Getriebe ist also stärker geschränkt worden, und

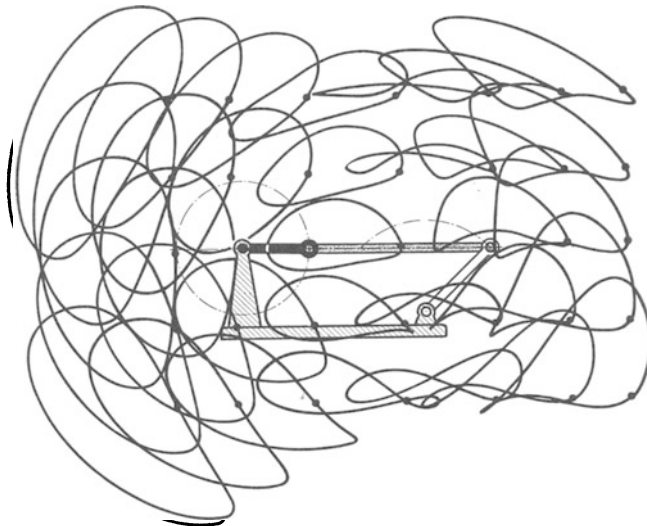


Abb. 63. Zentrales Bogenschubkurbelgetriebe entsprechend Abb. 56, jedoch mit längerer Pleuellagerung. Alle Koppelkurven sind stark ausgedehnt, haben aber ihre Form und Lage beibehalten, wie in Abb. 56.

daher erhalten wir auch hier fast die gleichen Koppelkurvenverzerrungen und Anordnungen wie schon in Abb. 59. Die Hauptkoppelkurvenformen und ihre Anordnung um das Getriebe bleiben eben ziemlich unverändert. Nur durch stärkere oder geringere Schränkung kann man erheblichere Verzerrungen erreichen, und ein Ausweiten aller Koppelkurvendurch Verlängern der Pleuellagerung, wie z. B. in Abb. 63. Empfehlenswert ist ein Vergleich mit Abb. 56, wo abgesehen von der Pleuellagerung die gleichen Getriebeabmessungen vorhanden sind.

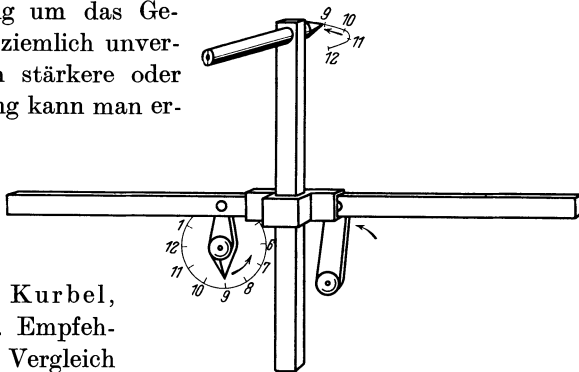


Abb. 64. Verstellbares Getriebe zum Aufzeichnen von Koppelkurven (nach L a n g e n).

Für ein genaues Aufzeichnen der Koppelkurven reicht das bisher verwendete Verfahren mit lichtempfindlichem Papier, wenigstens in der gewählten behelfsmäßigen Anordnung nicht aus. Hat man aber damit

eine passende Kurvenform ausgewählt, so stellt man sich das zugehörige Getriebe aus Pappe und dünnen Holzleisten her, etwa wie in Abb. 64. Die Koppel ist dort ein langer Holzstab, auf dem mit einem Kreuzschieber ein senkrechter Holzstab mit Zeichenstift seitlich und in seiner Längsrichtung verschoben werden kann. Ist mit diesen beiden Holzstäben

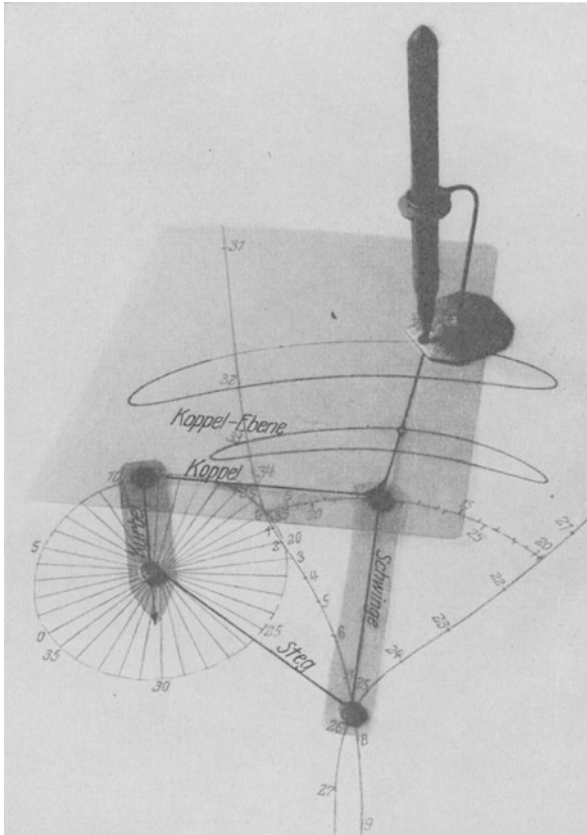


Abb. 65. Zelluloidgetriebe zum Aufzeichnen von Koppelkurven (nach K o n e n).

der gewählte Koppelpunkt eingestellt, so kann die Bewegung im Kreuzschieber durch kleine Holzkeile gesperrt werden und nun läßt sich die Koppelkurve sehr genau aufzeichnen. Besonders eignet sich dieses Getriebe aber dazu, die Nachbarschaft des zunächst gewählten Koppelpunktes nach vielleicht noch günstigeren Bahnen abzutasten. Es ist also das Gerät für die Feinarbeit bei der Kurvenauswahl. Ein besonders leicht herstellbares, handliches und sehr genaues Gerät ist (Abb. 65) von K o n e n - B e n r a d (Dipl.-Arb. Aachen 1930) vorgeschlagen worden.



Kurbel, Schwinge und Koppelenebene sind aus Zelluloid, der Steg ist das Reißbrett mit darüber gespanntem Zeichenbogen. Die Lagerungen erfolgen durch Reißzwecken, die bei den Lagerstellen der Koppelenebene mit den Spitzen — als Handgriffe bei der Bewegung — nach oben stehen. Das wichtigste ist aber das Gestell — mit schwerem Fuß — für den Bleistift. Man wählt einen Koppelpunkt, durchlocht dort die Koppelenebene und setzt darüber den Bleistifthalter. Die Führung der Zeichenspitze erfolgt im Gestellfuß, der Zeichendruck des Stiftes wird durch den Gummiring unter dem Drahtbügel eingestellt. Beim Aufzeichnen wird der Stift von der Hand nicht berührt.

Durch Einstellen der Kurbel auf die Teilung des Kurbelkreises, den man, wie in Abb. 64 und 65 auf das Reißbrett aufzeichnet, erhält man die entsprechende „Teilung“ auf der Koppelkurve, die einen gewissen Einblick in die Geschwindigkeitsverhältnisse auf dieser Koppelbahn gestattet, aber auch erkennen läßt, welcher Teil des Kurbelkreises etwa zu dem

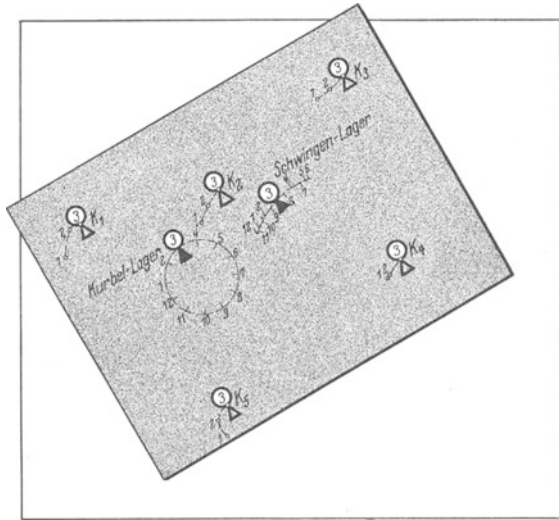


Abb. 66. Punktweises Ermitteln von Koppelkurven mittels gelochter Karteikarte.

Teil der Koppelkurve gehört, den wir in der Maschine ausnutzen wollen.

Nun kann man schließlich die Koppelkurven noch sehr einfach allerdings nur punktweise ermitteln, wenn man, wie Abb. 66 zeigt, auf dem Reißbrett dem Kurbelkreis mit Teilung und die Bahn des Bogenschubes aufzeichnet. Man benutzt dann eine Karteikarte oder ein Stück Zeichenkarton als Koppel, mit zwei Lochungen an Stelle des Kurbel- und des Schwingenlagers und einer oder mehrerer Lochungen für die Koppelkurven. An allen Lochungen bringt man dann Zeichenmarken an und bringt dann die Marke des Kurbellagers mit einem Teilstrich des Kurbelkreises zur Deckung, während die Marke des Schwingenlagers den Schwingenbogen berührt. Nun kann man die entsprechenden Punkte für die Koppelkurven auf dem Reißbrett zeichnen, und so schreitet man auf dem Kurbelkreis weiter von Teilstrich zu Teilstrich. Durch die einzelnen Koppelpunkte legt man dann die Kurven, was allerdings sehr achtsam ge-

schehen muß, da sich hierbei sehr leicht Fehler einschleichen können, wie überhaupt dieses Verfahren zwar wenig Vorbereitung braucht, dafür aber

auch beim Aufzeichnen bei weitem nicht so genau und bequem ist wie die vorher beschriebenen.

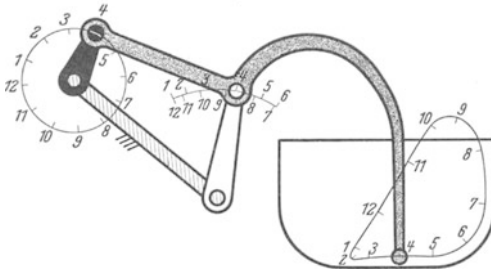


Abb. 67. Bogenschubkurbelgetriebe (eben) mit Dreieckkoppelkurve für die Bewegung des Knetarmes einer Teigknetmaschine (Werner & Pfeleiderer, Stuttgart).

ner & Pfeleiderer, Stuttgart. Die perspektivische Darstellung zeigt die merkwürdige räumliche Ausbildung der Koppel als Knetarm, die Arbeitsweise ist leicht aus der Abbildung zu sehen. Die Gestellbildung ist hier abweichend von der Ausführung an der Knetmaschine stark vereinfacht worden.

Der Gabelheuwender in Abb. 70 verwendet eine außen neben der Kurbel liegende, eiförmige

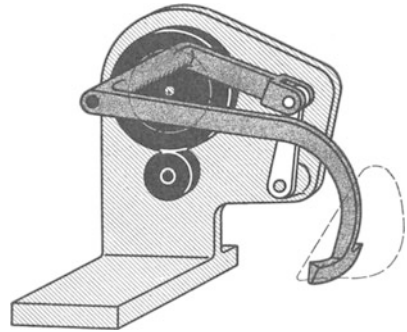


Abb. 68. Bogenschubkurbelgetriebe nach Abb. 67 mit räumlich ausgebildetem Knetarm. (Gestell-Ausbildung abweichend von der Teigknetmaschine stark vereinfacht).

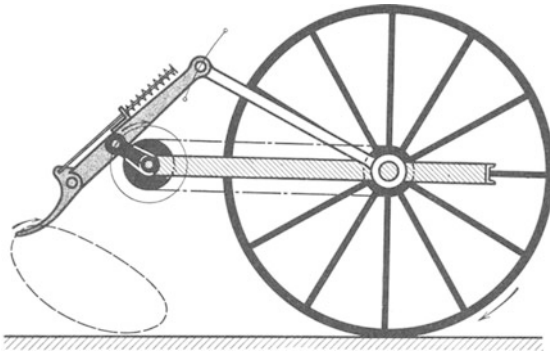


Abb. 69. Bogenschubkurbelgetriebe mit eiförmiger Koppelkurve für die Bewegung der Wurfabeln von Gabelheuwendern. Antrieb vom Fahrrad mit Kettenübertragung. Gabelzinken können federnd zurückweichen. Bruchssicherung.

Kurve mit gleichem Drehsinn wie der Kurbelzapfen. Die Koppel ist hier als Gabel ausgebildet, wobei die Zinken der Gabeln federnd zurückweichen können, wenn sie auf einen Widerstand auftreffen. An der ausgeführten Maschine sind mehrere derartige Gabeln nebeneinander angeordnet, die durch eine angetriebenen werden.

mehrfach und versetzt gekröpfte Kurbelwelle

Das Schleusentor in Abb. 70 ist als Deckel ausgebildet, der durch ein Bogenschubkurbelgetriebe an die Kanalwand angepreßt wird, wenn Kurbel und Koppel in Strecklage sind. Dabei bewegen sich die Oberkante und Unterkante des Schleusentores auf Koppelkurven, und zwar so, daß beim Öffnen zuerst die Unterkante gelüftet wird, so daß das

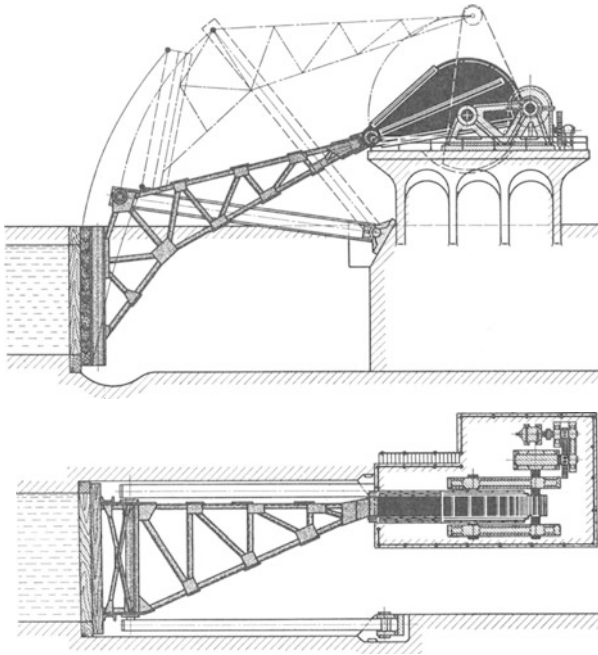


Abb. 70. Bogenschubkurbelgetriebe mit teilweiser Ausnutzung von Dreieckskoppelkurven für die Bewegung eines Schleusentores (Übungsaufgabe Aachen [Könen]).

weitere Öffnen durch den Rückdruck des Wassers unterstützt wird. Das voll geöffnete Schleusentor läßt den ganzen Kanaldurchgang frei.

Weitere Beispiele und andere Anwendungsmöglichkeiten von Koppelkurven werden wir später noch kennenlernen.

## 11. Das durchschlagende Bogenschubkurbelgetriebe.

Für die Schwinge jedes Bogenschubkurbelgetriebes gibt es stets noch eine zweite Bogenschubbahn, die, wie in Abb. VII a und f (gestrichelt) jenseits der Verbindungslinie von Kurbellagerung und Schwingenlagerung im Getriebegestell spiegelbildlich zur bisherigen Bogenschubbahn liegt. Dabei bilden die Getriebeglieder bei gleicher Kurbelstellung für die eine Bogenschubbahn ein Viereck, für die andere dagegen eine achtähnliche Gestalt, wobei sich Koppel und Steg kreuzen. Ein fertig

montiertes Getriebe kann aber stets nur eine dieser beiden Bahnen durchlaufen.

Je mehr man Schwinge und Koppel verkürzt, um so mehr nähern sich die inneren, nach der Kurbel zu liegenden Umkehrpunkte dieser beiden Bogenschubbahnen (Abb. VII a und b). Werden dagegen Schwinge und Koppel länger gewählt, so nähern sich die äußeren Umkehrpunkte (Abb. VII f und e). Die Längenänderung von Schwinge und Koppel bewirkt dabei eine immer ausgesprochenere Schränkung des Getriebes und damit eine immer stärkere Verlagerung des Geschwindigkeitshöchstwertes (Abb. 36 und 37), und zwar nach dem inneren Umkehrpunkt zu innerhalb der Vierecklage der Getriebeglieder, dagegen nach dem äußeren Umkehrpunkt zu innerhalb der achtförmigen Gliederstellung.

Treffen sich schließlich beim durchschlagenden Bogenschubkurbelgetriebe (Abb. VII b und e) die beiden Umkehrpunkte, so treffen sich auch die dann bei diesen Umkehrpunkten liegenden Geschwindigkeits-Höchstwerte beider Bogenschubbahnen. Bei den durchschlagenden Getrieben können die Getriebeglieder beide Bogenschubbahnen ohne Ummontieren durchlaufen.

Aus dieser Entwicklung übersieht man auch ohne weiteres die Bewegungsmöglichkeiten des durchschlagenden Bogenschubkurbelgetriebes.

Zunächst können natürlich auch hier die bisher getrennten Bogenschubbahnen einzeln durchlaufen werden, also entweder die in Abb. VII b und c stark ausgezogene Bahn oder die gestrichelte. Der Rücklauf vom gemeinsamen Umkehrpunkt aus, also aus der Decklage der Getriebeglieder erfolgt dann allerdings mit einem starken Geschwindig-

keitssprung (Abb. 71), ist also nur mit Hilfe etwa eines Anschlages sicher zu erreichen.

Praktisch viel bedeutungsvoller ist das abwechselnde Durchlaufen beider Bogenschubbahnen, also der ausgezogenen und danach der gestrichelten usw., und zwar dann, wenn die Bewegungsspiele auf den beiden Bogenschubbahnen spiegelbildlich zueinander verlaufen, wenn also der Vierecklage der Glieder beim Durch-

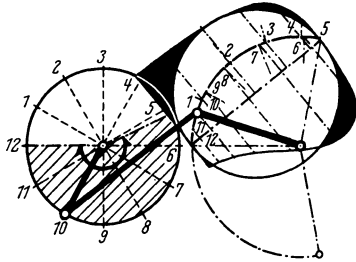


Abb. 71. Durhschlagendes Bogenschubkurbelgetriebe. Geschwindigkeitsverlauf. Vergl. Abb. 35 und 37, Ausbildung von Geschwindigkeitssprüngen (links im Diagramm), die das „Durchschlagen“ begünstigen.

laufen des ausgezogenen Bogenschubes (Abb. VII b und c) die Vierecklage der Glieder auch beim Durchlaufen des gestrichelten Bogenschubes folgt und dann beim Rücklauf durch den gestrichelten und dann den ausgezogenen Bogenschub dauernd achtähnliche Gliederlage besteht. Dann nämlich erhalten

wir auch spiegelbildliche Geschwindigkeitsdiagramme ohne die unerwünschten Geschwindigkeitssprünge (Abb. 71), denn dem starken Anschwellen bis zum Geschwindigkeitshöchstwert folgt ein ganz entsprechendes Absinken. Ein vollständiges Arbeitsspiel umfaßt hierbei allerdings zwei Kurbelumdrehungen, was für uns nicht verwunderlich ist, wissen wir ja, daß es aus zwei spiegelbildlichen einfachen Bogenschubbewegungen zusammengesetzt ist, von denen jede eine volle Kurbelumdrehung beansprucht.

Die große praktische Bedeutung der durchschlagenden Getriebe beruht darin, daß man trotz geringer Kurbellänge große Hubwege ausführen kann, was besonders beim Geradschub sehr gern ausgenutzt wird.

Verkürzt man die Schwinge noch weiter, so entstehen nur schwingfähige Getriebe, bis die Schwinge das kleinste Glied des Getriebes geworden ist und zusammen mit dem größten Glied die Länge der beiden übrigen hat. Damit erscheint wieder ein durchschlagendes Getriebe, wie wir es schon kennengelernt haben (Abb. VII e). Bei weiterer Verkürzung der Schwinge teilt sich die Schwingenbahn dieses durchschlagenden Getriebes in zwei gewöhnliche Bogenschübe (Abb. VII f), wir machen die Entwicklung rückwärts, mit der wir diesen Abschnitt begonnen haben.

## 12. Das Parallelkurbelgetriebe.

Je weniger sich die Längen von Koppel und Steg unterscheiden, um so kleiner ist die Zahl jener nur schwingfähigen Getriebe zwischen den beiden durchschlagenden Bogenschubkurbelgetrieben, die durch dauernde Verkürzung der Schwinge entstehen (Abb. VII). Bei gleichen Längen von Koppel und Steg fallen sie überhaupt weg, und die beiden durchschlagenden Getriebe werden zu einem einzigen, dem Parallelkurbelgetriebe, bei dem dann auch Kurbel und Schwinge gleichlang sind, und die Schwinge ebenso umläuft, wie die Kurbel (Abb. VII c und d). Natürlich sind hier auch zwei Durchschlagpunkte vorhanden, von jedem der beiden durchschlagenden Bogenschubkurbelgetrieben her einer (Abb. VII b und e), und ebenso sind auch alle Bewegungsmöglichkeiten dieser Getriebe hier durchführbar, die praktisch größte Bedeutung hat aber das gleichsinnige Umlaufen von Kurbel und Schwinge, wobei die Drehbewegung unverändert auf die Schwinge weitergeleitet wird.

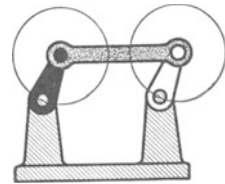


Abb. 72. Parallelkurbelgetriebe.

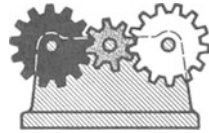


Abb. 73. Zahntrieb.

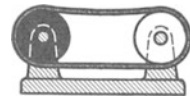


Abb. 74. Riementrieb.

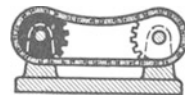


Abb. 75. Kettentrieb.

Dieselbe „Weiterleitung“ der Drehbewegung ist auch (Abb. 72 bis 75) mit Hilfe einer ungeraden Zahl von Zahnrädern möglich, mit einem Riementrieb oder einem Kettentrieb. Kommt es aber auf ganz genaues, spielfreies Arbeiten an, so kommt nur das Parallelkurbelgetriebe in Frage, in manchen Fällen genügt allerdings der Zahnradtrieb.

Außer der gleichsinnigen Drehung von Kurbel und Schwinge ist auch eine gegenläufige Drehung möglich, wobei sich Koppel und Steg kreuzen, das Getriebe also die bekannte achtähnliche Gestalt hat. Schon beim gewöhnlichen Bogenschubkurbelgetriebe hatten wir gleichsinnige Drehung von Kurbel und Schwinge und wenig stark schwankende Geschwindigkeiten während des Hubes mit Vierecklage der Getriebeglieder, dagegen gegenläufige Drehung und starke Geschwindigkeitsschwankungen während des anderen Hubes mit acht-

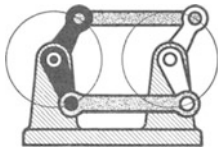


Abb. 76. 2 versetzte, gekoppelte Parallelkurbelgetriebe beiderseits des Gestelles (Lokomotive) zur Überwindung der Totlagen.

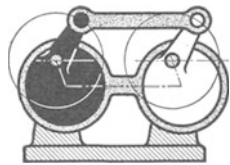


Abb. 77. 2 versetzte, gekoppelte Parallelkurbelgetriebe auf einer Gestellseite. Zapfen-erweiterung.

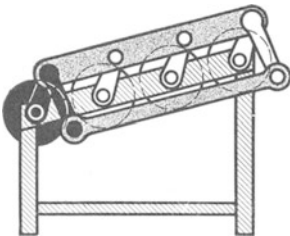


Abb. 78. 2 versetzte, gekoppelte Parallelkurbelgetriebe auf einer Gestellseite. Gewinkelte Kurbel und Schwinge (Rübenreiniger).

ähnlicher Gliederlage. Beim Parallelkurbelgetriebe sind diese Unterschiede scharf ausgeprägt, während der Vierecklage der Getriebeglieder haben wir, wie wir eben sahen, vollkommen unveränderte Drehung in der Schwinge, dagegen in der Achtformlage beim Antiparallelkurbelgetriebe erfolgen besonders ausgiebige Geschwindigkeitsschwankungen. Dabei sind hier die beiden Bewegungen, also gleichsinnige, gleichartige Drehung und gegenläufige, in der Schwinge sehr ungleichförmige Drehung vollkommen getrennt und fortlaufend durchführbar, wenn man ein Überschlagen in die andere Drehart während der Decklagen der Getriebeglieder, also in den Durchschlagpunkten vermeidet.

Das Parallelkurbelgetriebe ordnet man zu diesem Zwecke mehrfach und gegeneinander versetzt an (Abb. 76), wie es bei den Lokomotiven üblich ist. Können die beiden Parallelkurbelgetriebe aber nicht, wie dort, zu beiden Seiten der Maschine angebracht werden, so muß man sich entweder mit Zapfen-erweiterungen helfen, wie in Abb. 77, oder gewinkelte Kurbel und Schwinge verwenden, wie in Abb. 78. Noch mehr Parallelkurbelgetriebe (Abb. 79) und sogar Zugorgane, also Seile oder Zugstangen für die

Koppeln kann man anwenden, wenn die Kurbel- und die Schwingscheibe so weit räumlich versetzt werden, daß die Koppeln ungehindert

an den Lagerungen der Nachbarkoppeln vorbeistreichen können, eine Anordnung, die bei Turmuhrantrieben viel Verwendung gefunden hat, und heute noch bei Schwadrechen zur Führung der Zinken gebraucht wird (Abb. 85).

Alle Koppelkurven des Parallelkurbelgetriebes sind Kreise, die mit den Kurbel- und Schwingenkreisen übereinstimmen, und das nutzt man auch zur Überwindung der Totlagen aus, ent-

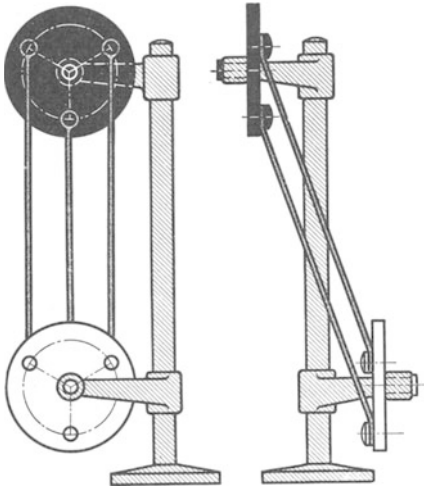


Abb. 79. 3 Parallelkurbelgetriebe verlangen räumliche Anordnung. Scheibenbildung. Zugseile als Koppeln (z. B. Turmuhrantrieb).

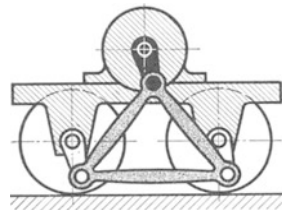


Abb. 81. Antrieb einer elektrischen Lokomotive (schematisch). Auch Blindwelle angetrieben.

weder durch eine Blindwelle, wie in Abb. 80, oder indem man mehrere Schwingen antreibt, wie bei dem Antrieb von elektrischen Lokomotiven (Abb. 81) oder etwa von Mehrspindelbohrmaschinen, wie in Abb. 82.

Dabei erzielt man außerdem noch eine bessere Kraftleitung, man muß aber darauf achten, daß sich die

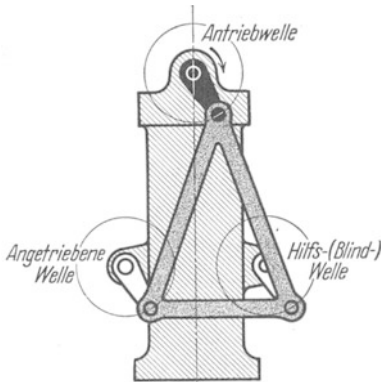


Abb. 80. Überwindung der Totlagen durch Anordnung einer Hilfs-(Blind-)Kurbel zur Führung eines Koppelpunktes. (Koppelkurven sind hier Kreise).

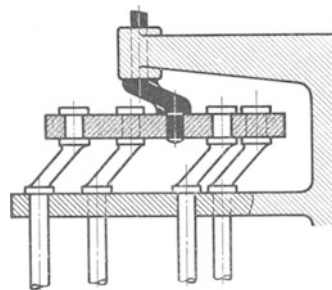


Abb. 82. Eine große Zahl Blindwellen als Bohrspindeln einer Mehrspindelbohrmaschine.

arbeitenden Koppelpunkte außerhalb der Verbindungslinie von Kurbelzapfen- und Schwingenzapfenlager befinden.

In Abb. IX ist ein Parallelkurbelgetriebe einem Bogenschubkurbel-

getriebe (1) und einem Geradschubkurbelgetriebe (2) aufgelagert, um auf die Schwinge oder — der praktisch wichtigere Fall — auf den geradgeführten Gleitstein die Drehbewegung der Kurbel zu übertragen, wo

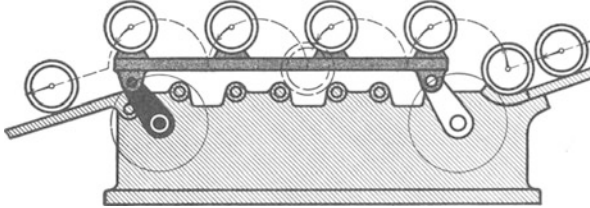


Abb. 83. Ausnutzung der oberen Hälfte der Kreisparallelverschiebung der Koppel zum absatzweisen Transport der Fässer in einer Faßreinigungsmaschine. (Während der unteren Hälfte der Kreisparallelschiebung erfolgen die einzelnen Reinigungsvorgänge.)

diese Drehbewegung weiter in irgendeiner Weise zum Antrieb eines Werkzeuges, zum Schalten oder sonstwie ausgenutzt werden kann.

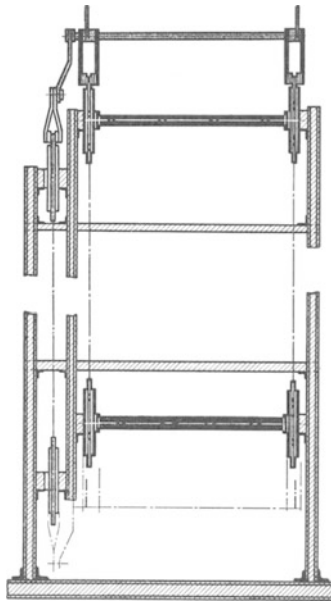
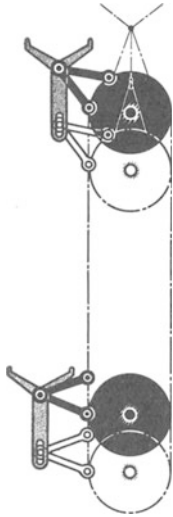


Abb. 84. Bretterstapler mit einer gegen die Tragketten (schwarz) versetzten Führungsketten (weiß). Beim Umlenken unten und oben bilden die Bretträger mit den Kettenrädern und den Kettengliedern Parallelkurbelgetriebe. Die Bretterpratzen sind die Koppeln, die schwarzen Kettenräder und die vorderen, schwarzen Haltearme sind die Kurbeln, die weißen Kettenräder und die hinteren, weißen Haltearme die Schwingen. Man kann den weißen und den schwarzen Kettentrieb als eine allgemeinere Form des Schwingen- bzw. Kurbelkreises auffassen.

Zahnradtrieb mit Übersetzung ins Schnelle bei 8.

Vielfach wird aber auch die parallele Verschiebung der Koppel aus-

Dabei ist die Kurbel des Bogenschub- bzw. Geradschubkurbelgetriebes zugleich die Kurbel des Parallelkurbelgetriebes, beide Kurbeln sind also ein Glied.

Die Getriebe 3 und 4 zeigen die bekannte Anordnung eines zweiten Parallelkurbelgetriebes zur Überwindung der Totlagen mit winkelliger Kurbel und Schwinge, wie in Abb. 76 und Zapfenerweiterung, wie in Abb. 77.

Hier können natürlich auch die Ersatzgetriebe der Abb. 73 bis 75 angewendet werden, also Zahnradtrieb bei 5, Riemetrieb bei 6, Kettentrieb bei 7 und



genutzt, so z. B. für den Werkstückvorschub einer Faßreinigungsmaschine (Abb. 83), zur Führung der Bretterpratzen an einem Förderer für Brettstapel (Abb. 84) oder der Rechenzinken eines Schwadrechens (Abb. 85), als Plattform eines Hubwagens (Abb. 86) oder als Pendelrätisch (Abb. 87), und so könnte man die Reihe noch beliebig fortsetzen.

Die gegenläufige Bewegung der Schwinge beim Antiparallelkurbelgetriebe ist bei der Gasbrennersteuerung in Abb. 88 zusammen mit der gleichsinnigen des Parallelkurbelgetriebes zur Einschaltung von Unter- und Oberhitze ausgenutzt, in solchen Fällen muß man aber die ungleichförmige Geschwindigkeit im Antiparallelkurbelgetriebe berücksichtigen, die allerdings bei so kleinen Verstellungen und bei annähernd paralleler Lage von Kurbel und Schwinge nicht mehr so ins Gewicht fällt.

Das Antiparallelkurbelgetriebe kann, wie Abb. 89 zeigt, durch zwei, im Brennpunkt gelagerte Ellipsenräder ersetzt werden, die beim Drehen des Getriebes aneinander abrollen. Der Berührungspunkt (Eingriffspunkt) dieser Ellipsenräder fällt dabei immer mit dem Schnitt-

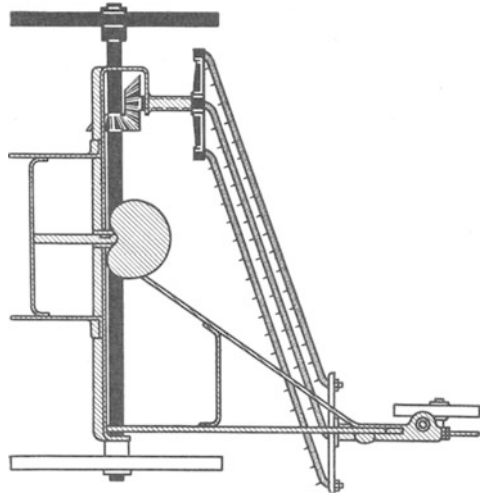
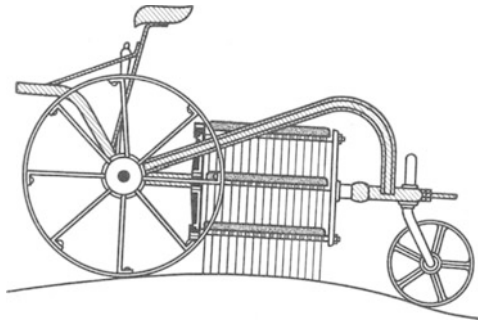


Abb. 85. Schwadreden (Martin-Rechen). Mehrfache Anordnung der Koppeln (vgl. Abb. 79) zur Führung der Rechenzinken. Scheibenbildung bei Kurbel und Schwinge. Antrieb der Kurbelscheibe durch das rechte (schwarze) Fahrrad und Kegelradgetriebe. Weißes Fahrrad und Schlepprad laufen leer mit (Kurvenfahrt).

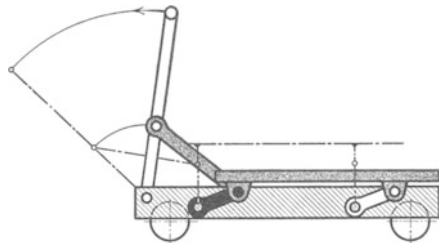


Abb. 86. Die Koppel des Parallelkurbelgetriebes als Ladefläche eines Hubwagens. Bewegung durch vorgeschaltetes Bogenschubkurbelgetriebe. Gemeinsame Kurbel (schwarz).

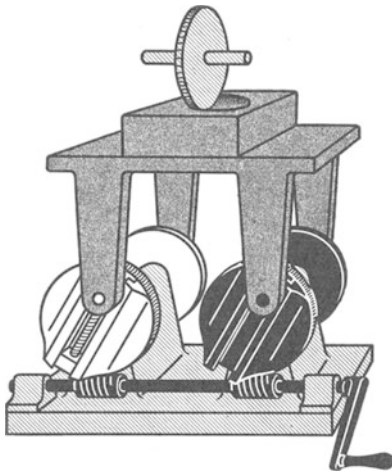


Abb. 87. Pendelfrästisch (Weber & Co., Berlin). Koppel als Werkstückträger. Fräser fest gelagert. Kurbel- und Schwingenlängen einstellbar. Durch Bewegen des Werkstückträgers (Koppel) (schwarzer Schneckenantrieb) werden kugelige elliptische, zylindrische usw. Vertiefungen gefräst.

punkt der Verbindungslinien der Lagerpunkte von Koppel und Steg zusammen, den wir

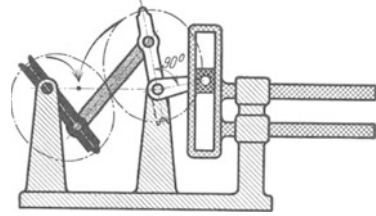
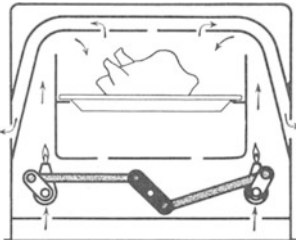


Abb. 89. Antiparallelkurbelgetriebe. Polbahnen zwischen Kurbel (schwarz) und Steg (weiß) sind Ellipsen. Davon Hilfsverzahnungen zur Überwindung der Durchschlagstellung. Angeschlossen: Kreuzkurbelschub (Kreuzschraffur) 2 parallele Bohrungen = Geradföhrung. Benutzt für angenähert gleichförmigen Arbeitshub des geradgeföhrten Gliedes (schwarze Kreuzschraffur). Ellipsenabmessungen: Gr. Halbachse =  $a$ , kl. Halbachse =  $0,963a$ . Innerhalb 35% des Hubes Fehler < 1%. Höchste Rücklaufgeschwindigkeit ist das 3-fache der Arbeitsgeschwindigkeit. Vergl. Abb. 95, 96, 194 und 195.

(S. 18) als Augenblickspol kennenlernten, hier für die allgemeine



Bewegung zwischen Kurbel und Schwinge. Das Abrollen des Schwingen-Ellipsenrades auf dem Kurbel-Ellipsenrad ist also ein Drehen des Steges um den auf der Kurbel-ellipse wandernden Augenblickspol, nämlich dem jeweiligen Berührungspunkt der beiden Ellipsenräder.

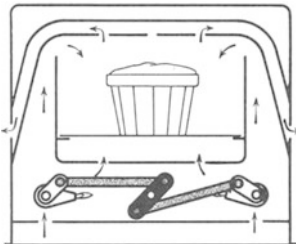


Abb. 88. Schwenkbrennerantrieb (Junker & Ruh) für Gasbackofen mittels Parallel- und Antiparallelkurbelgetriebes. Oberhitze beim Grillen, Unterhitze beim Backen.

