



This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

- + *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
- + *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
- + *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
- + *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at <http://books.google.com/>



Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

- + *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.
- + *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.
- + *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.
- + *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter <http://books.google.com> durchsuchen.

H R L

LIBRARY OF THE
Leland Stanford Junior University

1911

The Hopkins Library
presented to the
Leland Stanford Junior University
by Timothy Hopkins.



9

DR. GUSTAV ZEUNER

DIE SCHIEBERSTEUERUNGEN.



DIE
SCHIEBERSTEUERUNGEN.

MIT BESONDERER BERÜCKSICHTIGUNG

DER

LOCOMOTIVEN-STEUERUNGEN.

VON

DR. GUSTAV ZEUNER,
KÖNIGL. SÄCHS. GEHEIMER RÄTH UND PROFESSOR.

Fünfte verbesserte und vermehrte Auflage.

Mit 62 in den Text eingedruckten Holzstichen und 6 lithographirten Tafeln.

LEIPZIG

VERLAG VON ARTHUR FELIX.

1888.

fr

Alle Rechte vorbehalten.



H. 5126.

VORWORT

ZUR FÜNFTEN AUFLAGE.

Die erste Auflage der vorliegenden Schrift erschien am Ende des Jahres 1857 als besonderer Abdruck zweier grösserer Abhandlungen, welche ich »Ueber Coulissensteuerungen« und »Ueber die Dampfvertheilung bei den neuern Locomotivensteuerungen« im Civilingenieur Bd. 2. 1856 und in Bd. 3. 1857 veröffentlicht hatte, unter gleichzeitiger Benutzung einer Arbeit »Ueber die Locomotivensteuerung mittelst der Stephenson'schen Coulisse«, welche ich 1856 im 1. Band der »Schweizerischen polytechnischen Zeitschrift« (S. 57) erscheinen liess. Bei dem Zusammenfassen des Inhaltes dieser Abhandlungen zu einem besonderen Buche konnte ich auch schon die Abhandlung von Reuleaux: »Die Allan'sche Coulissensteuerung« Civilingenieur Bd. 3. 1857 benutzen, welche sich in ihrem analytischen und graphischen Theile bereits auf meine Arbeiten stützte.

Die genannten Abhandlungen fanden damals bei den Maschinen-Ingenieuren eine günstige Aufnahme, weil in denselben zum ersten Male ein sehr einfaches Verfahren angegeben wurde, auf graphischem Wege — durch Construction eines Diagrammes — die Dampfvertheilung erkennen zu lassen, wie sie sich nicht nur bei der einfachen Steuerung mit einem Schieber, sondern auch bei den Steuerungen mit Doppelschiebern findet. Vor

jener Zeit wurde in den Schriften sowohl, wie in Vorträgen über Maschinenbau selbst für die einfache Schiebersteuerung die durch dieselbe bewirkte Dampfvertheilung nur flüchtig berührt, da man in der Praxis allgemein vorzog, die für die Ausführung bestimmte Steuerung vorher an Modellen hinsichtlich der Dampfvertheilung zu untersuchen, obgleich für die einfachen Steuerungen die Lösung der Hauptfragen auf analytischem Wege und selbst ein graphisches Verfahren — durch Construction der sogenannten Schieber-Ellipsen — allgemein bekannt war. Die rasche Verbreitung des neuen Diagrammes, welches nur durch Kreise und gerade Linien gebildet wird, dürfte aber wohl vorzugsweise dem Umstande zuzuschreiben sein, dass das Diagramm auch klaren und übersichtlichen Einblick in die Dampfvertheilung gewährt, welche bei den verschiedenen Umsteuerungen, den sogenannten Coulissensteuerungen, vorliegt.

Ueber diese bei allen Locomotiven, den meisten Dampfschiff- und Fördermaschinen vorkommenden Steuerungsmechanismen waren zur Zeit des erstmaligen Erscheinens des vorliegenden Buches nur einige wenige Arbeiten bekannt, in denen aber die Untersuchung der Schieberbewegung und Dampfvertheilung nur auf rein analytischem Wege vorgeführt worden war. Die bei den Umsteuerungen mit variabler Expansion erzielte Schieberbewegung ist jedoch so ausserordentlich complicirt, dass man dieselbe analytisch nur auf dem Wege von Näherungsrechnungen darlegen kann; trotzdem waren die aus den Rechnungen hervorgehenden Formeln in ihrem Bau noch der Art verwickelt, dass es immer noch unmöglich erschien, sich eine klare Vorstellung von dem Einflusse aller einzelnen Steuerungstheile auf die Bewegung des Dampfschiebers zu bilden.

Die erste Arbeit über Coulissensteuerung verdanken wir dem französischen Ingenieur Philipps; derselbe gab in den »Annales des mines« t. III 1854 in seiner Abhandlung »Théorie de la Coulisse de Stephenson servant à produire la détente variable dans les machines à vapeur, et particulièrement dans les

machines locomotives« die Theorie der Steuerung von Stephenson, sowohl für gleiche, wie für verschiedene Voreilwinkel, für offene, wie für gekreuzte Stangen. Diese Arbeit, welcher von Seiten der Akademie der Wissenschaften in Paris besondere Anerkennung zu Theil wurde, ist vollständig übersetzt unter dem Titel »Theorie der variablen Expansion mittelst Stephenson's Coulisse« im Civilingenieur Bd. I 1854 erschienen; die Uebersetzung rührt von mir her und gab mir überhaupt die erste Anregung, die Frage weiter zu verfolgen.

Bemerkenswerth ist, dass schon Philipps die Gleichung für den Schieberweg ξ , d. h. dessen Ausweichung aus der Mitte seines Hubes, durch die Gleichung:

$$\xi = A \cos \omega + B \sin \omega$$

darstellte, in welcher Formel ω den Drehwinkel der Kurbel, vom todten Punkte aus gerechnet, darstellt, und die Werthe A und B von den Dimensionen einzelner Steuerungstheile und der augenblicklichen Stellung der Coulisse abhängig, vom Drehwinkel aber unabhängig sind.

Auf dem, natürlich längst bekannten Umstande, dass vorstehende Gleichung die Polargleichung eines Kreises darstellt, beruht mein Diagramm.

In einer spätern Arbeit kommt Philipps auf eine gleiche graphische Lösung des Problems, erklärt aber dabei ausdrücklich, dass er mir die Priorität nicht bestreiten könne. (Vergl. Comptes rendus. t. 54. 1860. p. 935.) Nach Philipps wurde die Stephenson'sche Steuerung von Weisbach, sowie fast gleichzeitig von Emil Zech behandelt. Weisbach giebt die Ableitung des Schieberweges bei der Stephenson'schen Steuerung in der »Ingenieur- und Maschinen-Mechanik« Bd. 3, S. 650 (1854—1860) nur für gleiche Voreilwinkel und ohne Angabe des Fehlergliedes; E. Zech dagegen behandelt in der »Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereines« 7. Jahrg. 1855, S. 44 »Die Bewegung der Schieber bei Dampfmaschinen« in eleganter mathematischer Entwicklung, neben der Stephenson'schen Steuerung auch

diejenige von Gooch. Am Schlusse seiner Untersuchungen macht er die Bemerkung, dass die, vorhin schon bei Besprechung der Philipps'schen Arbeit erwähnte Gleichung für die Schieberbewegung die Polargleichung eines Kreises sei, ohne jedoch diesem, schon vorher bekannten Umstande weitere Beachtung zu schenken.

Endlich hatte auch Redtenbacher in seinem Werke »Gesetze des Locomotivbaues« (Mannheim 1855) unter der Ueberschrift »Die Stephenson'sche Taschensteuerung« auf S. 100 die Frage, welche damals die Maschinen-Ingenieure lebhaft beschäftigte, behandelt.

Die Grundformel für die Schieberbewegung bei der Stephenson'schen Steuerung findet sich bei den genannten Schriftstellern in verschiedener Form. Bei den nothwendigen Näherungsrechnungen ist Redtenbacher in der Vernachlässigung kleiner Glieder am weitesten gegangen und erhält daher schliesslich eine Formel, aus der sich gerade die merkwürdigste Eigenschaft der Stephenson'schen Steuerung (Veränderlichkeit des linearen Voreilens) nicht mehr erkennen lässt.

Philipps dagegen hat in dem einen Theile seiner Entwicklungen gewisse Glieder vernachlässigt, während er im andern Theile Glieder derselben Ordnung beibehielt; das Endergebniss der Rechnung weicht daher ab von Weisbach's und Zech's richtigen Formeln; Zech gab bereits auch für die Steuerungen von Stephenson und Gooch in der Gleichung für den Schieberweg das Correctionsglied an, welches ich als das »Fehlerglied« bezeichnet habe.

Auf diese Arbeiten, die wie bereits hervorgehoben wurde, die entsprechenden Untersuchungen nur auf analytischem Wege durchführten, folgten meine oben erwähnten Abhandlungen und die erste Ausgabe dieses Buches, in welchem das aus den analytischen Entwicklungen abgeleitete graphische Verfahren auch auf die Steuerungen von Hawthorn, Heusinger von Waldegg und Allan-Trick, sowie auf die Doppelschieber-Steuerungen von Gonzenbach und Meyer in Anwendung kam; bei den

letzteren Steuerungen gab ich auch bereits die Ableitung, welche als »Satz vom Parallelogramm der Excentricitäten« bezeichnet werden kann. Bei den Coulissensteuerungen fand auch die Frage über die richtige Aufhängung der Coulisse, bez. der Schubstange zum ersten Male nähere Beachtung.

Das Buch hat dann in den folgenden neuen Auflagen wesentliche Erweiterungen und Verbesserungen erfahren; die ursprüngliche allgemeine Anordnung des Stoffes habe ich aber ungeändert gelassen, insbesondere in der Richtung, dass wenigstens bei den complicirten Coulissensteuerungen die mathematische Begründung getrennt gehalten wurde von dem für den Praktiker wichtigeren Theile der Verwerthung der über das Diagramm gewonnenen Sätze. Ich wollte damit erreichen, dass der Constructeur allein unter Benutzung der Abschnitte, die mit den Ueberschriften »Beschreibung der Steuerung« und »Praxis und Anwendung des Diagrammes« versehen sind, eine bestehende Steuerung untersuchen oder eine neue entwerfen könne, ohne auf die mathematische Begründung der einzelnen Sätze zurückgreifen zu müssen.

Die Erweiterungen, welche die auf die erste Ausgabe folgenden Auflagen erhielten, bezogen sich vorzugsweise auf einige neuere Coulissensteuerungen und auf die Behandlung der wichtigsten Doppelschieber-Steuerungen; in der vorliegenden fünften Auflage habe ich vollständiger noch die verschiedenen Diagramme vorgeführt, die später von Anderen für die Untersuchung der Dampfvertheilung der Schiebersteuerungen in Vorschlag gebracht worden sind. Es wäre mir leicht geworden, in der Vorführung von Neuem weiter zu gehen, insbesondere noch verschiedene inzwischen bekannt gewordene Coulissensteuerungen zu behandeln; der Umfang des Buches wäre aber allzustark angewachsen, und ausserdem wollte ich mich von der ursprünglichen Anlage des Buches nicht allzuweit entfernen. Es ist ja auch leicht, das gegebene graphische Verfahren von den hier behandelten Steuerungen auf jede andere neue Steuerung zu übertragen.

Die dritte Auflage ist übrigens auch in französischer Sprache erschienen: »*Traité des distributions par tiroirs dans les machines à vapeur fixes et les locomotives*«. Traduit sur la troisième édition allemande, par A. Debize et E. Mérijot, anciens élèves de l'école polytechnique, Ingénieurs des manufactures de l'État. Paris. Dunod. 1869.

Diese Ausgabe enthält, von den Uebersetzern herrührend, zum ersten Male die Untersuchung der Schleppschieber-Steuerung von Farcot unter Benutzung des Diagrammes, eine Darstellung, die ich in veränderter Form den spätern deutschen Ausgaben ebenfalls beigefügt habe.

Die gleiche dritte Auflage erschien auch in englischer Sprache unter dem Titel »*Treatise on valve-gears with special consideration of the Link-motions of Locomotive engines*«. Translated from the german by Moritz Müller. London. E. & F. N. Spon. 1869, und ebenso die vierte Auflage unter demselben Titel in demselben Verlage 1884, übersetzt von Professor J. F. Klein, Lehigh University, Bethlehem, Pa.

Dresden, Juli 1888.

Dr. Gustav Zeuner.

Inhaltsverzeichniss.

Erste Abtheilung.

Steuerungen mit einem Schieber.

Erster Abschnitt.

Einfache Schiebersteuerung mit fester Expansion.

Capitel I.	Seite
Betrachtung der einfachen Steuerung mit Muschelschieber	7
Relation zwischen Kolbenweg und Kurbeldrehung	10
Relation zwischen Schieberweg und Kurbeldrehung. Theorie der Steuerung.	15
Praxis und Anwendung des Diagrammes.	27
Lösung einiger Aufgaben	36
Praktische Notizen für das Entwerfen von Steuerungen	44
Capitel II.	
Ueber das Fehlerglied bei der einfachen Steuerung	48
Darstellung der Dampfvertheilung durch Schieberellipsen.	53
Das Diagramm von Reuleaux.	56
Das Diagramm von Deprez	59
Das Diagramm von Bilgram	61
Das Diagramm von Schorch	63
Das Diagramm von Müller	69

Zweiter Abschnitt.

Umsteuerungen mit variabler Expansion.

(Coulissensteuerungen.)

Capitel I. Coulissensteuerung von Stephenson.	Seite
Beschreibung der Steuerung	75
Theorie der Stephenson'schen Steuerung:	
a. Bestimmung des Schieberweges	78
b. Ueber die Centralcurve	84
c. Ueber die Aufhängung der Coulisse	85
Praxis und Anwendung des Diagrammes	93
Ueber das Fehlerglied	114
Capitel II. Coulissensteuerung von Gooch.	
Beschreibung der Steuerung	116
Theorie der Gooch'schen Steuerung:	
a. Bestimmung des Schieberweges	117
b. Ueber die Centralcurve	121
c. Ueber die Aufhängung der Coulisse und der Schubstange.	122
Praxis und Anwendung des Diagrammes.	127
Capitel III. Coulissensteuerung von Allan-Trick.	
Beschreibung der Steuerung	131
Theorie der Allan-Trick'schen Steuerung:	
a. Bestimmung des Schieberweges	134
b. Ueber die Centralcurve	138
c. Ueber die Aufhängung der Coulisse und der Schubstange	139
Praxis und Anwendung des Diagrammes	140
Ueber die Verwandtschaft der Steuerungen von Stephenson, Gooch und Allan-Trick.	144
Capitel IV. Coulissensteuerung von Heusinger v. Waldegg.	
Beschreibung der Steuerung	153
Theorie der Heusinger v. Waldegg'schen Steuerung:	
a. Bestimmung des Schieberweges	155
b. Ueber die Centralcurve	158
Praxis und Anwendung des Diagrammes	159

Capitel V. Coulissensteuerung von Pius Fink.	Seite
Beschreibung der Steuerung	163
Theorie der Fink'schen Steuerung:	
a. Bestimmung des Schieberweges	164
b. Ueber die Centralcurve	170
c. Ueber die Aufhängung der Couliße und der Schubstange.	171
Praxis und Anwendung des Diagrammes	174
Anhang.	
Ueber die Gegendampfwirkung bei Maschinen mit Umsteuerung	179

Zweite Abtheilung.

Steuerungen mit zwei Schiebern.

Erster Abschnitt.

Expansionsschieber auf der festen Rückwand der unteren Dampfkammer.

Capitel I.	
Steuerung von Gonzenbach	192
Capitel II.	
Steuerung von Georges	207

Zweiter Abschnitt.

Expansionsschieber auf dem Rücken des Vertheilungs- schiebers.

Capitel I.	
Steuerung von Bréval	214
Capitel II.	
Steuerung von Polonceau (Borsig)	219

	Seite
Capitel III.	
Steuerung von Guinotte	232
Capitel IV.	
Steuerung von Meyer	249
Capitel V.	
Steuerung von Napier und Rankine	255
Capitel VI.	
Steuerung von Farcot (Schleppschieber)	259
a. Steuerung mit eintheiligem Expansionschieber	258
b. Steuerung mit zweitheiligem Expansionschieber	263

Einleitung.

Die Steuerung der Dampfmaschine hat den Zweck, den vom Dampfkessel herbeiströmenden Dampf abwechselnd vor und hinter den Kolben in den Dampfzylinder zu führen und den verbrauchten Dampf bei den Maschinen ohne Condensation ins Freie und bei den Condensationsmaschinen in den Condensator zu leiten.

Der Ein- und Austritt des Dampfes findet durch die beiden Dampfkanäle statt, von denen der eine nach dem einen, der andere nach dem andern Ende des Cylinders führt. Bei der Construction der Steuerung stellt sich dann die Aufgabe, mit Hilfe besonderer Vorrichtungen die Eingänge dieser Kanäle abwechselnd, das eine Mal nach dem Dampfrohre hin, das andere Mal nach einem Kanale hin zu eröffnen, der in die freie Luft oder in den Condensator führt. Diese Vorrichtungen, die unmittelbar in der angedeuteten Weise wirken, bilden die sogenannte »innere Steuerung« und bestehen in Schiebern, Ventilen oder Hähnen, wonach man »Schieber-, Ventil- und Hahnsteuerung« unterscheidet.

Diejenigen Theile der Dampfmaschine, durch welche die eben genannten Vorrichtungen ihre Bewegung von der Maschine selbst erhalten, fasst man unter dem Namen »äussere Steuerung« zusammen und unterscheidet im Wesentlichen:

Bewegung durch excentrische Scheiben (Excenter) und
Bewegung durch oscillirende Hebel.

Von den angeführten Steuerungsarten sind die Schiebersteuerungen bei Weitem die verbreitetsten und wichtigsten, und da diese überhaupt nur zu theoretischen Studien über die durch dieselben bewirkte Dampfvertheilung Anlass geben können, so ist in vorliegender Schrift von einer Behandlung der Ventil- und Hahnsteuerung abgesehen worden.

Der Schieber bei den Schiebersteuerungen besteht im Allgemeinen in einer mit einer Höhlung versehenen Platte, welche über den Eingängen der Dampfkanäle hin- und hergleitet, dagegen wenn der Schieber als sogenannter Expansionschieber wirkt, nur in einer einfachen, oder in einer mit Spalten, Dampf-durchlasskanälen, versehenen Platte.

Man unterscheidet zwei verschiedene Arten von Schiebersteuerungen:

Steuerungen mit einem Schieber, und
Steuerungen mit zwei Schiebern.

Die Steuerungen werden jederzeit so construirt, dass sie den Dampf nicht während des ganzen Kolbenlaufes, sondern nur während eines grössern oder kleinern Theiles desselben in den Dampfeylinder treten lassen; nach dem Absperrern des Dampfzutrittes wirkt dann der Dampf durch seine Ausdehnung, oder wie man sagt, durch Expansion. Dieses frühere oder spätere Absperrern, die stärkere oder schwächere Expansion, lässt sich nun zwar, wie die Folge zeigen wird, recht wohl durch einen einzigen Schieber bewerkstelligen, doch hat hier die Expansion gewisse Grenzen und dann zeigt sich auch, dass die Dampfvertheilung bei einem Schieber und früher Absperrung unter gewissen Umständen unvortheilhaft ausfällt. In solchen Fällen verwendet man die Steuerungen mit zwei Schiebern, indem man neben dem einen, dem Vertheilungsschieber, noch einen zweiten, den sogenannten Expansionschieber, wirken lässt, der nur die Dampfzuführung und Absperrung zu bewerkstelligen hat.

Die Bewegung der Schieber erfolgt mit wenigen Ausnahmen durch sogenannte Kreisexcenter. Bei den Steuerungen mit einem Schieber verwendet man hierbei ein oder zwei Excenter, und zwar kommt ein Excenter in Anwendung, wenn die rotirende Bewegung der Dampfmaschine stets nach der gleichen Richtung erfolgt, während im Allgemeinen zwei Excenter benutzt werden, sobald die Maschine einmal nach der einen, ein anderes Mal nach der andern Richtung umlaufen soll; Steuerungen der letztern Art, die bei Locomotiven, Dampfschiff- und Fördermaschinen vorkommen, werden in der Folge kurz »Umsteuerungen« genannt.

Die Steuerungen mit zwei Schiebern besitzen im Allgemeinen zwei oder drei Excenter; im erstern Falle bewegt das eine Excenter den einen, das andere den andern Schieber; diese Anordnung findet sich dann meist bei stationären Maschinen, die stets nach gleicher Richtung umlaufen. Ist die Steuerung eine Umsteuerung mit zwei Schiebern, dann findet man theils drei, theils zwei Excenter verwendet. Bei drei Excentern leitet eines dann die Bewegung des Expansionschiebers, die beiden andern die des Vertheilungsschiebers, doch kommt auch hier die Verwendung von nur zwei Excentern häufig vor.

Die Zahl der Excenter kann übrigens bei einer Eintheilung der verschiedenen Steuerungsarten nicht zum Anhalten genommen werden; wollte man der Uebersichtlichkeit wegen die beiden Arten von Steuerungen, nämlich die mit einem Schieber und diejenigen mit zwei Schiebern, noch in Unterabtheilungen bringen, so liesse sich hierbei nur die Art und Weise der Expansionswirkung zu Grunde legen und zwar könnte man bei beiden Steuerungsarten unterscheiden:

Steuerungen mit fester oder fixer Expansion,
Steuerungen mit variabler Expansion.

Bei den Steuerungen der erstern Art findet die Absperrung des Dampfes von Seiten des Schiebers jederzeit an der nämlichen

Stelle des Kolbenlaufes statt, während man bei den Steuerungen mit variabler Expansion die Absperrung früher oder später nach Belieben eintreten lassen kann. Bei den letztern Steuerungen liesse sich dann wieder unterscheiden, ob eine Veränderung der Expansion den Stillstand der Maschine erfordert, oder ob die Veränderung während des Umlaufes der Maschine vorgenommen werden kann. In der Folge soll jedoch auf die im Vorstehenden angegebene Eintheilung keine Rücksicht genommen werden, da durch dieselbe eine bessere Uebersicht in der Darstellung nicht erzielt wird.

ERSTE ABTHEILUNG.
Steuerungen mit einem Schieber.



ERSTER ABSCHNITT.

Einfache Schiebersteuerung mit fester Expansion.

CAPITEL I.

Betrachtung der einfachen Steuerung mit Muschelschieber.

Zur Einführung in den Gegenstand der nachfolgenden Untersuchungen eignet sich am besten die Betrachtung der Anordnung der Haupttheile einer Dampfmaschine mit liegendem Cylinder, wie eine solche in Fig. 1 Taf. I dargestellt ist.

Die Bewegung des Dampfkolbens B wird durch die Kolbenstange BA auf den Kreuzkopf A und von diesem durch die Kurbelstange AR auf die Warze R der Kurbel OR übertragen und damit die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens in die rotirende Bewegung der Kurbel umgesetzt.

Auf der Triebaxe O befindet sich neben der Kurbel die excentrische Scheibe oder das Excenter D , eine kreisrunde Scheibe, deren Mittelpunkt E nicht mit dem Triebwellenmittelpunkte O zusammenfällt; die Verbindungslinie beider Punkte O und E bildet einen bestimmten Winkel mit der Kurbelrichtung und ihre Länge heisst die Excentricität. Die Schieberschubstange FC umfasst am einen Ende mit einem Ringe das Excenter, am andern Ende C fasst sie die Schieberstange des Dampfschiebers S . Bei der rotirenden Bewegung der Kurbel und Triebwelle, sowie des fest mit der letztern verbundenen Excenters wird nun der Endpunkt C der Schieberschubstange und damit auch der Schieber S in solcher Weise geradlinig hin- und hergleiten, als ginge die Bewegung von einer Kurbel aus, deren Länge gleich der Grösse der Excentricität OE des Excenters ist.

Der Schieber bewegt sich im Innern der Dampfkammer K , welche durch das Dampfrohr mit dem Dampfkessel in Verbindung steht und die daher fortwährend mit frischem Dampf gefüllt ist. Die Cylinderwandung ist ferner mit drei Kanälen versehen, die beiden Kanäle o_1 und o führen nach den Enden des Cylinders, während der mittlere Kanal o_0 mit der freien Atmosphäre oder mit dem Innern des Condensators communicirt; die drei Mündungen dieser Kanäle, nach dem Schieberkasten hin, liegen in einer ebenen Fläche, dem Schieberspiegel, auf welchem der Schieber mit seiner, unten geebneten Fläche hin- und hergleitet. Der Schieber ist im Innern mit einer Höhlung versehen und heisst seiner Form wegen ein Muschelschieber; es lässt sich nun leicht übersehen, dass der frische Dampf aus dem Schieberkasten durch den Kanal o_1 auf die linke Seite des Dampfkolbens C nach dem Cylinder geführt wird, so lange der Schieber während seiner schwingenden Bewegung weit genug, von seiner mittlern Position aus gerechnet, nach rechts verschoben ist; dabei tritt dann zugleich der Dampf, welcher auf der rechten Seite des Kolbens den Cylinder füllt, durch den Kanal o und durch die Schieberhöhle hindurch nach dem Austrittskanal o_0 und von da ins Freie oder in den Condensator; so lange dagegen der Schieber nach links aus der mittlern Stellung und zwar weit genug verstellt ist, wird der Dampf rechts durch den Kanal o ein- und links durch den Kanal o_1 austreten; der Kolben bewegt sich dann im Allgemeinen zurück, von rechts nach links, während er vorhin vom Dampfdruck von links nach rechts bewegt wurde; die beiden Kanäle o_1 und o wechseln also in ihrer Bedeutung als Eintritts- und Austrittskanal regelmässig ab.

Die ganze Schwingungsweite des Schiebers wird unter allen Umständen so gewählt, dass die innere Höhlung desselben niemals ausser Communication mit dem Austrittskanal o_0 tritt, was einfach dadurch geschieht, dass man den Schieberhub oder die Excentricität klein genug oder die Weite des Austrittskanals o_0 gross genug gegenüber der Excentricität wählt. Die rechte Wahl vorausgesetzt, kommt dann bei der Untersuchung über die Art und Weise der Dampfvertheilung bei Schiebersteuerungen dieser Kanal nicht weiter in Betracht und es reducirt sich die ganze Frage darauf, wie weit die beiden Dampfkanäle o_1 und o , welche nach den Enden des Cylinders führen, bei irgend einer beliebigen

Kolbenstellung von den beiden Schieberlappen überdeckt sind, oder besser gesagt, wie weit der eine Kanal für den Dampfeintritt und der andere im gleichen Momente für den Dampfaustritt eröffnet ist.

Es lässt sich aber zeigen, wie das im Folgenden auch gesehen wird, dass diese beiden Kanaleröffnungen sofort mit Leichtigkeit bestimmt werden können, wenn man nur erst weiss, wie weit das Schiebermittel bei der betreffenden Kolbenposition vom Mittelpunkte der Oscillationsbewegung des Schiebers entfernt ist, oder wie man sagt, wie gross die Schieberausweichung oder der Schieberweg ist.

Die Kolbenpositionen werden durch die Entfernungen des Kolbens vom Hubende bestimmt, und zwar wählt man hierbei jenes Hubende, von welchem sich der Kolben während seiner Bewegung eben entfernt. Diese Abstände bezeichnet man mit dem Namen Kolbenwege und unterscheidet den Kolbenweg beim Hingang und den beim Rückgang. Die ganze Aufgabe, die bei der Untersuchung einer Schiebersteuerung und zwar nicht nur bei der einfachen Steuerung, sondern auch bei zusammengesetzten Steuerungen, wie wir sie unten zu betrachten haben, vorliegt, lässt sich dann einfach auch dahin zusammenfassen: Es sei auf analytischem oder graphischem Wege die Beziehung zwischen Kolbenweg und Schieberweg festzustellen.

Es lässt sich aber auch die ganze Aufgabe in zwei Theile zerlegen und die daraus hervorgehende Behandlungsweise ist es, die in der vorliegenden Schrift ausschliesslich befolgt wird.

Einem bestimmten Kolbenwege entspricht jederzeit eine ganz bestimmte Stellung der Kurbel. Steht der Kolben B am linken Ende B_1 seines Laufes (Fig. 1 Taf. I), so befindet sich die Kurbelwarze R im Punkte R_1 , d. h. im ersten todten Punkte, und hat der Kolben den Weg B_1B zurückgelegt, so hat sich die Kurbel um den Winkel R_1OR gedreht, daher steht der Kolbenweg in bestimmter Beziehung zum Drehwinkel der Kurbel und diese Beziehung lässt sich feststellen ohne weitere Rücksicht auf die Steuerungsanordnung; ihre Feststellung bildet den ersten Theil der Aufgabe.

Andererseits wird aber je nach der Anordnung der Steuerungstheile und ihrer Dimensionen bei dem gleichen Drehwinkel der Kurbel der Schieber um eine gewisse Strecke aus der Mitte

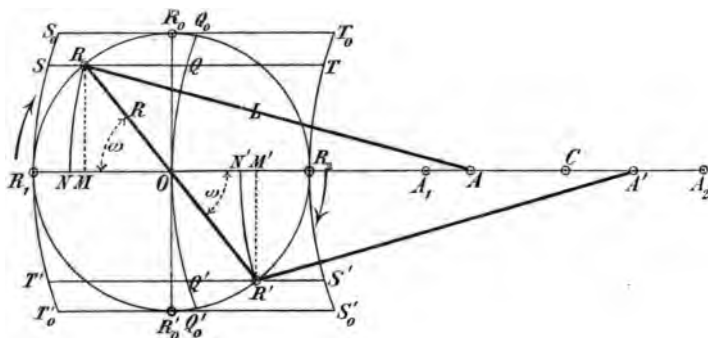
seines Laufes abgelenkt erscheinen; der Schieberweg steht also ebenfalls in bestimmter Beziehung zum Drehwinkel der Kurbel und die Aufstellung dieser Relation bildet den zweiten Theil der Aufgabe. Analytisch ausgesprochen ist sowohl der Kolbenweg, wie der Schieberweg jeder als Function des Drehwinkels der Kurbel darzustellen, die Verbindung beider Gleichungen führt dann ebenfalls, wenn der Drehwinkel eliminirt wird, auf die directe Beziehung zwischen Kolben- und Schieberweg.

Relation zwischen Kolbenweg und Kurbeldrehung.

Befindet sich der Dampfkolben B (Fig. 1 Taf. I) an einem der beiden Hubenden B_1 oder B_2 , so steht die Kurbelwarze in einem der beiden todten Punkte R_1 oder R_2 und der Kreuzkopf an einem der Endpunkte A_1 und A_2 seines Laufes. Hat sich die Kurbel in der Richtung des angedeuteten Pfeiles um den Winkel R_1OR , der ein für allemal mit ω bezeichnet werden mag, gedreht, so ist der Kolben um B_1B fortgeschritten, welcher Weg mit s bezeichnet werden mag; denselben Weg hat aber auch der Kreuzkopf A zurückgelegt; daher kann man bei der folgenden Untersuchung auch ohne Weiteres den Weg $A_1A = s$ des letztern in's Auge fassen und dieser Werth ermittelt sich leicht wie folgt:

Denkt man sich (Holzstich Fig. 1) die Kurbelstange in der Lage AR , welche dem Drehwinkel $R_1OR = \omega$ entspricht, von der Warze R abgelöst und um den Punkt A so weit gedreht, bis die Stange in die Schubrichtung fällt, so beschreibt der Endpunkt R den

Fig. 1.



Kreisbogen RN vom Radius der Kurbelstangenlänge AR und es erscheint jetzt die Kurbelstange einfach aus der Lage R_1A_1 in

ihrer Richtung in die Lage NA verschoben. Es folgt hieraus, dass die Strecke R_1N ebenso, wie A_1A den Kolbenweg s repräsentirt, welcher dem Drehwinkel ω entspricht; die Strecke $ON = AC$ ergibt für die betreffende Kurbelstellung die Entfernung des Kolbens vom Hubmittel, wobei C den Halbirungspunkt des ganzen Kolbenhubes A_1A_2 darstellt, und endlich ergibt die Strecke $NR_2 = AA_2$ die gleichzeitige Entfernung des Kolbens vom rechten Hubende A_2 .

Uebersichtlicher gestaltet sich die Sache, wenn man mit der Länge der Kurbelstange als Radius von den Hubenden A_1 und A_2 , sowie vom Mittelpunkte C die Kreise S_0T_0' und T_0S_0' , sowie Q_0Q_0' beschreibt; zieht man durch die Warze R die Linie ST parallel der Schubrichtung und sucht man die Schnittpunkte S , Q und T mit den drei Kreislinien auf, so ergibt die Strecke SR den Abstand des Kolbens vom linken und die Strecke RT den Abstand vom rechten Hubende; die Strecke RQ dagegen repräsentirt den Abstand des Kolbens vom Hubmittel C .

Das Gesagte gilt für die Bewegung der Kurbel durch den ersten (obern) Halbkreis; dabei entfernt sich Kolben und Kreuzkopf vom Wellencentrum O und diese Bewegungsrichtung mag in der Folge als Kolbenausgang bezeichnet werden.

Geht die Kurbel durch den zweiten (untern) Halbkreis, so bewegt sich der Kolben in der Richtung nach dem Wellencentrum zurück, welche Bewegung in der Folge als Kolbenrückgang bezeichnet wird.

Für den Kolbenrückgang gilt wie erwähnt der untere Theil von Holzstich Fig. 1; zählt man dabei, wie das allgemein Gebrauch ist, den Drehwinkel ω von Neuem, vom zweiten todten Punkt R_2 ab, so ergibt nun der Kurbelstellung OR' entsprechend die Strecke $R'S'$ den Abstand des Kolbens vom rechten und $R'T'$ den gleichzeitigen Abstand vom linken Hubende; die Strecke $R'Q'$ ergibt den Abstand des Kolbens vom Hubmittel C .

Beim Kolbenausgang stellt die Strecke SR , beim Kolbenrückgang die Strecke $S'R'$ den Kolbenweg dar, da man als solchen allgemein den Abstand des Kolbens vom Hubende auf der Dampfeintrittsseite versteht. Ein Blick auf Fig. 1 zeigt, dass gleichen Drehwinkeln beim Aus- und Rückgang des Kolbens verschiedene Kolbenwege entsprechen, also die Kolbenbewegung auf den Drehwinkel bezogen unsymmetrisch ist.

Hat sich die Kurbel beim Kolbenausgang um 90° gedreht, so steht der Kolben noch um die Strecke R_0Q_0 vor dem Hubmittel; bei dem gleichen Drehwinkel beim Kolbenrückgang hat der Kolben das Hubmittel bereits um die Strecke $R_0'Q_0'$ hinter sich.

Die erwähnten Ungleichheiten gleichen sich umso mehr aus, je länger die Kurbelstange im Verhältniss zur Kurbellänge ist; bei unendlich langer Kurbelstange verwandeln sich die Kreisbogen S_0T_0' , Q_0Q_0' und T_0S_0' in gerade Linien, die senkrecht auf der Schubrichtung stehen; in diesem Falle allein würden gleichen Drehwinkeln beim Kolbenausgang und Kolbenrückgang gleiche Kolbenwege entsprechen.

Die Beziehung zwischen Kolbenweg und Kurbeldrehwinkel ist nun auch auf analytischem Wege zum Ausdruck zu bringen; dabei möge die Länge AR der Kurbelstange mit L und der Kurbelradius OR mit R bezeichnet werden.

Beim Kolbenausgang stellte die Länge R_1N den Kolbenweg s dar; fällt man von der Warze R das Perpendikel RM auf die Schubrichtung und wird vorübergehend die Pfeilhöhe MN des Bogens RN mit x bezeichnet, so ist nach der Figur:

$$s = R_1N = OR_1 - OM - MN$$

oder nach der angegebenen Bezeichnung

$$s = R(1 - \cos \omega) - x,$$

welche Formel zunächst für den Kolbenausgang gültig ist.

Für den Kolbenrückgang stellt die Strecke R_2N' den Kolbenweg s dar. Es ist aber nach der Figur

$$s = R_2N' = OR_2 - OM' + M'N'$$

oder

$$s = R(1 - \cos \omega) + x,$$

wenn auch hier die Pfeilhöhe $M'N'$ mit x bezeichnet wird.

Fasst man beide Formeln für s in eine zusammen, so schreibt sich allgemein

$$s = R(1 - \cos \omega) \mp x, \quad (1)$$

wobei das obere Vorzeichen beim Ausgange und das untere beim Rückgange des Kolbens zu benutzen ist.

Zur Bestimmung des Werthes x denke man sich nun von A oder A' aus mit der Länge der Kurbelstange einen vollen Kreis beschrieben; dieser hat den Durchmesser $2L$, und es erscheint

dann das Perpendikel $RM = R'M' = R \sin \omega$ als mittlere Proportionale aus den Abschnitten x und $2L - x$ des Durchmessers; man hat daher die Gleichung:

$$x(2L - x) = R^2 \sin^2 \omega \quad (2)$$

und hieraus berechnet sich

$$x = L - \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \omega} ,$$

und dann nach Gleichung (1) der Kolbenweg:

$$s = R(1 - \cos \omega) \mp L \pm \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \omega} . \quad (3)$$

Diese Formel ist aber für den praktischen Gebrauch höchst unbequem und daher behilft man sich mit Näherungsformeln. Es ist jederzeit der Werth x gegen $2L$ sehr klein und daher kann man ihn innerhalb der Parenthese der linken Seite der Gleichung (2) weglassen. Man erhält dann für alle praktischen Fälle genau genug:

$$x = \frac{R^2 \sin^2 \omega}{2L}$$

und dann aus Gleichung (1) als erste Näherungsformel für den Kolbenweg:

$$s = R(1 - \cos \omega) \mp \frac{R^2}{2L} \sin^2 \omega . \quad (4)$$

Diese Gleichungen geben das schon erwähnte Resultat, dass der Kolbenweg bei gleichem Drehwinkel der Kurbel für den Ausgang und Rückgang verschieden ist und dass die Differenz um so grösser ausfällt, je kürzer die Kurbelstange ist.

Diese Abweichung führt unter Umständen, wenn eben die Kurbelstange verhältnissmässig kurz ist, auf schädliche Störungen in der Dampfvertheilung der Schiebersteuerungen, auf Störungen und Ungenauigkeiten, die sich bei den gebräuchlichen Anordnungen dieser Steuerungen niemals gänzlich beseitigen lassen; es giebt nur ein Mittel, sie auf ein möglichst geringes Maass herabzuziehen und dieses besteht in der Befolgung der praktischen Regel, die Kurbelstangen der Dampfmaschinen so lang als möglich zu machen; man geht daher nur selten und nur in Ausnahmefällen mit dem Verhältniss $L : R$ unter den Werth 5 herab.

Ist die Länge der Kurbelstange gross genug, so lässt sich in Gleichung (1) die Grösse x auch noch vernachlässigen, und man

hat dann als einfachste Formel und als zweiten Näherungswert für den Kolbenweg

$$s = R (1 - \cos \omega) . \quad (5)$$

In Holzstich Fig. 1 repräsentiren dann ohne Weiteres die Strecken R_1M und R_2M' die Kolbenwege beim Drehwinkel ω und sie erscheinen beim Ausgang und Rückgang des Kolbens bei gleichen Drehwinkeln gleich gross. Zur constructiven Bestimmung genügt es dann, einfach von der jeweiligen Stellung der Kurbelwarze R aus ein Perpendikel auf die Schubrichtung zu fällen; die Entfernung des Fusspunktes M von den beiden Endpunkten des Durchmessers R_1R_2 giebt dann, allerdings nur näherungsweise, die augenblickliche Entfernung des Kolbens von seinen Hubenden. Dieses Verfahren wird in der Folge durchweg eingehalten werden; sollte sich für den Constructeur die genaue Bestimmung der Kolbenpositionen nöthig machen, so ist das nach dem oben Gegebenen, graphisch oder analytisch, leicht ausführbar; auch kann man leicht an der Hand der unten folgenden Untersuchungen sich vergegenwärtigen, welchen schädlichen Einfluss eine zu geringe Länge der Kurbelstange auf die Dampfvertheilung hat, und wie sich etwa durch geringe Aenderung der Elemente des Steuermechanismus eine Ausgleichung der Fehler bewerkstelligen lässt.

Bemerkenswerth ist noch, dass in den Gleichungen (1), (3) und (4) der Vorzeichenwechsel verschwindet, wenn man den Drehwinkel ω nicht in jedem Halbkreise von Neuem zu zählen beginnt, sondern vom ersten todten Punkt R_1 aus durch den ganzen Kreis fortzählt und die Kolbenwege nicht von den Hubenden, sondern von der Mitte des Hubes aus rechnet; ist s_m der Abstand des Kolbens von der Mitte, also $s_m = R - s$, so folgt für alle Drehwinkel:

$$s_m = R \cos \omega + x ,$$

wobei dann für x der aus Gleichung (2) hervorgehende und oben berechnete genaue oder angenäherte Werth substituirt werden kann. Es ist aber weder Gebrauch, noch ist es zweckmässig, auf diese Weise die Kolbenpositionen zu bestimmen, weil bei den Fragen über Admission, Expansion, Compression des Dampfes im Cylinder der Dampfmaschinen der Abstand des Kolbens vom Hubende in Betracht gezogen werden muss.

Relation zwischen Schieberweg und Kurbeldrehung.**Theorie der Steuerung.**

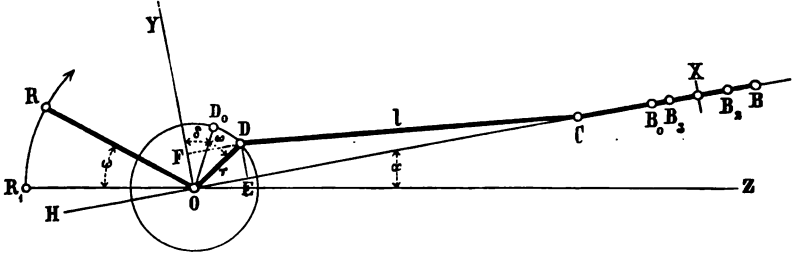
Die Ermittlung des Zusammenhanges zwischen dem Schieberwege, d. h. der Auslenkung des Schiebers aus seiner mittlern Position, mit dem Drehwinkel der Kurbel, bildet die Hauptaufgabe der Theorie der Steuerungen; für die einfache Steuerung müssen jedoch, bevor zur Ableitung der Grundformel geschritten werden kann, einige Bemerkungen vorausgeschickt werden. Wir legen der Betrachtung wieder die Dampfmaschinen-Anordnung zu Grunde, wie sie in Fig. 1 Taf. I abgebildet ist.

Verlängert man die Axe CS der Schieberstange, so geht hier ihre Richtung durch den Wellenmittelpunkt O hindurch und die Gerade HOC ist vor Allem massgebend für gewisse Abmessungen; zunächst giebt sie die Richtung an, in welcher der Endpunkt C der Schieberschubstange (Excenterstange) hin- und hergleitet und diese Richtung muss jederzeit durch die Wellenaxe O hindurchgehen; wir nennen diese Richtung die Schieberschubrichtung; in der in Fig. 1 gewählten Anordnung fällt dieselbe mit derjenigen der Bewegung des Schiebers selbst zusammen und der Schieberspiegel liegt ihr parallel, doch ist das keineswegs immer der Fall, weil häufig auch die Bewegung des Endpunktes C der Schieberschubstange FC durch einen ein- oder zweiarmigen Hebel auf den Endpunkt der Schieberstange übertragen wird. In solchem Falle schwingt der Endpunkt C in einem Kreisbogen hin und her, dessen Sehne mit der Linie OC zusammenfällt; auf den zuletzt angedeuteten Fall werden wir aber erst unten zurückkommen und hier zunächst voraussetzen, die Bewegungsübertragung auf den Schieber finde direct statt, wie das in der Figur angegeben ist; die indirecte Uebertragung lässt sich dann leicht auf die directe zurückführen.

Es sei nun OZ im Holzstich Fig. 2 (S. 16) die Richtung der Cylinderaxe und OC die Schieberschubrichtung; beide mögen um den Winkel α von einander abweichen; OR sei die Kurbel, $OD = r$ die Excentricität, $DC = l$ die Länge der Schieberschubstange; B repräsentire das Schiebermittel und $CB = l_1$ sei die Länge der Schieberstange bis zum Schiebermittel gemessen. Denkt man sich nun die Warze R bis zum toten Punkt zurückgeführt, also die Kurbel OR um den Drehwinkel ω soweit zurückgedreht, bis der

Dampfkolben im Anfange des Hubes steht, so kommt die Excentricität OD nach OD_0 zu liegen und in dieser Lage schliesst

Fig. 2.



sie mit einem Perpendikel OY zur Schieberschubrichtung OC einen Winkel $YOD_0 = \delta$ ein, der in der Theorie der Steuerung eine hervortretende Rolle spielt; man nennt diesen Winkel den Voreilwinkel. Es ist dabei wohl zu beachten, dass dieser Winkel δ von der Richtung der Cylinderaxe OZ gegenüber der Schieberschubrichtung OC ganz unabhängig ist und dass der letztere Winkel α erst ins Spiel kommt, wenn es sich darum handelt, die Stellung der Excentricität gegenüber der Kurbel anzugeben, d. h. den Winkel $R_1OD_0 = ROD$ zu bestimmen; im vorliegenden Falle beträgt dieser Winkel, wie man leicht der Figur entnimmt $(90^\circ + \delta - \alpha)$; dieser Winkel, wie der Winkel α , kommt aber gemäss der oben gegebenen Definition des Voreilwinkels bei der Untersuchung der Bewegung des Schiebers und der daraus hervorgehenden Dampfvertheilung nicht in Betracht. Nimmt man nun an, um zur Aufstellung der Fundamentalgleichung überzugehen, die Kurbel habe sich vom todten Punkte aus um den Winkel ω gedreht, so ist die Excentricität aus der Lage OD_0 nach OD gelangt und das Schiebermittel befindet sich bei B ; die Entfernung OB des letzteren vom Wellenzentrum O bestimmt sich dann wie folgt:

Fällt man das Perpendikel DE gegen die Schieberschubrichtung und zieht man DF parallel OE , so ist, wie ein Blick auf Holzstich Fig. 2 zeigt:

$$OB = OE + EC + CB = DF + \sqrt{DC^2 - OF^2} + CB,$$

wenn man die angegebene Bezeichnung benutzt:

$$\text{oder } OB = r \sin(\omega + \delta) + \sqrt{l^2 - r^2 \cos^2(\omega + \delta)} + l_1.$$

Die Wurzelgrösse schreibt sich aber:

$$\sqrt{l^2 - r^2 \cos^2(\omega + \delta)} = l \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cos^2(\omega + \delta)},$$

und lässt sich nun nach der binomischen Reihe entwickeln, von der man nur die ersten beiden Glieder zu benutzen braucht, weil die Länge l der Schieberschubstange jederzeit sehr gross gegen die Excentricität r ist; man schreibt daher:

$$\sqrt{l^2 - r^2 \cos^2(\omega + \delta)} = l \left(1 - \frac{r^2}{2l^2} \cos^2(\omega + \delta) \right).$$

Wenn dieser Näherungswerth in der vorhin gegebenen Gleichung für OB benutzt wird, ergibt sich für alle Fälle genau genug:

$$OB = r \sin(\omega + \delta) + l + l_1 - \frac{r^2 \cos^2(\omega + \delta)}{2l}.$$

Das Schiebermittel B soll aber der Natur der Sache nach symmetrisch um einen festen Punkt X hin- und herschwingen, in der Weise, dass es bei den Drehwinkeln ω und $180^\circ - \omega$ gleichweit, aber nach entgegengesetzten Seiten vom Punkte X absteht. Die meisten Constructeure justiren den Schieber so, dass sie die Kurbel nach einander an ihre todten Punkte stellen, also $\omega = 0$ und $\omega = 180^\circ$ machen, dann die beiden zugehörigen Stellungen B_2 und B_3 des Schiebermittels markiren und den Halbirungspunkt X der Entfernung B_2B_3 bestimmen; dieser ist der Oscillationsmittelpunkt und muss genau in die Mitte der Ausströmung fallen. Da, wie wir in der Folge zeigen werden, dieses Verfahren auch theoretisch das richtigste ist, so benutzen wir dasselbe, um die Lage von X oder die Entfernung OX zu berechnen. Setzen wir in die letzte Formel für OB das eine Mal $\omega = 0$, so folgt;

$$OB_2 = r \sin \delta + l_1 + l - \frac{r^2 \cos^2 \delta}{2l},$$

das andere Mal für $\omega = 180^\circ$:

$$OB_3 = -r \sin \delta + l_1 + l - \frac{r^2 \cos^2 \delta}{2l}.$$

Das Mittel aus beiden Werthen giebt die Entfernung des Schwingungsmittelpunktes X von der Wellenaxe:

$$OX = l + l_1 - \frac{r^2 \cos^2 \delta}{2l}. \quad (6)$$

Die ganze Aufgabe der Untersuchung der Schieberbewegung läuft nun aber immer darauf hinaus, für jeden beliebigen Drehwinkel ω die Entfernung des Schiebermittels B vom Schwingungsmittelpunkt X , oder wie wir sagten, den Schieberweg für den Drehwinkel ω zu bestimmen. Nach Holzst. Fig. 2 S. 16 ist aber der Schieberweg $BX = OB - OX$; bezeichnen wir diesen mit ξ und benutzen wir für OB und OX die oben gegebenen Ausdrücke, so folgt nach einigen Reductionen:

$$(I^a) \quad \xi = r \sin(\omega + \delta) + \frac{r^2}{2l} [\cos^2 \delta - \cos^2(\omega + \delta)] .$$

Die Umformung des Ausdruckes in der Klammer giebt:

$$\xi = r \sin(\omega + \delta) + \frac{r^2}{2l} \sin(2\delta + \omega) \sin \omega ,$$

oder auch durch Auflösung des ersten Gliedes:

$$(I^b) \quad \xi = r \sin \delta \cos \omega + r \cos \delta \sin \omega + \frac{r^2}{2l} \sin(2\delta + \omega) \sin \omega .$$

Setzen wir

$$r \sin \delta = A \quad (7)$$

$$r \cos \delta = B , \quad (8)$$

wo also A und B für eine bestimmte Steuerung constante Werthe sind; ferner

$$\frac{r^2}{2l} \sin(2\delta + \omega) \sin \omega = f ,$$

so folgt:

$$(I^c) \quad \xi = A \cos \omega + B \sin \omega + f .$$

Das letzte Glied f ist immer klein, weil stets l gegen r sehr gross genommen wird; wir wollen dieses Glied, das in weitaus den meisten Fällen noch vernachlässigt werden kann, das Fehlglied nennen und diesem weiter unten eine specielle Betrachtung widmen. Bei Vernachlässigung dieses Gliedes ist also:

$$(I) \quad \xi = r \sin \delta \cos \omega + r \cos \delta \sin \omega .$$

Es ist nun, wie schon im Voraus bemerkt werden darf, eine allen Schiebersteuerungen, den einfachen wie den Coulissensteuerungen zukommende Eigenthümlichkeit, dass sich die Formel für den Schieberweg ξ (denselben vom Oscillationsmittelpunkt aus nach rechts oder links gerechnet) immer auf die allgemeine Form

$\xi = A \cos \omega + B \sin \omega + f$ bringen lässt; in welcher Formel A und B Werthe sind, die von einzelnen Dimensionen der Steuerungen abhängen, vom Drehwinkel ω aber unabhängig sind, also constante Glieder bedeuten, die sich für die einfache Steuerung nach Gleichung (7) und (8) leicht berechnen lassen. Das Fehlerglied f hängt aber gleichzeitig auch vom Drehungswinkel ab; der numerische Werth ist jedoch bei richtig und gut construirten Steuerungen so klein, dass er meist vernachlässigt werden kann. Dann ist der Schieberweg allgemein

$$(I^d) \quad \xi = A \cos \omega \pm B \sin \omega .$$

Die allgemeine Formel (I^d) soll zunächst genauer untersucht werden, indem wir vorläufig auf die besondern Werthe von A und B keine Rücksicht nehmen und später erst die Werthe $A = r \sin \delta$, $B = r \cos \delta$, wie wir sie vorhin bei der einfachen Steuerung fanden, benutzen.

Da wir in der Folge auf Steuerungen kommen werden, bei denen B negativ ist, so wollen wir, wie schon die Schreibweise von Gleichung (I^d) andeutet, in den folgenden Betrachtungen die Bedeutung beider Vorzeichen gleichzeitig untersuchen.

Obige Gleichung (I^d) ist die Polargleichung zweier sich berührenden Kreise von gleichem Durchmesser unter der Voraussetzung, dass der Pol im Berührungspunkte liegt.