Diesen Bewegungsvorgang soll uns das Beispiel eines mit Greifern bewehrten Schlepperrades (Abb. 90) auch begrifflich näher bringen. Ein solches Rad „steltz“ bekanntlich auf hartem Boden. Setzt sich dabei ein Greifer auf den Boden auf, so bildet seine Schneide mit dem Boden ein Gelenk, über das sich das ganze Rad drehend hinweghebt (Stelze), bis der nächste Greifer aufsitzt und den neuen, nun weiter vorverlegten Drehpunkt bildet. Also ein Drehen um einen wandernden, einen schreitenden Drehpunkt! Die Schritte dieses Drehpunktes werden immer kürzer, je dichter das Rad mit Greifern besetzt ist. Dafür dreht das Rad aber auch einen immer kleineren Winkel, immer kürzere

Zeit um jede einzelne Greiferschneide. Bei einem gewöhnlichen Rad bleibt davon nur noch eine Augenblicksdrehung (Momentandrehung) um den ununterbrochen weiter wandernden Berührungspunkt von Rad und Boden übrig. Und das bleibt das gleiche, wenn auch das Rad irgendeine unregelmäßige Form hat und statt auf dem Boden auf einer Schiene abrollt oder auf einem anderen Rade irgendwelcher Form.

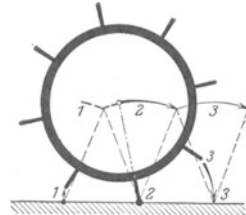


Abb. 90. Mit Greifern bewehrtes Schlepperrad.

Man kann für alle Getriebe der Viergelenkkette solche, aufeinander abrollende Kurven finden, Polbahnen, auf denen der Augenblickspol beim Abrollen wandert, also während der sehr großen Zahl aufeinander folgender Augenblicksdrehungen (Momentandrehungen). Ganz selten sind die Polbahnen aber so einfache Kurven wie beim Antiparallelkurbelgetriebe, und werden daher praktisch auch nicht ausgeführt, höchstens als Hilfsverzahnungen zum Überwinden unsicherer Getriebelegen, wie im Antiparallelkurbelgetriebe in Abb. 89.

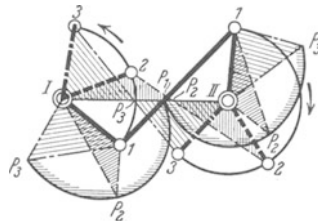


Abb. 91. Ermittlung der Pole  $P_1$ ,  $P_2$  und  $P_3$  für die Kurbelstellungen 1, 2 und 3. Die gefundenen (schraffierten) Dreiecke dreht man so, daß die stark ausgezogenen Seiten in einer Getriebebestellung, etwa 1 zusammenfallen. Die Dreieckspitzen  $P_2$  und  $P_3$  sind Punkte der Polbahnen.

Das Auffinden der Polbahnen ist sehr einfach. Der augenblickliche Drehpol zwischen Schwinge und Kurbel ist der Schnittpunkt der Verbindungslinien der Lagerungen von Koppel und Steg. Wir brauchen also nur eine Anzahl von Getriebelegen zu zeichnen (Abb. 91) und erhalten in diesen Schnittpunkten die entsprechende Zahl von Polbahnpunkten, die dann nur in eine gerade gewählte Getriebebestellung eingetragen zu werden brauchen. Bei genügender Anzahl solcher Punkte läßt sich dann die Polbahn für die Kurbel und die Schwinge, beim Antiparallelkurbelgetriebe also je eine Ellipse, einzeichnen.

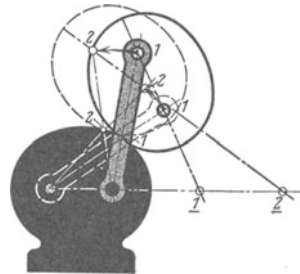


Abb. 92. Kurbel des Antiparallelkurbelgetriebes als Gestell (= Antiparalleldoppelkurbelgetriebe) mit Ellipsenpolbahnen.

Im ersten Augenblick muß es befremden, warum Polbahnen zwischen Kurbel und Schwinge vorhanden und notwendig sind, da doch beide um ihre im Gestell festen Lagerungen reine Drehungen ausführen. Wir sehen sofort klar, wenn wir einmal die Kurbel unseres Antiparallelkurbelgetriebes als Gestell ausbilden, wie in Abb. 92. Dann steht auch das Kurbelellipsenrad fest (Rastpolbahn). Die Schwinge aber macht eine allgemeine Bewegung.

Sie bewegt sich mit ihren Lagerpunkten einmal auf dem Stegkreis, andererseits auf dem Koppelkreis.

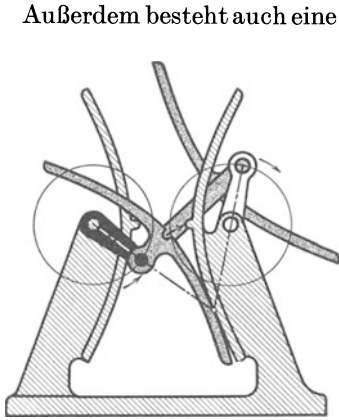


Abb. 93. Die Polbahnen zwischen Koppel und Steg sind beim Antiparallelkurbelgetriebe Hyperbeln. Davon Hilfsverzahnungen zur Überwindung der Totlagen. Vgl. Abb. 89.

Außerdem besteht auch eine allgemeine Bewegung zwischen Koppel und Steg und dementsprechende Polbahnen, die beim Antiparallelkurbelgetriebe aufeinander abrollende Hyperbeln sind (Abb. 93). Das gilt ganz allgemein. Alle Getriebe der Viergelenkkette haben Polbahnpaare für die Bewegung zwischen gegenüberliegenden Gliedern, also je eines für die Bewegung zwischen Kurbel und Schwinde und für die Bewegung zwischen Koppel und Steg. Die ruhende Polbahn bezeichnet man als Rastpolbahn, die andere heißt dagegen Gangpolbahn. Es wird natürlich jede der vier, in einem Gelenkviereck vorhandenen Polbahnen zur Rastpolbahn, wenn das zugehörige Getriebe als Gestell ausgebildet wird.

Die Augenblickspole für die Bewegung zwischen Koppel und Steg finden wir (wie in Abb. 19, 21 und 23) in den jeweiligen Schnittpunkten der Mittellinien von Kurbel und Schwinde<sup>1</sup>.

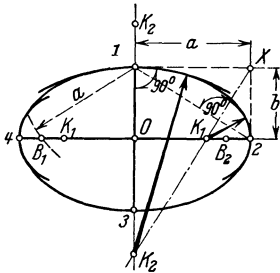


Abb. 94. Ellipsenkonstruktion. Brennpunkt  $B_1$  und  $B_2$  durch Kreis mit Radius  $a$  (= große Halbachse) um die Endpunkte  $1$  und  $3$  der kleinen Achse. Mittelpunkte  $K_1$  und  $K_2$  der Scheitelkrümmungskreise auf der großen und kleinen Achse durch Lot von  $X$  (Rechteck  $O-1-X-2$  mit Seitenlänge  $a$  und  $b$ ) auf die Verbindungslinie der Achsenendenpunkte  $1$  und  $2$ .

Das Antiparallelkurbelgetriebe wird praktisch als voll umlaufendes Getriebe selten verwendet, obwohl es, besonders mit Hilfsverzahnung (Abb. 89 und 93) gut geeignet ist, die früher im Maschinenbau sehr häufigen und beliebten Ellipsenräder zu ersetzen, die aus den neuerzeitlichen Maschinen ja deswegen verschwunden sind, weil das Schneiden der Ellipsenverzahnung zu schwierig und zu teuer ist, gegossene Räder aber den Ansprüchen schon längst nicht mehr genügen.

Die Aufgabe der Ellipsenräder, möglichst gleichförmige Schubbewegung und beschleunigten Rücklauf zu erzeugen, ist dagegen durchaus nicht veraltet. Abb. 89 zeigt hierfür besonders geeignete Abmessungen<sup>2</sup>, wobei die große Ellipsenachse (=  $2a$ ) so lang ist wie Koppel und Steg, und wobei Kurbel und Schwinde

<sup>1</sup> Weiteres über Polbahnen findet sich in den Abschnitten 16 und 22.

<sup>2</sup> R a u h: Untersuchung und Weiterentwicklung der Getriebe mit periodischem Hin- und Rücklauf und beschleunigungsfreiem Arbeitsgang. Diss. Hannover 1927.

in ihrer Länge dem Abstand der Brennpunkte entsprechen. Abb. 94 gibt die notwendigen Anweisungen für die Konstruktion.

### 13. Die Doppelkurbelgetriebe.

Ein umlaufendes Doppelkurbelgetriebe entsteht, wenn das kleinste Glied, die Kurbel als Getriebegestell ausgebildet wird (Abb. VI<sub>II</sub>), wird aber das gegenüberliegende Glied, die Schwinge zum Getriebegestell (Abb. VI<sub>IV</sub>), so erhalten wir ein schwingendes Doppelkurbelgetriebe.

Man kann natürlich auch vom umlaufenden Doppelkurbelgetriebe, wie in Abb. VIII durch dauerndes Verkürzen der Schwinge, in allmählichem Übergang zum schwingenden Doppelkurbelgetriebe kommen, denn einmal wird dabei die Schwinge kürzer als das Gestellglied, also kürzer als die bisherige Kurbel, sie wird also das kleinste Glied im Getriebe, und damit nunmehr zur Kurbel (siehe Abschnitt 4, S. 10), und wir erhalten dann schwingende Doppelkurbelgetriebe, wie Abb. VIIIe und f.

Dabei treten ganz ähnliche Erscheinungen auf, wie wir sie eben beim Bogenschubkurbelgetriebe kennenlernten. Bei Getriebe *b* der Abb. VIII sind Schwinge und Koppel zusammen so lang, wie Kurbel und Steg, es ist also ein durchschlagendes umlaufendes Doppelkurbelgetriebe, das zunächst genau so laufen kann, wie das darüber gezeichnete (*a*). Beim Durchlaufen der oberen Lagen befinden sich die Glieder in Viereckstellung mit geringer Verdrehung der Schwinge, in den unteren Lagen dagegen kreuzen sich Koppel und Steg, das Getriebe hat also achtähnliches Aussehen und dabei erfolgt bekanntlich lebhaftes Durchdrehen der Schwinge. In der Strecklage kann dieses Getriebe aber auch in den spiegelbildlichen Bewegungsverlauf umschlagen, also oben Kreuzen von Koppel und Steg und unten Vierecklage der Glieder, was zum Beispiel bei dem Getriebe *a* nur nach vorherigem Abnehmen der Schwinge, Kreuzen der beiden „Doppelkurbeln“ (Koppel und Steg) und erneutem Aufsetzen der Schwinge, also nach einer „Ummontage“ möglich ist.

Schließlich kann auch das typische Arbeitsspiel der durchschlagenden Getriebe erfolgen, wozu zwei Kurbelumdrehungen nötig sind. Das Getriebe *b* kann nämlich während der weiteren Bewegung nach rechts auch unterhalb des Durchschlagpunktes in Vierecklage bleiben, wobei die Schwinge während einer Kurbeldrehung fast genau eine Parallelverschiebung erfährt, aber dann muß eine volle Kurbeldrehung lang die achtähnliche Lage der Getriebeglieder folgen, während der die bisher fast unterlassene Drehung der Schwinge lebhaft nachgeholt wird. In diesen beiden Bewegungen, also in der Parallelverschiebung der Schwinge und dann in der starken Drehung, kündigen sich schon die Bewegungen der Paralleldoppelkurbelgetriebe (*c* und *d*) an, die diese beiden Bewegungen ganz rein und getrennt voneinander ausführen können,

nämlich die genaue Parallelverschiebung beim Paralleldoppelkurbelgetriebe (*c*) und die lebhaftere Drehung beim Antiparalleldoppelkurbelgetriebe (*d*).

Verkürzt man die Schwinge des Getriebes *b* der Abb. VIII noch weiter, oder was auf dasselbe herauskommt, verlängert man das Gestellglied, so erhält man erst eine Anzahl von Doppelkurbelgetrieben, bei denen kein Glied eine volle Umdrehung machen kann (siehe Abschnitt 4, S. 10), wobei die beiden „Doppelkurbeln“ aber sehr ausgiebige Schwingungen ausführen. Auch hier ist die Zahl solcher nur schwingfähiger Getriebe um so geringer, je mehr sich die Getriebeabmessungen denen der Paralleldoppelkurbelgetriebe nähern. Die Wippkräne Abb. 105—107, 108 und 109 sind praktische Anwendungen dieser Getriebe.

Das durchschlagende schwingende Doppelkurbelgetriebe (*e* der Abb. VIII) ist das erste Getriebe, bei dem das kleinste Glied, das hier dem Gestellglied gegenüberliegt, wieder voll umlaufähig ist, und überhaupt die einzige langschwingende Form der umlaufähigen Doppelkurbelgetriebe. Verkürzt man nämlich die neue Kurbel nur ein wenig, so reißen gewissermaßen die Bahnen der „Doppelkurbeln“ in der Durchschlagstellung, und nunmehr sind nur noch kurzschwingende Doppelkurbelgetriebe möglich, wie etwa Getriebe *f* der Abb. VIII, wobei jedesmal jenseits der Gestellagerungen eine zweite, spiegelbildliche Anordnung der Getriebeglieder möglich ist. Mit fortschreitender Verkürzung der Kurbel werden auch die Schwingungsausschläge von Koppel und Steg geringer.

Die Bewegungsmöglichkeiten des durchschlagenden schwingenden Doppelkurbelgetriebes sind wieder ganz ähnlich, wie schon beim umlaufenden (*b*). Wieder sind die spiegelbildlichen kurzen Schwingungen der einfachen Getriebe (*f*) möglich, wobei die „Doppelkurbeln“ jedesmal nur bis zum Durchschlagpunkt schwingen. Es wird also nur die Hälfte der möglichen Doppelkurbelbewegung ausgenutzt. Hier können aber die beiden spiegelbildlichen Schwingungen ohne weiteres ineinander umschlagen, und wieder haben wir eine auffallende Unterteilung in fast genaue Schiebung der Kurbel bei Vierecklage des Getriebes und ausgesprochene, lebhaftere Drehung während der Kreuzung von Koppel und Steg, was alles noch mehr ins Auge fällt, wenn das bisher bei allen durchschlagenden Getrieben beobachtete Bewegungsspiel ausgeführt wird, das zwei Kurbelumdrehungen beansprucht. Von der in Abb. VIII e gezeichneten Stellung der Getriebeglieder erfolgt die Bewegung bis ganz unten in Vierecklage des Getriebes mit ganz geringer Kurbeldrehung, auf dem Rückweg macht die Kurbel dagegen fast zwei Umdrehungen, wobei, wie schon gewohnt, Koppel und Steg einander kreuzen.

So wertvoll die durchschlagenden Getriebe zum Verständnis der Paralleldoppelkurbelgetriebe sind, die in sich ja das umlaufende und das schwingende vereinigen, so viel die vielseitigen Bewegungsmöglich-

keiten dieser Getriebe zum Verständnis der Doppelkurbelgetriebe überhaupt beitragen, so ist ihre praktische Bedeutung eben wegen der Vielseitigkeit ihrer Bewegungen recht gering.

Die umlaufenden Doppelkurbelgetriebe werden gern verwendet, um aus einer gleichförmigen Drehung etwa der Maschinenhauptwelle eine ungleichförmige zu machen, sei es, um für irgendeinen Bewegungsvorgang etwas mehr Zeit zu gewinnen, was durch einen beschleunigten Rücklauf wieder eingeholt wird, oder, wie schon beim Antiparallelkurbelgetriebe, um möglichst gleichförmige Schubbewegung eines Geradschubkurbelgetriebes (Kreuzkurbelgetriebes) zu erzeugen (Abb. 95 und 96)<sup>1</sup>.

Beim schwingenden Doppelkurbelgetriebe geben dagegen die eigenartigen Bewegungskurven der hin- und hertaumelnden Kurbel (entsprechend den Koppelkurven) den Anreiz zu praktischer Anwendung, allerdings nutzt man meist nur einen Teil der Bewegung dieser Getriebe aus, schon wegen der Schwierigkeiten beim Einleiten der Antriebs-Drehbewegung in die nicht festgelagerte Kurbel.

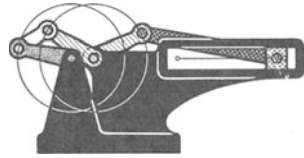


Abb. 95. Umlaufendes Doppelkurbelgetriebe mit angeschlossenem Geradschub (Kreuzschraffur). Benutzt für angenähert gleichförmigen Arbeitshub des geradgeführten Gliedes (schwarze Kreuzschraffur). Abmessungen des Doppelkurbelgetriebes: Kurbel (schwarz)  $\frac{2}{3}b$ , Koppel (Raster) = Steg (Schraffur) =  $b$ , Schwinde (weiß) =  $60\%$ ,  $b$ , Innerhalb  $25\%$  des Hubes (bei Kreuzkurbelschub) Fehler  $< 1\%$ . Höchste Rücklaufgeschwindigkeit ist das 2,5 fache der Arbeitsgeschwindigkeit. Vgl. Abb. 89, 96, 194 und 195.

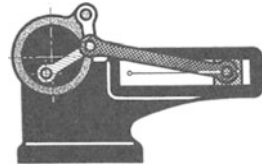


Abb. 96. Umlaufendes Doppelkurbelgetriebe wie Abb. 95, vereinfacht durch Zapfenverlängerung zwischen Kurbel (schwarz) und Koppel (Raster) und Drehung der Kurbel (schwarz) gegenüber der Geradföhrung.

## 14. Die Kurbelkurven des schwingenden Doppelkurbelgetriebes.

Die Kurbelkurven des schwingenden Doppelkurbelgetriebes in Abb. 97—101 sind wieder auf lichtempfindlichem Papier gewonnen, wie es in Abschnitt 10, S. 49 u. 50 geschildert wurde. Allerdings mußte die Zahl der zeichnenden Punkte stark beschränkt werden, um bei den hier übereinander liegenden Kurbelkurven noch ausreichende Übersicht zu behalten.

In den Abb. 97a—99a sind die auftretenden Kurvenformen zur Steigerung der Verständlichkeit in das System der zeichnenden Kurbelpunkte an den Stellen eingeschrieben worden, wo sie bei den zugehörigen Getrieben 97—99 erzeugt werden. Dabei muß beachtet werden, daß die Kurbelstellung der achtähnlichen Lage der Getriebeglieder mit ge-

<sup>1</sup> R a u h : Diss. s. Anm. S. 68.

kreuzten „Doppelkurbeln“ entspricht, wie sie in den Abb. 97—101 eingezeichnet ist.

Abb. 97 und 97a zeigen über der Kurbel ein Gebiet brotförmiger Kurven. Unter der Kurbel werden sehr ausgerundete Achtformen erzeugt, dieses Gebiet ist aber

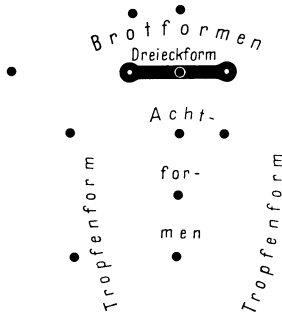


Abb. 97a.

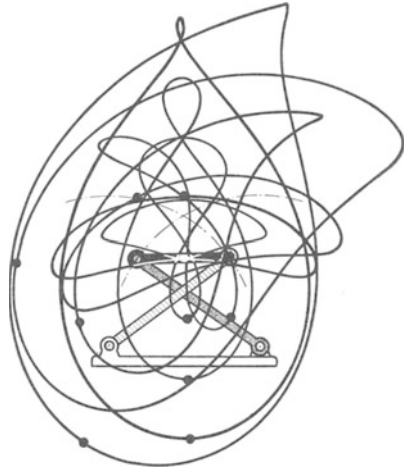


Abb. 97.

Abb. 97. Kurbelkurven des schwingenden Doppelkurbelgetriebes. Doppelkurbeln (Koppel und Steg) gleichlang. Symmetrisch liegende Kurbelpunkte geben spiegelbildliche Kurbelkurven. Wegen der Übersichtlichkeit sind nur einige kennzeichnende Kurven gezeichnet. Verteilung der Kurvenformen auf die Gebiete der Kurbelachse zeigt Abb. 97a.

umschlossen von einem Gürtel mit tropfenförmigen Kurven, die nach oben schließlich wieder in die Brotform übergehen. Den Übergang von der Brotform in die Achtform bildet die zwischen den Kurbellagerungen erzeugte Dreieckform.

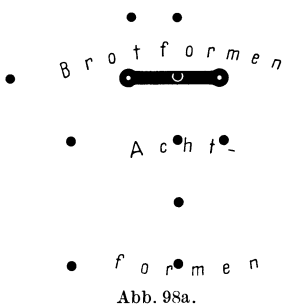


Abb. 98a.



Abb. 98.

Abb. 98. Kurbelkurven des schwingenden Doppelkurbelgetriebes. Gliederabmessungen wie in Abb. 97, nur kürzere Schwinge (Gestellglied). Dadurch Vordringen der Achtformen. Ausweiten der oberen Achtschleife. Spiegelbildliche Kurbelkurven.

In Abb. 98 sind die Lagerungen des Gestellgliedes, der Schwinge, etwas näher zusammengedrückt, alles andere ist unverändert, und dadurch



hat sich das Gebiet der Achtformen auch auf das Gebiet der Tropfenformen in Abb. 97 a ausgedehnt, gleichzeitig haben die oberen Achtschleifen vollere Formen bekommen und die Dreieckform zwischen den Kurbellagern ist brotförmig geworden. Die Ausschläge der „Doppel-



Abb. 99a.



Abb. 99.

Abb. 99. Kurbelkurven des schwingenden Doppelkurbelgetriebes. Gliederabmessungen wie Abb. 97, nur längere Schwinge (Gestellglied). Dadurch Vordringen der Tropfenformen infolge Einschrumpfens der oberen Achtschleife. Spiegelbildliche Kurbelkurven.



Abb. 100. Kurbelkurven des schwingenden Doppelkurbelgetriebes. Abmessungen wie in Abb. 97, nur ungleichlange Doppelkurbeln. Koppel (rechts) ist kürzer. Kurvenformen bleiben entsprechend Abb. 97a, allerdings sind die Kurbelkurven unsymmetrisch nach rechts verdrückt.

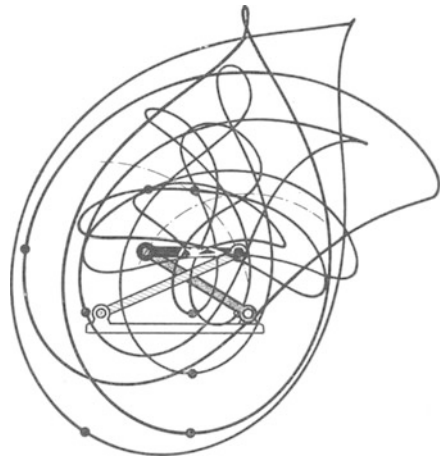


Abb. 101. Kurbelkurven des schwingenden Doppelkurbelgetriebes. Abmessungen wie in Abb. 97 und 100 nur noch stärkere Verkürzung der Koppel (rechts). Kurvenformen bleiben entsprechend Abb. 97a, nur noch stärker unsymmetrische Verdrückung der Kurbelkurven nach rechts, wie in Abb. 100.

kurbeln“ (Koppel und Steg) sind dabei auch größer geworden.

Vergrößert man dagegen den Abstand der Lagerungen im Gestell,

wie in Abb. 99, so werden die unteren Achtschleifen stärker betont, wodurch der Tropfenformgürtel das Gebiet der Achtformen enger einschließt, und die Brotformen den Tropfenformen etwas nachrücken.

Der untere Winkel der Dreieckskurve ist spitzer, fast rechtwinklig geworden.

In Abb. 100 ist die eine der Doppelkurbeln, die Koppel gegenüber Abb. 97 verkürzt, noch mehr in Abb. 101, die Verteilung der Kurvenformen bleibt dabei aber die gleiche wie in Abb. 97 a, mit fortschreitender Verkürzung entsteht nur eine wachsende seitliche Verzerrung.

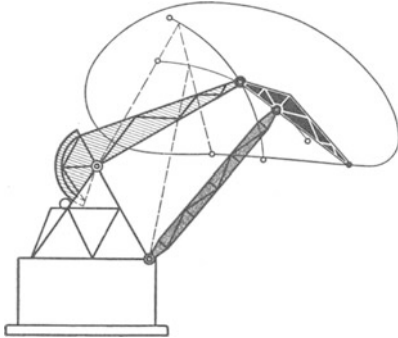


Abb. 102. Teilweise Ausnutzung einer brotförmigen Kurbelkurve mit angenähert geradlinigem Stück des schwingenden Doppelkurbelgetriebes (Abmessungen ähnlich Abb. 100) in einem Demag-Wippkran. (Abb. 103 und 104). Das Ein- und Ausschwenken der Ladung erfolgt ohne Hubverluste.

Der Wippkran Abb. 102—104 verwendet eine Brotkurve, und zwar den bei diesen Kurbelkurven sehr häufigen fast geradlinigen Teil, um die Last ohne Hubver-

luste einschwenken zu können. Während das hier zugrunde liegende Getriebe voll umlauffähig ist, sind bei den Wippkränen Abb. 105 bis



Abb. 103. Wippkran nach Abb. 102 in Ausschwenkstellung (Demag).

107 und 108, 109 nur schwingfähige Doppelkurbelgetriebe (siehe Abschnitt 13, S. 70) angewendet, bei denen noch vom durchschlagenden

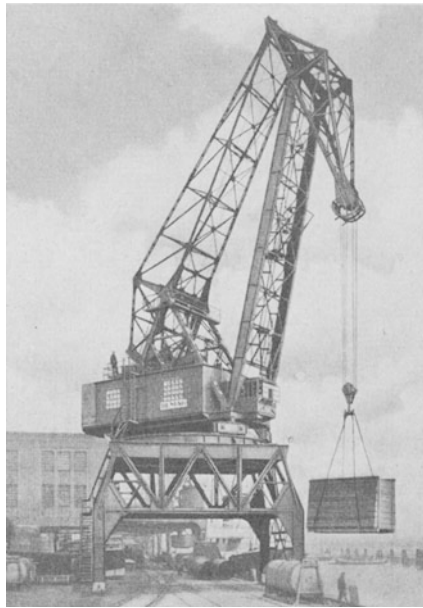


Abb.104. Wippkran nach Abb.102 und 103 eingeschwenkt (Demag).

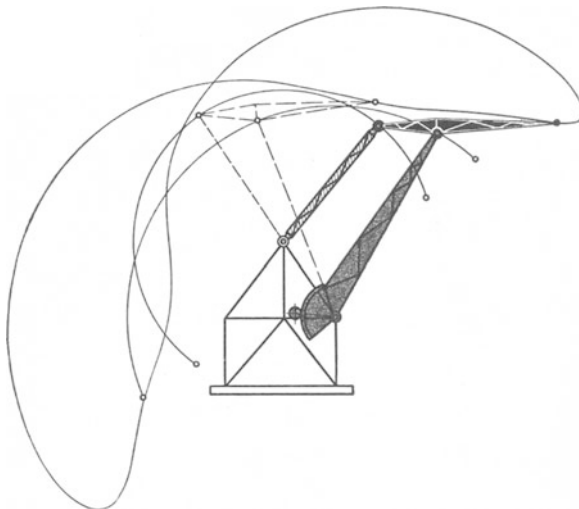


Abb. 105. Nicht mehr drehfähiges, lang schwingendes Doppelkurbelgetriebe (s. S. 70). Ausnutzung des angenähert geradlinigen Teiles einer aus 2 verbundenen Brotformen bestehenden verschlungenen Kurbelkurve zu dem Demag-Wippkran 106 und 107. Aus- und Einschwenken der Ladung ohne Hubverlust.

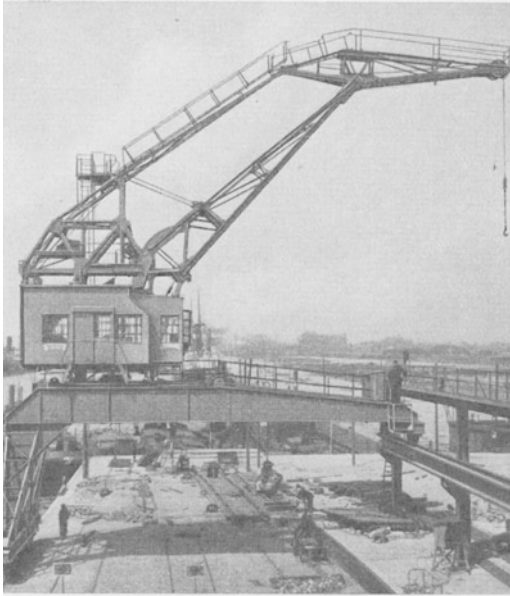


Abb. 106.



Abb. 107.

Abb. 106 und 107. Wippkran nach Abb. 105 in Ausschwenkstellung und eingeschwenkt (Demag).

Getriebe her zwei spiegelbildlich nebeneinander liegende Brotkurven verbunden sind. Auch hier wird natürlich nur das nahezu geradlinige Kurvenstück ausgenutzt.

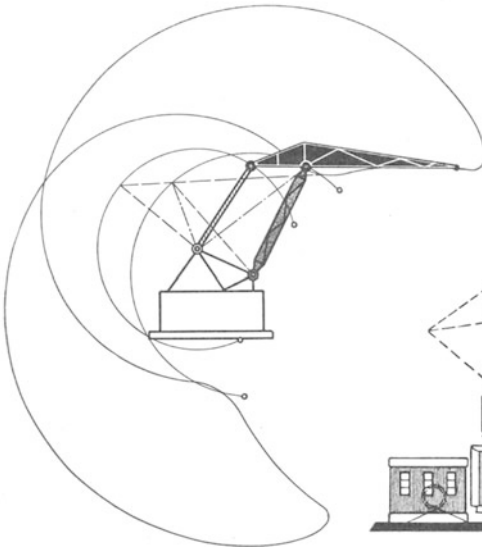


Abb. 108.

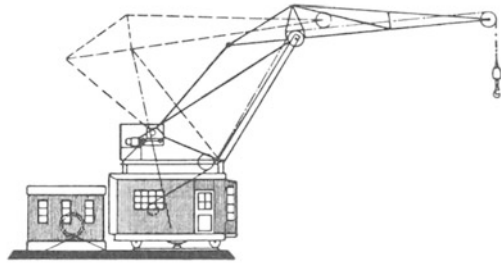


Abb. 109.

Abb. 108 und 109. Nicht mehr drehfähiges langschwängendes Doppelkurbelgetriebe (s. S. 70). Ausnutzung des angenähert geradlinigen Teiles der verschlungenen Kurbelkurve (vgl. Abb. 105) zu dem Demag-Wippkran Abb. 109. Aus- und Einschwenken der Ladung ohne Hubverlust.

## 15. Die Schwingenkurven des umlaufenden Doppelkurbelgetriebes.

Die Schwingenkurven des umlaufenden Doppelkurbelgetriebes sind praktisch von geringerer Bedeutung, wir wollen sie der Vollständigkeit wegen aber wenigstens bei einem Getriebe beobachten.



Abb. 110 a. Verteilung der Schwingenkurvenformen auf die Gebiete der Schwingenebene des umlaufenden Doppelkurbelgetriebes (bei der Gliederstellung wie in Abb. 110—112). Der Übersichtlichkeit wegen sind die einzelnen Kurvenarten in Abb. 110—112 bei gleichbleibenden Getriebeabmessungen einzeln aufzeichnet worden.

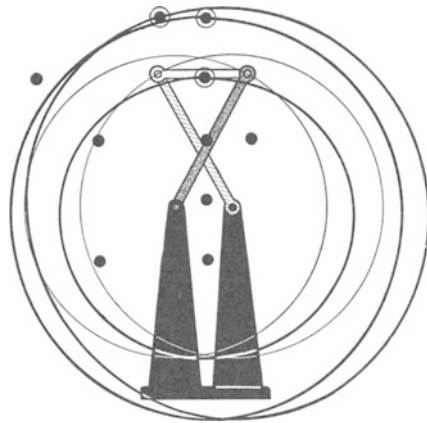


Abb. 110. Schwingenkurven des umlaufenden Doppelkurbelgetriebes. Kreisformen.

Wieder ist dasselbe System zeichnender Punkte gewählt, wie beim schwingenden Doppelkurbelgetriebe (Abb. 110 a), der besseren Anschaulichkeit wegen sind aber in Abb. 110 nur die kreisförmigen Kurven gezeichnet von den Punkten über der Schwinge (bei gekreuzten Doppelkurbeln) und dem Punkt zwischen den Schwingenlagerungen, in Abb. 111

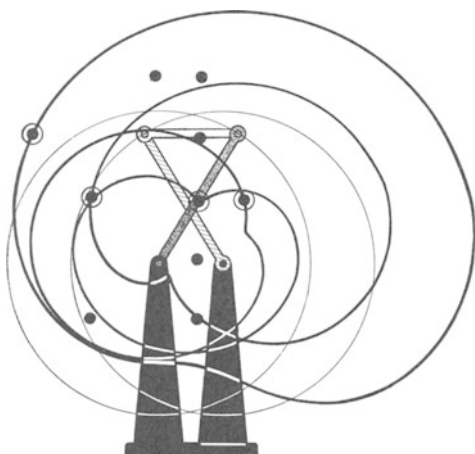


Abb. 111. Schwingenkurven des umlaufenden Doppelkurbelgetriebes. Herzformen.

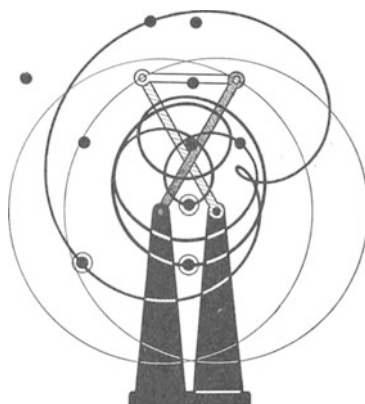


Abb. 112. Schwingenkurven des umlaufenden Doppelkurbelgetriebes. Bretzelnformen.

die herzförmigen von Punkten innerhalb eines Streifens unter der Schwinge und schließlich in Abb. 112 bretzelnförmige Kurven, von Punkten, die sich noch weiter unten anschließen.

## 16. Die Anwendungsmöglichkeiten der Koppelkurven (Kurbelkurven und Schwingenkurven der Doppelkurbelgetriebe).

Bei der Knetmaschine (Abb. 67 und 68) und dem Gabelheuwender (Abb. 69) wurden Koppelkurven als Werkzeugbahnen benutzt, bei dem Schleusentor in Abb. 70 als Führung und ebenso die Kurbelkurven bei den Wippkränen der Abb. 102—109. Diese unmittelbaren Ausnutzungen der Koppel-(Kurbel-)kurven sind aber nicht die einzigen Anwendungsmöglichkeiten, ja nicht einmal die wichtigsten.

Viel bedeutungsvoller und viel allgemeiner anwendbar ist die Ausnutzung der in irgendeiner Richtung liegenden Teilbewegung (Komponente) eines Koppelpunktes, also die Ableitung einer Arbeitsbewegung von einer Koppelkurve, wozu man bisher in fast allen Fällen Kurventriebe benutzte, also auf Scheiben oder Walzen, Schiebern und ähnlichem körperlich eingeschnittene Kurven, in denen Lenker oder Schieber meist mit Kurvenrollen ausgerüstet, geführt werden.

Die Koppelkurve tritt hier also unmittelbar in Wettbewerb mit der metallisch ausgeführten Kurve, die sie verdrängt, wenn nur die geforderte Bewegung durchgeführt werden kann, denn Koppelkurvengetriebe sind in der Herstellung meist einfacher und billiger, und mit nur niederen Elementenpaaren vor allem im Betrieb günstiger und auf die Dauer genauer, als die Kurventriebe, besonders, wenn größere Kräfte übertragen werden sollen.

Hin- und hergehende Hubbewegung mit einem Stillstand.

Besonders häufig brauchen wir hin- und hergehende Hubbewegungen, mit einem längeren Stillstand in einer der Umkehrstellungen, so etwa bei einer Stempelmaschine, um den angehobenen Stempel einzufärben, oder bei einer Presse, um ein neues Werkstück zuführen zu können, die Ventilbewegung erfolgt in derselben Weise und vielfach ist es auch nötig, Stanzwerkzeuge, Scheren, Leimwalzen usw. in gleicher Art zu bewegen.

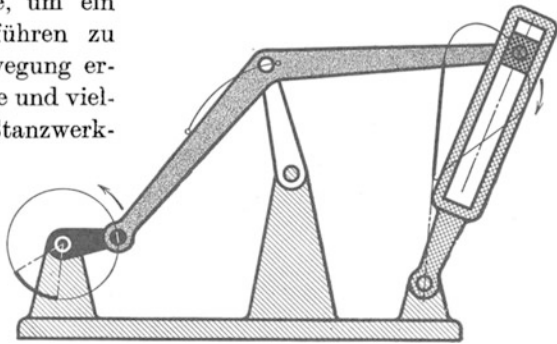


Abb. 113. Ableitung einer Schwingbewegung mit einem Stillstand (geradliniges Stück der Koppelkurve) von dem Getriebe der Abb. 57. Angeschlossen ist eine Schwinde mit Geradföhrung (Kreuzschraffur). Die Stillstände sind in der Koppelkurve und im Kurbelkreis durch größere Strichstärke hervorgehoben.

Hierfür besitzt jedes Kurbelgetriebe eine große Zahl geeigneter Koppelkurven. Schon von den zufällig gewählten Koppelpunkten der

Abb. 56—63 beschreiben einige Punkte Kurven mit praktisch geradlinigen Bahnstücken, so z. B. auch der in dem Getriebe 57 gewählte Punkt, von dem (Abb. 113) mit einem Gleitstein und einer Schwinde mit Geradföhrung oder auch mit einem Kreuzschleifenschieber (Abb. 114) die eben geschilderte Bewegung abgeleitet werden kann. Dabei umfaßt der Stillstand hier beinahe ein Viertel der Kurbelumdrehung, der Rest ist ziemlich gleichmäßig in Hin- und Rückhub geteilt. Vielfach kommt es dabei nicht auf einen vollkommenen Stillstand an, wie etwa bei einem Stanzwerkzeug, das nur eine Zeit außer Tätigkeit abseits verharren soll, und für solche Fälle genügt es in der eben gezeigten Weise eine geeignete Kurve zu wählen. Kommt es dagegen auf einen vollkommenen Stillstand an, so muß zu einem geradlinigen Koppelkurvenstuck das Getriebe konstruiert werden, was später in Abschnitt 22 ausführlich behandelt werden wird.