Ist, um das zu beweisen, O der Berührungspunkt zweier Kreise (Holzst. Fig. 3, S. 20), beide mit dem Radius $OC = \rho$ beschrieben, und OX irgend eine Gerade durch den Berührungspunkt O ; sind ferner $OB = a$ und $CB = b$ die Coordinaten des einen Kreismittelpunktes C , so folgt, wenn wir den Radiusvector OP irgend eines Punktes P des Kreises mit ξ und den Winkel, um welchen diese Linie OP von der Anfangslage OX abweicht, mit ω bezeichnen:

$$OM = \xi \cos \omega \quad \text{und} \quad MP = \xi \sin \omega .$$

Ziehen wir noch die Linie CN parallel zu OX , so ist ferner:
 $\overline{CN}^2 + \overline{NP}^2 = \overline{CP}^2$ oder $(OM - OB)^2 + (MP - MN)^2 = \overline{CP}^2$,
 das giebt $(\xi \cos \omega - a)^2 + (\xi \sin \omega - b)^2 = \rho^2$,

woraus unter Berücksichtigung, dass $a^2 + b^2 = \rho^2$ ist, folgt:

$$\xi = 2a \cos \omega + 2b \sin \omega .$$

Liegt die Ordinate $BC = b$ des Kreismittelpunktes von B aus abwärts, also der Mittelpunkt C unterhalb OX (Holzst. Fig. 4), so wird b negativ und

$$\xi = 2a \cos \omega - 2b \sin \omega .$$

Fig. 3.

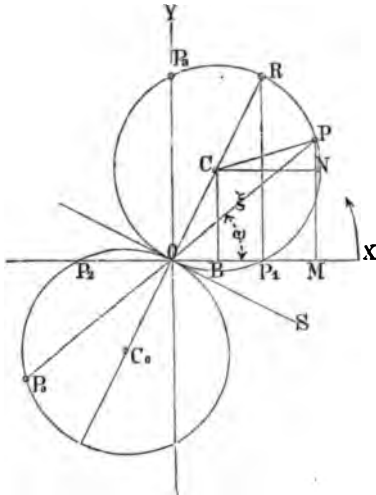
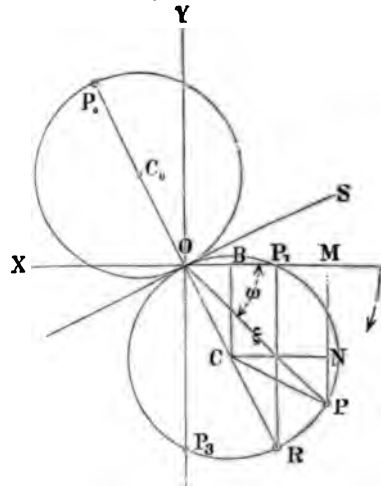


Fig. 4.



Beide Gleichungen sind mit Gleichung (I^d) identisch, wenn

$$2a = A \quad \text{und} \quad 2b = B ;$$

woraus $a = \frac{A}{2}$ und $b = \frac{B}{2}$ folgt*.) (9)

*) Mathematisch genommen ist die Gleichung (I^d) die Polargleichung eines einzigen Kreises, und zwar des in Fig. 3 und 4 aus C beschriebenen Kreises. Man überzeugt sich davon sogleich, wenn man statt der Polargleichung die Gleichung der Curve für rechtwinklige Coordinaten ansetzt. Setzt man in Fig. 3 $OM = x = \xi \cos \omega$ und $MP = y = \xi \sin \omega$, so folgt aus Gleichung (I^d):

$$x^2 + y^2 = Ax + By ,$$

und diese Gleichung ergibt für jeden Werth von x zwei Werthe von y . Uebrigens bestätigt das Gesagte auch die Polargleichung (I^d) selbst; denn setzt man in der Gleichung

$$\xi = A \cos \omega + B \sin \omega$$

$\omega + 180^\circ$ statt ω ein, so folgt:

$$\xi = - (A \cos \omega + B \sin \omega) ;$$

Kennt man also für einen bestimmten Fall die Werthe von A und B , so lässt sich zuvörderst der Mittelpunkt C desjenigen Kreises bestimmen, welcher zur Beurtheilung des Schieberweges dient, wenn man auf OX von O aus die Lage $OB = a = \frac{A}{2}$ und das Perpendikel in B , also $BC = b = \frac{B}{2}$ macht. Der Radius des Kreises findet sich ohne Weiteres:

$$\rho = \sqrt{a^2 + b^2} = \frac{1}{2} \sqrt{A^2 + B^2}. \quad (10)$$

Man ersieht nun aus Vorstehendem, mit welcher Leichtigkeit für irgend einen Drehungswinkel $XOP = \omega$ der Kurbel sich der Schieberweg ξ findet; dieser Weg ist einfach der diesem Winkel zugehörige Radiusvector OP . Könnte man also den Mittelpunkt des betreffenden Kreises bestimmen, was, wie aus Folgendem hervorgeht, immer sehr leicht ist, so lässt sich für jede Stellung des Krummzapfens ohne Weiteres der Schieberweg oder die Entfernung des Schiebermittels vom Oscillationspunkte aus der Figur entnehmen.

Untersuchen wir nach dem oben Gegebenen sofort einige allgemeine Beziehungen zwischen Schieberweg ξ und Umdrehungswinkel ω , indem wir immer noch die Grössen A und B als bestimmte constante, von einer gegebenen Steuerung abhängige Grössen betrachten.

Steht der Krummzapfen im todten Punkte, ist also $\omega = 0$, so folgt aus der Gleichung

$$\xi = A \cos \omega + B \sin \omega$$

$$\xi = A,$$

oder, da nach Obigem $OB = a = \frac{A}{2}$ ist (Holzst. Fig. 3), $\xi = OP_1$; die Linie OP_1 giebt also unmittelbar den Schieberweg

es wäre also die Länge des Radiusvector OP_0 in Fig. 3 nicht von O aus in der Richtung OP_0 , sondern in negativer Richtung, d. h. wieder nach P hin aufzutragen, was also wiederum auf den aus dem Punkte C beschriebenen Kreis führt. Die Annahme des Textes, dass man es mit zwei sich berührenden Kreisen zu thun habe, erleichtert jedoch das Studium des Gesetzes, nach welchem bei den verschiedenen Steuerungen die Schieberbewegung erfolgt.

bei Beginn des Kolbenhubes; ist $\omega = 180^\circ$, d. i. befindet sich der Krummzapfen im zweiten toten Punkte, so ist

$$\xi = -A,$$

oder der Figur gemäss $\xi = OP_2$, wo P_2 den Punkt bezeichnet, in welchem der zweite Kreis die Linie OX schneidet.

Der Schieberweg ist Null oder der Schieber ist in der mittlern Stellung, wenn

$$0 = A \cos \omega \pm B \sin \omega$$

ist, oder wenn

$$\text{tang } \omega = \mp \frac{A}{B} = \mp \frac{a}{b} \text{ ist.}$$

Das obere Vorzeichen gilt, wenn der Mittelpunkt des Kreises oberhalb OX liegt (Holzst. Fig. 3).

Aus der Bedingung

$$\text{tang } \omega = -\frac{a}{b}$$

ist aber ersichtlich, dass der betreffende Winkel sehr leicht gefunden wird, wenn man in O auf die Verbindungslinie OC ein Perpendikel OS fällt; in der Figur ist SOX der betreffende Winkel; derselbe giebt also an, um welchen Winkel sich die Kurbel vor dem toten Punkte befindet, wenn der Schieber in der mittlern Stellung ist. Liegt der Kreismittelpunkt C unterhalb OX , wie dies bei gewissen, später zu untersuchenden Steuerungen wirklich vorkommt, so ist:

$$\text{tang } \omega = +\frac{a}{b};$$

auch in diesem Falle findet sich der gesuchte Winkel SOX , indem man in O auf OC (Holzst. Fig. 4) das Perpendikel OS fällt.

Das Maximum des Schieberweges ξ findet sich aus der Gleichung

$$\xi = A \cos \omega \pm B \sin \omega$$

durch Differentiation

$$\frac{d\xi}{d\omega} = -A \sin \omega \pm B \cos \omega = 0,$$

oder

$$\text{tang } \omega = \pm \frac{B}{A} = \pm \frac{b}{a},$$

d. h. der betreffende Winkel ω ist derjenige, welchen die Verbindungslinie OC (Fig. 3 oder 4) mit OX bildet, also COX ; die Grösse des Schieberweges selbst ist in diesem Falle:

$$OR = 2\rho = \sqrt{A^2 + B^2}.$$

Steht endlich die Kurbel oder der Krummzapfen in den Quadraturen, d. h. steht er um 90° von den toten Punkten ab, so ist:

$$\xi = A \cos 90^\circ \pm B \sin 90^\circ = \pm B.$$

Ist also in Figur 3 oder 4 OP_3 senkrecht auf OX , so bezeichnet $OP_3 = B$ die Stellung des Schiebers, wenn der Krummzapfen in den Quadraturen steht.

Aus Allem ist ersichtlich, dass man zur Untersuchung der Grösse des Schieberweges für verschiedene Stellungen des Krummzapfens nur einen Kreis von C aus zu beschreiben braucht; verlängert man OP über O bis P_0 , so ist $OP_0 = OP$; da nun OP_0 den Schieberweg für $(180^\circ + \omega)$ ausdrückt, so ist wegen der Gleichheit von OP und OP_0 nur OP zu bestimmen oder nur ein Kreis zu beschreiben nöthig. Eben so lässt sich der Fall in Figur 4, der für die Voraussetzung gilt, dass das zweite Glied in der Gleichung

$$\xi = A \cos \omega \pm B \sin \omega$$

negativ genommen wird, leicht auf den Fall in Figur 3 zurückführen. Beide Fälle unterscheiden sich nur dadurch, dass die Drehungsrichtung des Krummzapfens entgegengesetzt ist. In Figur 3 sind die Winkel ω von OX aus nach oben, in Figur 4 von OX aus nach unten abzutragen. Ist in beiden Fällen A und B gleich, so ist dies auch mit OP für gleiche ω der Fall. Wir haben also bei den allgemeinen Untersuchungen auf das Vorzeichen des zweiten Gliedes obiger Gleichung keine weitere Rücksicht zu nehmen.

Die vorstehenden Untersuchungen wenden wir nun auf die einfache Steuerung an; für diese war nach Gleichung (7) und (8):

$$\begin{aligned} A &= r \sin \delta, \\ B &= r \cos \delta. \end{aligned}$$

Nach Gleichung (9) sind daher die Coordinaten des Mittelpunktes desjenigen Kreises, dessen Sehnen unmittelbar die Schieberwege angeben (Fig. 3, S. 20):

$$OB = a = \frac{A}{2} = \frac{1}{2} r \sin \delta ,$$

und

$$BC = b = \frac{B}{2} = \frac{1}{2} r \cos \delta ,$$

daher ist der Radius dieses Kreises, den wir von jetzt an den Schieberkreis nennen wollen:

$$CO = \rho = \frac{1}{2} \sqrt{A^2 + B^2} = \frac{1}{2} r ;$$

also sein Durchmesser:

$$OR = 2\rho = r ,$$

d. h. bei der einfachen Schiebersteuerung ist der Durchmesser des Schieberkreises gleich der Excentricität r .

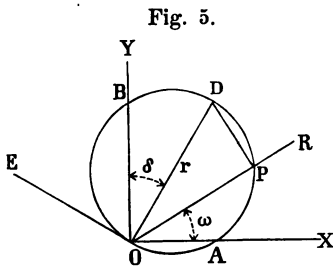
Der Winkel COY , den der Durchmesser OR des Schieberkreises mit der Verticalen OY bildet, findet sich ferner (Fig. 3):

$$\text{tang } COY = \frac{OB}{BC} = \frac{a}{b} = \frac{A}{B} = \text{tang } \delta ,$$

$$\angle COY = \delta ,$$

oder in Worten: der gesuchte Winkel ist gleich dem Voreilungswinkel.

Aus dem bisher Angegebenen geht hervor, mit welcher Leichtigkeit sich das Gesetz der Schieberbewegung, wenn solche von einem Excenter aus erfolgt, graphisch darlegen lässt. Hätte nur die Aufgabe vorgelegen, das Bewegungsgesetz für die einfache Steuerung mit einem Excenter anzugeben, so wären die zuletzt angegebenen Rechnungsergebnisse auf weit kürzerem Wege zu gewinnen gewesen, wie folgt:



Man trage in Fig. 5 an das Perpendikel OY zur Schieber-schubrichtung OX die Excentricität $OD = r$ unter dem Winkel $YOD = \delta$, dem Voreilwinkel, an und beschreibe über $OD = r$ als Durchmesser einen Kreis, den Schieberkreis. Denke man sich jetzt die Kurbel in der Lage OX in ihrem todtten Punkte und von da aus um den Winkel $XOR = \omega$ gedreht, so giebt die Strecke OP sofort die Ausweichung des Schiebers aus der Mitte seines Hubes beim Kurbelwinkel ω .

Unter Vernachlässigung des Fehlergliedes giebt nämlich Gleichung (1^a) den Schieberweg ξ :

$$\xi = r \sin(\omega + \delta) .$$

Zieht man in Fig. 5 die Verbindungslinie DP , so ist der Winkel DPO ein rechter, während der Winkel DOP im Dreieck DOP sich findet $90^\circ - (\omega + \delta)$ und daher folgt wegen $OD = r$ ohne Weiteres:

$$OP = r \cos[90^\circ - (\omega + \delta)]$$

oder:

$$OP = r \sin(\omega + \delta) = \xi ,$$

was zu beweisen war.

Ist die Gleichung für den Schieberweg in der Form:

$$\xi = A \cos \omega + B \sin \omega$$

gegeben, wie wir das oben angenommen haben und wie das bei einer Reihe von Steuerungen der Fall ist, die wir später noch behandeln werden und bei denen die Constanten A und B noch von den Dimensionen anderer Steuerungstheile abhängig sind, so macht man in Fig. 5 $OA = A$ und $OB = B$ und legt durch die Punkte O , A und B einen Kreis; eine solche Steuerung arbeitet dann genau wie eine einfache Steuerung, deren Excentricität $OD = r$ und deren Voreilwinkel $YOD = \delta$ wäre; wie also auch der Steuerungsmechanismus beschaffen sein mag, — wenn nur der Schieberweg durch die zuletzt gegebene Gleichung dargestellt wird, so lässt sich immer die Steuerung auf eine einfache Steuerung in angegebener Weise reduciren; ein Verfahren, von dem wir in der Folge Gebrauch machen werden.

Das einfache Diagramm giebt übrigens auch das Mittel an die Hand, die Geschwindigkeitsverhältnisse der Bewegung des Schiebers darzulegen. Die Geschwindigkeit des Schiebers variirt und in welcher Weise das geschieht, lässt sich schon aus dem Diagramm Fig. 5 erkennen, man hat nur zuzusehen, wie der Radiusvector OP sich mit dem Winkel $XOR = \omega$ ändert; man erkennt deutlich, dass sich der Schieber nur sehr langsam bewegt, fast still steht, wenn er am weitesten ausgelenkt ist, d. h. wenn die Kurbel in der Nähe der Richtung OD steht, dass dagegen bei der Kurbelposition OE (senkrecht auf OD) der Schieber die grösste Geschwindigkeit hat und das ist der Fall, wenn er durch die Mitte des Hubes geht.

Das Gesetz der Geschwindigkeitsänderungen lässt sich ebenfalls leicht graphisch und analytisch darlegen. Es drehe sich die Maschinenkurbel mit der constanten Winkelgeschwindigkeit ε , dann ist, wenn wir die Zeit t zu zählen beginnen, im Augenblicke, in welchem die Kurbel den todten Punkt passirt:

$$\omega = \varepsilon t ,$$

und daher folgt durch Substitution in die allgemeine Formel für den Schieberweg:

$$\xi = A \cos \varepsilon t + B \sin \varepsilon t ,$$

und hiernach die Geschwindigkeit w des Schiebers zur Zeit t :

$$w = \frac{d\xi}{dt} = -A\varepsilon \sin \varepsilon t + B\varepsilon \cos \varepsilon t$$

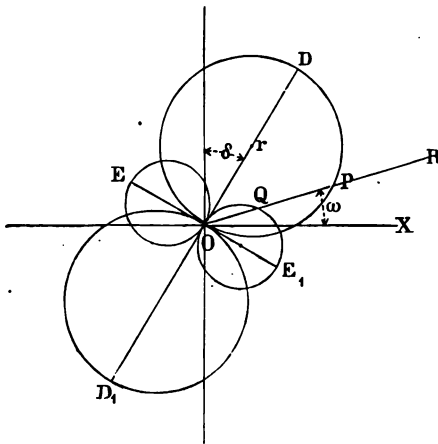
oder

$$w = -A\varepsilon \sin \omega + B\varepsilon \cos \omega ,$$

wonach sich für jeden Stellungswinkel der Kurbel die Schiebergeschwindigkeit berechnen lässt. Denkt man sich die Steuerung auf eine einfache reducirt, setzt man also $A = r \sin \delta$ und $B = r \cos \delta$, so folgt die Schiebergeschwindigkeit:

$$w = -r\varepsilon \sin \delta \sin \omega + r\varepsilon \cos \delta \cos \omega ,$$

Fig. 6.



und das ist die Polargleichung zweier Kreise OE und OE_1 (Fig. 6) vom Durchmesser $r\varepsilon$, der senkrecht auf der Excentricität $OD = r$ steht. Bei der Position OR der Kurbel, d. h. für den Drehwinkel ω , ist demnach nach Obigem OP die Ausweichung des Schiebers aus der Mitte, während der Radiusvector OQ die Geschwindigkeit w des Schiebers für diesen

Moment repräsentirt. Man ersieht jetzt deutlich das Gesetz der Geschwindigkeitsänderungen: bei den Kurbelstellungen OD und

OD_1 ist die Geschwindigkeit Null, d. h. der Schieber steht momentan (in der grössten Ausweichung) still und bei den Kurbelpositionen OE und OE_1 (im Hubmittel) hat der Schieber die grösste Geschwindigkeit vom Werthe $r\varepsilon$.

Praxis und Anwendung des Diagrammes.

Wir denken uns zunächst eine bestehende einfache Steuerung, deren Art und Weise der Dampfvertheilung aus den Dimensionen der Steuerungstheile abzuleiten ist.

Als gegeben werde die Grösse der Excentricität OD (Holzst. Fig. 2, S. 16), die wir mit r bezeichnen, angesehen, sowie der Voreilungswinkel $D_0OY = \delta$. Unter Zugrundelegung dieser Grössen soll zunächst die Bewegung des Schiebers angegeben und gezeigt werden, wie weit der Schieber bei irgend einem gegebenen Drehungswinkel ω , um welchen sich die Kurbel vom todten Punkte aus gedreht hat, von der Mitte seines Laufes entfernt ist. Diese Entfernung oder diesen Schieberweg bezeichnen wir mit ξ .

Man zeichne das Axensystem OX und OY (Fig. 2, Taf. I); OX soll mit der Schieberschubrichtung zusammenfallen. Nun trage man die Linie OZ so an OY , dass $YOZ = \delta =$ dem Voreilungswinkel werde; und mache den Abschnitt OP_0 auf OZ , sowie OQ_0 auf dessen Verlängerung gleich der gegebenen Excentricität r ; über diese Abschnitte beschreibe als Durchmesser Kreise; diese sind die Schieberkreise, die nun über die Schieberbewegung in folgender Weise Aufschluss geben.

Denken wir uns eine Kurbel, die Stellung OX oder OR einnehmend, wenn die wirkliche Kurbel eben durch den ersten ihrer todten Punkte geht und beide nun um den Winkel ω gedreht, so dass die ideelle Kurbel in die Lage OR_1 kommt, so ist der innerhalb des Schieberkreises liegende Theil OP der Richtung OR_1 ohne Weiteres der Schieberweg ξ , d. h. die Strecke, um welche der Schieber aus seiner mittlern Stellung gerückt ist, wenn sich die wirkliche Kurbel von ihrem todten Punkte aus um ω gedreht hat. Für den Drehungswinkel $XOQ = 180^\circ + \omega$ giebt die Figur für ξ denselben, aber einen negativen Werth, denn hier schneidet die Kurbelrichtung den zweiten aus C_1 beschriebenen Kreis in der Art, dass $OQ = OP$ ist; der obere Kreis gilt daher für die Ausweichungen des Schiebers nach rechts, der untere für

die Ausweichungen nach links. Für beide Ausweichungen gilt dasselbe, so dass wir meist nur den obern Kreis zu beachten haben. Ehe in den Betrachtungen weiter fortgeschritten wird, mag erst erwähnt werden, dass die einfache Figur Alles in wahrer Grösse zeigt und unter der Voraussetzung gilt, dass die Excentricität $OP_0 = r = 0,060^m$ und der Winkel des Voreilens $YOP = \delta = 30^\circ$ betrage. Will man daher wissen, um wie viel der Schieber bei der betreffenden Kurbelstellung von seiner mittlern Stellung nach rechts absteht, so hat man mittelst des Metermaassstabes die Grösse OP zu messen. Steht der Krummzapfen im todten Punkte, nimmt er also die Lage OR ein, so steht der Schieber um OP_1 von der Mitte seines Laufes ab; für vorliegenden Fall beträgt die Grösse $OP_1 = 0,030^m$.

Hat sich der Krummzapfen so weit gedreht, dass der Abschnitt oder die Sehne OP gleich dem Durchmesser wird, so ist der Schieber am weitesten von dem Hubmittel entfernt; man sieht ohne Weiteres aus der Figur, dass dies der Fall ist, wenn die Kurbel in die Richtung OP_0 gelangt ist, also um den Winkel $P_0OX = 90^\circ - \delta$ vom todten Punkte absteht. Fällt man auf die Linie P_0Q_0 im Punkte O ein Perpendikel OR_0 , so schneidet dieses den Kreis nicht, oder der Abschnitt OP wird = Null sein; der Schieber ist also gerade in der Mitte seines Hubes, wenn der Krummzapfen die Richtung OR_0 einnimmt, d. h. wenn er um den Winkel $RO R_0 = \delta$ vor dem todten Punkte steht. Denkt man sich den Krummzapfen von OR aus in der Richtung des Pfeiles gedreht, so lässt sich aus der Figur ohne Weiteres erkennen, dass die Sehnen von O aus, die die Schieberwege darstellen, sehr schnell wachsen, während sie nur sehr wenig variiren, wenn die Kurbel in der Lage von OP_0 sich bewegt. In der Mitte seines Hubes bewegt sich also der Dampfschieber sehr schnell, während seine Bewegung bei seiner grössten Ausweichung sehr langsam stattfindet. Diese längst bekannte Thatsache ist sehr wichtig und von grossem Einflusse auf die ganze Dampfvertheilung. Die Figur lässt auch noch deutlich den Einfluss des Winkels des Voreilens und der Grösse der Excentricität auf die, gewissen Stellungen entsprechenden Schieberwege erkennen. Wollte man z. B. das Excenter ohne Voreilen aufstecken, also $\delta = 0$ machen, so würde der Durchmesser OP in die Verticale OY fallen; wäre daher die Kurbel in den todten Punkten, so wäre der Schieber

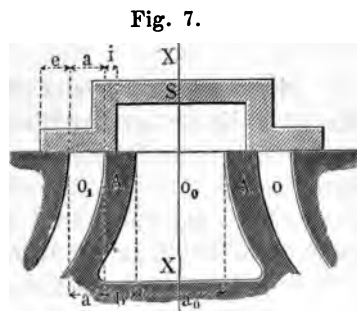
gerade in seiner mittleren Stellung und für die Drehungswinkel 90° und 270° würde er am weitesten von der mittleren Stellung entfernt sein. Das ist, wie das Folgende zeigen wird, für die Dampfvertheilung unzweckmässig, daher kommt dieser Fall selten vor.

Bei der Annahme $\delta = 90^\circ$ würde OP in die Richtung OX fallen; d. h. der Schieber ist am weitesten aus der mittlern Stellung gerückt, wenn die Kurbel in den todtten Punkten steht, und bei den Drehungswinkeln 90° und 270° steht der Schieber dann in der Mitte. Mit gleicher Leichtigkeit lassen sich Betrachtungen über die Veränderungen in der Schieberbewegung anstellen, wenn man die Excentricität r allein oder r und δ gleichzeitig ändert.

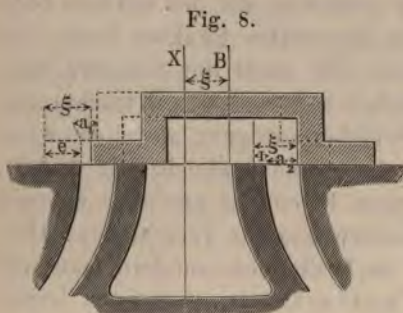
Bei praktischen Untersuchungen kommt es nun aber weniger darauf an, die Grösse des Schieberweges für verschiedene Drehungswinkel des Krummzapfens zu bestimmen, sondern man will die Art und Weise der Dampfvertheilung kennen lernen oder umgekehrt aus dieser auf die anzunehmenden Dimensionen der Steuerungstheile schliessen. Hierbei kommen aber neben der Grösse der Excentricität r und des Voreilwinkels δ auch noch gewisse Dimensionen des Schiebers selbst in Betracht, die zuerst besprochen werden müssen.

In Holzstich Fig. 7 ist der Schieber in seiner mittlern Stellung gezeichnet, also für den Moment, in welchem er gerade den Oscillationsmittelpunkt X überschreitet. Die beiden Dampfkanäle o und o_1 , die nach den Enden des Cylinders führen, sind durch die beiden festen Stege AA vom Austrittskanale o_0 geschieden.

Man bemerkt nun, dass die beiden Schieberlappen in dieser Stellung die beiden Dampfkanäle nicht nur vollständig schliessen, sondern dass beide Lappen um ein gewisses Stück, das in der Figur mit e bezeichnet ist, noch über die Oeffnung hinaus ragen. Man nennt diese Länge e die äussere Ueberdeckung oder auch die äussere Deckung. Ueberdies bedecken die Schieberlappen auch zum Theil die Stege A



und zwar, der Bezeichnung in der Figur gemäss, auf die Breite i ; diese Dimension nennt man die innere Ueberdeckung oder die innere Deckung. Die Grössen der äusseren und innern Deckung, sowie die Weite der Kanäle o und o_1 , die wir mit a bezeichnen, sind es, die wir in die folgenden Untersuchungen noch einzuführen haben.



Nimmt man an, der Schieber habe sich um den Weg ξ aus der Mitte seines Hubes nach rechts bewegt (Holzst. Fig. 8), und die dadurch bewirkte Eröffnung des Dampfeintrittskanales sei a_1 , so gilt, wie sich ohne Weiteres aus der Figur erkennen lässt, die Gleichung:

$$e + a_1 = \xi,$$

oder die Oeffnung des Kanales ist:

$$a_1 = \xi - e,$$

wenn die äussere Deckung e bekannt ist. Dabei hat aber gleichzeitig der Schieber den zweiten Kanal um die Grösse a_2 für den austretenden Dampf geöffnet, und es gilt hier, wie ebenfalls die Figur zeigt, die Relation

$$i + a_2 = \xi$$

oder

$$a_2 = \xi - i.$$

Diese beiden Gleichungen für a_1 und a_2 geben also ohne Weiteres die Grösse der Eintritts- und Austrittsöffnung an, sobald nach Obigem für irgend einen Drehungswinkel ω der Schieberweg bestimmt ist, man hat nur das eine Mal die äussere Deckung e , das andere Mal die innere Deckung i vom Schieberwege zu subtrahiren. Will man mit Hilfe der Construction diese Oeffnungen kennen lernen, so ergeben sich diese höchst einfach durch folgende Betrachtungen.

Wir haben gefunden, dass für irgend einen Drehungswinkel $XOP = \omega$ (Fig. 2, Taf. I) der Schieberweg gleich dem Radiusvector OP ist. Nun ergibt sich aber die Grösse der Dampfeintrittsöffnung für diese Stellung, wenn man die äussere Deckung e von ξ subtrahirt; beschreibt man daher mit dem Radius $OV = e$ von O

aus den Kreis V_1VV_2 , so giebt die Grösse PV unmittelbar die Eröffnung des Dampfkanales bei dem Drehungswinkel $POX = \omega$.

Beschreibt man ebenso von O aus mit einem Radius $OW = i$ den Kreis W_1WW_2 , so folgt der Theil PW des Radiusvector $OP - OW = \xi - i$, d. h. gleich der Weite der Eröffnung des andern Kanales für den Dampfaustritt.

Da die Figur in natürlicher Grösse gezeichnet ist und zwar unter der Voraussetzung, dass die Excentricität $r = 0,060^m$ (OP_0), die äussere Deckung $OV = e = 0,024^m$, die innere Deckung $OW = i = 0,007^m$ und der Winkel des Voreilens $YOP_0 = \delta = 30^\circ$ betrage, so kann man die Grössen OP , PV , PW sofort mittelst des Metermaassstabes der Figur entnehmen.

Steht der Krummzapfen im todten Punkte, also in der Richtung OR , so ist für den Beginn des Kolbenhubes der Schieberweg $= OP_1$, die Eröffnung für den Dampfeintritt $= P_1V_1$, die Eröffnung für den Dampfaustritt $= P_1W_1$. Bekanntlich nennt man die Eröffnung des Dampfeintrittskanales beim Beginn des Kolbenhubes, also V_1P_1 , das lineare Voreilen, das äussere Voreilen oder das Voreilen auf der Dampfseite. Hingegen die Grösse, um die der zweite Kanal für den Dampfaustritt beim Beginn des Kolbenhubes schon geöffnet ist, also W_1P_1 , das innere Voreilen oder das Voreilen auf der Luftseite.

Für unsern speciellen Fall ist, wie man sich durch Nachmessen überzeugen kann, das äussere Voreilen $V_1P_1 = 0,006^m$, das innere Voreilen $W_1V_1 = 0,023^m$ sofort gefunden. Die grösste Eröffnung der Dampfkanäle findet statt, wenn der Schieber am weitesten aus seiner mittlern Stellung gerückt ist; d. h. wenn der Krummzapfen in der Richtung OP_0 steht, dann ist also die grösste Eröffnung des Dampfeintrittskanales P_0V_5 ($0,036^m$) und die grösste Eröffnung für den Dampfaustritt P_0W_5 ($0,053^m$), vorausgesetzt, dass die Dampfkanäle überhaupt diese Weite besitzen.

Fig. 2, Taf. I giebt aber auch auf alle andern Fragen Antwort.

Die Frage nach der Stellung des Krummzapfens beim Beginn und beim Ende des Dampfeintrittes beantwortet sich auf folgende Weise. Für diesen Augenblick nimmt der Schieber die Stellung ein, wie sie Holzst. Fig. 9 (S. 32) angiebt, wo also der Schieber gerade um die äussere Deckung e aus seiner mittlern Stellung gertückt, d. h. $\xi = e$ ist. Gehen wir wieder zur

Fig. 2, Taf. I zurück, so findet sich, dass der Hauptkreis um C den mit der äussern Deckung beschriebenen Kreis in V_3 und V_4

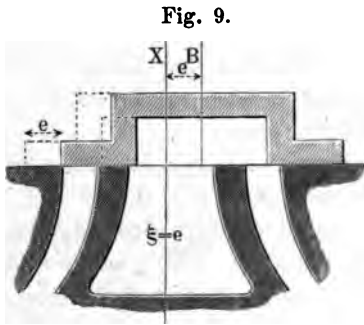


Fig. 9.

schneidet; verbinden wir beide Punkte mit O und verlängern die Verbindungslinien rückwärts bis an den Warzenkreis, so geben diese die Stellung des Krummzapfens für die beiden Momente, in welchen die eine äussere Schieberkante den Dampftrittskanal eben öffnet oder eben schliesst, oder mit andern Worten:

OR_3 ist die Stellung des

Krummzapfens bei Beginn des Dampftrittes; er steht also noch um den Winkel R_3OR vor dem toten Punkte, wenn der Dampftritt auf der Gegenseite schon beginnt.

OR_4 hingegen ist die Stellung des Krummzapfens beim Ende des Dampftrittes; der Winkel R_3OR_4 deutet zugleich an, um welchen Bogen sich der Krummzapfen während der Dauer des Dampftrittes dreht.

Will man für diese Momente lieber die Kolbenstellung wissen, so fälle man von R_3 und R_4 Perpendikel auf OX . Um die Figur nicht zu sehr mit Linien zu überladen, ist die Linie HK parallel zu OX gezogen worden; ihre Länge giebt, da sie gleich dem Warzenkreisdurchmesser gemacht wurde, zugleich die Grösse des Kolbenhubes. Füllen wir nun von R_3 und R_4 die Perpendikel R_3H_3 und R_4H_4 auf HK , so giebt:

H_3 die Stellung des Kolbens bei Beginn des Dampftrittes und H_3K zeigt an, wie viel dabei der Kolben noch vom Ende seines Hubes entfernt ist. Hingegen zeigt H_4 die Kolbenstellung beim Ende des Dampftrittes, das Verhältniss von KH_4 zu KH ist also das Expansionsverhältniss.

In ganz gleicher Weise beantworten sich die Fragen in Betreff des Dampfaustrittes. Holzst. Fig. 10 zeigt den Schieber in der Stellung, wo eben der Dampfaustritt beginnt oder aufhört, dabei ist der Schieber um den Weg $\xi = i$ aus seiner mittlern Stellung gerückt. Aus Fig. 2, Taf. I ist ersichtlich, dass in den beiden Schnittpunkten W_3 und W_4 der Kreise P_1PP_2 und W_1WW_2 die Gleichheit von ξ und i stattfindet. Verbinden wir

wieder W_3 und W_4 mit O und verlängern die Linie rückwärts bis an den Warzenkreis, so giebt:

OR_5 die Stellung des Krummzapfens und H_5 die Stellung des Kolbens bei Beginn des Dampfaustrittes. Der Dampfaustritt beginnt also schon, wenn der Krummzapfen um den Winkel ROR_5 vor dem todten Punkte steht, oder der Kolben noch den Weg H_5K bis zum Ende seines Hubes zurückzulegen hat.

OR_6 giebt die Stellung des Krummzapfens beim Ende des Dampfaustrittes und H_6 die Stellung des Kolbens in diesem Momente. Das Verhältniss KH_6 zu KH ist das Compressionsverhältniss.

Man erkennt ohne Weiteres, dass, während der Krummzapfen den Winkel R_4OR_6 , oder der Kolben den Weg H_4H_6 zurücklegt, Expansion vor dem Kolben und Dampfaustritt hinter dem Kolben stattfindet. Hat der Krummzapfen die Stellung OR_6 erreicht, so beginnt hinter dem Kolben die Compression des Dampfes.

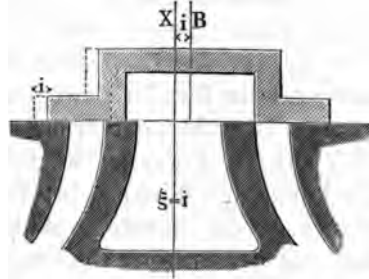
Alles Gesagte gilt für den Lauf des Kolbens von rechts nach links; bei Untersuchung der weitem Bewegung hat man nur die Hauptkurbelstellungen OR_5 , OR_3 , OR_4 , OR_6 rückwärts über O bis zum Warzenkreis zu verlängern. So liegt R_7 in der Verlängerung von OR_5 , und es deutet OR_7 die Kurbelstellung beim Beginn des Dampfaustrittes rechts an, wenn der Kolben von rechts nach links geht.

Während die Warze den Bogen R_6R_7 durchläuft, findet links Compression, rechts vom Kolben Expansion statt.

Verlängern wir OR_3 bis R_8 , so ist OR_8 die Kurbelstellung, bei welcher links schon der Dampfeintritt beginnt; während also die Kurbel den Bogen R_6R_8 durchläuft, findet links Compression des Dampfes statt.

Um die Uebersichtlichkeit der Figur zu erhöhen, sind in derselben die verschiedenen Vorgänge eingeschrieben; die Angaben, welche ausserhalb rings um den Warzenkreis stehen, beziehen sich auf die Dampfvertheilung auf der rechten Seite des Kol-

Fig. 10.



bens, hingegen die Angaben innerhalb des Warzenkreises auf die Vertheilung der linken Seite des Kolbens.

Auf die schon angegebene Weise, indem man von den einzelnen Warzenstellungen Perpendikel auf die Linien HK und H_0K_0 fällt, ergeben sich die betreffenden Kolbenstellungen, auf ersterer für die Bewegung des Kolbens von rechts nach links, auf letzterer für die Bewegung von links nach rechts.

Es ist wohl kaum erforderlich, darauf hinzuweisen, wie leicht sich aus der Figur 2, Taf. I der Einfluss der innern und äussern Deckung, des Winkels des Voreilens etc. erkennen lässt. Macht man z. B. die äussere Deckung kleiner als OV , so schneidet der nun mit der äussern Deckung als Halbmesser beschriebene Kreis (in der Figur nicht angegeben) den um C beschriebenen Hauptkreis in Punkten, die auf dem Umfange des letztern näher gegen O liegen, als V_3 und V_4 . Verbindet man beide Schnittpunkte wieder mit O , so schliessen beide Verbindungslinien einen grösseren Winkel zwischen sich ein, als OV_3 und OV_4 , d. h. es findet länger Dampfeintritt statt, die Expansion ist geringer.

Wollte man, um noch ein Beispiel zu geben, gar keine innere Deckung annehmen, so würde der Kreis WW_2W_4 ganz wegfallen, dann findet aber fortwährend Dampfaustritt statt.

Damit bei Beginn des Kolbenhubes schon Dampf auf der Gegenseite einströme, muss für diesen Moment der Dampfeintrittskanal schon um ein Bestimmtes geöffnet sein; wir sahen, dass V_1P_1 die Grösse dieser Eröffnung unmittelbar angiebt. Man erkennt nunmehr aus der Figur, dass unter der gegebenen Bedingung $OV_1 < OP_1$ sein muss, d. h. die äussere Deckung muss kleiner als OP_1 sein.

Wollte man gar keine äussere Deckung geben, so würde fortwährend Dampfeintritt stattfinden, und zwar würde der Eintritt immer in dem Momente wechseln, wo der Schieber die Mitte seines Laufes passirt, also bei den Kurbelstellungen OR_0 .

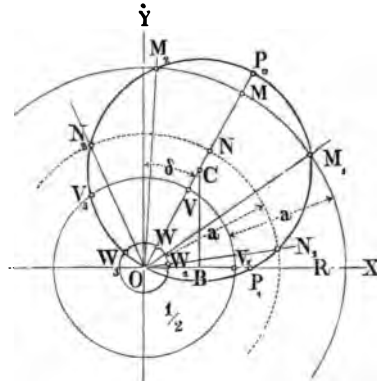
Welche Aenderungen in der Dampfvertheilung eintreten, wenn man einzelne der Grössen r , δ , e oder i allein oder mehrere gleichzeitig ändert, ist zu leicht aus dem einfachen Diagramme abzulesen, als dass wir hier noch weiter darauf eingehen sollten. Nur eine Bemerkung in Betreff der Weite der Dampfkanäle ist noch hinzuzufügen: es lassen sich nämlich sehr leicht durch das Diagramm auch die Momente bezeichnen, in denen eben der

Eintritts- oder Austrittskanal ganz geöffnet ist, oder in denen der eine oder der andere eben sich zu verengen beginnt. Holzst. Fig. 11 zeigt die Haupttheile des Diagrammes aus Fig. 2, Taf. I nochmals und zwar in $\frac{1}{2}$ der natürlichen Grösse. Tragen wir von V radial auswärts die Länge $VM = a =$ der Weite eines Dampfkanales (hier ist $a = 0,030^m$) und ebenso von W aus nach N denselben Werth, so dass auch $WN = a$ ist, und beschreibt man endlich von O aus mit OM und ON Kreise, so ist leicht die Richtigkeit von Folgendem einzusehen: Man suche die Durchschnitte dieser Kreise mit dem Schieberkreise auf, so ist OM_1 die Kurbelstellung, wo eben der Eintrittskanal ganz geöffnet ist und OM_2 diejenige, wo er sich wieder zu schliessen beginnt. Während die Kurbel durch den Bogen M_1MM_2 geht, ist der Eintrittskanal immer ganz geöffnet; MP_0 giebt in $\frac{1}{2}$ natürlicher Grösse an, um wie viel die äussere Schieberkante über die innere Kanalkante bei der grössten Ausweichung zurückgegangen ist.

Aehnliches gilt für den Austritt. In der Lage ON_1 ist schon der Austrittskanal ganz geöffnet, und bleibt es, bis die Kurbel in die Lage ON_2 kommt.

Es ist, wie hier noch bemerkt werden mag, gegen das Diagramm die Einwendung erhoben worden, dass die Kurbelrichtungen den Schieberkreis, besonders in den Lagen, wo der Schieber nahe in der Mitte seines Laufes sich befindet, unter sehr kleinen Winkeln schneiden und daher die Schnittpunkte nicht scharf und bestimmt genug hervortreten. Der Einwurf ist unbegründet. Wären z. B. (Fig. 2, Taf. I) die Kurbelrichtungen OR_4 und OR_6 für den Beginn der Expansion und Compression gegeben und die Schnittpunkte V_4 und W_4 aufzusuchen, um daraus auf die Grösse OV_4 und OW_4 , d. h. der äussern und innern Deckung zu schliessen, so sind allerdings, wie auch die Figur zeigt, die Schnitte flach; in solchem Falle braucht man aber nur vom Endpunkte P_0 des

Fig. 11.



Schieberkreisdurchmessers OP_0 die Perpendikel P_0V_4 und P_0W_4 gegen die Richtungen OR_4 und OR_0 zu fällen, wodurch die Schnittpunkte V_4 und W_4 vollständig scharf hervortreten.

Wie man nun für eine gegebene einfache Steuerung alle Momente der Dampfvertheilung schnell und sicher mit Hilfe des Diagrammes findet, wird aus dem Vorstehenden zur Genüge hervorgehen; es bleibt uns daher nur noch übrig, zu zeigen, wie man aus gewissen Bedingungen in Hinsicht der Dampfvertheilung auf die Dimensionen schliessen kann, welche einer neu zu konstruirenden Steuerung zu geben sind und hierzu eignet sich am besten die Vorführung einiger Beispiele.

Lösung einiger Aufgaben.

Aufgabe 1. »Es soll bei einer einfachen Schiebersteuerung die Excentricität $r = 0,060^m$ und der Winkel des Voreilens $\delta = 30^\circ$ betragen. Der Dampfeintritt soll stattfinden, während der Kolben $0,5$ seines Hubes zurücklegt, und der Dampfaustritt soll beginnen, wenn der Kolben noch $0,04$ seines Hubes zurückzulegen hat. Es ist zu bestimmen die innere und äussere Deckung, das innere und äussere Voreilen, die grösste Eröffnung der Dampfkanaäle etc.«

Auflösung. Man zeichne die beiden senkrecht auf einander stehenden Axen OX und OY Fig. 3 Taf. 1; trage an OY den Winkel $YOP_0 = \delta = 30^\circ$ und mache $OP_0 = r = 0,060^m$; halbire OP_0 in C und beschreibe aus C mit $OC = CP_0$ den Schieberkreis. Ferner beschreibe man von O aus nach einem beliebigen Maassstab den Kreis RR_4R_0 , der den Warzenkreis vorstellt. Wir haben $RR_0 = 0,100^m$ gemacht. Denken wir uns jetzt die Drehung des Krummzapfens in der Richtung des Pfeiles stattfindend und den Kolben von links nach rechts gehend, so soll links der Dampfaustritt beginnen, wenn der Kolben noch um den Weg $0,04$ vom Ende seines Hubes, also in der Figur um $0,04 \times 0,100 = 0,004^m$ absteht. Machen wir daher $RII_3 = 4^{mm}$, errichten das Perpendikel H_3R_3 bis zum Durchschnitt R_3 mit dem Warzenkreise und ziehen OR_3 , so ist dies die Stellung des Krummzapfens vor dem todten Punkte, wenn der Dampfaustritt beginnt. Die Richtung OR_3 schneidet den Schieberkreis in W_3 und OW_3 ist jetzt die gesuchte innere Deckung.

Während nun der Kolben von rechts nach links geht, soll der Dampfeintritt aufhören, wenn er 0,8 seines Hubes zurückgelegt hat. Macht man demnach $RH_4 = 0,8 \cdot RR_0 = 0,8 \cdot 0,1 = 0,08^m$, errichtet das Perpendikel H_4R_4 und zieht OR_4 , so giebt letztere Linie die Stellung des Krummzapfens beim Ende des Dampfeintritts oder beim Beginn der Expansionswirkung; die Richtung OR_4 schneidet den Schieberkreis in V_4 , so dass OV_4 sofort die gesuchte äussere Deckung e ist. Beschreiben wir von O aus mit der innern Deckung $OW_3 = i$ und mit der äussern Deckung $OV_4 = e$ Kreise, so ist nun die ganze Aufgabe gelöst, denn man hat mit einem Male alle verlangten Grössen; es ist nämlich, wenn wir zugleich die Abmessungen aus der Fig. 3, Taf. I beifügen:

Aeusserer Deckung	$OV_4 = 0,024^m$.
Innere Deckung	$OW_3 = 0,007^m$.
Aeusseres Voreilen	$P_1V_1 = 0,006^m$.
Inneres Voreilen	$P_1W_1 = 0,023^m$.
Grösste Eröffnung des Eintrittskanals . .	$P_0V = 0,036^m$.

Zugleich lassen sich aber auch, nach dem bei der Betrachtung des Figur 2, Taf. I Erwähnten, alle weiteren Fragen in Betreff der Dampfvertheilung und der Kolbenstellungen beantworten, was wir hier nicht wiederholen wollen.

Wollte man die gleiche Aufgabe ganz allgemein durch Rechnung lösen, so würde man in folgender Art vorgehen müssen.

Es sei s_1 der Kolbenweg während der Admission, d. h. bei Beginn der Expansion, R der Kurbelradius und ω_1 der Winkel, um welchen sich die Kurbel, vom todten Punkt aus gerechnet, bei Beginn der Expansion gedreht hat, dann besteht (unter Voraussetzung einer langen Kurbelstange) die Beziehung:

$$s_1 = R(1 - \cos \omega_1) ,$$

während der ganze Weg des Kolbens sich ergibt:

$$s = 2R .$$

Durch Division folgt hieraus das Expansionsverhältniss:

$$\frac{s_1}{s} = \frac{1 - \cos \omega_1}{2} = \sin^2 \frac{\omega_1}{2} ,$$

und daher berechnet sich der Drehwinkel ω_1 für den Beginn der Expansion aus dem Expansionsverhältniss nach der Formel:

$$\sin \frac{\omega_1}{2} = \sqrt{\frac{s_1}{s}} .$$

Ist ferner der Kolbenweg bei Beginn des Dampfaustrittes s_3 , und der zugehörige Kurbelwinkel ω_3 , so folgt in gleicher Weise:

$$\sin \frac{\omega_3}{2} = \sqrt{\frac{s_3}{s}} .$$

Nun war allgemein der Schieberweg für den Drehwinkel ω :

$$\xi = r \sin(\omega + \delta) .$$

Bei Beginn der Expansion ist aber, wie sich aus dem Studium des Diagrammes ergab, $\xi = e$. und bei Beginn des Dampfaustrittes, d. h. für $\omega = \omega_3$, ist $\xi = -i$, daher ergeben sich sofort, da r und δ als bekannt angesehen werden, zur Berechnung der äussern und innern Deckung die beiden Formeln:

$$e = r \sin(\omega_1 + \delta) \quad \text{und} \quad i = -r \sin(\omega_3 + \delta) .$$

Bei Beginn des Hubes ist $\omega = 0$ und daher der Schieberweg $\xi = r \sin \delta$, wonach sich dann berechnet das äussere lineare Voreilen $r \sin \delta - e$ und das innere lineare Voreilen $= r \sin \delta - i$.

Aufgabe 2. »Es ist der Halbmesser r der Excentricität und »der Winkel δ des Voreilens zu bestimmen, wenn man bei einer »Schiebersteuerung mit einem Excenter die Schieberdimensionen, »d. h. die innere und äussere Deckung, also i und e , kennt und »überdies verlangt, dass das Expansionsverhältniss $\frac{s_1}{s}$ und die »Eröffnung des Eintrittskanals bei Beginn des Kolbenhubes, also »das Voreilen $= v$ sei; angenommen werde $e = 0,024^m$, $i = 0,007^m$, » $v = 0,006^m$ und $\frac{s_1}{s} = 0,80$.«

Auflösung. Die Lösung reducirt sich auf die Bestimmung der Lage des Mittelpunktes C des Schieberkreises (Fig. 3, Taf. I). Kennt man diese, so ist $CO = \rho$ die Hälfte der gesuchten Excentricität und $\angle YOC = \delta$ der Winkel des Voreilens.

Wir nehmen den Punkt O als Mittelpunkt der Welle, ziehen OX und darauf senkrecht OY ; von O aus beschreibe man jetzt mit der äussern Deckung $e = 0,024^m$ und der innern Deckung $i = 0,007^m$ die Kreise V_1VV_4 und W_1WW_4 , dann beschreibe man

ebenfalls von O aus, nach einem beliebigen andern Maassstabe, am besten mit dem Radius $0,050^m$ einen Kreis, der den Warzenkreis vorstellt (RR_1R_0).

Der Aufgabe gemäss soll die Dampfvertheilung mit dem Expansionsverhältniss $\frac{s_1}{s} = 0,80$ stattfinden; bestimmen wir daher den Punkt H_4 im Durchmesser RR_0 so, dass $RH_4 : RR_0 = s_1 : s$ ist, so giebt H_4 die Kolbenstellung am Ende des Dampftrittes; da hier $s = 0,100^m$, so ist einfach $s_1 = RH_4 = 0,080^m$ zu machen; errichtet man in H_4 das Perpendikel H_4R_1 und zieht OR_4 , so ist letzteres die zugehörige Kurbelstellung.

Die Richtung OR_4 schneidet den mit der äussern Deckung beschriebenen Kreis in V_4 und das ist, wie aus Früherem bekannt, ein Punkt, durch welchen der zu bestimmende Schieberkreis geht.

Den weitem Bestimmungen der Aufgabe gemäss soll bei Beginn des Hubes die Eröffnung des Dampfkanals $v = 0,006^m$ sein; macht man daher $V_1P_1 = v$, wobei $OV_1 = e$ bekannt ist, so findet sich in P_1 ein zweiter Punkt, durch welchen der Schieberkreis hindurch geht; derselbe geht aber auch durch O ; legen wir daher durch V_4 , O und P_1 einen Kreis, so ist das der gesuchte Schieberkreis und daher COY der gesuchte Winkel des Voreilens δ und OP_0 die gesuchte Excentricität r . Die Abmessungen ergeben $\delta = 30^\circ$ und $r = 0,060^m$.

Verfolgt man die Durchschnitte des Schieberkreises mit den andern Kreisen, so sind nebenbei nach dem Mitgetheilten auch alle andern Fragen beantwortet.

Auf dem Rechnungswege würde man aus dem bekannten Expansionsverhältniss, wie in der vorigen Aufgabe zuerst, den Drehwinkel der Kurbel beim Beginn der Expansion nach der Formel

$$\sin \frac{\omega_1}{2} = \sqrt{\frac{s_1}{s}}$$

ermitteln; dann hat man wieder den Schieberweg bei Beginn der Expansion:

$$e = r \sin(\omega_1 + \delta),$$

und wenn das äussere Voreilen v gegeben ist, den Schieberweg bei Beginn des Kolbenhubes:

$$e + v = r \sin \delta.$$

Aus den beiden letzten Gleichungen bestimmen sich dann die beiden Unbekannten r und δ .

Es findet sich, wie leicht verfolgt werden kann, der Voreilwinkel δ aus der Gleichung:

$$\cotg \delta = \frac{e}{(e + v) \sin \omega_1} - \cotg \omega_1 ;$$

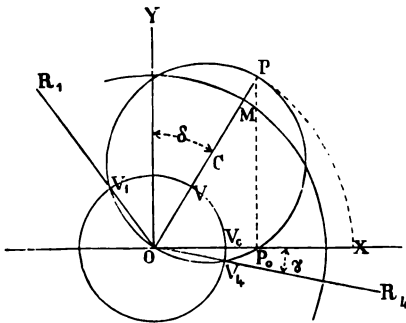
und dann die Excentricität durch die Formel:

$$r = \frac{e + r}{\sin \delta} .$$

Aufgabe 3. »Für den Entwurf einer einfachen Steuerung ist das Expansionsverhältniss $\varepsilon = \frac{s_1}{s}$ gegeben, ferner der Vor-

»öffnungswinkel γ , d. h. der Winkel $R_1 O X$ (Holzst. Fig. 12).

Fig. 12.



»um welchen die Kurbel beim
»Beginn des Dampf ein-
»strömens vor dem toten
»Punkte steht. Endlich sei
»gegeben die Kanalweite
» $VM = a$ und die Strecke
» $MP = k$, um welche die
»äussere Kante des Schiebers
»bei dessen grösster Auswei-
»chung noch über die innere
»Kante des Eintrittskanales
»zurückstehen soll.«

»Es ist zu bestimmen die
»Excentricität $OP = r$, der Voreilwinkel $YOP = \delta$, die äussere
»Deckung $OV_1 = OV_4 = e$ und das lineare äussere Voreilen
» $V_0 P_0 = v$.«

Auflösung. Bei dieser und der folgenden Aufgabe lässt man am besten Construction und Rechnung Hand in Hand gehen.

Zuerst bestimme man die Kurbelposition OR_1 oder den Drehwinkel $XOR_1 = \omega_1$ für den Beginn der Expansion durch die bekannte mehrfach angedeutete Construction oder durch Berechnung nach der vorhin entwickelten Formel:

$$\sin \frac{\omega_1}{2} = \sqrt{\frac{s_1}{s}} .$$

trage ferner den Voröffnungswinkel $XOR_4 = \gamma$ auf und halbiere den Winkel R_1OR_4 ; die Halbirungslinie OP ist sofort die Richtung der Excentricität und daher der Winkel YOP gleich dem Voreilwinkel δ ; durch Rechnung findet sich der letztere hiernach auch einfach nach der Formel:

$$\delta = 90^\circ - \frac{\omega_1 - \gamma}{2} .$$

Für den Beginn der Expansion ist nun in der allgemeinen Gleichung $\xi = r \sin(\omega + \delta)$ zu setzen $\xi = e$ und $\omega = \omega_1$, demnach ist:

$$e = r \sin(\omega_1 + \delta) .$$

Ferner folgt, wie auch Fig. 12 zeigt, für die grösste Ausweichung des Schiebers:

$$r = e + a + k .$$

Durch Verbindung dieser beiden Gleichungen findet sich dann, wenn man gleichzeitig die Formel für δ benutzt, nach einfacher Reduction:

$$2r = \frac{a + k}{\sin^2\left(\frac{\omega_1 + \gamma}{4}\right)} .$$

Aus dieser Gleichung berechnet sich die Excentricität $OP = r$ mit Leichtigkeit (oder lässt sich nach deren Anweisung construieren).

Beschreibt man jetzt über OP in Fig. 12 den Schieberkreis, so geben die beiden Durchschnittspunkte V_1 und V_4 auf den Kurbelrichtungen OR_1 und OR_4 in den Längen OV_1 und OV_4 die äussere Deckung e , und V_0P_0 ist das gesuchte lineare äussere Voreilen.

Schliesslich würde man noch die innere Deckung wählen und damit den Entwurf des Diagrammes vollenden.

Aufgabe 4. »Bei einer einfachen Steuerung soll das Expansionsverhältniss $\varepsilon = \frac{s_1}{s}$ erzielt werden; ferner ist gegeben »das äussere lineare Voreilen $V_0P_0 = v$ (Holzst. Fig. 12), die »Kanalweite $VM = a$ und die Strecke $MP = k$, um welche die »äussere Schieberkante bei der grössten Ausweichung des Schiebers noch hinter die innere Kante des Eintrittskanales zurückweichen soll.«

»Es ist zu bestimmen der Halbmesser r der Excentricität,

der Voreilwinkel δ , die äussere Deckung e und der Voröffnungswinkel γ .*)

Auflösung. Bei Behandlung vorstehender Aufgabe kommt man am leichtesten und übersichtlichsten zum Ziele, wenn man die Excentricität r berechnet und die übrigen Unbekannten durch Construction ermittelt.

Die Formel, nach welcher die Berechnung von r stattfindet, leitet sich ab wie folgt.

Für den Beginn des Kolbenhubes ist in der allgemeinen Gleichung für den Schieberweg $\xi = r \sin (\omega + \delta)$ zu setzen $\omega = 0$ und (Fig. 12, $\xi = e + v$, demnach ist:

$$e + v = r \sin \delta .$$

Ferner ist für den Beginn der Expansion der Kurbelwinkel ω_1 durch Rechnung, wie vorhin, oder durch Construction bekannt, und $\xi = e$, daher:

$$e = r \sin (\omega_1 + \delta) .$$

Endlich ist für die grösste Schieberausweichung nach dem Diagramm (Holzst. Fig. 12):

$$r = e + a + k .$$

Aus diesen drei Gleichungen wären die drei Unbekannten r , δ und e zu bestimmen. Setzt man den für e aus der letzten Gleichung hervorgehenden Werth in die beiden ersten ein, so folgt:

$$r (1 - \sin \delta) = a + k - v \quad (\alpha)$$

und

$$r [1 - \sin (\omega_1 + \delta)] = a + k , \quad (\beta)$$

und aus diesen beiden Gleichungen wäre nun, um r zu gewinnen, δ zu eliminiren.

Macht man hier von der bekannten Formel:

$$1 - \sin x = 2 \sin^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{x}{2} \right)$$

Gebrauch, so ergibt sich aus Gl. (α):

*) Die oben gestellte Aufgabe wurde zuerst von Redtenbacher (»Gesetze des Locomotivbaues«, Seite 107) durch blosser Rechnung gelöst; später gaben Ingenieur Herrmann in der »Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereines« 1859, IX. Jahrg., S. 81, und Prof. Grashof in der »Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure« 1859, III. Jahrg., S. 294, rein graphische Lösungen des gleichen Problems.

$$\sin\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\delta}{2}\right) = \sqrt{\frac{a+k-v}{2r}},$$

sowie

$$\cos\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\delta}{2}\right) = \sqrt{\frac{2r - (a+k-v)}{2r}}.$$

Dagegen ergibt die Gl. (β) auf gleichem Wege:

$$\sin\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\delta}{2} - \frac{\omega_1}{2}\right) = \sqrt{\frac{a+k}{2r}}$$

oder:

$$\sin\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\delta}{2}\right) \cos\frac{\omega_1}{2} - \cos\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\delta}{2}\right) \sin\frac{\omega_1}{2} = \sqrt{\frac{a+k}{2r}}.$$

Benutzt man in dieser Formel die vorstehenden beiden Ausdrücke und berücksichtigt man, dass hier, wie in den vorigen Aufgaben, ist:

$$\sin\frac{\omega_1}{2} = \sqrt{\frac{s_1}{s}} = \sqrt{\varepsilon} \quad \text{und daher} \quad \cos\frac{\omega_1}{2} = \sqrt{1-\varepsilon},$$

so folgt nach einfacher Reduction:

$$\sqrt{1-\varepsilon} \sqrt{a+k-v} - \sqrt{\varepsilon} \sqrt{2r - (a+k-v)} = \sqrt{a+k},$$

und hieraus endlich:

$$r = \frac{2(a+k) - v + 2\sqrt{(a+k)(a+k-v)(1-\varepsilon)}}{2\varepsilon}.$$

Mit Hilfe dieser Gleichung, in welcher das positive Vorzeichen der Wurzelgrösse giltig ist, berechnet sich die Excentricität r ; im Uebrigen aber kann man die Construction zu Hilfe nehmen.

Nachdem (Holzst. Fig. 12) die beiden Axen OX und OY gezeichnet sind, beschreibe man von O aus mit dem Radius $OX = OP = r$ einen Kreis (in der Figur punktirt), trage von X aus nach O hin den Werth $a+k$ auf, wodurch sich die äussere Deckung $OV_0 = e$ ergibt, mit der man von O aus den Deckungskreis beschreibt.

Trägt man nun ferner das äussere Voreilen $V_0P_0 = v$ von V_0 nach X hin auf und errichtet in P_0 das Perpendikel P_0P bis zum Durchschnittspunkte P auf dem mit r beschriebenen Kreise, so giebt OP die wahre Lage der Excentricität r , POY

ist der gesuchte Voreilwinkel δ und der über OP vom Mittelpunkt C aus beschriebene Kreis ist der Schieberkreis. Die Schnittpunkte V_1 und V_2 geben überdies die Kurbelpositionen OR_1 und OR_2 für den Beginn der Expansion und des Dampfeintrittes; der Winkel XOR_1 ist der gesuchte Voröffnungswinkel. Die Vollen-
dung des Diagrammes würde nur noch die Wahl der innern
Deckung fordern.

Setzen wir beispielsweise das Expansionsverhältniss $\epsilon = 0,8$, das äussere Voreilen $v = 0,006^m$, die Kanalweite $a = 0,030^m$ und die Strecke, um die der Schieber bei grösster Ausweichung noch über die innere Kante des Eintrittskanals zurückgehen soll, $k = 0,006^m$, so giebt die obige Formel für r :

$$r = 0,060^m,$$

und durch die angegebene Construction folgt:

$$e = 0,024 \text{ und } \delta = 30^\circ,$$

welche Grössen auch durch Rechnung aus den Formeln

$$e = r - (a + k)$$

und

$$\sin \delta = \frac{e + v}{r}$$

sich ermitteln lassen.

Praktische Notizen für das Entwerfen von Steuerungen.

Bei den ausgeführten Steuerungen findet sich gewöhnlich die Excentricität $r = 0,050^m$ bis $0,080^m$, der Voreilwinkel 10° bis 30° und das äussere lineare Voreilen $0,003^m$ bis $0,006^m$.

Die Breite der Dampfeintrittskanäle, gemessen in der Richtung der Schieberbewegung, beträgt $0,030^m$ bis $0,050^m$.

Schliesslich bleibt, nachdem alle diese Dimensionen festgestellt sind, nur noch die Bestimmung der Breite b der Stege und der Weite a_0 des Austrittskanals (Holzst. Fig. 13) übrig. Der Steg muss natürlich breiter sein, als die Länge MP_0 (Holzst. Fig. 11, S. 35) beträgt, weil sonst der Schieber den Austrittskanal öffnen und den frischen Dampf ins Freie lassen würde.

Da der Schieberweg bei der grössten Ausweichung durch die Excentricität r gegeben ist, so muss gelten:

$$e + a + b > r.;$$

also:

$$b > r - (e + a) .$$

Man erhält für diese Breite b zweckmässige Verhältnisse, wenn man folgende empirische Formel benutzt:

$$b = 10 + 0,5 a \text{ Millimeter ,}$$

indem man die Weite a des Eintrittskanales in Millimetern einsetzt.

Macht man endlich die Weite a_0 des Austrittskanales:

$$a_0 = r + a + i - b ,$$

so verengt der Schieber selbst

bei der grössten Ausweichung den Austrittskanal nur bis auf die Weite der Einströmung. Für den in obiger Aufgabe 2 betrachteten Fall hatten wir z. B.:

$$r = 60^{\text{mm}} , \quad e = 24^{\text{mm}} , \quad i = 7^{\text{mm}} .$$

Nehmen wir die Weite des Eintrittskanales $a = 30^{\text{mm}}$, so folgt nach vorstehenden Formeln die Breite b des Steges:

$$b = 10 + 0,5 \cdot 30 = 25^{\text{mm}} ,$$

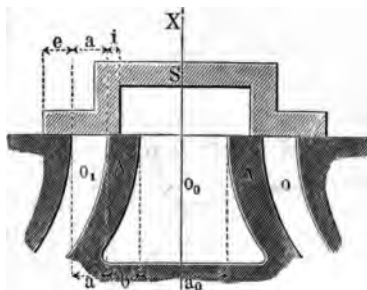
und die Weite des Austrittskanales:

$$a_0 = 60 + 30 + 7 - 25 = 72^{\text{mm}} .$$

Eine weitere Frage endlich, deren Beantwortung übrigens dem Anfänger oft grosse Schwierigkeiten bereitet, ist diejenige nach dem Winkel, um welchen die Excentricität von der Kurbelrichtung abweichen muss, mit andern Worten: wie das Excenter gegenüber der Kurbel aufgekeilt werden muss, wenn der Voreilwinkel vorgeschrieben ist. Die Regeln, welche hier zu befolgen sind, sind sehr einfache und es bedarf durchaus nicht erst langen Probirens an Modellen, um sich über diese Frage Klarheit zu verschaffen.

Wohl alle Fälle der Praxis lassen sich auf die folgenden beiden Fälle zurückführen, die durch die Holzst. Fig. 14 und 15 angedeutet sind, wonach das Excenter durch die Excenterstange

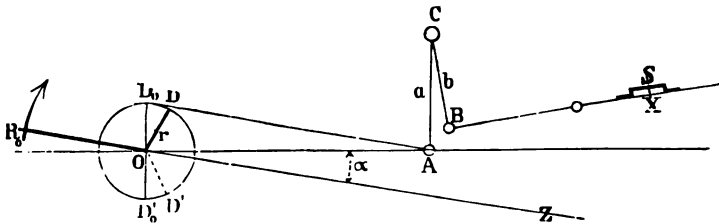
Fig. 13.



auf den Winkelhebel ACB (Fig. 14) oder auf den doppelarmigen Hebel ACB (Fig. 15) wirkt.

Es möge zuerst der erste Fall behandelt werden. Gegeben ist jederzeit die Lage und Richtung des Schieberspiegels BX , sowie die Lage des Wellenmittelpunktes O und die Richtung OZ der Axe des Dampfeylinders.

Fig. 14.



Man wähle nun willkürlich die Richtung OA , in welcher der Endpunkt A der Excenterstange hin- und herschwingen soll, zeichne den Schieber S in seiner mittlern Position, wähle zwei Punkte B und A , den erstern in der Richtung des Schieberspiegels, den andern in der Schubrichtung OA und errichte auf beiden Richtungen die Perpendikel BC und AC ; dann ist C der feste Drehpunkt des Winkelhebels ACB , der hier sogleich in derjenigen Lage erscheint, in der er sich befindet, wenn der Schieber in der mittlern Position steht. Man errichte nun in der Wellenaxe O zur Schubrichtung OA die Normale OD_0 und mache OD_0 gleich der Excentricität r ; die Verbindungslinie D_0A ergibt dann die Länge der Excenterstange. Jetzt zeichne man, zusammenfallend mit der Richtung OZ der Cylinderaxe, die Kurbel OR_0 in dem einen vom Cylinder abliegenden todten Punkte und trage die Länge $OD = r$ unter dem Winkel $D_0OD = \delta$, dem Voreilwinkel, an OD_0 an: dann ist, vorausgesetzt, dass die Maschinenkurbel sich in der Richtung des angedeuteten Pfeiles umdreht, der Winkel R_0OD derjenige, um welchen die Excentricität vor der Kurbel hergehen muss; die Abweichung beider Richtungen beträgt übrigens, wenn die Cylinderaxe OZ um den Winkel α von der Schubrichtung OA abweicht:

$$\angle R_0OD = 90^\circ + \delta - \alpha .$$

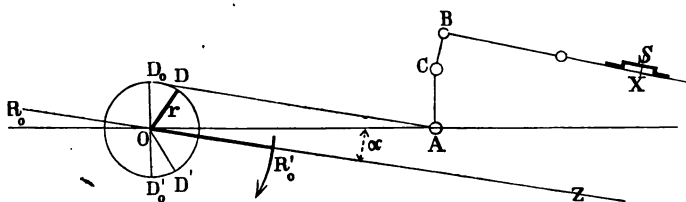
Soll dagegen die Maschine in der dem Pfeile entgegenge-

setzten Richtung umlaufen, so ist das Perpendikel OD_0 nach unten zu legen und die Excentricität r in die Lage OD' zu setzen (in der Figur punktirt), so dass der Winkel $D_0'OD' = \delta$ wird und die Excentricität um den Winkel $R_0OD' = 90^\circ + \delta + \alpha$ vor der Kurbel hergeht.

Liegt im vorliegenden Fall der Schieberspiegel BX der Schubrichtung OA parallel, so fällt der Angriffspunkt B der Schieberschubstange in die Linie AC und der Winkelhebel verwandelt sich einfach in einen einarmigen Hebel. Oft fällt übrigens die Richtung BX noch mit der Richtung OA selbst zusammen, dann ist $BC = AC$ und der Hebel fällt ganz weg, weil dann eine besondere Führung des Punktes nicht mehr erforderlich ist.

In ganz ähnlicher Weise verfährt man im zweiten, durch

Fig. 15.



Holzst. Fig. 15 dargestellten Fall. Gegeben ist wieder der Wellenmittelpunkt O , sowie die Lage BX des Schieberspiegels und der Cylinderaxe OZ .

Man wähle wieder die Richtung OA als Bewegungsrichtung des Endpunktes A der Excenterstange, zeichne den Schieber S in der mittlern Position und ziehe BC senkrecht auf BX , AC senkrecht auf OA , dann ist ACB der doppelarmige Hebel mit dem Drehpunkt C , der die Excenterbewegung auf den Schieber überträgt; der Hebel erscheint in der mittlern Position. Trägt man nun die Länge $OD_0 = r$ senkrecht zu OA auf, so giebt die Verbindungslinie D_0A wieder die Länge der Excenterstange. Nun verfare man weiter, wie im ersten Falle; zeichne die Kurbel OR_0 in dem einen vom Cylinder abliegenden todten Punkte und trage, wenn die Rotationsrichtung mit der Richtung des Pfeiles zusammenfällt, die Excentricität OD um den Voreilwinkel $D_0OD = \delta$ an OD_0 an, oder stelle, wenn die

Drehrichtung die entgegengesetzte ist, die Excentricität nach OD' . Hier muss nun aber, weil durch den doppelarmigen Hebel die Bewegungsrichtung des Schiebers umgekehrt wird, die Kurbel zuletzt um 180° verstellt werden; bei der angegebenen Lage des Excenters muss demnach die Kurbel in die Richtung OR_0' gelegt werden und es ergibt sich, dass bei der Drehung der Maschinenkurbel in der Richtung des Pfeiles die Excentricität $OD = r$ um den festen Winkel

$$\angle R_0'OD = 90^\circ - \delta + \alpha ,$$

bei der entgegengesetzten Drehrichtung aber um den Winkel

$$\angle R_0'OD = 90^\circ - \delta - \alpha$$

hinter der Kurbel hergeht.

Bezeichnen wir in den eben besprochenen beiden Fällen die Hebelarme AC und BC mit a und b , so ergibt sich der Schieberweg:

$$\xi = \frac{b}{a} r \sin (\omega + \delta) ;$$

beim Entwurf des Diagrammes hat man sonach den Durchmesser des Schieberkreises gleich $\frac{b}{a} r$ zu machen, im Uebrigen ändert sich an den Regeln beim Entwerfen und dem Gebrauche unseres Diagrammes nichts; bei allen unsern Untersuchungen haben wir immer den einfachern und den am häufigsten vorkommenden Fall ins Auge gefasst, nämlich stillschweigend angenommen, es sei $a = b$ und die Richtung des Schieberspiegels falle direct mit der Richtung OA zusammen, mit andern Worten: das Ende der Excenterstange wirke direct auf das Ende der Schieberstange.

CAPITEL II.

Ueber das Fehlerglied bei der einfachen Steuerung.

Für den Schieberweg fanden wir nach Gleichung (I^b):

$$\xi = r \sin \delta \cos \omega + r \cos \delta \sin \omega + \frac{r^2}{2l} \sin \omega \sin (2\delta + \omega) .$$

Bei den vorstehenden Untersuchungen vernachlässigten wir

das dritte Glied, weil dieses meist sehr klein ist; dann bildeten die beiden ersten Glieder die Polargleichung zweier Kreise, die uns Aufschluss über die ganze Dampfvertheilung gaben; es zeigte sich, dass dann der Schieber vollkommen symmetrisch zu beiden Seiten eines Punktes hin- und herschwingt, der in unveränderlicher Entfernung vom Wellenmittelpunkte liegt.

In Wirklichkeit ist zwar, genau genommen, diese schwingende Bewegung nicht so regelmässig, weil das Glied

$$\frac{r^2}{2l} \sin \omega \sin (2\delta + \omega)$$

in der gebräuchlichen Anordnung nun einmal nicht ganz zum Verschwinden zu bringen ist, gewöhnlich ist aber die Länge l der Excenterstange so gross gegen die Excentricität r , dass der schädliche Einfluss dieses Gliedes in der Praxis verschwindet. Trotzdem erscheint es uns zweckmässig, den Einfluss dieses Gliedes etwas genauer zu untersuchen, da daraus eine praktische Regel gefolgert werden kann und die wahre Bewegung des Schiebers vor Augen geführt wird.

Wir fanden auf S. 17 für die Entfernung des Schiebermittels B von der Wellenaxe O beim Drehungswinkel ω (Holzst. Fig. 16):

Fig. 16.



$$OB = r \sin (\omega + \delta) + l + l_1 - \frac{r^2 \cos^2 (\omega + \delta)}{2l} .$$

Setzen wir in die Gleichung $180^\circ + \omega$ statt ω , denken wir uns also die Kurbel um 180° weiter gedreht, so ist jetzt diese Entfernung, wenn wir uns denken, das Schiebermittel sei dann in B_0 :

$$OB_0 = r \sin (180^\circ + \omega + \delta) + l + l_1 - \frac{r^2 \cos^2 (180^\circ + \omega + \delta)}{2l} .$$

Die halbe Summe aus beiden Werthen giebt aber die Entfernung des Halbirungspunktes der Linie BB_0 von O ; nennen wir diese Entfernung OX_1 , so findet sich nach einigen Reductionen:

$$OX_1 = l + l_1 - \frac{r^2 \cos^2(\omega + \delta)}{2l}. \quad (11)$$

X_1 wäre also streng genommen nichts anderes, als der Schwingungsmittelpunkt, demnach OX_1 dessen Entfernung von der Wellenaxe. Da aber im zugehörigen Ausdrucke ω vorkommt, so sieht man, dass OX_1 veränderlich ist, dass also die Lage des Schwingungsmittelpunktes ebenfalls veränderlich erscheint.

Wir fanden früher die Entfernung des Schwingungsmittelpunktes nach Gleichung 6 S. 17:

$$OX = l + l_1 - \frac{r^2 \cos^2 \delta}{2l}.$$

indem wir die Schieberpositionen für $\omega = 0$ und $\omega = 180^\circ$ bestimmten und die Mitte zwischen beiden als festen Schwingungsmittelpunkt ansahen. Wir legten dieser Betrachtung das Verfahren der Praktiker zu Grunde, welche den Schieber in folgender Weise justiren. Sie stellen den Krummzapfen auf den ersten todten Punkt und messen das Voreilen, d. h. die Eröffnung des Eintrittskanals für diese Kurbellage: dann stellen sie die Kurbel auf den zweiten todten Punkt und messen das Voreilen auf der andern Seite, d. h. die Eröffnung des andern Eintrittskanals; die Schieberstange wird dann so lange verkürzt oder verlängert, bis das Voreilen auf beiden Seiten gleich ist. Das ist auch, wie sich zeigen wird, das richtigste Verfahren und stimmt ganz mit unserer Bestimmung des Punktes X .

Vernachlässigt man das Fehlerglied, so ist X der feste Mittelpunkt: bei Berücksichtigung des Gliedes verschiebt sich nun aber der wahre Schwingungsmittelpunkt X_1 gegen X . Die Verschiebung ist:

$$z = OX_1 - OX = \frac{r^2}{2l} \left[\cos^2 \delta - \cos^2(\omega + \delta) \right],$$

oder nach einigen Reductionen:

$$z = \frac{r^2}{2l} \sin \omega \sin (2\delta + \omega). \quad (12)$$

und das ist nichts Anderes, als das Fehlerglied selbst. Eine Untersuchung dieser Gleichung wird also vollständigen Aufschluss geben über die Bewegung des veränderlichen Schwingungsmittelpunktes X_1 gegen unsern festen Punkt X .

Beide fallen zusammen, oder es ist $z = 0$, wenn $\omega = 0^\circ$, $(180^\circ - 2\delta)$, 180° und $(360^\circ - 2\delta)$, d. h. also, wenn die Kurbel in den todten Punkten oder um 2δ vor denselben steht.

Das Fehlerglied ist ein Maximum oder die Verschiebungen z beider Punkte sind am grössten, wenn

$$\sin \omega \sin (2\delta + \omega) = \text{Maximum} ,$$

oder, wie die Differentialrechnung giebt, wenn

$$\sin 2(\delta + \omega) = 0 .$$

Das giebt wieder vier Winkel, nämlich:

$$\omega = (90^\circ - \delta) ; (180^\circ - \delta) ; (270^\circ - \delta) \text{ und } (360^\circ - \delta) .$$

Die beiden Drehungswinkel $(90^\circ - \delta)$ und $(270^\circ - \delta)$ geben den grössten Werth von z :

$$z_{\max} = + \frac{r^2}{2l} \cos^2 \delta . \quad (13)$$

Die beiden andern Winkel $(180^\circ - \delta)$ und $(360^\circ - \delta)$ geben

$$z_{\max} = - \frac{r^2}{2l} \sin^2 \delta . \quad (14)$$

Nun zeigt aber das Diagramm (Fig. 2, Taf. I), dass gerade bei den Drehungswinkeln $(90^\circ - \delta)$ und $(270^\circ - \delta)$ die grösste Eröffnung der Kanäle stattfindet, meist geht der Schieber noch ein Stück über die Kanalkante zurück; ob nun der Schieber in Folge des Fehlergliedes in diesen Stellungen um $\frac{r^2}{2l} \cos^2 \delta$ weiter oder weniger weit zurückgeht, hat nichts zu bedeuten. Die grösste Abweichung findet also gerade an einer Stelle statt, wo sie in der Dampfvertheilung gar nicht empfunden werden kann.

Eben so günstig steht es mit dem zweiten Maximum der Abweichung.

Dieses findet sich bei den Drehwinkeln $180^\circ - \delta$ und $360^\circ - \delta$. Das sind aber dem Diagramme gemäss diejenigen Kurbelstellungen, bei welchen der Schieber eben in der Mitte seines Laufes ist, also beide Dampfkanäle verdeckt sind. Die obige Abweichung

sagt nun, dass der Schieber in diesen Momenten noch nicht ganz diesen Punkt erreicht hat, sondern noch um die kleine Grösse $\frac{r^2}{2l} \sin^2 \delta$ davon absteht: da aber wegen der Deckungen bei dieser Stellung die Kanäle geschlossen sind, so werden die Abweichungen auch hier am Wenigsten empfunden*).

Es fand sich also, dass die stärksten Abweichungen von den Angaben des Diagrammes an Stellen stattfinden, wo sie ohne schädlichen Einfluss auf die Dampfvertheilung sind; der Grund liegt hauptsächlich in der richtigen Wahl des festen Schwingungsmittelpunktes oder mit andern Worten in der Art und Weise der Justirung, wie wir sie oben auseinander setzten. Es folgt hieraus die praktische Regel, die Schieber stets so zu justiren, dass das Voreilen auf beiden Seiten gleich ist.

Um sich ein recht deutliches Bild von dem Einflusse des Fehlergliedes auf die ganze Dampfvertheilung zu machen, würde man für verschiedene Werthe von ω nach Gleichung (I^a) die genauen Werthe von ξ berechnen und die Curve nach Polarcordinaten zeichnen. Statt der beiden Kreise erscheint dann eine Curve ebenfalls in Form einer 8 und diese giebt statt der beiden Schieberkreise in Verbindung mit den übrigen Kreisen nach Anweisung der Fig. 2, Taf. I ganz genau die Dampfvertheilung.

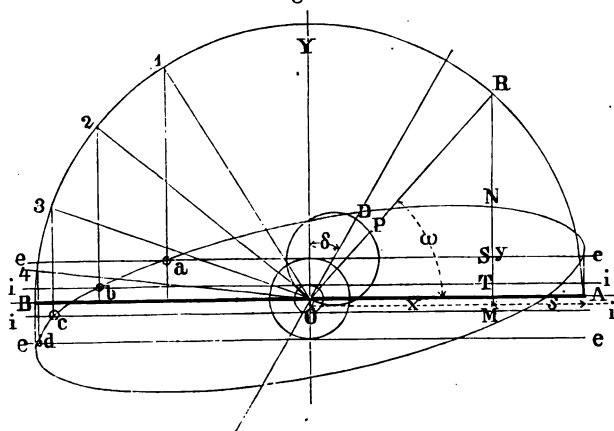
Wir gehen hier nicht weiter darauf ein, da es keinen Nutzen gewährt; ist das Verhältniss $r : l$ irgend klein genug, so ist kein Grund vorhanden, sich durch Beibehaltung des Fehlergliedes die Untersuchung zu erschweren. Hierzu tritt noch der Umstand, dass die Unregelmässigkeiten in der Kolbenbewegung, die wir auf S. 13 betont haben, grössern schädlichen Einfluss auf die Dampfvertheilung haben und daher bei genaueren Untersuchungen vor Allem diese Unregelmässigkeiten ins Auge gefasst werden müssten.

*) Wenn die Deckungen sehr klein sind, vielleicht gleich Null, wie dies oft mit der innern Deckung der Fall ist, dann ist allerdings in Folge des Fehlergliedes eine ungünstige Dampfvertheilung zu erwarten. Bei grosser Excentricität und kurzer Excenterstange sollte daher immer die innere Deckung grösser als gewöhnlich angenommen werden.

Darstellung der Dampfvertheilung durch Schieberellipsen.

Das einfache Diagramm für die Bewegung des Dampfschiebers, das wir oben abgeleitet und untersucht haben, giebt uns für jeden Stellungswinkel ω der Kurbel zunächst auf sehr einfachem Wege die Ausweichung des Dampfschiebers aus der Mitte seines Hubes oder wie sich sagen lässt, es stellt den Schieberweg ξ als eine Function des Drehungswinkels ω dar. Ist der Winkel ω gegeben, so lässt sich dann leicht auf die Stellung schliessen, welche im gleichen Momente der Dampfkolben im Cylinder einnimmt. Es könnte nun erwünscht sein, direkt durch graphische Darstellung die Beziehung anzudeuten, welche zwischen dem Schieberwege und dem Kolbenwege stattfindet; zu diesem Zwecke würde man unter Zugrundelegung rechtwinkliger Coordinatenaxen den Kolbenweg als Abscisse und die Ausweichung des Schiebers aus der Mitte, den Schieberweg, als Ordinate auftragen und die verschiedenen Punkte, die man auf diese Art für verschiedene Drehwinkel erhält, durch eine Curve verbinden. Es mag hier diese Art der Darstellung, die früher allgemein gebräuchlich war und die von einzelnen Schriftstellern heute noch benutzt wird, etwas nähere Betrachtung finden. Es

Fig. 17.



sei (Holzst. Fig. 17) AB der ganze Kolbenweg, in verjüngtem Maassstabe aufgetragen, und über AB als Durchmesser von der Mitte O aus mit dem Radius $OA = OB = OR = R$ ein Kreis

beschrieben. Denkt man sich nun, OR repräsentire die Kurbel und diese habe sich von der Lage OA (im todten Punkte) um den Winkel $AOR = \omega$ gedreht, so giebt das Perpendikel RM sofort durch den Abschnitt $AM = s$ auf der Strecke AB den Kolbenweg an, welche Strecke als Abscisse angenommen werden mag, wenn der Anfangspunkt der Coordinaten nach A gelegt wird und wenn überdies, was wir hier der Einfachheit wegen voraussetzen wollen, die Kurbelstange als unendlich lang angesehen wird. Als Ordinate MN wollen wir nun nach gleichem oder nach irgend einem andern Maassstabe den Schieberweg ξ , der der zugehörigen Kurbelstellung entspricht, auftragen. Dieser Schieberweg kann nun entweder durch die Formel $\xi = r \sin(\omega + \delta)$ berechnet oder durch unser Polardiagramm auf graphischem Wege ermittelt werden. Im letztern Falle zeichne man im Punkte O das Perpendikel OY und trage an dieses unter dem Voreilwinkel $YOD = \delta$ die Excentricität $OD = r$ an. Der in die Richtung der Kurbel OR fallende Radiusvector OP des über OD beschriebenen Kreises ist dann ohne Weiteres die gesuchte Ordinate MN .

Bestimmt man auf solche Weise eine ganze Reihe von Punkten, wie N , und verbindet dieselbe durch einen Zug, so erhält man eine geschlossene Curve, die, wie sich leicht nachweisen lässt, eine Ellipse ist, und die man die Schieberellipse genannt hat.

Legen wir den Anfangspunkt der Coordinaten nach dem Mittelpunkte O und betrachten wir $OM = x$ als Abscisse des Punktes N , so findet sich für diese ohne Weiteres (genau nur für unendlich lange Schubstange):

$$x = R \cos \omega ,$$

während die Ordinate, die wir vorübergehend mit y bezeichnen, ist:

$$y = \xi = r \sin(\omega + \delta) .$$

Eliminirt man aus beiden Gleichungen den Winkel ω , so folgt nach einigen Reductionen:

$$R^2 y^2 - 2 R r y x \sin \delta + r^2 x^2 - R^2 r^2 \cos^2 \delta = 0 ,$$

und das ist die Gleichung einer Ellipse aus dem Centrum, wenn die Coordinatenachsen nicht mit den Hauptachsen zusammen fallen*).

*) Bezeichnet man den Winkel, um welchen die grosse Halbaxe dieser Ellipse von der Abscissenaxe AB abweicht, mit φ , so findet sich nach bekannten mathematischen Sätzen:

$$\operatorname{tg} 2\varphi = \frac{2 R r \sin \delta}{R^2 - r^2} ;$$

Die Ordinaten der einzelnen Punkte des oberhalb AB liegenden Theiles der Ellipse geben die Ausweichungen des Schiebers nach der einen und die des unterhalb AB liegenden Theiles der Ausweichungen nach der andern Seite des Oscillationsmittelpunktes. Zieht man in einer Entfernung gleich der äussern Deckung e oberhalb und unterhalb der Linie AB die Parallelen ee und ee und ebenso in der Entfernung i gleich der innern Deckung die Parallelen ii und ii , so ist damit die Art der Dampfvertheilung gegeben; so findet sich nach den auf S. 30 gemachten Bemerkungen für den Hingang des Kolbens von A nach B für die Kolbenposition M die Eröffnung des Eintrittskanales durch die Strecke NS und die Eröffnung des Austrittskanales durch die Strecke NT der Ordinate MN ; ferner ist leicht zu übersehen, dass die Schnittpunkte a, b, c und d nach der Reihe die Kolbenpositionen angeben für den Beginn der Expansion, der Compression, des Ausströmens vor und des Einströmens hinter dem Kolben. Verlängert man die durch diese Punkte gehenden Perpendikel zur Schubrichtung bis zum Durchschnitt mit dem Warzenkreise, so ergeben sich für diese vier Hauptmomente der Dampfvertheilung die Kurbelpositionen $O1, O2, O3$ und $O4$, welche Positionen aber durch unser Polardiagramm weit einfacher durch die Durchschnittspunkte des Schieberkreises mit den beiden Deckungskreisen aufgefunden wurden. Offenbar gewährt diese Methode der Darstellung durchaus keinen bessern Einblick in die Sache und ist, da es sich hier um die Darstellung von Ellipsen handelt, für die praktische Anwendung nicht zu empfehlen.

Bei solchen Steuerungen, bei denen Voreilwinkel und Excentricität veränderlich sind, verliert diese Methode allen Werth, denn es müsste für jeden einzelnen Fall eine besondere Ellipse construirt werden: eine Arbeit, die zeitraubend ist und nicht einmal die nöthige Genauigkeit in den Abmessungen giebt, ganz abgesehen davon, dass dann noch die Figur in solcher Art mit

die grosse Halbaxe a findet sich aus der Gleichung:

$$a^2 = \frac{2 R^2 r^2 \cos^2 \delta}{R^2 + r^2 - \sqrt{(R^2 + r^2)^2 - 4 R^2 r^2 \cos^2 \delta}}$$

und die kleine Halbaxe b aus der Formel:

$$b^2 = \frac{2 R^2 r^2 \cos^2 \delta}{R^2 + r^2 + \sqrt{(R^2 + r^2)^2 - 4 R^2 r^2 \cos^2 \delta}}$$

Linien und Curven überladen wird, dass jede Uebersicht verloren geht.

Das Diagramm von Reuleaux.

Ein Diagramm anderer Art, als das von uns gegebene Polar-
diagramm, wurde von Prof. Reuleaux vorgeschlagen; mittelst
desselben lassen sich bei der einfachen Steuerung mit gleicher
Leichtigkeit alle Fragen in Hinsicht der Dampfvertheilung und
des Einflusses der einzelnen Dimensionen auf dieselbe beant-
worten. Bei der folgenden Beschreibung des Diagrammes von
Reuleaux werde ich, um die Vergleichung mit dem Obigen zu
erleichtern, dieselbe Bezeichnung beibehalten.

Der Schieberweg war nach unsern Entwicklungen:

$$\xi = r \sin \delta \cos \omega + r \cos \delta \sin \omega$$

oder, wie man auch schreiben kann:

$$\xi = r \sin(\delta + \omega) .$$

Die Eröffnung des Dampfeintrittskanales beim Drehwinkel
 ω war:

$$\xi - e = r \sin(\delta + \omega) - e$$

und die gleichzeitige Eröffnung des Austrittskanales:

$$\xi - i = r \sin(\delta + \omega) - i .$$

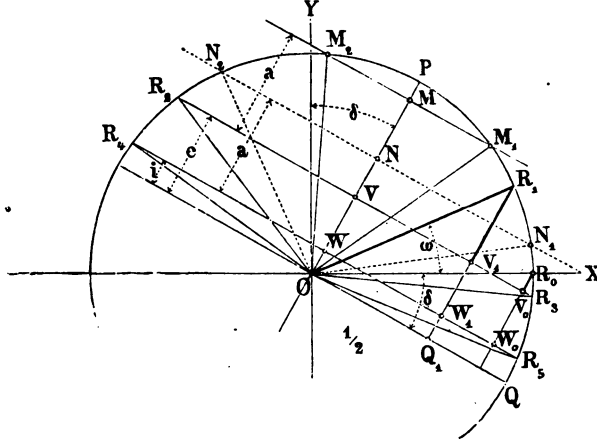
Um nun Rechnungen zu ersparen und mittelst eines Dia-
grammes vollständigen Einblick in die Sache zu erlangen, ver-
fährt man nach Reuleaux folgendermassen: Man zeichne die
beiden senkrecht auf einander stehenden Axen OX und OY
(Holzst. Fig. 18), betrachte O als Wellencentrum und trage an
 OY und OX die Linien OP und OQ so an, dass die Winkel

$$YOP = XOQ = \delta ,$$

d. i. dem Voreilungswinkel gleich sind. Man beschreibe nun von
 O aus mit einem Halbmesser, der gleich der Excentricität r ist,
also mit $OP = r$ einen Kreis und denke sich, die Kurbel stehe in
der Lage OX in dem einen toten Punkte. Zieht man jetzt zur Linie
 OQ in der Entfernung $OW = i$, d. i. der innern Deckung, die Pa-
rallele R_4R_5 ; ferner ebenso in der Entfernung $OV = e$, d. i. der
äussern Deckung, die Parallele R_2R_3 , und endlich in der Entfernung

$VM = a$, d. i. der Weite des Eintrittskanales, von $R_2 R_3$ die Parallele $M_1 M_2$, so ist schon das Diagramm vollendet.

Fig. 18.



Nehme man an, die Kurbel habe sich um den Winkel $XOR_1 = \omega$ gedreht, sei also in der Lage OR_1 und fällt man von R_1 das Perpendikel R_1Q_1 auf OQ , so ist ganz einfach

$$R_1Q_1 = r \sin(\omega + \delta)$$

der Schieberweg, sowie

$$R_1V_1 = R_1Q_1 - Q_1V_1 = r \sin(\omega + \delta) - e$$

die Eröffnung des Eintrittskanales und endlich

$$R_1W_1 = R_1Q_1 - Q_1W_1 = r \sin(\omega + \delta) - i$$

die Eröffnung des Austrittskanales für die entsprechende Kurbelstellung.

Ist die Kurbel im toten Punkte, also in der Lage OR_0 , so ist die Eröffnung für den Eintritt R_0V_0 , die für den Austritt R_0W_0 ; ersterer Werth ist also das äussere, der letztere das innere lineare Voreilen.

Die Richtigkeit von Folgendem lässt sich nun leicht übersehen. Bei der Stellung OR_3 der Kurbel, also wenn diese um den Winkel R_3OR_0 vor dem toten Punkte steht, beginnt schon der Eintritt vor dem Kolben.

Bei der Kurbelstellung OM_1 ist eben der Eintrittskanal ganz geöffnet und bleibt es bis zur Stellung OM_2 .

Bei OR_2 beginnt die Expansionswirkung, bei OR_1 die Compressionswirkung u. s. w.

Nimmt die Kurbel die Lage OQ ein, so ist der Schieber in der Mitte seines Laufes, und bei der Lage OP ist er am weitesten aus der mittlern Stellung entfernt und zwar ist MP die Grösse, um welche die äussere Schieberkante über die innere Kante des Eintrittskanals zurückgegangen ist.

Will man auch noch wissen, bei welchen Kurbelstellungen der andere Kanal für den Dampfaustritt eben ganz geöffnet ist oder sich eben zu verengen beginnt, so ziehe man in der Entfernung $WN = a$ noch die Parallele N_1N_2 ; dann sind ON_1 und ON_2 ohne Weiteres die verlangten Stellungen.

Im andern Halbkreise ist natürlich der Vorgang genau derselbe, man hat nur alle Hauptkurbellagen über O hinaus bis an den Kreisumfang zu verlängern.

Da man gewöhnlich die Werthe von r , e , a und i in natürlicher Grösse auftragen wird, so ergeben sich auch die übrigen Abmessungen in solcher.

Bei dem in Fig. 18 dargestellten Diagramme, das in halber natürlicher Grösse gezeichnet ist, wurden die Dimensionen zu Grunde gelegt, wie wir sie in Aufgabe 2 annahmen.

Für die einfache Steuerung ergibt dieses Diagramm die Hauptkurbelstellungen mit gleicher Leichtigkeit, wie unser Kreisdiagramm; eben so einfach und übersichtlich giebt es die Verhältnisse bei Steuerungen mit besonderem Expansionsschieber. Nur dann verliert es an Uebersichtlichkeit, wenn man es bei Steuerungen anwenden will, bei denen einzelne Grössen, wie Excentricität, Voreilwinkel u. s. w. nach bestimmten Gesetzen veränderlich sind.

Das Diagramm von Deprez.

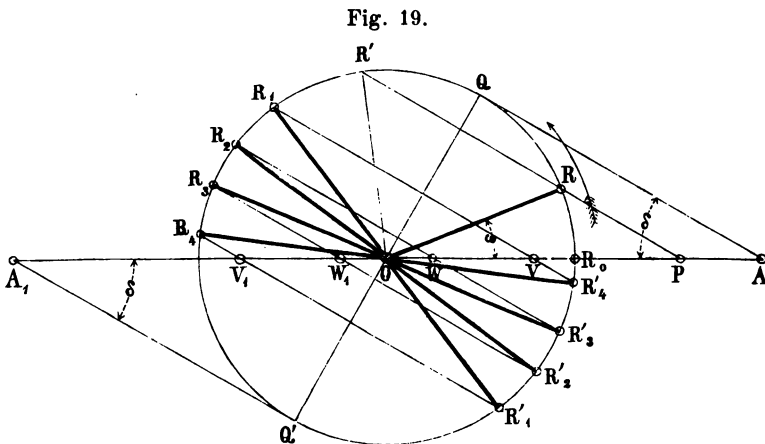
Das Diagramm von Deprez ist durch eine Abhandlung von Combes*) bekannt geworden und von diesem als eben so einfach

*) Combes, Études sur la distribution de la vapeur dans les machines au moyen d'un tiroir unique. Bulletin de la société d'encouragement etc. 1868, p. 526.

und übersichtlich bezeichnet worden, wie dasjenige Diagramm, welches in vorliegender Schrift behandelt und allen Untersuchungen zu Grunde gelegt wird.

Das Deprez'sche Diagramm mag im Folgenden kurz dargelegt werden, doch sei von vorn herein bemerkt, dass dasselbe bei seiner Anwendung auf die complicirten Coulissensteuerungen an Uebersichtlichkeit unzweifelhaft verliert und nur für einfache Steuerungen mit einem Schieber und fixer Expansion andern Diagrammen an die Seite gestellt werden kann.

Es sei A_1A (Holzst. Fig. 19) die durch die Wellenaxe O gehende Schubrichtung des Endpunktes der Excenterstange. Man



trage von O nach rechts und links die Entfernung $OA = OA_1$ gleich der Excentricität r auf und ziehe die Linien AQ und A_1Q_1 der Art, dass sie mit der Richtung A_1A Winkel von der Grösse $OAQ = OA_1Q_1 = \delta$, d. h. gleich dem gegebenen Voreilwinkel einschliessen; man fälle ferner vom Mittelpunkte O die Perpendikel OQ und OQ_1 auf AQ und A_1Q_1 und beschreibe mit der Strecke OQ als Radius von O aus den Kreis R_0ROR_1 ; der Construction gemäss ist der Radius dieses Kreises $OQ = r \sin \delta$ und die Linien AQ und A_1Q_1 sind Tangenten an diesen Kreis, den wir im Weitern auch zugleich als den Warzenkreis ansehen können.

Denkt man sich nun, die Kurbel habe sich in der Richtung des Pfeiles von der Lage OR_0 vom todten Punkte aus gerechnet

um den Winkel $RO R_0 = \omega$ gedreht und zieht man durch den Punkt R eine Parallele RP zur Tangente AQ bis zum Durchschnittpunkt P mit der Schubrichtung $A_1 A$, so ist die Strecke OP die Ausweichung des Schiebers aus der Mitte. d. h. OP repräsentirt den Schieberweg ξ bei der betreffenden Kurbelposition.

Es ist nämlich gemäss der Construction in dem Dreieck ORP :

$$\angle ROP = \omega, \quad \angle OPR = \delta,$$

und

$$\angle ORP = 180^\circ - (\delta + \omega),$$

daher folgt:

$$OP : OR = \sin [180^\circ - (\delta + \omega)] : \sin \delta,$$

und hieraus ergibt sich, wegen $OR = r \sin \delta$:

$$OP = \xi = r \sin(\delta + \omega).$$

wie behauptet wurde.

Es ergibt sich also nach Deprez zur Bestimmung des Schieberweges die Regel, von der gegebenen Kurbellage aus die Strecke $OR = r \sin \delta$ schief, parallel der Tangente AQ , auf die Schubrichtung zu projectiren; die Projection OP ist dann der Schieberweg.

Umgekehrt findet sich aus dem Schieberwege OP die entsprechende Kurbelstellung, wenn man durch P eine Parallele zur Tangente AQ zieht und die Schnittpunkte R und R' aufsucht, die Lagen OR und OR' bedeuten dann die Kurbellagen, bei denen die entsprechende Schieberausweichung OP vorliegt; daraus folgt auch sogleich, dass in den beiden Kurbellagen OQ und OQ_1 der Schieber sich in der grössten Auslenkung $OA = OA_1 = r$ befinden muss.

Um aber endlich die Hauptmomente der Dampfvertheilung zu bestimmen, trage man von O aus nach rechts und links auf der Schubrichtung die Strecken $OV = OV_1 = e$ gleich dem äussern Voreilen und ebenso die Strecken $OW = OW_1 = i$ gleich dem innern Voreilen auf, ziehe durch die Punkte VWW_1V_1 Parallelen zu AQ und beachte die Durchschnittpunkte R_1R_2 u. s. f. mit dem Kreise. Nach dem früher Gegebenen stellen sich dann für die Bewegung der Kurbel durch den obern Halbkreis die Hauptkurbellagen heraus; die Kurbel steht in OR_1 beim Beginn der Expansion rechts, in OR_2 beim Be-

ginn der Compression links; in OR_3 beim Beginn des Dampfaustrittes rechts; in OR_4 beim Beginn des Dampfeintrittes links. Bei der Bewegung der Kurbel durch den untern Halbkreis gelten in gleicher Weise die Kurbellagen OR_1' , OR_2' , OR_3' und OR_4' .

Das äussere lineare Voreilen ist direct durch die Strecke VR_0 und das innere durch die Strecke WR_0 gemessen, wenn die Dimensionen in natürlicher Grösse aufgetragen wurden.

Ein weiteres Eingehen auf die Fragen, die bei Untersuchung von einfachen Steuerungen sonst noch gestellt werden, ist unnöthig, da nun alle Sätze, die oben bei Besprechung des Polarogrammes erwähnt wurden, leicht auf das Deprez'sche Diagramm übertragen werden können.

Das Diagramm von Bilgram.

Das Diagramm von Bilgram*) giebt ebenfalls das Mittel an die Hand, mit grösster Leichtigkeit die Hauptkurbelpositionen der einfachen Schiebersteuerung festzustellen und lässt sich, wenn keine weiter gehenden Fragen gestellt werden, auch auf die complicirteren Steuerungen, die unten als Coulissensteuerungen behandelt werden, übertragen.

Es stelle die Horizontale $R_0 O X$ (Holzst. Fig. 20, S. 62) die Schieberschubrichtung dar; in der Richtung OR_0 befinde sich die Kurbel im todten Punkte. Trägt man nun den Voreilwinkel δ von $O X$ aus auf, macht also $\angle XOD = \delta$ und trägt man die Excentricität r auf den Schenkel $OD = r$, so findet sich zunächst für irgend einen Drehwinkel ω der Kurbel OR der Schieberweg durch das Perpendikel CD auf die Kurbelrichtung OR , denn aus der Figur erkennt man ohne Weiteres die Beziehung

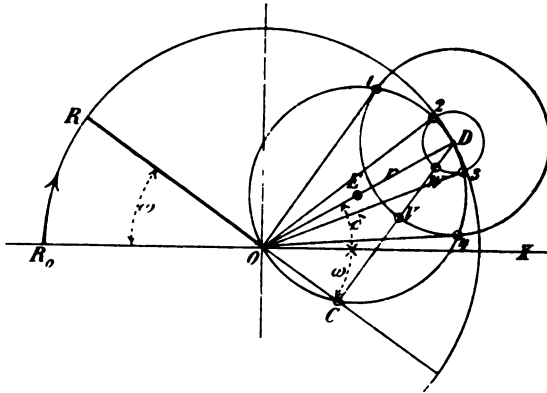
$$CD = r \sin(\omega + \delta) = \xi .$$

Trägt man jetzt die äussere Deckung $DV = e$ und ebenso die innere Deckung $DW = i$ von dem Endpunkte D aus nach C hin auf, so ergibt die Strecke CV die Eröffnung des Dampfeintrittskanales und CW die Eröffnung des Dampfaustrittskanales für die betreffende Kurbelstellung OR .

*) Slide Valve Gears. A New Graphical Method for analyzing the Action of Slide Valves, moved by Eccentrics, Link-Motions and Cutt-Off-Gears by Hugo Bilgram. Philadelphia 1878.

Beschreibt man mit den Deckungen e und i vom Punkte D als Mittelpunkt Kreise und zieht man vom Centrum O die vier

Fig. 20.



Tangenten $O1$, $O2$, $O3$ und $O4$ an diese Kreise, so sind damit sogleich die Hauptkurbelstellungen gefunden. Von der Lage OR_0 als Todtpunktlage der Kurbel aus gerechnet ergibt $O1$ die Kurbellage bei Beginn der Expansion, $O2$ bei Beginn der Compression; $O3$ und $O4$ bzw. beim Beginn des Dampfaustrittes und des Dampfeintrittes.

Zur genauern Fixirung der Berührungspunkte 1 bis 4 kann man noch die Excentricität $OD = r$ im Punkte E halbiren und von diesem aus mit dem Radius $OE = ED = \frac{r}{2}$ einen Kreis beschreiben, der dann die Deckungskreise schneidet; die Durchschnittpunkte sind sofort die gesuchten Berührungspunkte.

Die nähere Betrachtung der so eben besprochenen drei Kreise, die auch in unserem oben ausführlich behandelten Polardiagramm auftreten, zeigt, dass das Bilgram'sche Diagramm eine Art Umkehrung des Polardiagrammes ist, übertrifft das letztere aber doch nicht an Einfachheit. Handelt es sich nicht nur, wie gewöhnlich, um Feststellung der besprochenen vier Hauptkurbelagen, sondern auch um Ermittlung der Weiten der Dampfein- und Dampfausströmungen bei verschiedenen Kurbellagen, so hat man bei unserem Polardiagramm nur die geforderte Kurbelrichtung zu zeichnen, während man nach Bilgram's Construction

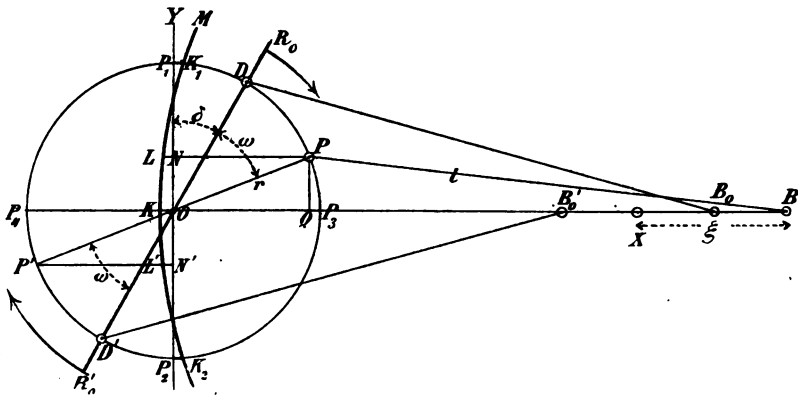
überdies noch das Perpendikel CD (Fig. 20) auf die Kurbelrichtung fallen muss, also eine zeichnerische Operation mehr auszuführen hat.