Ganz erheblich leichter und einfacher ist es, Bahnstücke gleicher Krümmung für den Stillstand auszunützen, wobei man dann die Be-

wegung mit Hilfe eines Lenkers von der Länge des Krümmungshalbmessers auf eine Schwinde oder einen Schieber überträgt. Hierzu eignen sich fast alle Koppelkurven. Richtung und Krümmung der Schwingenbahn oder die Schubrichtung des Schiebers für die endgültige Bewegung sind dabei ganz beliebig, sie müssen nur in dem Krümmungsmittel-

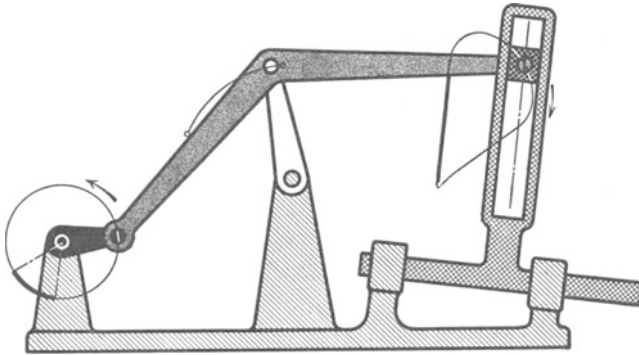


Abb. 114. Ableitung einer hin- und hergehenden Hubbewegung mit einem Stillstand von dem Getriebe Abb. 57. Angeschlossen ist Kreuzkurbelschub (Kreuzschraffur).

punkt desjenigen Bahnstückes der Koppelkurve enden, das für den Stillstand benutzt werden soll. In Abb. 115 wurde die in Abb. 56 links neben dem Kurbelkreis liegende eiförmige Koppelkurve verwendet. Der Stillstand erfolgt, wenn das rechte Bahnstück dieser Kurve durchlaufen wird, was ja hier gleichsinnig mit der Kurbeldrehung geschieht. Von der

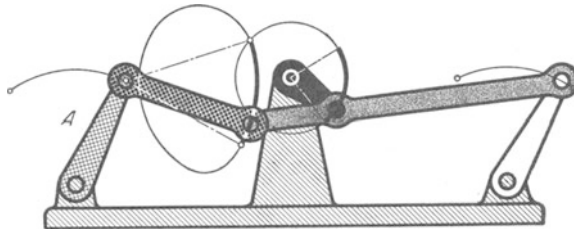


Abb. 115. Ableitung eines Stillstandes von einem Koppelkurvenstück gleichbleibender Krümmung mit einem Lenker (weiße Kreuzschraffur) von der Länge des betreffenden Krümmungshalbmessers. Dabei endet die abgeleitete Hubbewegung (A) im Krümmungsmittelpunkt dieses Koppelkurvenstückes, wo auch der Stillstand erfolgt. Getriebe der Abb. 56. Koppelkurve links neben dem Kurbellager.

gleichen Kurve könnte aber ebenso auch das gegenüberliegende Bahnstück verwendet werden, oder gar beide, wie in Abb. 116. Während die schon in Abb. 115 vorhandene Schwinde A in Ruhe ist, durchläuft die neue Schwinde B gerade ohne Stillstand ihre Umkehrstellung und ist dann eine halbe Kurbeldrehung später in Ruhe, während die Schwinde A ihren Umkehrpunkt ohne Stillstand durchläuft.



All diese Getriebe arbeiten um so günstiger, je größer die Halbmesser der Bahnstücke gleicher Krümmung sind, die für den Stillstand ver-

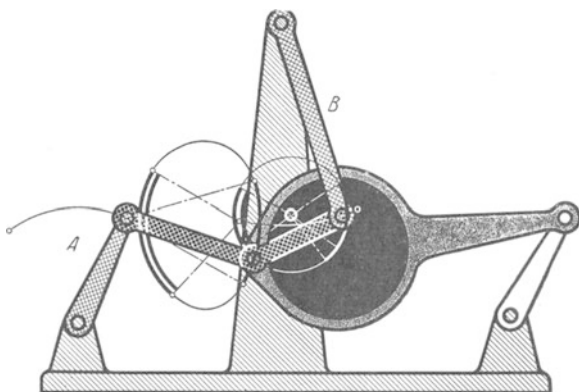


Abb. 116. Getriebe wie Abb. 115 mit Kurbelzapfenerweiterung. Außer der Bewegungsableitung *A* (wie in Abb. 115) erfolgt von dem gleichen Koppelpunkt aus die gleichartige, aber um etwa  $\frac{1}{2}$  Kurbeldrehung versetzte Bewegungsableitung *B*. Stillstandszeiten in der Koppelkurve und im Kurbelkreis sind für *B* durch starke Doppellinien hervorgehoben.

wendet werden sollen, und derartige Koppelkurven findet man immer in etwas größerer Entfernung vom Kurbelkreis (siehe z. B. Abb. 56).

Zwei von einer Koppelkurve abgeleitete Bewegungen brauchen aber durchaus nicht so symmetrisch zueinander zu verlaufen, wie die Bewegungen der Schwingen *A* und *B* in Abb. 116. Man hat es ja in der Hand, hierfür eine tropfenförmige Kurve zu wählen, wie in Abb. 117, oder eine dreieckige, wie in Abb. 118, wo sogar drei Bewegungen mit je einem längeren Stillstand abgeleitet werden können.

Natürlich kann man auch für jede der einzelnen abgeleiteten Bewegungen eine besondere Koppelkurve verwenden, wie es in Abb. 119 für drei Bewegungen geschehen ist. Dabei ist es ganz gleichgültig, wie die Abmessungen des Kurbelgetriebes sind, dessen Koppelkurven wir ausnutzen wollen, da alle Kurbelgetriebe eine sehr große Zahl brauchbarer Kurven besitzen. Praktisch wird man deshalb möglichst ein bereits in

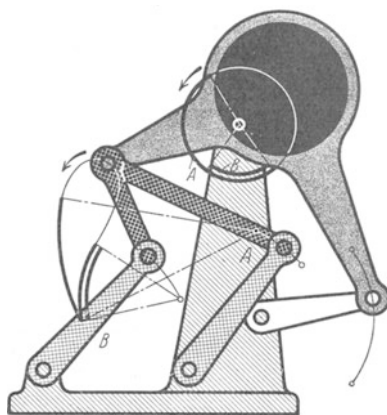


Abb. 117. Ableitung von 2 Hubbewegungen mit je einem Stillstand von einer tropfenförmigen Koppelkurve des Getriebes Abb. 62. (2. Koppelkurve unter dem Kurbellager.) Kurbelzapfenerweiterung. Der Stillstand der Bewegungsableitung *B* (starke Doppellinien) erfolgt unmittelbar nach dem Stillstand der Bewegungsableitung *A* (einfache starke Linien). Die Längen der Glieder mit weißer Kreuzschraffur stimmen überein mit den Krümmungshalbmessern der jeweiligen, für den Stillstand gewählten Koppelkurvenstücke gleichbleibender Krümmung.

der Maschine vorhandenes Schubkurbelgetriebe benutzen und etwa von den Kurven der Schubstange einer Exzenterpresse aus die Werkstoffzuführung steuern.

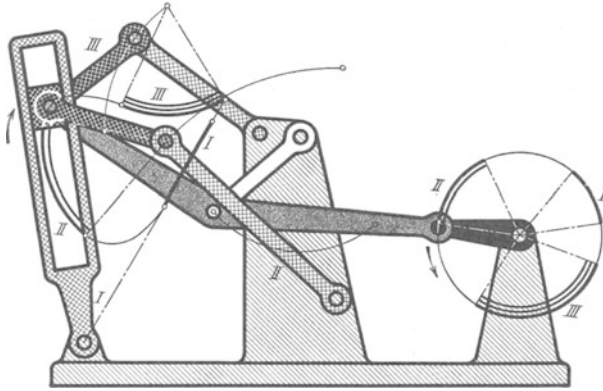


Abb. 118. Ableitung von 3 Hubbewegungen mit je einem Stillstand von einer dreieckigen Koppelkurve des Getriebes Abb. 63. (2. Koppelkurve rechts neben der Schwinde). Ein geradliniges Kurvenstück *I* (einfache starke Linie) wird entsprechend Abb. 113 ausgenutzt. Für die Bewegungsableitungen *II* (starke Doppellinien) und *III* (starke dreifache Linien) werden wie bisher Kurvenstücke gleichbleibender Krümmung verwendet.;

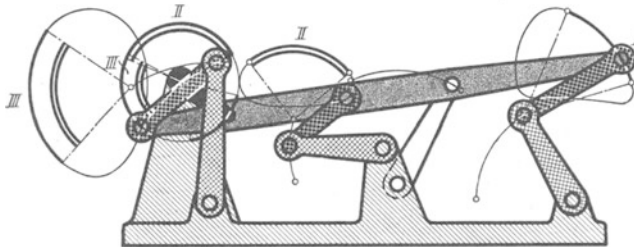


Abb. 119. Ableitung von 3 Hubbewegungen mit je einem Stillstand von 3 verschiedenen Koppelkurven des Getriebes der Abb. 56. In jedem Falle sind Kurvenstücke gleichbleibender Krümmung für den Stillstand ausgenutzt. Verwendet wurden für Bewegungsableitung *I* die 2. Dreieckskurve (Abb. 56) rechts neben der Schwinde, für Bewegungsableitung *II* eine brotförmige Koppelkurve zwischen Kurbelzapfen und Schwingenzapfen mit bemerkenswert langen Stillstandszeiten (starke Doppellinien), für die Bewegungsableitung *III* die bereits in Abb. 115 und 116 verwendete eiförmige Kurve, und zwar übereinstimmend mit der Ableitung *B* in Abb. 116.

### Polbahnen und Krümmung der Koppelkurven.

Kommt es einmal auf einen ganz genauen Stillstand an, so kann man die Krümmungshalbmesser der gewählten Koppelkurven mit Hilfe der Polbahnen sehr genau feststellen, und die genügende Gleichheit der Krümmung bei den für den Stillstand bestimmten Bahnstücken nachprüfen.

Der Augenblicksdrehpol der Koppel ist in jeder Stellung der Schnittpunkt der Mittellinien der beiden benachbarten Glieder, also der Kurbel und der Schwinde (S. 18 und 19).

In dem Bogenschubkurbelgetriebe der Abb. 120 ist dies für die Lage 4 besonders auffällig dargestellt.

Für einen Augenblick bewegen sich das Kurbellager und das Schwingenlager der Koppel wie überhaupt alle Koppelpunkte in Kreisbogen um den Augenblicksdrehpol, jeder Koppelpunkt bewegt sich also senkrecht zu seinem „Polstrahl“, der Verbindungslinie zwischen ihm und dem Augenblicksdrehpol. Auf diesem Polstrahl muß also auch der augenblickliche Krümmungshalbmesser seiner Bahn liegen, denn der ist ja auch senkrecht zur augenblicklichen Bewegungsrichtung. Für das Kurbellager ist es die Kurbel, für das Schwingenlager die Schwinge, für den Koppelpunkt  $K$  (Abb. 120) wissen wir aber nur, daß der augenblickliche Krümmungshalbmesser auf der Geraden durch den Punkt  $K$  und den Augenblicksdrehpol  $\underline{4}$  liegt, die Länge aber kennen wir noch nicht.

Wir hätten allerdings auch die Längen von Kurbel und Schwinge nicht gewußt, wenn sie uns nicht schon durch den Getriebeaufbau bekannt gewesen wären. Aber schon mit der Untersuchung einer zweiten Koppelstellung, etwa der Stellung 5 (Abb. 120) hätten wir diese Längen ermitteln können, denn die Polstrahlen der Stellung 5 schneiden die Polstrahlen der Stellung 4 im Mittelpunkt des Kurbelkreises und im Krümmungsmittelpunkt des Schwingenbogens. Bei dem Koppelpunkt  $K$  wird auf diese Weise allerdings nur angenähert der Krümmungshalbmesser gefunden, der sich ja dort dauernd ändert und von der Stellung 4 bis zur Stellung 5 schon gewachsen ist. Je näher man aber mit der Stellung 5 an die Stellung 4 heranrückt — und das kann man ja ohne weiteres tun —, um so genauer findet man auch die wirkliche Länge des Krümmungshalbmessers dieser Bahnstelle.

Und nun ist es auch einfach, noch die Geschwindigkeiten des Koppelpunktes  $K$  für die einzelnen Getriebestellungen zu bestimmen, und zwar nach dem gleichen Verfahren, welches wir schon für die Ermittlung der Schwingengeschwindigkeit kennengelernt haben (Abschnitt 6, S. 19 und 20). Tragen wir nämlich die Kurbelgeschwindigkeit  $v_a$  auf dem Polstrahl der Kurbel ab, wie es in Abb. 121 für die Stellung 4 des schon in Abb. 120 gezeichneten Getriebes geschehen ist, und ziehen wir dann durch den Endpunkt dieses Geschwindigkeitspfeiles  $v_a$  die Parallele zu der Verbindungslinie Kurbelzapfen — Koppelpunkt  $K$ , so schneidet diese Parallele auf dem Polstrahl des Koppelpunktes  $K$  dessen Geschwindigkeit  $v_k$  ab, die nun nur noch um  $90^\circ$  in die Bewegungsrichtung des Koppelpunktes gedreht zu werden braucht.

Selbst, wenn der Augenblickspol nicht mehr auf die Zeichenfläche fallen sollte, wenn also auch der Polstrahl des Koppelpunktes  $K$  nicht zu zeichnen ist, kann man doch die Geschwindigkeit des Koppelpunktes  $K$  finden. Man ermittelt in der bekannten Weise (S. 20) die senkrecht

gedrehte Schwingengeschwindigkeit  $v_c$  und legt durch deren Pfeilspitze die Parallele zu der Geraden Schwingenzapfen — Koppelpunkt  $K$  (in Abb. 121 gestrichelt). Diese Parallele, sowie die zu der Geraden Kurbelzapfen — Koppelpunkt  $K$  parallele Gerade durch die Pfeilspitze der Kurbelzapfengeschwindigkeit  $v_a$  schneiden sich in der Spitze des Geschwindigkeitspfeiles  $v_k$ . Damit erhält man zugleich — ohne den Augenblickspol — die Lage des Krümmungshalbmessers der Koppelkurve bei  $K$ .

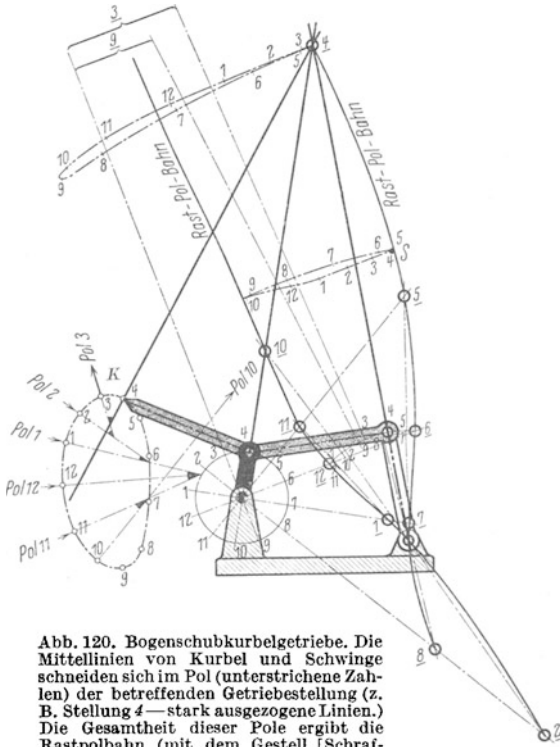


Abb. 120. Bogenschubkurbelgetriebe. Die Mittellinien von Kurbel und Schwinde schneiden sich im Pol (unterstrichene Zahlen) der betreffenden Getriebebestellung (z. B. Stellung 4 — stark ausgezogene Linien.) Die Gesamtheit dieser Pole ergibt die Rastpolbahn (mit dem Gestell [Schraffur] fest verbunden zu denken). Die Verbindungslinie irgend eines Koppelpunktes, z. B.  $K$  mit dem jeweiligen Pol z. B. 4 gibt die Richtung des Krümmungshalbmessers. Dieselbe Verbindungslinie für eine Nachbarlage z. B. 3 schneidet die eben gefundene — mit Annäherung — im Krümmungsmittelpunkt (vgl. 11, 12 und 1). Deckblatt 120a enthält die zugehörige Gangpolbahn (mit der bewegten Koppel [grau] fest verbunden zu denken), die bei der Getriebebewegung auf der Rastpolbahn abrollt. Alle Koppelpunkte, die auf der Gangpolbahn liegen (z. B. Pol 4) haben bei Berührung der Rastpolbahn einen natürlichen Ruhepunkt, die Schnittpunkte Schwingenzapfenlager und  $S$  haben zwei, auf jeden Polbahnast einen.

geschwindigkeiten von Koppelpunkten zu finden nach dem bekannten geometrischen Lehrsatz, daß die Schenkel eines Winkels von Parallelen so geschnitten werden, daß auf beiden Schenkeln immer die gleichen Längenverhältnisse gebildet werden.

#### Natürliche Stillstände in Koppelkurven.

Die in Abb. 120 eingezeichnete (zweiteilige) Polbahn nennt man nach Reuleaux Rastpolbahn, denn sie ist der Weg, den der Augenblicks-

pol  $K$  parallele Gerade durch die Pfeilspitze der Kurbelzapfengeschwindigkeit  $v_a$  schneiden sich in der Spitze des Geschwindigkeitspfeiles  $v_k$ . Damit erhält man zugleich — ohne den Augenblickspol — die Lage des Krümmungshalbmessers der Koppelkurve bei  $K$ .

Für einen Augenblick dreht sich ja die in Abb. 121 gezeichnete Koppel um den Augenblickspol 4 und dabei verhalten sich die Geschwindigkeiten der einzelnen Koppelpunkte wie ihre Abstände vom Drehpol 4, und solche Koppelpunkte sind z. B. das Schwingenzapfenlager, das Kurbelzapfenlager und der Koppelpunkt  $K$ . Eine der Geschwindigkeiten müssen wir kennen, und fast immer ist die Kurbelgeschwindigkeit bekannt, und dann sind alle weiteren Ge-

pol der Koppelbewegung auf dem ruhenden, rastenden Zeichenpapier zurücklegt. Man könnte diese Rastpolbahn auch körperlich ausbilden (S. 66ff), müßte sie aber dann mit dem ruhenden Getriebegestell verbinden.

Man kann aber auch den Weg des Augenblickspoles auf der bewegten Koppel feststellen, und dazu zeichnet man auf ein Blatt durchsichtiges Papier die Koppel des Getriebes in Abb. 120 auf und bringt deren Kurbelzapfenlager und Schwingenzapfenlager von Getriebebestellung zu Getriebebestellung in die in Abb. 120 angegebenen Lagen. In jeder dieser Lagen zeichnet man den zugehörigen Augenblickspol ein und verbindet diese zu der Gangpolbahn, wie in Deckblatt Abb. 120 a, die beim Bogenschubkurbelgetriebe ebenso wie die Rastpolbahn zweiteilig ist (Bewegung der Koppel gegenüber dem Gestell [Steg]).

Diese Gangpolbahnen sind aber auch für unsere Bewegungsaufgabe von Bedeutung, denn alle Koppelpunkte, durch die diese Gangpolbahn hindurchgeht, haben dann einen natürlichen Stillstandspunkt, wenn in ihnen die Gangpolbahn die Rastpolbahn berührt (Langen).

Als Beispiel ist in Abb. 120 die Bahn des Koppelpunktes eingezeichnet, der mit dem Augenblickspol 4 zusammenfällt.

Die Länge des Stillstandes eines solchen Punktes ist natürlich je nach der Form der aufeinander abrollenden Polbahnen verschieden, immer aber, auch bei nur angenähertem Stillstand, verhältnismäßig kurz.

Die beiden Äste der Gangpolbahn in Abb. 120 a schneiden sich an zwei Stellen (im Endlichen), der eine Schnittpunkt fällt mit dem Schwingenzapfenlager zusammen und der andere (*S*) liegt hier etwas oberhalb der Augenblickspole 5 und 10, wandert aber mit zunehmender Schwingenlänge immer mehr nach dem Schwingenzapfenlager zu

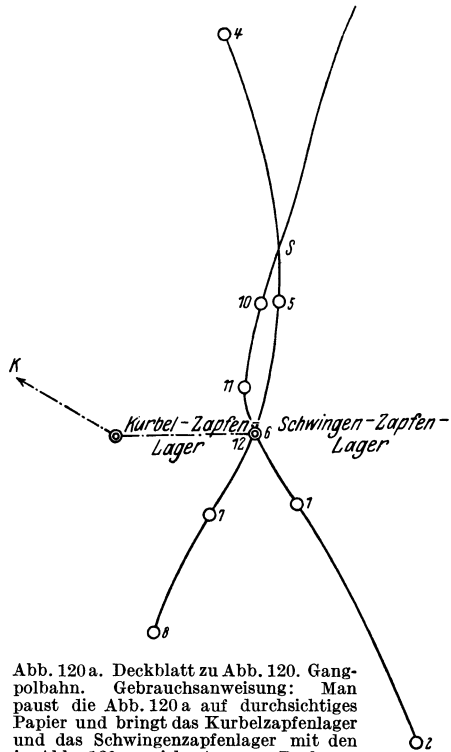


Abb. 120 a. Deckblatt zu Abb. 120. Gangpolbahn. Gebrauchsanweisung: Man paust die Abb. 120 a auf durchsichtiges Papier und bringt das Kurbelzapfenlager und das Schwingenzapfenlager mit den in Abb. 120 gezeichneten zur Deckung. Die strichpunktierte Linie deckt sich dann mit der Mittellinie der Koppel (grauer Raster). Bewegt man nunmehr das Deckblatt so, daß das Kurbelzapfenlager über den Kurbelkreis, das Schwingenzapfenlager über der Bogenschubbahn gleitet, so kann man das Abrollen der Gangpolbahn auf der Rastpolbahn beobachten.

und fällt bei unendlich langer Schwinge, also im zentrischen Geradschubkurbelgetriebe mit diesem zusammen<sup>1</sup>.

Die Koppelunkte, die mit diesen beiden Schnittpunkten zusammenfallen, haben zwei natürliche Stillstände. Für das Schwingenzapfenlager sind sie uns als die Totpunkte ja bereits bekannt, für den Koppelpunkt  $S$  ist die Bahn in Abb. 120 eingezeichnet (Langen).

Hin- und hergehende Hubbewegung mit zwei Stillständen.

Damit kommen wir auf eine weitere Bewegungsart, die hin- und hergehende Bewegung mit zwei Stillständen, ebenfalls von größter praktischer Wichtigkeit, z. B. für alle Zuführungsgetriebe, Zureichgetriebe und Schaltwerke.

Der Stahlstreifen muß im Stillstand erfaßt werden, wenn er unter die Stanzpresse geführt werden soll, und dort ist wieder ein Stillstand nötig, um ihn auf der Matrize festzuspannen, denn dann erst, wenn er dort einwandfrei festgehalten wird, darf ihn der Zuführschlitten loslassen und in die Ausgangsstellung zum nächsten Vorschub zurückkehren. Und genau so ist es, wenn Papier vom Stapel genommen und vor den Drucksatz gebracht werden soll, oder wenn die Schokoladentafel zum Verpacken ergriffen und in die Verpackeinrichtung eingelegt wird, in die schon vorher Staniol und Umschlagpapier in ganz gleicher Weise eingeführt worden waren.

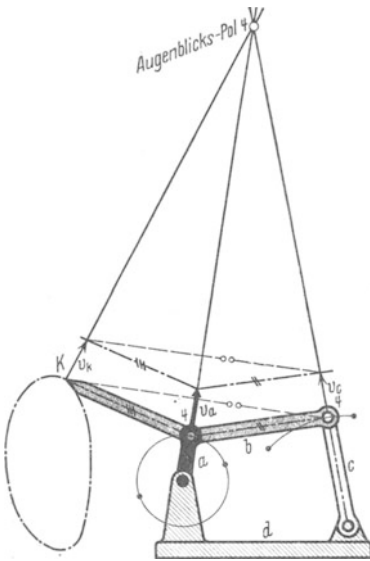


Abb. 121.  
Ermittlung der Geschwindigkeit des Koppelpunktes  $K$  ( $v_K$ ). Vgl. Abb. 22 und 23.

Immer brauchen wir eine hin- und hergehende Bewegung mit Stillständen in jeder Umkehrlage, einmal vielleicht braucht der Stillstand nur kurz zu sein, das andere Mal ist er lang, in vielen Fällen muß er sehr genau sein, manchmal genügt aber auch eine gute Annäherung.

Auch diese Bewegungen sind mit Koppelkurven durchzuführen, und jedes Schubkurbelgetriebe hat hierfür geeignete Kurven, man findet sie allerdings nicht so mühelos, wie für hin- und hergehende Bewegungen mit nur einem Stillstand.

<sup>1</sup> Beim geschränkten Geradschubkurbelgetriebe haben die Äste der Gangpolbahn dagegen wieder 2 getrennte endliche Schnittpunkte.

Für zwei kurze Stillstände (höchstens  $10^\circ$  Kurbeldrehwinkel) eignet sich schon die eben gefundene Koppelkurve mit zwei natürlichen Stillständen (Koppelpunkt  $S$  in Abb. 120 und 120 a).

Ein kurzer und ein langer Stillstand.

Für einen kurzen und einen langen Stillstand kann man eine ganze Anzahl von Koppelkurven mit einem natürlichen Stillstand, also mit einer Spitze verwenden. Für den langen Stillstand benutzt man dann ein Bahnstück gleicher Krümmung (Abb. 123) oder vielleicht gar ein geradliniges Bahnstück (Abb. 124).

Hierzu sind allerdings nicht alle spitzen Koppelkurven geeignet. In Abb. 122 sind für das Getriebe der Abb. 63 einige solche Koppelkurven eingezeichnet, alle haben mehr oder weniger große Bahnstücke annähernd gleicher Krümmung. Für unsere Bewegung zu verwenden sind diese aber nur, wenn sie der Kurvenspitze gegenüber liegen, und wenn sie möglichst flache Bogen bilden. So sind die links unten liegenden tropfenförmigen Kurven ( $A$ ) und die zwischen den beiden Rastpolbahnen häufigen achtförmigen Kurven (nicht gezeichnet) wohl immer ungeeignet, denn die dort scharfen Krümmungen verlangen einen so kurzen Lenker, daß dieser im weiteren Verlauf der Bewegung stark klemmen würde, wenn überhaupt noch volle Bewegungsmöglichkeit vorhanden sein sollte.

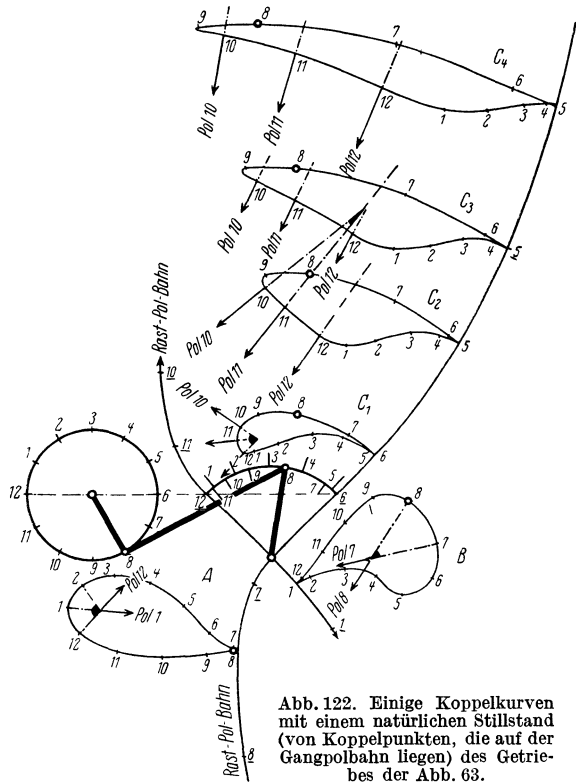


Abb. 122. Einige Koppelkurven mit einem natürlichen Stillstand (von Koppelpunkten, die auf der Gangpolbahn liegen) des Getriebes der Abb. 63.

Viel günstiger sind dagegen die Dreieckskurven, wie die rechts unten liegende ( $B$ ), die in dem Getriebe der Abb. 123 benutzt ist, und die über der Schwingenbahn liegenden ( $C$ ). Der Vergleich von  $C_1$ ,  $C_2$  und  $C_3$  (Abb. 122) zeigt, daß sich der links zwischen den Punkten 10 und 12

liegende Bahnbogen immer mehr streckt, je weiter diese Dreieckskurven von der Schwingenbahn entfernt sind. Die nächstliegende,  $C_1$ , hat noch zu scharfe Krümmung und ist deswegen unbrauchbar,

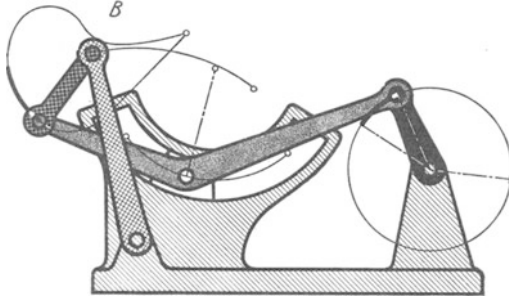


Abb. 123. Getriebe der Abb. 122 mit Ausnutzung der dreieckigen Koppelkurve  $B$  zur Ableitung einer Hubbewegung mit einem kurzen und einem längeren Stillstand (zwischen den Stellungen 7 und 8 in Abb. 122) in den Umkehrlagen des Gliedes mit schwarzer Kreuzschraffur. Das Getriebe ist gegen Abb. 122 um  $180^\circ$  gedreht, steht also sozusagen auf dem Kopf, und das Schwingenlager im (schraffierten) Gestell ist durch eine Bogenführung ersetzt.

aber schon die Kurve  $C_2$  zeigt so flachen Bogen, daß nur wenig weiter entfernt eine Kurve mit praktisch geradlinigem Bahnstück zu erwarten ist, und das ist in der Kurve  $C_3$  schon recht gut erreicht, wie die nahezu parallelen Bahnnormalen (Polstrahlen) in den Punkten 10, 11 und 12 zeigen (Bahnnormale 10 ist z. B. gefunden als Gerade durch den Punkt 10 der Kurve

$C_3$  und den Augenblickspol 10 des links liegenden Rastpolbahnastes). Noch weiter außen liegende Koppelpunkte haben zwischen

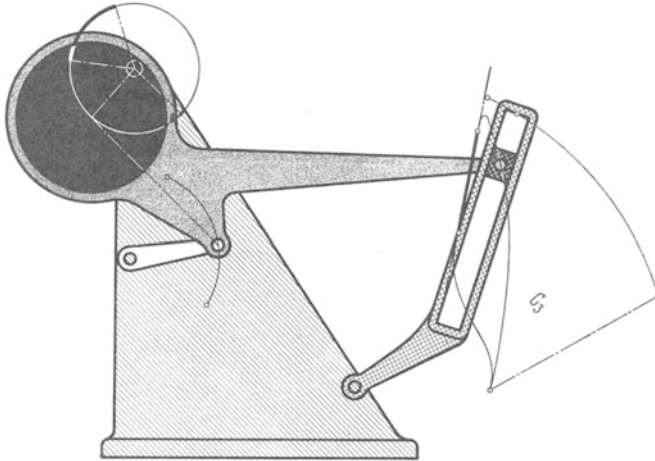


Abb. 124. Getriebe der Abb. 122 mit Ausnutzung der dreieckigen Koppelkurve  $C_3$  zur Ableitung einer Hubbewegung mit einem kurzen und einem längeren Stillstand (zwischen den Stellungen 10 und 12 in Abb. 122). Geradliniges Kurvenstück. Das schwarz kreuzschraffierte Glied hat geschränkte Geradföhrung. Kurbelzapfenverweiterung.

den Punkten 10 und 12 Bahnbogen von entgegengesetzter Krümmung, wie z. B. schon die Koppelkurve  $C_4$ . Die Kurve  $C_3$  ist in dem Getriebe der Abb. 124 benutzt.



## Zwei längere Stillstände.

Es fehlt nun nur noch die hin- und hergehende Bewegung mit zwei längeren Stillständen in den Umkehrpunkten, und dazu brauchen wir Koppelkurven, die an zwei einander gegenüberliegenden Bahnstücken Bogen mit gleichbleibender Krümmung aufweisen, und zwar beide Bogen mit derselben Krümmung, mit dem gleichen Krümmungshalbmesser!

Hier scheiden jedoch die um den Kurbelkreis herumliegenden eiförmigen, brotförmigen und voll tropfenförmigen Koppelkurven aus, obwohl sich dort sehr häufig gleiche und gleichgroße Krümmungen gegenüberliegen, aber diese Krümmungen sind einander zugekehrt und würden daher nur in durchschlagenden Getrieben ausgenutzt werden können, die man aber wegen ihrer Bewegungsunsicherheit vermeidet.

Es kommen allerdings auch tropfenförmige und brotförmige Koppelkurven vor, die ebenso wie die achtförmigen und manche dreieckigen Kurven Bahnstücke haben, deren Krümmung nach außen offen ist. In Abb.125 sind einige dieser Kurven gezeichnet. Es lassen sich auch immer Koppelpunkte finden, die dazu noch ein anderes Stück gleicher und gleichgerichteter Krümmung durchlaufen, wie in den Kurven A, B, C und D der Abb. 125, aber all diese Koppelkurven sind nicht brauchbar, da die Ableitung der Schubbewegung auch hier zu durchschlagenden Getrieben führen würde.

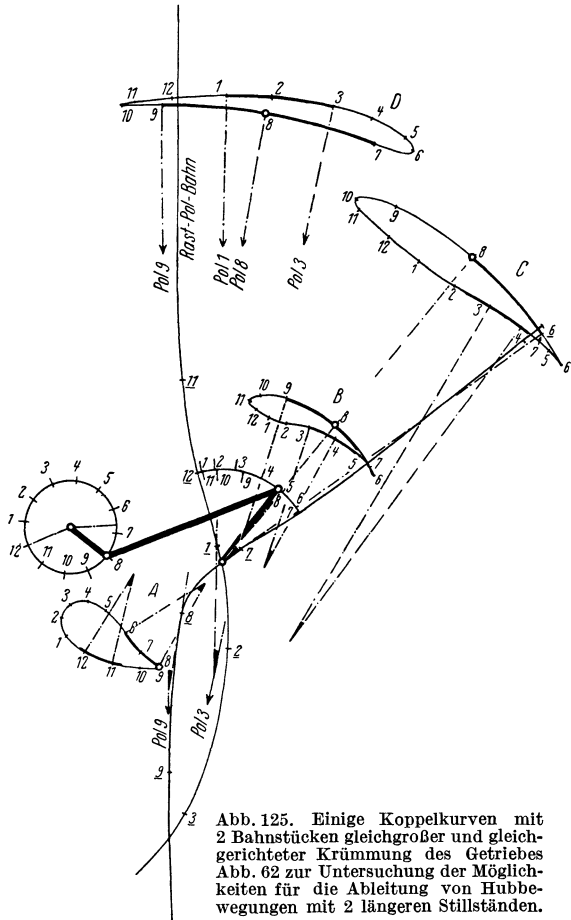


Abb.125. Einige Koppelkurven mit 2 Bahnstücken gleichgroßer und gleichgerichteter Krümmung des Getriebes Abb. 62 zur Untersuchung der Möglichkeiten für die Ableitung von Hubbewegungen mit 2 längeren Stillständen.

Für die Koppelkurve *A* (Abb. 125) ist in Abb. 126 ein solches an sich unbrauchbares Getriebe als Beispiel dargestellt. Das Bogenschubkurbelgetriebe erzeugt die Koppelkurve *A*. Das Glied mit schwarzer Kreuzschraffur führt den Bogenschub mit 2 Stillständen in den Umkehrlagen aus, wobei der Lenker mit weißer Kreuzschraffur die Bewegung von der Koppelkurve *A* auf das eben erwähnte schwarz kreuzschraffierte Glied überträgt. Der Lagerpunkt dieses Gliedes muß nun so liegen, daß der Bogenschub in den Krümmungsmittelpunkten *I* und *II* endet. Er muß also auf der Mittelsenkrechten *S* der Verbindungslinie dieser beiden Krümmungsmittelpunkte (*I* und *II*) gewählt werden. Bewegt sich der arbeitende Koppelpunkt

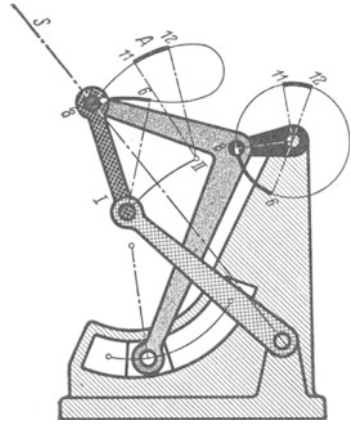


Abb. 126. Getriebe der Abb. 125 zur Ausnutzung der tropfenförmigen Koppelkurve zur Erzeugung einer Hubbewegung mit zwei längeren Stillständen (zwischen den Stellungen 6 bis 8 und 11 bis 12). Das Getriebe ist praktisch unbrauchbar, da die kreuzschraffierten Glieder zwischen den Stellungen 8 und 11 durchschlagen müßten.

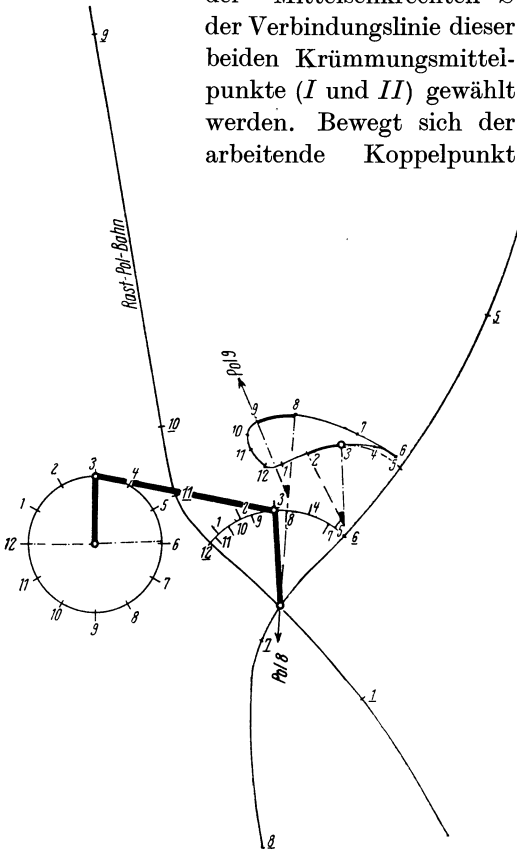


Abb. 127. Getriebe mit noch ungeeigneter Koppelkurve mit 2 Stücken gleicher und gleichgerichteter Krümmung.

von dem Bahnpunkt 8 nach dem Bahnpunkt 11, so kommen die beiden kreuzschraffierten Glieder immer mehr in Strecklage, ja zuletzt müßte sogar Überstreckung erfolgen, damit das schwarz kreuzschraffierte Glied in die Stillstandslage *II* gelangen könnte, was natürlich höchst unsicher ist.