Das Diagramm von Schorch.

Das Diagramm von Schorch*) unterscheidet sich von allen im Vorstehenden behandelten Darstellungen dadurch, dass es die Schieberwege mathematisch genau wiedergibt und daher auch im Diagramm die Grösse und den Einfluss desjenigen Gliedes in der Gleichung des Schieberweges vor Augen führt, das oben als das »Fehlerglied« bezeichnet worden ist und zwar für beliebige Art der Justirung, d. h. nicht nur für den Fall, dass die Justirung, wie früher als allgemein gebräuchlich bezeichnet wurde, auf gleiches Voreilen angenommen wird.

Es sei OX (Holzst. Fig. 21) die Schieberschubrichtung, O

Fig. 21.



das Wellencentrum und OY eine Senkrechte daselbst zu dieser Richtung.

Man trage nun an die Verticale OY die Richtung OD der

*) Richard Schorch, Kolben- und Schieberdiagramm für doppelt wirkende Dampfmaschinen mit Muschelschieber-Steuerung. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. Bd. 20. 1876. p. 403. Der Gedanke, der diesem Diagramm zu Grunde liegt, ist übrigens schon früher verfolgt worden; vergl. u. ä. Ueber neuere Schieberdiagramme. Diagramm von Mc. Farlane Gray. Civilingenieur. Bd. 7. 1861. S. 367.

Art an, dass der Winkel YOD gleich dem gegebenen Voreilwinkel δ und die Länge OD gleich der Excentricität r erscheint und beschreibe mit $OD = r$ von O aus einen Kreis. Nimmt während der Kurbeldrehung die Excentricität die Lage OD ein, so steht die Kurbel in dem einen (ersten) todten Punkte; man kann nun ohne Weiteres sich vorstellen, dass die Kurbel OR_0 in diesem Falle mit der Richtung OD zusammenfällt. Bei der Drehung in der Richtung des in der Figur bei R_0 angedeuteten Pfeiles liegt dann der Kolbenausgang vor; während bei der Drehung von der Richtung OR_0' ab der Kolbenrückgang stattfindet.

Hat sich beim Kolbenausgang die Kurbel um den Winkel $DOP = \omega$ gedreht, so ist die Excentricität in die Lage OP gelangt, die Schieberschubstange $PB = l$ nimmt die in der Figur angegebene Lage ein und der Punkt B kann dann ohne Weiteres als das Schiebermittel angesehen werden.

Stellt nun weiterhin X den in der Mitte der Einströmungsöffnungen liegenden festen Schwingungsmittelpunkt dar, über dessen Lagenbestimmung zunächst eine weitere Annahme nicht gemacht zu werden braucht, so repräsentirt die Strecke $XB = \xi$ die Grösse des Schieberweges ξ für die angenommene Kurbelstellung.

Zu näherer Ermittlung desselben denke man sich die Schieberschubstange momentan bei B festgehalten, bei P vom Excenter abgelöst und in die Schubrichtung gelegt, also den Kreisbogen PQ mit dem Radius l beschrieben und nun die Strecke $BQ = l$ horizontal verschoben, bis der Endpunkt B nach X gelangt, so kommt der andere Endpunkt Q nach K und es ergibt sich, da nach der angegebenen Operation $BX = QK$ ist, dass der entsprechende Schieberweg ξ auch durch die Strecke KQ dargestellt wird, dass also:

$$\xi = KQ$$

ist. Beschreibt man jetzt aus dem Schwingungsmittelpunkte X mit der Länge $XK = l$ den Kreisbogen MKM' und zieht man der Kurbelstellung OP entsprechend durch den Punkt P die Horizontale PL , so ist der Construction nach auch $PL = QK$, demnach der Schieberweg ξ auch durch die Länge PL gegeben.

Bezeichnet man den mit der Länge l um den Punkt X

beschriebenen Kreisbogen MKM' mit dem Namen Distanzkreis, so findet sich also der Schieberweg ξ mathematisch genau durch die Horizontalentfernung des bewegten Punktes P vom Distanzkreis.

Aus der Figur 21 folgt, wenn man die Strecke LN mit f bezeichnet und beachtet, dass $NP = r \sin(\omega + \delta)$ ist:

$$\xi = r \sin(\omega + \delta) + f.$$

Hat sich die Kurbel im zweiten Halbkreis (beim Kolbenrückgang) von der Todtlage OR_0' um ω gedreht, so ist $P'L'$ der zugehörige Schieberweg, und aus der Figur ist ebenfalls sogleich die Beziehung

$$\xi = r \sin(\omega + \delta) - f$$

zu entnehmen.

Man ersieht hieraus, dass die Strecke LN , bzw. $L'N'$ die Grösse des Fehlergliedes f für die betreffende Kurbelstellung repräsentirt; auch über das Vorzeichen kann ein Zweifel nicht bestehen.

Gleichen Drehwinkeln beim Kolbenaus- und Kolbenrückgang entsprechen verschiedene Schieberwege, die Schieberbewegung ist also eine unsymmetrische. Der Unterschied fällt um so geringer aus, je grösser die Länge l der Schieberschubstange gegenüber der Excentricität r ist.

Bei unendlich langer Schubstange fällt der Distanzkreis MKM' mit der verticalen Geraden OY zusammen; das Diagramm führt dann auf die gleichen Ergebnisse, die bei den oben vorgeführten Diagrammen hervorgehoben wurden.

Eine nähere Betrachtung von Fig. 21, S. 63 führt übrigens ohne Weiteres auf die Sätze, welche bereits oben auf S. 51 über das Fehlerglied vorgeführt wurden.

Man erkennt aus der Figur, dass bei einer vollen Umdrehung der Kurbel das Fehlerglied viermal einen Maximalwerth annimmt, und zwar wenn die Kurbel durch die Lagen OP_3 und OP_4 hindurchgeht, sie sich also vom toten Punkte ab im ersten und zweiten Halbkreis um den Winkel $\omega = 90^\circ - \delta$ gedreht hat; in beiden Fällen ist die Grösse des Fehlergliedes durch die Strecke OK gegeben; ferner liegen Maximalwerthe des Gliedes vor, wenn die Kurbel durch die Verticale OY , also durch die Lagen OP_1 und OP_2 geht, sich dieselbe im ersten und im zweiten Halbkreise

um den Winkel $\omega = 180^\circ - \delta$ vom todten Punkte ab gerechnet gedreht hat; hier ist das Maximum des Fehlergliedes durch die Strecken $P_1 K_1$ und $P_2 K_2$ (Fig. 21) bestimmt: beide Strecken sind von gleicher Grösse.

Die vorstehenden Bemerkungen gelten, wie auch der Schwingungsmittelpunkt X des Schiebers gewählt worden, also die Justirung des Schiebers erfolgt sein mag.

Sollte der Schieber auf gleiches Voreilen justirt werden, wie das oben auf S. 17 angenommen und auf S. 52 als empfehlenswerth bewiesen worden ist, so wären in Fig. 21 von den Punkten D und D' aus mit der Länge l die beiden Schnittpunkte B_0 und B_0' auf der Schubrichtung abzustecken und die Strecke $B_0 B_0'$ im Punkte X zu halbiren: dieser Punkt wäre dann der Schwingungsmittelpunkt.

Für diesen Fall ergaben sich auf S. 51 für die beiden Paare von Maximalwerthen des Fehlergliedes die Ausdrücke

$$OK = \frac{r^2}{2l} \cos^2 \delta \quad \text{und} \quad P_1 K_1 = P_2 K_2 = \frac{r^2}{2l} \sin^2 \delta ,$$

wonach beide Paare von verschiedener Grösse sind.

Wäre wirklich der absolut grösste Werth des Fehlergliedes als von wesentlich schädlichem Einfluss auf die Dampfvertheilung anzunehmen, so müsste man darauf bedacht sein, eine andere als die angegebene Art und Weise der Justirung des Schiebers anzuwenden. Die nähere Ueberlegung zeigt aber, dass eine solche Annahme nicht begründet ist, denn die Ungenauigkeiten in der Dampfvertheilung rühren, wie bereits auf S. 52 betont wurde, ganz vorwaltend von der unsymmetrischen Bewegung des Dampfkolbens, nicht von der des Schiebers her. Es möge daher hier nur angedeutet werden, ohne Beifügung der entsprechenden analytischen Untersuchungen, dass die von der endlichen Länge der Schieberschubstange herrührenden Ungleichheiten dadurch noch herabgezogen werden könnten, dass man die beiden Paare des Maximalwerthes des Fehlergliedes von gleicher Grösse macht, also $OK = P_1 K_1 = P_2 K_2$ (Fig. 21) wählt. Man kann dies dadurch erreichen, dass man den Schieber nicht auf gleiches Voreilen, sondern auf einen bestimmten Drehwinkel ω_0 justirt; man stellt demnach die Kurbel erst im ersten und dann im zweiten Halbkreise von den entsprechenden todten Punkten aus gerechnet

auf den Drehwinkel ω_0 ein, bestimmt auf der Schubrichtung die zugehörigen Schnittpunkte B und halbirt behufs Bestimmung des Schwingungsmittelpunktes X ihre Entfernung.

Es zeigt nun die Rechnung, dass mit grosser Annäherung der Justirungswinkel ω_0 aus der Beziehung

$$\omega_0 = 45^\circ - \delta$$

bestimmt werden müsste und dass sich das Maximum des Fehlergliedes in den vier oben angegebenen Kurbellagen durch den Werth

$$\frac{r^2}{4l}$$

ermittelt.

Man könnte endlich den Schieber auch auf ein bestimmt vorgeschriebenes Expansionsverhältniss, also hierbei auf gleichen Kolbenweg beim Aus- und Rückgang des Kolbens justiren, eine Methode, die in der That in der Praxis vielfach in Anwendung kommt. Man bestimmt hier unter Benutzung des Kolbendiagrammes Fig. 1 S. 10 die, gleichen vorgeschriebenen oder gewählten Kolbenwegen entsprechenden Drehwinkel ω_1 und ω_2 für den Ausgang und für den Rückgang, die um so verschiedener ausfallen, je kürzer die Kurbelstange L gegenüber dem Kurbelradius R ist.

Man mache nun (Fig. 21, S. 63) den Winkel $DOP = \omega_1$ und $D'OP' = \omega_2$, schneide mit der Länge l der Schieberstange l von den Punkten P und P' auf der Schubrichtung die entsprechenden Punkte B ab und halbire ihre Entfernung. Der Halbierungspunkt X ist dann der gesuchte Schwingungsmittelpunkt, von dem aus mit dem Radius l der Distanzkreis MKM' beschrieben wird; damit ist wieder das Mittel an die Hand gegeben, für jeden beliebigen Drehwinkel ω den genauen Schieberweg durch Abmessung der Strecke PL bzw. $P'L'$ zu ermitteln; auch das entsprechende Fehlerglied und die Maximalwerthe desselben bestimmen sich in der bereits besprochenen Weise.

Nach dieser Abschweifung, die als eine Ergänzung der oben (S. 48, Cap. II) gegebenen Darlegungen über die Justirung des Schiebers zugefügt worden ist und die hier auf graphischem Wege gegeben wurde, weil die analytische Behandlung auf sehr verwickelte Ausdrücke führt, kann nun zur weitem Besprechung des Diagrammes von Schorch zurückgegangen werden.

In Holzst. Fig. 22 ist wieder von O aus mit der Excentricität $OD = r$ der Kreis beschrieben und an der Verticalen OY

Fig. 22.

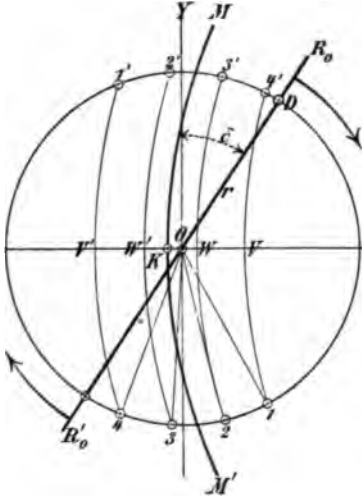
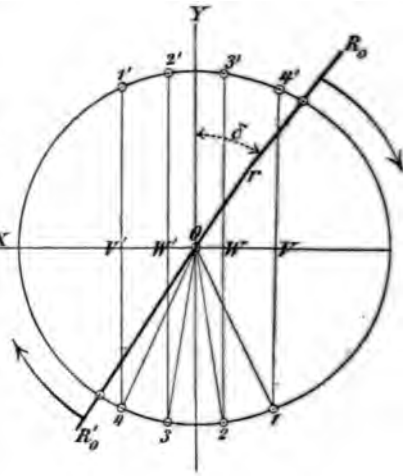


Fig. 23.



zur Schubrichtung OX der Voreilwinkel $YOD = \delta$ aufgetragen, sowie endlich nach den bei Fig. 21, S. 63 gemachten Angaben der Distanzkreis MKM' mit den Radius l , der Länge der Schieberschubstange, beschrieben.

Trägt man nun vom Punkte K ab auf der Schubrichtung nach beiden Seiten hin die äussere Deckung e , sowie auch die innere Deckung i auf, macht man also

$$KV = K'V' = e \quad \text{und} \quad KW = K'W' = i$$

und legt man durch die vier Punkte V, V', W, W' zum Distanzkreis concentrische Kreise, so schneiden diese den Grundkreis in den Punkten 1 bis 4 und 1' bis 4' und diese Schnittpunkte geben dann sofort die vier Hauptkurbelpositionen für den Kolbenaus- und Kolbenrückgang.

Bei der Drehung der Kurbel durch den ersten Halbkreis (Kolbenausgang) vom todtten Punkte OR_0 ab gerechnet; findet bei der Kurbellage $O1$ der Beginn der Expansion, bei $O2$ Beginn der Compression, bei $O3$ und $O4$ bzw. der Beginn des Dampf- und des Dampfeintrittes statt. Im zweiten Halbkreis geben die Schnittpunkte 1', 2', 3' und 4' die betreffenden Kurbellagen, die

aber, weil die Bewegung unsymmetrisch ist, den Punkten 1, 2, 3 und 4 nicht diametral gegenüber liegen.

Würde man von den Punkten V und V' , sowie W und W' radial auswärts auf der Schubrichtung OX noch die Kanalweite a auftragen und durch die so erhaltenen vier Schnittpunkte noch weitere vier concentrische Kreise legen, so erhielte man durch die Schnittpunkte dieser Kreise mit dem Grundkreise diejenigen Kurbellagen, bei welchen der Eintritts- bez. Austrittskanal soeben vollständig geöffnet ist oder sich soeben wieder zu verengen beginnt.

Wollte man sich wiederum gestatten, wie es bei den oben vorgeführten Diagrammen geschehen ist, den Einfluss der Schieber Schubstange zu vernachlässigen, ihre Länge also als unendlich voraussetzen, so erhielte man das in Fig. 23 verzeichnete Diagramm, in welchem der Distanzkreis MKM' Fig. 22 in die verticale Gerade OY übergeht, ebenso verwandeln sich die vier concentrischen Kreise in die vier verticalen geraden Linien $1'4$, $2'3$, $3'2$ und $4'1$.

Ein Vergleich der Fig. 23 mit Fig. 18 auf S. 57 zeigt, dass in diesem Falle das Diagramm von Schorch in das Diagramm von Reuleaux übergeht, man hat ja nur die ganze Fig. 18 so weit zu drehen, bis die Richtung OQ vertical zu liegen kommt und die Kurbel entgegengesetzt zu drehen, um sofort Fig. 23 vor sich zu sehen.

In einigen neueren Schriften ist Fig. 23 als das Diagramm von Müller bezeichnet, während es unter Reuleaux's Namen bereits in der 2. Auflage des vorliegenden Buches (1862) gegeben worden ist und Reuleaux schon früher in seinen Vorlesungen am eidgenössischen Polytechnikum diese Darstellungsmethode behandelt hat.

Das Diagramm von Müller.

Ein anderes Verfahren, die verschiedenen Stellungen des Dampfschiebers in Beziehung zu den verschiedenen Kurbelpositionen auf graphischem Wege zu ermitteln, wurde von Prof. Müller angegeben*).

Das Müller'sche Diagramm, welches wie das Diagramm

*) Einladungsschrift der Königl. polytechn. Schule in Stuttgart. 1859. — Civilingenieur Bd. 7. S. 347.

von Schorch ebenfalls die Schieberwege mathematisch genau darstellt, ergibt sich durch folgende Betrachtung:

Es sei OX (Fig. 4. Taf. I) wieder die Richtung des Schieberspiegels und OY stehe vertical auf dieser Richtung. Steht die Kurbel im todten Punkte, so nimmt die Excentricität r die Lage OD ein; DOY ist der Voreilwinkel δ . Ferner sei DB_2 die Excenterstange, deren Länge l betrage und B_2 repräsentire unmittelbar das Schiebermittel. Dreht sich jetzt die Kurbel um den Winkel ω , so gelangt die Excentricität r aus der Lage OD nach OD' und das Schiebermittel wird nach B_0 gelangt sein. Die Entfernung OB_0 war es nun, die wir oben (S. 16) auf analytischem Wege zunächst bestimmt haben; auf graphischem Wege erhält man aber diesen Werth auch auf folgende Art. Statt dass man annimmt, der Schieber Spiegel OX liege fest und OD gehe in die Lage OD' über, wie das in Wirklichkeit der Fall ist, kann man sich die Excentricität OD festliegend denken und dafür den Schieber Spiegel OX in entgegengesetzter Richtung (in der Richtung des Pfeiles) um den Winkel $XOX' = \omega$ drehen. Schneidet man in dieser Lage OX' von D aus mit der Länge der Excenterstange $BD = l$ auf der Richtung OX' den Punkt B ab, so giebt jetzt die Länge OB ohne Weiteres die Entfernung des Schiebermittels vom Wellencentrum für den Drehwinkel ω , weil $OB = OB_0$ ist. Hieraus folgt nun unmittelbar die einfache Regel: Zur Bestimmung der Entfernung des Schiebermittels B vom Wellencentrum O beschreibe man mit der Länge der Excenterstange $DB_2 = DB = l$ vom Punkte D aus einen Kreis; die von O aus in diesem Kreise gezogenen Fahrstrahlen geben dann unmittelbar die verlangte Entfernung, und zwar ergibt dabei zugleich der Winkel, den der Fahrstrahl OB mit der Richtung OX einschliesst, den Winkel ω , um welchen die Kurbel bei dieser Schieberposition vom todten Punkte absteht.

Der Schieber soll nun aber um ein festes Centrum hin- und herschwingen. Justirt man den Schieber, wie wir oben gethan haben, auf gleiches Voreilen, d. h. verlangen wir, dass er um gleichviel vom Oscillationsmittelpunkt absteht, wenn die Kurbel durch den einen oder andern todten Punkt geht, so ist zur Bestimmung des Schieberweges weiter, wie folgt, zu verfahren.

Man halbire die Entfernung B_2B_3 , d. h. die Entfernung der Punkte, in welchen unser Kreis die Richtung OX schneidet, im

Punkte O_1 und beschreibe vom Centrum O der Welle aus mit dem Radius $OM = O_1B_2 = O_1B_3$ einen zweiten Kreis. Nun giebt die Länge MB unmittelbar den Schieberweg ξ , also die Ausweichung des Schiebers aus der Mitte für den Drehwinkel ω ; verlängert man OB über O hinaus, so erhält man ebenso in der Länge $M'B'$ den Schieberweg für den Drehwinkel $180^\circ + \omega$; die Längen M_2B_2 und M_3B_3 geben die Auslenkung des Schiebers für $\omega = 0$ und $\omega = 180^\circ$, d. h. für den Augenblick, in welchem die Kurbel durch den einen oder andern todten Punkt geht; ebenso ist ersichtlich, dass OM_0 und OM_0' die Kurbelpositionen angeben, bei denen der Schieber eben durch den Oscillationsmittelpunkt geht.

Eben so leicht bestimmt sich jetzt unter Zugrundelegung der Betrachtungen auf S. 30 die Eröffnung des Eintritts- und Austrittskanals für jede beliebige Kurbelstellung. Macht man auf der Richtung OB den Werth $MP = M'P' = e$, d. h. gleich der äussern Deckung, und die Länge $MN = M'N' = i$, gleich der innern Deckung und beschreibt mit den Längen OP, ON, OP', ON' von O aus die angegebenen Kreise, so ergiebt nun BP die Eröffnung des Eintrittskanals und BN die Eröffnung des Austrittskanals für den Drehwinkel ω der Kurbel; in gleicher Weise ergeben die Längen $B'P'$ und $B'N'$ dieselben Grössen für den Drehwinkel $180^\circ + \omega$.

Die Längen B_2P_2 und B_3P_3 geben die Eröffnung des Eintritts-, B_2N_2 und B_3N_3 die des Austrittskanals, wenn die Kurbel im einen oder andern todten Punkte, der Dampfkolben also am Ende des Hubes steht; die erstern Grössen geben sonach das äussere, die letztern das innere lineare Voreilen. Endlich ist unter Beachtung der Angaben, die wir schon bei der Entwicklung unseres Diagrammes machten, zu übersehen, dass bez. für den Hin- und Rückgang des Kolbens in Fig. 4, Taf. I OR_1 und OR_1' die Kurbelstellungen bei Beginn der Expansion; OR_2 und OR_2' die bei Beginn der Compression geben, OR_3 und OR_3' die Kurbelpositionen bei Beginn des Austrittes, sowie OR_4 und OR_4' die bei Beginn des Dampfeintrittes anzeigen.

Auf den ersten Augenblick könnte man leicht das hier beschriebene Diagramm für brauchbarer und vollkommener halten, als die Diagramme, die wir vorher behandelt haben, und zwar weil das Müller'sche Diagramm, wie das von Schorch alle Abmessungen mathematisch genau giebt. Bei näherer Untersuchung und beim

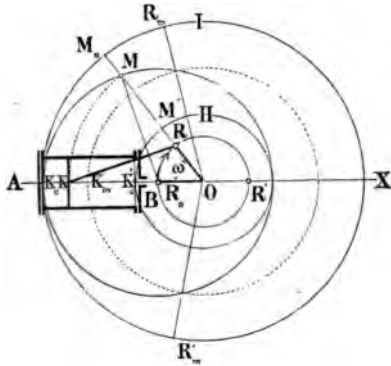
praktischen Gebrauch zeigt es jedoch schwer zu beseitigende Uebelstände, so dass höchstens bei Untersuchung von Steuerungen mit sehr kurzen Excenterstangen das Verfahren zu empfehlen ist. Will man nämlich die Abmessungen nur irgend genau haben, so muss man die Figur in natürlicher Grösse zeichnen; da nun bei Weitem die meisten Steuerungen Excenterstangen besitzen, die sehr gross im Verhältniss zur Excentricität sind, so nimmt die Figur nicht nur einen unverhältnissmässig grossen Raum ein, sondern, und das scheint wesentlich gegen das Verfahren zu sprechen, die verschiedenen Kreise schneiden sich dann auch unter sehr spitzen Winkeln, sodass die Schnittpunkte, welche die Kurbelpositionen für Beginn der Expansion, der Compression u. s. w. angeben, durchaus nicht mit der nöthigen Schärfe markirt werden können. Je länger die Excenterstangen sind, je besser also die Steuerung ist, um so unzuverlässiger wird das Verfahren; noch mehr aber tritt dieser Uebelstand hervor, wenn, wie dies wohl meist geschehen müsste, das Diagramm in verjüngtem Maassstabe gezeichnet wird. Für solche Steuerungen endlich, bei denen die Excentricität und der Voreilwinkel veränderlich sind und von denen wir in der Folge eine Reihe behandeln werden, verliert es seine Brauchbarkeit gänzlich.

Mit Vortheil aber benutzt man unter Umständen das angegebene Verfahren bei der Bestimmung der einer gewissen Kurbelposition zugehörigen Position des Dampfkolbens im Cylinder.

Es sei bei AB (Holzst. Fig. 24) der festliegende Dampfzylinder, O die Axe der Hauptwelle, OR die Kurbel in einer beliebigen Position und RK die Kurbelstange, deren Länge L sei, und an deren Ende K (dem Kreuzkopfe) man sich unmittelbar den Kolben K angebracht denkt. Steht die Kurbel in dem einen oder andern todten Punkte, also in der Richtung OR_0 oder OR' , so befindet sich der Kolben am Ende K_0 oder K_0' . Hat sich nun die Kurbel OR , deren Länge R sein mag, um den Winkel $RO R_0 = \omega$ gedreht, so bestimmt sich die entsprechende Kolbenposition K dadurch, dass man vom Punkte R aus mit der Länge L der Kurbelstange den Punkt K auf der Richtung OA abschneidet. K_0K und KK_0' sind dann die der Kurbelposition OR entsprechenden Entfernungen des Kolbens von den Enden seines Hubes; K_0K wäre der Kolbenweg. Statt nun aber die Kurbel als beweglich und den Cylinder als festliegend anzusehen, kann

man auch die Kurbel in OR_0 festliegend annehmen und dafür die Cylinderaxe OA um ω gedreht, also in die Richtung OM_0 gebracht denken. Schneidet man nun von R_0 aus mit der Länge L der Kurbelstange auf der Richtung OM_0 den Punkt M ein, so ist, wie man ohne Weiteres übersieht, $M_0M = K_0K$ und $M'M = K_0'K$, wenn man $OM_0 = OK_0$ und $OM' = OK_0'$ macht. Hiernach ergibt sich also folgende Regel zur Bestimmung der Kolbenwege.

Fig. 24.



Man beschreibe vom Wellencentrum O aus mit den Radien OK_0 und OK_0' die beiden Kreise I und II, setzt dann den Zirkel in R_0 ein und beschreibe mit der Länge $R_0K_0 = R_0M = L$ einen dritten Kreis, den wir nach Müller den Distanzkreis nennen wollen. Für irgend eine beliebige Kurbellage OR ergeben sich nun, wenn man die Richtung OR über die drei Kreise hinaus verlängert, drei Schnittpunkte M_0M und M' ; die Längen M_0M und MM' geben sofort mathematisch genau die Entfernungen des Kolbens von den Endpunkten seines Hubes bei der angenommenen Kurbelposition, wobei sich also die Kurbel um den Winkel ω vom todtten Punkte aus gedreht hat. Halbirt man überdies noch den Kolbenhub K_0K_0' in K_m und beschreibt von O aus noch den vierten (in der Figur punktierten) Kreis, so geben die Richtungen, welche durch die Durchschnittspunkte dieses Kreises mit dem Distanzkreis gehen, die beiden Kurbelpositionen, bei denen der Kolben eben durch die Mitte seines Hubes geht. Für den Aus- und Rückgang sind also die Winkel, welche die Kurbel von ihren todtten Punkten aus zurückzulegen hat bis der Kolben durch das Hubmittel geht, verschieden; sie nähern sich um so mehr einem rechten Winkel, je länger die Kurbelstange L im Verhältniss zum Kurbelradius R ist.

ZWEITER ABSCHNITT.

Umsteuerungen mit variabler Expansion.

(Coulissensteuerungen.)

Steuerungen, bei denen man den Schieber so bewegen kann, dass die Kurbelwelle entweder nach der einen oder nach der andern Richtung umläuft, oder wie man gewöhnlich sagt, die Maschine vorwärts oder rückwärts arbeitet, nennen wir kurzweg »Umsteuerungen«.

Diese Umsteuerungen, die bei allen Locomotiven, Schiffs- und Förderdampfmaschinen angewendet werden müssen, werden sehr verschiedenartig construiert; bei weitem die wichtigsten derselben sind aber diejenigen, die zugleich variable Expansion zulassen, mit deren Hilfe man also sowohl beim Vorwärts- als beim Rückwärtsgange der Maschine den Dampftritt in den Cylinder nach Belieben früher oder später unterbrechen kann.

Bei allen diesen Steuerungen, die durch entsprechende Bewegung eines Schiebers zugleich Veränderung der Expansion zulassen und von denen wir die wichtigsten im Folgenden behandeln werden, geschieht die Bewegung des Schiebers von Seiten eines Rahmens aus, der sogenannten Hängetasche oder Coulisse, der seinerseits durch ein oder zwei Excenter in eine schaukelnde, meist auch zugleich in eine hin- und hergehende Bewegung gesetzt wird. Umsteuerungen mit variabler Expansion dieser Art werden wir in der Folge kurz »Coulissensteuerungen« nennen.

Die Coulissensteuerungen gehören unstreitig zu den sinnreichsten Bewegungsmechanismen, die im Maschinenbau überhaupt

vorkommen; durch einfache Verstellung eines Hebels und die damit verbundene Verschiebung einzelner Theile dieser in constructiver Hinsicht höchst einfachen Mechanismen lässt sich durch die daraus hervorgehende Bewegung eines einzigen Schiebers erreichen, dass die Dampfmaschine vor- und rückwärts mit beliebigen, verschiedenen Expansionsgraden umläuft, ein Ergebniss, von dem man glauben sollte, dass es nur durch sehr complicirte Mechanismen zu erlangen sei. So einfach aber an sich die jetzt gebräuchlichen Coulissensteuerungen sind, so verwickelt ist, streng genommen, das Gesetz, nach welchem die Bewegung des Schiebers erfolgt. Der Zweck dieser Schrift besteht wesentlich mit darin, dieses Gesetz für die wichtigsten und verbreitetsten Coulissensteuerungen darzulegen und daraus praktisch brauchbare Regeln abzuleiten.

CAPITEL I.

Coulissensteuerung von Stephenson.

Diese Coulissensteuerung ist bei den Locomotiven die verbreitetste. Fig. 5, Taf. II zeigt im Allgemeinen die gewöhnliche Anordnung.

Auf der Welle O sitzen die beiden Excenter D und D_1 fest, von denen die beiden Excenterstangen BC und B_1C_1 ausgehen, die an ihren äussern Enden gelenkartig mit der Coulisse CC_1 verbunden sind. Die Coulisse besitzt zwischen zwei Bügeln eine bogenförmige Leitung, in welcher sich ein Gleitbacken M verschieben lässt, der scharnierartig mit dem Ende der in Führungen laufenden Schieberstange T verbunden ist. Die Coulissenleitung ist nach einem Bogen gekrümmt, der, wie wir nachweisen werden, zum Radius die Länge der Excenterstange haben muss. Die Coulisse ist an der Stange EC_1 aufgehängt, in der Art, dass wenn der Maschinenführer den Hebel LG bewegt, mit Hilfe der Zugstange GF und des Winkelhebels FKE die Hängestange EC_1 , also auch die Coulisse CC_1 gehoben oder gesenkt wird. Dann gleitet der Backen M in der Coulisse, und der Führer kann also je nach der Stellung des Hebels LG beliebige Punkte der Coulisse zur Führung der Schieberstange T benutzen. Der

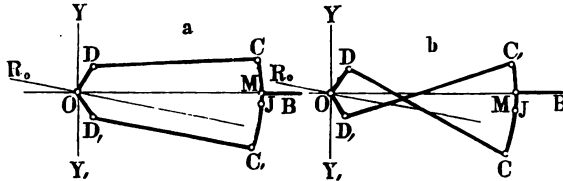
Hebel LG bewegt sich an einem mit Kerben versehenen Bogen QR hin, in denen er mittelst eines Riegels in beliebigen Stellungen festgehalten werden kann. Die Aufhängung der Coulissee, die in den beiden durch Fig. 6 u. 7, Taf. II dargestellten Formen ausgeführt sich findet, erfolgt oft auch am obern Ende C oder an einem Bolzen in der Mitte J der Coulissee. Diesen in der Mitte der Coulissee liegenden Punkt J nennt man den todtten Punkt derselben; ist nämlich die Coulissee (Fig. 5, Taf. II) so weit gehoben, dass der Punkt J die Führung des Backens M , also des Schiebers übernimmt, dann ist die Dampfvertheilung so eigenthümlich, dass keine Bewegung der Maschine von der Ruhe aus eintreten kann. Senkt hingegen der Führer die Coulissee, so läuft die Maschine vorwärts, weil dann das Vorwärtsexcenter D vorzugsweise die Bewegung des Schiebers bestimmt. Hebt man hingegen die Coulissee so weit, dass ein Punkt unterhalb des todtten Punktes den Backen M führt, dann läuft die Maschine rückwärts, dann ist vorzüglich der Rückwärtsexcenter D_1 auf die Schieberbewegung von Einfluss. Man übersieht schon, dass bei einer Drehung der Welle die Coulissee nicht nur eine schaukelnde, sondern auch eine hin- und hergehende Bewegung annehmen und dem Gleitbacken M , also auch dem Schieber, eine eigenthümliche Bewegung mittheilen wird. Die letztere Bewegung ist aber so ausserordentlich verwickelt, dass sie mathematisch nicht genau, sondern nur durch Näherungsrechnung verfolgt werden kann. Die Ergebnisse der Rechnung und des Diagrammes stimmen aber vollständig befriedigend mit den Erfahrungen überein.

Bei der Untersuchung dieser Steuerung haben wir verschiedene Fälle zu unterscheiden; entweder sind die Excenterstangen offen oder gekreuzt und dann können wieder in beiden Fällen die Voreilungswinkel beider Excenter gleich oder ungleich sein. Die beiden Figuren (Holzst. 25 a und b) sollen das deutlich machen.

O sei die Axe der Welle, OD die Excentricität für das Vorwärts-, OD_1 die für das Rückwärtsexcenter; irgend ein beliebiger Punkt M der Coulissee führe eben die Schieberstange MB , und die Richtung derselben gehe durch O . Steht nun die Kurbel in dem einen todtten Punkte (gleichviel welchen Winkel dieselbe dabei mit den Excentricitäten einschliesst), etwa in der Richtung

OR_0 , und sind in dieser Stellung die Excentricitäten um gleichviel gegen die Verticale OY geneigt, so hat man gleiche Vor-

Fig. 25.



eilungswinkel; dieselben sind $DOY = D_1OY_1 = \delta$. Sind diese Neigungen bei derselben Kurbelstellung nicht gleich, dann hat man es mit verschiedenen Voreilungswinkeln zu thun, die Dampfvertheilung ist dann eine andere.

Um zu untersuchen, ob eine Couliissensteuerung mit gekreuzten oder offenen Stangen arbeitet, dreht man die Welle so weit, bis beide Excentricitäten auf der nach der Couliisse hin liegenden Seite der Verticalen YY_1 liegen; haben dann die Excenterstangen die Lage, wie in Holzst. Fig. 25a, so hat man offene Stangen, im Gegensatz zu der in Holzst. Fig. 25b dargestellten Lage, hier hat man es mit gekreuzten Stangen zu thun. Die Art der Dampfvertheilung ist in beiden Fällen wieder verschieden.

Bei den weitem Betrachtungen werden wir folgende Bezeichnungen einführen. Die Grösse der Excentricitäten $OD = OD_1 = r$; die Voreilungswinkel (beide als gleich angenommen) $DOY = D_1OY_1 = \delta$, die Länge der Excenterstangen $DC = D_1C_1 = l$. (Ist die Couliisse wie in Fig. 6, Taf. II angenommen, so wird bis K gemessen.) Die halbe Länge der Couliisse, gemessen vom todten Punkte J bis zu den Angriffspunkten C und C_1 der Stangen, werde mit c bezeichnet. (Bei der Couliisse Fig. 6, Taf. II ist $KJ = K_1J = c$ zu setzen.) Die Entfernung des Gleitbackens M vom Couliissencentrum J , die je nach der Stellung der Couliisse veränderlich ist und positiv oder negativ sein kann, nennen wir u . Endlich sei noch die Länge der Schieberstange, bis zum Schiebermittel B gemessen, $MB = l_1$.

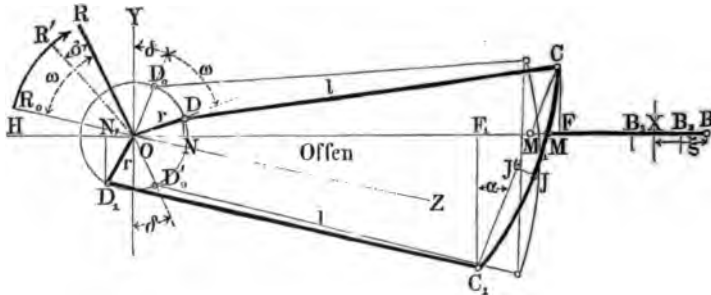
Theorie der Coulissensteuerung von Stephenson.

a. Bestimmung des Schieberweges.

Das Hauptziel der theoretischen Untersuchung ist die Auffindung der Relation zwischen dem Drehwinkel ω der Welle oder der Kurbel, vom todtten Punkte aus gerechnet, und dem Schieberwege ξ , d. h. seiner Entfernung vom Oscillationsmittelpunkte bei irgend einer beliebigen Coulissenstellung oder einem beliebigen Werthe von u . Wir führen die Untersuchung zunächst für eine Steuerung mit offenen Stangen und gleichen Voreilungswinkeln durch, da sich aus den daraus hervorgehenden Resultaten dann leicht auf die Verhältnisse bei gekreuzten Stangen und ungleichen Voreilungswinkeln schliessen lässt.

Zunächst ist für bestimmte zusammengehörige Werthe von ω und u die Neigung α der Coulissensehne CC_1 gegen eine Verticale zur Richtung OX (Holzst. Fig. 26) zu berechnen. Dabei setzen

Fig. 26.



wir annähernd die Länge der Coulissensehne CC_1 gleich der Bogenlänge, also $= 2c$, was gestattet ist, da der Krümmungsradius der Coulisse immer sehr gross ist. Ebenso setzen wir die Entfernung des Punktes M_1 in der Sehne vom Sehnemittelpunkte J_1 gleich u , d. h. $= JM$. Steht die Kurbel im todtten Punkte und zwar in der Richtung OR_0 , wenn OZ die Richtung der Axe des Dampfzylinders anzeigt, so nehmen die einzelnen Glieder der Vorrichtung die in Fig. 26 durch schwach gezogene Linien angedeutete Lage ein.

Dreht sich nun der Krummzapfen um den Winkel ω , so werden die Excentricitäten, die Excenterstangen und die Coulisse

in diejenige Stellung übergehen, die durch die stark ausgezogenen Linien angedeutet ist. Der Angriffspunkt M der Schieberstange wird dabei nicht aus der Linie OB heraustreten, wenn man die Hängestange lang genug annimmt, weil durch letztere, bei der einmal angenommenen Stellung, die Coulissee während der Drehung der Welle immer in gleicher Höhe, wenigstens annähernd, erhalten wird.

Wir fallen nun von den Punkten C und C_1 die Perpendikel CF und C_1F_1 auf OB , und ebenso vom den Punkten D und D_1 die Perpendikel DN und D_1N_1 auf OB und bestimmen zunächst den Winkel $FCC_1 = F_1C_1C = \alpha$.

Es ist:

$$\sin \alpha = \frac{FF_1}{CC_1} = \frac{OF - OF_1}{2c}.$$

Man bestimmt nun den Werth:

$$\begin{aligned} OF &= ON + NF = ON + \sqrt{DC^2 - (CF - DN)^2} \\ &= r \sin(\delta + \omega) + \sqrt{l^2 - [(c - u) \cos \alpha - r \cos(\delta + \omega)]^2}, \end{aligned}$$

oder angenähert, wenn für den kleinen Winkel α das $\cos \alpha = 1$ gesetzt wird und die Glieder mit l in höhern Potenzen im Nenner bei der Reihenentwicklung vernachlässigt werden:

$$\begin{aligned} OF &= r \sin(\delta + \omega) + l - \frac{c^2}{2l} + \frac{cu}{l} - \frac{u^2}{2l} \\ &\quad + \frac{(c - u) r \cos(\delta + \omega)}{l} - \frac{r^2 \cos^2(\delta + \omega)}{2l}, \end{aligned} \quad (15)$$

und ferner auf dieselbe Weise:

$$OF_1 = N_1F_1 - ON_1 = \sqrt{D_1C_1^2 - (C_1F_1 - D_1N_1)^2} - ON_1,$$

oder unter Einführung der bekannten Bezeichnungen:

$$OF_1 = r \sin(\delta - \omega) + \sqrt{l^2 - [(c + u) \cos \alpha - r \cos(\omega - \delta)]^2}$$

das giebt annähernd:

$$\begin{aligned} OF_1 &= r \sin(\delta - \omega) + l - \frac{c^2}{2l} - \frac{cu}{l} - \frac{u^2}{2l} \\ &\quad + \frac{(c + u) r \cos(\delta - \omega)}{l} - \frac{r^2 \cos^2(\delta - \omega)}{2l}. \end{aligned}$$

Setzt man die beiden Werthe von OF und OF_1 in die Gleichung

chung $\sin \alpha = \frac{OF - OF_1}{2c}$, so folgt nach gehöriger Reduction:

$$\begin{aligned} \sin \alpha = & \frac{r}{c} \cos \delta \sin \omega - \frac{r}{l} \sin \delta \sin \omega - \frac{ur}{cl} \cos \delta \cos \omega \\ & + \frac{u}{l} + \frac{r^2}{4cl} [\cos^2(\delta - \omega) - \cos^2(\delta + \omega)] . \end{aligned} \quad (16)$$

Mit Hilfe dieser Formel kann man also für jeden beliebigen Werth von ω und u die Neigung α der Coulisse gegen die Verticale $C_1 F_1$ berechnen.

Für die Folge kommen wir in den Fall, diese Neigung α bestimmen zu müssen unter der Voraussetzung, dass der todte Punkt der Coulisse in die Linie OX fällt, dann ist also $u = 0$ und unter dieser Voraussetzung giebt Gleichung (16) sofort:

$$\begin{aligned} \sin \alpha = & \frac{r}{c} \cos \delta \sin \omega - \frac{r}{l} \sin \delta \sin \omega \\ & + \frac{r^2}{4cl} [\cos^2(\delta - \omega) - \cos^2(\delta + \omega)] . \end{aligned} \quad (17)$$

Nach diesen Vorbereitungen ist es nun leicht, die Entfernung des Schiebermittelpunktes B vom Wellenmittel O zu berechnen. Es ist der Figur gemäss:

$$OB = OM_1 + M_1 M + MB = OF - M_1 F + MM_1 + MB .$$

Der Werth von OF ist nach Gleichung (15) bekannt; ferner ist $M_1 F = (c - u) \sin \alpha$, $MB = l_1$ und $MM_1 = \frac{c^2}{2\varrho} - \frac{u^2}{2\varrho}$, wenn wir annehmen, die Coulisse sei nach einem beliebigen Radius ϱ gekrümmt. Wir erhalten daher:

$$OB = OF - (c - u) (\sin \alpha + \frac{c^2}{2\varrho} - \frac{u^2}{2\varrho}) + l_1 .$$

Substituiren wir in dieser Gleichung die oben erhaltenen Werthe von OF und $\sin \alpha$ nach Gl. (16), so folgt nach gehöriger Reduction:

$$\begin{aligned} OB = & r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \omega + \frac{ur}{c} \cos \delta \sin \omega \\ & + l + l_1 + (c^2 - u^2) \frac{l - \varrho}{2l\varrho} \\ & - \frac{r^2}{4cl} [(c + u) \cos^2(\delta + \omega) + (c - u) \cos^2(\delta - \omega)] . \end{aligned} \quad (18)$$

Wenn die Steuerung richtig sein soll, muss aber der Schieber für jeden beliebigen Werth von u , d. h. bei allen Couliissenstellungen zu beiden Seiten eines gewissen Punktes X symmetrisch hin- und herschwingen, dessen Lage nun zunächst bestimmt werden soll.

Dabei gehen wir auch hier von der Annahme aus, dass vom Constructeur der Schieber auf gleiches Voreilen justirt werde, wie es auf S. 16 bei der einfachen Steuerung angegeben wurde.

Nehmen wir also zunächst an, die Kurbel stehe in dem einen todten Punkte, es sei demnach $\omega = 0$, so ist die Entfernung des Schiebermittels vom Wellencentrum nach Gleichung (18):

$$OB_2 = r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) + l + l_1 + (c^2 - u^2) \frac{(l - \varrho)}{2l\varrho} - \frac{r^2}{2l} \cos^2 \delta .$$

Steht die Kurbel im zweiten todten Punkte, ist also $\omega = 180^\circ$, dann giebt dieselbe Gleichung (18):

$$OB_3 = -r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) + l + l_1 + (c^2 - u^2) \frac{(l - \varrho)}{2l\varrho} - \frac{r^2}{2l} \cos^2 \delta .$$

Der Oscillationsmittelpunkt X soll aber in der Mitte zwischen B_2 und B_3 liegen, seine Entfernung vom Wellencentrum ist daher:

$$OX = \frac{OB_2 + OB_3}{2} ,$$

oder unter Benutzung vorstehender Werthe:

$$OX = l + l_1 - \frac{r^2}{2l} \cos^2 \delta + (c^2 - u^2) \frac{(l - \varrho)}{2l\varrho} . \quad (19)$$

In dieser Gleichung kommt aber noch u vor, d. h. der Schwingungspunkt X ist nicht fest, sondern schwankt mit der Couliissenstellung, und das ist nicht gestattet. Soll daher die Steuerung allen Bedingungen genügen, so muss das letzte Glied Null sein, und das ist der Fall, wenn

$$\varrho = l \text{ ist.}$$

Hieraus folgt zunächst die wichtige Regel: Die Stephenson'sche Coulissee muss stets nach einem Kreisbogen gekrümmt sein, dessen Radius ρ gleich der Länge l der Excenterstange ist.

Unter dieser Voraussetzung wird zunächst die Entfernung des Oscillationsmittelpunktes vom Wellencentrum nach Gleichung (19):

$$X = l + l_1 - \frac{r^2}{2l} \cos^2 \delta, \quad (20)$$

d. h. genau so gross, wie bei der einfachen Steuerung (S. 17).

Ferner ist jetzt die Entfernung des Schiebermittels B vom Wellencentrum beim Drehungswinkel ω nach der Gleichung (18):

$$OB = r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \omega + \frac{ur}{c} \cos \delta \sin \omega + l + l_1 \\ - \frac{r^2}{4cl} [(c + u) \cos^2 \delta + \omega] + (c - u) \cos^2 (\delta - \omega). \quad (21)$$

Daher folgt endlich der Schieberweg ξ oder die Ausweichung des Schiebers aus der Mitte:

$$\xi = OB - OX,$$

oder unter Benutzung vorstehender Werthe und nach gehöriger Reduction:

$$(II^a) \quad \xi = r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \omega + \frac{ur}{c} \cos \delta \sin \omega \\ + \frac{r^2}{2l} \left(\cos 2\delta \sin \omega + \frac{u}{c} \sin 2\delta \cos \omega \right) \sin \omega.$$

Setzen wir:

$$r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) = A, \quad (22)$$

$$\frac{ur}{c} \cos \delta = B, \quad (23)$$

$$\frac{r^2}{2l} \left(\cos 2\delta \sin \omega + \frac{u}{c} \sin 2\delta \cos \omega \right) \sin \omega = f, \quad (24)$$

so folgt:

$$(II^b) \quad \xi = A \cos \omega + B \sin \omega + f,$$

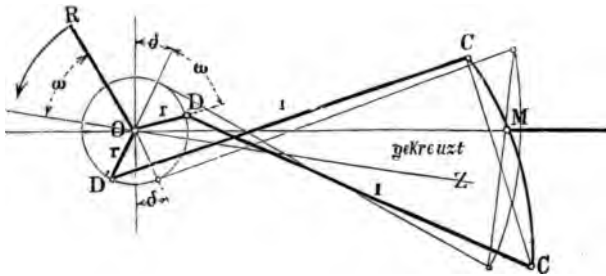
eine Gleichung genau von derselben Form, wie wir sie für die einfache Steuerung gefunden haben; nur die Werthe A , B

und f sind hier andere. Der Werth von f nach Gleichung (24) bildet auch hier das Fehlerglied und muss, wenn während der Drehung der Kurbel der Oscillationsmittelpunkt nicht veränderlich sein soll, auch hier verschwindend klein sein. Da bei gut construirten Steuerungen l gross gegen r ist, so ist das Glied auch nicht von merklichem Einfluss und wir setzen daher:

$$(II^c) \quad \xi = r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \omega + \frac{ur}{c} \cos \delta \sin \omega .$$

Aus den vorstehenden Formeln lassen sich ohne alle weitere Rechnung sogleich die Formeln für den Schieberweg der Stephenson'schen Steuerung mit gekreuzten Excenterstangen (Holzstich Fig. 27) ableiten, man hat aus leicht einzusehenden

Fig. 27.



Gründen nur in allen Formeln den Werth von c negativ einzusetzen. Das giebt zunächst für den Schieberweg bei gekreuzten Stangen:

$$(II^d) \quad \xi = r \left(\sin \delta - \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \omega - \frac{ur}{c} \cos \delta \sin \omega \\ + \frac{r^2}{2l} \left(\cos 2\delta \sin \omega - \frac{u}{c} \sin 2\delta \cos \omega \right) \sin \omega .$$

Oder wenn wir auch hier das Fehlerglied vernachlässigen und dann die Gleichungen beider Steuerungsarten vereinigen:

$$(II) \quad \xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \omega \pm \frac{ur}{c} \cos \delta \sin \omega ,$$

wobei das obere Vorzeichen für offene, das untere für gekreuzte Stangen gilt.

b. Ueber die Centralcurve.

Die gefundene Gleichung für den Schieberweg hat, wie erwähnt, wieder die Form:

$$\xi = A \cos \omega \pm B \sin \omega$$

und daher lassen sich auch hier, wie dies auf S. 19 und 27 gezeigt wurde, die Schieberwege als Sehnen eines Kreises betrachten, dessen Mittelpunktcoordinaten (Fig. 2, Taf. I)

$$OB = a = \frac{A}{2} = \frac{r}{2} \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right)$$

und

$$BC = b = \frac{B}{2} = \frac{ru}{2c} \cos \delta$$

sind. Die vorstehenden Ausdrücke für a und b sind aber von u abhängig, d. h. von der Stellung der Coulissee, und daher entspricht jeder Stellung der Coulissee ein besonderer Schieberkreis. Die Mittelpunkte aller dieser Schieberkreise werden aber in einer bestimmten Curve liegen, und diese soll die Centralcurve heissen; in Fig. 8 und 10, Taf. II sind die einzelnen Mittelpunkte durch C_0, C_1, C_2 , etc. bezeichnet; die erste Figur gilt für offene, die zweite für gekreuzte Stangen; man bemerkt, dass im ersten Falle die Curve ihre concave, im zweiten ihre convexe Seite dem Punkte O zukehrt.

Für irgend einen beliebigen Punkt C_3 der Centralcurve sind die Coordinaten von O aus gerechnet zunächst für offene Stangen, (Fig. 8, Taf. II):

$$OB_3 = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right),$$

$$B_3C_3 = \frac{ur}{2c} \cos \delta.$$

Nehmen wir die Abscisse vom Punkte C_0 ab gerechnet = x , setzen also:

$$x = OC_0 - OB_3,$$

so findet sich, weil für C_0 der Werth $u = 0$ ist:

$$OC_0 = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right)$$

und daher

$$x = \frac{ru^2}{2cl} \cos \delta.$$

Bezeichnen wir noch die Ordinate B_3C_3 mit y , so lässt sich aus $y = \frac{ur}{2c} \cos \delta$ der Werth u bestimmen und in die Gleichung für x substituieren, dann folgt:

$$y^2 = \frac{lr \cos \delta}{2c} x .$$

Die Centralcurve ist also hier eine Parabel, deren Parameter $\frac{lr \cos \delta}{2c}$ ist und deren Scheitel C_0 um

$$OC_0 = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right)$$

von der Wellenaxe O entfernt ist.

Genau dieselbe Gleichung folgt auf gleichem Wege für gekreuzte Stangen, der Scheitel der Parabel liegt aber um

$$\frac{r}{2} \left(\sin \delta - \frac{c}{l} \cos \delta \right)$$

von O ab und die Curve kehrt die convexe Seite gegen O hin (Fig. 10, Taf. II).

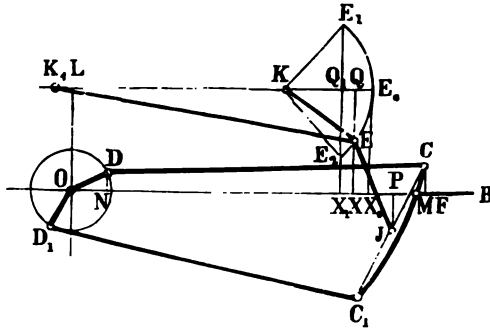
c. Ueber die Aufhängung der Coulissee.

Bei der Entwicklung der Grundformel für die Schieberbewegung wurde angenommen, dass derjenige Punkt M der Coulissee, der eben die Schieberstange führt, genau in der Geraden OB (Holzst. Fig. 28, S. 86) hin- und hergehe. In Wirklichkeit ist das nicht der Fall, vielmehr steigt die Coulissee während der Drehung der Welle stets etwas auf und ab, weil einer ihrer Punkte an einer Hängestange befestigt ist, die um einen festen Punkt E schwingt. Der Aufhängepunkt J geht daher in einem Bogen hin und her, und in Folge dessen schwankt der Gleitbacken in der Coulissee ebenfalls etwas hin und her; diese Unregelmässigkeit wird sich endlich auch dem Schieber mittheilen. Da bei einer unzuweckmässigen Aufhängung diese Abweichungen ziemlich bedeutend ausfallen können, so gehört es zu den wichtigsten Aufgaben der theoretischen Untersuchungen, die Art und Weise der Aufhängung in solcher Weise zu bestimmen, dass ihr Einfluss auf die Schieberbewegung möglichst unbedeutend werde.