Derartig ungünstige Getriebe lassen sich nur vermeiden, wenn die Verbindungslinie der beiden Krümmungsmittelpunkte möglichst in der Richtung der erstrebten Schubbewegung liegt, wie etwa die Mittelpunkte 8—9 und 2—3 der Koppelkurve in Abb.

127. Hier ist aber wieder ein anderes Hindernis. Der Krümmungshalbmesser ist zu kurz, als daß der dann notwendige gleichlange Lenker bis zu den Punkten 5 und 6 dieser Koppelkurve gelangen könnte, das Getriebe wäre also nicht umlauffähig.

Solchen Schwierigkeiten begegnet man immer wieder, am häufigsten liegen aber die zueinander gehörenden Krümmungsmittelpunkte zu weit auseinander, und zwar fast aus-

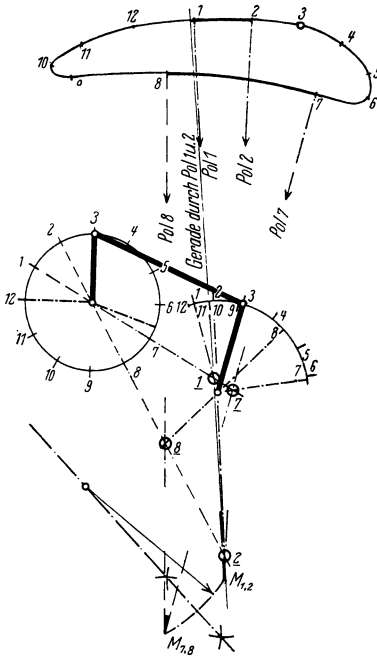


Abb. 128. Bogenschubkurbelgetriebe mit brotförmiger Koppelkurve, die sich gut eignet zur Ableitung einer Hubbewegung mit 2 längeren Stillständen. Die Ermittlung des geeigneten Koppelpunktes ist auf Seite 92 u. 93 beschrieben. (Die Pole sind durch Nullenkreise und unterstrichene Zahlen gekennzeichnet.)

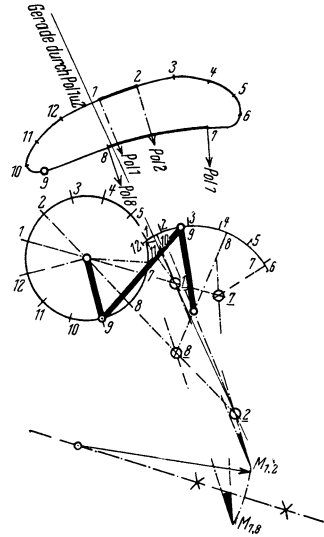


Abb. 129. Bogenschubkurbelgetriebe mit brotförmiger Koppelkurve, gut geeignet zur Ableitung einer Hubbewegung mit 2 längeren Stillständen. (Die Pole sind durch Nullenkreise und unterstrichene Zahlen gekennzeichnet.)

nahmslos bei den tropfenförmigen Koppelkurven, den dreieckigen und den achtförmigen.

Nur die brotförmigen Kurven kommen mit brauchbaren Krümmungen vor, und zwar in geschränkten Bogenschubkurbelgetrieben, wie etwa in Abb. 62, das auch in Abb. 125 gewählt wurde und dort z. B. die Koppelkurve *D* ergab. Vermindert man die Schränkung, so verliert sich die nach außen gerichtete Krümmung dieser Kurven immer mehr, die Schränkung nach der anderen Seite, wie etwa in Abb. 61, bringt unerwünschte Sattelbildungen in dem getriebfernen Koppelkurvenbogen (mit den Punkten 12—6).

Die Koppelkurve *D* in Abb. 125 ist allerdings noch wenig brauchbar, durch Vergrößern der Kurbel kann sie aber ausgeweitet werden, wie

in Abb. 128, wobei allerdings noch eine Verkürzung der Koppel entsprechend der Verlängerung der Kurbel vorgenommen wurde, und nun

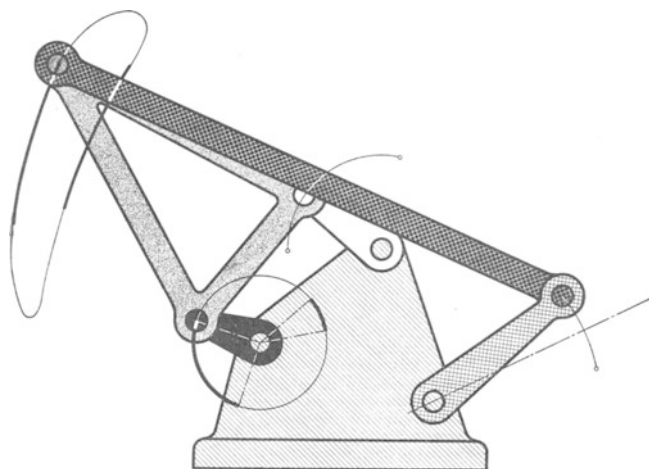


Abb. 130. Konstruktive Ausbildung des Bogenschubkurbelgetriebes der Abb. 128 zur Ableitung einer Hubbewegung mit 2 längeren Stillständen. (Kreuzschraffierte Glieder.)

ist diese, übrigens auch getriebeähere Kurve gut verwendbar. Bei noch stärkerer Verkürzung der Koppel ist in Abb. 129 eine günstige Koppelkurve noch näher am Getriebe gewählt. Abb. 130 und 131 zeigen die Getriebe zu den Kurven der Abb. 128 und 129.

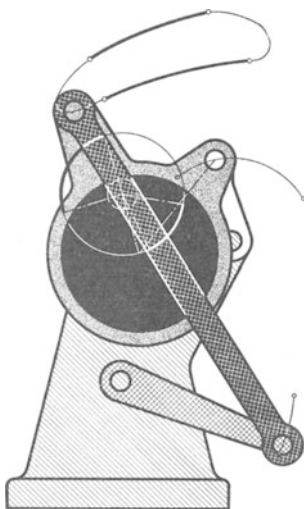


Abb. 131. Konstruktive Ausbildung des Bogenschubkurbelgetriebes der Abb. 129 zur Ableitung einer Hubbewegung mit 2 längeren Stillständen. Kurbelzapfenerweiterung.

#### Ermittlung von Koppelpunkten für zwei lange Stillstände.

Welche Bahnstücke soll man nun für die Stillstandsableitung wählen und wie findet man den geeigneten Koppelpunkt?

Die zum Beispiel in Abb. 128 und 129 auf der Rastpolbahn beieinander liegenden Augenblickspole  $\underline{1}$ ,  $\underline{2}$ ,  $\underline{7}$ , und  $\underline{8}$  deuten schon darauf hin, daß die Bahnstücke  $1-2$  und  $7-8$  Krümmungsmittelpunkte haben müssen, die für günstig liegende Koppelpunkte ebenfalls nahe beisammen werden. Wir brauchen aber einen besonderen Koppelpunkt, nämlich den, der zwischen den Getriebestellungen  $1$  und  $2$  und dann  $7$  und  $8$  Bogen gleicher Krümmung durchläuft.

Am besten zieht man durch die Augenblickspole  $\underline{1}$  und  $\underline{2}$  eine Gerade und auf dieser Geraden wählt man irgendeinen Punkt als Koppelpunkt für die Getriebestellung  $1$ . In der Getriebestellung  $2$  geht dann die Bahnnormale dieses Koppelpunktes durch den Augenblickspol  $\underline{2}$ , schneidet also dort immer die Bahnnormale der Getriebestellung  $1$ , wo immer wir auch den Koppelpunkt auf der oben angegebenen Geraden durch die beiden Augenblickspole  $\underline{1}$  und  $\underline{2}$  wählen. Für den einmal gewählten Koppelpunkt suchen wir noch die Stellungen  $7$  und  $8$  und verbinden die Stellung  $7$  mit dem Augenblickspol,  $\underline{7}$  die Stellung  $8$  mit dem Augenblickspol  $\underline{8}$ . Der Schnittpunkt ist mit um so besserer Annäherung der gesuchte Krümmungsmittelpunkt, je näher die Kurbelstellungen  $7$  und  $8$  beieinander liegen. Haben wir, was im allgemeinen der Fall sein wird, noch keine Übereinstimmung der Krümmungen beider Bahnstücke, so wiederholen wir die gleiche Krümmungsmittelpunktbestimmung für einen anderen Koppelpunkt, der wieder bei Getriebestellung  $1$  auf der Geraden durch die Augenblickspole  $\underline{1}$  und  $\underline{2}$  liegen muß. Mit der nächsten oder übernächsten Punktwahl hat man leicht die hierbei erreichbare größte Ähnlichkeit der beiderseitigen Krümmungen. Volle Gleichheit kann man dann noch durch leicht seitliches Verschieben des Koppelpunktes von der, durch die Augenblickspole  $\underline{1}$  und  $\underline{2}$  gehenden Geraden erreichen. Rückt man dabei den Koppelpunkt nach rechts, so vergrößert sich der Krümmungshalbmesser der Koppelkurve zwischen den Stellungen  $1$  und  $2$ , rückt man ihn mehr nach links, so wird dieser Krümmungshalbmesser immer kürzer.

#### Der geometrische Ort der Koppelpunkte für zwei lange Stillstände<sup>1</sup>.

Außer dem nach der eben beschriebenen Ermittlung gefundenen Koppelpunkt kennen wir noch einen zweiten, der zwei gleichgerichtete Krümmungen gleichen Krümmungshalbmessers durchläuft, nämlich den Lagerpunkt der Koppel in der Schwinge (Lagermittelpunkt), und es ist anzunehmen, daß zwischen diesen beiden Punkten Beziehungen bestehen.

Das trifft auch zu. Wir können auf der Koppel eine ganze Anzahl Punkte feststellen die für die Erzeugung zweier langer Stillstände brauchbare Kurven beschreiben, und der geometrische Ort aller dieser Punkte ist eine Linie, die in dem Koppel-Schwinger-Lager endet (Abb.132—138). In der Abb.132, 133 und 134 ist dieser geometrische Ort für drei Getriebe mit verschieden großer Kurbellänge ermittelt worden. Abb.135 zeigt die gefundenen Linien an einer Koppel und den außerordentlich starken Einfluß der Kurbellänge

<sup>1</sup> Konen, Wilh.: Diplomarbeit. Aachen 1930.

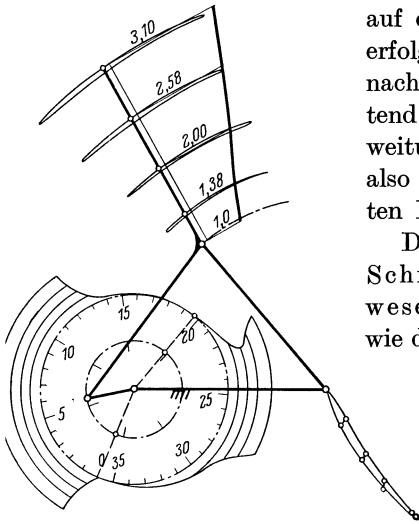


Abb. 132. Getriebeabmessungen (Kurbel: Koppelkurven, lange Stillstandszeiten (= konzentrische Bogen um den Kurbelteilkreis in  $\frac{1}{2}$ , Abstand der betreffenden Koppelpunkte vom Schwingenzapfenlager). Geometrischer Ort eine gerade Linie stumpfwinklig vom Koppelschwingenlager aus. Diagramm darüber mit den Werten 3,10; 2,58 usw. stellt die jeweiligen Krümmungshalbmesser im  $\frac{1}{2}$  Zeichenmaß dar. Rechts unten Krümmungsmittelpunkte.

die Halbmesser der für uns wichtigen Krümmungen schon sehr stark angewachsen sind, und weil vor allem die abgeleiteten Schubrichtungen (Verbindungslinien zweier zusammengehöriger Krümmungsmittelpunkte = Ruhelagen) recht ungünstig (quer) liegen.

Auffallend ist der gestreckte, fast geradlinige Verlauf der als geometrischer Ort unserer Koppelpunkte gefundenen Linien, was das Aufsuchen besser geeigneter Punkte in einem Getriebe sehr erleichtert.

Genau genommen ist übri-

auf deren Lage. Mit wachsender Kurbel erfolgt eine kräftige Drehung dieser Linie nach der Kurbelseite zu, was gleichbedeutend ist mit einer fortschreitenden Ausweitung der betreffenden Koppelkurven, also wachsender Hublänge der abgeleiteten Bewegung.

Der Einfluß der Steglänge, also der Schränkung, ist demgegenüber von wesentlich geringerer Auswirkung, wie die in Abb. 136 wieder an einer Koppel gezeichneten Linien einer Anzahl von Getrieben mit verschieden großem Steg sofort erkennen lassen. Mit wachsender Steglänge, also abnehmender Schränkung, ist auch hier ein Drehen der gefundenen Linien nach der Kurbelseite zu vorhanden, aber diese Drehung ist gering. Dabei sind die Getriebe mit Steglängen 1,2 und 1,5 bereits praktisch minderwertig, weil

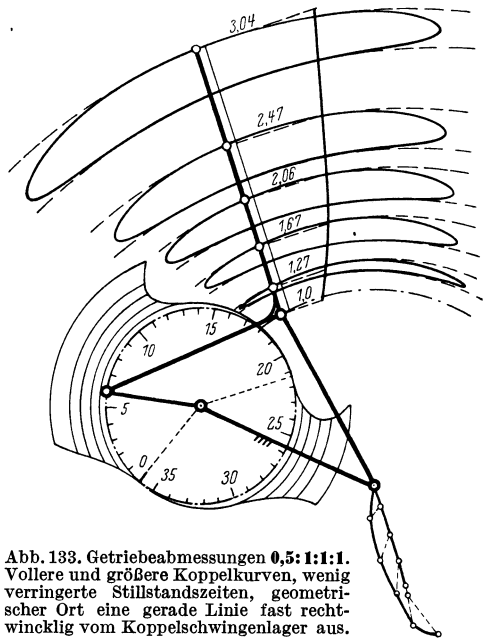


Abb. 133. Getriebeabmessungen 0,5:1:1:1. Vollere und größere Koppelkurven, wenig verringerte Stillstandszeiten, geometrischer Ort eine gerade Linie fast rechtwinklig vom Koppelschwingenlager aus.

gens dieser geometrische Ort keine scharfe Linie, sondern ein spitz keiliges Gebiet, wie in Abb. 136 aus den Linien der Getriebe 0,5 : 1 : 1 :

0,8 (Kurbel : Koppel : Schwinge : Steg) und 0,5 : 1 : 1 : 0,9 zu sehen ist. Die „Streuung“ ist dabei eine Ursache der für die Ermittlung gewählten Augenblickspole, was einer gewissen Verlagerung der Stillstandszeiten (Durchlauf durch die Koppelkurvenstrecken gleicher Krümmung) gegenüber der Kurbeldrehung entspricht.

Im Getriebe 0,5:1:1:0,8 wurde die Lage der gleichbleibenden Krümmung der Koppelkurve bei Vierecklage der Getriebeglieder bestimmt erst durch die Augenblickspole 9 und 12, dann 8 und 11 (bei 36-Teilung des Kurbelkreises von der inneren Schwingentotlage aus gerechnet), in dem Getriebe

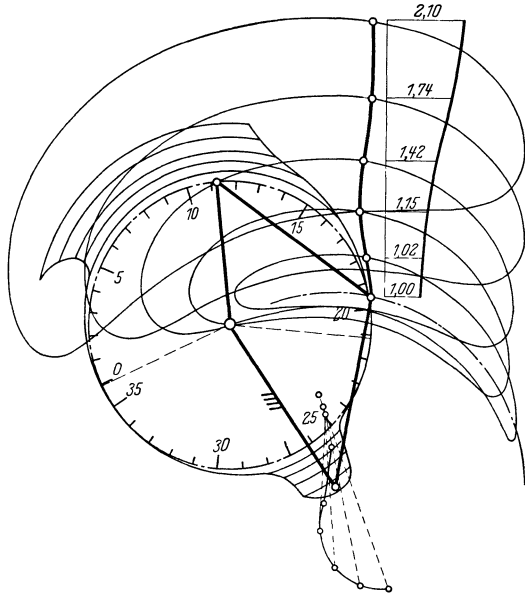


Abb. 134. Getriebeabmessungen **0,75:1:1:1**. Sehr erweiterte Koppelkurven, aber sehr verringerte Stillstandszeiten, besonders bei der Kurbelstellung 26. Der geometrische Ort ist eine stark nach der Kurbelseite zu geneigte geschwungene Linie.

0,5:1:1:0,9 bei 8-Formlage der Getriebeglieder durch die Augenblickspole 24 und 27, dann 24,5 und 2,75 und schließlich 25 und 28.

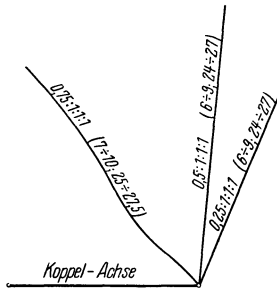


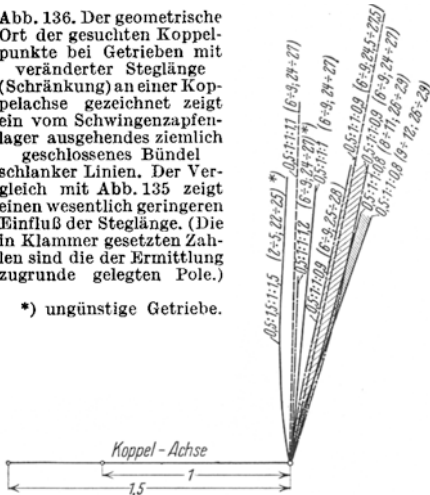
Abb. 135. Der geometrische Ort der gesuchten Koppelpunkte für die drei Getriebe 132, 133 und 134 an einer Koppellachse gezeichnet zeigt eine kräftige Drehung dieser Linie nach der Kurbelseite bei vergrößerter Kurbel. (Die in Klammer gesetzten Zahlen sind die der Ermittlung zugrunde gelegten Pole.)

Betrachten wir nunmehr die Abb. 132, 133, 134, 137 und 138, so erkennen wir, daß die Krümmungshalbmesser der für die Stillstandsableitung in Frage kommenden Koppelkurvenstücke immer größer werden, je weiter der betreffende Koppelpunkt von dem Koppel-Schwingen-Lager entfernt gewählt wird. Neben der, als geometrischer Ort gefundenen Linie sind die Krümmungshalbmesser in  $\frac{1}{5}$  Größe in einem Diagramm eingezeichnet, dessen Grundlinie die Entfernung der jeweiligen Koppelpunkte vom Koppel-Schwingen-Lager erkennen läßt. Bei den (Abb. 132, 133,

137 und 138) dargestellten Getrieben besteht zwischen Koppelpunktentfernung und Krümmungshalbmesser der für uns wichtigen Koppel-

kurvenstücke beinahe lineare Proportion, es gibt aber auch Getriebe, wo hiervon sehr starke Abweichungen auftreten (z. B. Getriebe  $0,5 : 1 : 1 : 1,2$  [nicht gezeichnet], etwas schon Getriebe  $0,75 : 1 : 1 : 1$  in Abb.134).

Abb. 136. Der geometrische Ort der gesuchten Koppelpunkte bei Getrieben mit veränderter Steglänge (Schränkung) an einer Koppelachse gezeichnet zeigt ein vom Schwingenzapfenlager ausgehendes ziemlich geschlossenes Bündel schlanker Linien. Der Vergleich mit Abb. 135 zeigt einen wesentlich geringeren Einfluß der Steglänge. (Die in Klammer gesetzten Zahlen sind die der Ermittlung zugrunde gelegten Pole.)



\*) ungünstige Getriebe.

Die für jeden gezeichneten Koppelpunkt vorhandenen Krümmungsmittelpunktpaare sind in den Abb. 132—134, 137 und 138 durch gerade Linien (Hubstrecken der abgeleiteten Bewegung) verbunden. Diese Hubstrecken drehen sich immer mehr in Richtung auf die zugehörigen Koppelpunktvstücke, je weiter der zugehörige Koppelpunkt vom Koppelschwingen-Lager entfernt ist. Es gibt dabei eine günstigste Entfernung, bei deren Überschreitung eine Überdrehung der Hubstrecke erfolgt. Dabei wandern die

beiden, zu einer Koppelkurve gehörenden Krümmungsmittelpunkte je auf einer Kurve, die sich im Schwingen-Steg-Lager schneiden und ein zweites Mal weiter unten.

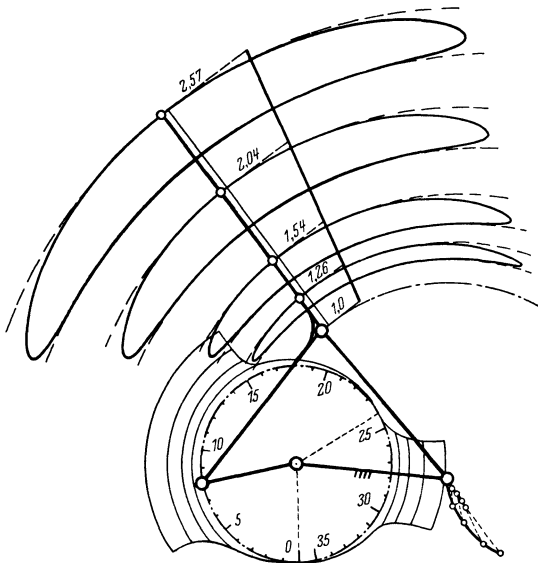


Abb. 137. Getriebeabmessungen  $0,5 : 1 : 1 : 0,8$ . Aussehen der Koppelkurven gegen Abb. 138 und 133 kaum verändert, nur längere Brotformen.

einer Kurve, die sich im Schwingen-Steg-Lager schneiden und ein zweites Mal weiter unten. Mit verlängertem Steg rückt dieser zweite Schnittpunkt immer weiter weg (vgl. Abb. 137, 138 und 133), was schließlich zu ungünstigen Getrieben führt, dagegen findet mit vergrößerter Kurbel ein immer stärkeres Auswölben besonders der Kurve für den Mittelpunkt der unteren Kurvenkrümmung statt (vgl. Abb. 132, 133 und 134), was zu günstigeren Hubrichtungen führt.

Schließlich sind in den Abb. 132—134, 137 und 138 noch die Still-



standszeiten, (Durchlauf durch die Koppelkurvenstrecken gleicher Krümmung) über dem Kurbelkreis aufgetragen in konzentrischen Kreisbögen, deren Entfernung vom Kurbelkreis  $\frac{1}{5}$  der Entfernung des zugehörigen Koppelpunktes vom Koppel-Schwingen-Lager beträgt.

Dabei sind die Stillstandszeiten während der Vierecklage der Getriebeglieder (zwischen Kurbelstellung 0 und 15) stets wesentlich länger als die Stillstandszeiten während der Achtformlage der Getriebeglieder (zwischen den Kurbelstellungen 25 und 30). Die Stegmittellinie bildet dabei angenähert die Symmetrieachse der beiden Stillstandsdiagramme.

Aber auch innerhalb der Diagramme ergeben sich für die einzelnen Koppelpunkte verschieden lange Stillstandszeiten. Das Koppel-Schwingen-Lager hat die längsten (bis zu den Totlagen), dann erfolgt ein schneller Abfall, der allmählich zum Stehen kommt. Bei einigen der untersuchten Getriebe findet sogar nach der Ausbildung eines Minimums wieder ein langsames Ansteigen statt. (Diese Betrachtungen beziehen sich nur auf die praktisch bedeutungsvollen Koppelpunkte, deren Entfernung vom Koppel-schwingenlager bis dreimal Koppellänge beträgt.)

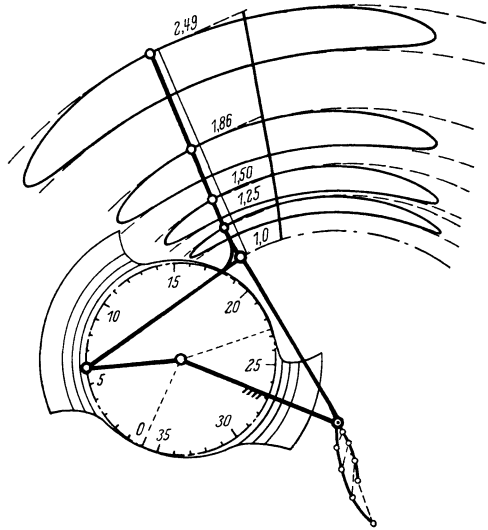


Abb. 138. Getriebeabmessungen  $0,5:1:1:0,9$ . Aussehen der Koppelkurven gegen Abb. 137 und 133 kaum verändert. Koppelkurven kürzer als in Abb. 137, länger als in Abb. 133.

Besonders anschaulich zeigt dies Abb. 139, in dem die Kurbelkreise einer Anzahl von Getrieben mit den Stillstandsdiagrammen aufgerollt dargestellt sind.

Gleichzeitig erkennen wir aus dieser Zusammenstellung, daß die Veränderungen in den Getriebeabmessungen auf die langen Stillstände (während der Vierecklage der Getriebeglieder) nur wenig einwirken, daß dagegen die kurzen Stillstände (während der 8-Formlage der Getriebeglieder) in ihrer Ausdehnung stark beeinflußt werden. Sehr stark verkürzend wirkt dabei die Vergrößerung der Kurbel (vgl. Getriebe  $0,25:1:1:1$ ,  $0,5:1:1:1$  und  $0,75:1:1:1$ ).

Mit den angegebenen Ermittlungsverfahren und auf Grund der obigen Betrachtungen und Getriebeuntersuchungen wird es jedem leicht sein, für den jeweiligen praktischen Fall die geeignete Koppelkurve schnell und sicher zu finden und das zugehörige Getriebe zu entwerfen.

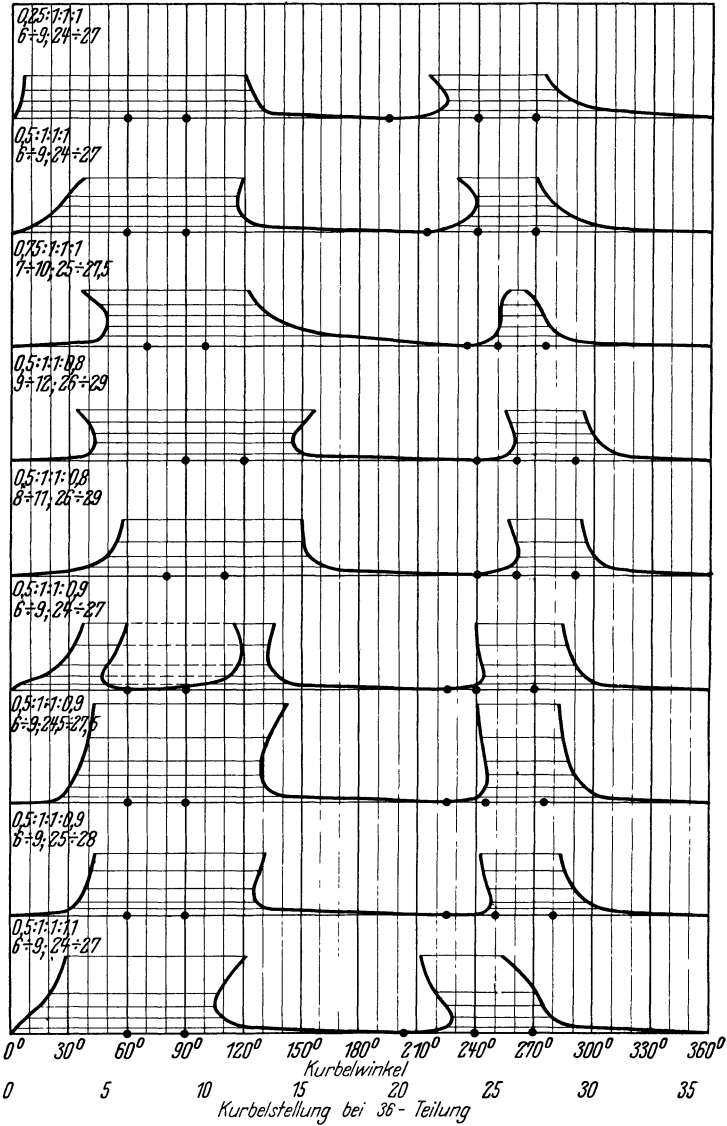


Abb. 139. Stillstandszeiten über dem abgerollten Kurbelteilkreis. Die senkrechte Entfernung der waagerechten Linien ist  $\frac{1}{4}$  der Entfernung des betreffenden Koppelkurvenpunktes vom Schwingenzapfenlager im Maßstab der Abb. 132—134, 137 und 138. Links über jedem Diagramm die Getriebeabmessungen (Kurbel: Koppel: Schwinge: Steg), die Zahlen darunter sind die der Ermittlung zugrunde gelegten Pole. In den 3 ersten Diagrammen sind die Kurbellängen verändert worden (Abb. 132—134). Auffallend ist die besonders starke Verkürzung des 2. Stillstandes bei größer gewählter Kurbel. Beim 2., dem 4. und den folgenden Diagrammen sind die Kurbeln gleichlang, dagegen wurden immer größere Stege gewählt. Die Stillstandszeiten werden dabei in ihrer Länge wenig beeinflusst, dagegen ist eine kleine zeitliche Verschiebung zu beobachten.

### Von Koppelkurven gesteuertes Schaltwerk.

Die Ausnutzung von Koppelkurven mit zwei Bogenstücken gleicher und gleichgerichteter Krümmung für eine der schwierigsten Aufgaben, für die Steuerung eines Schaltwerkes, soll an einem Beispiel (Konen), Abb. X, Bunttafel 3, gezeigt werden<sup>1</sup>.

Unter einem Schaltwerk versteht man eine Getriebeanordnung, die ein Werkstück absatzweise mit Ruhepausen weiterbewegt. Die Transportbewegung wird dabei von einen hin- und hergehenden Glied vermittelt, das in den Umkehrlagen längere Stillstände aufweist (in Abb. X der im blauen Maschinengestell weiß gelassene Schieber). Dieses Glied trägt eine Greifvorrichtung, die in der einen Endstellung des Schaltgliedes (in Abb. X in der gezeichneten linken Endstellung des Schiebers) das Werkstück ergreift und während der nun anschließenden Bewegung des Schaltgliedes festhält, also mitnimmt. In der anderen Endstellung des Schaltgliedes angekommen (in Abb. X rechte Endstellung des Schiebers), öffnet sich die Greifvorrichtung, nachdem kurz zuvor eine zweite, im Maschinengestell gelagerte Greifvorrichtung (in Abb. X links am blauen Maschinengestell) zugefaßt hat. Nunmehr kehrt das Schaltglied (in Abb. X also der Schieber) mit geöffnetem Greifer in die Ausgangsstellung zurück, erfaßt von neuem das Werkstück und nimmt es, nachdem es vom Gestellgreifer freigegeben ist, zur nächsten absatzweisen Weiterschaltung mit. Während der Übergabe des Werkstückes von dem Schaltgliedgreifer an den Gestellgreifer und umgekehrt muß das Schaltglied in Ruhe sein.

Für die Erzeugung der Schaltkoppelkurve ist das Getriebe  $0,5 : 1 : 1 : 0,8$  (Kurbel : Koppel : Schwinge : Steg) (Abb. 137) verwendet worden, das nach rechts unten angeordnet ist und dessen Koppel zwei arbeitende Koppelkurven beschreibt.

Die linke dieser beiden Kurven wirkt mit einer Schubstange auf den Schaltschieber, wobei die Stillstände in der bekannten Weise während des Durchlaufens der stark ausgezogenen Koppelkurvenstücke gleicher Krümmung entstehen. In der äußeren, um die Kurbellagerung gezogenen Diagrammkreislinie sind die Stillstände mit Bezug auf die Kurbellagerung hervorgehoben.

Die rechte Koppelkurve verursacht die Bewegung des Schaltgliedgreifers unter sehr geschickter Ausnutzung der Relativbewegung gegenüber dem Schaltglied. Der untere Teil der rechten Koppelkurve biegt sich ganz auffällig nach links aus dem Raum zwischen den strichpunktierten Stillstandskreisen, und in diesem Bereich hat die von

<sup>1</sup> Eingehenderes über von Koppelkurven gesteuerte Schaltwerke wird im Zusammenhang mit den von metallischen Kurven gesteuerten Schaltwerken im zweiten Band gebracht, ebenso Ausführliches über die Greifer-Konstruktionen, die hier nur ganz schematisch dargestellt sind.

dieser Kurve abgeleitete Bewegung eine Voreilung gegen die Schaltbewegung der links daneben liegenden Koppelkurve. Diese Voreilung bewirkt das Öffnen des Schaltgliedgreifers. Bei der weiteren Bewegung des Schaltwerkes aus der in Abb. X gezeichneten Stellung wird auf der linken Schaltkurve der Ruhestellungsbogen durchlaufen, während die rechte Greiferkurve sich allmählich dem Stillstandskreis nähert. Dabei schließt sich der Schaltgliedgreifer und bleibt geschlossen während des durch Schraffur hervorgehobenen Teiles der rechten Koppelkurve. Die zweite Diagrammkreislinie beim Kurbellager zeigt in der gleichen Schraffur diese Zeit bezogen auf die Kurbelstellung. Das Zufassen beginnt innerhalb des kurzen Stillstandes des Schaltgliedes und endet erst nach etwa dem ersten Drittel des langen Stillstandes.

Für die Betätigung des Gestellgreifers ist nach links oben das Getriebe  $0,5 : 1 : 1 : 0,9$  (Abb. 138) angeordnet. Der dort gewählte Koppelpunkt würde aber — trotz seiner geringen Entfernung vom Koppelschwingen-Lager — den notwendigen langen Stillstand (innere Diagrammkreislinie beim Kurbellager) nicht bewirken können, der ja mehr als eine halbe Kurbeldrehung betragen müßte. Das wird aber erreicht durch die Anordnung eines Kniegelenkes vor dem Greifer, das ja ohne weiteres etwas überstreckt werden kann, sich gleichzeitig aber auch sehr gut zum sicheren Festhalten eignet.

Dieses Schaltwerkbeispiel zeigt, daß die Anwendung von Koppelkurven ganz andere Konstruktionswege fordert als die Verwendung metallischer Kurven, man kann also meist nicht ohne weiteres metallische Kurven durch Koppelkurven ersetzen. Die notwendige Konstruktionsarbeit ist aber sehr lohnend, wie der äußerst einfache Aufbau dieses Schaltwerkes erkennen läßt.

## 17. Die Paralleldoppelkurbelgetriebe.

Zwei wertvolle Eigenschaften sind es, denen das Paralleldoppel-



Abb. 140.  
Paralleldoppelkurbel-  
getriebe. Unverän-  
derte Weiterleitung  
von Drehbewegung.

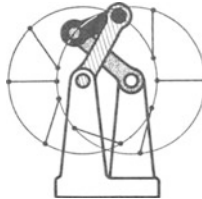


Abb. 141.  
Antiparalleldoppelkur-  
belgetriebe. Erzeugung  
ausgeprägter Dreh-  
schwingungen.

kurbelgetriebe seine große technische Bedeutung verdankt: Die genaue Parallelführung seiner Schwinde in großem Bogen, die bei der Zeichenmaschine in Abb. 142 durch Hintereinanderschalten zweier Paralleldoppelkurbelgetriebe sogar zur Beherrschung der ganzen Zeichenfläche vervollkommen wurde, aber auch in einfacher An-

ordnung immer wieder als Werkzeugführung Anwendung findet (Abb.

143, 144 und 145) und die vollkommen gleichartige Drehung seiner „Doppelkurbeln“ (Koppel und Steg) in dicht beieinander liegenden Lagern, wodurch es zu einem beinahe unersetzlichen Kupplungsmittel zweier beliebig nahe beieinander liegender Wellen wird.

Bei dem Kartoffelroder in Abb. 143 sind sechs Paralleldoppelkurbelgetriebe sternartig angeordnet, als Stern erscheinen auch die sechs Koppeln, während die sechs Stege zu einem Dreispeichenrad vereinigt sind. Die sechs Schwingen tragen die parallelgeführten Grabezinken. Wie wir schon beobachten konnten, macht bei den Doppelkurbelgetrieben die Lagerung im Gestell (Kurbel) einige Schwierigkeiten (siehe S. 6 und 7 Abb. II und III), hier umgreift ein Gestellbügel zur Lagerung des Stegrades das ganze Getriebe, eine schon wegen der elastischen Nachgiebigkeit wenig schöne Lösung.

Eine viel bessere und besonders merkwürdige Lagerung des Stegreifens zeigt die Verseilmaschine in Abb. 144, bei der vier Paralleldoppelkurbelgetriebe zum Waagerechthalten der Spulkästen verwendet sind. Auch hier sind die Koppeln und Stege zu einem Rad und einem Reifen vereinigt, wobei der Stegreifen als ein Rad mit Lagererweiterung aufzufassen ist. Statt des ebenfalls erweiterten Zapfens im Gestellglied sind aber nur zwei Führungsrollen vorhanden, die unten in dem Stegreifen laufen (höhere Elementenpaare!). Zur genauen Führung müßte allerdings mindestens noch eine dritte Rolle etwa oben über dem Koppelradlager laufen, man konnte dieses aber hier weglassen, da immer eine oder zwei Schwingen so liegen, daß der Stegreifen mit ihnen vom Koppelrad getragen werden kann.

In Abb. 145 finden wir dagegen die uns bekannte vollständige Zapfenerweiterung der Koppellagerung, neu ist aber die Zinkenverstellung bei diesem Getriebe, das einem Schwadreden und Heuwender entnommen ist. Hier sollen die drei Rechen nicht nur parallel geführt werden, sondern auch mehr oder weniger auf „Griff“ zu stellen sein. Hierzu ist der erweiterte Zapfen des Koppellagers drehbar um das Steglager angeordnet, wird aber im Betrieb

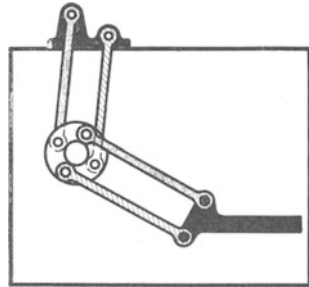


Abb. 142. Zwei Paralleldoppelkurbelgetriebe sind mit gemeinsamer Schwinge hintereinandergeschaltet. Gestattet Parallelführung der Reißschiene über das ganze Reißbrett.