In der Praxis findet man gewöhnlich zwei verschiedene Arten

der Aufhängung: entweder ist die Hängestange am untersten Punkte der Coulisse, also bei C_1 angeschlossen, oder in der Mitte

Fig. 25.



derselben. Der oberste Punkt E der Hängestange bewegt sich immer in einem Kreisbogen, dessen Centrum K fest liegt. Die Aufgabe der Theorie ist es nun, die verschiedenen Lagen des Endpunktes E der Hängestange für verschiedene Coulissenstellungen auszumitteln, und zwar

unter der Voraussetzung, dass die Coulisse möglichst wenig auf- und abschwinge; das letztere wird aber der Fall sein, wenn unter allen Umständen der Befestigungspunkt der Coulisse mit der Hängestange in einem Bogen hin- und hergeht, dessen Sehne parallel der Schubrichtung OB liegt.

Wir setzen bei unsern Betrachtungen zunächst voraus, die Coulisse sei in der Mitte aufgehängt.

Nehmen wir dabei an, der Aufhängepunkt J liege in der Mitte der Sehne CC_1 , was mit der Art und Weise der Aufhängung in der Praxis am nächsten übereinstimmt, und suchen wir nun die Horizontalbewegung des Aufhängepunktes J unter der Voraussetzung auszumitteln, dass irgend ein beliebiger Punkt M der Coulisse in der Entfernung u vom todtten Punkte in der Schubrichtung OB hin- und hergehe. Sei O der Anfangspunkt der Coordinaten und die Abscisse des Punktes J zu bestimmen.

Es ist

$$OP = OF - FP . \quad (26)$$

Nun ist nach Gleichung (15):

$$OF = r \sin(\delta + \omega) + l - \frac{c^2}{2l} + \frac{cu}{l} - \frac{u^2}{2l} + \frac{r(c-u) \cos(\delta + \omega)}{l} , \quad (27)$$

wenn wir das kleine Glied

$$\frac{r^2 \cos^2(\delta + \omega)}{2l}$$

vernachlässigen; und ferner ist nach Holzst. Fig. 28:

$$FP = c \sin \alpha ,$$

wenn α der Neigungswinkel der Coulissensehne gegen die Verticale ist; nach Gleichung (16) (S. 80) ist aber der Werth von $\sin \alpha$ bekannt; vernachlässigt man dort auch das Glied, welches $\frac{r^2}{4c\ell}$ als Factor enthält, so findet sich:

$$\sin \alpha = \frac{r}{c} \cos \delta \sin \omega - \frac{r}{\ell} \sin \delta \sin \omega - \frac{ur}{c\ell} \cos \delta \cos \omega + \frac{u}{\ell} , \quad (28)$$

daher:

$$FP = c \sin \alpha = r \left(\cos \delta - \frac{c}{\ell} \sin \delta \right) \sin \omega - \frac{ur}{\ell} \cos \delta \cos \omega + \frac{cu}{\ell} .$$

Mit Hilfe dieses und des nach Gl. (27) erhaltenen Werthes von OF giebt dann Gl. (26) nach einigen Reductionen:

$$OP = l - \frac{c^2 + u^2}{2\ell} + r \left(\sin \delta + \frac{c}{\ell} \cos \delta \right) \cos \omega + \frac{ru}{\ell} \sin \delta \sin \omega . \quad (29)$$

Mittelst dieser Gleichung lässt sich für jede Coulissenstellung, also für jeden Werth von u , und für jeden Drehwinkel ω die Abscisse OP des Aufhängepunktes J berechnen.

Für $\omega = 0$ folgt die Abscisse:

$$l - \frac{c^2 + u^2}{2\ell} + r \left(\sin \delta + \frac{c}{\ell} \cos \delta \right) .$$

Für $\omega = 180^\circ$ ist dagegen die Abscisse:

$$l - \frac{c^2 - u^2}{2\ell} - r \left(\sin \delta + \frac{c}{\ell} \cos \delta \right) .$$

Das arithmetische Mittel aus beiden Ausdrücken giebt die Abscisse $OX = x$, welche der mittlern Lage des Punktes J entspricht, und zwar folgt:

$$x = l - \frac{c^2 + u^2}{2\ell} . \quad (30)$$

Diese einfache Gleichung giebt aber auch zugleich die Abscisse des obern Aufhängepunktes E für die betreffende Coulissenstellung.

Die Ordinate $XE = y$ des Aufhängepunktes E ist ferner, wenn die Länge der Hängestange JE mit l_2 bezeichnet und möglichst gross angenommen wird:

$$XE = JE - JP$$

oder

$$y = l_2 - u \cos \alpha .$$

Der Winkel α ist aber bei richtiger Wahl der einzelnen Dimensionen der Steuerung so klein, dass man unbedenklich $\cos \alpha = 1$, also näherungsweise

$$y = l_2 - u \quad (31)$$

setzen kann.

Die beiden Gleichungen (30) und (31) geben demnach für jeden Werth von u die richtige Lage des Aufhängepunktes E oder die Curve, in welcher dieser Aufhängepunkt verschoben werden soll, wenn die schädlichen Schwankungen der Coulissee für ihre sämtlichen Stellungen auf das Minimum herabgezogen werden sollen.

Ist die Coulissee so gehoben worden, dass ihr todter Punkt die Schieberbewegung leitet, so ist $u = 0$, und man erhält für die Coordinaten des Aufhängepunktes E_0 in dieser Stellung (Holzst. Fig. 2S. :

$$O X_0 = x_0 = l - \frac{c^2}{2l} \text{ und } X_0 E_0 = y_0 = l_2 . \quad (32)$$

Nun ist aber l die Länge der Excenterstangen und $\frac{c^2}{2l}$ die Bogenhöhe der Coulissee, die Differenz giebt daher ohne Weiteres die Abscisse des Aufhängepunktes E_0 , der dem toten Punkte entspricht, und die Länge l_2 der Aufhängestange ist einfach seine Ordinate: der Punkt E_0 bestimmt sich also durch Construction mit grösster Leichtigkeit.

Zieht man noch durch E_0 die Parallele $E_0 K$ zur Schubrichtung OB und betrachtet E_0 als Anfangspunkt der Coordinaten für die Curve EE_0E_1 , indem man die Abscisse $E_0 Q = v$, die Ordinate $QE = z$ setzt, so ist $E_0 Q = O X_0 - O X$, oder unter Benutzung der Gleichungen (30) und (32)

$$v = \frac{u^2}{2l} .$$

Da ferner

$$QE = z = QX - EX = l_2 - y$$

oder

$$z = u$$

ist, so folgt hiernach die gesuchte Gleichung der Curve EE_0E_1 :

$$z^2 = 2lv, \quad (33)$$

d. h. die Curve, in welcher der Aufhängepunkt E geführt werden muss, wenn der Einfluss der Verticalschwankungen der Coulisse auf die Schieberbewegung auf ein Minimum gebracht werden soll, ist eine Parabel, deren Parameter $= 2l$, oder gleich der doppelten Länge der Excenterstange ist. Der Scheitel der Parabel liegt im Punkte E_0 , dem Aufhängepunkte, der dem todten Punkte der Coulisse entspricht, und die Axe liegt parallel der Schubrichtung OB .

Die Lage der beiden Aufhängepunkte E_1 und E_2 , welche der höchsten und tiefsten Stellung der Coulisse entsprechen, findet sich, wenn man in Gleichung (30) für u die grössten Werthe einsetzt, die wir mit $+c_1$ und $-c_1$ bezeichnen wollen, wobei nach Fig. 6, Taf. II $JK = c_1$ ist. (Bei der Coulisse Fig. 7, Taf. II kann selbst $u = c$ werden.) Man erhält also die beiden Punkten zugehörige Abscisse:

$$OX_1 = l - \frac{c^2 + c_1^2}{2l},$$

oder wenn wir die Abscisse auf der Parabelaxe von E_0 aus rechnen:

$$E_0Q_1 = OX_0 - OX_1 = \frac{c_1^2}{2l}.$$

Die Ordinaten Q_1E_1 und Q_1E_2 sind $= +c_1$ und $-c_1$.

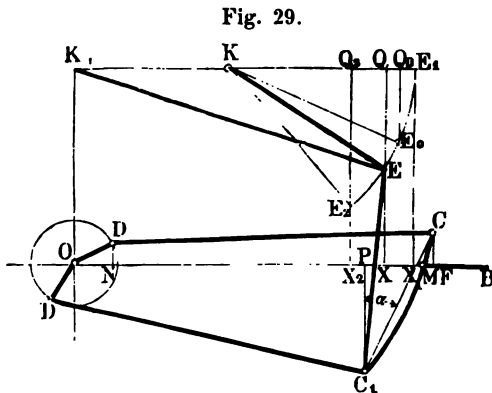
Da $\frac{c_1^2}{2l}$ immer eine kleine Grösse und der Parameter $2l$ der Parabel $E_1E_0E_2$ stets sehr gross ist, so lässt sich der Parabelbogen durch einen Kreisbogen vom Radius l ersetzen, weil der dem Scheitel entsprechende Krümmungsradius einer Parabel gleich dem halben Parameter ist.

Wir erhalten daher das eigenthümliche Resultat: dass man den Aufhängepunkt E in einem Kreisbogen bewegen soll, dessen Radius gleich der Länge der Excenterstange ist, und dessen Centrum in gleicher Höhe wie der Punkt E_0 über der Schubrichtung OB liegt.

Um demnach die wahre Lage K_1 des Drehpunktes für den Arm EK des Winkelhebels zu erhalten, hätte man (Holzst. Fig. 27) in der Entfernung $OL = EJ = l_2$ über O die Parallele K_1E_0 zu

OB zu ziehen, $K_1L = \frac{c^2}{2l}$ zu machen und mit dem Radius $K_1E_0 = l$ den Kreisbogen $E_2E_0E_1$ zu zeichnen; dieser Bogen wäre dann die wahre Bahn, in welcher der Aufhängepunkt E der Hängestange EJ bewegt werden müsste.

Ehe wir das vorstehende Resultat mit den bisherigen praktischen Ausführungen vergleichen, wollen wir zunächst die zweite gebräuchliche Art der Coulissenaufhängung betrachten, bei der nämlich die Coulisse mit dem untern Punkte C_1 an die Hängestange angeschlossen ist (Holzst. Fig. 29).



Wir gehen dabei wieder von denselben Voraussetzungen wie im vorigen Falle aus, indem wir auch hier

für eine beliebige Coulissenstellung die Horizontalbewegung des Punktes C_1 untersuchen, also einen allgemeinen Ausdruck für die Abscisse OP desselben aufstellen.

Es ist nach Figur 29:

$$OP = OF - FP .$$

Nach Gleichung (27) ist OF bekannt und FP bestimmt sich wie aus der Figur hervorgeht:

$$FP = 2c \sin \alpha ,$$

oder wenn man den Werth von $\sin \alpha$ aus Gleichung (28) benutzt:

$$FP = 2r \left(\cos \delta - \frac{c}{l} \sin \delta \right) \sin \omega - 2 \frac{ur}{l} \cos \delta \cos \omega + 2 \frac{cu}{l} .$$

Daher folgt nach Substitution und gehöriger Reduction:

$$OP = l - \frac{(c+u)^2}{2l} + r \left[\sin(\delta - \omega) + \frac{c+u}{l} \cos(\delta - \omega) \right] . \quad (34)$$

Hiernach lässt sich für jede Coulissenstellung, d. h. für jeden Werth von u und für jeden Drehwinkel ω die Abscisse OP des untern Punktes C_1 der Coulisse berechnen.

Für $\omega = 0$ folgt der Werth der Abscisse:

$$l - \frac{(c + u)^2}{2l} + r \left[\sin \delta + \frac{c + u}{l} \cos \delta \right].$$

Für $\omega = 180^\circ$ ist die Abscisse:

$$l - \frac{(c + u)^2}{2l} - r \left[\sin \delta + \frac{c + u}{l} \cos \delta \right].$$

Das arithmetische Mittel aus beiden Ausdrücken giebt die Abscisse $OX = x$, welche der mittlern Lage des Punktes C_1 entspricht, und zwar folgt:

$$OX = x = l - \frac{(c + u)^2}{2l}. \quad (35)$$

Das ist aber zugleich die Abscisse des obern Aufhängepunktes E , weil die Hängestange EC_1 vertical hängen soll, wenn C_1 durch seinen Schwingungsmittelpunkt geht. Die zugehörige Ordinate y findet sich dann:

$$EX = y = EC_1 - C_1P$$

oder

$$y = l_2 - (c + u) \cos \alpha.$$

Da nun α immer ein sehr kleiner Winkel ist, so kann man wieder annähernd $\cos \alpha = 1$ setzen und hat dann:

$$y = l_2 - (c + u). \quad (36)$$

Die Vereinigung der beiden Gleichungen (35) und (36) giebt jetzt sofort durch Elimination von $(c + u)$ die Gleichung der Curve EE_0E_1 , in welcher der Aufhängepunkt bei dieser Coulissenauflösung zu bewegen ist. Wir erhalten:

$$(l_2 - y)^2 = 2l(l - x), \quad (37)$$

und das ist wieder die Gleichung einer Parabel, deren Parameter ebenfalls $2l$ ist, deren Scheitel aber, von O aus gerechnet, die Abscisse $OX_1 = l$ und die Ordinate l_2 hat. Er lässt sich daher wieder sehr leicht durch Construction finden.

Kann man die Coulisse so weit heben, dass der Punkt C_1 in die Schubrichtung fällt, so ist $u = -c$ und dann geben die Gleichungen (36) und (35) die Coordinaten des Aufhängepunktes E_1 : $OX_1 = l$ und $X_1E_1 = l_2$, d. h. die Coordinaten des Parabelscheitels. Es entspricht also bei dieser zweiten Art der Coulißsenaufhängung die höchste Lage E_1 des Aufhängepunktes dem Parabelscheitel, und die Curve, in welcher der Aufhängepunkt E verschoben werden soll, bildet nur einen Zweig der Parabel, während bei der ersten Art der Aufhängung der Punkt E durch beide Zweige geführt werden sollte.

Rechnet man auch hier die Coordinaten des Punktes E vom Scheitel E_1 aus, und bezeichnet man die Abscisse E_1Q mit v , die Ordinate QE mit z , so schreibt sich die Gleichung (37) in folgender Weise:

$$z^2 = 2lv, \quad (38)$$

weil $v = l - x$ und $z = l_2 - y$ ist.

Nimmt man auch hier $+c_1$ und $-c_1$ als grösste Werthe von u an, so folgen die Coordinaten des Aufhängepunktes, von E_1 ab gerechnet:

$$\text{für die höchste Coulißsenstellung: } v_2 = \frac{(c - c_1)^2}{2l}; \quad z_2 = c - c_1,$$

$$\text{für den todten Punkt: } v_0 = \frac{c^2}{2l}; \quad z_0 = c,$$

$$\text{für die tiefste Coulißsenstellung: } v_1 = \frac{(c + c_1)^2}{2l}; \quad z_1 = c + c_1.$$

Die ganze Horizontalbewegung des Aufhängepunktes E beträgt also $v_1 - v_2 = \frac{2cc_1}{l}$, wenn man die Coulisse aus der höchsten zur tiefsten Stellung überführt

Annähernd lässt sich hier ebenfalls der Parabelbogen E_1E durch einen Kreisbogen ersetzen, dessen Radius gleich dem halben Parameter oder gleich der Länge der Excenterstange ist, dessen Centrum K_1 aber in gleicher Höhe wie derjenige Aufhängepunkt E_1 über der Schubrichtung liegt, welcher der höchsten, nicht der mittlern Coulißsenstellung entspricht, und

zwar liegt hier der richtige Drehpunkt K_1 genau senkrecht über dem Wellencentrum O . (Holzstich Fig. 29.)

Vergleicht man das Resultat der vorstehenden theoretischen Untersuchungen, dass nämlich der obere Aufhängepunkt der Hängestange in einem Kreisbogen geführt werden soll, dessen Radius gleich der Länge der Excenterstange ist, mit den praktischen Ausführungen, so findet man dort durchgängig diesen Radius weit kleiner (KE in Fig. 5, Taf. II). Es erklärt sich daher leicht, wie in manchen Locomotivensteuerungen die Coullisse bei gewissen Stellungen in einer Weise auf- und abschwankt, dass an eine regelmässige Schieberbewegung und Dampfvertheilung nicht zu denken ist. Praktisch liesse sich in vielen Fällen die obige Regel leicht befolgen, man könnte den Aufhängepunkt E entweder in einer entsprechenden Führung bewegen oder wirklich die Coullisse am Ende eines Lenkers von der Länge l aufhängen, der seinerseits erst vom Winkelhebel EKF aus gehoben oder gesenkt wird; in den meisten Fällen gestatten es freilich die Verhältnisse nicht, den Radius des Schwingungsbogens so gross wie die Excenterstangenlänge zu machen. Dann bleibt bei der Construction nichts Anderes übrig, als die Punkte E_1 , E_0 und E_2 so lange parallel der Schubrichtung OB zu verschieben, bis der Radius des durch dieselben gehenden Kreises die erwünschte Länge hat; nur möchte es immer zweckmässig sein, die richtige Lage dieser Punkte vorher festzustellen und den Arm KE des Winkelhebels EKF (Fig. 5, Taf. II) sowohl, wie die Hängestange so lang zu machen, als es die Verhältnisse nur irgend gestatten.

Bei manchen Maschinen liegt der Winkelhebel unter der Coullisse; für diesen Fall gelten obige Untersuchungen ebenfalls.

Praxis und Anwendung des Diagrammes.

Bei der Beschreibung der Stephenson'schen Coullissensteuerung auf S. 77 wurde angegeben, in welcher Weise die einzelnen Dimensionen im Verlaufe dieser Untersuchungen bezeichnet werden sollen, nur in Betreff des Werthes von u möchten hier noch einige Bemerkungen hinzugefügt werden: u drückt die Entfernung aus, in welcher der Punkt M der Coullisse (Fig. 5, Taf. II), der eben

den Schieber führt, vom todten Punkte J liegt. Dieser Werth ist natürlich je nach der Lage des Handhebels verschieden; er ist positiv in die folgende Formel einzusetzen, wenn M über J liegt, hingegen negativ, wenn die Coulissee so weit gehoben ist, dass der Punkt M unter J liegt. Ist die Coulissee ganz gehoben oder ganz gesenkt, so hat u den grössten Werth, den wir mit c_1 bezeichnen, und zwar ist bei der in Fig. 7, Taf. II abgebildeten Coulissee $JK = JK_1 = c_1$ wobei $c_1 < c$; hingegen bei der Coulissee nach Fig. 6, Taf. II kann $JK = c_1 = c$ sein. Man theilt nun die Längen JK oder JK_1 in eine Anzahl gleiche Theile und numerirt dieselben vom todten Punkte J aus nach oben und unten und sagt, der Gleitbacken stehe am 1., 2., 3. . . . Grade Vorwärtsgang oder Rückwärtsgang. In der Praxis ist die Theilung nicht an der Coulissee, sondern am Bogen QR (Fig. 5, Taf. II) vorgenommen, wo jede Kerbe einem gewissen Grade entspricht; beides kommt auf das Gleiche hinaus. Hat man demnach c_1 in n Theile getheilt und steht die Coulissee beim m^{ten} Grade, dann ist

$$u = \frac{m}{n} c_1 .$$

Die Theorie gab für den Schieberweg ξ bei der Stephenson'schen Coulissee:

$$\xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \omega \pm \frac{ru}{c} \cos \delta \sin \omega , \quad (39)$$

wo das obere Vorzeichen für offene, das untere für gekreuzte Stangen gilt. Setzen wir

$$r \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) = A ,$$

$$r \frac{u}{c} \cos \delta = B ,$$

so schreibt sich einfacher

$$\xi = A \cos \omega + B \sin \omega . \quad (40)$$

Für eine gewisse Coulissee ist also u in diesen Formeln ein bekannter Werth, und sind ebenso die übrigen Dimensionen bekannt, so lassen sich die beiden Werthe A und B berechnen. Trägt man jetzt auf der Axe XX_1 (Fig. 2, Taf. I)

von O die beiden Werthe $OB = OB_1 = \frac{1}{2}A = a$ auf und die Perpendikel BC und $B_1C_1 = \frac{1}{2}B = b$, beschreibt ferner mit den Halbmessern CO und C_1O_1 von C und C_1 aus Kreise, so sind das, wie die Theorie gezeigt hat, die Schieberkreise, die ganz, wie bei der einfachen Steuerung, vollständigen Aufschluss über die Schieberbewegung und Dampfvertheilung geben, wenn man hier, wie dort, noch mit der äussern und innern Deckung von O die Kreise VV_2 und WW_2 beschreibt. Der obere Kreis gilt für den Ausgang des Kolbens, der untere für den Rückgang. Da die Verhältnisse für den Aus- und Rückgang gleich sind, so betrachten wir stets nur den obern Kreis.

Der auf die angegebene Weise gefundene Schieberkreis giebt aber nur die Dampfvertheilung für die angenommene Coulissenstellung, d. h. für den einen Grad; jedem Grade entspricht ein besonderer Kreis, dessen Mittelpunktscoordinaten $\frac{1}{2}A$ und $\frac{1}{2}B$ auf gleiche Weise zu berechnen sind; der Constructeur hat eben nur die bekannten Dimensionen und den entsprechenden Werth von u in die obigen Gleichungen einzusetzen.

Ist die Coulisse so weit gehoben, dass ihr todter Punkt oberhalb der Schubrichtung liegt, dann werden die Werthe von u negativ eingesetzt und die Kreise erhalten die in Holzst. Fig. 4, S. 20 angegebene Lage, weil $\frac{1}{2}B$ negativ wird, und deuten dadurch an, dass die Kurbel sich in entgegengesetzter Richtung bewegt; die Maschine läuft also in der andern Richtung um. Da in diesem Falle die Dampfvertheilung ganz wie beim Vorwärtsgange ausfällt, so haben wir immer nur den letztern zu betrachten, zeichnen also unter allen Verhältnissen immer nur den obern Schieberkreis und drehen die idelle Kurbel von OX (Fig. 2, Taf. I) aus in der Richtung des Pfeiles.

Wie nun, wenn die Kreise gezeichnet sind, aus ihren Durchschnitten auf die Dampfvertheilung geschlossen wird, das ist ausführlich bei Betrachtung von Fig. 2, Taf. I auf S. 27 u. f. angegeben worden und soll hier nicht wiederholt werden; es sei vielmehr nun unsere Aufgabe, an bestimmten Beispielen verschiedene Eigenthümlichkeiten der vorliegenden Steuerung vorzuführen.

Wir wählen zuerst eine Coulissensteuerung mit offenen Excenterstangen und gleichen Voreilungswinkeln und nehmen für die Dimensionen sofort bestimmte Werthe an.

Aufgabe. Es beträgt die Excentricität beider Excenter $r = 0,060^m$; die Winkel des Voreilens sind $\delta = 30^\circ$; Länge der Excenterstangen $l = 1,400^m$; halbe Länge der Coulissee $c = 0,150^m$. Die Coulissee besitzt vier Expansionsgrade für den Vorwärtsgang und vier für den Rückwärtsgang, und kann soweit gehoben und gesenkt werden, dass $u = c$ wird; sie ist also beschaffen, wie die in Fig. 6, Taf. II dargestellte Coulissee.

Die äussere Deckung ist $e = 0,024^m$, die innere Deckung $i = 0,007^m$.

Es sind für alle Expansionsgrade sowohl, wie für den todten Punkt alle nur irgend vorkommenden Fragen zu beantworten.

Nach dem Vorstehenden hat man hier zuvörderst für die vier Expansionsgrade die Schieberkreise zu bestimmen und zwar berechnen sich die Coordinaten der Mittelpunkte derselben für offene Excenterstangen nach Früherem nach den Formeln:

$$a = \frac{1}{2} r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right)$$

und

$$b = \frac{1}{2} \frac{ru}{c} \cos \delta .$$

Für den vierten Expansionsgrad ist $u = c$, und dann ist nach vorstehenden Formeln:

$$OB_4 = \frac{1}{2} r \sin \delta \quad \text{und} \quad B_4 C_4 = \frac{1}{2} r \cos \delta \quad (\text{Fig. 8, Taf. II}),$$

d. h. die Schieberbewegung geschieht genau so, als wäre die Coulissee gar nicht vorhanden und als wirkte nur das Vorwärtsexcenter auf den Schieber, denn die erhaltenen Coordinaten sind dieselben, wie wir sie bei der einfachen Schiebersteuerung fanden.

In Fig. 8, Taf. II finden wir also den Mittelpunkt C_4 des Schieberkreises für den vierten Expansionsgrad, wenn wir

$$OB_4 = \frac{1}{2} r \sin \delta = \frac{1}{2} \cdot 0,06 \cdot \sin 30^\circ = 0,015^m_1$$

und

$$B_4 C_4 = \frac{1}{2} r \cos \delta = \frac{1}{2} \cdot 0,06 \cdot \cos 30^\circ = 0,026^m \text{ aufragen,}$$

oder auch, indem wir $\angle YOC_4 = 30^\circ$ und $OC_4 = \frac{1}{2} r = 0,03$ machen. Der zugehörige Schieberkreis ist mit IV bezeichnet.

Für den dritten Expansionsgrad ist $u = \frac{1}{4}c$, und wenn man diesen Werth, sowie die übrigen bekannten Werthe in obige Gleichungen einsetzt, erhält man die Coordinaten des Schieberkreismittelpunktes C_3 :

$$OB_3 = 0,0162^m \quad \text{und} \quad B_3 C_3 = 0,0195^m .$$

Für den zweiten Expansionsgrad ist $u = \frac{1}{4}c$, daher sind die Coordinaten des Schieberkreismittelpunktes C_2 :

$$OB_2 = 0,0171^m \quad \text{und} \quad B_2 C_2 = 0,013^m .$$

Für den ersten Grad ist $u = \frac{1}{4}c$, daher sind die betreffenden Coordinaten nach den Formeln:

$$OB_1 = 0,0176^m \quad \text{und} \quad B_1 C_1 = 0,0065^m .$$

Für den todten Punkt endlich ist $u = 0$, also:

$$OB_0 = \frac{1}{2}r \left(\sin \delta + \frac{c \cos \delta}{l} \right) = 0,0178^m \quad \text{und} \quad B_0 C_0 = 0 ,$$

d. h. der Mittelpunkt des Schieberkreises für den todten Punkt liegt in C_0 oder in der Axe OX selbst. Aus den gefundenen Mittelpunkten C_0, C_1, C_2, C_3, C_4 sind nun mit den Radien $C_0O, C_1O, C_2O, C_3O, C_4O$ die Schieberkreise gezeichnet, und in der Figur für die betreffenden Expansionsgrade mit 0, I, II, III, IV bezeichnet worden. Zieht man nun von O aus mit dem Radius $OV = e = 0,024^m =$ der äussern Deckung einen Kreis, und ebenso mit der innern Deckung $OW = i = 0,007^m$, so beantworten sich jetzt durch die Figur alle Fragen mit grosser Leichtigkeit.

Es befinde sich zuerst der Krummzapfen im todten Punkte, also die ideelle Kurbel in der Lage OR , und werde nun in der Richtung des Pfeiles um einen beliebigen Winkel $ROR_1 = \omega$ gedreht, so folgt nach den bekannten Sätzen folgende Zusammenstellung (Fig. 8, Taf. II):

	Todter Punkt	Expansionsgrad			
		1.	2.	3.	4.
Schieberweg	OP_0	OP_1	OP_2	OP_3	OP_4
Eröffnung des Dampfeintrittskanales	VP_0	VP_1	VP_2	VP_3	VP_4
Eröffnung des Dampfaustrittskanales	WP_0	WP_1	WP_2	WP_3	WP_4

Man erhält also die verlangten Grössen für alle Expansionsgrade auf einmal, und zwar alle in natürlicher Grösse. Aus der Figur lassen sich aber auch nach dem Vorgetragenen noch die folgenden Grössen bestimmen, bei denen wir jedesmal die der Figur entnommenen Abmessungen für vorliegenden speciellen Fall beifügen, weil die Figur alle die Schieberbewegung betreffenden Werthe in natürlicher Grösse giebt.

	Totter Punkt	Nummer des Expansionsgrades			
		1.	2.	3.	4.
Aeusseres Voreilen	$V_1 p_0$ (0,0115)	$V_1 p_1$ (0,0110)	$V_1 p_2$ (0,0100)	$V_1 p_3$ (0,0085)	$V_1 p_4$ (0,0055)
Inneres Voreilen . .	$W_1 p_0$ (0,0285)	$W_1 p_1$ (0,0280)	$W_1 p_2$ (0,0270)	$W_1 p_3$ (0,0255)	$W_1 p_4$ (0,0220)
Grösster Schieberweg	$O p_0$ (0,0355)	$O c_1$ (0,0375)	$O c_2$ (0,0430)	$O c_3$ (0,0510)	$O c_4$ (0,0595)
Grösste Eröffnung des Eintrittskanales . .	$V_1 p_0$ (0,0115)	$b_1 c_1$ (0,0135)	$b_2 c_2$ (0,0190)	$b_3 c_3$ (0,0270)	$b_4 c_4$ (0,0355)
Grösste Eröffnung des Austrittskanales . .	$W_1 p_0$	$a_1 c_1$	$a_2 c_2$	$a_3 c_3$	$a_4 c_4$
Drehungswinkel ω bei der grössten Eröffnung der Kanäle. . .	0	$X O c_1$	$X O c_2$	$X O c_3$	$X O c_4$

Die Praktiker legen gewöhnlich besonderes Gewicht auf die Grösse des äussern und innern Voreilens, d. h. auf die Eröffnungen des Ein- und Austrittskanales, wenn die Kurbel in den todtten Punkten steht.

Die Grössen $V_1 p_1$, $V_1 p_3$ etc. geben nach dem Obigen das Voreilen für den 4., 3., etc. Expansionsgrad; man erkennt nun, sowohl aus obiger Tabelle, als auch aus der Figur 8, Taf. II, dass das Voreilen wächst, je stärker man expandirt, d. h. je näher der den Schieber führende Punkt der Coulissee dem todtten Punkte derselben liegt.

Diese Eigenschaft, welche nur der Stephenson'schen Coulissee mit offenen Stangen zukommt, ist auch längst durch die Erfahrung bestätigt und wird von Vielen als ein Uebelstand der Stephenson'schen Steuerung betrachtet.

Im vorliegenden Falle ist das äussere Voreilen beim 2. Grade ($V_1 p_2$) schon doppelt so gross, wie das beim 4. Grade ($V_1 p_4$). Das Voreilen ist am grössten für den todtten Punkt ($V_1 p_0$) und

zwar zeigt dieses zugleich die grösste Eröffnung für den Dampfeintritt an.

Die Veränderlichkeit des Voreilens hat nur in dem Gliede

$$\frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta$$

der obigen Formel für die Abscisse a des Schieberkreismittelpunktes ihren Grund. Je kleiner dieses Glied, d. h. je kleiner die Coulissee und je länger die Excenterstange ist, desto weniger veränderlich ist das Voreilen.

Von Bedeutung ist die grösste Eröffnung des Eintrittskanals; nehmen wir an, der Kanal habe eine Breite von $0,030^m$, so ersieht man aus der 4. Zeile obiger Tabelle, dass nur bei ganz gesenkter Coulissee, also beim 4. Grade, der Kanal ganz eröffnet wird, dass die Eröffnung aber immer weniger beträgt, je mehr man die Coulissee hebt, bis endlich beim todten Punkte der Kanal höchstens auf $\frac{1}{3}$ seiner Breite geöffnet wird.

Diese Verengung der Kanäle ist ein Nachtheil und darin liegt der Grund, weswegen man bei allen Coulisseesteuerungen sehr breite Schieber verwendet.

Der Austrittskanal wird der Figur gemäss nur beim todten Punkte etwas verengt, sonst ist er hier in der grössten Ausweichung des Schiebers bei allen Graden vollständig geöffnet.

Aber auch über die Hauptkurbelstellungen für jeden Expansionsgrad giebt die Figur Aufschluss, wenn man die Durchschnitte eines jeden Schieberkreises mit den Deckungskreisen aufsucht und so verfährt, wie wir es bei der einfachen Steuerung in Fig. 2, Taf. I auseinandersetzen. Auf diese Weise ist der obere Theil der Figur entstanden. Die verticalen Striche geben für alle Expansionsgrade die Hauptkolbenstellungen. Beim 2. Grade ist die Art und Weise der Bestimmung der Kolbenstellungen durch punktirte Linien nochmals angegeben. Der Kolben gehe von rechts nach links, so hört bei a der Dampfeintritt rechts auf, es beginnt die Expansionswirkung; bei b hört der Dampfaustritt links auf, es beginnt die Compressionswirkung; bei c beginnt rechts schon der Dampfaustritt und bei d links schon der Dampfeintritt. Man sieht aus der Figur ohne weiteres, dass die Compression und der Dampfaustritt, sowie der Dampfeintritt auf der Gegenseite um so früher beginnt, je stärker man expandirt, d. h. je näher der Gleitbacken dem todten Punkte der Coulissee liegt.

Eine eigenthümliche Dampfvertheilung findet im todtten Punkte statt. denn hier beginnt die Compression schon, ehe der Kolben sich im halben Hub befindet, und kurz nachher beginnt auch schon rechts der Dampfaustritt, wenn überhaupt die Maschine in Bewegung ist. Der todtte Punkt der Coulissee bewirkt also eine so unzweckmässige Dampfvertheilung, dass er nicht im Stande ist, eine Bewegung der Maschine zu erzeugen. Weitere Eigenthümlichkeiten des todtten Punktes lassen sich leicht aus der Figur erkennen, wenn man dessen Schieberkreis O verfolgt.

Aus dem obern Theile der Figur 8, Taf. II lässt sich auch noch für jeden Expansionsgrad das Expansions- und Compressionsverhältniss bestimmen. Nehmen wir an, die Kolbenstellungen a , b etc. seien in früher angegebener Weise mit Rücksicht auf die Länge der Kurbelstange bestimmt worden (also nicht, wie wir es wegen Mangel an Raum auf der Tafel gethan haben, indem Perpendikel von den Hauptwarzenstellungen auf HK gefällt wurden), so bestimmen sich die verlangten Verhältnisse sehr leicht. Bei a hört der Dampfeintritt auf, daher ist $Ha : HK$ das Expansionsverhältniss; bei b beginnt die Dampfcompression, weil hier der Dampfaustritt links aufhört, daher ist $Hb : HK$ das Compressionsverhältniss. In der Figur ist der Kolbenhub $HK = 1$ Decimeter, daher geben die Grössen Ha und Hb , in Decimeter ausgedrückt, ohne Weiteres die verlangten Verhältnisse; die Abmessungen aus der Figur geben für vorliegenden speciellen Fall:

	Todter Punkt	Nummer des Expansionsgrades			
		1.	2.	3.	4.
Expansionsverhältniss	0,165	0,335	0,535	0,690	0,800
Compressionsverhältniss.	0,390	0,580	0,730	0,845	0,905

Unter Berücksichtigung der Kurbelstangenlänge fallen diese Verhältnisse für den Hin- und Rückgang des Kolbens etwas verschieden aus.

Der Verfasser hat an einem Modelle von den im Beispielen angenommenen Dimensionen Versuche angestellt, deren Resultate vollständig mit den Ergebnissen des Diagrammes übereinstimmen.

Es mögen hier nur die Werthe in Millimetern angegeben werden, welche für das äussere Voreilen gefunden wurden.

Ein Vergleich mit den Angaben obiger Tabelle zeigt fast vollständige Uebereinstimmung, die Differenzen betragen nur Bruchtheile von Millimetern.

	Todter Punkt	Nummer des Expansionsgrades			
		1.	2.	3.	4.
Vorwärtsgang	11,5	11,0	9,7	8,2	5,5
Rückwärtsgang.	11,5	10,7	9,5	7,4	5,7
Mittel	11,5	10,8	9,6	7,8	5,6

Setzt man in vorstehender Aufgabe gekreuzte Excenterstangen voraus, so fallen die Schieberkreismittelpunkte für die höhern Expansionsgrade in derselben Reihenfolge auf die linke Seite der Ordinate $B_4 C_4$, wie Fig. 10, Taf. II zeigt, welche unter Voraussetzung derselben Dimensionen gezeichnet worden ist, und bei welcher die Coordinaten der Schieberkreismittelpunkte nach den Formeln

$$a = \frac{1}{2} r \left(\sin \delta - \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right),$$

$$b = \frac{1}{2} \frac{ru}{c} \cos \delta$$

berechnet wurden, weil in der allgemeinen Formel (39) S. 94 für gekreuzte Stangen das untere Vorzeichen gilt.

Man bemerkt sogleich in dem Diagramm Fig. 10, Taf. II, dass diese Anordnung den entgegengesetzten Fehler von der vorigen hat; das Voreilen, inneres wie äusseres, nimmt ab, je stärker man expandirt; nach Fig. 10 ist für den

- 4. Grad das Voreilen $V_1 p_4 = 5,5^{mm}$
- 3. " " " $V_1 p_3 = 3,6$
- 2. " " " $V_1 p_2 = 1,8$
- 1. " " " $V_1 p_1 = 0,8$
- Todter Punkt $V_1 p_0 = 0,4$

d. h. beim todten Punkte findet hier nur auf einen Augenblick Eröffnung der Kanäle statt. Diese Abnahme des Voreilens kann so gross werden, dass bald gar kein äusseres Voreilen mehr

stattfindet, wenn die äussere Deckung OV_1 zu gross genommen wurde.

Dass die Dampfvertheilung im vorliegenden Fall wesentlich verschieden ist von der des vorigen, geht aus dem obern Theile der Figur hervor, welche die Hauptkolbenstellungen für die verschiedenen Expansionsgrade anzeigt. Dabei ist bemerkenswerth, dass die Kolbenstellung d bei fast allen Graden dieselbe ist, d. h. dass der Voreintritt des Dampfes fast immer bei derselben Kolbenstellung stattfindet.

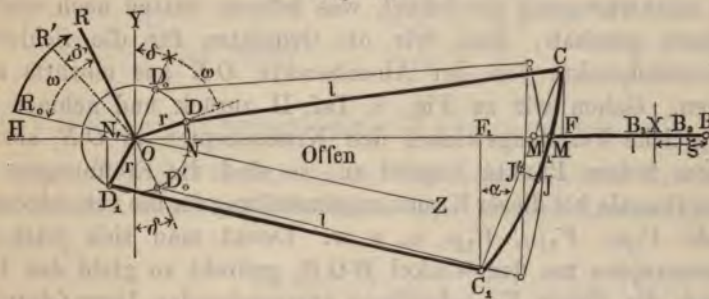
Wie man umgekehrt aus gegebenen Bedingungen hinsichtlich der Dampfvertheilung auch bei der Coulissensteuerung einzelne Dimensionen bestimmen kann, soll hier nicht weiter untersucht werden, da nach dem Vorstehenden die Sache keine Schwierigkeiten mehr hat. (Vergleiche die Anmerkungen am Schlusse des ersten Abschnittes, S. 44 u. f.)

Die Veränderlichkeit des Voreilens bei der Stephenson'schen Steuerung betrachtet man gewöhnlich als von schädlichem Einfluss auf die Dampf Wirkung, und daher erklärt sich das Bestreben der Praktiker, Steuerungsanordnungen zu ersinnen, bei denen das Voreilen constant oder beinahe constant für alle Expansionsgrade ist. Wir werden derartige Steuerungen später noch untersuchen, zunächst aber die Abänderung angeben, die man an der Stephenson'schen Coulissensteuerung getroffen hat, um hier die Veränderlichkeit des Voreilens möglichst herabzuziehen. Das Mittel dazu, das in neuerer Zeit sehr häufig angewendet wird, ist wegen seiner Einfachheit überraschend: man steckt nämlich einfach die Excenter mit verschiedenen Voreilungswinkeln an. Durch diesen Kunstgriff erreicht man, wie auch unser Diagramm ohne Weiteres nachweisen wird, den Zweck fast vollkommen, d. h. für den Vorwärtsgang der Locomotive kann man dadurch das Voreilen bei Stephenson's Coulisse fast constant machen; die Erfahrungen zeigen aber, dass diese Verbesserung auf Kosten des Rückwärtsganges geschieht, d. h. dass dadurch das Voreilen für den Rückwärtsgang um so schlechter, um so veränderlicher wird; auch dies zeigt unser Diagramm sogleich. Philipps a. a. O. suchte zuerst unter der genannten Voraussetzung die Rechnung durchzuführen; er schliesst jedoch aus seinen Rechnungen nur, dass man auf diese Weise wirksamer expandiren könne, was zwar seine Richtigkeit

hat, jedoch für die Praxis von keiner grossen Bedeutung ist, da man dasselbe bei zweckmässiger Wahl der einzelnen Dimensionen auch bei gleichen Voreilungswinkeln erreichen kann. Den oben bezeichneten Hauptgrund der Anwendung verschiedener Voreilungswinkel erwähnt aber Philipps nicht; die andern Schriftsteller: Weisbach, Zech und Redtenbacher hingegen behandelten nur den einfachen Fall.

Bevor wir auf diese Untersuchungen eingehen, erinnern wir, dass der Winkel des Voreilens derjenige Winkel ist, den die Excentricitäten OD und OD_1 mit der Normalen OY zur Schubrichtung OB einschliessen (Holzst. Fig. 30), sobald der Krumm-

Fig. 30.



zapfen OR im todten Punkte steht, also in der Richtung OR_0 , wenn OZ die Richtung der Cylinderaxe angiebt. Ferner sollen, wie in Fig. 30, zuvörderst offene Stangen vorausgesetzt werden. OD ist in diesem Falle das sogenannte Vorwärts- und OD_1 das Rückwärtsexcenter. Um nun ein weniger veränderliches Voreilen zu erhalten, legen die Constructeure den Krummzapfen OR um einen gewissen Winkel $ROR' = \sigma$ weiter zurück, etwa in die durch eine stark punktirte Linie angedeutete Lage OR' ; dadurch ändern sich aber die Werthe, die wir die Voreilwinkel genannt haben; denn geht jetzt die neue Kurbel-lage OR' durch den todten Punkt, also durch die Richtung OR_0 , so bildet die Excentricität OD des Vorwärtsexcenters mit der Verticalen OY den Winkel $\delta + \sigma$ und die Excentricität OD_1 des Rückwärtsexcenters mit dieser Verticalen den Winkel $\delta - \sigma$; die Voreilwinkel sind also verschieden. Man erkennt aber sogleich, dass durch eine solche Verstellung der Kurbel durchaus nichts in der gegenseitigen Anordnung der eigentlichen

Coulissentheile und daher in der Schieberbewegung geändert wird, sondern dass man nur eine Veränderung in den gegenseitigen Stellungen des Kolbens und des Schiebers erreicht.

Nennen wir OR die ideelle, OR' die wirkliche Kurbel und setzen wir den Winkel, um welchen (bei offenen Stangen) die ideelle Kurbel vor der wirklichen Kurbel hergeht, $RO R' = \sigma$, so gilt das für die Stephenson'sche Coulissee unter Voraussetzung offener Stangen in Fig. 8, Taf. II gegebene Diagramm auch für vorliegenden Fall, da dieses sich ja nur auf die Schieberbewegung bezieht. Die Dampfvertheilung wird aber anders, und zwar für Vorwärtsgang und Rückwärtsgang verschieden, deswegen haben wir in Fig. 9, Taf. II auch noch das Diagramm für den Rückwärtsgang gezeichnet, was fröhern Sätzen nach einfach dadurch geschah, dass wir die Ordinaten für die Schieberkreismittelpunkte von der Abscissenaxe OR aus abwärts auftrugen. Gehen wir zu Fig. 8, Taf. II zurück und nehmen wir für gleiche Voreilungswinkel den Krummzapfen in OR , also in seinem todten Punkte liegend an, so sind die Eröffnungen der Dampfkanäle bei dieser Krummzapfenstellung für die verschiedenen Grade V_1p_0, V_1p_1, V_1p_2 u. s. w. Denkt man sich jetzt den Krummzapfen um den Winkel $RO R_1$ gedreht, so giebt das Diagramm die dieser Kurbelstellung entsprechenden Dampftrittsöffnungen für die verschiedenen Grade VP_0, VP_1, VP_2 u. s. w.; also sind in beiden Fällen die Eröffnungen für die einzelnen Expansionsgrade sehr verschieden. Genaue Betrachtung der Figur zeigt nun, dass zwischen beiden Kurbellagen sich eine befindet, bei welcher diese Dampferöffnungen bei den verschiedenen Graden am wenigsten von einander verschieden sind: es ist die Lage des Krummzapfens, die durch die Linie OR_0 angedeutet wird, und die durch den Punkt q_1 geht, in welchem der Schieberkreis für den äussersten Expansionsgrad den dem todten Punkte zugehörigen Schieberkreis schneidet. Richtet man also die Anordnung so ein, dass sich der Krummzapfen in seinem todten Punkte befindet, wenn er die Lage OR_0 einnimmt, so sind die Eröffnungen der Dampfkanäle für alle Grade am wenigsten von einander verschieden, oder mit andern Worten: das Voreilen ist am wenigsten veränderlich, wenn der Krummzapfen sich in der Lage OR_0 in seinem todten Punkte befindet. Der wirkliche Krummzapfen muss also um den Win-

kel $RO R_0 = \sigma$ hinter dem ideellen hergehen. Nach dem Bekannten ergibt nun das Diagramm Fig. 8, Taf. II folgende Werthe, die wir aber, des sicheren Abmessens wegen, nach einer in grösserem Maassstabe ausgeführten Zeichnung bestimmt haben.

1. Voreilen bei gleichen Voreilungswinkeln
bei Vorwärts- und Rückwärtsgang.

Fig. 8, Taf. II.

4. Expansionsgrad	$V_1 p_4 = 5,5^{mm}$
3. »	$V_1 p_3 = 8,5$
2. »	$V_1 p_2 = 10,0$
1. »	$V_1 p_1 = 11,0$
Todter Punkt . . .	$V_1 p_0 = 11,5$

II. Voreilen bei verschiedenen Voreilungswinkeln,
und zwar unter der Voraussetzung, dass der wirkliche Krummzapfen um den Winkel $RO R_0$ hinter dem ideellen Krummzapfen hergeht.

	Vorwärtsgang.	Rückwärtsgang.
	Fig. 8, Taf. II.	Fig. 9, Taf. II.
4. Expansionsgrad	$V_0 q_4 = 11,3^{mm}$	$V_0 q_4 = 0,0^{mm}$
3. »	$V_0 q_3 = 12,3$	$V_0 q_3 = 3,7$
2. »	$V_0 q_2 = 12,7$	$V_0 q_2 = 7,0$
1. »	$V_0 q_1 = 12,3$	$V_0 q_1 = 9,5$
Todter Punkt . . .	$V_0 q_0 = 11,3$	$V_0 q_0 = 11,4$

Es folgt also hieraus, dass bei gleichen Voreilungswinkeln das Voreilen vom 4. Grad bis zum todtten Punkte wächst und zwar um 6^{mm} . Stellt man aber den Krummzapfen um den Winkel $RO R_0 = \sigma$ weiter zurück, so bleibt für den Vorwärtsgang das Voreilen fast constant, für den todtten Punkt und den letzten Grad ist es gleich und zwar am kleinsten, am grössten aber beim zweiten Grad; die ganze Veränderung beträgt aber nur $1,4^{mm}$. (Es darf hier nicht auffallen, dass das Voreilen durchgängig grösser ist, als es in der Praxis gewöhnlich genommen wird, wir wollten aber, um Vergleiche zu erleichtern, nichts an den frühern Angaben ändern. Eigentlich hätte die äussere

Schieberdeckung bei verstelltem Krummzapfen etwas grösser genommen werden sollen.)

Man ersieht also, dass die Constructeure ihren Zweck mit überraschender Vollkommenheit erreichen, freilich nur für den Vorwärtsgang; für den Rückwärtsgang sind dagegen die Veränderungen um so ungünstiger: vom toden Punkt bis zum 4. Grad nimmt hier das Voreilen um $11,4^{\text{mm}}$ ab, ja, bei den letzten Graden wird manchmal gar kein Voreilen mehr stattfinden, sondern erst Dampf eintreten, wenn sich der Krummzapfen hinter seinem toden Punkte befindet. Das Alles gilt aber nur für offene Excenterstangen: für gekreuzte ändern sich, wie das Spätere zeigen wird, die Verhältnisse etwas.

Bisher fand man den Winkel, um welchen der Krummzapfen bei offenen Excenterstangen zurückzustellen war, durch Probiren an Modellen, indem man die Excenter so lange drehte, bis sich ergab, bei welchen Stellungen der Excenter und des Krummzapfens das Voreilen am wenigsten variierte. Unser Diagramm giebt aber die betreffende Stellung mit mathematischer Schärfe und augenblicklich. Ehe wir durch Vorführung eines bestimmten Beispiels den Weg andeuten, der am kürzesten zum Ziele führt, mögen erst einige Bemerkungen über die Art der Dampfvertheilung vorausgeschickt werden. Legen wir wieder Figur 8, Taf. II zu Grunde und betrachten wir beispielsweise die Dampfvertheilung für den zweiten Expansionsgrad, indem wir die Durchschnitte des Schieberkreises mit den mit den Deckungen beschriebenen Kreisen aufsuchen. Unter Voraussetzung gleicher Voreilungswinkel giebt bekanntlich V_3OR den Winkel, um welchen sich der Krummzapfen vor dem toden Punkte befindet, wenn der Dampftritt auf der Gegenseite schon beginnt. Bei verschiedenen Voreilungswinkeln ist aber der Winkel V_3OR_0 um $RO R_0 = \sigma$ grösser als vorhin; es tritt also unter sonst gleichen Umständen beim Vorwärtsgange der Dampf früher ein bei verschiedenen Voreilungswinkeln, als bei gleichen Voreilungswinkeln; beim Rückwärtsgange ist es gerade umgekehrt, hier ist (Figur 9, Taf. II):

$$\angle V_3OR_0 < V_3OR .$$

Dasselbe gilt in Hinsicht des Beginnes des Dampfaustrittes, denn W_3OR (Fig. 8) giebt bekanntlich bei gleichen Voreilungswin-

keln den Winkel an, um welchen die Kurbel vor dem todtten Punkte steht, wenn vorn der Dampfaustritt schon beginnt; nun ist beim Vorwärtsgange und verstelltem Krummzapfen:

$$\angle W_3OR_0 > W_3OR ,$$

beim Rückwärtsgange aber (Fig. 9):

$$\angle W_3OR < W_3OR_0$$

Daher lässt sich behaupten, dass man in Rücksicht des Beginnes des Dampfeintrittes und Dampfaustrittes die Dampfvertheilung durch Verstellen des Krummzapfens für den Vorwärtsgang verschlechtert und für den Rückwärtsgang verbessert, weil zu früher Beginn des Ein- und Austrittes unzuweckmässig ist. Durch zweckmässige Vergrösserung der äussern Deckung lässt sich aber dieser Nachtheil bedeutend herabziehen.

OV_2 (Fig. 8) giebt die Stellung des Krummzapfens bei Beginn der Expansion; da nun

$$\angle V_2OR_0 < V_2OR ,$$

so tritt beim Vorwärtsgang die Expansion früher ein bei verschiedenen Voreilungswinkeln. Vergrössert man auch noch, wie es im vorliegenden Falle eigentlich hätte stattfinden müssen, die äussere Deckung, so kann man die Expansion noch früher eintreten lassen. Verschiedene Voreilungswinkel geben also unter sonst gleichen Verhältnissen frühern Dampfabschluss; man kann wirksamer expandiren, als bei gleichen Voreilungswinkeln, wie schon Philipps gefunden hat. Es wurde schon erwähnt, dass dies gerade kein Vortheil ist. Für den Rückwärtsgang hingegen findet wieder das Umgekehrte statt, der Dampfabschluss tritt für denselben Grad später ein, weil (Fig. 9)

$$\angle V_2OR_0 > V_2OR \text{ ist .}$$

OW_4 ist endlich die Kurbelstellung bei Beginn der Compression oder des Dampfabschlusses hinter dem Kolben; es hat nach dem Vorstehenden keine Schwierigkeiten, aus den Diagrammen zu erkennen, dass bei verschiedenen Voreilungswinkeln für den Vorwärtsgang die Dampfcompression früher, beim Rückwärtsgang bei gleichem Expansionsgrad später eintritt, als bei gleichen Winkeln. Wäre die Dampfcompression wirklich so schädlich, wie

man gewöhnlich annimmt, so wäre auch in dieser Hinsicht die Dampfvertheilung für den Vorwärtsgang durch Annahme verschiedener Voreilungswinkel verschlechtert, statt verbessert; der ganze Vortheil bestände also dann nur darin, dass das lineare Voreilen für alle Grade beinahe constant wäre. Dass aber trotzdem die Constructeure jetzt sehr häufig verschiedene Voreilungswinkel annehmen und die Locomotivenführer meist die Maschine mit starker Expansion arbeiten lassen, indem sie die Coulisse bei gewöhnlichen Fahrten nur sehr wenig heben oder senken, deutet darauf hin, dass die Dampfwirkung trotz der erhöhten Compression doch nicht so ungünstig sein muss, als man stets anzunehmen geneigt ist. (Vergl. Reuleaux, Civiling. Bd. III, S. 43.)