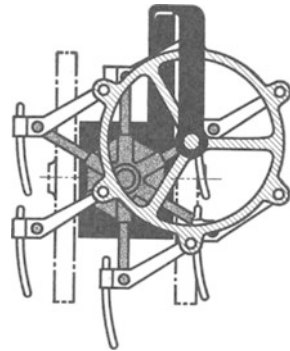


Abb. 143. Sechsfache Anordnung des Paralleldoppelkurbelgetriebes zur Führung der Grabzinken einer Kartoffelrodermaschine. Koppelstern, Stegrad. Lagerung im schwarzen Gestellglied (Kurbel) durch Umgreifen.

in der einmal gewählten Stellung durch die Sperrvorrichtung am Handhebel festgehalten, ist dann also wieder getrieblich ein Stück mit dem Gestell.

Abb. XI (nach Hundhausen) zeigt das Paralleldoppelkurbelgetriebe in mehreren Formen als Kupplungsgetriebe für zwei dicht nebeneinander liegende Wellen, die beide bei den Formen *A—F* fest gelagert sind. Das Gestellglied, hier aus zwei Konsollagern und der Wand bestehend, ist nur in Abb. XI *A* gezeichnet, dagegen später durch rote Umrandung der beiden Wellen bloß angedeutet. Bei allen Formen sind ferner je

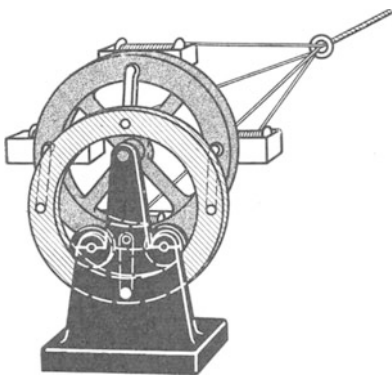


Abb. 144. Vierfache Anordnung des Paralleldoppelkurbelgetriebes zur Führung der Spulkästen einer Verseilmaschine. Koppel und Steg in Radform. Im Stegrad Lagererweiterung. Statt Zapfenerweiterung 2 Führungsrollen (höhere Elementenpaare). 3. Führungsrolle ersetzt durch die tragenden Schwingen.

drei Paralleldoppelkurbelgetriebe sternförmig angeordnet, wobei jedesmal sowohl die drei Koppeln als auch die drei Stege zu einem einzigen Gliede zusammengefaßt sind, meist in Form einer Scheibe. Die drei Schwingen, die nur so lang sein dürfen, daß sie eben noch aneinander vorbeikommen können, verändern sich aber von Abbildung zu Abbildung. Bei *A* sind sie noch in der üblichen Weise ausgebildet, wozu allerdings ein genügend großer Abstand der beiden

gekuppelten Wellen nötig ist. Ist der aber nicht vorhanden, so kann man vielleicht jede Schwinde in zwei Ringe auflösen, wie bei *B*, oder auch nur einen Ring anordnen, wie bei *C*. Dadurch haben wir allerdings höhere Elementenpaare mit Linienberührung (siehe S. 3 ff). Wählt man eine Hohlrolle als Schwinde, wie bei *D*, so können die beiden gekuppelten Wellen beliebig nahe beieinander liegen. Die Hohlrolle kann man ja auch mit einem Zapfen versehen und in einer Bohrung der Koppelscheibe lagern, so daß dann der Hohlraum der Rolle vollständig frei bleibt, oder aber, man bringt statt der Hohlrolle eine entsprechend große Bohrung in der Koppelscheibe an, wie bei *E*, wo die Schwinde, das gelbe Glied, vollkommen weggelassen ist, so daß der Stegzapfen unmittelbar in der Koppelbohrung schleift. Das Weglassen eines Gliedes erkauft man aber regelmäßig mit einer erheblichen Verschlechterung der Betriebseigenschaften, was wir später noch öfter beobachten werden, so auch hier zum Beispiel schon gegenüber den nur aufeinander abrollenden höheren Elementenpaaren bei *B*, *C* und *D*. Eine Getriebeanordnung wie bei *E* wird man also nur bei ganz geringen Kräften verantworten können oder bei nur gelegentlichem Betrieb. Durch Aufsetzen von Rollen auf die Stegzapfen wird natür-

lich auch dieses Getriebe — nunmehr wieder mit dem gelben Glied, der Schwinge — den vorherigen Formen *B*, *C* und *D* gleichwertig.

In Bild *F* ist ebenfalls ein Getriebe für sehr nahe liegende Wellen erreicht durch Erweiterung der Schwingenzapfen und der dazu gehörigen Steglager (siehe Abb. V), und zwar mit nur niederen Elementenpaaren. Läßt man hier die gelben Glieder weg, so kommt man auch auf diesem Wege zu der Form *E*. Liegen beide Wellen genau in einer Richtung, so werden diese Getriebe zu Scherkupplungen.

Bei den folgenden Kuppelungsgetrieben der Abb. XI sind jedesmal zwei der eben beschriebenen Formen hintereinander geschaltet, ganz ähnlich, wie bei der Zeichenmaschine in Abb. 142. So ist bei *G* zweimal das Getriebe *A* angeordnet (nur Seitenansicht gezeichnet). Beide Getriebe werden von ihren roten Gestellgliedern umfaßt und gekapselt, und dadurch können sich die beiden gekuppelten Wellen gegeneinander bewegen, wie es aus der Skizze  $G_1$  ersichtlich ist, ohne daß die Drehbewegung bei der Übertragung irgendwie verändert wird.

In gleicher Weise kann man natürlich auch die Formen *B*, *C*, *D*, *E* und *F* verwenden, man muß nur immer darauf achten, daß die beiderseitigen, miteinander verbundenen Stegscheiben von den beiden roten Gestellkapseln geführt werden, vielleicht so, wie es in Abb. *H* mit der Form *E* geschehen ist. In der Vorderansicht sind die beiden gekuppelten Wellen so nahe beieinander gezeichnet, als es dieses Getriebe zuläßt. Will man hier wieder das gelbe Glied, die Schwinge, einführen, so kann man statt Rollen auch Bogenführungen ( $H_1$  und  $H_2$ ) verwenden (siehe auch Abb. I), die sich hier gegenseitig führen. Da man hierbei die Entfernungen zwischen dem Drehpunkt des blauen Steggliebes und denjenigen der grünen Koppelglieder wählen kann, kann man ja für einen ausreichenden Abstand sorgen, um die gelben Schwingen einwandfrei ausbilden zu können, zudem verbessert man dadurch noch die Bewegungsmöglichkeit zwischen den beiden gekuppelten Wellen.

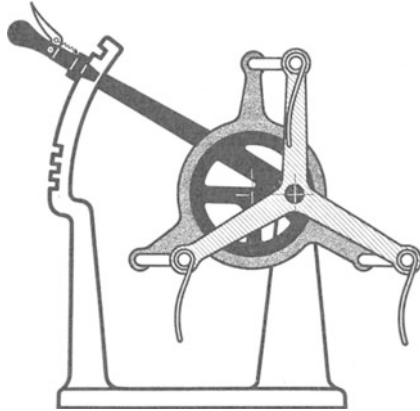


Abb. 145. Dreifache Anordnung des Paralleldoppelkurbelgetriebes zur Führung der Rechenzinken eines Heu- und Schwadrechens. (Getriebe als Modell abgebildet) Anordnung entsprechend Abb. 144, allerdings mit voller Zapfenerweiterung bei „Schwarz“. Mittelpunkt des schwarzen Zapfens kann um das Lager im schwarzumrandeten Gestell gedreht werden. Rechenverstellung. Im Betrieb schwarzer Zapfen und schwarz umrandetes Gestellglied durch Klinke fest verbunden.

## 18. Gleichschenkelige und gleichgliedrige Gelenkvierecke.

Verkürzen wir die Koppel in einem Bogenschubkurbelgetriebe immer mehr, bis sie schließlich dieselbe Länge bekommt wie die Kurbel, so werden die Schubbewegungen beim inneren Umkehrpunkt (Kurbelseite) immer zögernder (Abb. 146), ja bei gleicher Länge von Koppel und Kurbel (Abb. 147) erfolgt die gesamte Schubbewegung nur während einer halben Kurbeldrehung, während der anderen Hälfte der Kurbeldrehung verharrt die Schwinge unbeweglich in der inneren Umkehrlage, wobei Kurbel und Koppel dauernd übereinander liegen.

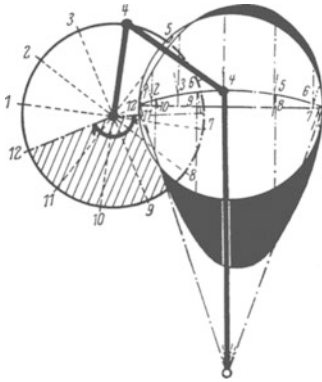


Abb. 146. Bogenschubkurbelgetriebe mit stark verkürzter Koppel (vgl. Abb. 36). Kurbeldrehung zwischen Stellung 3 und 9 bewirkt den größten Teil der Bogenschubbewegung. Die Auswirkung der anderen Kurbelkreis-hälfte wird immer geringer, je mehr die Koppel verkürzt wird, je mehr sich also dabei der innere Umkehrpunkt des Bogenschubes dem Kurbellager nähert.

Die Abb. 146, 147 und 148 zeigen, wie sich dabei die Höchstwerte der Schubgeschwindigkeit für Hin- und Rückschub immer mehr nach dem inneren Umkehrpunkt der Schubbewegung zu verschieben, den sie bei gleichschenkeligen Getrieben genau erreichen (Abb. 147 und 148), so daß hier in diesem einen Punkte die mit höchster Geschwindigkeit heraneilende Schwinge schlagartig zur Ruhe kommen und ebenso für den neuen Hub in einem Augenblick auf die höchste Hubgeschwindigkeit beschleunigt werden müßte.

Das ist natürlich nur mit besonderen Mitteln und bei geringen Kurbelgeschwindigkeiten zu erreichen und wird praktisch kaum ausgenutzt. Das sich frei bewegende Getriebe wird aber gerade wegen dieser besonderen Geschwindigkeitsumlagerungen ziemlich sicher durchschlagen, wobei die Schwinge, statt eine halbe Kurbeldrehung lang in Ruhe zu bleiben, die spiegelbildliche Schubbewegung nach der anderen Seite ausführt. Diese zweite, spiegelbildliche Bewegung erfolgt also während einer Zeit, die eigentlich noch zu der ersten Schubbewegung gehört, in diesem getrieblichen Sonderfall aber ohne Bewegungsnutzung sein würde. Aus diesem Grunde erfolgt bei den gleichschenkeligen Getrieben, die, wenn sie drehfähig sind, immer durchschlagen, ein Gesamtarbeitsspiel während einer Kurbeldrehung im Gegensatz zu allen bisher untersuchten durchschlagenden Getrieben, wo für ein Gesamtarbeitsspiel immer zwei Kurbeldrehungen erforderlich waren.



Diese Sonderstellung der gleichschenkligen Getriebe ist natürlich für die praktische Anwendung sehr vorteilhaft, noch dazu bei den hier so günstigen Geschwindigkeitsverhältnissen in den Durchschlagstellungen.

Bei endlich langer Schwinge, wie in Abb. 147 sind die Bewegungszeiten und die Hubgeschwindigkeiten für Hin-

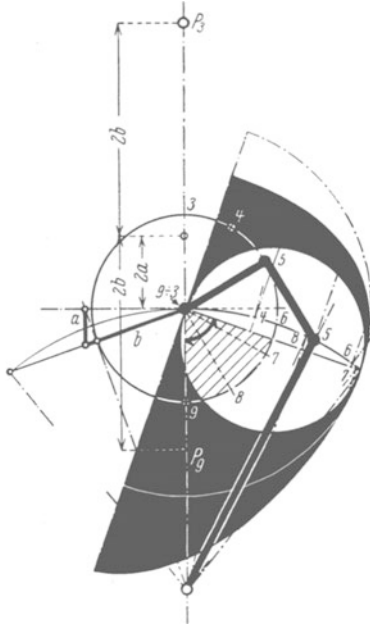


Abb. 147. Gleichschenkliges Bogenschubkurbelgetriebe. Kurbel und Koppel sind gleichlang. Der innere Bogenschubumkehrpunkt (vgl. Abb. 148) und das Kurbellager fallen zusammen. Die Schwingenbewegung wird allein durch die Kurbeldrehung von 3 bis 9 bewirkt. Von 9 bis 3 können Kurbellager und Schwingenzapfenlager in Deckung bleiben, ist aber infolge des Geschwindigkeitssturzes bei 3 und 9 nur mit künstlichen Mitteln zu bewirken. Normalerweise Durchschlagen. Das Arbeitsspiel auf der linken Seite fällt in die nunmehr freigewordene Kurbeldrehung zwischen 9 und 3. Daher der Sonderfall, daß hier das Arbeitsspiel des durchschlagenden Getriebes bei einer Kurbeldrehung erfolgt. Hilfskonstruktion zum Auffinden der Pole  $P_3$  und  $P_9$ : Tangente vom Schwingenlager an den Kurbelkreis (links in Abb. 147) bis zum Schnittpunkt mit der im Kurbellager Senkrechten zur Verbindungslinie Schwingenlager — Kurbellager. Die Parallele durch diesen Schnittpunkt zu der Verbindungslinie Schwingenlager — Kurbellager schneidet die Hauptschubrichtung und teilt damit die Strecken  $a$  und  $b$  ab. Auf der Geraden Schwingenlager — Kurbellager vom Kurbellager nach oben  $2a$  abtragen. Von dort  $2b$  nach oben und unten ergibt  $P_3$  und  $P_9$ .

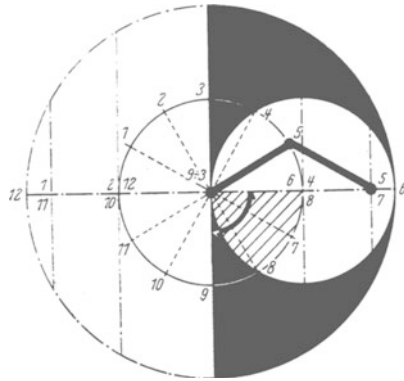


Abb. 148. Gleichschenkliges Geradschubkurbelgetriebe. Bewegung wie bei Abb. 147, nur spiegelbildlicher Geschwindigkeitsverlauf nach reiner überlagerungsfreier Sinus-Gesetzmäßigkeit. (Gleiche Kurbeldrehung für Hin- und Rückhub.)

und Rückhub verschieden groß, mit wachsender Schwinge gleichen sich diese Unterschiede aber immer mehr aus und verschwinden vollkommen bei unendlich langer Schwinge, also beim Geradschub, wie in Abb. 148, wobei durch die schwarz gezeichneten Überlagerungen ein Geschwindigkeitsdiagramm entsteht von der gleichen genauen Sinusgesetzmäßigkeit, wie bei dem weiß dargestellten, ursprünglichen, überlagerungsfreien Schubdiagramm, nur mit doppelter Hublänge und doppelt großem Ausschlag. Dieses praktisch außerordentlich wichtige Getriebe werden wir später im Zusammenhang mit dem Kardanproblem noch sehr genau kennenlernen (Abschnitt 22).

Die Abb. XII gibt eine Übersicht der Getriebeformen. Bei den Reihen 1 und 2 mit annähernd gleichschenkligen Getrieben sind natürlich

die bekannten vier verschiedenen Getriebe möglich, dem äußeren Ansehen nach ähneln hier aber die Bogenschubkurbelgetriebe I den schwingenden Doppelkurbelgetrieben IV und andererseits die umlaufenden

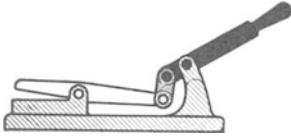


Abb. 149. Blechschere. Angenähert gleichschenkliges Bogenschubkurbelgetriebe (nicht drehfähig) zur Kraftübersetzung.

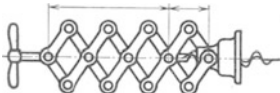


Abb. 150. Korkzieher. Mehrfache Anordnung des gleichgliedrigen Gelenkvierecks (Nürnberger Schere) zur Kraftübersetzung.

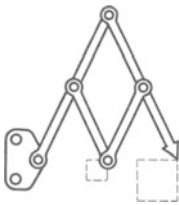


Abb. 151. Storchschnabel. Gleichgliedriges Gelenkviereck zur Bewegungsübersetzung.

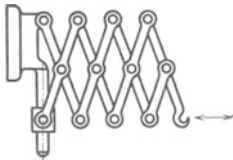


Abb. 152. Gleichschenkliges Geradschubkurbelgetriebe und angeschlossene gleichgliedrige Gelenkvierecke (Nürnberger Schere) als Lampen- oder Telefonhalter zur Führung. Bewegungsübersetzung.

Doppelkurbelgetriebe II den Bogenschubkurbelgetrieben III, und diese Ähnlichkeit wird in der Reihe 3, bei den genau gleichschenkligen Getrieben, zur Übereinstimmung; die Getriebe I und IV sind gleichschenklige Bogenschubkurbelgetriebe von ganz gleicher Beschaffenheit und die Getriebe II und III gleichschenkelige Doppelkurbelgetriebe, ebenfalls von ganz gleichem Aussehen.

Schon bei den annähernd gleichschenkligen Getrieben (Reihe 1 der Abb. XII) ist der Spielraum für die Änderung der Gliedlängen sehr gering, wenn die Getriebe drehfähig bleiben sollen (s. Abschn. 4, S. 10 ff).

Wenn aber zwei benachbarte Glieder genau gleich groß sind, etwa Kurbel und Koppel, wie in den Reihen 2 und 3 der Abb. XII, so müssen auch die beiden übrigen Getriebeglieder gleich groß sein, wie in der Reihe 3, denn nur dann bleibt die Drehfähigkeit erhalten, allerdings sind diese Getriebe auch immer durchschlagend.

Die Getriebe der Reihe 2 haben wohl gleichgroße Kurbeln und Koppeln, aber Schwinde und Steg sind verschieden lang, und keines dieser Getriebe ist drehfähig.

Sind schließlich alle Glieder gleich lang, wie in der Reihe 4, so erhalten wir immer dasselbe gleichgliedrige Parallelkurbelgetriebe, ganz gleich, welches Glied wir als Gestell ausbilden.

Dieses Parallelkurbelgetriebe kann aber nicht mehr stetig als Antiparallelkurbelgetriebe laufen. Von der Decklage aller vier Glieder übereinander aus kann entweder die eine oder die andere der beiden Parallelkurbeln für sich eine beliebige, also auch gegenläufige Drehung ausführen, wobei alle Glieder paarweise in Deckung verharren. Nur das Laufen als Parallelkurbelgetriebe ist hier noch ordnungsmäßig mit drei bewegten Gliedern möglich.

Bei der praktischen Anwendung der gleichschenkligen und beson-

ders der gleichgliedrigen Gelenkvierecke wird meist die volle Drehfähigkeit gar nicht ausgenutzt, sondern entweder die damit erreichbare Übersetzungsmöglichkeit benutzt, wie bei der Blechschere in Abb. 149 und dem Korkenzieher in Abb. 150 für Kraftübersetzung, dagegen beim Storchschnabel (Abb. 151), bei dem allerdings auch ein normales Parallelkurbelgetriebe Anwendung finden kann, und bei der „Nürnberger Schere“, in Abb. 152 zum Beispiel als Lampen- oder Telephonhalter, für Bewegungsübersetzung, oder es wird, wie bei den verschiedenen Zugzangen und Klemmen der Abb. 153—155, der gleichmäßige zweiseitige Kraftangriff für das Fassen der Zange verwendet.

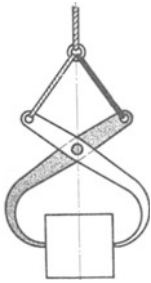


Abb. 153. Zugzange.

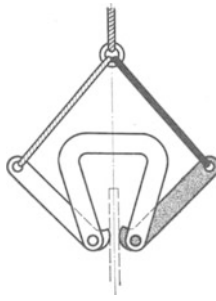


Abb. 154. Blechzange.

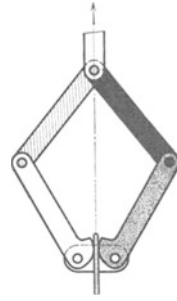


Abb. 155. Drahtzange.

Abb. 153 bis 155. Gleichschenkliges Gelenkviereck für gleichmäßigen zweiseitigen Kraftangriff zum Halten.

Läßt man aber das gleichschenklige Bogenschubkurbelgetriebe voll umlaufen, so wird hier eine Hublänge im Bogenschub ausgeführt, die sonst nur mit einer doppelt großen Kurbel und einer entsprechenden Koppel zu erreichen ist, also mit einem viel größeren und sperrigeren Getriebe. Ganz besonders gern wird das aber beim gleichschenkligen Geradschubkurbelgetriebe u. a. in den größeren Flachdruckpressen zum Bewegen des Drucksatzes ausgenutzt, worauf wir später noch besonders eingehen werden.

## II. Die Entwicklung von Geradföhrungen in der Viergelenkkette.

Bei der Entwicklung der niederen Elementenpaare (Abschnitt 3, Abb. I) hatten wir ein Drehkörperpaar in ein Bogenpaar übergeföhrt und dieses dann in ein Prismenpaar oder eine Geradföhrung.

Dieselbe Entwicklung soll auch bei der Viergelenkkette an den hierfür geeigneten nur hin- und herschwingenden, also nicht voll umlaufenden Elementenpaaren durchgeföhrt werden, nämlich an dem Gelenk 3 zwischen Schwinge und Koppel und dem Gelenk 4 zwischen Schwinge und Steg.

## 19. Die erste Geradföhung. Das Gelenk 4 zwischen Schwinge und Steg wird zur Geradföhung entwickelt.

In Abb. XIV finden wir in der ersten Reihe (*A*) wieder die Viergelenkkette mit ihren vier Getrieben, wie wir sie schon aus der Abb. VI (Abschnitt 5) kennen.

In der zweiten Reihe (*B*) ist das Gelenk 4 zwischen dem blauen Steg und der gelben Schwinge durch eine Bogenföhung ersetzt worden, genau nach der Entwicklung der Reihen 1—4 in der Abb. I (Abschnitt 3), und genau wie dort hat sich auch hier durch diesen Vorgang nichts in den Bewegungsgesetzen der Kette und der zugehörigen Getriebe geändert, obwohl die einzelnen Getriebe ein ganz neuartiges Aussehen erhalten haben.

Und dennoch ist das Getriebe unter III dieser neuen Getriebereihe *B* offenbar in seinen Bewegungsäußerungen stark verändert gegenüber den umlaufenden Bogenschubkurbelgetrieben I und III der Reihe *A* und I der Reihe *B*. Es hat sogar wegen seiner merkwürdigen Schwingbewegungen einen besonderen Namen erhalten, nämlich pendelndes (oszillierendes) Bogenschubkurbelgetriebe.

Zum besseren Verständnis der hier auftretenden Bewegungen ist bei den Getrieben III der Reihen *A* und *B* (Abb. XIV) der blaue Steg in besonderer Weise ausgebildet worden.

Bei dem Bogenschubkurbelgetriebe der Reihe *A* erhielt er einen bogenförmigen, nach unten liegenden Fortsatz, der über dem Drehkörperpaar 3 (grün-gelb) liegt, und dessen Halbmesser genau mit dem Abstand der beiden Drehkörper in der gelben Schwinge übereinstimmt, während sein Krümmungsmittelpunkt mit dem Gelenkpunkt blau-gelb zusammenfällt. Stellen wir uns dieses Getriebe bewegt vor, so zeigt sich, daß dieser Bogen immer über dem Drehkörperpaar grün-gelb hin- und herschwingt, genau so, wie in dem Getriebe darunter (III in Reihe *B*) die Bogenföhung. An dieser Bogenföhung ist dagegen ein nach oben gerichteter zeigerähnlicher Fortsatz angebracht, dessen Spitze den Krümmungsmittelpunkt der Bogenföhung bezeichnet, und diese Zeigerspitze führt dieselben Bogenschubbewegungen aus, wie das Gelenk blau-gelb (4) des Bogenschubkurbelgetriebes III der Reihe *A*, wenn die blaue Bogenföhung in den merkwürdigen Pendelbewegungen an dem Drehkörperpaar grün-gelb vorbeigleitet.

Also auch bei diesen Getrieben mit scheinbar ganz veränderten Bewegungserscheinungen finden wir vollständige Übereinstimmung, nachdem wir uns davon überzeugt haben, daß beim pendelnden Bogenschubkurbelgetriebe nur ein anderer Teil der Ebene des Steges in den Getrieben unter III körperlich ausgebildet ist. Die Betrachtung der

Koppelkurven zeigte ja schon, daß diese von Kurbel und Schwinge geführten Glieder außerhalb der üblichen Gestaltung recht unerwartete Bewegungen ausführen.

In den Reihen *C* und *D* der Abb. XIV sind die Schwingen und Stege unendlich lang geworden, was man natürlich nicht körperlich ausbilden kann. Die Reihe 5 der Abb. I zeigte hierfür die Geradführung als gleichwertige und praktisch ausführbare Form, denn genau wie in der Abb. I werden auch hier die Bogenführungen der Reihe *B* mit wachsendem Halbmesser (Schwingenlänge) immer flacher, bis wir bei unendlich großem Halbmesser die Getriebe der Reihen *C* oder *D* erhalten.

Bei den Getrieben der Reihe *C* führt die Mittellinie der Geradführung seitlich an der Kurbellagerung (rot-blau) vorbei, es sind also geschränkte Getriebe, in der Reihe *D* führt diese Mittellinie genau durch den Mittelpunkt der Kurbellagerung, dieser Sonderfall gibt zentrische Getriebe.

Durch die Einführung des Geradschubes sind die Bewegungsgesetze einfacher geworden gegenüber den Getrieben der Reihe *A* mit endlich langen Schwingen und den gleichwertigen der Reihe *B* mit Bogenführung, da die Überlagerungen durch Bogenschub (Abb. 31, Abschnitt 7) wegfallen.

Bei den Getrieben der Reihe *C* bewirkt die Schränkung allerdings noch eine Verlagerung der Geschwindigkeiten mit unsymmetrischen Bewegungen. Für das Geradschubkurbelgetriebe zeigte Abb. 34 das Geschwindigkeitsdiagramm.

Bei den zentrischen Getrieben der Reihe *D* sind aber auch diese Schränkungseinflüsse ausgeschaltet, hier wird das reine Sinusgrundgesetz nur noch durch eine Überlagerung verändert, und zwar die infolge der endlich langen Koppel (Schubstange), die aber die Spiegelbildlichkeit der Bewegungen nicht beeinflußt, wie das Diagramm Abb. 33 für das Geradschubkurbelgetriebe zeigt.

Auch die Koppelkurven der zentrischen Geradschubkurbelgetriebe sind vollkommen spiegelbildlich, wie schon die Abb. 60 eines Bogenschubkurbelgetriebes mit sehr flacher Bogenführung erkennen läßt. Den Einfluß der Schränkung zeigten dann die Abb. 59 und 61, die in Abschnitt 10 bereits näher erläutert sind.

Die Namen der neuen Getriebe ergeben sich ohne weiteres aus der Entwicklung. Das Bogenschubkurbelgetriebe I wird zum Geradschubkurbelgetriebe, das umlaufende Doppelkurbelgetriebe II zur umlaufenden Bogenschubkurbelschleife und schließlich zur umlaufenden Geradschubkurbelschleife, das Bogenschubkurbelgetriebe III wird zum pendelnden (oszillierenden) Bogenschubkurbelgetriebe und dann zum pendelnden Geradschubkurbelgetriebe und aus dem schwingenden Doppelkurbelgetriebe IV wird

ganz entsprechend den Getrieben der senkrechten Reihe II die schwingende Bogenschubkurbelschleife und die schwingende Geradschubkurbelschleife.

## 20. Das Gelenk 3 zwischen Schwinge und Koppel wird zur Geradföhung entwickelt.

Die Reihe *A* der Abb. XV ist wieder die Viergelenkkette mit ihren Getrieben aus der Abb. VI (Abschnitt 5), diesmal soll aber das Gelenk 3 zwischen der grünen Koppel und der gelben Schwinge durch eine Bogenföhung und schließlich durch eine Geradföhung ersetzt werden, natürlich wieder entsprechend der Entwicklung in der Abb. I (Abschnitt 2). Es erfolgt dabei nur ein Vertauschen der Farben; an Stelle des blauen Gliedes in Abb. I tritt jetzt das gelbe, und an Stelle des damals gelben Gliedes kommt jetzt die grüne Koppel, und die rote Kurbel leitet jetzt die Bewegung weiter, wie in Abb. I das nur teilweise gezeichnete grüne Glied.

In der senkrechten Reihe *IV* der Abb. XV läßt sich die Umwandlung des Drehkörperpaares 3 (grün-gelb) am besten mit der Entwicklung in Abb. I vergleichen, denn hier ist das gelbe Glied ebenso als Gestell ausgebildet, wie dort das entsprechende blaue. Wenn man aber schrittweise die Umwandlungen der Abb. I über Zapfenerweiterung zur Bogenföhung und schließlich zur Geradföhung vornimmt, kann man sich auch bei den anderen, hierfür nicht so übersichtlichen Getrieben nicht irren. Besonders gilt das für die praktische Konstruktionsarbeit, wo auch einfachere Getriebe für den Austausch von Bogenföhung und Gelenk recht undurchsichtig sind, wie schon die Heusinger-Steuerung in Abb. 9—11 zeigte.

Und ganz ähnlich wie bei der vorigen Entwicklung erhalten wir auch hier bei der Einführung des Bogenschubes in der Reihe *B* ein scheinbar ganz neuartiges Getriebe, das Bogenschubkurbelgetriebe I wird nämlich zur Bogenschubkurbelschwinge. Aber auch hier zeigt der Vergleich vollkommene Übereinstimmung der Bewegung des Gelenkes 3 (grün-gelb) des Bogenschubkurbelgetriebes der Reihe *A* mit der Bewegung der Zeigerspitze, also des Krümmungsmittelpunktes der Bogenföhung in der gelben Schwinge der Bogenschubkurbelschwinge (Reihe *B*).

Die übrigen Getriebe der Reihe *B* haben zwar ein anderes Aussehen, als die entsprechenden Getriebe der vorigen Entwicklung, das unter II hat dazu noch einen besonderen Namen, nämlich umlaufendes Schleifkurbelgetriebe, und entsprechend das unter IV schwingendes Schleifkurbelgetriebe, aber es genügt schon, zwischen grün und gelb Voll- und Hohlbogenföhung auszutauschen — was man ja ohne Änderung der Bewegungsverhältnisse tun kann — und man er-

hält dann auch äußerlich die gleichen Getriebe, wie unter II und IV in der Reihe B der Abb. XIV, also Bogenschubkurbelschleifen. Auch das Bogenschubkurbelgetriebe III der Reihe B hat nur eine ungewöhnliche Anordnung des Bogenpaares grün-gelb, und ist daher nicht sofort zu erkennen.

Die Reihen C (geschränkte Getriebe) und D (zentrische Getriebe) zeigen die entsprechenden Getriebe mit Geradführungen, bei denen natürlich in ganz gleicher Weise, wie bei der vorigen Entwicklung einfachere Bewegungsgesetze entstanden sind durch Wegfall der Überlagerungen infolges des Bogen-

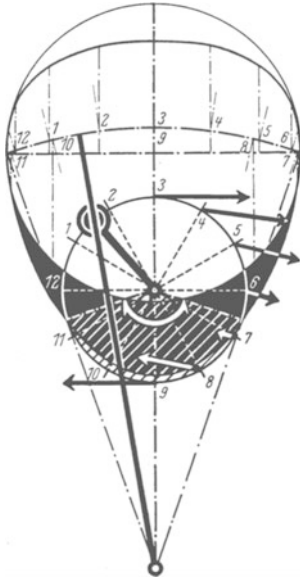


Abb. 156.

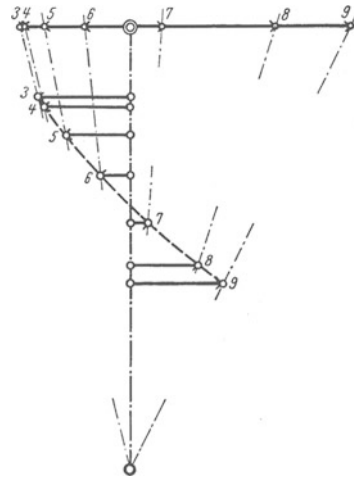


Abb. 156a.

Abb. 156 und 156a. Geschwindigkeiten bei der zentrischen Geradschubkurbelschwinge. Die wirklichen Teilgeschwindigkeiten des Kurbelzapfens geben infolge des wandernden Angriffspunktes an der Schwinge entsprechende veränderte Schwingengeschwindigkeiten (156a). Langsamer Vorwärtshub, beschleunigter Rückhub.

schubes und schließlich in der Reihe D durch Wegfall auch der Geschwindigkeitsverlagerungen durch Schränkung.

Die Namen auch dieser Getriebe ergeben sich wieder ohne weiteres aus der Entwicklung, die Bogenschubkurbelschwinge I wird zur Geradschubkurbelschwinge, die umlaufenden und schwingenden Bogenschubschleifkurbelgetriebe (II und IV) werden zu umlaufenden und schwingenden Geradschubschleifkurbelgetrieben, wenn man sie nicht, wie in Abb. XIV Kurbelschleifen nennen will, und aus dem Bogenschubkurbelgetriebe III wird in bekannter Weise das Geradschubkurbelgetriebe.

Abb. 156 und 157 zeigen die Geschwindigkeitsverhältnisse der neu entstandenen zentrischen und geschränkten Geradschubkurbelschwinge.

Infolge der endlich langen Schwinge erhalten wir einen langen Hub und einen kurzen Rückhub. Der Unterschied zwischen beiden wird um so größer, je näher die Schwingenlagerung an den Kurbelkreis heranrückt. Außerdem werden dadurch auch die Teilgeschwindigkeiten (Komponenten) der Kurbelgeschwindigkeit ( $r\omega$ ) in der Schwingendrehrichtung (als Pfeile in Abb. 156 und 157 eingezeichnet) etwas verändert, aber diese Geschwindigkeiten wirken sich hier ganz anders auf die Schwingenbewegung aus, da sie an verschiedenen Punkten der Schwinge angreifen. So sind die Teilgeschwindigkeiten für den Rückhub in den Kurbelstellungen 7, 8, 9, 10 und 11 in Abb. 156 und 8,

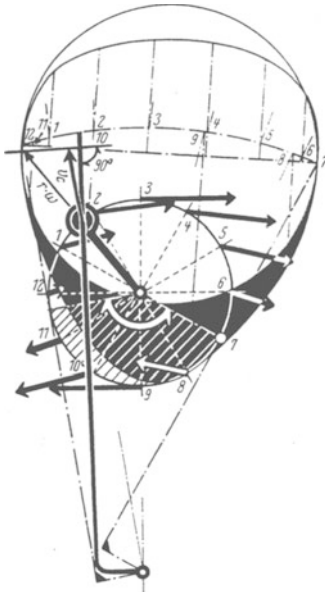


Abb. 157.

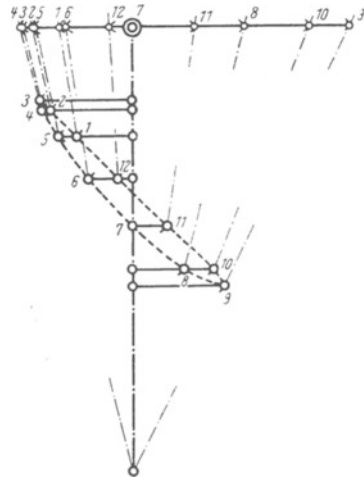


Abb. 157a.

Abb. 157 und 157a. Geschwindigkeiten bei der geschränkten Geradschubkurbelschwinge. Diagramm wie in Abb. 156, nur unsymmetrisch. Ermittlung der wirkamen Kurbelzapfenteilgeschwindigkeit  $v_z$ : Kurbelzapfengeschwindigkeitpfeil ( $r\omega$ ) um  $90^\circ$  in die Kurbelrichtung gedreht. Durch die Pfeilspitze von  $r\omega$  Senkrechte auf die Geradföhungsrichtung der Schwinge. Eine Gerade durch das Schwingenlager und das Kurbelzapfenlager gibt die gesuchte wirkame Teilgeschwindigkeit  $v_z$  von Kurbelzapfen aus nach dem Schnittpunkt mit der Senkrechten durch die Spitze des Geschwindigkeitspfeiles  $r\omega$ .

9, 10 und 11 in Abb. 157 in ihrer Größe und auch in ihrer Gesamtzahl zwar geringer als die entsprechenden Teilgeschwindigkeiten im anderen, längeren Hub, sie wirken aber näher dem Schwingendrehpunkt auf die Schwinge und werden, etwa bezogen auf den Schwingenendpunkt, stärker übersetzt als die entfernter angreifenden Teilgeschwindigkeiten des längeren Hubes, wie das aus den Abb. 156a und 157a hervorgeht. Die Teilgeschwindigkeit bei der Kurbelstellung 9, z. B. ergibt in den Getrieben der Abb. 156 und 157 fast genau eine doppelt so große Schwingengeschwindigkeit als die gleichgroße Teilgeschwindigkeit der Kurbel-



stellung 3. Auch dieser Unterschied würdede noch größer sein, wenn die Schwingenlagerung näher dem Kurbelkreis angeordnet würedede.

Bei den zentrischen Getrieben (Abb. 156) erfolgen beiderseitig der Getriebemittellage spiegelbildlich gleiche Bewegungen, das ändert sich aber bei Anwendung der Schränkung (Abb. 157) natürlich wieder mit wachsender Schränkung in verstärktem Maße. Allerdings treten dann auch sehr bald Klemmungen auf, so daß der an sich schon verhältnismäßig kleine Spielraum für derartige Getriebe praktisch noch stärker eingeschränkt werden müßte. Der Vergleich der Abb. 156 und 157 läßt die Wirkung der Schränkung am besten erkennen.

Die Geradschubkurbelschwingen verdanken ihre große praktische Bedeutung der auffallend stark angenäherten Gleichförmigkeit der Schwingenbewegung während des langen Hubes. Dabei sind die Schwingengeschwindigkeiten z. B. der Lagen 2, 3 und 4 (Abb. 156 und 157) ungefähr von gleicher Größe, weil die Teilgeschwindigkeiten der Kurbelstellungen 2 und 4 entsprechend stärker übersetzt werden als die Teilgeschwindigkeit der Kurbelstellung 3. Die Geradschubkurbelschwinge bildet daher das Ausgangsgetriebe für eine ganze Anzahl von Antrieben, besonders von Kleinhobelmaschinen (Shapingmaschinen) und ähnlichen Maschinen, bei denen man einen möglichst gleichförmigen Arbeitshub des Tisches oder Werkzeuges wünscht. Die Schubbewegung wird dabei von der Schwinge entweder durch eine Schubstange auf den Tisch oder das Werkzeug übertragen, oder es ist statt der Schubstange ein Gleitstein zwischengeschaltet, sodaß das gesamte Getriebe mit Tisch mindestens aus 6 Gliedern besteht.