Auf welche Weise man für einen gegebenen Fall den Winkel findet, um welchen der Krummzapfen bei offenen Stangen zurückgestellt werden muss, um das Voreilen so wenig als nur irgend möglich veränderlich zu machen, ist zwar schon angedeutet worden, es mag aber ein Beispiel die Vorzüge des Diagrammes noch mehr hervorheben.

Aufgabe. Es soll eine Locomotivensteuerung nach Stephenson's System mit offenen Excenterstangen construirt werden, und zwar der Art, dass für den Vorwärtsgang das Voreilen möglichst wenig variire. Man hat folgende Annahmen gemacht: die Excentricität $r = 0,064^m$, Länge der Excenterstangen $l = 1,560^m$, Weite eines Dampfkanales $a = 0,027^m$. Das Voreilen für den äussersten Grad sei $v = 5^{mm}$; ferner soll der Punkt K , bei welchem der Gleitbacken beim letzten Expansionsgrad steht, um $c_1 = JK = \frac{1}{3}c$ vom todten Punkte entfernt sein (Coulisse, wie Fig. 7, Taf. II), wobei die halbe Länge der Coulisse $CJ = c = 0,21^m$ beträgt; es ist also $c_1 = 0,14^m$. Ferner liegen Schieber- und Kolbenstange in derselben Richtung. Die beiden Excentricitäten schliessen zwischen sich den Winkel $DOD_1 = 151\frac{1}{2}^\circ$ ein. Die innere Deckung sei

$$i = 4,3^{mm} .$$

Es ist die äussere Deckung und die ganze Dampfvertheilung unter Voraussetzung von vier Expansionsgraden für den Vorwärtsgang zu bestimmen, vor Allem aber soll die zweckmässigste Stellung des Krummzapfens ermittelt werden.

Auflösung. Zunächst nehmen wir einen Krummzapfen an, der den Winkel DOD_1 halbiert (Holzst. Fig. 31). In Bezug auf diesen Krummzapfen beträgt der Winkel:

$$YOD = \delta = 90^\circ - \frac{151\frac{1}{2}^\circ}{2} = 14\frac{1}{4}^\circ.$$

Man berechne nun die Coordinaten des Schieberkreismittelpunktes für den letzten Expansionsgrad, indem man in die bekannten Formeln für offene Stangen:

$$a = \frac{1}{2} A = \frac{1}{2} r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right),$$

$$b = \frac{1}{2} B = \frac{1}{2} \frac{ru}{c} \cos \delta,$$

die gegebenen Werthe, sowie c_1 statt u ferner $\delta = 14\frac{1}{4}^\circ$ einsetzt; das giebt:

$$a = 0,0102^m, \\ b = 0,0207.$$

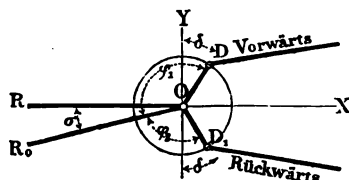
Dann berechne man die Lage des Schieberkreismittelpunktes für den todten Punkt, indem man in beiden Formeln $u = 0$ setzt; das giebt:

$$a_0 = 0,0120, \quad b_0 = 0.$$

Man mache nun in Fig. 11, Taf. III: $OB_4 = a = 0,0102$, $B_4C_4 = b = 0,0207$ und $OB_0 = a_0 = 0,0120$, und beschreibe von C_4 und B_0 aus die beiden Schieberkreise; diese schneiden sich in Q . Zieht man nun OQ , so ist $\angle QOX = R_0OR = \sigma = 5^\circ$ der Winkel, um welchen der wirkliche Krummzapfen in vorliegender Steuerung hinter dem ideellen hergehen muss. Zieht man also in Holzst. Fig. 31 die Linie OR_0 so, dass sie mit OR den Winkel $\sigma = 5^\circ$ bildet, so ist $R_0OD = \varphi_1 = 90^\circ + \delta + \sigma = 109\frac{1}{4}^\circ$ der Winkel, den der Krummzapfen mit der Excentricität des Vorwärtsexcenters bilden muss und $R_0OD_1 = \varphi_2 = 90^\circ + \delta - \sigma = 99\frac{1}{4}^\circ$ der Winkel mit dem Rückwärtsexcenter.

Hier, wo die Kurbel durch den todten Punkt gehen soll, wenn sie in die Richtung der Linie OX fällt, ist sonach der Vorwärtswinkel des Vorwärtsexcenters:

Fig. 31.



$$\delta_1 = \varphi_1 - 90^\circ = 19\frac{1}{4}^\circ ,$$

der des Rückwärtsexcenters:

$$\delta_2 = \varphi_2 - 90^\circ = 9\frac{1}{4}^\circ .$$

Der Haupttheil der Aufgabe ist also schon gelöst, und zwar auf eine so einfache Weise, wie sich in Rücksicht auf die stets für so complicirt gehaltene Bewegung der Couliasse kaum erwarten liess. Der Winkel σ hätte sich auch durch Rechnung finden lassen; da das Resultat der Rechnung besonders einfach ist, so mag hier dasselbe noch angegeben werden.

Die Formel für den Schieberweg war bei offenen Stangen:

$$\xi = r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \omega + \frac{ur}{c} \cos \delta \sin \omega .$$

Nun ist in Fig. 11, Taf. III OQ nichts Anderes, als der Schieberweg beim Drehwinkel σ ; setzen wir daher σ statt ω und das eine Mal für den letzten Grad $u = c_1$, dann aber für den todten Punkt $u = 0$, so folgt im ersten Falle:

$$OQ = r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - c_1^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \sigma + \frac{c_1 r}{c} \cos \sigma \sin \sigma ,$$

und im andern:

$$OQ = r \left(\sin \delta + \frac{c^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \sigma .$$

Durch Gleichsetzen beider Ausdrücke für OQ folgt nach einigen Reductionen:

$$\text{tang } \sigma = \frac{c_1}{l} .$$

Dieser einfache Ausdruck zeigt, dass der Winkel, um welchen der wirkliche Krummzapfen hinter dem ideellen hergehen soll, nur von c_1 und der Länge l der Excenterstange abhängt. Je kleiner c_1 und je grösser l , um so weniger hat man den Krummzapfen zu verstellen, um so mehr nähern sich die Werthe der beiden verschiedenen Voreilungswinkel. Daher kommt es auch, dass man bei vielen Coulissensteuerungen gleiche Voreilungswinkel beibehalten hat; bei diesen Steuerungen ist c_1 so klein und l so gross gewesen, dass das Verstellen des Krummzapfens gar nicht nothwendig war, indem schon bei gleichen Voreilungswinkeln sich das Voreilen sehr wenig veränderlich zeigte.

Dies ist z. B. bei der Locomotive der schweizerischen Nordostbahn der Fall, von welcher für vorstehendes Beispiel die Dimensionen der einzelnen Steuerungstheile entlehnt wurden; nur die äussere Deckung haben wir anders genommen, weil das Beispiel für verschiedene Voreilungswinkel gilt, hingegen bei jener Locomotivensteuerung gleiche Voreilungswinkel angenommen worden sind. Da, wie oben nachgewiesen wurde, die Dampfvertheilung bei verstellten Krummzapfen nicht viel besser wird, so sollte man bei Construction der Steuerungen lieber c_1 möglichst klein machen und möglichst lange Excenterstangen anwenden, weil dadurch auch das Voreilen weniger veränderlich wird. Gestattet aber die Maschine die Anwendung langer Excenterstangen nicht, dann bleibt immer die Annahme verschiedener Voreilungswinkel ein schönes Mittel zur Verbesserung des Voreilens; freilich auf Kosten des Rückwärtsganges der Maschine. Setzen wir übrigens noch in die Formel $\tan \sigma = \frac{c_1}{l}$ unsere Werthe von c_1 und l , so folgt

$$\sigma = 5^\circ 8' ,$$

derselbe Werth, den das Diagramm giebt. Die Formel hat aber den grossen Vorzug, dass man schon σ bestimmen kann, wenn man von einer Steuerung auch weiter nichts kennt, als die Länge der Excenterstangen und die Entfernung des Leitpunktes vom todten Punkte für den letzten Expansionsgrad. Zugleich giebt die Formel auch noch einen weit einfachern Weg, als den oben beschriebenen zur Bestimmung des Winkels durch Construction. Man construirt ein rechtwinkeliges Dreieck, dessen Katheten c_1 und l sind, so ist ohne Weiteres der der Seite c_1 gegenüberliegende Winkel der gesuchte.

Rechnung und Construction giebt noch eine andere Eigenthümlichkeit, wenn der Krummzapfen in der angegebenen Weise verstellt wird, was hier nur kurz erwähnt werden soll. Hat man nämlich eine gerade Anzahl Expansionsgrade oder mit Inbegriff des todten Punktes eine ungerade, so fällt der Durchschnitt zweier Schieberkreise, die gleichweit vom todten Punkte und dem äussersten Grade abstehen, für den Vorwärtsgang immer in die Linie OR_0 (Fig. 8, Taf. II); es ist also z. B. für sechs Expansionsgrade das Voreilen für den todten Punkt und den 6. Grad gleich gross. Ebenso das für den 1. und 5.; ferner für den 2. und 4. Grad, und für den mittelsten, hier also den 3., ist es am

grössten (bei offenen Stangen). Siehe Diagramm Fig. 8 und die Tabelle auf S. 105.

Kehren wir nun zur Lösung der Aufgabe zurück, so war die Bedingung gestellt, dass für den letzten Grad das Voreilen $v = 5^{\text{mm}}$ sei. Trägt man daher auf OR_0 Fig. 11, Taf. III von Q aus nach O den Werth $V_0Q = v = 5^{\text{mm}}$, so ist nun $OV_0 = 0,019^{\text{m}}$ sofort die gesuchte äussere Deckung. Beschreibt man endlich mit OV_0 und der gegebenen innern Deckung $OW_0 = 4,3^{\text{mm}}$ von O aus Kreise, so ist jetzt auch für den letzten Grad die ganze Dampfvertheilung bekannt. Die Durchschnittspunkte $V_3V_4W_3W_4$ verbinde man mit O , so sind dies bekanntlich die Hauptkurbelstellungen. Beschreibt man noch von O aus irgend einen Kreis, der den Warzenkreis darstellt, zieht L_0L_1 parallel zu R_0R_1 und macht $L_1L_0 = R_1R_0$, so repräsentirt L_0L_1 den Kolbenhub. Die Linie OV_3 schneidet den Warzenkreis in R_3 ; fällt man noch das Perpendikel R_3L_3 gegen L_0L_1 , so ist:

OR_3 die Stellung des Krummzapfens vor dem todten Punkte und L_3 die Kolbenstellung vor dem Ende des Hubes, wenn der Dampfeintritt rechts beginnt.

OR_4 Stellung der Kurbel und L_4 die des Kolbens beim Ende des Dampfeintritts, also bei Beginn der Expansion; $L_0L_4 : L_0L_1$ ist das Expansionsverhältniss beim letzten Expansionsgrad.

OR_5 ist die Stellung der Kurbel vor dem todten Punkte und L_0L_5 die Entfernung des Kolbens vom Ende des Hubes, wenn links der Dampfaustritt schon beginnt.

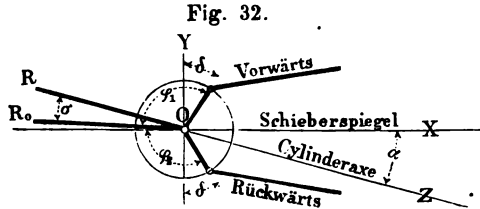
Endlich ist OR_6 die Kurbelstellung und L_6 die Kolbenstellung beim Ende des Dampfaustrittes hinter dem Kolben, d. h. bei Beginn der Compression; $L_0L_6 : L_0L_1$ ist das Compressionsverhältniss.

Für die übrigen Expansionsgrade verfährt man auf gleiche Weise, indem man erst die Coordinaten der Schieberkreismittelpunkte nach dem Bekannten berechnet und ebenfalls die Durchschnitte der Schieberkreise mit den Deckungskreisen aufsucht u. s. f.

Will man hier auch die Dampfvertheilung für den Rückwärtsgang untersuchen, die bei verschiedenen Voreilungswinkeln verschieden vom Vorwärtsgang ausfällt, so construirt man ein Diagramm, wie Fig. 9, Taf. II zeigt, und denkt sich den Krummzapfen von OR entgegengesetzt gedreht, in der Richtung des Pfeiles; nur ist nicht zu vergessen, dass OR_0 die Lage des

Krummzapfens in seinem todten Punkte bedeutet und von letzterer aus alle Winkel gerechnet werden müssen, während man bei gleichen Voreilungswinkeln von der Lage OR auszugehen hat. Im Uebrigen ist nichts Neues hinzuzufügen.

Im vorstehenden Beispiele wurde ausdrücklich vorausgesetzt, dass die Richtung der Cylinderaxe mit der Richtung des Schieberspiegels zusammenfalle; ist das nicht der Fall, sondern schliessen beide Richtungen OZ und OX (Holzst. Fig. 32) einen Winkel $XOZ = \alpha$ zwischen sich ein, so verfährt man in folgender Art:



Man construirt das Diagramm für gleiche Voreilwinkel und zeichnet, wie in Holzst. Fig. 32, die beiden Excentricitäten OD und OD_1 so, dass sie gleiche Winkel δ mit der Verticalen OY zur Schieber Spiegelrichtung einschliessen. Das ergibt nun die Lage der Excentricitäten in dem Momente, in welchem die Kurbel durch den todten Punkt geht, also die Lage OR einnimmt, falls man eine Steuerung mit gleichen Voreilwinkeln zu construiren hätte.

Will man jedoch zur Erzielung möglichst constanten Voreilens verschiedene Voreilwinkel anwenden, so stellt man jetzt die Kurbel um den Winkel σ zurück, nach OR_0 , um einen Winkel, wie ihn das Diagramm oder die Rechnung vorschreibt.

Hiernach folgt der Winkel, den die Kurbel mit der Excentricität des Vorwärtsexcenters bildet:

$$R_0OD = \varphi_1 = 90^\circ + \delta - \alpha + \sigma,$$

und der Winkel, den sie mit der Excentricität des Rückwärtsexcenters einschliesst:

$$R_0OD_1 = \varphi_2 = 90^\circ + \delta + \alpha - \sigma,$$

wie ohne Weiteres aus Fig. 32 ersichtlich ist. Vorstehende Regel gilt aber zunächst nur für die Stephenson'sche Steuerung mit offenen Stangen und wenn die Schieberstange direct von der Coulissee aus bewegt wird, wie das in der Darstellung Fig. 5, Taf. II angenommen wurde. Sollte aber die Coulissee auf

einen doppelarmigen Hebel wirken, von welchem der eine Arm, der mit dem Gleitbacken der Coulisse verbunden ist, die Länge a , der andere Arm, welcher die Schieberstange führt, die Länge b hat, so ist 1) die Kurbel OR_0 (Holzst. Fig. 32) um 180° zu verstellen und 2) in allen Formeln, die oben für die Stephenson'sche Steuerung gegeben wurden, statt der Excentricität r der Werth $\frac{b}{a}r$ einzusetzen.

Hat man es endlich mit einer Steuerung mit gekreuzten Stangen zu thun, so berechnen sich nach früheren Sätzen die Mittelpunkte der Schieberkreise nach den Formeln:

$$a = \frac{1}{2}A = \frac{1}{2}r \left(\sin \delta - \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right),$$

$$b = \frac{1}{2}B = \frac{1}{2} \frac{ru}{c} \cos \delta,$$

sodass ein Diagramm nach Angabe der Fig. 10, Taf. II entsteht.

Der Winkel, um welchen die Kurbel verstellt werden muss, um hier ebenfalls möglichst constantes Voreilen zu erhalten, findet sich aus dem Diagramm auf gleiche Weise, wie das bei der Steuerung mit offenen Stangen angegeben wurde, jedoch muss hier die Kurbel um den Winkel σ nach vorn, d. h. gegen das Vortwärtsexcenter hin verstellt werden.

Ueber das Fehlerglied bei der Stephenson'schen Coulissensteuerung.

Für den Schieberweg fanden wir nach Gleichung (II^a) und (II^d) S. 82 und 83 den genauern Ausdruck:

$$\begin{aligned} \xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \omega \pm \frac{ur}{c} \cos \delta \sin \omega \\ + \frac{r^2}{2l} \left(\cos 2\delta \sin \omega \pm \frac{u}{c} \sin 2\delta \cos \omega \right) \sin \omega. \end{aligned}$$

Der Schieber bewegt sich nur dann symmetrisch zu beiden Seiten eines Punktes, wenn das 3. Glied, das sogenannte Fehlerglied, verschwindet, oder, da es in keinem Falle ganz zum Verschwinden zu bringen ist, wenn es möglichst klein wird. Das ist nun immer der Fall, wenn die Excenterstangen lang und die Ex-

centricitäten klein sind; bei Construction der Steuerung muss daher auch stets dahin getrachtet werden, die genannten Bedingungen zu erfüllen, und überdies muss die Justirung des Schiebers immer in der Weise stattfinden, dass dieses Fehlerglied seinen stärksten Einfluss in solchen Kurbelstellungen auf die Schieberstellung äussert, in denen eine geringe Abweichung von den Diagrammangaben am wenigsten auf den Dampfeintritt oder -Austritt wirkt; daher soll dieses Glied besonders klein in der Nähe der todten Punkte sein, wo die Kanäle am wenigsten geöffnet sind. Die letztere Bedingung wird nun eben dadurch erfüllt, dass man den Schieber auf gleiches Voreilen justirt, d. h. dafür sorgt, dass die Dampfkanäle um gleichviel geöffnet sind, wenn die Kurbel in dem einen oder andern todten Punkte steht. Unter der letzteren Voraussetzung sind unsere Formeln entwickelt, und dass in Folge dessen auch die genannte Bedingung erfüllt wird, zeigt der Umstand, dass für $\omega = 0$ oder 180° in der Formel für den Schieberweg das Fehlerglied verschwindet und für ξ wirklich genau der Werth erscheint, den das Diagramm giebt. Da das für alle Coulissenstellungen gilt, so folgt auch noch das Resultat, dass man die Justirung nur für einen einzigen Expansionsgrad vorzunehmen hat; hat man einmal für diesen gleiches Voreilen erreicht, dann ist es ohne Weiteres für alle Coulissenstellungen auf beiden Seiten des Schiebers gleich. Auf weitere Untersuchungen über den Einfluss dieses Gliedes gehen wir nicht ein, da sie von keinem praktischen Nutzen sind. Sollte man aber doch einmal in den Fall kommen, sehr kurze Excenterstangen anwenden zu müssen*), und will man sich dann genaue Rechenschaft über die Schieberbewegungen geben, so construirt man statt der Schieberkreise die Curven, die sich unter Anwendung des Fehlergliedes ergeben, indem man in obiger Formel für ω nach der Reihe verschiedene Werthe einsetzt, ξ berechnet und seinen Werth auf die Kurbelrichtung von O aus aufträgt. Verbindet man die erhaltenen Punkte, so ergibt sich statt der beiden Schieberkreise eine schleifenartige Curve, die in Verbindung mit den Deckungskreisen auf bekannte Weise die Hauptkurbelstellungen, also die Dampfver-

*) In diesem Falle ist dem Constructeur anzurathen, die Deckungen, besonders die innere, nicht zu klein zu wählen, weil sonst das Ausblasen nicht mit der gehörigen Regelmässigkeit erfolgt.

theilung geben: aus den Abweichungen von den Angaben des Kreisdiagrammes ersieht man dann, ob die angenommenen Dimensionen der Steuerung zu einer statthaften Dampfvertheilung führen.

CAPITEL II.

Coulissensteuerung von Gooch.

Beschreibung der Steuerung.

Die Steuerung von Gooch gehört zu den Umsteuerungen mit variabler Expansion, bei welchen man für alle Expansionsgrade constantes Voreilen erhält. Fig. 12, Taf. III zeigt im Allgemeinen die Anordnung der einzelnen Theile dieser Vorrichtung. Die beiden Excenter D und D_1 sitzen fest auf der Welle O und führen die Excenterstangen BC und B_1C_1 , die an ihren Enden mit der Coulissee CC_1 verbunden sind. Die Coulissee besitzt ebenfalls eine bogenförmige Leitung, die Krümmungcurve kehrt aber ihre convexe Seite gegen die Welle. Die Coulissee kann nicht, wie bei der Stephenson'schen Steuerung, gehoben und gesenkt werden, sondern ist im Punkte J , dem todtten Punkte, an einer Hängestange befestigt, die um den festen Punkt L schwingt. Bei einer Drehung der Welle schwingt also der Punkt J in einem Bogen hin und her; da jedoch der Radius dieses Bogens immer gross ist, so können wir ohne grossen Fehler annehmen, der Anschlusspunkt J oscillire in der Schubrichtung.

In der Leitung der Coulissee lässt sich nun der an der Schubstange B_1K (Fig. 12, Taf. III) befestigte Gleitbacken K auf und ab schieben, während der andere Endpunkt in B_1 mit der Schieberstange verbunden ist, so dass sich also dieser Punkt in der Schubrichtung bewegt. Das Heben und Senken der Schubstange geschieht mittelst der Hängestange ST , welche ihrerseits gewöhnlich an einem Winkelhebel hängt, der vom Maschinenführer durch einen Handhebel bewegt wird, — in gleicher Weise, wie dies bei Stephenson's Steuerung beschrieben wurde. In Holzst. Fig. 33 und 34 sind die Steuerungstheile nur durch Linien angedeutet,

die erstere Figur gilt für offene, die letzter für gekreuzte Stangen. Im Folgenden sollen die einzelnen Theile in gleicher

Fig. 33.

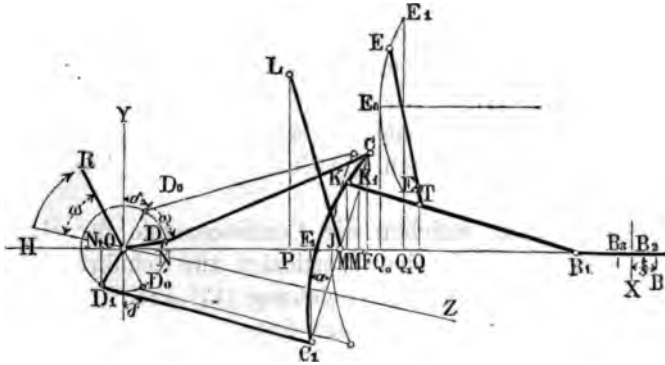
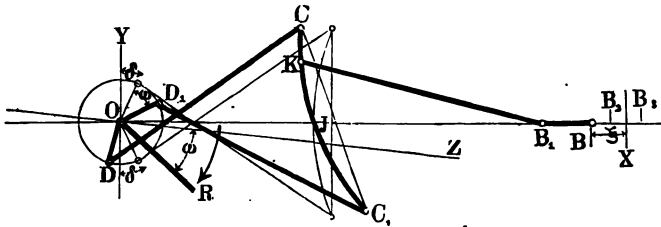


Fig. 34.



Weise wie früher bezeichnet werden: $OD = OD_1 = r$ sind die Excentricitäten, die mit der Normalen OY hier immer die gleichen Voreilungswinkel $YOD_0 = Y_1OD_0' = \delta$ einschliessen, die Länge der Excenterstangen $DC = D_1C_1$ sei wieder l , die Länge der Schubstange $KB_1 = l_1$, die Länge der Schieberstange bis zum Schiebermittel gemessen $B_1B = l_2$; endlich sei die halbe Länge der Coulisse $JC = JC_1 = c$ und der veränderliche Abstand des Gleitbackens vom toten Punkte $JK = u$.

Theorie der Coulissensteuerung von Gooch.

a. Bestimmung des Schieberweges.

Die schwach ausgezogenen Linien in der Figur 33 und 34 deuten die Lage der einzelnen Theile der Vorrichtung an, wenn die Kurbel in dem einen toten Punkte steht, etwa in der Rich-

tung OZ ; hat sich dieselbe nun von **da aus** um den Winkel ω gedreht, so sind die Theile in die durch die **stark ausgezogenen** Linien angedeutete Stellung gekommen, und es ist nun die Aufgabe, für diesen Winkel ω und für irgend eine beliebige Stellung des Gleitbackens K oder einen beliebigen Werth von u , die Entfernung ξ des Schiebers von seinem Oscillationsmittelpunkt zu bestimmen.

Wir nehmen hier zunächst wieder offene Excenterstangen (Fig. 33 an und betrachten die Coulisse CC_1 vorläufig als geradlinig.

Der Winkel α , welchen die Coulißensehne für einen beliebigen Drehwinkel mit einer Verticalen zur Schubrichtung einschliesst, ist schon früher in Gleichung (17) auf S. 80 bestimmt worden, unter der Voraussetzung, dass der todte Punkt J der Coulisse in der Schubrichtung oscillirt, wie es hier der Fall ist. Wir finden:

$$\sin \alpha = \frac{r}{c} \cos \delta \sin \omega - \frac{r}{l} \sin \delta \sin \omega + \frac{r^2}{4cl} [\cos^2(\delta - \omega) - \cos^2(\delta + \omega)].$$

Fällen wir vom Punkt C das Perpendikel CF auf die Schubrichtung, so ist:

$$OF = ON + NF = ON + \sqrt{DC^2 - (CF - DN)^2},$$

oder der angenommenen Bezeichnung gemäss:

$$OF = r \sin(\delta + \omega) + \sqrt{l^2 - [c \cos \alpha - r \cos(\delta + \omega)]^2}.$$

Entwickelt man den Wurzelausdruck in eine Reihe, vernachlässigt die Glieder, die l^2 im Nenner haben und setzt $\cos \alpha = 1$, weil α immer ein sehr kleiner Winkel ist, so folgt:

$$OF = r \sin(\delta + \omega) + l - \frac{c^2}{2l} + \frac{r c \cos(\delta + \omega)}{l} - \frac{r^2 \cos^2(\delta + \omega)}{2l}. \quad (41)$$

Nun ist die Entfernung des Schiebermittels B vom Wellencentrum O :

$$OB = OM + MB_1 + BB_1$$

oder

$$OB = OF - MF - MM' + MB_1 + BB_1 .$$

OF ist nach Gleichung (41) bekannt. ferner

$$MF = (c - u) \sin \alpha ,$$

wobei $\sin \alpha$ nach Gleichung (17) gegeben ist. $MM' = KK_1$, oder wenn der Krümmungsradius der Coullisse ρ ist:

$$MM' = \frac{c^2}{2\rho} - \frac{u^2}{2\rho} ,$$

sowie

$$MB_1 = \sqrt{B_1 K^2 - KM^2} = \sqrt{l_1^2 - u^2} = l_1 - \frac{u^2}{2l_1} ,$$

weil l_1 immer gross gegen u vorausgesetzt wird.

Endlich ist noch $BB_1 = l_2$ und daher folgt nach Substitution und gehöriger Reduction:

$$\begin{aligned} OB &= r \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right) \cos \omega + \frac{ur}{c} \left(\cos \delta - \frac{c}{l} \sin \delta \right) \sin \omega \\ &+ l - \frac{c^2}{2l} - \frac{c^2}{2\rho} + \frac{u^2}{2\rho} + l_1 - \frac{u^2}{2l_1} + l_2 \\ &- \frac{r^2}{4cl} [(c + u) \cos^2(\delta + \omega) + (c - u) \cos^2(\delta - \omega)] . \quad (42) \end{aligned}$$

Der Schieber soll nun zu beiden Seiten eines Punktes X symmetrisch hin- und herschwingen, dessen Entfernung von O zunächst zu bestimmen ist, dabei setze ich auch hier voraus, dass die Steuerung auf gleiches Voreilen justirt werde.

Steht der Krummzapfen in dem einen todten Punkte, ist also $\omega = 0$, so ist die Entfernung des Schiebermittels vom Wellencentrum:

$$\begin{aligned} OB_2 &= r \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right) + l + l_1 + l_2 - \frac{c^2}{2l} - \frac{c^2}{2\rho} \\ &+ \frac{u^2}{2\rho} - \frac{u^2}{2l_1} - \frac{r^2}{2l} \cos^2 \delta . \end{aligned}$$

Für den zweiten todten Punkt, also $\omega = 180^\circ$, ist:

$$\begin{aligned} OB_3 &= -r \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right) + l + l_1 + l_2 - \frac{c^2}{2l} - \frac{c^2}{2\rho} \\ &+ \frac{u^2}{2\rho} - \frac{u^2}{2l_1} - \frac{r^2}{2l} \cos^2 \delta . \end{aligned}$$

Das arithmetische Mittel aus beiden Werthen giebt die Entfernung des Oscillationsmittelpunktes X vom Wellencentrum:

$$OX = l + l_1 + l_2 - \frac{r^2}{2l} \cos^2 \delta - \frac{c^2}{2l\varrho} (l + \varrho) + \frac{u^2}{2\varrho l_1} (\varrho - l_1). \quad (43)$$

Der Schwingungsmittelpunkt soll aber für alle Expansionsgrade, d. h. für jeden Werth von u , unverrückt an derselben Stelle bleiben; das wird nach Gleichung (43) nur dann der Fall sein, wenn das letzte mit u behaftete Glied der Null gleich ist. Diese Bedingung kann und muss bei dieser Steuerung immer erfüllt werden, man hat nämlich nur

$$\varrho = l_1$$

zu machen, d. h. die Coulissee der Gooch'schen Steuerung muss immer nach einem Kreisbogen gekrümmt sein, dessen Radius gleich der Länge l_1 der Schubstange ist.

Dann ergibt sich aus Gleichung (43):

$$OX = l + l_1 + l_2 - \frac{r^2 \cos^2 \delta}{2l} - \frac{c^2}{2l_1} (l + l_1). \quad (44)$$

Endlich folgt nun auch die Ausweichung des Schiebers aus seiner mittlern Stellung oder der Schieberweg ξ für den Drehwinkel ω und den Expansionsgrad u :

$$\xi = OB - OX;$$

oder, wenn man die Gleichungen (42) und (44) unter der Voraussetzung $l_1 = \varrho$ benutzt, nach einigen Reductionen:

$$\begin{aligned} \text{(III}^a) \quad \xi &= r \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right) \cos \omega + \frac{ur}{c} \left(\cos \delta - \frac{c}{l} \sin \delta \right) \sin \omega \\ &\quad + \frac{r^2}{2l} \left(\cos 2\delta \sin \omega + \frac{u}{c} \sin 2\delta \cos \omega \right) \sin \omega. \end{aligned}$$

Setzen wir dagegen gekreuzte Stangen voraus (Holzst. Fig. 34), so hat man einfach in den vorigen Formeln c negativ zu setzen und erhält sofort für diesen Fall:

$$\begin{aligned} \text{(III}^b) \quad \xi &= r \left(\sin \delta - \frac{c}{l} \cos \delta \right) \cos \omega - \frac{ur}{c} \left(\cos \delta + \frac{c}{l} \sin \delta \right) \sin \omega \\ &\quad + \frac{r^2}{2l} \cos 2\delta \sin \omega - \frac{u}{c} \cos 2\delta \sin \omega \sin \omega. \end{aligned}$$

Da l immer gross gegen r ist und überdies in beiden Formeln das dritte Glied, das Fehlerglied, in Folge der von uns vorausgesetzten Art und Weise der Justirung der Steuerung, dort am grössten ausfällt, wo es auf die Dampfvertheilung weniger Einfluss hat, so lässt sich in beiden Fällen das Glied vernachlässigen, und wir erhalten für offene und gekreuzte Excenterstangen den Schieberweg:

$$(III) \quad \xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right) \cos \omega \mp \frac{ur}{c} \left(\cos \delta \mp \frac{c}{l} \sin \delta \right) \sin \omega .$$

Setzt man wieder:

$$r \left(\sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right) = A , \quad (45)$$

$$\frac{ur}{c} \left(\cos \delta \mp \frac{c}{l} \sin \delta \right) = B , \quad (46)$$

so ist einfach:

$$\xi = A \cos \omega \pm B \sin \omega . \quad (47)$$

Das Gesetz der Schieberbewegung ist hiernach wieder das bekannte.

b. Ueber die Centralcurve.

Da wir bei der Gooch'schen Steuerung für den Schieberweg eine Gleichung von derselben Form, wie bei der Stephenson'schen Steuerung fanden, so lassen sich auch hier die Schieberwege für eine bestimmte Coulissenstellung als Sehnen eines Kreises betrachten, dessen Mittelpunktscoordinaten (Holzst. Fig. 35, S. 122):

$$OB = a = \frac{A}{2} = \frac{r}{2} \left(\sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right)$$

und

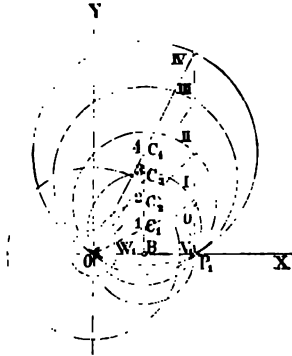
$$BC = b = \frac{B}{2} = \frac{ru}{2c} \left(\cos \delta \mp \frac{c}{l} \sin \delta \right)$$

sind; es ist demnach auch hier für jeden Expansionsgrad, d. h. für jeden zu benutzenden Werth von u der entsprechende Schieberkreis zu bestimmen.

Die Mittelpunkte aller dieser Kreise werden wieder in einer Curve, der Centralcurve, liegen, deren Gesetz bestimmt werden soll.

Bei der Stephenson'schen Steuerung war diese Curve eine Parabel. bei vorliegender Steuerung ist die Sache noch einfacher. Da nämlich in der Formel für die Abscisse a der Werth u gar nicht

Fig. 35.



enthalten ist, so folgt daraus, dass die Mittelpunkte der Schieberkreise sämtlich dieselbe Abscisse haben, also in einem Perpendikel zur Schubrichtung OB liegen; die Centralcurve ist also eine gerade Linie BC_1 (Fig. 35), die bei offenen Excenterstangen um

$$\frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right), \quad (48)$$

hingegen bei gekreuzten Stangen um

$$\frac{r}{2} \left(\sin \delta - \frac{c}{l} \cos \delta \right) \quad (49)$$

vom Wellencentrum abliegt und normal zur Schubrichtung steht.

Bei der Stephenson'schen Steuerung fanden wir (S. 85) dieselben Ausdrücke, nur bedeuten sie dort die Entfernung der Scheitel derjenigen Parabeln vom Wellencentrum, welche die Centralcurve bildeten. Die innige Verwandtschaft der Gooch'schen Steuerung mit der Stephenson'schen geht auch noch aus der Vergleichung des Fehlergliedes beider Steuerungen hervor. Bei beiden Vorrichtungen fand sich dieses Glied:

$$\frac{r^2}{2l} \left(\cos 2\delta \sin \omega \pm \frac{u}{c} \sin 2\delta \cos \omega \right) \sin \omega ;$$

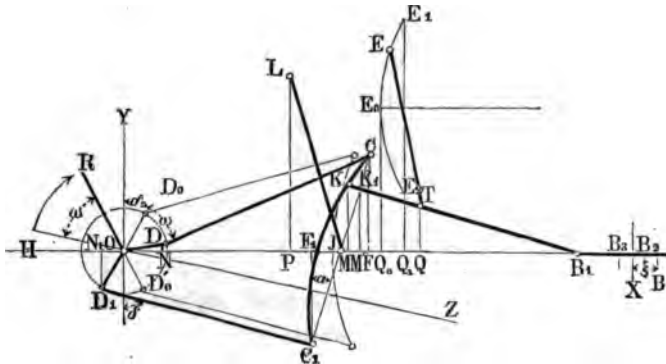
die früher in Betreff dieses Gliedes gemachten Bemerkungen (S. 115) gelten also auch für die vorliegende Steuerung, weswegen wir im Folgenden darauf nicht zurückkommen.

e. Ueber die Aufhängung der Coulisse und der Schubstange.

Bei der Gooch'schen Couliissensteuerung hat man, wie schon oben erwähnt wurde, zwei Hängestangen: die eine LJ (Holzst. Fig. 36) trägt die Coulisse und hängt bei L an einem festlie-

genden Zapfen, ist hingegen am untern Endpunkt mit der Coullisse verbunden; in der Praxis legt man den letztern Anschlusspunkt gewöhnlich hinter die Krümmung nach der Welle zu. Versuche an einem Modelle zeigten aber, dass dadurch Unregelmässigkeiten in die Bewegungen der Coullisse gebracht werden, in Folge dessen der Gleitbacken K während der Bewegung stark in der Coullissenleitung auf und ab schwankt, dass aber

Fig. 36.



diese Unregelmässigkeiten bedeutend herabgezogen werden, wenn der Aufhängepunkt der Coullisse mehr nach dem Sehnemittelpunkte J hin liegt. Die Richtigkeit dieser Bemerkung lässt sich sehr schwer mathematisch nachweisen, sie lässt sich aber aus den vorstehenden theoretischen Untersuchungen schliessen. Wir haben dort immer angenommen, der Sehnemittelpunkt J der Coullisse gehe in der Schubrichtung hin und her und haben unter dieser Voraussetzung gefunden, dass dann der Endpunkt B_1 der Schubstange B_1K in solcher Weise symmetrisch zu beiden Seiten eines Punktes hin- und herschwingt, dass er zur Führung eines Dampfschiebers geeignet ist. Daraus würde folgen, dass man auch in der Praxis dafür sorgen muss, dass vor Allem der Sehnemittelpunkt sich möglichst genau in der Geraden OB bewegen soll und das erreicht man eben, indem man die Coullisse an diesem Punkte J aufhängt.

Es kommt nun darauf an, die Abscisse des festen Drehpunktes L zu ermitteln; die Ordinate ist natürlich die Länge der Hängestange selbst, und für diese lässt sich nur als Regel aufstellen, sie so lang als möglich zu machen.

Wir können zur Bestimmung der Abscisse von L frühere Gleichungen benutzen.

Gleichung (30) S. 87 giebt nämlich die Abscisse des Sehnemittelpunktes für den Augenblick, wo derselbe durch die Mitte seines Schwingungsbogens oder durch seinen Oscillationsmittelpunkt geht, und zwar lautet die Gleichung:

$$x = l - \frac{c^2 + u^2}{2l},$$

wobei noch vorausgesetzt wurde, dass die Coulisse um u gesenkt sei. Im vorliegenden Falle ist die Frage dieselbe, nur bleibt hier die Coulisse immer so gestellt, dass der Punkt J annähernd in der Schubrichtung hin- und hergeht, es ist also $u = 0$, und daher folgt einfacher die gesuchte Abscisse des Schwingungspunktes:

$$x = l - \frac{c^2}{2l}. \quad (50)$$

Da nun die Hängestange vertical stehen soll, wenn der Punkt J durch seinen Oscillationsmittelpunkt geht, so giebt vorstehende Formel auch die Abscisse des Aufhängepunktes L , auf der Schubrichtung vom Wellencentrum O aus gerechnet; man hat also von der Excenterstangenlänge einfach die Bogenhöhe der Coulisse zu subtrahiren.

Die zweite Hängestange ET trägt die Schubstange. Da die letztere gehoben und gesenkt werden soll, so muss sich der Aufhängepunkt E auf und ab bewegen lassen. Es fragt sich nun, in welcher Curve diese Bewegung stattfinden muss, damit der Gleitbacken K möglichst wenig in der Coulisse auf und ab schwanke. Die Aufgabe läuft darauf hinaus, die Aufhängung so anzuordnen, dass die Verticalbewegung des Anschlusspunktes T ein Minimum sei; da T sich jedenfalls in einem Kreisbogen vom Radius ET bewegt, so wird diese Verticalschwankung klein sein, wenn ET gross ist und die Sehne parallel der Schubrichtung OB liegt; über die erstere Bedingung lässt sich hier weiter nichts sagen, betrachten wir daher sogleich die zweite. Wir bestimmen zu diesem Zwecke zunächst die Horizontalbewegung des Punktes T für irgend einen Grad u , also die veränderliche Abscisse OQ . Es ist:

$$OQ = OB - BB_1 - B_1Q ..$$

Nun ist OB nach Gleichung (42) S. 119 bekannt. Vernachlässigt man dort das letzte Glied, welches den sehr kleinen Factor $\frac{r^2}{4cl}$ enthält, und setzen wir noch, wie es verlangt wurde, $\varrho = l_1$, so folgt:

$$OB = r \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right) \cos \omega + \frac{ur}{c} \left(\cos \delta - \frac{c}{l} \sin \delta \right) \sin \omega \\ + l + l_1 + l_2 - \frac{c^2}{2ll_1} (l + l_1).$$

Ferner ist $BB_1 = l_2$ und $B_1Q = \sqrt{B_1T^2 - QT^2}$; setzt man noch $B_1T = l_0$ und wie früher annähernd $KM = u$, so ist:

$$QT = \frac{l_0}{l_1} u,$$

demnach

$$B_1Q = \sqrt{l_0^2 - \frac{l_0^2 u^2}{l_1^2}} = l_0 \left(1 - \frac{u^2}{2l_1^2} \right).$$

Daher ergibt sich denn:

$$OQ = r \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right) \cos \omega + \frac{ur}{c} \left(\cos \delta - \frac{c}{l} \sin \delta \right) \sin \omega \\ + l + l_1 - l_0 + \frac{l_0 u^2}{2l_1^2} - \frac{c^2 (l + l_1)}{2ll_1}.$$

Setzt man in dieser Gleichung das eine Mal $\omega = 0$, das andere Mal $\omega = 180^\circ$, und nimmt aus den erhaltenen Werthen das Mittel, so ergibt sich für dieses, wenn wir dasselbe mit x bezeichnen:

$$x = l + l_1 - l_0 - \frac{c^2 (l + l_1)}{2ll_1} + \frac{l_0 u^2}{2l_1^2}, \quad (51)$$

und das ist die Abscisse des Aufhängepunktes E für die betreffende Stellung der Schubstange.

Ist l_3 die Länge der Hängestange, so ist die Ordinate annähernd:

$$y = l_3 + \frac{l_0}{l_1} u. \quad (52)$$

Steht der Gleitbacken im todtten Punkte der Coulisse, so ist $u = 0$, daher sind die Coordinaten für diese Stellung:

$$OQ_0 = l + l_1 - l_0 - \frac{c^2(l + l_1)}{2ll_1} \quad \text{und} \quad Q_0E_0 = l_3. \quad (53)$$

Der Punkt E_0 findet sich also durch eine einfache Rechnung. Nimmt die Schubstange die höchste oder tiefste Stellung ein, so ist $u = +c$ oder $-c$, weil sich bei den bisher ausgeführten Steuerungen der vorliegenden Art immer der Gleitbacken K bis in die Verlängerung der Excenterstangen, also bis C oder C_1 , bewegen lässt: setzt man diese Werthe von u in die Gleichungen 51 und 52, so folgt zunächst für die beiden äussersten Lagen E_1 und E_2 des Aufhängepunktes die Abscisse:

$$OQ_1 = l + l_1 - l_0 - \frac{c^2(l + l_1)}{2ll_2} + \frac{l_0c^2}{2l_1^2}, \quad (54)$$

hingegen sind die Ordinaten:

$$Q_1E_1 = l_3 + \frac{l_0}{l_1}c \quad \text{und} \quad Q_1E_2 = l_3 - \frac{l_0}{l_1}c. \quad (55)$$

Durch diese drei Punkte $E_1E_0E_2$ würde man einen Kreis legen und den Aufhängepunkt in diesem bewegen. Die Verbindung der beiden Gleichungen (51) und (52) giebt aber wieder das eigenthümliche Resultat, dass die durch die bezeichneten Punkte gehende Curve eine Parabel sein soll, deren Parameter $= 2l_0$ oder gleich der doppelten Länge von B_1T (Fig. 36) ist. Da nun l_0 immer sehr gross ist, so lässt sich das kurze, in der Nähe des Scheitels liegende Parabelstück durch einen Kreisbogen vom Radius l_0 ersetzen.

In der Praxis macht man diesen Halbmesser weit kleiner; daher wird man bei der Construction, nachdem die Lagen $E_1E_0E_2$ mittelst der oben berechneten Coordinaten aufgetragen wurden, diese Punkte so lange parallel der Schubrichtung verschieben, bis der durch dieselben gehende Bogen den erwünschten Radius hat, muss aber der vorstehenden Theorie gemäss schliessen, dass die Unregelmässigkeiten in der Führung des Punktes K um so grösser werden, je kleiner man diesen Halbmesser wählt.

Die vorstehende Theorie der Aufhängung gilt übrigens sowohl für offene als für gekreuzte Excenterstangen.

Praxis und Anwendung des Diagrammes.

Im Folgenden können wir uns auf Vieles beziehen, was schon bei Betrachtung des Diagrammes der einfachen Steuerung und der Stephenson'schen Couliissensteuerung erwähnt wurde; selbst die Bezeichnung der einzelnen Theile haben wir bei der vorliegenden Steuerung beibehalten. Um die Dampfvertheilung einer Gooch'schen Couliissensteuerung zu untersuchen, kommt es auch hier darauf an, den Schieberkreis für jeden Expansionsgrad, d. h. für jeden Werth von u zu zeichnen, also dessen Mittelpunktscoordinaten zu berechnen und in der Zeichnung aufzutragen.

Die Theorie giebt für den Schieberweg ξ die Formel:

$$(III) \quad \xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right) \cos \omega \\ \pm \frac{ur}{c} \left(\cos \delta \mp \frac{c}{l} \sin \delta \right) \sin \omega ,$$

in welcher das obere Vorzeichen für offene, das untere für gekreuzte Excenterstangen gilt.

Dann finden sich die Mittelpunktscoordinaten der Schieberkreise (Holzst. Fig. 37 a. f. S.):

$$OB = a = \frac{r}{2} \left(\sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right) , \quad (56)$$

$$BC = b = \frac{ur}{2c} \left(\cos \delta \mp \frac{c}{l} \sin \delta \right) , \quad (57)$$

welche Werthe sich leicht berechnen lassen, wenn man die Grössen r , δ , c , l und u kennt. Für eine gegebene Steuerung ist u die einzige Veränderliche und lässt sich in Theilen von c ausdrücken. Die bis jetzt ausgeführten Steuerungen der vorliegenden Art gestatten immer, die Schubstange KB_1 (Fig. 12, Taf. III) so weit zu heben, dass der Gleitbacken K in die Verlängerung der Excenterstange fällt, es ist dann meist der grösste vorkommende Werth von u gleich $+c$ oder $-c$. Man theilt nun wieder die halbe Länge c der Couliisse vom todten Punkte aus nach beiden Seiten hin in eine gewisse Anzahl gleicher Theile oder Expansionsgrade; hat man daher n Theile und steht eben der Gleitbacken K am m^{ten} Theile, so ist

$$u = \frac{m}{n} c .$$

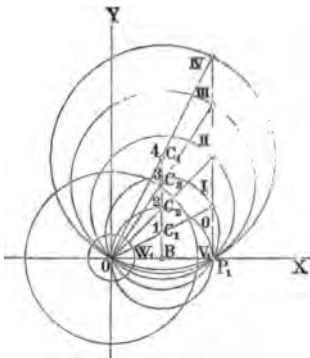
Führt man diesen Werth in die obigen Gleichungen (56) und (57) ein, so finden sich für den entsprechenden Grad die Coordinaten des Schieberkreismittelpunktes; der Kreis lässt sich zeichnen und giebt in bekannter Weise in Verbindung mit den Deckungskreisen über die Dampfvertheilung für den betreffenden Grad Aufschluss.

Es wird zweckmässig sein, sofort an einem bestimmten Beispiele das Verfahren anzugeben, wie sich mit Hilfe des Diagrammes bei einer vorhandenen oder angenommenen Steuerung alle Fragen in Betreff der Dampfvertheilung beantworten lassen.

Aufgabe. Bei einer Gooch'schen Coulissensteuerung mit offenen Excenterstangen sind folgende Abmessungen gemacht worden: Excentricität $r = 0,060^m$; Voreilwinkel $\delta = 20^\circ$; halbe Länge der Coulisse $c = 0,150^m$; Länge der Excenterstangen $l = 1,2^m$; die äussere Deckung $e = 0,023^m$; die innere Deckung $i = 0,006^m$; die Stenerung besitzt vier Grade für den Vorwärtsgang und ebenso viele für den Rückwärtsgang.

Wie ist die Dampfvertheilung beschaffen?

Fig. 37.



Man berechne zunächst für den äussersten Expansionsgrad, also für $u = c$, die Coordinaten OB und BC_4 des Schieberkreismittelpunktes C_4 (Holzst. Fig. 37). Man erhält aus den Formeln:

$$OB = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right),$$

$$BC_4 = \frac{r}{2} \left(\cos \delta - \frac{c}{l} \sin \delta \right),$$

unter Benutzung der gegebenen Werthe

$$OB = 0,014^m \quad \text{und} \quad BC_4 = 0,027^m .$$

Trägt man diese beiden Grössen nach Angabe von Fig. 37 auf der Axe OX von O aus auf, so ergiebt sich der Mittelpunkt C_4 des dem letzten oder vierten Expansionsgrad zugehörigen Schieberkreises. Man beschreibt von C_4 aus mit dem Halbmesser C_4O diesen Kreis.

Jetzt theilt man einfach die Ordinate BC_4 in so viele Theile,

als Grade vorhanden sind, also hier in vier. Die Theilpunkte C_1 , C_2 und C_3 sind dann sofort die Mittelpunkte der den einzelnen Graden zugehörigen Schieberkreise; die Kreise selbst beschreibt man von C_1 , C_2 und C_3 aus mit den Halbmessern C_1O , C_2O und C_3O . Beschreibt man endlich mit den Deckungen $OV_1 = e = 0,023^m$ und $OW_1 = i = 0,006^m$ von O aus Kreise, so ist das Diagramm vollendet. Wie man aus den Durchschnitten der einzelnen Schieberkreise mit den Deckungskreisen die Hauptkurbelstellungen für jeden Grad bestimmt, also den Moment des Beginnes des Dampfeintrittes, des Austrittes, der Expansion, der Compression, wie man die grösste Eröffnung der Kanäle u. s. w. findet, das ist nach dem Fröhern bekannt und soll nicht wiederholt werden.

Nur auf eine Eigenthümlichkeit dieser Steuerung soll noch aufmerksam gemacht werden; man bemerkt, dass alle Schieberkreise die Abscissenaxe in demselben Punkte P_1 schneiden; nun ist aber bekanntlich V_1P_1 die Eröffnung des Eintrittskanals und W_1P_1 die Eröffnung des Austrittskanals bei Beginn des Hubes oder das äussere und innere Voreilen; man erkennt also, dass das Voreilen für alle Grade dasselbe ist; die Abmessung in der Figur giebt, da diese in halber natürlicher Grösse gezeichnet ist:

$$\begin{array}{l} \text{das äussere Voreilen } V_1P_1 = 0,005^m, \\ \text{» innere » } W_1P_1 = 0,022^m. \end{array}$$

Für den todten Punkt der Coulissee ist $u = 0$, daher die Abscisse seines Schieberkreismittelpunktes:

$$OB = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right);$$

die Ordinate hingegen ist gleich Null, der Mittelpunkt fällt daher mit B zusammen.

Für den todten Punkt der Stephenson'schen Coulissee ergab sich dasselbe, und daraus folgt, dass bei gleichen Dimensionen beider Steuerungen die Dampfvertheilung des todten Punktes genau gleich ist. Die Bemerkungen auf Seite 100 gelten daher auch hier.

Dass bei der vorliegenden Steuerung das Voreilen, sowohl bei offenen, als bei gekreuzten Excenterstangen, constant ist, betrachtet man gewöhnlich als einen grossen Vortheil, und hält deswegen diese Steuerung für besser, als die Stephenson'sche,

bei der bekanntlich das Voreilen bei offenen Stangen wächst, bei gekrenzten Stangen abnimmt, je stärker man expandirt. Wir müssen aber nach dem Vorstehenden die Stephenson'sche Steuerung für besser erklären. Bei der Gooch'schen Steuerung muss immer die Welle sehr weit vom Schieberkasten entfernt liegen, weil zwischen Coulissee und Schieberstange die lange Schubstange noch einzuschalten ist; in Folge dessen wird diese Anordnung besonders bei Locomotiven nur selten in Anwendung kommen. Ist ferner das Constanthalten des Voreilens wirklich so nothwendig, dann kann man, wie wir gezeigt haben, die Stephenson'sche Steuerung doch so construiren, dass auch hier das Voreilen fast constant wird: man nehme die Coulissee kurz, nehme lange Excenterstangen an und mache die Voreilungswinkel verschieden; geringe Veränderungen im Voreilen, wie sie auch bei der vorgeschlagenen Anordnung bei der Stephenson'schen Coulissee vielleicht noch auftreten, können unmöglich schädlich für die Dampfwirkung im Cylinder sein.

Eine zweite Aufgabe würde darin bestehen, mit Hilfe des Diagrammes für eine Dampfmaschine, etwa für eine Locomotive, eine Gooch'sche Steuerung zu entwerfen und zu construiren. Nach dem Vorstehenden hat die Sache keine Schwierigkeiten; gewisse Theile, wie die Länge der Excenterstangen, Länge der Coulissee, sind gewöhnlich durch die ganze Anordnung der Maschine schon vorgeschrieben; hat man die Wahl, dann muss man von dem Grundsatz ausgehen, die Excenterstangen möglichst lang, die Coulissee kurz zu machen. Dann wählt man die Voreilwinkel zwischen den Grenzen 10° bis 30° , die Excentricität etwa zwischen $0,050^m$ bis $0,080^m$ in der Art, dass die größere Excentricität einem kleinern Voreilungswinkel entspricht. Nun lässt sich schon das Diagramm für den letzten Expansionsgrad zeichnen, und man erhält in OP_1 (Fig. 37) die Ausweichung des Schiebers bei Beginn des Kolbenhubes; trägt man jetzt von P_1 aus nach O hin den Werth P_1I_1 des äussern Voreilens ab, der gewöhnlich $0,004^m$ bis $0,007^m$ beträgt, so folgt in OI_1 die äussere Deckung, die gewöhnlich zwischen $0,020^m$ und $0,040^m$ fällt. Sollte das Diagramm diese Deckung zu gross geben, dann nimmt man einen kleinern Voreilungswinkel oder eine kleinere Excentricität. Die innere Deckung nimmt man in der Regel zwischen $0,001^m$ bis $0,007^m$.

Vorstehende Regeln können auch für die Stephenson'sche

Steuerung gelten, nur hat man dort noch die äussere Deckung mit Rücksicht auf die Veränderlichkeit des äussern Voreilens zu wählen. Man zeichnet daher hier noch den Schieberkreis für den todtten Punkt und sieht zu, ob für die innern Expansionsgrade bei offenen Stangen das Voreilen nicht etwa zu gross, oder bei gekreuzten Stangen bei den angenommenen Verhältnissen zu klein ist.

Was endlich das Aufhängen der Coulisse und der Schubstange betrifft, so verweisen wir auf die Resultate der theoretischen Untersuchungen auf S. 123 bis 126.

CAPITEL III.

Coulissensteuerung von Allan-Trick.

Beschreibung der Steuerung.

Bei der Steuerung von Stephenson sowohl, als bei der von Gooch ist die Coulissenleitung nach einem Kreisbogen geformt, und zwar bei ersterer nach einem Bogen, dessen Radius gleich der Länge der Excenterstange, bei letzterer nach einem Bogen, dessen Halbmesser die Länge der Schubstange ist. Wir haben oben theoretisch nachgewiesen, dass das so sein muss, wenn der Punkt, um welchen der Schieber symmetrisch hin- und herschwingt, bei allen Expansionsgraden unverrückt bleiben soll, wie es eine regelrechte Dampfvertheilung verlangt.

Die Herstellung einer gekrümmten Coulisse nach einem grossen Halbmesser hatte aber früher grosse praktische Schwierigkeiten und daher war die Frage naheliegend, ob man nicht die gekrümmte Coulisse durch eine gerade ersetzen könne. Bei der Anordnung der einzelnen Theile, wie man sie bei den Steuerungen von Stephenson und Gooch findet, ist das jedoch nicht gestattet, wie sich leicht theoretisch nachweisen lässt.

Man braucht nur in die Gleichungen (19) S. 81 und (43) S. 120 den Krümmungshalbmesser ρ unendlich gross einzusetzen; dann erhält man zwei Gleichungen, welche, die erste für die Steuerung von Stephenson, die andere für die von Gooch, die Ent-

fernung des Schwingungsmittelpunktes des Schieberlaufes vom Wellencentrum angeben. Man erkennt dann aus diesen Gleichungen sogleich, dass unter der gemachten Voraussetzung der Oscillationsmittelpunkt des Schiebers um so weiter von der Wellenaxé wegrückt, je mehr man, vom todten Punkte der Coulissee aus gerechnet, bei Stephenson's Steuerung die Coulissee, bei der von Gooch die Schubstange hebt oder senkt. Aus einer solchen Verschiebung des Oscillationsmittelpunktes würde aber hervorgehen, dass für einzelne Grade der Dampfentritt, der Austritt, überhaupt die Dampfbenutzung bei dem Ausgang des Kolbens ganz andere wären, als bei dem Rückgang.

Nach diesen Bemerkungen erscheint die Erfindung Allan's in England, eine Erfindung, die auch fast gleichzeitig Trick in Deutschland, unzweifelhaft unabhängig von Allan, machte, um so interessanter. Beide wenden eine gerade Coulissee an und erreichen durch die glückliche Idee, Coulissee und Schubstange der Gooch'schen Steuerung gleichzeitig zu heben und zu senken, ihren Zweck, wie die Theorie zeigen wird, vollständig; d. h. der Schieber schwingt bei allen Graden symmetrisch zu beiden Seiten eines unverrückbar liegenden Punktes hin und her.

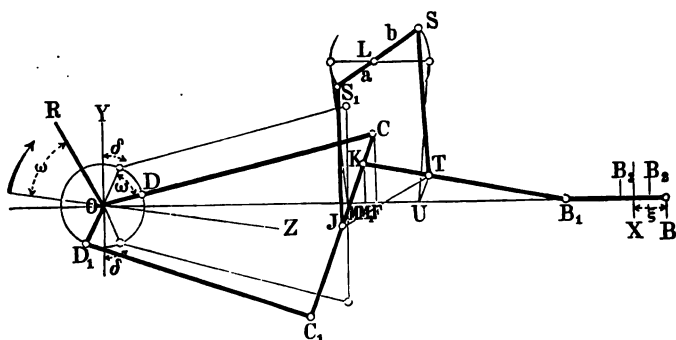
Fig. 13, Taf. III zeigt eine Allan-Trick'sche Steuerung im Auf- und Grundriss.

Die beiden unter gleichen Voreilungswinkeln auf der Welle O sitzenden Excenter D und D_1 führen die beiden Excenterstangen DC und D_1C_1 , die mit ihren äussern Enden C und C_1 die Coulissee III erfassen. Die Coulissee besitzt eine geradlinige Leitung, in welcher der am Ende der Schubstange B_1K sitzende Gleitbacken auf- und abgeschoben werden kann. Am Ende B_1 erfasst die Schubstange die Schieberstange B_1B , die ihrerseits in festen Führungen liegt. In ihrem todten Punkte J wird die Coulissee von der Hängestange S_1J und im Punkte T die Schubstange B_1K von der Hängestange ST erfasst und beide Hängestangen hängen an dem Doppelhebel S_1LS , der um die festliegende Axe L drehbar ist. Auf der gleichen Axe sitzt der Arm N , der mittelst der Zugstange P vom Maschinenführer bewegt werden kann, und zwar innerhalb der durch punktirte Linien angedeuteten Lagen. Man erkennt nun, dass bei einer Drehung der Axe L die Coulissee sinkt, während der Gleitbacken K in derselben steigt, weil dann gleichzeitig die Schubstange gehoben wird; umgekehrt steigt die

Coulisse, während man die Schubstange senkt. Auch bei dieser Steuerung müssen natürlich die einzelnen Dimensionen in gewissem Zusammenhange stehen, wenn die Schieberbewegung eine richtige sein soll; besonders hängt hier, wie die Theorie zeigen wird, Alles von dem Verhältniss der beiden Hebelarme LS und LS_1 ab.

Bei den fernern Betrachtungen benutzen wir die Skizze Holzst. Fig. 38 und behalten für die einzelnen Theile die bisher ge-

Fig. 38.



brauchte Bezeichnung bei. Es sei also wieder: r die Excentricität $OD = OD_1$, δ der Voreilwinkel, l die Länge der Excenterstangen $CD = C_1D_1$, c die halbe Länge $JC = JC_1$ der Coulisse, l_1 die Länge der Schubstange B_1K und l_2 die der Schieberstange, bis zum Schiebermittel B gemessen. Der Abstand des Angriffspunktes T der Hängestange vom Endpunkt B_1 der Schubstange sei l_0 und die beiden Hebelarme S_1L und SL seien mit a und b bezeichnet. Endlich sei für eine beliebige Coulissenstellung die Entfernung des Gleitbackens K vom todtten Punkte J der Coulisse, also $JK = u$. Die Coulisse schneidet in dieser Stellung die Schubrichtung OB im Punkte M ; die Entfernung dieses Punktes vom todtten Punkte der Coulisse sei $JM = u_1$, die Entfernung desselben Punktes vom Gleitbacken K sei $MK = u_2$, sodass also:

$$u = u_1 + u_2 .$$

Theorie der Coulissensteuerung von Allan-Trick.

a. Bestimmung des Schieberweges.

Wir beginnen auch hier mit der Aufstellung der Gleichung, welche für eine gewisse Coulissenstellung und einen beliebigen Drehungswinkel ω die Entfernung des Schiebermittels B vom Wellencentrum O angiebt: dabei legen wir die vorhin angegebene Bezeichnung zu Grunde und benutzen einige Gleichungen, die wir bei der Entwicklung der Theorie der Stephenson'schen Steuerung gefunden haben, da wir dort ebenfalls anfänglich eine gerade Coulisse annahmen. Setzen wir zunächst offene Excenterstangen voraus. Nach Figur 38 ist:

$$OB = OF - FM_1 + M_1B_1 + B_1B . \quad (58)$$

Die einzelnen Glieder auf der rechten Seite dieser Gleichung sind zum Theil bekannt, zum Theil noch leicht zu bestimmen. Zunächst ist nach Gleichung (15) S. 79, wenn wir dort u_1 statt u setzen:

$$OF = r \sin(\delta + \omega) + l - \frac{c^2}{2l} + \frac{cu_1}{l} - \frac{u_1^2}{2l} \\ + \frac{(c - u_1)r \cos(\delta + \omega)}{l} - \frac{r^2 \cos^2(\delta + \omega)}{2l} . \quad (59)$$

Ferner ist:

$$FM_1 = (c - u) \sin \alpha , \quad (60)$$

wobei nach Gleichung (16), S. 50:

$$\sin \alpha = \frac{r}{c} \cos \delta \sin \omega - \frac{r}{l} \sin \delta \sin \omega - \frac{u_1 r}{cl} \cos \delta \cos \omega \\ + \frac{u_1}{l} + \frac{r^2}{4cl} [\cos^2(\delta - \omega) - \cos^2(\delta + \omega)] . \quad (61)$$

Die Grösse M_1B_1 findet sich nach Fig. 38:

$$M_1B_1 = \sqrt{B_1K^2 - KM_1^2} ,$$

oder, weil $B_1K = l_1$ und KM_1 annähernd $= u_2$ ist:

$$M_1B_1 = \sqrt{l_1^2 - u_2^2} ,$$

oder genau genug, weil u_2 klein gegen l_1 ist:

$$M_1 B_1 = l_1 - \frac{u_2^2}{2l_1} = l_1 - \frac{(u - u_1)^2}{2l_1}. \quad (62)$$

Endlich ist noch:

$$B B_1 = l_2.$$

Führt man diesen Werth, sowie die nach Gleichung (59) bis (62) erhaltenen Werthe in (58) ein, so erhält man nach gehöriger Reduction:

$$\begin{aligned} OB &= r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u u_1}{c l} \cos \delta \right) \cos \omega \\ &+ \frac{r u}{c} \left(\cos \delta - \frac{c(u - u_1)}{u l} \sin \delta \right) \sin \omega + l + l_1 + l_2 \\ &- \frac{c^2}{2l} - \left[\frac{u_1^2}{2l} - \frac{u u_1}{l} + \frac{(u - u_1)^2}{2l_1} \right] \\ &- \left[\frac{c - u}{c} \cos^2(\delta - \omega) + \frac{c + u}{c} \cos^2(\delta + \omega) \right]. \quad (63) \end{aligned}$$

Setzen wir in dieser Gleichung einmal $\omega = 0$, das zweite Mal $\omega = 180^\circ$ und nehmen aus den dadurch sich ergebenden Werthen das Mittel, d. h. justiren wir den Schieber auf gleiches Voreilen, so folgt die Entfernung des Mittelpunktes X des Schieberlaufes vom Wellencentrum:

$$\begin{aligned} OX &= l + l_1 + l_2 - \frac{c^2}{2l} - \frac{r^2 \cos^2 \delta}{2l} \\ &- \left[\frac{u_1^2}{2l} - \frac{u u_1}{l} + \frac{(u - u_1)^2}{2l_1} \right]. \quad (64) \end{aligned}$$

u und u_1 sind aber veränderliche Grössen, und daher würde die Steuerungsvorrichtung ganz untauglich sein, wenn das letzte Glied in der Klammer nicht der Null gleich zu machen wäre, d. h. wenn der Schwingungsmittelpunkt X nicht für alle Expansionsgrade unverrückbar an seiner Stelle zu halten wäre. Merkwürdiger Weise ist aber diese Bedingung leicht zu erfüllen, wir suchen zu diesem Zwecke zunächst den Zusammenhang zwischen u und u_1 auszumitteln.

Erstlich ist leicht zu übersehen, wenn wir in Fig. 38 TU parallel der Coullisse ziehen, dass folgende Proportion gilt:

$$TU : KM = B_1 T : B_1 K,$$

oder, wenn wir $TU = u_x$ setzen:

$$u_x = \frac{l_0}{l_1} u_2 . \quad (65)$$

Dann lässt sich auch die Beziehung zwischen u_x und u_1 finden. Die Hängestangen S_1J und ST sind gleich lang, und wenn K im todten Punkte steht, liegen die Punkte J und T in der Schubrichtung und der Hebel SS_1 liegt letzterer parallel. Bei einer Drehung des Hebels bewegen sich die Punkte J und T beinahe in Verticalen zu OB und unter diesen Voraussetzungen lässt sich leicht beweisen, dass auch folgende Proportion stattfindet:

$$TU : JM = SL : S_1L ,$$

oder, wenn man die bekannte Bezeichnung benutzt:

$$u_x = \frac{b}{a} u_1 . \quad (66)$$

Die Verbindung dieser Gleichung mit Gleichung (65) giebt

$$u_2 = \frac{l_1}{l_0} \frac{b}{a} u_1 .$$

Hiernach auch:

$$u_1 + u_2 = \left(1 + \frac{l_1}{l_0} \frac{b}{a}\right) u_1 ,$$

oder, weil $u_1 + u_2 = u$ ist:

$$u = \left(1 + \frac{l_1}{l_0} \frac{b}{a}\right) u_1 . \quad (67)$$

Wir wollen den constanten Werth:

$$1 + \frac{l_1}{l_0} \frac{b}{a} = n \quad (68)$$

setzen; dann ist: $u = n u_1$. Der Werth n lässt sich für eine gegebene Steuerung immer berechnen, wenn das Hebelarmverhältniss $b : a$, sowie die Längen l_1 und l_0 bekannt sind.

Nach diesen Vorbereitungen können wir wieder zur Formel (64) zurückkehren. Wir fanden dort, dass unter allen Umständen bei der Allan-Trick'schen Steuerung folgende Bedingung zu erfüllen ist.

$$\frac{u_1^2}{2l} - \frac{u u_1}{l} + \frac{(u - u_1)^2}{2l} = 0 .$$

Setzen wir jetzt hierin $u = nu_1$, so folgt:

$$\frac{1}{2l} - \frac{n}{l} + \frac{(n-1)^2}{2l_1} = 0 ,$$

und daraus bestimmt sich:

$$n = 1 + \frac{l_1}{l} \left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}} \right) .$$

Diese Gleichung giebt mit (68) verbunden:

$$\frac{b}{a} = \frac{l_0}{l} \left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}} \right) . \quad (69)$$

Sie spricht aus, dass die Allan-Trick'sche Steuerung nur dann brauchbar ist, wenn die Hängestangen an einem Hebel hängen, dessen Armverhältniss nach der letzten Formel bestimmt ist; dann allein verschwindet in Gleichung (64) das variable Glied und der Oscillationsmittelpunkt des Schiebers bleibt bei allen Graden unverändert an seinem Platze. Das gefundene Verhältniss hängt nur von der Länge der Excenterstange l , der Schubstange l_1 und der Lage des Punktes T auf letzterer ab.

Bei den weitem Untersuchungen müssen wir immer annehmen, die genannte Bedingung sei erfüllt und zwar, indem das positive Zeichen vor der Wurzel als das richtige angesehen wird.

Dann folgt aber der Werth von OX nach Gleichung (64):

$$OX = l + l_1 + l_2 - \frac{c^2}{2l} - \frac{r^2 \cos^2 \delta}{2l} . \quad (70)$$

Der Schieberweg findet sich endlich:

$$\xi = OB - OX .$$

Benutzt man den Werth OB nach Gleichung (63) und setzt $u_1 = \frac{u}{n}$, so folgt nach gehöriger Reduction:

$$\begin{aligned} (IV^a) \quad \xi &= r \left(\sin \delta + \frac{nc^2 - u^2}{nc l} \cos \delta \right) \cos \omega \\ &+ \frac{ur}{c} \left(\cos \delta - \frac{c(n-1)}{nl} \sin \delta \right) \sin \omega \\ &+ \frac{r^2}{2l} \left(\cos 2\delta \sin \omega + \frac{u}{c} \sin 2\delta \cos \omega \right) \sin \omega . \end{aligned}$$

Für gekreuzte Excenterstangen ändern alle mit c behafteten Glieder das Vorzeichen.

Das dritte Glied der letzten Gleichung ist wieder das Fehlerglied und zwar ist dasselbe genau gleich demjenigen, welches wir nicht nur bei der Steuerung von Stephenson, sondern auch bei der von Gooch gefunden haben. Vernachlässigen wir auch hier dieses Glied, dann folgt für offene und gekreuzte Stangen:

$$\text{IV) } \xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{nc^2 - u^2}{ncl} \cos \delta \right) \cos \omega \\ \pm \frac{ur}{c} \left(\cos \delta \mp \frac{c(n-1)}{nl} \sin \delta \right) \sin \omega .$$

Dabei muss aber sein:

$$\text{(IV}^b\text{) } \frac{b}{a} = \frac{l_0}{l} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}} \right)$$

und

$$n = 1 + \frac{l_1}{l_0} \frac{b}{a} .$$

Bezeichnen wir wieder die Coefficienten von $\cos \omega$ und $\sin \omega$ mit A und B , so erhalten wir, wie bei allen Steuerungen:

$$\xi = A \cos \omega \pm B \sin \omega . \quad (71)$$

b. Ueber die Centralcurve.

Die Curve, in welcher die Mittelpunkte aller den verschiedenen Expansionsgraden zugehörigen Schieberkreise liegen, findet sich, wenn man die beiden Gleichungen für die Coordinaten:

$$a = \frac{A}{2} = \frac{r}{2} \left(\sin \delta \pm \frac{nc^2 - u^2}{ncl} \cos \delta \right) , \\ b = \frac{B}{2} = \frac{ru}{2c} \left[\cos \delta \mp \frac{c(n-1)}{nl} \sin \delta \right]$$

mit einander verbindet, indem man u eliminirt. Man findet dann, dass hier die Curve, wie bei der Stephenson'schen Steuerung, eine Parabel ist, deren Scheitel bei offenen Stangen um

$$\frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right) , \quad (72)$$

bei gekreuzten Stangen um

$$\frac{r}{2} \left(\sin \delta - \frac{c}{l} \cos \delta \right) \quad (73)$$

von O entfernt liegt; die Formeln sind dieselben wie bei Stephenson.

Bei offenen Stangen kehrt die Parabel ihre concave Seite gegen den Anfangspunkt O und zwar ist ihr Parameter:

$$\frac{n l r}{2 c \cos \delta} \left(\cos \delta - \frac{c(n-1)}{n l} \sin \delta \right)^2. \quad (74)$$

Bei gekreuzten Stangen kehrt sie die convexe Seite gegen O und der Parameter ist:

$$\frac{n l r}{2 c \cos \delta} \left(\cos \delta + \frac{c(n-1)}{n l} \sin \delta \right)^2. \quad (75)$$

Die Parabeln sind also nicht gleich für offene und gekreuzte Stangen, wie bei Stephenson. Ueber die Auffindung der vorstehenden Formeln vergl. S. 84.

c. Ueber die Aufhängung der Coulissee und der Schubstange.

Die vorstehende Theorie hat gezeigt, dass die beiden Arme SL und S_1L des doppelarmigen Hebels SS_1 in einem durch die übrigen Dimensionen der Steuerung fest vorgeschriebenen Verhältniss stehen müssen, wenn die Vorrichtung brauchbar sein soll, und zwar fand sich:

$$\frac{b}{a} = \frac{l_0}{l} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}} \right).$$

Dabei liegt die feste Drehaxe L zwischen den beiden Aufhängepunkten; Reuleaux hat zwar gezeigt (Civilingenieur Bd. III), dass die Aufhängepunkte S und S_1 auch auf einer Seite des Drehpunktes liegen können, bemerkt aber auch, dass diese Aufhängung unpraktisch ist. Wir gehen daher hier nicht weiter darauf ein, sondern bleiben bei der Allan-Trick'schen Anordnung, wie wir sie auch in den obigen Rechnungen zu Grunde gelegt haben.

Untersucht man, ganz in gleicher Weise wie dies bei den früher betrachteten Steuerungen geschah, in welchen Curven die

beiden Aufhängepunkte S und S_1 zu bewegen sind, wenn die verticalen Schwankungen der Coulisse und des Gleitbackens möglichst herabgezogen werden sollen, so kommt man auf Bedingungen, welche freilich die Allan-Trick'sche Aufhängungsmethode nicht erfüllt. Es sollen nämlich die beiden Aufhängepunkte in Parabeln oder annähernd in Kreisbögen bewegt werden, deren Halbmesser l und l_0 sind, die aber beide die convexe Seite gegen die Axe L kehren. Praktisch liesse sich diese Bedingung schon erfüllen, man könnte etwa die beiden Punkte S und S_1 in entsprechenden Führungen bewegen. In Betreff der bisherigen Art der Aufhängung lässt sich vom Standpunkte der Theorie daher nichts weiter rathen, als bei praktischen Ausführungen die Hängestangen möglichst lang zu machen und die ganze Länge SS_1 des doppelarmigen Hebels wenig grösser als die Länge TK zu setzen; dann ist also etwa:

$$a + b = l_1 - l_0 . \quad (76)$$

Da überdies nach Gleichung (IV^b) das Verhältniss $\frac{b}{a}$ bekannt ist, so bestimmen sich dann leicht die wirklichen Längen von a und b .

Liegt der todte Punkt J der Coulisse in der Schübriechung, dann liegt der Hebel SS_1 horizontal, und für diesen Fall fanden wir nach Gleichung (32) S. 88, dass der Aufhängepunkt S_1 von O aus gerechnet die Abscisse

$$l - \frac{c^2}{2l}$$

haben müsse. Da in dieser Lage der Drehpunkt L noch um a weiter nach rechts liegt, so bestimmt sich für praktische Zwecke genau genug die Abscisse x der Axe L :

$$x = l + a - \frac{c^2}{2l} , \quad (77)$$

während die Länge beider Hängestangen die Ordinate giebt.

Praxis und Anwendung des Diagrammes.

Bei der Untersuchung einer bestehenden Steuerung oder der Anordnung einer neuen hat der Constructeur von den vorstehenden theoretischen Untersuchungen nur die Hauptresultate zu

kennen, die sich kurz durch folgende drei Gleichungen aussprechen. Der Schieberweg für einen beliebigen Drehungswinkel ω und einen beliebigen Expansionsgrad u war für offene oder gekreuzte Stangen:

$$(IV) \quad \xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{nc^2 - u^2}{nc l} \cos \delta \right) \cos \omega \\ \pm \frac{ur}{c} \left(\cos \delta \mp \frac{c(n-1)}{nl} \sin \delta \right) \sin \omega ,$$

wobei mit Ausnahme von u die einzelnen Buchstaben die oben (S. 133) angegebene Bedeutung haben.

Es muss aber sein:

$$(IV^b) \quad n = 1 + \frac{l_1}{l_0} \frac{b}{a}$$

und darin:

$$\frac{b}{a} = \frac{l_0}{l} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}} \right) .$$

Um nun mittelst des Diagrammes die Dampfvertheilung für jeden Expansionsgrad kennen zu lernen, hat man wieder die einzelnen Schieberkreise zu zeichnen, deren Mittelpunkt die Coordinaten:

$$OB = a = \frac{r}{2} \left(\sin \delta \pm \frac{nc^2 - u^2}{nc l} \cos \delta \right) ,$$

$$BC = b = \frac{ru}{2c} \left[\cos \delta \mp \frac{c(n-1)}{nl} \sin \delta \right]$$

haben.

Ein Beispiel wird die Anwendung dieser Formeln deutlich zeigen.

Aufgabe. Eine ausgeführte Allan-Trick'sche Steuerung hatte folgende Dimensionen (Fig. 13, Taf. III):

Excentricität	$r = 0,070,$
Voreilwinkel	$\delta = 30^\circ,$
Länge der Excenterstangen	$l = 1,250^m,$
halbe Länge der Coulisse	$CJ = CJ_1 = c = 0,150^m,$
Länge der Schubstange	$l_1 = 1,500^m,$
Entfernung des Angriffspunktes T vom Endpunkte	
B_1 der Schubstange	$l_0 = 1,250^m,$
Hebelarm $S_1 L = a$ des Hebels SS_1	$a = 0,075^m,$

Hebelarm	$SL = b = 0,175^m$,
äussere Deckung	$e = 0,024^m$;
innere Deckung	$i = 0,005^m$.

Die Steuerung hat gekreuzte Excenterstangen, vier Grade für den Vorwärtsgang und eben so viele für den Rückwärtsgang. Bei den äussersten Graden steht der Gleitbacken K bei C oder C_1 , es ist daher für diese $u = +c$ oder $-c$.

Es ist die Dampfvertheilung für alle Expansionsgrade zu untersuchen, und überdies sind aus dem Diagramme etwaige Eigenthümlichkeiten dieser Steuerung abzuleiten.

Zunächst muss untersucht werden, ob auch die Gleichung (VI^b) erfüllt wird, denn nur dann ist die Steuerung brauchbar, weil andernfalls der Schieber bei verschiedenen Expansionsgraden nicht um ein und denselben Punkt hin- und herschwingt. Es muss also sein:

$$\frac{b}{a} = \frac{l_0}{l} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}} \right).$$

Setzt man die gegebenen Werthe ein, so ist:

$$\frac{b}{a} = 2,35 .$$

In demselben Verhältniss stehen auch die angegebenen Werthe von a und b ; in dieser Hinsicht lässt sich also an der Steuerung nichts aussetzen.

Man berechnet nun:

$$n = 1 + \frac{l_1}{l_0} \frac{b}{a}$$

und erhält hier:

$$n = 3,82 .$$

Bei Berechnung der Coordinaten der Schieberkreismittelpunkte muss man hier, weil gekreuzte Excenterstangen vorhanden sind, die Formeln:

$$OB = a = \frac{r}{2} \left(\sin \delta - \frac{nc^2 - u^2}{ncl} \cos \delta \right),$$

$$BC = b = \frac{ru}{2c} \left(\cos \delta + \frac{c(n-1)}{nl} \sin \delta \right)$$

anwenden.

Es folgen nun zunächst für den vierten oder letzten Expansionsgrad, also für $u = c$, aus diesen Formeln die Coordinaten unter Benutzung der bekannten Werthe:

$$OB = 0,0148^m \quad \text{und} \quad BC = 0,0319^m .$$

Setzt man dann in die gleichen Formeln der Reihe nach:

$$u = \frac{3}{4}c ; \quad u = \frac{2}{4}c ; \quad u = \frac{1}{4}c ; \quad u = 0 ,$$

so erhält man die Coordinaten der Schieberkreismittelpunkte:

für den 3. Grad . . .	$OB_3 = 0,0144^m$	$B_3C_3 = 0,0239^m$
» » 2. » . . .	$OB_2 = 0,0141$	$B_2C_2 = 0,0159$
» » 1. » . . .	$OB_1 = 0,0139$	$B_1C_1 = 0,0080$
» » todten Punkt .	$OB_0 = 0,0138$	0.

Man trägt nun in Fig. 14, Taf. III, die Coordinaten auf und findet so die Mittelpunkte C_0, C_1, C_2, C_3, C der Schieberkreise; beschreibt man dann noch mit den Deckungen $OV = e = 0,024^m$ und $OW = i = 0,005^m$ die Deckungskreise, so ist das Diagramm vollendet. Um aus dem Diagramm die Dampfvertheilung abzuleiten, müsste nur wiederholt werden, was früher erwähnt wurde; wir verweisen daher wegen des Weitern auf das Diagramm Fig. 8 und 10, Taf. II, für Stephenson's Steuerung und das darüber auf S. 97 u. f. Mitgetheilte.

Auf eine Eigenthümlichkeit der Allan-Trick'schen Steuerung in Betreff des Voreilens mag aber noch aufmerksam gemacht werden. Man sieht, dass für vorliegenden Fall, also für gekreuzte Stangen, das Voreilen abnimmt, je stärker man expandirt; während das Voreilen für den vierten Grad $0,006^m$ beträgt, ist es für den ersten Grad nur noch $0,003^m$; bei offenen Stangen würde das Resultat ein umgekehrtes sein; man bemerkt also, dass sich die Allan-Trick'sche Steuerung ganz genau wie die Stephenson'sche verhält; nur ist, wie sich leicht zeigen lässt, unter sonst gleichen Umständen die Veränderlichkeit des Voreilens bei Allan-Trick jederzeit geringer, als bei Stephenson.

Man kann aber aus diesem Grunde die Allan-Trick'sche Steuerung nicht für besser erklären, denn der geringe Vortheil hinsichtlich des Voreilens ist theuer erkauft, indem hier, wie bei Gooch, für viele Fälle der Umstand ihre Anwendung ganz verbietet, dass die Einschaltung der langen Schubstange eine weit

grössere Entfernung zwischen dem Schieberkasten und der Welle erfordert, als die Steuerung von Stephenson.

Zu erkennen, wie für eine neu zu construierende Steuerung die einzelnen Dimensionen zu wählen sind, kann nach dem Vorstehenden keine Schwierigkeiten haben, im Allgemeinen gilt auch hier, was früher bei der Gooch'schen Steuerung gesagt wurde; es kommt nur hier noch die richtige Bestimmung des Hebelarmverhältnisses $\frac{b}{a}$ ins Spiel, indem dieses so gewählt werden muss, dass der Gleichung:

$$\frac{b}{a} = \frac{l_0}{l} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_0}} \right)$$

Genüge geleistet wird.

Die vorstehenden Untersuchungen haben gezeigt, in welchem merkwürdigem Zusammenhange die drei Steuerungsvorrichtungen von Stephenson, Gooch und Allan-Trick unter einander stehen: trotz der verschiedenen Anordnungen fanden wir für alle drei Steuerungen dasselbe Fehlerglied, der todte Punkt der Coullisse führt unter gleichen Umständen den Schieber bei einer wie bei der andern, und die Diagramme zeigen unter einander eine solche Uebereinstimmung, dass man zu dem Schlusse geführt wird, dass hinsichtlich der Dampfvertheilung keine vor der andern den Vorzug verdient.

Die nahe Verwandtschaft der drei Steuerungen lässt sich auch leicht in Worten darlegen. Bei Stephenson's Steuerung wird die Coullisse gehoben und gesenkt und die Schubstange liegt unveränderlich in der Schubrichtung; bei der Steuerung von Gooch dagegen macht die Coullisse keine Verticalbewegung, dagegen findet ein Heben oder Senken oder Schubstange statt; bei Allan-Trick's Steuerung endlich erfolgt beides gleichzeitig und zwar bei den praktischen Ausführungen in der Art, dass die Coullisse gehoben wird, wenn die Schubstange niedergelassen wird, und umgekehrt.

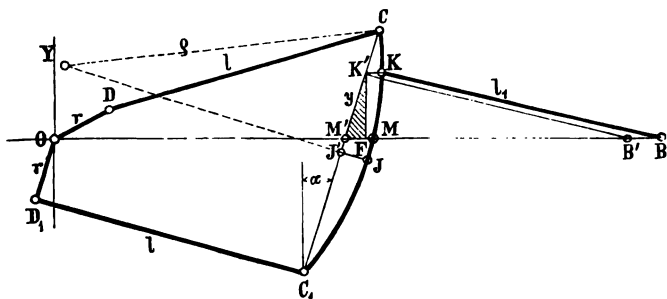
Wir haben oben die drei Steuerungen einzeln nach der Zeit ihrer Erfindung vorgeführt und für jede einzelne die Entwicklung der Grundformeln für den Schieberweg vorgenommen; es ist

aber ganz leicht, die analytischen Entwicklungen in der Art vorzuführen, dass sie die drei Fälle gleichzeitig umfassen; deren nahe Verwandtschaft findet dann in den Grundformeln Ausdruck, aus denen sich überdies auch noch erkennen lässt, ob die drei Fälle die einzig möglichen sind, oder ob nicht Aenderungen in der Gesamtanordnung der Steuerungstheile vorgenommen werden können, die als eine Verbesserung anzusehen sind.

Der angegebene Weg in der analytischen Behandlung eignet sich besonders für akademische Vorlesungen und der Verfasser hat schon vor Jahren diesen Weg in seinen Vorträgen eingeschlagen, der im Folgenden, um die Frage nach allen Richtungen zu erledigen, noch angegeben werden mag.

Man legt den Untersuchungen eine Stephenson'sche Steuerung mit offenen Stangen zu Grunde, denkt sich aber, dass wie bei Gooch und Allan-Trick zwischen Schieberstange und Coullisse die Schubstange BK (Holzstich Fig. 39) eingeschaltet ist, die wie die Coullisse gehoben und gesenkt wird.

Fig. 39.



Es kommt nun darauf an, wie bei den oben angeführten Einzelfällen, die Entfernung OB für einen beliebigen Drehwinkel ω der Kurbel abzuleiten; es sei wie früher δ der Voreilwinkel und r die Excentricität, l die Länge der Excenterstangen CD und C_1D_1 und $2c$ sei die Länge der Coullisse CC_1 , die mit der Länge der Sehne CC_1 als übereinstimmend angesehen werden kann, wenn vorausgesetzt wird, die Coullisse sei zwar nach einem beliebigen, aber möglichst grossen Radius ρ gekrümmt.

Angenommen im Weitern, die Coullisse sei um $JM = J'M' = x$ gesenkt und der Endpunkt K der Schubstange um $MK = M'K' = y$

über die Schubrichtung OB gehoben, so ergibt sich der Figur gemäss:

$$OB = OM' + M'F + FB' + B'B . \quad (78)$$

Die Länge OM' bestimmt man auf dem Wege, wie er auf S. 80 bei Behandlung der Stephenson'schen Steuerung angegeben worden ist; wir benutzen hier, um die Entwicklungen nicht wiederholen zu müssen, zur Feststellung des Werthes OM' sogleich Gleichung (18), in welcher wir aber, weil das Fehlerglied von vorn herein ausser Acht gelassen werden soll, das letzte Glied vernachlässigen; setzen wir ferner dort, weil hier die Coulissensenkung mit x statt mit u bezeichnet werden soll, x statt u ein, ferner $\varrho = \infty$, weil M' in der Coulissensehne liegt, also hier zunächst die Coulisse als gerade angesehen wird, dann folgt:

$$OM' = r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - x^2}{cl} \cos \delta \right) \cos \omega \\ + \frac{xr}{c} \cos \delta \sin \omega + l - \frac{c^2 - x^2}{2l} . \quad (79)$$

Ferner ergibt sich der Figur gemäss die Strecke $M'F = y \sin \alpha$, wobei α , wie früher, die Neigung der Coulissensehne gegen die Verticale zur Schubrichtung darstellt; benutzt man hier Gleichung (16) S. 80, indem man dort wieder das letzte Glied vernachlässigt und x statt u substituirt, so folgt:

$$M'F = \frac{yr}{c} \cos \delta \sin \omega - \frac{yr}{l} \sin \delta \sin \omega \\ - \frac{xyr}{cl} \cos \delta \cos \omega + \frac{xy}{l} . \quad (80)$$

Weiterhin findet sich der Werth FB' nach Figur 39, wenn die Länge der Schubstange $B'K'$ mit l_1 bezeichnet wird:

$$FB' = \sqrt{l_1^2 - y^2 \cos^2 \alpha} .$$

Hier lässt sich aber, da der Winkel α jederzeit sehr klein ist, $\cos \alpha = 1$ setzen, und da überdies die Länge l_1 als sehr gross gegen die Hebung y der Schubstange vorausgesetzt wird, so entwickelt man den Wurzelausdruck nach der binomischen Reihe und benutzt von dieser nur die beiden ersten Glieder. Dann folgt:

$$FB' = l_1 - \frac{y^2}{2l_1} . \quad (81)$$

Endlich ist zu beachten, dass nicht eine gerade Coulisse vorliegt, sondern eine solche, die nach einem Kreisbogen vom Radius ϱ gekrümmt ist und dass daher der eine Endpunkt der Schubstange von K' nach K , der andere von B' nach B zu verlegen ist, und zwar ist $B'B = K'K$. Die Strecke $K'K$ findet sich aber näherungsweise auf folgende Art. Der halben Cou-lissensehne c entspricht die Bogenhöhe $JJ' = \frac{c^2}{2\varrho}$ der Coulisse, der halben Sehne $J'K' = x + y$ entspricht dagegen:

$$\frac{(x + y)^2}{2\varrho}$$

als Bogenhöhe; die Differenz beider Bogenhöhen repräsentirt, wie leicht zu erkennen ist, die Strecke $K'K$ und daher hat man endlich:

$$B'B = K'K = \frac{c^2}{2\varrho} - \frac{(x + y)^2}{2\varrho}. \quad (82)$$

Benutzt man nun die Gleichungen (79) bis (82) zur Umwandlung von Gleichung (78), so folgt nach kurzer Reduction:

$$OB = r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - x^2 - xy}{cl} \cos \delta \right) \cos \omega + r \left(\frac{x + y}{c} \cos \delta - \frac{y}{l} \sin \delta \right) \sin \omega \\ + \left(l + l_1 - \frac{c^2}{2l} + \frac{c^2}{2\varrho} + \frac{x^2 + 2xy}{2l} - \frac{y^2}{2l_1} - \frac{(x + y)^2}{2\varrho} \right). \quad (83)$$

Aus dieser Gleichung erkennt man, dass die in Holzst. Fig. 39 skizzirte Anordnung einer Coulissensteuerung (wie sie in der angegebenen Art in der Praxis nicht vorkommt) unter gewissen Bedingungen wohl angewendet werden kann. Die beiden ersten Klammern geben nämlich das bekannte Gesetz der Schieberbewegung von der Form:

$$\xi = A \cos \omega + B \sin \omega,$$

wobei aber:

$$\left. \begin{aligned} A &= r \left(\sin \delta + \frac{c^2 - x^2 - xy}{cl} \cos \delta \right) \\ B &= r \left(\frac{x + y}{c} \cos \delta - \frac{y}{l} \sin \delta \right) \end{aligned} \right\}, \quad (84)$$

und zwar schwingt der Punkt B , von dem aus der Schieber bewegt werden könnte, um einen Punkt als Oscillationscentrum,

dessen Entfernung von der Drehaxe O durch den dritten Klammerausdruck in Gleichung (83) bestimmt ist.

Bezeichnet man, wie das bei den oben vorgeführten Entwicklungen geschehen ist, diesen Schwingungsmittelpunkt mit X , so wäre seine Entfernung von der Triebaxe:

$$OX = l + l_1 - \frac{c^2}{2l} + \frac{c^2}{2\rho} + \frac{x^2 + 2xy}{2l} - \frac{y^2}{2l_1} - \frac{(x+y)^2}{2\rho}. \quad (85)$$

Nun ist aber offenbar die Steuerung nur dann als Couliissensteuerung brauchbar, wenn der Oscillationsmittelpunkt X für jede Stellung der Couliisse und Schubstange, d. h. für jeden möglichen Werth von x und y , am gleichen Orte liegt oder, mit andern Worten, wenn die Strecke OX constant für alle Werthe von x und y ist. Die Bedingung, die einzige, die zu erfüllen ist, damit die in Holzstich Fig. 39 skizzirte Steuerung praktisch brauchbar werde, ist demnach die, dass die drei letzten Glieder in Gleichung (85), die x und y enthalten, verschwinden; man wird demnach die Bedingungsgleichung:

$$\frac{x^2 + 2xy}{2l} - \frac{y^2}{2l_1} - \frac{(x+y)^2}{2\rho} = 0$$

erfüllen^{*)}: addirt und subtrahirt man hier auf der linken Seite $y^2 : 2l$, so findet sich auch nach einfacher Umformung:

$$x + y^2 \left(1 - \frac{l}{\rho}\right) - y^2 \left(1 + \frac{l}{l_1}\right) = 0, \quad (86)$$

und diese Bedingung ist unter allen Umständen leicht zu erfüllen.

Es mögen zuerst einige specielle Fälle der Betrachtung unterworfen werden.

1. Fall. Die Schubstange BK (Fig. 39) werde weder gehoben noch gesenkt, vielmehr der Endpunkt K fortwährend in der Schubrichtung gehalten, dann ist $y = 0$ und die Bedingungsgleichung (86) geht in folgende über:

$$x^2 \left(1 - \frac{l}{\rho}\right) = 0.$$

^{*)} Allgemeiner noch wäre es, den Ausdruck nicht der Null, sondern einer Constanten gleich zu setzen; man erhält dann aber Resultate, die bezüglich der Bewegung der Couliisse und Schubstange auf sehr complicirte Anordnungen führen würden, weil die Strecke x nicht mehr dem Werthe y proportional erscheint.

Diese Gleichung ist nur erfüllt, wenn $\rho = l$ gemacht wird, d. h. die Coulissee ist nach einem Kreisbogen zu krümmen, dessen Radius gleich der Länge der Excenterstange ist; man hat also hier die Steuerung von Stephenson gewonnen. Setzt man in den Gleichungen (84) $y = 0$ und ersetzt x durch u , so ergeben sich die Formeln (22) und (23) (Seite 82), die oben für den Schieberweg bei der Stephenson'schen Steuerung abgeleitet wurden.

2. Fall. Es werde die Schubstange gehoben und gesenkt, dagegen der todte Punkt der Coulissee fortwährend in der Schubrichtung erhalten. Hier ist in obigen allgemeinen Gleichungen $x = 0$ und die Bedingungsgleichung (86) giebt für die Ausführbarkeit dieses Systemes:

$$\left(1 - \frac{l}{\rho}\right) - \left(1 + \frac{l}{l_1}\right) = 0$$

oder:

$$\rho = -l_1.$$

Die Coulissee muss demnach nach einem Radius gekrümmt werden, dessen Länge gleich der Länge der Schubstange ist und überdies muss die Coulissee umgekehrt werden, sie muss (darauf deutet das negative Zeichen) ihre convexe Seite gegen die Triebaxe kehren. Das ist die bekannte Steuerung von Gooch. Die Substitution $x = 0$ und $y = u$ in Gleichung (84) führt auf die Formeln (45) und (46) S. 121, die dort für den Schieberweg der Gooch'schen Steuerung abgeleitet wurden.

3. Fall. Man setze eine gleichzeitige Verticalbewegung von Coulissee und Schubstange voraus, wie bei der Entwicklung der Grundgleichung von vorn herein angenommen wurde, nehme aber eine geradlinige Coulissee an; dann ist $\rho = \infty$ und Gleichung (86) giebt als Bedingungsgleichung:

$$\frac{x + y}{y} = \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}$$

oder:

$$\frac{x}{y} = -1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}},$$

d. h. die Senkung der Coulissee muss zur Hebung y der Schubstange in einem bestimmten unveränderlichen, und zwar in dem angegebenen Verhältniss stehen. Das ist die Steuerung von Allan-Trick.

Setzt man $x + y = u$, sowie $u = nx$, wobei n eine constante Grösse bedeutet, so erhält man aus vorstehenden Gleichungen und aus den Gleichungen (84) die Formel IV* (S. 137), die dort direct für die Allan-Trick'sche Steuerung gefunden wurde.

Allgemeiner Fall. Aus der nähern Betrachtung der Bedingungsgleichung (86) erkennt man aber, dass die Anordnungen nach Stephenson, Gooch und Allan-Trick keineswegs die einzig möglichen sind; es giebt vielmehr unendlich viele Fälle, je nach der Wahl des Krümmungshalbmessers ρ der Coulissee.

Wollte man wirklich die Steuerungsanordnung ausführen, wie sie Holzst. Fig. 39 andeutet, dann müsste nur die Gleichung (86) erfüllt werden, die sich allgemein auch in folgender Art schreiben lässt:

$$\frac{x + y}{y} = \sqrt{\frac{1 + \frac{l}{l_1}}{1 - \frac{l}{\rho}}}$$

Aus dieser Gleichung folgt zuerst, dass unter allen Umständen der Werth y dem Werthe x proportional sein muss; die beiden Grössen stehen in einem bestimmten Verhältniss zu einander, das leicht der letzten Formel entnommen werden kann. Weiter ist ersichtlich, dass der Krümmungsradius ρ der Coulissee gleich oder grösser als die Excenterstangenlänge genommen werden muss, wenn, wie die Entwicklung voraussetzt, die Coulissee ihre concave Seite gegen die Triebaxe kehrt, denn für $\rho < l$ wird die Wurzelgrösse imaginär. Kehrt man dagegen die Coulissee um, d. h. ihre convexe Seite gegen die Axe, so muss sein:

$$\frac{x + y}{y} = \sqrt{\frac{1 + \frac{l}{l_1}}{1 + \frac{l}{\rho}}}$$

Denkt man sich, wie das in der Praxis immer der Fall sein würde, die Coulissee werde gesenkt, wenn die Schubstange gehoben wird oder umgekehrt, so ist der vorstehende Wurzel Ausdruck grösser als Eins; es muss also dann ρ grösser als die Länge l_1 der Schubstange gewählt werden, wenn man nicht den Grenzfall $\rho = l_1$, die Gooch'sche Steuerung, annehmen will.

Bezüglich des allgemeinen Falles mag das Gesagte genügen; denn dass die vorstehenden Formeln auch für gekreuzte Stangen gelten (man hat dem Werthe c in den Formeln nur das entgegengesetzte Vorzeichen zu geben) und dass der Werth x negativ zu setzen ist, wenn Coulissee und Schubstange gleichzeitig gehoben oder gesenkt werden, ist selbstverständlich. Der Zweck der vorstehenden Untersuchungen war nur der, zu zeigen, dass die Grundformeln für die Steuerungen von Stephenson, Gooch und Allan-Trick Specialfälle allgemeiner Formeln bilden und auf die interessante Thatsache hindeuten, dass die Praxis unter den unendlich vielen Fällen, welche je nach der Wahl der Krümmung der Coulissee möglich sind, durch Probiren gerade die drei Fälle herausgefunden hat, die auch theoretisch sich als die einfachsten und empfehlenswerthesten ergeben.

Wenn oben aber ausgesprochen wurde, dass unter den drei Steuerungen von Stephenson, Gooch und Allan-Trick, bezüglich der Dampfvertheilung, keine vor der andern den Vorzug verdienen dürfte, so wäre nur ein Zweifel hinsichtlich des linearen Voreilens noch möglich. Die Frage wird oft aufgeworfen, ob ein constantes Voreilen für alle Grade für eine regelrechte Dampfbenuztung wirklich von solcher Bedeutung ist, wie Viele glauben, und ob man, wenn das Constanthalten nicht möglich ist, bei stärkerer Expandirung ein grösseres oder geringeres Voreilen gestatten darf, d. h. ob man bei Stephenson's und Allan-Trick's Steuerung offene oder gekreuzte Excenterstangen anwenden soll. Eine richtige Beantwortung dieser Frage kann wohl nur durch genaue Versuche festgestellt werden; bis dahin muss man eine gewisse Grösse des Voreilens für vortheilhaft halten, aber auch auf Grund der von Reuleaux angestellten Rechnungen (Civilingenieur Bd. III) schliessen, dass geringe Veränderungen bei den Umsteuerungen mit variabler Expansion keinen schädlichen Einfluss auf die Dampfwirkung im Cylinder haben; dass also auch in dieser Beziehung die Steuerungen von Stephenson und Allan-Trick nicht hinter der von Gooch zurückstehen, wenn man bei der Wahl der Dimensionen im Auge behält, dass nicht etwa das Voreilen zu bedeutend wird, oder ganz verschwindet, wie letzteres bei gekreuzten Stangen bei unrichtiger Bestimmung der äussern Deckung vorkommen kann.

Zum Schlusse müssen wir endlich auch einige Worte über

eine Eigenthümlichkeit einiger ausgeführten Locomotivensteuerungen beifügen: man findet nämlich dann und wann die Schieberdeckungen auf beiden Seiten verschieden. Eine solche Anordnung kann manchem Constructeur nothwendig erscheinen, wenn in Folge einer zu kurzen Kurbelstange die Hauptkolbenpositionen beim Aus- und Rückgang zu bedeutend differiren und der Beginn der Expansion und des Dampfaustrittes beim Aus- und Rückgang in denselben Kolbenstellungen erfolgen soll.

Ist aber die Kurbelstange lang genug, dann hat die genannte Anordnung keinen Grund, es müsste denn irgend ein Fehler in der Construction der Steuerungsvorrichtung eine solche Abweichung nöthig erscheinen lassen. Dieser Fehler kann dann aber nur, wie sich theoretisch nachweisen lässt, in einer falschen Aufhängung der Coulissee oder der Schubstange zu suchen sein, wenn man es mit der Steuerung von Stephenson oder Gooch zu thun hat. oder bei der Allan-Trick'schen Steuerung darin, dass das Verhältniss der Arme des doppelarmigen Hebels, an welchem die Hängestangen hängen, nicht richtig gewählt worden ist, dass es also der oben angegebenen Formel nicht entspricht. Ist die Aufhängung richtig und sind die Excenterstangen nicht zu kurz, dann giebt unsere Theorie selbst mit Berücksichtigung des Fehlergliedes keine Resultate, die auf die Nothwendigkeit einer solchen Anordnung hindeuten. Ist der Schieber für einen Grad auf gleiches Voreilen justirt, dann ist dasselbe bei jedem andern Grade auf beiden Seiten gleich, selbst wenn die Excenterstangen kurz sind, wie die Theorie und uns bekannte Versuche zeigen. Ob freilich bei kurzen Excenterstangen die Dampfvertheilung bei allen Expansionsgraden zweckmässig ausfällt, ist eine andere Frage, die aber entschieden verneint werden muss; bei solchen Steuerungen lässt sich aber durch alle nur denkbaren Veränderungen am Schieber an der Dampfvertheilung nichts verbessern.

Wir fügen nun im Folgenden weiter die Betrachtung zweier Coulissee Steuerungen bei, die hinsichtlich der Anordnung der einzelnen Theile von den bisher betrachteten Vorrichtungen vollständig abweichen.

CAPITEL IV.

Coulissensteuerung von Heusinger von Waldegg.

Beschreibung der Steuerung

Diese Steuerung ist in Fig. 15, Taf. III, in der Seitenansicht dargestellt. O ist der Mittelpunkt der Triebwelle, auf welcher neben der Kurbel OR ein Excenter E aufgesteckt ist, dessen Excentricität OD mit der Kurbelrichtung einen rechten Winkel bildet.

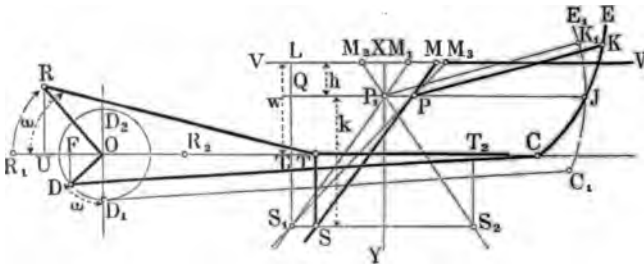
Mitteltst der Excenterstange DC wird die Coulisse CC , die sich um den festen Punkt J drehen kann, in schwingende Bewegung gesetzt. Die Coulisse besitzt einen bogenförmigen Schlitz, in welchem sich der Gleitbacken K am Ende der Schubstange PK mittelst der Zugstange HK zum Zweck der veränderlichen Expansion auf- und abschieben lässt.