## 21. Praktische Anwendungen der Getriebe mit einer Geradföhrung.

Nicht allein als Hauptgetriebe der Kolbenkraftmaschinen, sondern überhaupt in allen Maschinengruppen spielt das Geradschubkurbelgetriebe eine außerordentlich große Rolle, gegen die die anderen Getriebe der Viergelenkkette mit einer Geradföhrung ganz erheblich zurücktreten.

In der Exzenterpresse der Abb. 158 ist dabei der Kurbelzapfen zum „Exzenter“ erweitert, wie das ganz im Anfang bei Abb. 4 gezeigt wurde. Ganz abgesehen von der einfacheren Bearbeitung der Exzenterwelle erlaubt die Zapfenerweiterung den Zusammenbau mit ungeteiltem Schubstangenlager (Koppellager) und wird deswegen oft sehr gern angewendet, teils, um einfacher zu bauen, teils, besonders bei Maschinen mit starkem Kraftdurchfluß, wie Pressen usw., um die Schubstange nicht zu schwächen.

Bei der Horizontalschmiedemaschine in Abb. 159 ist dagegen die Schubstange (Koppel) mit Absicht geteilt, und die beiden Teile sind durch ein Gelenk verbunden, das etwas seitlich liegt von der Verbindungslinie Kurbelzapfenlager — Kreuzkopflager (Schwingenzapfenlager). Dieses Gelenk soll normalerweise allerdings nicht bewegt werden, und zu diesem Zwecke ist darüber eine Zugschraube angeordnet, die die beiden Schubstangenteile fest zusammenhält. Das ganze ist natürlich eine erhebliche Schwächung dieses Gliedes, die aber als Sicherung gegen Maschinenbruch hier eine sehr geschickte Konstruktionsmaßnahme darstellt. Ist nämlich der Widerstand des Werkstückes, also hier des Schmiedestückes, zu groß, so daß der als Preßbacke ausgebildete Gleitstein (Schwinge) festsetzt, so wird

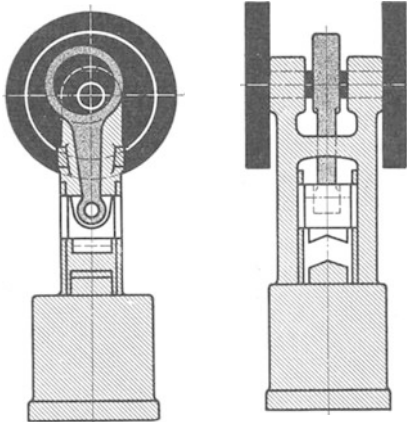


Abb. 158. Zentrisches Geradschubkurbelgetriebe mit Kurbelzapfenerweiterung (vgl. Abb. 4) als Exzenterpresse.

bei weiterer Drehung der Kurbel die Zugschraube der Schubstange zerreißen und dann knickt das darunter befindliche Gelenk ein, so daß der an der Kurbel gelagerte Teil der

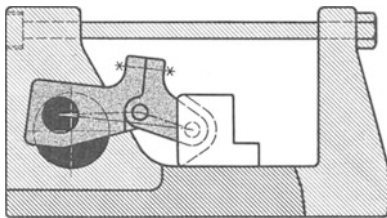


Abb. 159. Zentrisches Geradschubkurbelgetriebe als Horizontalschmiedepresse. Schubstange (Koppel) zweiteilig mit Zerreißschraube als Bruchsicherung.

bei weiterer Drehung der Kurbel die Zugschraube der Schubstange zerreißen und dann knickt das darunter befindliche Gelenk ein, so daß der an der Kurbel gelagerte Teil der Schubstange zwar weiter als Koppel wirkt, der andere Teil aber zu einer Schwinge wird, während der bisherige Stein (Kreuzkopf) dann getrieblich als ein Teil des feststehenden Maschinengestelles anzusehen ist. Hier hat man also durch bewußte Schwächung eines Maschinenteiles den Bruch bei Überlastung an eine ganz bestimmte Stelle gelegt, ja sogar ein besonderes „Zerreißglied“ als Maschinensicherung angeordnet, das billig ist und leicht

ersetzt werden kann. Es gibt verhältnismäßig oft Gelegenheiten, in ähnlicher Weise Bruchsicherungen anzuordnen.

Das Hauptgetriebe einer Strohpresse in Abb. 160 ist zusammengesetzt aus zwei Geradschubkurbelgetrieben, die in dem Preßkolben einen gemeinsamen Gleitstein (Schwinge) haben. Während die links liegende Kurbel die Geradschubbewegung des Kolbens verursacht, erhält das nach rechts angeschlossene Geradschubkurbelgetriebe seinen Antrieb durch den Preßkolben, dieses Getriebe ist hier aber nicht um-

lauffähig, seine Kurbel, die mit den gabelartigen Fortsätzen als Stopfer arbeitet, kann nur schwingen. Die Schubstange des links dargestellten Geradschubkurbelgetriebes hat dornartige Fortsätze, die durch Schlitz in den darüber liegenden Fülltrichter einragen und das Stroh nach dem Stopfer zu schieben, wenn die Fortsätze den oberen Teil ihrer

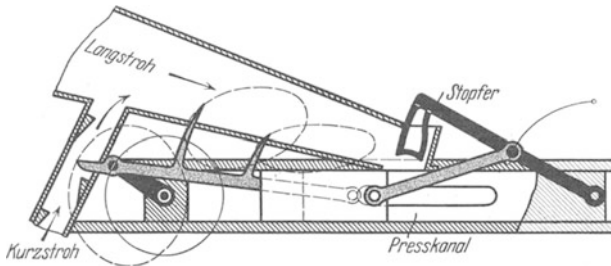


Abb. 160. Hauptgetriebe einer Strohpresse aus zwei Geradschubkurbelgetrieben mit gemeinsamem Gleitstein (Schwinge) im Preßkolben. Antrieb von der links dargestellten voll umlaufenden Kurbel. Die zugehörige Schubstange mit dornartigen Fortsätzen zum Strohttransport (Koppelkurven) ähnlich wie in Abb. 83. An den Preßkolben nach rechts angeschlossenes Geradschubkurbelgetriebe ist nur als schwingendes ausgenutzt für die Stopferbewegung seiner Kurbel.

Bahn (Koppelkurve) durchlaufen. Eine ganz ähnliche Fördervorrichtung zeigte ja bereits die Faßreinigungsmaschine in Abb. 83.

Auch das Nietmaschinengetriebe in Abb. 161 besteht aus zwei Getrieben, die außer dem Gestellglied noch ein Glied gemeinsam haben. Der Niethammer ist der Gleitstein einer schwingenden Geradschubkurbelschleife (Abb. XV, Reihe D, Getriebe IV), dessen taumelnde Kurbel hier allerdings nicht in ihrer vollen Drehfähigkeit ausgenutzt ist — es genügt ja auch für den kleinen Hub des Nietwerkzeuges ein geringes Drehen der Kurbel —, aber hier ist die allmähliche Drucksteigerung des Hammers (Koppel) unter Ausnutzung der Kniehebelwirkung bis zur senkrechten Stellung der Kurbel das, was diese Maschine wertvoll machen soll, und das erfolgt hier ohne Zweifel sehr gut.

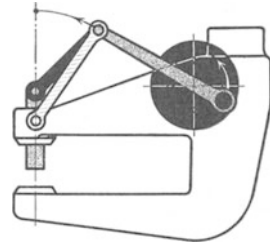


Abb. 161. Nietmaschinengetriebe zusammengesetzt aus einer schwingenden Geradschubkurbelschleife zum Bewegen des Niethammers (Kniehebelwirkung für Ausübung starker Kräfte) und einem für den Antrieb vorgeschalteten Bogenschubkurbelgetriebe (Scheibenbildung). Der Steg (Schraffur) der Geradschubkurbelschleife ist zugleich die Schwinge des Bogenschubkurbelgetriebes.

Angetrieben wird der Steg der Geradschubkurbelschleife als Schwinge eines nach links angeschlossenen Bogenschubkurbelgetriebes mit umlaufender Kurbel.

An der Keilnutenfräsmaschine in Abb. 162 ist die Kurbel des Geradschubkurbelgetriebes als Gleitbahn ausgebildet, um die Einstellung eines verschieden langen Hubes zu ermöglichen. Während des Betriebes ist natürlich der Kurbelzapfen in der einmal gewählten Stellung fest-

gespannt. Der Gleitstein des Geradschubes ist hier sehr kräftig als Fräs-  
werkzeugträger ausgebildet.

Bei der Horizontalsäge in Abb. 163 ist besonders die elastische Holz-  
konstruktion der Schubstange bemerkenswert. An dieser Stelle ist  
wieder eine Gelegenheit, sich von der außerordentlichen Vielgestaltigkeit im Aus-  
sehen zu überzeugen, die ein und dasselbe Getriebe haben kann. Bei der Kurbel  
hat hier eine Scheibenbildung stattge-  
funden.

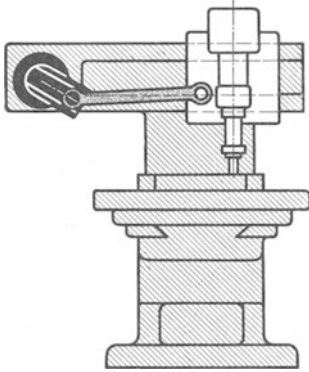


Abb. 162. Geschränktes Geradschub-  
kurbelgetriebe zum Antrieb des Fräs-  
werkzeugträgers (Gleitstein) einer  
Keilnutenfräsmaschine. Verstellbare  
Kurbellänge.

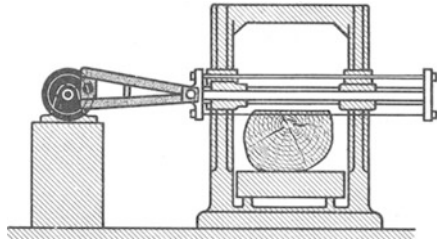


Abb. 163. Geradschubkurbelgetriebe als Horizontal-  
säge. Scheibenbildung bei der Kurbel. Elastische  
Koppel. Heb- und senkbare Geradföhrung.

Ganz besonders interessant ist der Plansichter in Abb. 164, bei dem  
der Siebkasten, an langen Holzfedern aufgehängt, nahezu gerade geföhrt  
ist. Aber das Kurbellager ist hier nicht gestellfest wie bisher, sondern

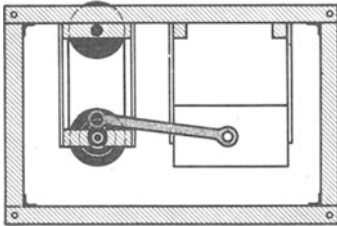


Abb. 164. Zentrisches Bogenschubkur-  
belgetriebe mit ganz flacher Bogenföhrung  
als Plansichter (Siebeinrichtung).  
Scheibenbildung bei der Kurbel. Sieb-  
kasten und Kurbellager sind in Holzfedern  
aufgehängt. Zwangläufigkeit nicht vor-  
handen. Erst bei der hohen Betriebs-  
drehzahl kommt der Zwanglauf infolge  
des dynamischen Gleichgewichtszustan-  
des in gewisser Form zustande.

ebenso in langen Holzfedern aufgehängt. Dadurch ist natürlich die Zwangläufig-  
keit des Getriebes verlorengegangen, was sich auch beim langsamen Durch-  
drehen dieses Antriebes an den sehr wechselnden Bewegungen zeigt, ist aber  
die hohe Betriebsdrehzahl erreicht, so stellt sich das Getriebe infolge der Zu-  
sammenwirkung der Schwingungseigen-  
schaften der Federn, der Massen der  
bewegten Maschinenteile und der Dreh-  
zahl des Antriebes in einen dynamischen Gleichgewichtszustand ein, der ge-  
wissermaßen das feste Maschinengestell

ersetzt, sich aber den hier auftretenden Bewegungen elastischer an-  
passen vermag.

In dem Kuchenwalzgerät der Abb. 165 ist die Geradföhrung eine so-  
genannte gestaltende Paarung, der Gleitstein ist als Wagen mit  
zwei Walzen ausgebildet, die Gleitbahn ist Kuchenteig, der zu Torten-

böden ausgewalzt (getrieben) werden soll, wobei die Unterlage von einem nicht dargestellten Getriebe langsam gedreht wird.

Jeder formändernde Arbeitsvorgang ist getrieblich als gestaltende Paarung anzusehen, der Hobelstahl erzeugt als geschärfter, spanabhebender Gleitstein seine Geradföhrung im Werkstück, der Korkenzieher schneidet das Muttergewinde in den Korken, der Bohrer tut das gleiche im Holz oder Metall, aber mit so geringer Steigung, daß die kaum geschnittenen Gänge ausbrechen und dadurch ein glattes Loch, eine Bohrung, entsteht, die Schiffsschraube schneidet dagegen ein tragfähiges Muttergewinde in das Wasser, und treibt sich und damit das Schiff selbst darin vorwärts, das Schiff, das selbst als geeignet geformter Gleitstein seine Gleitbahn unter der Richtwirkung des Kieles im Wasser bildet. Und so kann man die Reihe der Beispiele fortsetzen, fast immer wird aber dabei die gestaltende Paarung erzwungen durch ein in gleicher Weise wirkendes, oft sehr kräftig ausgebildetes Elementenpaar, wie die Tischföhrung bei der Hobelmaschine oder der Werkzeugschlitten der Shapingmaschine, die Leitspindel der Drehbank. Oft ist allerdings auch statt dieser rein formschlüssigen Föhrung eine kraftschlüssige gewählt, wie etwa bei der von Hand nach unten gedrückten Bohrspindel und bei dem Kuchenwalzgerät in Abb. 165, wo nur die Schwere des Walzwagens die Beröhrung mit dem Teig verursacht und ihn auseinanderreibt. Ist der Tortenboden aber genügend dünn, so läuft der Walzwagen auf Anschlagschienen auf, die nunmehr als widerstandsfähigere Gleitbahn den Wagendruck aufnehmen. Bei Transportmitteln mit formändernden Werkzeugen, wie beim Schiff und dem Kraftwagen mit seinen Profilmummireifen, fehlt meist die Föhrung durch gleichwirkende Elementenpaare, aber auch im Transportwesen kommen ähnlich wie bei der Leitspindeldrehbank formschlüssige Föhrungen vor, wie bei den Kettenföhrern, Seilbahnen, Zahnradbahnen und ähnlichem.

Bei der Eisenbahnföhrung in Abb. 166, die sehr viel bei Plandruck-

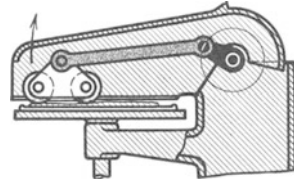


Abb. 165. Zentrales Geradschubkurbelgetriebe zum Antrieb der Walzen eines Kuchenwalzgerätes. Gleitbahn ist der Kuchenteig. Gestaltende Paarung. Zum Auswechseln des Teiges ist der obere Teil des Maschinengestells mit dem Walzwagen aufklappbar (Pfeil).

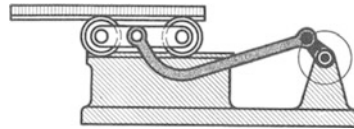


Abb. 166. Eisenbahnföhrung für die Bewegung des Drucksatzes in Plandruckmaschinen. Geradschubkurbelgetriebe. Gleitstein mit Rädern. Darauf Platte mit Drucksatz (senkrechte Schraffur), die sich mit doppelter Geschwindigkeit und doppelt großem Hub bewegt wie der Gleitsteinwagen.

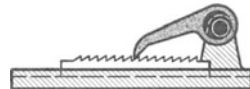


Abb. 167. Eingeschränktes Geradschubkurbelgetriebe. Das Drehkörperpaar zwischen Gleitstein und Koppel ist nur teilweise ausgebildet und überträgt nur Druckkräfte. Grundgetriebe eines Schaltwerkes.

maschinen Anwendung findet, ist das gleiche Geradschubkurbelgetriebe verwendet, mit als Wagen ausgebildetem Gleitstein, wie bei dem Kuchenwalzgerät in Abb. 165, nur ist hier oben auf die Räder dieses Wagens der eigentliche Werkzeuggestisch zur Aufnahme des Drucksatzes aufgelegt worden, der dadurch mit doppelter Geschwindigkeit einen doppelt großen Hub macht, wie der Gleitsteinwagen. Auf dieses Rollengetriebe, das hier von der Führungsschiene, den Rädern und dem Drucktisch gebildet wird, werden wir im zweiten Band dieses Werkes noch ausführlich eingehen.

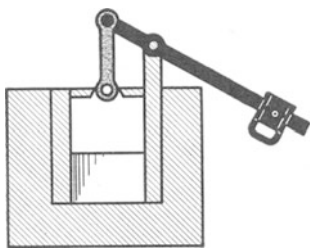


Abb. 168. Nicht umlauffähiges Geradschubkurbelgetriebe. Ofenschiebetür.

Führt man das Drehkörperpaar zwischen Schubstange und Gleitstein nur teilweise aus, sodaß es entweder nur Druckkräfte überträgt, wie in Abb. 167, oder bei Ausbildung der anderen Drehkörperhälfte nur Zugkräfte, so entsteht das Grundgetriebe eines Schaltwerkes, wobei der Gleitstein nur in Druckrichtung oder im anderen Falle nur in Zugrichtung schrittweise weitergeschaltet wird. Auch die Schaltwerke werden uns im zweiten Buch dieses Werkes noch ganz ausführlich beschäftigen.

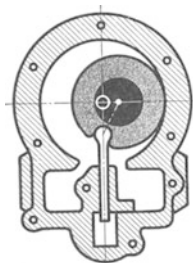


Abb. 169. Martinpumpe. Geradschubkurbelgetriebe. Kurbelzapfenerweiterung. Koppel in Ringform. Zwischen Koppel und Gleitstein statt des Gelenkes eine Bogenführung, allerdings mit sehr kleinem Krümmungshalbmesser zur besseren Abdichtung. Erweiterung eines Teiles des Kurbelagers zum Pumpenarbeitsraum.

Abb. 168 zeigt als einziges Beispiel noch die Anwendung eines nur schwingfähigen Geradschubkurbelgetriebes als Bewegungsgetriebe einer Ofenschiebetür.

Besonders bemerkenswert sind die beiden Pumpen in Abb. 169 (ein Geradschubkurbelgetriebe) und in Abb. 170 (ein pendelndes Geradschubkurbelgetriebe). In beiden Fällen hat der Kurbelzapfen eine Erweiterung zum Exzenter erfahren, aber es hat auch eine Erweiterung eines Teiles des Kurbelagers zum Pumpenarbeitsraum stattgefunden, wobei ein scheibenförmiger Hohlraum entstanden ist, und zwar so, daß die Außenseite des ringartigen Schubstangenlagers für den Kurbelzapfen schließend an der Wandung dieses Hohlraumes vorbeibewegt wird. Das Kreisen des Exzenters im Pumpengehäuse gibt hier die eigentliche Arbeitsbewegung der Pumpen. Die Geradföhung, die bisher die Hauptrolle gespielt hatte, dient hier gewissermaßen als bewegliche Wand zwischen dem Einlaß und dem Auslaß nur zum Abteilen des Arbeitsraumes, um die notwendige Saug- und Druckwirkung der Pumpen zustandezubringen. Aber auch die Ausbildung der Geradföhungen ist lehrreich.

In Abb. 169, dem normalen Geradschubkurbelgetriebe befindet sich die Geradföhrung im Maschinengestell, also im Pumpengehäuse. Der Gleitstein ist ein dünnes, senkrecht zur Zeichenebene aber ziemlich breites Band, das im Pumpenraum in einer walzenartigen Verdickung endet, die in einer entsprechenden pfannenartigen, nur teilweise ausgebildeten Hohlwalze der hier genau als Ring ausgebildeten Koppel (Schubstange) lagert. Dieses Elementenpaar zwischen Gleitstein und Koppel ist ein Bogenpaar mit beschränkter Drehfähigkeit (siehe Abschnitt 3 und Abb. I), die ja hier auch ausreicht. Möglichste Verringerung des schädlichen Raumes und einfacher Zusammenbau waren die Richtlinien für die Formgebung dieser und auch der folgenden Pumpe.

In Abb. 170, dem pendelnden Geradschubkurbelgetriebe mit der Koppel als Gestell und dem Steg als Schubstange hat der Gleitstein vollkommene Walzenform erhalten, durchschnitten von dem Hohlprisma der Geradföhrung. Diesmal trägt der Steg als Schubstange, das Vollprisma. Getrieblich gedacht hat hier bei dem Drehkörperpaar zwischen Koppel (Gestell) und dem Gleitstein (Schwinge) eine Zapfenerweiterung stattgefunden, die die Geradföhrung vollkommen umschließt.

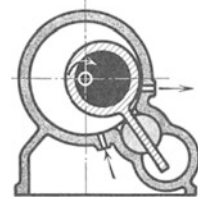


Abb. 170. Ibrapumpe. Pendelndes Geradschubkurbelgetriebe. Kurbelzapfenerweiterung. Steg im schwingenden Gleitstein geföhrt. Gleitstein in Form eines erweiterten Zapfens umschließt die Geradföhrung. Erweiterung eines Teiles des Kurbellagers zum Pumpenarbeitsraum.

Es ist sehr vorteilhaft, solchen Gestaltungswegen, wie gerade bei diesen Pumpen, einmal in aller Ruhe gedanklich nachzugehen, damit einem die konstruktiven Möglichkeiten beim Übergang von einem Getriebe zum anderen und in der Ausbildung der Getriebe selbst klar und geläufig werden. Entspringt ja aus solchem Denken erst die ganze Fülle schöpferischer Gestaltungsgewandheit, denn es ist nicht allein damit getan, ein in den Bewegungen passendes Getriebe zu finden, das ist sogar meist die einfachere Arbeit gegenüber der dann noch notwendigen Formgebung für die Erfordernisse der gerade vorliegenden Anwendung.

Der Kartoffelroder, Bauart Harder, in Abb. 171 bringt eine fünf-fache Anordnung des pendelnden Geradschubkurbelgetriebes, das ja in der eben betrachteten Ibrapumpe verwendet war (Abb. 170).

Damit hier die fünf Schubstangen (Koppeln) aneinander vorbeikommen können, ist die Geradföhrung dieser hier „Führungsstäbe“ genannten Schubstangen aus der Ebene des Kurbelsternes herausgehoben, ganz ähnlich, wie schon in Abb. 79 S. 63 die Schwingenscheibe beim mehrfachen Parallelkurbelgetriebe gegen die Kurbelscheibe versetzt worden war. So ohne weiteres, wie dort ist das aber hier nicht möglich, denn die Führungsstäbe machen infolge der räumlichen Getriebeausbildung zusätzliche Wippbewegungen in Kurbelwellenrichtung, wofür zusätzliche Gelenke zwischen den Gabelagerungen und den Föh-

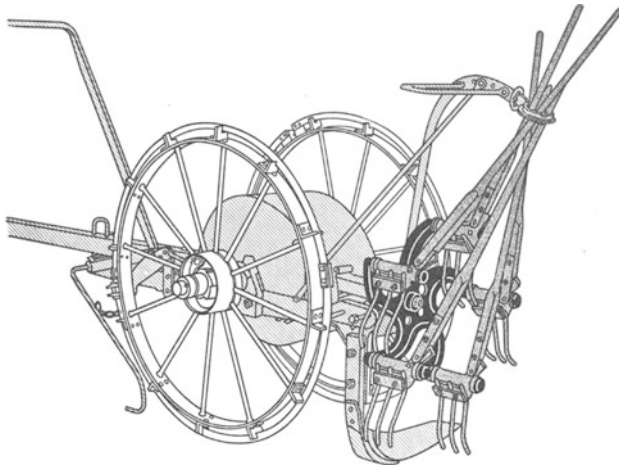


Abb. 171. Kartoffelroder (Bauart Harder) mit fñnfacher Anordnung des pendelnden Geradschubkurbelgetriebes. Kurbelstern. Koppeln aus der Getriebeebeue herausgehoben (vgl. Abb. 79 und 85), dadurch ergibt sich aber hier eine zuzätzliche Bewegung, deswegen gelenkige Befestigung der Führungsstábe an den Kurbelzapfenlagern. Die Gleitsteine sind weggelassen. Gegenseitige Fñhrung der Stábe, die sich bei jeder Kurbeldrehung auch einmal in dem Fñhrungsring des Gestelles drehen. Gabelspitzen beschreiben eiförmige Koppelkurven. Antrieb des Roders von den Fahrrádern aus.

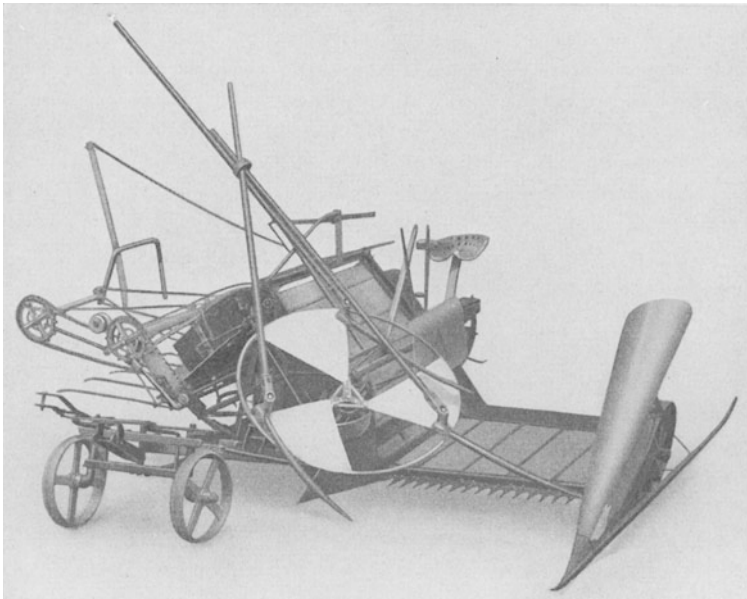


Abb. 172. Bindemáher (Bauart Lege) für Lagerfrucht. Zum Anheben des Getreides wird das gleiche Getriebe benutzt wie in Abb. 171. Dreifache Anordnung des pendelnden Geradschubkurbelgetriebes. Hierbei Verstellung des Führungsringes im Gestell und Drehen der Kurbelradenebeue möglich.



rungsstäben, also innerhalb der Schubstangen (Koppeln), notwendig sind.

Noch bemerkenswerter ist aber hier die Geradföhrung der Föhrungsstäbe in einem gestellfesten Föhrungsring. Die Gleitsteine (Schwingen) sind weggelassen, die einzelnen Stäbe föhren sich gegenseitig, wobei sie dauernd im Föhrungsring kreisen, genau entsprechend der Drehung des Kurbelsternes. Die Föhrungsstäbe nutzen sich dabei allerdings sehr stark ab, man nimmt das aber gern in Kauf, da das Graben elastischer erfolgt und die Holzstäbe noch als Sicherungs-glied gegen Maschinenbruch dienen. Im landwirtschaftlichen Betrieb ist es leichter, einen hölzernen Föhrungsstab zu schnitzen und an Stelle eines gebrochenen einzu-setzen, als einen verbogenen Metallstab wieder genau und sorgfältig auszurichten, wenn es überhaupt dabei nur mit einem verbogenen Stab abgehen sollte. Die Gabelspitzen beschreiben die eiförmigen Koppelkurven, die uns außen neben dem Kurbelkreis bekannt sind. Durch geringe Verstellung des Föhrungs-

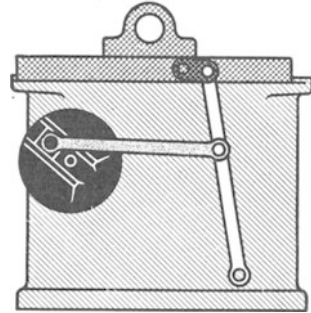


Abb. 173. Antrieb einer Schleifmaschine. Bogenschubkurbelgetriebe mit langer Koppel. Scheibenbildung der Kurbel (vgl. Abb. 3), Kurbelzapfen verstellbar. Von der Schwinde Ableitung der Bewegung des Werkzeugtisches. Wenig Unterschied zwischen Hin- und Rückhub.

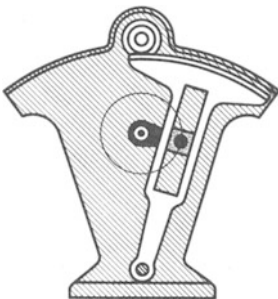


Abb. 174. Zentrische Geradschubkurbelschwinge (vgl. Abb. 156) als Waschmaschinenantrieb. Ableitung von Drehschwingen von der Schwinge mit Zahnbogen und Zahnrad.

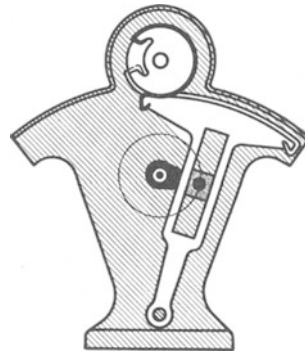


Abb. 175. Zentrische Geradschubkurbelschwinge wie Abb. 174. Ableitung der Drehschwingung mit 2 Stahlbändern (schwarz und weiß).

ringes (Schränkung) kann man dann die Gabeln noch mehr oder weniger auf „Griff“ stellen.

Das gleiche Getriebe hat übrigens auch bei dem Leege-Bindemäher besonders zum Aufrichten von Lagergetreide<sup>1</sup> Verwendung gefunden (Abb. 172).

<sup>1</sup> Durch Unwetter niedergeschlagenes Getreide.

Die Abb. 173—176 geben einen Einblick in die Anwendungsmöglichkeiten der Geradschubkurbelschwinge. In Abb. 173 ist allerdings noch ein Bogenschubkurbelgetriebe vorhanden, aber mit sehr langer Koppel verglichen mit der Kurbellänge, und infolgedessen der Wirkung eines Getriebes mit einer Geradföhrung sehr ähnlich. Von den Geradschubkurbelschwingen, wie z. B. in Abb. 156 und 157 unterscheidet sich dies aber durch den unveränderlichen Angriffspunkt der Koppel an der Schwinge, und damit durch gleichlangen Hin- und Rückhub, oder wenigstens nur durch ganz geringe Unterschiede in den Hübten, falls etwa eine geringe Getriebebeschränkung vorliegen sollte (vgl. Abb. 30, 32, 34 und 37 in Abschnitt 7). Die Geradschubkurbelschwinge haben dagegen den in Abb. 156 und 157 gezeigten wandernden Kraftangriff auf die Schwinge und daher sehr ungleichmäßige Hubdauern.

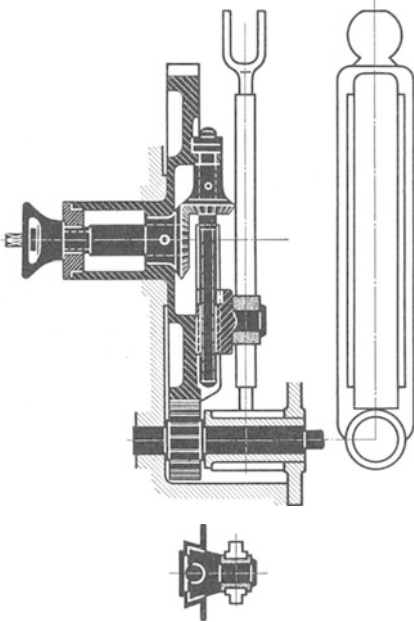


Abb. 176. Zentrische Geradschubkurbelschwinge mit verstellbarem Kurbelzapfen. Scheibenbildung der Kurbel. Kurbelscheibe verzahnt, Antrieb durch das darunter liegende (schwarze) Zahnrad, dessen Welle im Schwingenlager gelagert ist. Zur Verstellung des Kurbelzapfens wird das Handrad auf der Kurbelwelle gelockert (Verspannung) und dann mit Vierkantschlüssel die Kegelradwelle gedreht. Dadurch Verschiebung des geradgeföhrten Gleitsteines auf der Spindel. Im Betrieb sind alle schwarz gezeichneten Teile der Kurbelscheibe gegeneinander unbeweglich (Verspannung durch das Handrad).

Bei dem Waschmaschinenantrieb der Abb. 174 und 175 sind die Hubdauern aber ziemlich gleichgültig, weshalb man die kürzer bauende Geradschubkurbelschwinge anwendete. Eine Kleinhobelmaschine (Shapingmaschine) soll aber einen möglichst schnellen Rücklauf und möglichst gleichförmigen Arbeitshub haben, und deswegen wird da fast ausschließlich die Geradschubkurbelschwinge benutzt, allerdings mit verstellbarer Kurbellänge, wie es in recht vollkommener Weise in Abb. 176 der Fall ist. Mit wachsender Kurbellänge vergrößert sich dabei der Schwingenausschlag, es erfolgt aber gleichzeitig auch eine weitere Beschleunigung des Rückhubes, worauf man bei Untersuchung der Kräfte achten muß.

Die Weiterleitung der Bewegung von der Schwinge auf einen Schlitten kann entweder, wie in Abb. 173 mittels eines Lenkers erfolgen, wir

Die Schleifmaschine soll den Schleifstein möglichst gleichmäßig, also ohne beschleunigten Rückhub über das Werkstück föhren, und daher das Getriebe der Abb. 173. Bei dem Waschmaschinenantrieb der Abb. 174 und 175 sind die Hubdauern aber ziemlich gleichgültig, weshalb man die kürzer bauende Geradschubkurbelschwinge anwendete. Eine Kleinhobelmaschine (Shapingmaschine) soll aber einen möglichst schnellen Rücklauf und möglichst gleichförmigen Arbeitshub haben, und deswegen wird da fast ausschließlich die Geradschubkurbelschwinge benutzt, allerdings mit verstellbarer Kurbellänge, wie es in recht vollkommener Weise in Abb. 176 der Fall ist. Mit wachsender Kurbellänge vergrößert sich dabei der Schwingenausschlag, es erfolgt aber gleichzeitig auch eine weitere Beschleunigung des Rückhubes, worauf man bei Untersuchung der Kräfte achten muß.

Die Schleifmaschine soll den Schleifstein möglichst gleichmäßig, also ohne beschleunigten Rückhub über das Werkstück föhren, und daher das Getriebe der Abb. 173. Bei dem Waschmaschinenantrieb der Abb. 174 und 175 sind die Hubdauern aber ziemlich gleichgültig, weshalb man die kürzer bauende Geradschubkurbelschwinge anwendete. Eine Kleinhobelmaschine (Shapingmaschine) soll aber einen möglichst schnellen Rücklauf und möglichst gleichförmigen Arbeitshub haben, und deswegen wird da fast ausschließlich die Geradschubkurbelschwinge benutzt, allerdings mit verstellbarer Kurbellänge, wie es in recht vollkommener Weise in Abb. 176 der Fall ist. Mit wachsender Kurbellänge vergrößert sich dabei der Schwingenausschlag, es erfolgt aber gleichzeitig auch eine weitere Beschleunigung des Rückhubes, worauf man bei Untersuchung der Kräfte achten muß.

können aber auch eines seiner beiden Drehkörperpaare durch eine Geradföhrung ersetzen, was übrigen mit dem Drehkörper zwischen Schwinge und Lenker oft geschieht, weil dadurch noch eine weitere Vergleichmäßigung der Arbeitshubgeschwindigkeiten zu erreichen ist. Oft wird aber auch wie in Abb. 174 Drehbewegung abgeleitet, wozu übrigen nicht etwa nur Verzahnungen oder Reibräder angewendet zu werden brauchen, ja, man überträgt sogar genauer ohne Schlupf und Spiel, wenn man, wie Abb. 175 zeigt, Stahlband- oder auch Drahtseilführung anwendet, worauf wir ebenfalls im zweiten Band noch ganz ausführlich zurückkommen werden.

## 22. Gleichschenklige Geradschubkurbelgetriebe. Kardanproblem.

Der Gleitstein einer Geradföhrung etwa zwischen Schwinge und Steg, wie in Abb. XIV Reihe *C* und *D*, ersetzt, wie wir von Abb. I her wissen, eine Schwinge mit unendlich fernem Drehkörperpaar zwischen Schwinge und Steg. Es müßte dann also nicht nur die Schwinge unendlich lang ausgebildet werden, sondern auch der Steg. Und dasselbe gilt ebenso für Schwinge und Koppel, wenn sie, wie in Abb. XV, zusammen eine Geradföhrung bilden.

Bei den Getrieben der Viergelenkkette mit einer Geradföhrung entsprechen also die beiden nebeneinander liegenden Glieder, die zusammen die Geradföhrung bilden, zwei nebeneinander liegenden Gliedern mit Drehkörperpaaren und von unendlicher Länge.

Es sind hier also gleichgliedrige und parallelkurbelige Viergelenkketten nicht mehr praktisch möglich, da dann auch die beiden übrigbleibenden Glieder unendlich lang sein müßten, wir werden also neben den normalen drehfähigen und schwingfähigen Getrieben nur noch durchschlagenden begegnen, wie in Abb. XIII und darunter als Sonderform dem gleichschenkligen Gelenkviereck mit einer Geradföhrung (Abb. XIII Reihe 2).

Verändern wir in einer Viergelenkkette mit einer Geradföhrung die beiden noch übrig bleibenden endlich langen Glieder in ihrem gegenseitigen Längenverhältnis, verkürzen wir zum Beispiel bei der geschränkten Geradschubkurbelkette der Reihe *C* Abb. XIV, die grüne Koppel immer mehr, so wird, wenn wir der Anschaulichkeit wegen das Geradschubkurbelgetriebe *I* betrachten, der Schwingungsaussschlag dieser grünen Koppel immer größer, und damit werden auch die Schwingungsüberlagerungen immer ausgeprägter, die hier aus der Wirkung der endlich langen Koppel (Schubstange) und der Schränkung zusammengesetzt sind. Ist schließlich die Koppel (Schubstange) nur noch so lang wie Kurbel und Abstand der Geradschubmittellinie von der Kurbel-

lagerung (Schränkung), wie in der Reihe 1 der Abb. XIII, so entstehen durchschlagende Getriebe.

Die praktische Bedeutung dieser geschränkten Getriebe ist aber gering, denn das Geradschubkurbelgetriebe, und das käme für die Anwendung hauptsächlich in Frage, benötigt hier für ein Arbeitsspiel mit voller Ausnutzung des Geradschubes zwei Kurbeldrehungen, während beim zentrischen durchschlagenden Geradschubkurbelgetriebe, dem gleichschenkligen Geradschubkurbelgetriebe (Reihe 2 der Abb. XIII) dafür nur eine einzige Kurbeldrehung erforderlich ist. Das gleiche hatten wir schon in Abschnitt 18 beim gleichschenkligen Bogenschubkurbelgetriebe kennengelernt, wo ja die Geschwindigkeitsentwicklungen auch schon bis zum gleichschenkligen Geradschubkurbelgetriebe mit seiner reinen Sinusgesetzmäßigkeit beobachtet wurden (vgl. Abb. 146, 147 und 148).

Die gleichschenklige Geradschubkurbelkette ergibt nur zwei Getriebearten (Abb. XIII), obwohl sie viergliedrig ist, nämlich das gleichschenklige Geradschubkurbelgetriebe, wenn der Steg oder die Schwinge zum Gestell wird, oder die gleichschenklige Geradschubkurbelschleife oder -schleifkurbel, wenn eines der beiden kurzen Glieder, Kurbel oder Koppel, als Getriebegestell ausgebildet wird. Übrigens genau die gleiche Entwicklung, wie bei den entsprechenden gleichschenkligen Gelenkvierecken der Abb. XII.

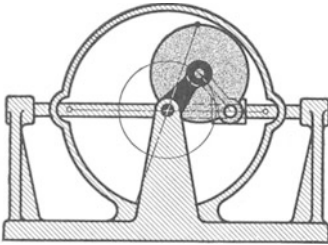


Abb. 177. Gleichschenkeliges Geradschubkurbelgetriebe mit den zugehörigen Polbahnen der Koppelbewegung gegenüber dem Steg. Die Koppel als Vollrad rollt in einem, dem Steg angehörenden Hohlrad doppelten Durchmessers. Kardanräder. Alle Umfangspunkte des kleinen Koppelrades beschreiben bei der Bewegung gerade Linien durch das Kurbellager (Mittelpunkt des großen Stegrades).

Von diesen Getrieben wird das gleichschenklige Geradschubkurbelgetriebe praktisch recht häufig verwendet, und zwar zunächst deswegen, weil es mit kleiner Kurbel und Koppel einen außerordentlich langen Geradschub ausführen kann, noch dazu mit einem Geschwindigkeitsverlauf nach reiner Sinusgesetzmäßigkeit. Dann kann dieses Getriebe aber auch, wie Abb. 177 zeigt, ersetzt werden durch ein gestellfestes Hohlrad, dessen Durchmesser mit dem Hub des Geradschubes übereinstimmt, in dem ein Vollrad von halb

so großem Durchmesser rollt. Dieses kleine der beiden „Kardan“räder kann mit der Koppel unseres gleichschenkligen Geradschubkurbelgetriebes fest verbunden werden, denn beide machen genau die gleichen Bewegungen, und jeder Punkt auf dem Umfang des kleinen Kardanrades durchläuft bei Getriebebewegung eine gerade Linie durch den Mittelpunkt des großen Kardanrades, wie zum Beispiel der Gleitstein des gleichschenkligen Geradschubkurbelgetriebes in Abb. 177. Diese beiden Kar-

dankreise sind, wie schon aus ihren Bewegungseigenschaften hervorgeht, die Polbahnen für die Koppelbewegung [Gangpolbahn] gegenüber dem Steg [Rastpolbahn]. Für die Bewegung zwischen Kurbel und Schwinge sind die Polbahnen ebenfalls derartige Kardankreise, wobei der kleine Kreis zur Kurbel gehört, der große zur Schwinge [Gleitstein].

Die außerordentlich leichte Herstellungsmöglichkeit der hier vorhandenen Polbahnen, der Kardankreise, bietet natürlich den Anreiz, von diesen Polbahnen möglichst viel Gebrauch zu machen, je nachdem, wie es die jeweilige praktische Anwendung gerade notwendig macht.

Dabei kommen vor allem 3 Bewegungsaufgaben in Frage:

- a) Die Erzeugung einer geradlinigen langen Hubbewegung mit sinuidischem Geschwindigkeitsverlauf.

In Abb. 177 sind das gleichschenklige Geradschubkurbelgetriebe und das Kardanräderpaar parallel geschaltet, arbeiten also gemeinsam an der gleichen Aufgabe. Man kann also einzelne Teile aus diesem Getriebepaar entfernen, ohne die Bewegungsmöglichkeit zu beschränken.

In dem Tischantrieb einer Schnellpresse Abb. 178 ist dies mit der Geradföhrung geschehen, wenn man nicht den am kleinen Kardanrad angelenkten Drucktisch dafür ansehen will. Die Bewegungserzeugung erfolgt aber jedenfalls vom Kardanröderpaar, das vor allem über die Getriebemittellage mit der höchsten Schubgeschwindigkeit viel

besser hinwegkommt als das gleichschenklige Geradschubkurbelgetriebe, das dort gerade seine unsichere Durchschlagstellung mit Decklage von Kurbel und Koppel hat. Man kann diesen Mangel des gleichschenkligen Geradschubkurbelgetriebes allerdings durch eine Hilfsverzahnung beheben, ähnlich wie bei dem Antiparallelkurbelgetriebe in Abb. 89 und 93. Diese Hilfsverzahnung wäre dann aber auch nichts anderes als ein Stück Kardankreispaar.

Die Darstellung der Wälzhebelsteuerung in Abb. 179 läßt sofort erkennen, daß hierbei ebenfalls das Kardankreispaar zugrunde gelegen

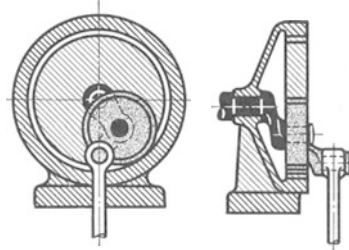


Abb. 178. Kardanräder z. B. als Tischantrieb einer Schnellpresse. Entsteht aus dem Getriebe Abb. 177 durch Weglassen der Geradföhrung und des Gleitsteines.

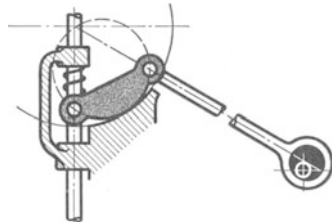


Abb. 179. Wälzhebelsteuerung. Der Wälzhebel ist ein Teil des kleinen Kardankreises, die Wälzbahn ein Teil des großen. Geradföhrung der Abb. 177 noch vorhanden, die Kurbel ist dagegen weggefallen und durch einen Exzenterantrieb ersetzt, der an einem Umfangspunkt des kleinen Kardankreises angreift. Kraftschluß (Feder)!

hat, diesmal ist aber die Kurbel weggelassen worden, und von den beiden Kardankreisen sind nur noch kleine Stücke vorhanden, der Wälzhebel (kleiner Kardankreis) und die Wälzbahn (großer Kardankreis). Der

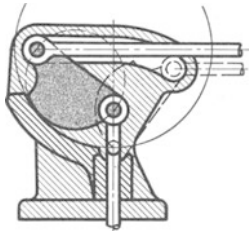


Abb. 180. Wälzhebelsteuerung (Hartmann) entsprechend Abb. 179, jedoch durch die Nutführung der Antriebsstange (waagrecht liegendes weißes Glied) formschlüssig. Dazu während der Bewegung in dem Bogen der Nutführung (rechts der Mittellinie) Stillstand der senkrecht nach unten führenden weißen Stange.

Antrieb erfolgt durch eine Exzenterstange, also durch Schubbewegung statt durch Kurbeldrehung, und die Exzenterstange greift an einem Umfangspunkt des kleinen Kardankreises an, der ja eine gerade Linie durch den Mittelpunkt des großen Kardankreises durchläuft.

Ganz ähnlich ist auch der Wälzhebel (nach W. Hartmann) in Abb. 180 aufgebaut, nur ist hier die Anlenkung der Antriebsstange in einer Nut geführt, wodurch das Getriebe formschlüssig wird, also eine Feder wie in der Anordnung der Abb. 179 entbehrt werden kann. Als Besonderheit kommt noch hinzu, daß bei Bewegung über die Mittellage hinaus, also wenn der bogenförmige Nutteil durchlaufen wird,

keine Hubbewegung in der senkrechten Geradföhrung mehr stattfindet. Die Kardanbewegung ist dann vollkommen ausgeschaltet, und der Wälzhebel dreht sich nur noch um die dann aufliegende Anlenkung der senkrechten Geradföhrung, die dadurch also Hubbewegungen mit Ruhezeiten im unteren Umkehrpunkt ausführt.

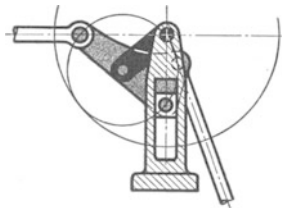


Abb. 181. Getriebe wie Abb. 179, jedoch statt der Kardankreise unter Verwendung des gleichschenkeligen Geradschubkurbelgetriebes (Kurbel, Koppel, Gleitstein, Steg mit Geradföhrung). Antreibendes und angetriebenes weißes Glied greifen an Umfangspunkten des kleinen Kardankreises an.

Auch die Getriebe in Abb. 181 und 182 stützen sich auf die Bewegungsvorgänge bei den Kardankreisen, die aber hier selbst nicht ausgebildet sind. Die Drehbewegung des Restes des kleinen Kardanrades wird dadurch erreicht, daß er als Koppel zusammen mit der hier wieder vorhandenen Kurbel und einem im Gestell geradgeführten Gleitstein ein gleichschenkeliges Geradschubkurbelgetriebe bildet, wobei aber der

Antrieb nicht durch die Kurbel erfolgt, sondern genau wie bei den vorhergehenden Getrieben (Abb. 179 und 180) durch Schubstangen, die in Umfangspunkten des kleinen Kardankreises angreifen.

### b) Die Geradföhrung eines Punktes.

Zwar finden wir schon in den Getrieben der Abb. 177—182 Punkte — Lagerungen —, die allein infolge der Getriebebewegungen geradlinige Bahnen durchlaufen, das sind aber keineswegs die einzigen Möglichkeiten, die das Kardanproblem bietet.

Abb. XVI soll nun zunächst noch etwas tiefer in die Bewegungen des Kardankreispaars einführen. Auf dem kleinen Kardanrad sind außer den Umfangspunkten  $a$  und  $b$ , die ja gerade Bahnen beschreiben, noch die Punkte  $1$ ,  $2$ ,  $3$  und  $4$  ausgebildet.  $1$  ist der Kreismittelpunkt, und der beschreibt, wie wir wissen, eine Kreisbahn, aber die Punkte  $2$ ,  $3$  und  $4$  liegen irgendwie in der Ebene des kleinen Kardanrades, und alle diese Punkte durchlaufen elliptische Bahnen, deren große und kleine Halbachsen sehr leicht zu ermitteln sind. Einmal ist es nämlich der Abstand eines solchen Punktes, vom Mittelpunkt  $1$  des kleinen Kardanrades vermehrt um den Halbmesser des kleinen Kreises, das andere Mal ist es dieser Abstand, aber vermindert um den Halbmesser des kleinen Kardankreises. Die geradlinigen Bahnen der Punkte  $a$  und  $b$  und die Kreisbahn des Punktes  $1$  sind, das erkennt man jetzt leicht, also auch nichts anderes als nur besondere Grenzformen von Ellipsen, einmal mit der kleinen Halbachse gleich Null und das andere Mal mit Ellipsenachsen gleicher Größe.

In den bisherigen Getrieben wurden nur Kreisumfangspunkte wie  $a$  und  $b$  verwendet, zusammen mit dem Kreismittelpunkt  $1$  oder mit den Kreisumfängen selbst, niemals aber war ein anderer ellipsenläufiger Punkt an der Bewegungserzeugung beteiligt gewesen.

Wir können aber auch die elliptischen Bahnen, oder wenigstens so bequeme Stücke daraus verwenden, wie es die Scheitelkrümmungskreise sind (Abb. 94).

In Abb. XVII sind einige Möglichkeiten dargestellt. Dabei ist in allen Getrieben die Geradföhrung des Punktes  $a$  (auf dem Umfang des kleinen Kardankreises) beibehalten worden, dagegen ist die Kurbel des Getriebes  $A$  in den Getrieben  $B$ ,  $C$  und  $D$  durch Lenker ersetzt, die Scheitelkrümmungskreise der Ellipsen der Abb. XVI beschreiben. In Getriebe  $B$  ist es die von Punkt  $2$  beschriebene Ellipse, in Getriebe  $C$  die von Punkt  $4$  und schließlich in Getriebe  $D$  die des Punktes  $3$ . Das Getriebe  $B$  ist ein Geradschubkurbelgetriebe, die Getriebe  $C$  und  $D$  sind schwingende Geradschubschleifkurbelgetriebe. In all diesen Getrieben wird der Punkt  $b$  (auf dem Umfang des kleinen Kardankreises) geradegeföhrt, solange von den neueingeföhrtten Lenkern die zugehörigen Ellipsenbahnstücke beschrieben werden.

Aber das geschieht nicht nur mit dem hier an sich ganz beliebig herausgegriffenem Punkt  $b$ , sondern mit allen Umfangspunkten des kleinen Kardankreises. Alle diese Punkte durchlaufen mehr oder weniger lange, aber genau geradlinige Bahnen, die nach dem Mittelpunkt des großen Kardankreises hinzielen, also nach dem Schnittpunkt der Geradföhungsrichtungen der Punkte  $a$  und  $b$ .

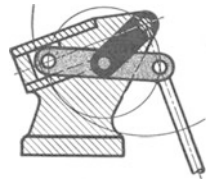


Abb. 182. Gleichschenkeliges Geradschubkurbelgetriebe wie Abb. 181. Der Gleitstein dient dabei jedoch nicht nur zur Föhrtung, sondern ist als angetriebenes Glied verwendet entsprechend Abb. 179 und 180.

Die eben besprochenen Getriebe sind im Beginn der Getriebewissenschaften sehr beliebt gewesen und haben als „Ellipsenlenker“ zur Geradföhrung Verwendung gefunden für den Schreibstift an Indikatoren, ja selbst als Geradföhrungen bei Kraftmaschinen und Pumpen. Ihre Bedeutung ist aber heute besonders groß für die praktische Anwendung von Koppelkurven. Vervollständigt man nämlich die Bahnen der

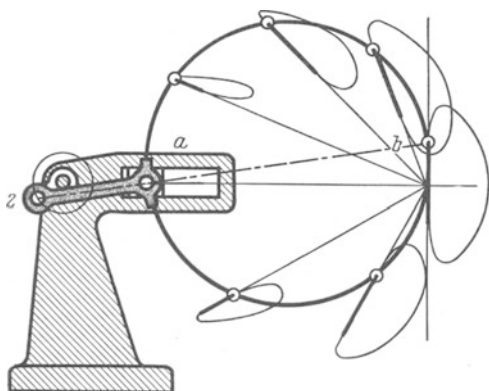


Abb. 183. Geradschubkurbelgetriebe *B* der Abb. XVII. Der kleine Kardankreis ist der geometrische Ort aller der Koppelpunkte, die Koppelkurven mit geradlinigen Bahnstücken beschreiben. Die geradlinigen Kurvenstücke zeigen auf den Mittelpunkt des großen Kardankreises.

Punkte *b*, so erhält man Koppelkurven (bei *C* und *D* Kurbelkurven) mit längeren geradlinigen Bahnstücken (Abb. 183), die unter anderem für die Ableitung von Ruhepausen bei hin- und hergehender Bewegung gut zu verwenden sind, etwa in ähnlicher Weise, wie in Abb. 113, 114, 118 und 124. Sägt einem aber die Koppelkurve des Punktes *b* nicht zu, so kann man auf dem kleinen Kardankreis irgendeinen anderen Punkt wählen, der im

übrigen vielleicht eine bessere Kurvenform beschreibt (vgl. Aufzeichnen von Koppelkurven mit lichtempfindlichem Papier. Abschnitt 10, S. 49).

Ersetzt man in derselben Weise die Geradföhrung des Punktes *a* durch einen Ellipsenkrümmungskreis und den entsprechenden Lenker, so erhält man Gelenkvierecke und auch hier in ganz gleicher Weise auf dem Umfang des kleinen Kardankreises all die Koppelpunkte, deren Bahnen geradlinige Stücke aufweisen. Also auch in diesem Falle besteht die Möglichkeit, leicht eine Auswahl des bestgeeigneten zu treffen.

c) Die Übersetzung 1:2 von Drehbewegung auch ohne Zahnräder.

Die beiden Kardankreise lassen sofort erkennen, daß sich zum Beispiel die Koppel in Abb. 177 zweimal umdrehen muß, bis sie wieder an die Ausgangsstellung zurückkehrt, also während eines Bewegungsspiels. Bilden wir nun die Kurbel als Getriebegestell aus, wie in Abb. 184 und 185, so drehen sich auch beide Kardankreise in gestellfester Lagerung. Eine Umdrehung des großen Kardanrades ergibt zwei des kleinen. Hier ist es nun vorteilhaft, die Zahnräder mit ihrem Spiel durch die gleichschenklige Geradschubkurbelschleife (Abb. XIII, Reihe 2, Getriebe II [III]) zu ersetzen, und zwar wählt man entweder doppelte Anordnung,



wie in Abb. 184, oder dreifache, wie in Abb. 185, wo übrigens die Gleitsteine als Rollen ausgebildet sind (höhere Elementenpaare) vgl. Abschnitt 2 S. 3).

Eine weitere Anwendung dieser Übersetzungsmöglichkeit werden wir noch in Abschnitt 24 kennenlernen.

Gehen wir noch einmal auf Abb. 177 zurück, entfernen dort aber die Geradföhrung mit dem Gleitstein, wie in Abb. 178, und lassen wir dann das kleine Rad immer größer werden, wobei natürlich die Kurbel entsprechend kürzer auszubilden ist, so kommen wir schließlich auf ein Getriebe wie in Abb. 186. Hier macht

das kleine Rad während einer Kurbeldrehung nur einen Bruchteil einer Drehung, der sich ohne weiteres aus den Zähnezahlen der beiden Räder errechnen läßt. Dabei wird, immer noch wie in Abb. 177, der Mittelpunkt des kleinen Rades auf dem hier allerdings sehr kleinen Kurbelkreis geführt. Wir können die Bewegung dieses Rades aber trotzdem auf eine festgelagerte Welle übertragen, wenn wir eine Kupplung der Abb. XI verwenden. In Abb. 186 ist es die Form *E* der Abb. XI, wobei aber die Zapfen des festgelagerten Rades noch Rollen tragen. Man hätte statt der Rollen natürlich auch Exzenterwählen können, die die Bohrungen des kleinen der beiden Zahnräder ausfüllen (Zapfenerweiterung), oder sonst ein entsprechendes Mittel.

In Abb. 187 ist das gleiche Getriebe dargestellt (Wälzgetriebe der Siemens-Schuckert-Werke), nur ist eine andere Art der Verzahnung zwischen dem großen und dem kleinen kardanähnlichen Rad gewählt, eine Art Triebstockverzahnung, die ein vollständiges Abrollen und damit

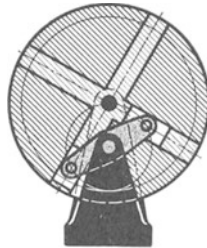


Abb. 184. Doppelte Anordnung der gleichschenkeligen Geradschubkurbelschleife ergibt, wie die eingezeichneten Kardankreise erkennen lassen, eine Übersetzung der Drehung 1:2.

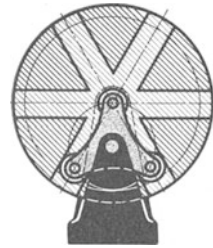


Abb. 185. Dreifache Anordnung der gleichschenkeligen Geradschubkurbelschleife. Statt der Gleitsteine sind Führungsrollen verwendet. Höhere Elementenpaare! Übersetzung der Drehbewegung 1:2.

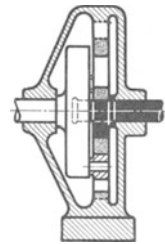
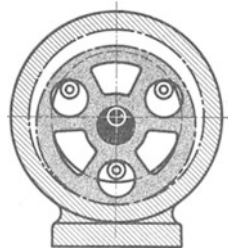


Abb. 186. Kardanähnliches Rädergetriebe für große Übersetzung. Gegenüber den Abb. 177 und 178 ist das kleine Rad (Koppel) größer geworden, die Kurbel (Kurbelzapfen-erweiterung) entsprechend kleiner. Dadurch macht das kleine Rad während einer Kurbeldrehung nur einen Bruchteil einer Drehung, wobei der Mittelpunkt dieses Rades allerdings auf dem Kurbelkreis geführt wird. Die Übertragung der Drehbewegung des Koppelrades auf die weiße Welle kann mit einer Kupplung der Abb. XI erfolgen, hier ist die Form *E* gewählt.

sehr leichten Gang gestattet. (Das Getriebe wird als Vorgelege in Elektromotoren eingebaut.)

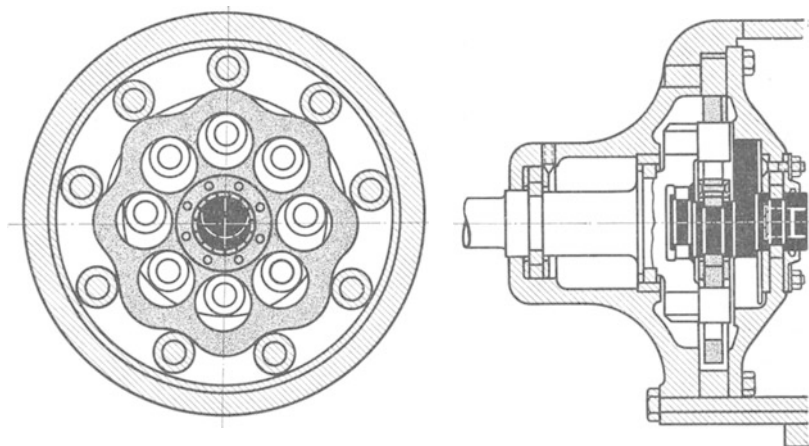


Abb. 187. Kardanähnliches Rädergetriebe (S. S. W.-Wälzgetriebe) genau entsprechend dem Getriebe der Abb. 186, nur ist hier eine Triebstockverzahnung gewählt. Triebstöcke mit Rollen im Gestellglied (Schraffur), entsprechende wellenförmige Verzahnung im Koppelrad (grau). Kurbelwelle mit Gegengewicht (Seitenansicht) lagert außen in der weißen langsamlaufenden Welle. Gestellausbildung zum Anflanschen an einen Elektromotor. Kupplung zwischen „Grau“ und „Weiß“ entsprechend Abb. XI E.

### 23. Die zweite Geradfürung in der Viergelenkkette.

In Abb. XVIII ist zuerst die Reihe *C* der Abb. XIV wiederholt, und genau wie in Abb. XV soll jetzt auch noch das Gelenk 3 zu einer Geradfürung entwickelt werden, sodaß dann die beiden hin- und herschwingenden, also nicht voll umlaufenden Drehkörperpaare 3 und 4 zugleich in Form von Geradfürungen erscheinen. Man könnte hierbei natürlich auch von den Getrieben der Reihe *C* in Abb. XV ausgehen und dann das Gelenk 4 zur Geradfürung umbilden, man kommt dabei aber zu denselben Ergebnissen.

In der Reihe *E* der Abb. XVIII ist das Drehkörperpaar 3 als Bogenführung ausgebildet, so wie es in Abb. I ausführlich entwickelt worden war und wie es in der Reihe *B* der Abb. XV schon einmal geschehen ist, und wir erinnern uns, daß dadurch trotz der veränderten Formen in den Getriebebewegungen nichts geändert ist.

In der Reihe *F* ist die neue Bogenführung grün-gelb zur Geradfürung geworden, sodaß die gelbe Schwinge statt zweier Drehkörper, wie bei der Ausgangsform (Reihe *A* der Abb. XIV und XV), nunmehr zwei Geradführungsgleitbahnen besitzt. (Es ist dabei natürlich gleichgültig, ob diese Gleitbahnen als Voll- oder als Hohlkörper ausgebildet werden.)

Die neue Gleitbahn ändert wieder die Bewegungsgesetze, und zwar so weit, daß bei all den Getrieben der Reihen *F* und *G* etwa eingeleitete gleichförmige Drehbewegung in ganz reine Sinusschwingungen umgeformt wird, ganz gleichgültig also, ob die beiden Geradföhungsgleitbahnen in der gelben Schwinge in einem spitzen Winkel zueinander stehen, wie in Reihe *F*, oder in einem rechten, wie in Reihe *G*, und ganz gleichgültig auch, ob die Mittellinie der Geradföhung *4* (blau-gelb) durch das Gelenk *I* (blau-rot) geht, oder nicht, ob wir es also mit zentrischen oder geschränkten Getrieben zu tun haben. Immer erhalten wir also mit diesen Getrieben reine Sinusschwingungen ohne jegliche Überlagerung.

Aus den pendelnden Geradschubkurbelgetrieben *III* der Reihen *C* und *D* in Abb. XIV mit ihren scheinbar neuen Bewegungsäußerungen und ebenso aus den Geradschubkurbelschwingen *I* der Reihen *C* und *D* in Abb. XV ist das Scharkreuzkurbelgetriebe geworden, genau so, wie aus den normalen Geradschubkurbelgetrieben *I* der Reihen *C* und *D* in Abb. XIV und *III* der Reihen *C* und *D* in Abb. XV, und bei senkrechter Lage der Geradföhungsgleitbahnen im gelben Glied zueinander das Kreuzkurbelgetriebe.

Die Getriebe unter *II* sind das umlaufende Scharkreuzschleifengetriebe und das umlaufende Kreuzschleifengetriebe, die unter *IV* das schwingende Scharkreuzschleifengetriebe und das schwingende Kreuzschleifengetriebe. Das letztere wird auch als Ellipsenzirkel benutzt (Abb. XVIII *G IV*).

Da die Lage der Geradföhungsgleitbahnen in der gelben Schwinge ohne Wirkung auf die Bewegungseigenschaften dieser Kreuzkurbel- und Kreuzschleifengetriebe ist, sprechen bei der praktischen Anwendung vor allem die Betriebseigenschaften mit, und da ist es empfehlenswert, die Scharkreuzkurbel- bzw. -schleifengetriebe möglichst zu vermeiden, da bei diesen unangenehme Seitendrücker auf die Gleitbahnen auftreten, die bei rechtwinkliger gegenseitiger Lage der Gleitbahnen vermieden werden.

Bei all diesen Kreuzkurbel- und Kreuzschleifengetrieben ist nur noch die Länge der roten Kurbel veränderlich, wodurch nur die Länge der Schubbewegung vergrößert oder verkleinert werden kann, die Getriebe aber im übrigen in ihrem Aufbau und in den Bewegungsverhältnissen unbeeinflusst bleiben.

## 24. Praktische Anwendungen der Getriebe mit zwei Geradföhungen.

Trotz der reinen Sinusbewegungsschwingungen werden die Kreuzkurbel- und Kreuzschleifengetriebe viel seltener angewendet als die Getriebe der Geradschubkurbelkette oder gar die des Gelenkvier-

eckes. Man nimmt eben häufig lieber eine kleine Bewegungsverzerrung in Kauf, wenn man damit eine oder zwei Geradföhungen durch regelrechte Gelenke ersetzen kann. So finden wir meist die Getriebe mit zwei Geradföhungen da, wo gerade einmal besonderer Wert auf einfache Bewegungsgesetze gelegt wird, oder wo damit besonders günstige bauliche Verhältnisse zu erreichen sind, wie zum Beispiel schon in der sehr gedrängten Ausbildung der doppelt wirkenden Kolbenpumpe in Abb.188. Dabei ist statt des Gleitsteines ein Kugellager eingebaut, dessen äußerer Laufring

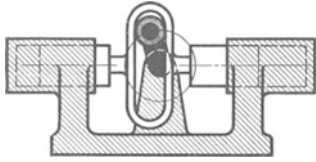


Abb. 188. Doppelt wirkende Holderpumpe. Kreuzkurbelgetriebe. Statt des Gleitsteines (Koppel) ist ein Kugellager (grau) verwendet.

in der Geradföhung auf- und abrollt. (Höheres Elementenpaar.) Die Pumpe der Abb. 189 ist noch dichter zusammengebaut, wobei besonders die Form der Schwinge (Kolben) und des Gestelles in der Mitte beachtenswert ist. Hier hat übrigens der Gleitstein eine sehr sorgfältige großflächige Ausbildung erfahren.

in der Geradföhung auf- und abrollt. (Höheres Elementenpaar.)

Die Pumpe der Abb. 189 ist noch dichter zusammengebaut, wobei

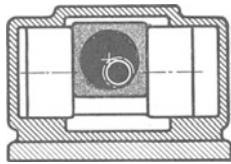


Abb. 189. Doppelt wirkende Knorr-Pumpe. Kreuzkurbelgetriebe. Kurbelzapfenverweiterung. Gedrängte Bauart.

besonders die Form der Schwinge (Kolben) und des Gestelles in der Mitte beachtenswert ist. Hier hat übrigens der Gleitstein eine sehr sorgfältige großflächige Ausbildung erfahren.

In den Pumpen der nächsten Abb.190, 191 und 192, 193 ist sogar noch die senkrechte Schubbewegung des Gleitsteines als Pumpbewegung ausgenutzt, so daß wir hier sogar eine vierfach wirkende Pumpe kennenlernen. Die Kurbel ist, wie schon die in Abb. 189 durch Zapfenverweiterung

zum Exzenter geworden, der hier aber noch in einer besonderen Weise ausgeschnitten ist, sodaß er die Steuerung der Saug- und Druck-

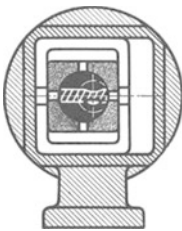


Abb. 190.

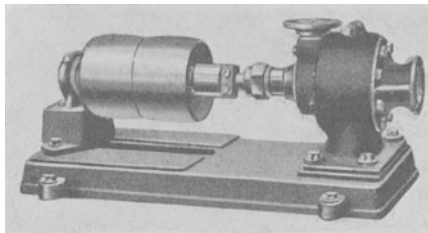


Abb. 191.

Abb. 190 und 191. Vierfach wirkende Pumpe (Quadruplex). Kreuzkurbelgetriebe. Auch die Bewegung der Koppel (grau) gegen die Schwinge (weiß) ist zum Pumpen ausgenutzt. Kurbelwelle als Flüssigkeitsrohr. Kurbelzapfenverweiterung zur Flüssigkeitssteuerung ausgebildet.

flüssigkeit übernimmt, die in der hohlen Kurbelwelle zu- bzw. abgeleitet wird. In Abb. 190, 191 ist der Steg, also hier das Pumpengehäuse, als Gestell ausgebildet, während der Antrieb durch die Kurbelwelle erfolgt, in Abb. 192, 193 ist es gerade umgekehrt, die Exzenterwelle mit der Zu- und Ableitung der Pumpflüssigkeit steht fest und das Pumpengehäuse (Steg)

ist als Riemenscheibe ausgebildet und wird angetrieben. Die Pumpe läuft also in diesem Falle als umlaufendes Kreuzschleifengetriebe.

Auch dem Getriebe in Abb. 194 liegt ein umlaufendes Kreuzschleifengetriebe zugrunde, bei dem die umlaufende Schwinge (weiß) eine Hohl-



Abb. 192.

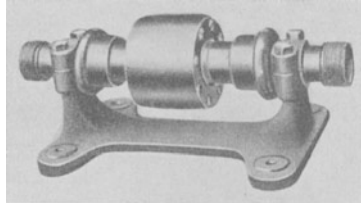


Abb. 193.

Abb. 192 und 193. Vierfach wirkende Pumpe (Quadruplex). Gleiche Bauart wie in Abb. 190, 191, nur ist die Kurbelwelle (schwarz) gestellfest und angetrieben wird das Gehäuse (Schraffur). Umlaufendes Kreuzschleifengetriebe. Die Pumpe ist zugleich Riemenscheibe.

und eine Vollgleitbahn enthält. Die Koppel ist zu einem drehbar gelagerten Gleitstein geworden, der Steg zu einer drehbaren Gleitbahn, die angetrieben wird. Von diesem Getriebe wird die Bewegung über einen, auf der umlaufenden weißen Schwinge angebrachten schwarzen Gleitstein mit weißer Kreuzschraffur auf einen weißen Schlitten mit schwarzer Kreuzschraffur übertragen, der infolge der schwankenden Entfernung des weiß kreuzschraffierten Gleitsteines von dem Drehpunkt des einfach schraffierten Steges einen außerordentlich gleichförmigen Arbeitshub bei beschleunigtem Rücklauf ausführt, wenn die unter Abb. 194 angegebenen Längenverhältnisse eingehalten werden.

In Abb. 195 ist die Geradfürung grau-weiß wieder durch ein Drehkörperpaar ersetzt. Wie schon in Abb. 164 hat auch hier eine Zapfenerweiterung im Gelenk schwarz-Schraffur stattgefunden. Der Antrieb erfolgt wieder vom

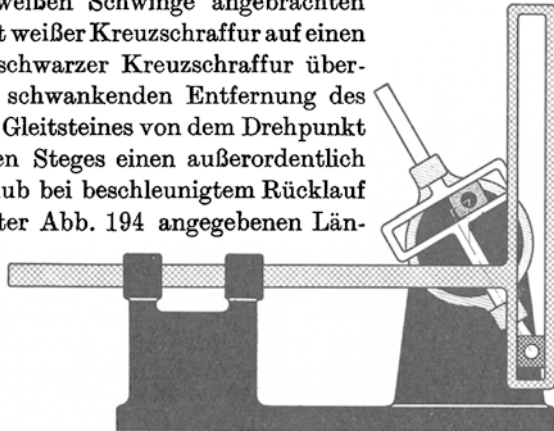


Abb. 194. Getriebe zum Erzeugen eines Arbeitshubes mit gleichförmiger Geschwindigkeit mit Hilfe eines umlaufenden Kreuzschleifengetriebes.

Abmessungen: Kurbellänge (Entfernung der beiden Lager im schwarzen Gestell) =  $0,33575 a$ , Schwinge (weißes Glied) Entfernung des Zapfens für den schwarzen Stein mit weißer Kreuzschraffur von der Mittellinie der weißen Kulisse =  $1,33575 a$ ,  $a$  = Maßstabkonstante. Bei  $40^\circ$  Kurbeldrehung, also etwa  $25\%$  des Hubes Abweichung von der gleichförmigen Hubgeschwindigkeit kleiner als  $1\%$ . Die größte Rücklaufgeschwindigkeit beträgt das 1,7fache der im Arbeitshub. (Vgl. Abb. 89, 95 und 96.)

schraffierten Steg mit entsprechend wechselnder Entfernung des weiß kreuzschraffierten Steines gegenüber dem Gelenk schwarz-Schraffur wie eben. Nur erreicht man hier durch die kurze Koppel (grau) noch eine Geschwindigkeitsüberlagerung mehr, die eine noch größere Gleichförmigkeit des Arbeitshubes bewirkt.

Die beiden Getriebe 194 und 195 kommen vor allem dann in Frage, wenn in einer Bearbeitungsmaschine mit gleichförmig durchlaufendem Werkstück Arbeitsvorgänge längerer Dauer stattfinden sollen, wie Stanzen, Pressen, Schneiden und ähnliches. Man muß dann die Werkzeuge während des Arbeitsvorganges mit dem Werkstück mitlaufen lassen, natürlich mit der gleichen Geschwindigkeit, und dazu baut man sie etwa auf den weißen Schlitten mit schwarzer Kreuzschraffur der Getriebe 194 und 195, der natürlich dann entsprechend geformt sein muß. Nach jedem Arbeitsgang kehren die Werkzeuge dann an die neue Arbeitsstelle zurück<sup>1</sup>.

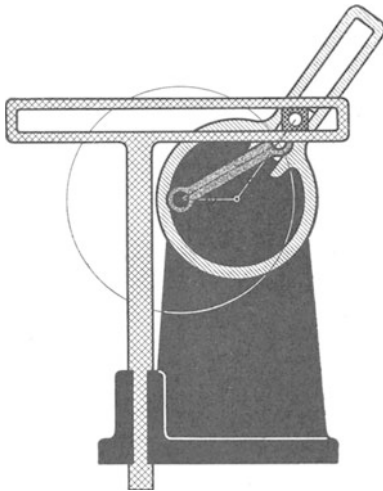


Abb. 195. Getriebe zur Erzeugung eines Arbeitshubes mit gleichförmiger Geschwindigkeit mit Hilfe einer umlaufenden Geradschubkurbelschleife.

Abmessungen: Verhältnis Kurbel zu Koppel = 1:2, Kurbellänge (Entfernung der beiden Lager im schwarzen Gestell) = 0,66699 a, Länge des weißen Gleitsteines (Entfernung des Koppellagers (grau-weiß) vom Lager des schwarzen Steines mit Kreuzschraffur) = 0,3330 a. Bei 90° Kurbeldrehung, also etwa 48% des Hubes Abweichung von der gleichförmigen Hubgeschwindigkeit kleiner als 1%. Die größte Rücklaufgeschwindigkeit beträgt das 2,3 fache der im Arbeitshub. (Vgl. Abb. 89, 95 und 96.)

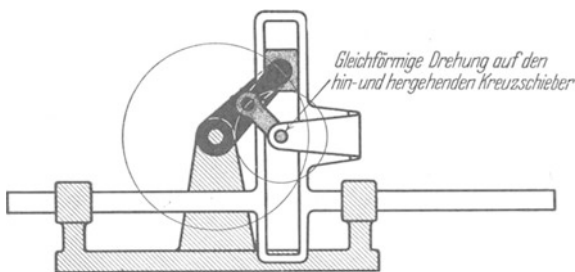


Abb. 196. Kreuzkurbelgetriebe mit aufgelagertem gleichschenkeligen Geradschubkurbelgetriebe zur Übertragung der Kurbeldrehung auf den hin- und hergehenden Kreuzschieber (weiß), Kurbel (schwarz) gemeinsam. Vgl. Abb. 177.

Kreuzkurbelgetriebes, auch schwarz dargestellt, die im weißen Kreuzschieber gelagerte Kurbel des gleichschenkeligen Geradschubkurbelgetriebes wurde gerastert.

Das gleichschenklige Geradschubkurbelgetriebe (Abschnitt 22) hatte ja bereits ganz reine Sinusschubgeschwindigkeiten, genau so, wie jetzt das Kreuzkurbelgetriebe, sodaß wir beide nebeneinander-(parallel-) arbeitend anordnen können. Dies ist in Abb. 196 geschehen, und zwar so, daß die Kurbel des Kreuzkurbelgetriebes fest verbunden ist mit der Koppel des gleichschenkeligen Geradschubkurbelgetriebes<sup>2</sup>, dessen Kurbel auf dem Kreuzschieber (Schwinge) des Kreuzkurbelgetriebes gelagert ist. Durch diese Vereinigung der beiden Getriebe ist es also möglich, auf den hin- und hergehenden Kreuz-

<sup>1</sup> R a u h : Diss. s. Anm. S. 68.

<sup>2</sup> Die Koppel ist hier, als Stück der Kurbel des

schieber gleichförmige Drehbewegung zu leiten, die zum Antrieb zur Verfügung steht, wenn auf dem Kreuzschieber irgendwelche weiteren Getriebe angeordnet werden sollen.

## 25. Die dritte Geradföhrung in der Viergelenkkette.

### Die Entstehung der Keilkette.

Die dritte Geradföhrung in der Viergelenkkette kann nur entwickelt werden, wenn auf die vollständige Umdrehung der roten Kurbel verzichtet wird, wie sie noch bei der Reihe *F* der Abb. XVIII und XIX vorhanden ist, wenn man sich also mit einer Schwingbewegung der roten Kurbel über ein kleines Drehwinkelbereich begnügt. Dann kann man, wie in Reihe *H* der Abb. XIX eines der noch übrigen Drehkörperpaare, etwa rot-grün, durch eine Bogenföhrung ersetzen. Abgesehen von der äußeren Form und der nur noch beschränkten Bewegungsmöglichkeit der zum Gleitstein gewordenen roten Kurbel hat sich, wie wir wissen, bei den Getrieben der Reihe *H* nichts geändert gegenüber den Getrieben der Reihe *F*.

Läßt man den Halbmesser dieser neuen Bogenföhrung in der bekannten Weise unendlich lang werden, macht man also aus der Bogenföhrung rot-grün eine Geradföhrung, so zeigt sich, daß das einzige, noch vorhandene Drehkörperpaar keine Bewegungsmöglichkeit mehr hat (Reihe *J*). In keiner der möglichen Stellungen der Glieder dieser Kette verändert der rote Überrest der Kurbel seine Lage auch nur um wenige Minuten eines Winkels gegen das blaue Glied, den Steg.

Das Gelenk blau-rot ist praktisch starr, die beiden Glieder, die es verbindet, können zu einem einzigen verwachsen, ohne daß die Bewegungsmöglichkeiten dieser Viergelenkkette mit drei Geradföhrungen irgendwie eingeschränkt werden.

Damit ist aus der Viergelenkkette die — scheinbar dreigliedrige — Keilkette mit rein linearer Gesetzmäßigkeit der Bewegungen geworden, bei der jedes Glied zwei gegeneinander in irgendeinem Winkel liegende Geradföhrungsgleitbahnen als Voll- oder Hohlform besitzt. Bei der Keilkette in dieser Form ist es daher gleichgültig, welches der einzelnen Glieder man als Gestell ausbildet, immer erhält man das Keilschubgetriebe.

Im Gegensatz zu der Viergelenkkette, die an die Ebene und an die Kugelfläche gebunden ist, ist die Keilkette und ihre Getriebe auch auf Zylinderflächen auch gewölbter Oberfläche (Globoide) möglich, und daher ist sie der Ausgangspunkt einer überaus großen Zahl weiterer Getriebe und Getriebeformen, die wir im zweiten Band dieses Werkes kennenlernen werden.

## Sachverzeichnis.

- Allgemeine Bewegung 17.  
Antiparalleldoppelkurbelgetriebe 70.  
Antiparallelkurbelgetriebe 32, 65, 68,  
106, 125.  
Arm 47.  
Augenblicksdrehung 18, 67.  
Augenblickspol s. Pol.  
Bein 38.  
Beschleunigung 15, 20.  
Bewegungsübersetzung 107.  
Bindemäher 121.  
Blechscherer 107.  
Blechzange 107.  
Bogenführung (bogenläufiges Prismen-  
paar) 7, 8, 88, 90, 103, 108, 110,  
119, 135.  
Bogenschubkurbelgetriebe 13, 18, 21,  
31, 34, 49, 63, 106, 108, 111.  
— Konstruktion des 34.  
— durchschlagendes 59, 89.  
— geschränktes 91.  
— gleichschenkliges 104.  
— pendelndes 108, 109.  
Bogenschubkurbelschleife 111.  
— schwingende 110.  
— umlaufende 109.  
Bogenschubkurbelschwinge 110, 111.  
Bogenschubschleifkurbel.  
— schwingende 111.  
— umlaufende 111.  
Bohrer 117.  
Brettstapelförderer 65.  
Bruchsicherung 114.  
Doppelkurbelgetriebe, durchschlagendes  
69.  
— schwingendes 13, 69, 71, 106, 109.  
— umlaufendes 6, 13, 69, 77, 106, 109.  
Doppelte Lagerung 6.  
Drahtseilführung 123.  
Drahtzange 107.  
Drehbank 117.  
Drehbewegung auf hin- und hergehendes  
Glied 63, 134.  
Drehfähig 11, 14.  
Drehkörper, Drehkörperpaar 3, 5.  
Drehung, reine 17, 19.  
Dynamisches Gleichgewicht 116.  
Ebene 135.  
Ebenenpaar 3.  
Einfluß der Kurbellänge 26, 34, 55, 91,  
93, 131.  
— der Koppellänge 29, 34, 104, 123.  
— der Schwingenlänge 27, 34, 52, 85,  
105, 109, 112.  
— der Steglänge (Schränkung) 10, 26,  
28, 30, 32, 34, 53, 91, 94, 109.  
Eisenbahnführung 117.  
Elektrokarren 39.  
Element, Elementenpaar 1, 3, 5.  
— niedere 3, 79.  
— höhere 3, 101, 102, 129, 132.  
Ellbogengelenk 48.  
Ellipse 127.  
Ellipsenlenker 128.  
Ellipsenräder 65, 68.  
Ellipsenzirkel 131.  
Energieverbrauch 42.  
Exzenter s. Zapfenerweiterung.  
Exzenterpresse 82, 113.  
Fahrrad 37, 41, 45.  
Farbenbezeichnung 10.  
Faßreinigungsmaschine 65, 115.  
Finger 39.  
Flachdruckpresse 107, 117, 125.  
Flächenberührung 4.  
Fliegende Lagerung 5.  
Flügelmechanik 49.  
Flugzeug 2.  
Fördervorrichtung 64, 65, 115.  
Formschluß, formschlüssig 117.  
Frästisch, — Pendel- 66.  
Fuß 37.  
Gabel-Heuwender 58, 78.  
Gang-Polbahn 68, 85, 125.  
Gasbrennersteuerung 65.  
Gaslichtpapier 50.  
Gelenkviereck s. Viergelenkkette.



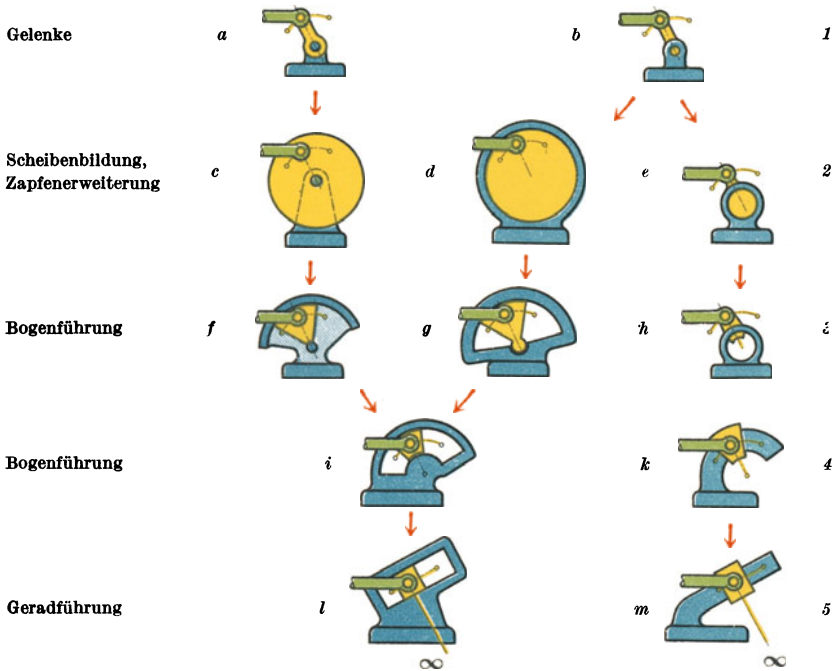
- Geradführung, Prismenpaar 3, 7.  
 — erste der Viergelenkkette 107.  
 — zweite der Viergelenkkette 130.  
 — dritte der Viergelenkkette 135.  
 — eines Punktes (Kardenproblem) 126.  
 Geradlinige Hubbewegung 125.  
 Geradschubkurbelgetriebe 2, 20, 22,  
 30, 64, 71, 109, 111, 113, 131.  
 — gleichschenkliges 107, 123, 126, 134.  
 — pendelndes 109, 119, 131.  
 Geradschubkurbelschleife, gleich-  
 schenklige 124, 128.  
 — schwingende 110, 115.  
 — umlaufende 109.  
 Geradschubkurbelschwinge 111, 122,  
 131.  
 Geradschubschleifkurbel, gleich-  
 schenklige 124.  
 — schwingende 111.  
 — umlaufende 111.  
 Geschwindigkeit 15, 83, 111, 131, 135.  
 Geschwindigkeitsaufbau 25.  
 Gestaltende Paarung 116.  
 Gestell 12.  
 Getriebe (Mechanismus) 1, 12.  
 — Formen 2.  
 — Grundformen 1.  
 Gleichförmiger Arbeitshub 68, 71, 133,  
 134.  
 Gleichgliedriges Gelenkviereck siehe  
 Viergelenkkette.  
 Gleichschenkliges Gelenkviereck siehe  
 Viergelenkkette.  
 Glieder 1.  
 — menschliche 36.  
 Grasmähmaschine 37, 43.  
 Größenverhältnisse 10, 12.  
 — beim Menschen 38.  
 Hackmaschine 37.  
 Hand 37.  
 Handgelenk 48.  
 Hartmann 126.  
 Hebel 47.  
 Heusinger-Lokomotiv-Steuerung 8.  
 Heuwender 58, 78, 101.  
 Hilfsverzahnung 67, 68, 125.  
 Hobelmaschine 117.  
 Horizontal-Säge 116.  
 — -Schmiedepresse 114.  
 Hubwagen 65.  
 Hüftgelenk 37, 42.  
 Hundhausen V, 10, 102.  
 Hyperbel 68.  
 Ibrapumpe 119.  
 Indikator 128.  
 Kalorienverbrauch 42.  
 Kardan, Kardanproblem 123, 124, 128.  
 Kardanräder s. Kardan.  
 Kartoffelroder 101, 119.  
 Keilkette 135.  
 Keilnutenfräsmaschine 115.  
 Keilschubgetriebe 135.  
 Kette, kinematische 9, 12.  
 — geschlossene 9.  
 — offene 9.  
 Kettenförderer 117.  
 Kettentrieb 61, 64.  
 Kinematische Kette s. Kette.  
 Klaviermechanik 49.  
 Kleindrehbank 40.  
 Kleinhobelmaschinen 113, 117, 122.  
 Klemme 107.  
 Knetmaschine s. Teigknetmaschine.  
 Kniegelenk 37, 40.  
 Kniehebelwirkung 115.  
 Kolbenpumpe 132.  
 Konen, Wilh., V, 56, 93, 99.  
 Koppel 10, 18.  
 Koppelkurven 49, 58, 115, 121, 128.  
 — abgeleitete Arbeitsbewegung. Hub-  
 bewegung mit einem Stillstand 79.  
 — — mit zwei Stillständen 86.  
 — — mit einem kurzen und einem  
 langen Stillstand 87.  
 — — mit zwei längeren Stillständen 89.  
 — Anwendungsmöglichkeiten 78.  
 — Aufzeichnen v. K. 49, 55, 56, 128.  
 — Ermittlung v. Koppelpunkten für  
 zwei lange Stillstände 92.  
 — Formen der K. 51.  
 — Geometrischer Ort der Koppel-  
 punkte für 2 lange Stillstände 93.  
 — Geradlinige Koppelkurvenstücke 79,  
 80, 88, 128.  
 — mit Stücken gleicher Krümmung 79,  
 80, 88, 89.  
 — Natürliche Stillstände in K. 84.  
 — Polbahnen und Krümmung der K. 82.  
 — Schaltwerk, von K. gesteuert 99.  
 — Teilbewegung 78.  
 Korkenzieher 107, 117.  
 Kraftmaschine 113, 128.

Kraftschluß, kraftschlüssig 117.  
 Kraftwagen 42, 47, 117.  
 Kraftübersetzung 107.  
 Kreuzkurbelgetriebe 20, 26, 71, 131, 132, 134.  
 Kreuzschleifengetriebe, schwingendes 131.  
 — umlaufendes 131, 133.  
 Kuchenwalzgerät 116.  
 Kugelfläche 135.  
 Kugellager 5, 132.  
 Kugelpaar 3.  
 Kupplung 101, 102.  
 Kurbel 3, 10, 36, 43.  
 Kurbelkurven 71, 78.  
 Kurbelschleife s. Bogenschulkurbelschleife bzw. Geradschubkurbelschleife.  
 Kurbelschwinge s. Bogenschubkurbel bzw. Geradschubkurbelschwinge.  
 Kurbeltrieb 1.  
 Kurventrieb 1, 78.  
 Kutschersitz 45.  
 Lager, Lagerung 5.  
 Lampenhalter 106.  
 Langen, Karl, V, 49, 85.  
 Längenverhältnis s. Größenverhältnis.  
 Leege-Bindemäher 121.  
 Lehne 46.  
 Leimwalze 79.  
 Lichtempfindliches Papier. Aufsuchen von Koppelkurven mit 49, 128.  
 Linienberührung 4.  
 Lokomotive 62.  
 — elektrische 63.  
 Mähmaschine s. Grasmähmaschine.  
 Martinpumpe 118.  
 Mechanismus s. Getriebe.  
 Mehrspindelbohrmaschine 63.  
 Mensch 38.  
 Mollier 49, 38.  
 Momentandrehung s. Augenblicksdrehung.  
 Momentanpol s. Pol.  
 Muskel 40.  
 Nähmaschine 37, 39.  
 Nietmaschine 115.  
 Nürnberger Schere 107.  
 Oberschenkel 37.  
 Ofenschiebetür 118.  
 Orgel 42.

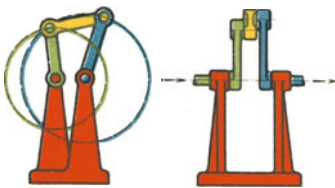
Paarung, gestaltende 116.  
 Paralleldoppelkurbelgetriebe 69, 100.  
 Parallelkurbelgetriebe 27, 32, 61, 107.  
 — gleichgliedriges 106.  
 Parallelkurbeliges Gelenkviereck 11.  
 Patentwesen 9.  
 Pedal 36.  
 Pendelfrästisch 65.  
 Pendelndes Bogenschubkurbelgetriebe s. Bogenschubkurbelgetriebe.  
 — Geradschubkurbelgetriebe s. Geradschubkurbelgetriebe.  
 Plandruckmaschine s. Flachdruckmaschine.  
 Plansichter 116.  
 Pol, Augenblickspol 19, 66.  
 Polbahnen 67, 68, 82, 84, 125.  
 Presse 79, 113.  
 Prismenpaar s. Geradföhrung.  
 Pumpe 118, 128, 132.  
 Punktberöhrung 4.  
 Rädertrieb 1.  
 Rastpolbahn 67, 84, 87, 125.  
 Rennhaken 40.  
 Reuleaux V, 1, 2, 3, 84.  
 Rientrieb 61, 64.  
 Rolle 4, 102, 129, 130, 132.  
 Rollenlager 5.  
 Rollentrieb 1.  
 Säge s. Horizontalsäge.  
 Sattel 36, 41.  
 Schaltwerk 86, 99, 118.  
 Scharkreuzkurbelgetriebe 131.  
 Scharkreuzschleifengetriebe, schwingendes 131.  
 — umlaufendes 131.  
 Schaufelrad eines Raddampfers 7.  
 Scheibe, Scheibenbildung 3, 6, 58, 63, 65, 66, 115, 116, 121, 122, 124, 129.  
 Schere 79, 107.  
 Scherkupplung 103.  
 Schiebetür 118.  
 Schiebung 17.  
 Schiff, Schiffsschraube, Schiffskiel 2, 117.  
 Schleifkurbelgetriebe, schwingendes 110.  
 — umlaufendes 110.  
 Schleifmaschine 122.  
 Schleifstein 40, 122.  
 Schlepperrad 66.  
 Schleusentor 59, 78.

- Schmiedepresse s. Horizontalschmiedepresse.  
 Schnellpresse 125.  
 Schränkung s. Einfluß der Steglänge.  
 Schraubenpaar 2, 3, 117.  
 Schraubtrieb 1, 2.  
 Schreibmaschine 49.  
 Schubbewegung s. gleichförmiger Arbeitshub.  
 Schubstange s. Koppel.  
 Schultergelenk 47.  
 Schwadreden 65, 101.  
 Schwinde s. Einfluß der Schwingenlänge.  
 Schwingenkurven 77.  
 Schwingfähig 11, 135.  
 Schwingenwinkel 34.  
 Seilbahn 117.  
 Shapingmaschine s. Kleinhobelmaschine  
 Sicherungsglied 114.  
 Sitz 45.  
 Sperrtrieb 1.  
 Sprunggelenk 37, 39.  
 Spulkasten 102.  
 Stahlbandführung 123.  
 Stanze, Stanzwerkzeug, Stanzpresse 39, 79, 86.  
 Steg s. Einfluß der Steglänge.  
 Stempelmaschine 79.  
 Stillstände 126.  
 — ein, durch Koppelkurven 79.  
 — ein natürlicher, in Koppelkurven 84.  
 — zwei natürliche, in Koppelkurven (kurze) 86.  
 — zwei, durch Koppelkurven 86.  
 — ein kurzer und ein langer 87.  
 — zwei längere 89.  
 — Ermittlung v. Koppelpunkten für zwei lange 92.  
 — Geometrischer Ort der Koppelpunkte für zwei lange 93.  
 Stirnkurbel s. Kurbel.  
 Storchschnabel 107.  
 Straßenbahn 42.  
 Strohpresse 114.  
 Teigknetmaschine 49, 58, 78.  
 Telefonhalter 106.
- Tischbewegung s. gleichförmiger Arbeitshub.  
 Triebstockverzahnung 129.  
 Turmuhrantrieb 63.
- Überlagerungen 28, 104.  
 Übersetzung von Drehbewegung 128.  
 Unterschenkel 37.  
 Umlauffähig s. drehfähig.
- Vektordarstellung 15.  
 Ventilbewegung 79.  
 Verpackeinrichtung 86.  
 Verseilmaschine 101.  
 Verzahnung s. Zahntrieb und Triebstockverzahnung.  
 Viergelenkkette (Gelenkviereck) 9, 12, 107, 128, 135.  
 — gleichgliedrige 11, 104, 123.  
 — gleichschenkelige 11, 104.  
 — parallelkurbelige 11, 123.  
 Vorschub s. Werkstückvorschub.
- Wadenmuskel 39.  
 Wälzgetriebe (S. S.—W.) 129.  
 Wälzhebelsteuerung 125.  
 Wankel 33, 34.  
 Waschmaschine 122.  
 Werkstückvorschub 65.  
 Werkzeugführung 100, 107, 113.  
 Winde 37.  
 Wippkran (Demag) 74, 78.
- Zahnradbahn 117.  
 Zahntrieb 61, 64, 128.  
 Zange 107.  
 Zapfenerweiterung (Exzenter) 3, 6, 8, 62, 64, 71, 88, 92, 101, 103, 113, 117, 118, 119, 129, 132, 133, 134.  
 Zeichenmaschine 100.  
 Zerreißglied 114.  
 Zuführungsgetriebe 86.  
 Zugzange 107.  
 Zureichgetriebe 86.  
 Zwanglauf, zwangläufig 9, 116.  
 Zylinderfläche 135.  
 Zylinderflächenpaar 3.

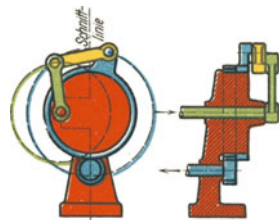
**Buchdruckerei Otto Regel G.m.b.H., Leipzig.**



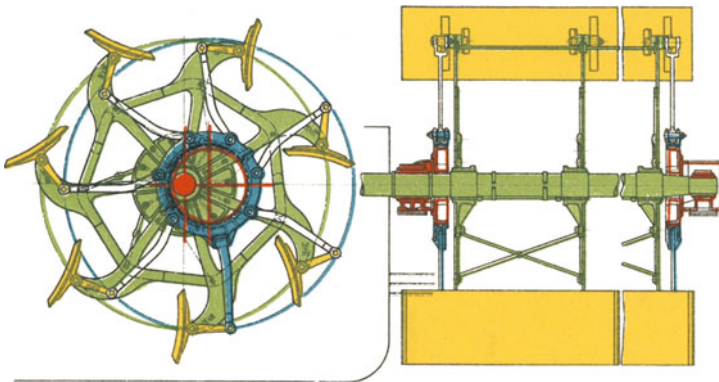
I. Bildung von Bogen- und Geradführungen aus dem Drehkörperpaar.



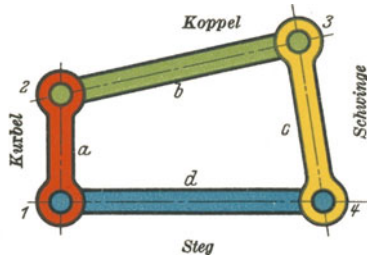
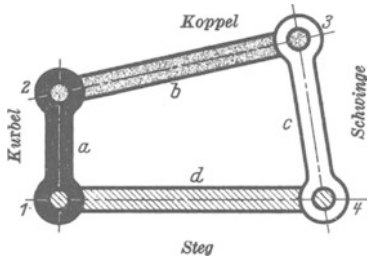
II. Umlaufendes Doppelkurbelgetriebe.



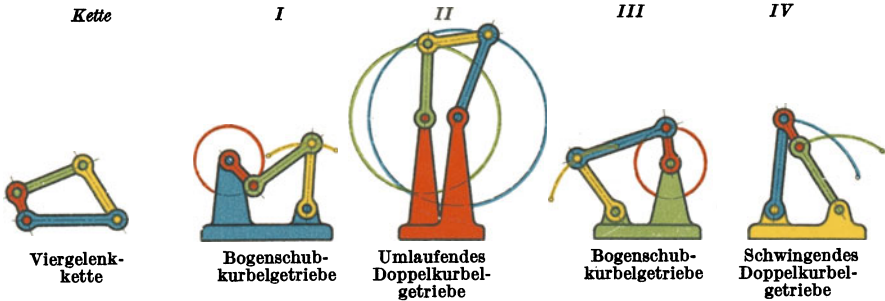
III. Umlaufendes Doppelkurbelgetriebe mit Zapfenerweiterung.



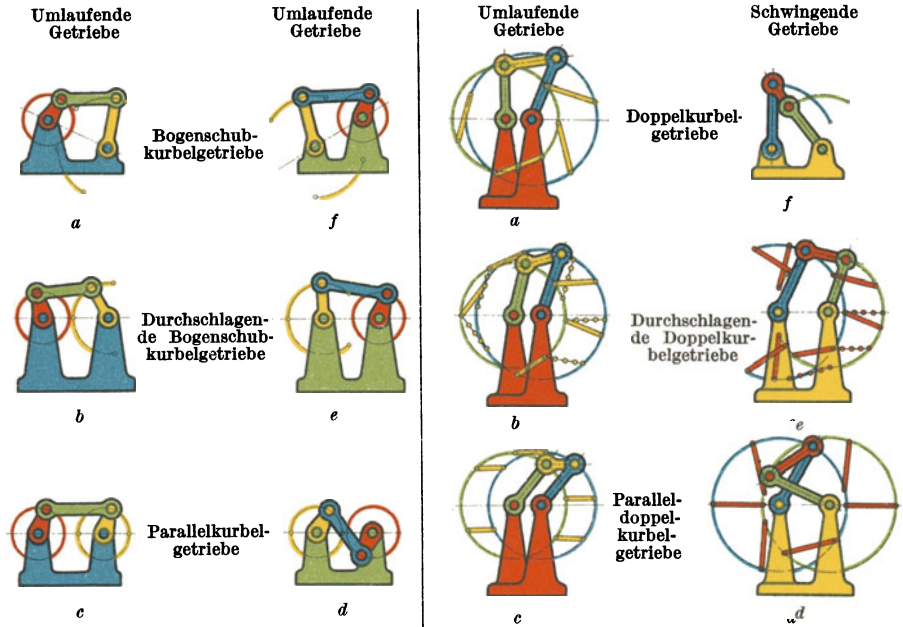
IV. Schaufelrad eines Radschleppdampfers (Doppelkurbelgetriebe u. Zapfenerweiterung).



V. Die Viereckenkette.



VI. Die Getriebe der Viereckenkette.



VII. Bogenschubkurbelgetriebe.

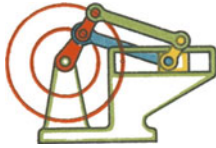
VIII. Doppelkurbelgetriebe.

**Bogenschubkurbelgetriebe**

**Geradschubkurbelgetriebe**



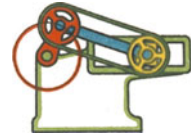
1. trägt ein Parallelkurbelgetriebe



2. trägt ein Parallelkurbelgetriebe



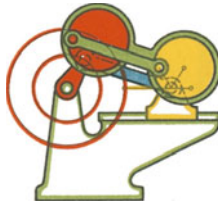
5. trägt Zahnradtrieb



6. trägt Biementrieb



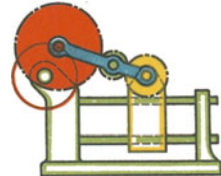
3. trägt versetzte Parallelkurbelgetriebe (Winkelkurbeln)



4. trägt versetzte Parallelkurbelgetriebe (Zapfenweiterungen)

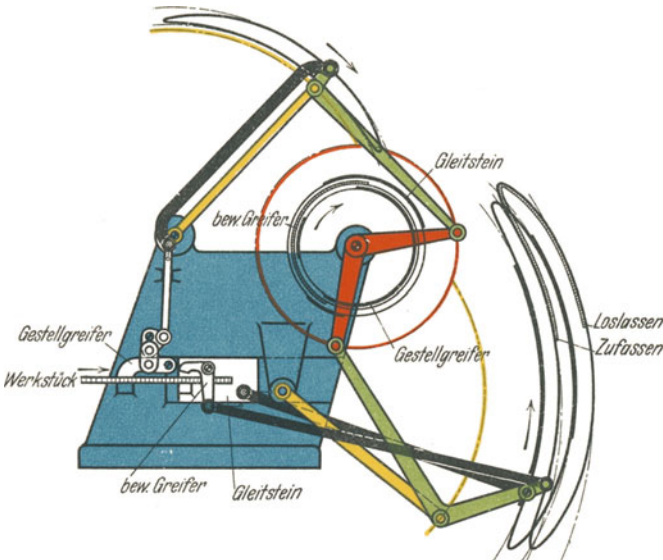


7. trägt Kettentrieb



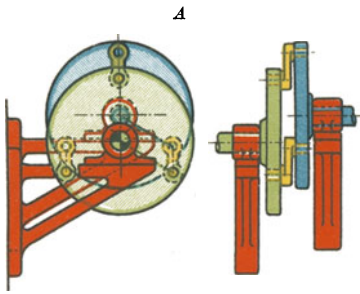
8. trägt Zahnradtrieb mit Übersetzung ins Schnelle (Gradführung durch zwei parallele Bolzen und Bohrungen)

**IX. Übertragung von Drehbewegung auf die Schwinde des Bogenschubkurbelgetriebes oder den Gleitstein des Geradschubkurbelgetriebes.**

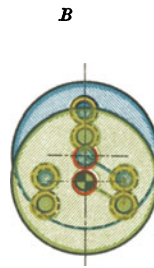


**X. Von Koppelkurven gesteuertes Schaltwerk.**

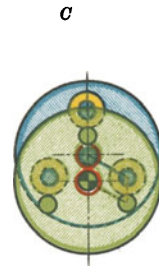
**Kupplung festgelagerter Wellen**



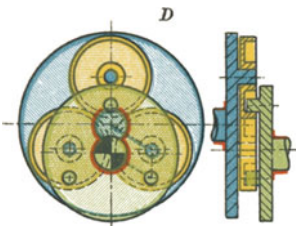
Schwingen in üblicher Ausbildung



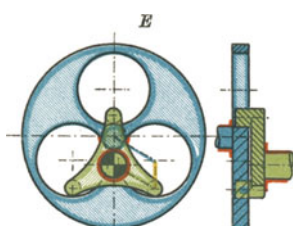
Schwingen als Ringpaare



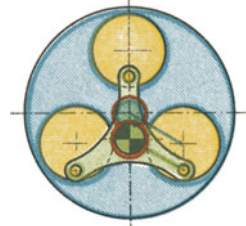
Schwingen als Ring



Schwingen als Hohlrolle

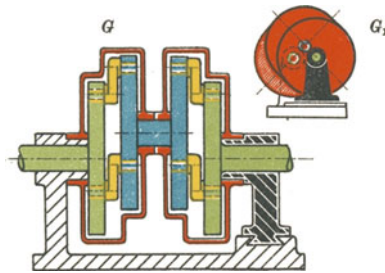


Schwingen weggelassen

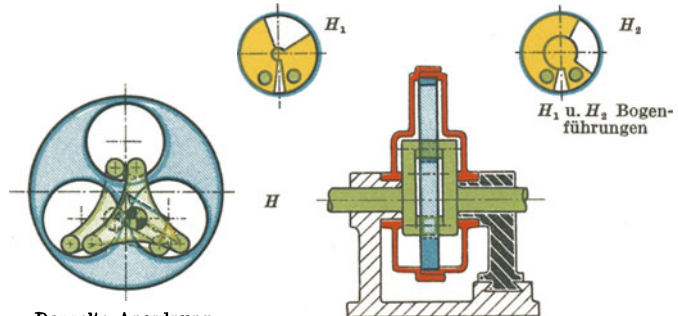


Schwingen als Zapfenerweiterungen

**Kupplung gegeneinander beweglicher Wellen**



Doppelte Anordnung des Getriebes *A*



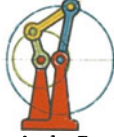














Doppelte Anordnung des Getriebes *E*






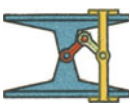


XI. Kupplung nahe beieinanderliegender Wellen durch Doppelkurbelgetriebe.



Tafel V  
(Abb. XII u. XIII)

















<i>Kette</i>	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>
<p><b>1</b></p>  <p><math>a + d = b + c</math></p>	 <p>Bogenschubkurbelgetriebe</p>	 <p>Umlaufendes Doppelkurbelgetriebe</p>	 <p>Bogenschubkurbelgetriebe</p>	 <p>Schw. Doppelkurbelgetriebe</p>
<p><b>2</b></p>  <p><math>a = b; c &gt; d</math></p> <p>Nur schwingfähige Getriebe</p>	 <p>Bogenschubkurbelgetriebe</p>	 <p>(Uml.)Doppelkurbelgetriebe</p>	 <p>Bogenschubkurbelgetriebe</p>	 <p>Schw. Doppelkurbelgetriebe</p>
	<i>I u. IV</i>		<i>II u. III</i>	
<p><b>3</b></p>  <p><math>a = b; c = d</math></p>		 <p>Gleichschenkliges Bogenschubkurbelgetriebe</p>	 <p>Gleichschenkliges Doppelkurbelgetriebe</p>	
	<i>I, II, III, IV</i>			
<p><b>4</b></p>  <p><math>a = b = c = d</math></p>		 <p>Gleichgliedriges Kurbelgetriebe</p>		

XII. Gleichschenklige und gleichgliedrige Gelenkvierecke (durchschlagende Getriebe).

















<i>Kette</i>	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>
<p><b>1</b></p>  <p>Geschränkte Getriebe</p>	 <p>Geradschubkurbelgetriebe</p>	 <p>Umlaufende Geradschubkurbelschleife</p>	 <p>Pendelndes Geradschubkurbelgetriebe oder uml. Geradschubschleifkurbel</p>	 <p>Schw. Geradschubkurbelschleife</p>
	<i>I u. IV</i>		<i>II u. III</i>	
<p><b>2</b></p>  <p>Zentrische Getriebe</p>	 <p>Gleichschenkliges Geradschubkurbelgetriebe</p>	 <p>Gleichschenklige Geradschubkurbelschleife (-Schleifkurbel)</p>		

XIII. Gleichschenklige Gelenkvierecke m. einer Geradföhrung (durchschlagende Getriebe).

Die erste Geradföhrung in der Viergelenkkette

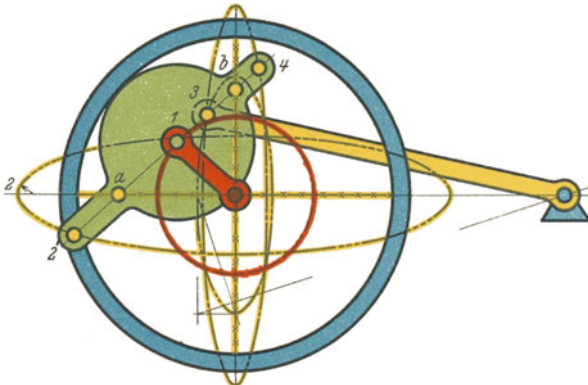
Kette	I	II	III	IV
A	 Bogenschubkurbelgetriebe	 Uml. Doppelkurbelgetriebe	 Bogenschubkurbelgetriebe	 Schwingendes Doppelkurbelgetriebe
B	 Bogenschubkurbelgetriebe	 Uml. Bogenschubkurbelschleife	 Pendelndes Bogenschubkurbelgetriebe	 Schw. Bogenschubkurbelschleife
C	 Geradschubkurbelgetriebe	 Uml. Geradschubkurbelschleife	 Pendelndes Geradschubkurbelgetriebe	 Schw. Geradschubkurbelschleife
D	 Zentrische Getriebe	 Geradschubkurbelgetriebe	 Uml. Geradschubkurbelschleife	 Schw. Geradschubkurbelschleife

XIV. Das Gelenk 4 zw. Schwinge und Steg wird zur Geradföhrung.

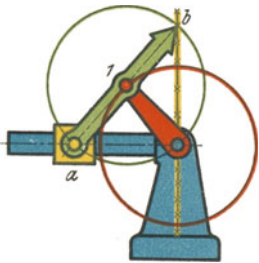
Kette	I	II	III	IV
A	 Bogenschubkurbelgetriebe	 Uml. Doppelkurbelgetriebe	 Bogenschubkurbelgetriebe	 Schwingendes Doppelkurbelgetriebe
B	 Bogenschubkurbelschwinge	 Uml. Bogenschubschleifkurbel	 Bogenschubkurbelgetriebe	 Schw. Bogenschubschleifkurbel
C	 Geradschubkurbelschwinge	 Uml. Geradschubschleifkurbel	 Geradschubkurbelgetriebe	 Schw. Geradschubschleifkurbel
D	 Zentrische Getriebe	 Geradschubkurbelschwinge	 Geradschubkurbelgetriebe	 Schw. Geradschubschleifkurbel

XV. Das Gelenk 3 zw. Schwinge und Koppel wird zur Geradföhrung.

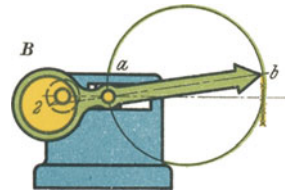
Geradführung eines Koppelpunktes  
 Getriebeermittlung mit Hilfe des Kardanproblems



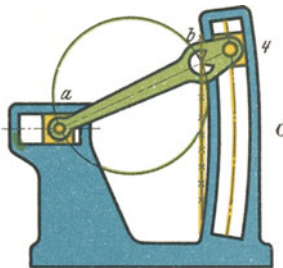
XVI. Die Bewegungen des Kardankreispaars.



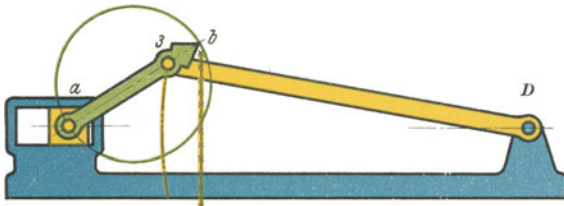
Gleichschenkliges Geradschubkurbelgetriebe  
 genaue Lenkergeradführung



Geradschubkurbelgetriebe  
 angenäherte Lenkergeradführung


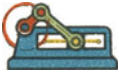




















Schw. Geradschubschleifkurbel (Abb. XV/D IV)  
 angenäherte Lenkergeradführung




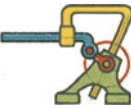













Schw. Geradschubschleifkurbel (Abb. XV/D IV)  
 angenäherte Lenkergeradführung

XVII. Lenkergeradführungen.

Kette	I	II	III	IV
<i>C</i>  Geschränkte Getriebe	 Geradschubkurbelgetriebe	 Uml. Geradschubkurbelschleife	 Pendelndes Geradschubkurbelgetriebe	 Schw. Geradschubkurbelschleife
<i>E</i>  Geschränkte Getriebe m. Bogenführung	 Geradschubkurbelgetriebe	 Uml. Geradschubkurbelschleife	 Pendelndes Geradschubkurbelgetriebe	 Schw. Geradschubkurbelschleife
<i>F</i>  Geschränkte Getriebe	 Scharkrenzkurbelgetriebe	 Uml. Scharkrenkschleifengertriebe	 Scharkrenzkurbelgetriebe	 Schw. Scharkrenkschleifengertriebe
<i>G</i>  Kreuzkurbelgetriebe	 Kreuzkurbelgetriebe	 Uml. Kreuzschleifengertriebe	 Kreuzkurbelgetriebe	 Schw. Kreuzschleifengertriebe (Ellipsenzirkel)

XVIII. Die zweite Geradführung in der Viergelenkkette.

Kette	I	II	III	IV
<i>F</i>  Drehfähige Getriebe	 Scharkrenzkurbelgetriebe	 Uml. Scharkrenkschleifengertriebe	 Scharkrenzkurbelgetriebe	 Schw. Scharkrenkschleifengertriebe
<i>H</i>  Nur noch schwingfähige Getriebe	 Scharkrenzkurbelgetriebe	 (Uml.) Scharkrenkschleifengertriebe	 Scharkrenzkurbelgetriebe	 (Schw.) Scharkrenkschleifengertriebe
<i>J</i>  Nur noch schubfähige Getriebe	Das einzige noch vorhandene Drehkörperpaar hat keine Bewegungsmöglichkeit mehr. Es ist starr. Die beiden Glieder, die es verbindet, können zu einem verwachsen. Damit wird aus der viergliedrigen Viergelenkkette die scheinbar dreigliedrige Keilkette			
<i>K</i>  Nur noch schubfähige Getriebe	I und II			
	 Keilschubgetriebe		 Keilschubgetriebe	 Keilschubgetriebe

XIX. Die dritte Geradführung in der Viergelenkkette. Die Entstehung der Keilkette.