Die Schubstange PK steht mit ihrem Ende P mit zwei Hebeln MS in Verbindung, die oben die Schieberstange VV gelenkartig umfassen, unten aber sich in drehbaren Büchsen S hin- und herschieben lassen, die an einer Verlängerung des Kolbenstangenkopfes W angebracht sind. Der Hebel MS erhält also eine ganz eigenthümliche Bewegung: das Ende S geht mit der Kolbenstange hin und her, der Punkt P erhält eine andere, ebenfalls schwingende Bewegung von der Coulisse aus und daraus resultirt für den zweiten Endpunkt M eine solche Bewegung, dass dieselbe zur Führung des Dampfschiebers geeignet ist, wie die Erfahrung und die folgende Betrachtung zeigt.

In Holzst. Fig. 40 (S. 154) sind die einzelnen Theile nur durch Linien, aber mit denselben Buchstaben bezeichnet. Befindet sich der Krummzapfen OR in dem einen todten Punkte, also in OR_1 , so ist der Kolben am Anfang des Hubes, der Arm am Kolbenstangenkopfe in T_1S_1 . In diesem Momente ist der Halbmesser der Excentricität in OD_1 und die Coulisse nimmt die mittlere Stellung C_1JE_1 ein, die Schubstange liegt in K_1P_1 und der die Schieberstange leitende Hebel in $S_1P_1M_1$. Dreht man jetzt den Krummzapfen um 180° , also in die Lage OR_2 , so ist der Kolbenstangenkopf an das andere Ende T_2S_2 gekommen, die Coulisse

steht wieder in der mittlern Lage, weil die Excentricität nach OD_2 gekommen ist. Die Schubstange liegt also wieder in K_1P_1 und der den Schieber leitende Hebel ist jetzt in die Lage S_2M_2 gekommen, d. h. der Schieber ist während der angenommenen Bewegung um den Weg M_1M_2 von rechts nach links gegangen. Halbirt man M_1M_2 in X , so deutet dies die mittlere Schieberstellung an, weil die Schieberbewegung eine symmetrische sein

Fig. 40.



muss, wenn wir in Gedanken das Schiebermittel direct mit dem Ende M des Lenkhebels in Verbindung stehend denken. Uebrigens liegt die Gerade XP_1Y in dem Mittel des Kolbenhubes S_1S_2 . Die Entfernungen M_1X und M_2X geben also die Ausweichungen des Schiebers aus seiner mittlern Stellung, wenn der Krummzapfen in einem der beiden todtten Punkte steht. Da die beiden Entfernungen M_1X und M_2X das Vorzeichen vermehrt um die äussere Deckung bedeuten und ersteres constant für alle Expansionsgrade sein soll, so muss die Lage des Hebels M_1S_1 oder M_2S_2 unverändert bleiben, wenn man das Ende K_1 der Schubstange K_1P_1 in der Coulissee auf- und abschiebt, während der Krummzapfen in einem der todtten Punkte steht; es darf also während dieser Hebung und Senkung der Schubstange der Endpunkt P_1 seine Lage nicht ändern. Man erkennt sofort, dass dies der Fall ist, wenn der bogenförmige Ausschnitt der Coulissee nach einem Kreisbogen gekrümmt ist, dessen Radius die Länge K_1P_1 der Schubstange hat. Ferner ist es am zweckmässigsten, den Drehpunkt J der Coulissee in eine Parallele JP_1 zur Schieberstangenrichtung VV zu legen.

Verfolgt man die Bewegung des Schiebers während einer Drehung des Krummzapfens durch Rechnung, so ergibt sich,

dass die Aufstellung der betreffenden Formeln für den Schieberweg ausserordentliche Schwierigkeiten macht; nimmt man aber zu Näherungsrechnungen seine Zuflucht, so gestalten sich die Verhältnisse sehr einfach.

Wir setzen die Excentricität $OD = r$ (Holzst. Fig. 40, S. 154), der Radius des Krummzapfens sei $OR = R$, die halbe Länge JC der Coulisse = c , und die Entfernung JK des Gleitbackens K vom Coulissenmittelpunkte für einen beliebigen Expansionsgrad = u . Ferner liege bei der mittlern Coulissenstellung der Führungspunkt P_1 um $P_1X = h$ von der Schieberstange VV ab, und die Entfernung $P_1Y = QS_1$ des Mittels der Leitbüchse S von der Parallelen JQ zur Schieberstange betrage k . Endlich setzen wir eine möglichst lange Excenter- und Schubstange voraus.

Theorie der Coulissensteuerung von Heusinger von Waldegg.

a. Bestimmung des Schieberweges.

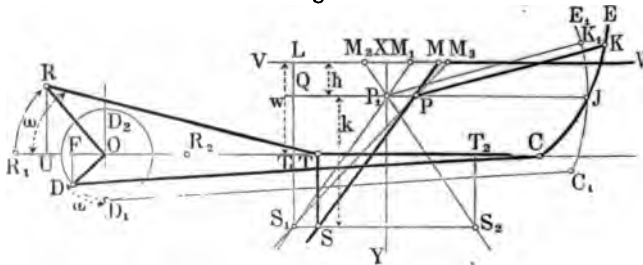
Gehen wir von der Lage OR_1 des Krummzapfens aus, so befindet sich in diesem Augenblicke die Coulisse in der Lage C_1E_1 , der Lenkhebel in der Lage S_1M_1 und das Schiebermittel um M_1X aus seiner mittlern Stellung entfernt. Statt nun anzunehmen, Krummzapfen und Excentricität drehen sich gemeinschaftlich um einen Winkel ω , soll der Uebersicht wegen mit beiden die Drehung einzeln vorgenommen werden. Denkt man sich also einstweilen den Krummzapfen fest in OR_1 liegend, und dreht man die Excentricität r in der Richtung des Pfeiles um den Winkel $D_1OD = \omega$, so ist der Endpunkt D der Excenterstange und daher auch der Verbindungspunkt C derselben mit der Coulisse annähernd um den Weg OF nach links gerückt, und zwar ist dieser Weg $= r \sin \omega$. Während der Endpunkt C um $CC_1 = r \sin \omega$ nach links geht, kommt die Coulisse in die Lage CJE und der Leitbacken K_1 rückt daher nach K in der Art, dass

$$\frac{KK_1}{JK} = \frac{CC_1}{JC},$$

oder unserer Bezeichnung gemäss $KK_1 = \frac{u}{c} r \sin \omega$ ist. Durch die Bewegung des Punktes K_1 ist auch das andere Ende P_1 der Schubstange K_1P_1 nach P gekommen, so dass annähernd

$PP_1 = KK_1 = \frac{u}{c} r \sin \omega$ ist. Da nun vorläufig der Krummzapfen in OR_1 festliegend gedacht wurde, so hat auch der Arm $S_1 T_1$ oder die Büchse S_1 die Lage nicht verändert; und daher würde der Lenkhebel durch die Bewegung von P_1 aus der Lage $S_1 P_1 M_1$ in die Lage $S_1 P M_3$ gekommen und das Schiebermittel von M_1 nach M_3 gegangen sein, wenn sich nicht gleichzeitig der Krummzapfen um den Winkel $RO R_1$ ebenfalls gedreht hätte. Zunächst mag aber der Weg $M_1 M_3$ des Schiebers bestimmt werden. Während der Bewegung von P_1 nach rechts tritt der Punkt P_1 zwar aus der Geraden $P_1 J$ heraus, weil $M_1 P_1 = M_3 P$ ist, da aber diese Grösse stets sehr klein ist, so lässt sich annähernd annehmen, der Punkt P_1 bewege sich stets genau wie M_1 geradlinig hin und her, und zwar so, dass $P_1 P \parallel M_1 M_3$; daher folgt denn der Figur 40 gemäss:

Fig. 40.



$$\triangle M_1 S_1 M_3 \sim \triangle P_1 S_1 P,$$

wonach

$$\frac{M_1 M_3}{PP_1} = \frac{M_1 S_1}{P_1 S_1} = \frac{XY}{P_1 Y},$$

oder nach der angenommenen Bezeichnung und weil

$$PP_1 = \frac{u}{c} r \sin \omega$$

war:

$$M_1 M_3 = \frac{h+k}{k} \cdot \frac{u}{c} r \sin \omega. \quad (S7)$$

M_3 ist jedoch nicht der wahre Ort des Schiebermittels. Dreht man nämlich jetzt den Krummzapfen um den Winkel $R_1 O R = \omega$ nach, so rückt der Arm $S_1 T_1$ nach ST , der Lenk-

hebel verschiebt sich in der Büchse S , während er sich um den jetzt ruhenden Punkt P dreht, und führt das Schiebermittel von M_3 nach M , d. h. dorthin, wohin es auch gekommen wäre, wenn wir beide Drehungen, die des Krummzapfens und der Excentricität, gleichzeitig vorgenommen hätten. Der Weg MM_3 berechnet sich nun aber leicht. Es ist:

$$\triangle MM_3P \sim \triangle SPS_1 ,$$

daher

$$MM_3 : SS_1 = M_3P : PS_1 ,$$

oder wegen

$$M_3P : PS_1 = XP_1 : P_1Y = h : k ,$$

$$MM_3 = \frac{h}{k} SS_1 .$$

Nun ist aber SS_1 nichts Anderes, als der Kolbenweg für den Drehwinkel ω , also

$$SS_1 = TT_1 = UR_1 = R(1 - \cos \omega)$$

annähernd, denn man kann hier den Einfluss der Länge der Kurbelbelstange um so eher vernachlässigen, als das Glied SS_1 zur Bestimmung von MM_3 mit dem kleinen Bruche $\frac{h}{k}$ multiplicirt werden muss. Setzen wir den Werth von SS_1 oben ein, so wird:

$$MM_3 = \frac{h}{k} R(1 - \cos \omega) . \quad (88)$$

Bei der jetzigen Stellung OR des Krummzapfens ist also, wie die Figur zeigt, der Schieber um MX aus der mittlern Stellung gerückt, und es ist:

$$MX = M_1X + M_1M_3 - MM_3 . \quad (89)$$

Nun hat man aber noch:

$$\frac{M_1X}{XP_1} = \frac{YS_1}{YP_1} ,$$

oder weil

$$YS_1 = R \quad \text{und} \quad YP_1 = k ,$$

ist:

$$M_1X = \frac{h}{k} R .$$

Setzt man diesen Werth, sowie die Resultate der Gleichungen (87) und (88) in Gleichung (89), so folgt nach geringer Reduction der Schieberweg oder die Ausweichung des Schiebers aus der Mitte seines Hubes bei dem Drehwinkel ω , also $MX = \xi$:

$$V) \quad \xi = \frac{h}{k} R \cos \omega + \frac{u}{c} \cdot \frac{h+k}{k} r \sin \omega .$$

Setzt man der Einfachheit wegen

$$\frac{h}{k} R = A , \quad (90)$$

und für einen bestimmten Expansionsgrad, also für ein gegebenes u :

$$\frac{u}{c} \cdot \frac{h+k}{k} r = B , \quad (91)$$

so folgt die Gleichung für den Schieberweg:

$$\xi = A \cos \omega + B \sin \omega . \quad (92)$$

b. Ueber die Centralcurve.

Nach den bekannten Sätzen ist die Abscisse irgend eines Punktes der Centralcurve, oder mit andern Worten des Mittelpunktes irgend eines Schieberkreises:

$$OB = a = \frac{1}{2} A = \frac{1}{2} \frac{h}{k} R ,$$

und die Ordinate:

$$BC = b = \frac{1}{2} B = \frac{u}{2c} \frac{h+k}{k} r ,$$

weil ja auch bei der vorliegenden Steuerung die Gleichung für den Schieberweg die allgemeine Form

$$\xi = A \cos \omega + B \sin \omega$$

hat, und daher hier ebenfalls die Schieberwege durch Sehnen von Kreisen ausgedrückt werden, die wir Schieberkreise nannten.

Da in der Formel für die Abscisse der Werth von u nicht enthalten ist, so haben alle Punkte der Centralcurve dieselbe Abscisse, und es folgt daraus, dass bei der vorliegenden Steuerung, wie bei der von Gooch, die gesuchte Curve eine Gerade BC_4 ist (Holzst. Fig. 35, S. 122), die senkrecht auf der Schubrichtung OX steht.

Praxis und Anwendung des Diagrammes.

In der Praxis braucht man von den vorstehenden Entwicklungen nur die Gleichung für den Schieberweg zu kennen, um sogleich eine vorhandene Steuerung vorliegender Art untersuchen oder eine neue construiren zu können.

Die Gleichung lautet:

$$\xi = \frac{h}{k} R \cos \omega + \frac{u}{c} \cdot \frac{h+k}{k} r \sin \omega .$$

Die einzelnen Grössen haben die früher gegebene Bedeutung; nur in Betreff des Werthes von u sei noch eine Bemerkung hinzugefügt. Die Coulisse kann nämlich hier so beschaffen sein, dass beim äussersten Grade, also wenn die Schubstange ganz gehoben oder gesenkt ist, der Gleitbacken K entweder nicht ganz so weit vom todten Punkte J entfernt ist, als der Angriffspunkt C der Excenterstange, oder es kann dieser Ausschub auch grösser als CJ sein. Bei den von Heusinger construirten Steuerungen findet der erstere Fall statt. Wir bezeichnen, wie früher, die Entfernung des Gleitbackens vom todten Punkte beim äussersten Grade mit c_1 , und werden nun das Weitere in Betreff dieser Steuerung sogleich an einem bestimmten Beispiele vorführen.

Wir haben hierzu die Steuerung gewählt, wie sie Heusinger v. Waldegg an einer von ihm gebauten Tendermaschine von kleinen Dimensionen in Anwendung gebracht hat. Die Hauptdimensionen sind folgende:

- Krummzapfenhalbmesser $R = 0,140^m$
- Excentricität $r = 0,032$
- Halbe Coulissenlänge $JC = c = 0,108$
- Entfernung des äussersten Expansionsgrades vom
todten Punkte der Coulisse, also $JK = c_1 = 0,081$
- Verticalentfernung des Punktes P von der Axe
der Schieberstange $h = 0,028$
- Verticalentfernung des Punktes P von der Mitte
der Leitbüchse S $k = 0,304$
- die äussere Deckung $e = 0,011$
- die innere Deckung $i = 0,002$

Nehmen wir ferner vier Expansionsgrade für den Vorwärtsgang und vier für den Rückwärtsgang an, also $u = 4$, so lassen

sich aus diesen Angaben alle Fragen hinsichtlich der Dampfvertheilung leicht beantworten.

Zunächst berechnen wir die Coordinaten für den Schieberkreismittelpunkt des letzten oder vierten Grades, indem wir in die folgenden Formeln $u = c_1$ einsetzen:

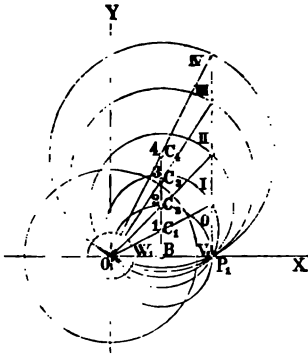
$$BO = \frac{1}{2} \frac{h}{k} R \quad \text{und} \quad BC = \frac{1}{2} \frac{u}{c} \cdot \frac{h+k}{k} r.$$

Substituiert man hier die gegebenen Werthe, so ergibt sich:

$$OB = 0,00645^m \quad \text{und} \quad BC_1 = 0,0131^m,$$

und diese Grössen, in Holzst. Fig. 41 in bekannter Weise aufgetragen, ergeben das Centrum C_4 des Schieberkreises für den letzten Grad.

Fig. 41.



Das ist die ganze Rechnung, denn die Mittelpunkte für die Schieberkreise der übrigen Grade finden sich einfach, indem man die Ordinate BC_4 in so viel Theile theilt, als Grade vorhanden sind, also hier in vier. Zeichnet man von C_4, C_3, C_2, C_1 und B aus mit den Halbmessern C_3O, C_4O u. s. w. die Kreise und auch noch von O aus mit den Deckungen e und i als Halb-

messer die Deckungskreise, so ist das Diagramm fertig, und man verfährt behufs der Untersuchung der Dampfvertheilung in ganz gleicher Weise, wie dies bei den bisher betrachteten Steuerungen erörtert wurde.

Das Diagramm ist dem der Gooch'schen Steuerung vollkommen gleich. Da alle Schieberkreise die Abscissenaxe im gleichen Punkte P_1 schneiden, so ist das Voreilen P_1V_1 für alle Grade constant, und das war es eben, was Heusinger bezweckte. Bei der untersuchten Steuerung beträgt das äussere Voreilen $0,002^m$, das innere $0,011^m$.

Wie man nun aus den gegebenen Dimensionen der ganzen Steuerung auf die Art und Weise der Dampfvertheilung schliessen kann, geht zur Genüge aus Früherem hervor.

Von besonderer Wichtigkeit ist es aber, für gewisse Be-

dingungen gewisse Theile der Steuerung zu bestimmen, z. B. die Schieberdeckungen, die Excentricität u. s. w. Man kann wohl annehmen, dass in der Praxis in der Formel für den Schieberweg

$$\xi = \frac{h}{k} R \cos \omega + \frac{u}{c} \frac{h+k}{k} r \sin \omega$$

stets die Länge R des Krummzapfens bekannt ist, ferner auch die Grösse h und k (Holzst. Fig. 40, S. 156). Man wird nur dafür Sorge tragen, dass h möglichst klein und k möglichst gross ausfällt. Ferner ist der Verticalabstand $LT_1 = v$ der Schieber- und Kolbenstange als gegeben anzusehen und daher auch die halbe Länge der Coulissee, die wir genau genug $c = C_1J = T_1Q = v - h$ setzen. Ueberdies nehme man noch c_1 beliebig an, d. h. die Entfernung des äussersten Grades vom todten Punkte J der Coulissee.

Der Weg, den man bei Construction einer neuen Steuerung einzuschlagen hat, wird durch folgendes Beispiel näher angedeutet werden.

Es soll bei einer Steuerung nach Heusinger v. Waldegg beim letzten Expansionsgrad Dampf eintreten, während der Kolben 0,825 seines Weges zurücklegt, und der Dampfaustritt beginnen, wenn der Kolben noch 0,045 seines Weges zu machen hat. Es ist gegeben:

$$\begin{aligned} R &= 0,140^m, \\ c &= 0,108^m, \\ c_1 &= 0,051^m, \\ h &= 0,028^m, \\ k &= 0,304^m, \end{aligned}$$

$$\text{das äussere Voreilen} = 0,002^m.$$

Es ist zu bestimmen die Excentricität r , sowie die äussere und innere Schieberdeckung, und die Dampfvertheilung ist dann für alle andern Expansionsgrade zu untersuchen, wenn sowohl für Vorwärts- als Rückwärtsgang vier Grade angenommen werden.

Man ziehe die beiden Axen OM und OP_2 (Holzst. Fig. 42, S. 162) und beschreibe nach irgend einem Maassstabe den Warzenkreis MRR_1 . Denkt man sich den Kolben im Durchmesser von M nach N gehend, so soll bei M_1 der Dampfeintritt aufhören, so dass $MM_1 = 0,825 \cdot MN$. Man errichte hier das Perpendikel M_1R_1 bis zum Durchschnitt R_1 mit dem Warzenkreise und ziehe OR_1 ,

so ist dies die Kurbelstellung beim Beginn der Expansion. Man berechne ferner:

$$A = \frac{h}{k} R = 0,0129 = OP_1 .$$

Trägt man den Werth des äussern Voreilens $V_1 P_1 = 0,002^m$ von P_1 nach O auf, so ist ohne Weiteres $OV_1 = e$ die gesuchte

äussere Deckung, die unter Berücksichtigung, dass Fig. 42 in natürlicher Grösse gezeichnet ist, sich durch Abmessung $e = 0,011$ ergibt.

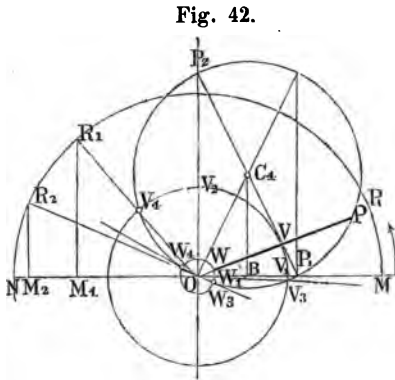


Fig. 42.

Man beschreibe nun mit der Deckung e von O aus den Kreis $V_1 V_4$; derselbe schneidet die Kurbelstellung OR_1 in V_4 ; legt man jetzt durch die drei Punkte V_4 , O und P_1 einen Kreis, so ist dies der dem vierten Grade entsprechende Schieberkreis. Der Abstand BC_4 seines Mittelpunktes von der Axe OM ist nach

Früherem:

$$b = \frac{1}{2} B = \frac{1}{2} \frac{c_1}{c} \frac{h+k}{k} r .$$

Die Grösse $b = BC_4$ wird gemessen; für vorliegenden Fall findet sich $b = 0,013^m$, daher folgt aus der letzten Gleichung:

$$r = \frac{c}{c_1} \frac{k}{k+h} 2b .$$

Setzt man hier die bekannten Werthe rechts ein, so folgt die gesuchte Excentricität:

$$r = 0,032 .$$

Um noch die innere Schieberdeckung i zu bestimmen, beachte man, dass der Dampfaustritt beginnen soll, wenn der Kolben noch um $0,045$ seines Hubes vom Ende entfernt ist. Man mache daher $NM_2 = 0,045$. MN , errichte in M_2 das Perpendikel $M_2 R_2$ und ziehe OR_2 über O hinaus bis zum Durchschnitt W_3

mit dem Schieberkreis. OW_3 ist die gesuchte innere Deckung, für welche die Abmessung

$$OW_3 = i = 0,002^m$$

ergiebt.

Beschreibt man noch mit i den Kreis W_3W_4 und ebenso die übrigen Schieberkreise, so ist nach dem Obigen auch sofort die Dampfvertheilung für alle Expansionsgrade leicht zu übersehen.

Die Betrachtung des Diagrammes der Heusinger'schen Steuerung zeigt, dass der Zweck, ein constantes Voreilen zu erlangen, vollständig erreicht ist, und dass in Hinsicht der Dampfvertheilung die Steuerung mit den früher betrachteten auf gleicher Stufe steht. Der Heusinger'sche Mechanismus ist unstreitig sehr sinnreich, aber zu complicirt; es gilt hier das, was am Schlusse der Betrachtung der Steuerung von Gooch gesagt wurde, in noch höherem Grade, dass nämlich das constante Voreilen zu theuer erkaufte ist.

CAPITEL V.

Coulissensteuerung von Pius Fink.

Beschreibung der Steuerung.

Diese Steuerung, von welcher Fig. 16 auf Taf. IV eine Darstellung giebt und auf welche der Erfinder schon im April 1857 ein Patent nahm, ist die einfachste Coulissensteuerung, die wir besitzen und schon vielfach ausgeführt worden. O ist die Maschinenwelle, OR die Kurbel und D ein Excenter, welches mit 90° Voreilen aufgesteckt ist und dessen Ring unmittelbar und fest mit der Coulisse CC verbunden ist. Die Verbindung ist im Punkte Q von einem um den festen Drehpunkt G schwingenden Hebel GQ gefasst, so dass der Punkt Q nahezu in der Schubrichtung OB hin- und herschwingt, während gleichzeitig mit der Rotation der Welle drehende Schwingungen der Coulisse um diesen Punkt erfolgen.

In der Coulisse CC lässt sich die Schubstange MB_1 , welche

in B_1 die Schieberstange fasst, verstellen und zwar durch den Winkelhebel EKL , der durch die Hängestange ET mit der Schubstange verbunden ist. Die Maschine läuft dann nach der einen oder andern Richtung um, je nachdem der Gleitbacken M oberhalb oder unterhalb des todten Punktes J der Coulissee eingestellt wird; von der Entfernung JM hängt überdies der Expansionsgrad ab.

Diese Steuerung ist besonders für stationäre Maschinen in Anwendung gekommen, die mit variabler Expansion arbeiten, aber immer in gleicher Richtung umlaufen sollen. In solchem Falle kommt nur die eine Hälfte der Coulissee in Ausführung (vergl. Fig. 17, Taf. IV) und der Gleitbacken M wird dann durch eine Stellschraube oder auch durch eine Klemmschraube an dem betreffenden Punkte M der Coulissee festgehalten. Auf diesen Unterschied, ob nämlich das Verstellen der Schubstange durch einen Winkelhebel mittelst der Hängestange ET erfolgt, wie in Fig. 16, oder ob der Punkt M durch eine Schraube in der Coulissee festgehalten wird, muss man, wie dieses im Folgenden geschehen wird, bei den theoretischen Untersuchungen Rücksicht nehmen, da in beiden Fällen die Schieberbewegung etwas verschieden ausfällt; denn im ersten Falle schwingt der Gleitbacken M in der Coulissee innerhalb gewisser Grenzen auf und ab, im andern Falle nicht.

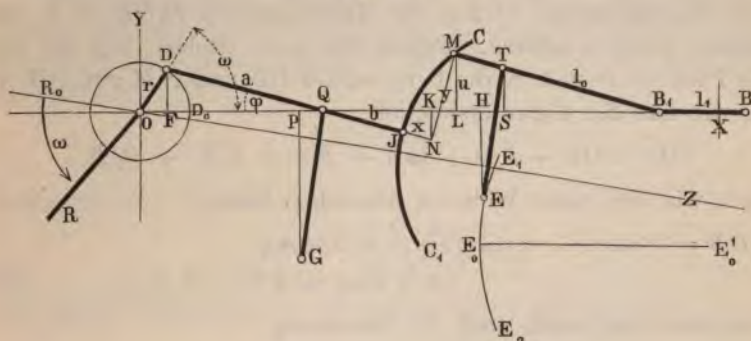
Theorie der Coulissee-Steuerung von Pius Fink.

a. Bestimmung des Schieberweges.

Wir legen den Untersuchungen zunächst die Anordnung der Fig. 16, Taf. IV zu Grunde, indem vorausgesetzt werden mag, dass die Schieberschubstange durch einen Winkelhebel auf- und abbewegt werde. Ist in Holzst. Fig. 43 OB die Richtung des Schieberspiegels und OZ die Richtung der Cylinderaxe, so steht die Kurbel in der Lage OR_0 in dem einen todten Punkte und in diesem Momente bezeichnet OD_0 die Richtung der Excentricität r : der Voreilwinkel ist demnach $YOD_0 = 90^\circ$; hat sich die Kurbel in der Richtung des Pfeiles um den Winkel ω gedreht, so ist die Excentricität in die Lage OD gekommen und für diese Stellung sind alle übrigen Theile der Steuerung in der schematischen Figur entsprechend dargestellt.

Der auf der Verbindungslinie DJ zwischen dem Excentermittelpunkte D und dem toten Punkte J der Coulissee liegende Punkt Q gehe, wie wir voraussetzen wollen, genau in der Schubrichtung OB hin und her: wenigstens seien die Abweichungen zu vernachlässigen, was statthaft sein wird, wenn der schwingende Hebel QG sehr lang gewählt und sein Drehpunkt G so ange-

Fig. 43.



nommen wird, dass die Sehne des Bogens, den der Punkt Q beschreibt, parallel OB liegt; wir setzen übrigens die beiden Abschnitte von DJ in den folgenden Rechnungen $DQ = a$ und $QJ = b$ und nehmen an, die Neigung dieser Linie gegen die Schubrichtung beim Drehwinkel ω sei $DQO = \varphi$. Die ganze Länge der Coulissee CC_1 nehmen wir wieder zu $2c$ und denken uns, dieselbe sei ein Kreisbogen, dessen Radius zunächst willkürlich gleich ρ angenommen worden sei. Der Punkt M , der die Stellung des Gleitbackens für die betreffende Kurbelposition anzeigt, habe die Coordinaten $JN = x$ und $NM = y$, wenn wir die Kreisgleichung auf den toten Punkt J als Anfangspunkt beziehen und die Abscissenaxe mit DJ zusammenfallend annehmen. Es sei ferner die Länge der Schieberstange $B_1M = l$ und die Länge der Schieberstange, bis zum Schiebermittel gemessen, $B_1B = l_1$; ist nun die Hängestange ET hinreichend lang und deren Drehpunkt E richtig gewählt, so wird der Punkt T , also auch der Endpunkt M der Schubstange, d. h. der Gleitbacken in der Coulissee, nahezu in einer Parallelen zur Schubrichtung OB geführt und daher der Normalabstand $ML = u$ für eine gewisse Stellung

des Winkelhebels EKL (Fig. 16, Taf. IV) constant sein. Während wir bei allen bisher untersuchten Steuerungen die Entfernung des Gleitbackens vom todten Punkte der Coulissee, also JM , mit u bezeichneten. ist es hier richtiger, die Entfernung $ML = u$ zu setzen, weil damit auch der Einfluss, welchen die Schwankungen des Gleitbackens M in der Coulissee auf die Schieberbewegung ausüben, in den Formeln zur Geltung kommt.

Es wird nun zunächst die Entfernung des Schiebermittels B vom Wellencentrum O für die Kurbelposition $R_0OR = \omega$ abgeleitet werden müssen. Füllen wir noch (Holzst. Fig. 43) von den Punkten D und N die Perpendikel DF und NK auf OB , so ist, wie aus der Figur ersichtlich:

$$OB = OF + FQ + QK + KL + LB_1 + B_1B ,$$

oder, wie sich ohne Weiteres übersehen lässt:

$$OB = r \cos \omega + a \cos \varphi + (b + x) \cos \varphi_1 + y \sin \varphi + \sqrt{l^2 - u^2} + l_1 . \quad (93)$$

Ueberdies folgt auch noch die Beziehung:

$$y \cos \varphi = u + (b + x) \sin \varphi , \quad (94)$$

und da ferner die Coulissee ein Kreisbogen vom Radius ρ sein soll:

$$y^2 = x(2\rho - x) ;$$

oder, wenn der Radius ρ verhältnissmässig gross, also der Coulisseebogen flach ist, einfacher:

$$y^2 = 2\rho x . \quad (95)$$

Endlich findet sich noch aus der Berechnung der Länge DF :

$$r \sin \omega = a \sin \varphi . \quad (96)$$

Die vorstehenden vier Gleichungen enthalten schon die vollständige Theorie der vorliegenden Steuerung, denn eliminiert man mit Hilfe der drei letzten Gleichungen in Gl. (93) die Grössen x , y und φ , so erscheint OB nur als Funktion von ω und u und die Auffindung dieser Beziehung ist ja das Ziel der Untersuchung. Die strenge Rechnung würde auf sehr complicirte Formeln führen, genau genug lässt sich aber näherungsweise auf folgende Art vorgehen. In Gl. 93 lässt sich zunächst, wenn die Schubstange lang und die Coulissee verhältnissmässig kurz ist, d. h. wenn l gross und u klein ist, der Wurzel Ausdruck schreiben:

$$\sqrt{l^2 - u^2} = l - \frac{u^2}{2l}.$$

Substituieren wir ferner den aus Gl. (94) hervorgehenden Werth von y in Gl. (93), so schreibt sich diese nach einigen Reductionen:

$$OB = r \cos \omega + a \cos \varphi + \frac{b + u \sin \varphi}{\cos \varphi} + \frac{x}{\cos \varphi} + l + l_1 - \frac{u^2}{2l}.$$

Der Werth von x berechnet sich aus Gl. (95) und da dieser Werth an sich sehr klein ist, so dürfen wir den Werth von y der Gl. (94) entnehmen, indem wir daselbst $x = 0$ setzen; es folgt demnach aus Gl. (94):

$$y = \frac{u + b \sin \varphi}{\cos \varphi},$$

dann aus Gl. (95):

$$x = \frac{(u + b \sin \varphi)^2}{2 \rho \cos^2 \varphi},$$

und durch Substitution in die letzte Gleichung für OB :

$$OB = r \cos \omega + a \cos \varphi + \frac{b + u \sin \varphi}{\cos \varphi} + \frac{(u + b \sin \varphi)^2}{2 \rho \cos^3 \varphi} + l + l_1 - \frac{u^2}{2l}.$$

Hier ist nun endlich noch der Winkel φ durch ω auszudrücken; aus Gl. (96) folgt:

$$\sin \varphi = \frac{r}{a} \sin \omega,$$

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \frac{r^2}{a^2} \sin^2 \omega},$$

oder, wenn a gross genug gegen r ist, und die Wurzel durch eine Reihe ersetzt wird, in der die höhern als die zweiten Potenzen vernachlässigt werden:

$$\cos \varphi = 1 - \frac{r^2}{2a^2} \sin^2 \omega,$$

und hieraus folgt näherungsweise auch:

$$\frac{1}{\cos \varphi} = 1 + \frac{r^2}{2a^2} \sin^2 \omega \quad \text{und} \quad \frac{1}{\cos^3 \varphi} = 1 + 3 \frac{r^2}{2a^2} \sin^2 \omega.$$

Benutzt man diese Werthe in der letzten Gleichung für OB und vernachlässigt man alle Glieder, welche $\frac{r}{a} \sin \omega$ in höherer als der zweiten Potenz enthalten, so folgt endlich:

$$OB = r \cos \omega + \frac{ru}{a} \left(1 + \frac{b}{\rho}\right) \sin \omega + a + b + l + l_1 + \frac{u^2}{2\rho} - \frac{u^2}{2l} - \frac{1}{2} \frac{r^2}{a^2} \left(a - b - \frac{b^2}{\rho} - 3 \frac{u^2}{2\rho}\right) \sin^2 \omega, \quad (97)$$

und nach dieser Gleichung lässt sich nun für eine bestimmte Stellung u der Schubstange für jede Kurbelstellung ω die Entfernung des Schiebermittels vom Wellencentrum O berechnen.

Steht die Kurbel in dem einen todtten Punkte, ist also $\omega = 0$, so folgt diese Entfernung:

$$r + a + b + l + l_1 + \frac{u^2}{2\rho} - \frac{u^2}{2l}.$$

Steht die Kurbel im andern todtten Punkte, ist also $\omega = 180^\circ$, so findet sich die Entfernung

$$-r + a + b + l + l_1 + \frac{u^2}{2\rho} - \frac{u^2}{2l}.$$

Das Mittel aus beiden Ausdrücken giebt, da der Schieber auf gleiches Voreilen justirt werden soll, die Entfernung OX des Schwingungsmittelpunktes X des Schiebers vom Wellencentrum O , man erhält also:

$$OX = a + b + l + l_1 + \frac{u^2}{2\rho} - \frac{u^2}{2l}.$$

Nun soll aber der Mittelpunkt X für jede Stellung der Schubstange unveränderlich die gleiche Lage behalten, es muss also OX von u unabhängig sein, und das ist der Fall, wenn man $\rho = l$ macht. Es folgt daher die Regel:

bei der Fink'schen Steuerung die Coulissee nach einem Radius auszuführen, dessen Länge der Schubstange $B_1M = l$ gleich ist.

Setzen wir nun in der Gleichung für OX sowohl, als in Gl. (97) $\rho = l$, so findet sich endlich nach der Formel

$$\xi = OB - OX$$

der Schieberweg:

$$\begin{aligned} \xi &= r \cos \omega + \frac{ru}{a} \left(1 + \frac{b}{l}\right) \sin \omega \\ &\quad - \frac{1}{2} \frac{r^2}{a^2} \left(a - b - \frac{b^2}{l} - 3 \frac{u^2}{2l}\right) \sin^2 \omega, \end{aligned} \quad (98)$$

und wenn man hier, wie es für eine gute Dampfvertheilung immer möglich sein sollte, das letzte Glied, welches das Fehlerglied darstellt, noch wegen seiner Kleinheit vernachlässigen darf, so erscheint die einfache Gleichung:

$$\xi = r \cos \omega + \frac{ru}{a} \left(1 + \frac{b}{l}\right) \sin \omega, \quad (99)$$

also dieselbe allgemeine Form, wie sie bei allen bis jetzt untersuchten Steuerungen hervortrat.

Die vorstehenden Resultate gelten zunächst ausdrücklich unter Zugrundelegung der Anordnung Fig. 16, Taf. IV oder Holzstich Fig. 43; wird dagegen der Gleitbacken M nicht durch die Lenkerstange ET parallel der Schubrichtung OB erhalten und dadurch zum Auf- und Niedergleiten in der Coulissee gezwungen, sondern wird er in der Coulissee durch eine Schraube M festgehalten, so gelten vorstehende Entwicklungen nicht ohne Weiteres; es unterliegt aber keiner Schwierigkeit, obige Formeln sogleich für diese veränderte Annahme umzuformen. Dann ist nämlich (Holzst. Fig. 43) nicht mehr für einen gewissen Expansionsgrad $ML = u$ constant, sondern das ist mit der Länge JM der Fall, die wir genau genug durch y ersetzen können. Nun ist aber nach Gl. (94):

$$u = y \cos \varphi - (b + x) \sin \varphi,$$

und wenn wir hier, wie oben, setzen:

$$x = \frac{y^2}{2\varrho} = \frac{y^2}{2l},$$

sowie:

$$\sin \varphi = \frac{r}{a} \sin \omega \quad \text{und} \quad \cos \varphi = 1 - \frac{1}{2} \frac{r^2}{a^2} \sin^2 \omega,$$

so folgt:

$$\frac{ru}{a} \sin \omega = \frac{ry}{a} \sin \omega - \left(b + \frac{y^2}{2l}\right) \frac{r^2}{a^2} \sin^2 \omega,$$

sowie:

$$\frac{r^2 u^2}{a^2} \sin^2 \omega = \frac{r^2 y^2}{a^2} \sin^2 \omega .$$

Benutzt man diese beiden Formeln zur Elimination von u aus Gl. (98), so folgt nach einigen Reductionen für vorliegenden Fall:

$$\begin{aligned} \xi &= r \cos \omega + \frac{r y}{a} \left(1 + \frac{b}{l} \right) \sin \omega \\ &\quad - \frac{1}{2} \frac{r^2}{a^2} \left(a + b + \frac{b^2}{l} - \frac{y^2}{2l} \right) \sin^2 \omega , \end{aligned} \quad (100)$$

welche Formel sich von Gl. (98) nur durch das Fehlerglied unterscheidet: ist dieses auch hier klein genug, so kommt man ebenfalls auf Gl. (99), wobei man nur unter u die Entfernung des Gleitbackens M vom todten Punkte J der Coulisse zu verstehen hätte, während im ersten Falle unter u der normale Abstand des Gleitbackens M von der Schubrichtung OB , d. h. die Strecke ML gemeint ist.

b. Ueber die Centralcurve.

Ist die Fink'sche Steuerung von solcher Beschaffenheit, dass das Fehlerglied vernachlässigt werden darf, so bestimmen sich nach dem bei Betrachtung der Centralcurven der früher untersuchten Steuerungen Erwähnten, die Coordinaten des Mittelpunktes des Schieberkreises, der der Stellung u der Schubstange entspricht, nach den Formeln:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} A &= \frac{1}{2} r \\ \frac{1}{2} B &= \frac{1}{2} \frac{r u}{a} \left(1 + \frac{b}{l} \right) . \end{aligned}$$

Da nun $\frac{1}{2} A$ constant ist für alle Schieberkreise, so liegen die Mittelpunkte derselben übereinander; die Centralcurve ist also, wie bei den Steuerungen von Gooch und Heusinger von Waldegg, eine gerade Linie, die senkrecht auf der Schubrichtung steht. Eine weitere Untersuchung der vorliegenden Frage würde also nur eine Wiederholung desjenigen bilden, was schon früher bei den zuletzt erwähnten Steuerungen gesagt worden ist.

c. Ueber die Aufhängung der Coulisse und der Schubstange.

Es möge hier zunächst die Aufhängung der Coulisse behandelt werden; dieselbe ist vermittelt durch den um den festen Punkt G (Holzst. Fig. 43) schwingenden Arm GQ . Die theoretischen Untersuchungen über die Schieberbewegung setzten voraus, dass der Punkt Q in der Schubrichtung OB hin- und hergehe; damit diese Forderung so nahe als möglich erfüllt werde, wird man den Arm GQ so lang als möglich machen und überdies den Drehpunkt G so legen, dass die Sehne des Bogens, in welchem sich der Punkt Q in Wirklichkeit bewegt, der Schubrichtung parallel liegt. Aus dieser letztern Forderung leitet sich die Abscisse OP des Drehpunktes G ab. Es findet sich für irgend eine Kurbelstellung ω die Entfernung OQ (Holzst. Fig. 43):

$$OQ = OF + FQ = r \cos \omega + a \cos \varphi .$$

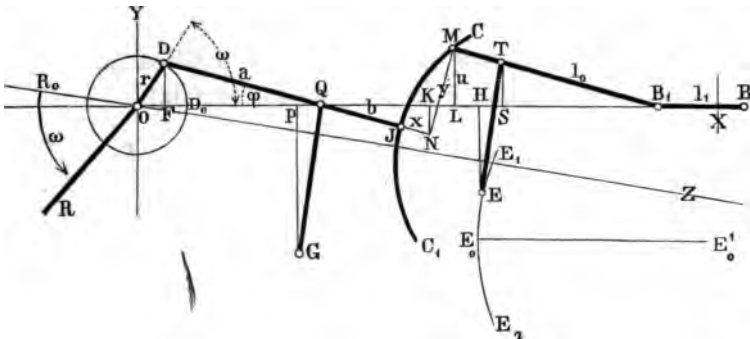
Steht nun die Kurbel in dem einen todtten Punkte, [ist also $\omega = 0$, demnach auch $\varphi = 0$, so ist der entsprechende Werth OQ :

$$r + a .$$

Steht dagegen die Kurbel im zweiten todtten Punkte, ist also $\omega = 180^\circ$ und wieder $\varphi = 0$, so folgt der Werth von OQ :

$$-r + a .$$

Fig. 43.



Das Mittel aus beiden Werthen ist einfach a . Der Punkt P , unter welchem in der Entfernung GP der feste Drehpunkt G gewählt werden muss, liegt sonach um $OP = DQ = a$ vom Wellencentrum O ab.

Was nun im Weiteren die Aufhängung der Schubstange betrifft, so liegt hier die Aufgabe vor, den Gleitbacken M (Holzst. Fig. 43, S. 171) in constanter Entfernung $ML = u$ von der Schubrichtung OB zu erhalten: die Bedingung wird genau genug erfüllt, wenn man den Punkt T , an welchem der Hängearm ET die Schubstange fasst, in einem Bogen schwingen lässt, dessen Sehne der Schubrichtung parallel liegt und wenn man den Radius dieses Bogens, d. h. die Länge l_2 des Armes ET , so gross wie möglich annimmt. Die Abscisse OS des Punktes T für eine bestimmte Stellung u des Gleitbackens M und einen beliebigen Drehwinkel ω bestimmt sich nun leicht, wie folgt.

Es ist:

$$OS = OB - BB_1 - B_1S .$$

Nun hat man:

$$B_1S : B_1T = B_1L : B_1M .$$

Setzt man $B_1T = l_0$, und wie bisher, die Länge der Schubstange $B_1M = l$, so ergibt sich aus dieser Proportion:

$$B_1S = \frac{l_0}{l} \sqrt{l^2 - u^2} ,$$

oder annäherungsweise:

$$B_1S = l_0 - \frac{l_0 u^2}{2l^2} .$$

Setzt man überdies die Länge der Schieberstange $B_1B = \bar{l}_1$ (bis zum Schiebermittel gemessen) und benutzt in der Gleichung für OB die Gl. (97), indem man dort das letzte Glied (das Fehlerglied) vernachlässigt und $q = l$ substituirt, so folgt:

$$OS = r \cos \omega + \frac{r u}{a} \left(1 + \frac{b}{l} \right) \sin \omega + a + b + l - l_0 + \frac{l_0 u^2}{2l^2} .$$

Steht nun die Kurbel in dem einen todten Punkte, ist also $\omega = 0$, so folgt der entsprechende Werth von OS :

$$r + a + b + l - l_0 + \frac{l_0 u^2}{2l^2} .$$

Ist die Kurbel im andern todten Punkte, also $\omega = 180^\circ$, so folgt der Werth von OS :

$$-r + a + b + l - l_0 + \frac{l_0 u^2}{2l^2} .$$

Das Mittel aus diesen beiden Ausdrücken giebt die Mittel-
lage des schwingenden Punktes T , für welche der Arm ET
vertical stehen muss; es ist demnach die Abscisse $OH = x$ des
Drehpunktes E für die betreffende Stellung u des Gleitbackens M :

$$OH = x = a + b + l - l_0 + \frac{l_0 u^2}{2 l^2} . \quad (101)$$

Die Ordinate $HE = y$ dieses Punktes findet sich dagegen:

$$HE = ET - ST .$$

Bezeichnet man die Länge des Armes ET mit l_2 und be-
trücksichtigt man die Proportion

$$ST : ML = B_1 T : B_1 M ,$$

oder:

$$ST : u = l_0 : l ,$$

so folgt auch:

$$HE = y = l_2 - \frac{l_0}{l} u . \quad (102)$$

Mit Hilfe der beiden Gl. (101) und (102) berechnen sich nun
für jede Stellung u des Gleitbackens die Coordinaten x und y
des Drehpunktes E und hieraus ergibt sich weiter leicht der
Verlauf der Curve $E_1 E E_2$, in welcher dieser Drehpunkt auf- und
abgeführt werden muss, damit die Führung der Schubstange eine
möglichst vollkommene werde.

Für den todtten Punkt der Coulisse, d. h. für $u = 0$, fällt
der Drehpunkt nach E_0 , und die Coordinaten $x = x_0$ und $y = y_0$
für diesen Punkt sind demnach:

$$x_0 = a + b + l - l_0 , \quad (103)$$

$$y_0 = l_2 , \quad (104)$$

wonach die Lage dieses Punktes E_0 leicht ermittelt wird. Aus
der Vereinigung mit den Gl. (101) und (102) folgt ferner

$$x - x_0 = \frac{l_0 u^2}{2 l^2} ,$$

$$y_0 - y = \frac{l_0}{l} u ,$$

und hieraus durch Elimination von u die Gleichung der Curve
 $E_1 E_0 E_2$:

$$(y_0 - y)^2 = 2 l_0 (x - x_0) ,$$

und das ist die Gleichung einer Parabel vom Parameter $2l_0$, deren Hauptaxe E_0E_0' parallel der Schubrichtung OB liegt und die, weil $2l_0$ jederzeit gross sein wird, wieder durch einen Kreisbogen vom Radius l_0 ersetzt werden kann.

Hinsichtlich der Aufhängung der Schubstange stellt sich also folgende praktische Regel heraus:

Man wähle die Länge l_2 der Hängestange ET und mache sie so lang als möglich, berechne die Coordinaten des Punktes E_0 nach den Gleichungen (103) und (104) und lege durch diesen Punkt die Linie E_0E_0' parallel der Schubrichtung OB . Man nehme nun die Länge $B_1T = l_0$ in den Zirkel und beschreibe von E_0' aus einen durch E_0 gehenden Kreis $E_1E_0E_2$; das ist dann der Bogen, in welchem der Drehpunkt E der Hängestange zum Zwecke veränderlicher Expansion auf- und abgeführt werden soll. Bei den bis jetzt ausgeführten Steuerungen der vorliegenden Art (vergl. Fig. 16, Taf. IV) ist diese Regel nicht befolgt, vielmehr der Arm EK des Winkelhebels EKL kürzer als die Strecke B_1T der Schubstange angenommen. Durch einfache constructive Abänderung liesse sich aber leicht die verlangte Führung des Punktes E bewerkstelligen.

Praxis und Anwendung des Diagrammes.

Mit Vernachlässigung des Fehlergliedes ergibt sich nach Gl. (98) und (100) der Schieberweg der vorliegenden Steuerung:

$$\xi = r \cos \omega + \frac{ru}{a} \left(1 + \frac{b}{l} \right) \sin \omega ,$$

wobei die einzelnen Buchstaben die auf S. 165 angegebene Bedeutung haben. Man kann hiernach, wenn der Werth der Factoren von $\cos \omega$ und $\sin \omega$ berechnet ist, die Schieberkreise für verschiedene Werthe von u zeichnen, und erhält, wegen des Auftretens von u in der Gleichung, für die vorliegende Steuerung ein Diagramm der gleichen Form wie bei der Steuerung von Gooch (S. 122) und der von Heusinger von Waldegg (S. 160). Es erscheint daher überflüssig, den Gebrauch der vorstehenden Formel und die Construction des Diagrammes durch ein besonderes Beispiel zu erläutern, da einfach früher Gegebenes wiederholt werden müsste. Dagegen sollen besondere Ei-

genthümlichkeiten der Fink'schen Steuerung durch den Vergleich mit den früher behandelten Coulissensteuerungen noch erörtert werden.

Für die beiden in Fig. 16 und 17, Taf. IV, angegebenen Arten des Verschiebens des Gleitbackens in der Coulisse ergaben sich für den Schieberweg zwei verschiedene Formeln (98) und (100), die sich aber nur durch das Fehlerglied und durch den Umstand unterscheiden, dass in der einen Formel der Werth u die Entfernung des Gleitbackens M von der Schubrichtung bedeutet (ML , Holzst. Fig. 43), in der andern dagegen die Entfernung des Backens M vom todten Punkt J der Coulisse (genau genug die Strecke MN in Fig. 43); im erstern Fall schwingt der Gleitbacken in der Coulisse um eine bestimmte Strecke auf und ab, im andern Fall ist er festgestellt. Der Umstand nun, dass beide Anordnungen unter Vernachlässigung des Fehlergliedes auf die gleiche Formel für den Schieberweg führen unter verschiedener Bedeutung des Werthes von u , führt zu dem Schlusse, dass die beiden Strecken ML und MN (Fig. 43) im Allgemeinen wenig von einander abweichen sollten. Diese Bedingung wird aber, wie ein Blick auf die Figur zeigt, erfüllt, wenn die Excentricität $OD = r$ klein und die Strecke $DQ = a$ möglichst gross angenommen wird. Dass das Verhältniss $r : a$ so klein als möglich sein soll, dahin deuten auch die Fehlerglieder selbst. Weitere Betrachtung der Figur führt aber für die genannte Bedingung auch zu der Regel, die Strecke $QJ = b$ möglichst klein zu wählen; es erscheint daher, weil das leicht ausführbar ist, am besten, den Werth $b = 0$ zu wählen, d. h. die Coulisse durch den schwingenden Hebel GQ im todten Punkte J erfassen zu lassen. Zu diesen Regeln käme nun die schon bei der Ableitung der Formeln erwähnte Bedingung hinzu, die Länge der Schubstange, mit andern Worten den Radius der Coulisse, so gross als möglich zu nehmen.

Angenommen nun, es seien für einen bestimmten Fall die angegebenen Bedingungen so weit als thunlich erfüllt, so fragt es sich, ob die Fink'sche Steuerung ihrer grossen Einfachheit wegen wohl im Stande sein könnte, vorzugsweise bei Locomotiven die Steuerungen von Stephenson, Gooch und Allan-Trick zu verdrängen.

Zur Beantwortung dieser Frage mag die Aufgabe gelöst

werden, eine Fink'sche Steuerung anzuordnen, die genau dieselbe Dampfvertheilung geben soll, wie die Gooch'sche Steuerung, die in der auf S. 128 behandelten Aufgabe angenommen wurde.

Für den äussersten (vierten) Expansionsgrad, d. h. für $u = c$, fanden sich für die dort angenommenen Dimensionen die Coordinaten des Schieberkreises (Holzst. Fig. 44):

$$OB = 0,014^m \text{ und } BC_4 = 0,027^m .$$

Sei nun für die angenommene Fink'sche Steuerung $b = 0$ und die Schubstange ganz ausgelegt, also $u = c$, wo c die halbe Coulißenlänge darstellt, so wäre, wenn auch für diese Steuerung das untenstehende Diagramm gelten sollte, nach der Gleichung:

$$\xi = A \cos \omega + B \sin \omega = r \cos \omega + \frac{ru}{a} \sin \omega .$$

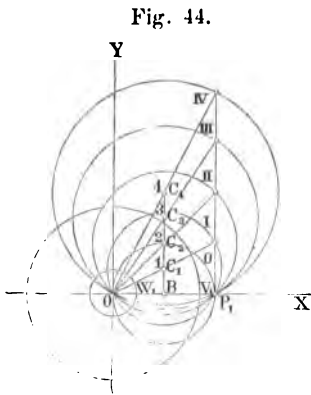
und den bekannten Sätzen:

$$OB = \frac{1}{2} A = \frac{1}{2} r \text{ und } BC_4 = \frac{1}{2} B = \frac{1}{2} \frac{rc}{a}$$

zu machen, oder für die angegebenen Zahlenwerthe fände sich:

$$r = 0,028^m \text{ und } \frac{c}{a} = 1,93 .$$

Hieraus folgt, dass bei der Fink'schen Steuerung im vorliegenden Falle die ganze Coulißenlänge $2c$ fast das vierfache der Länge $DQ = a$ betragen müsste; man könnte also die gleiche Dampfvertheilung nur durch eine sehr lange Couliße erzielen, da die Länge a möglichst gross gewählt werden sollte; die Annahme einer langen Couliße widerspricht aber wieder der Annahme der obigen Ableitung der Grundformeln, in der wir ausdrücklich die Strecke u , also auch c , gegenüber der Länge der Schubstange l als klein voraussetzen



mussten. Schon diese Hindeutungen genügen, erkennen zu lassen, dass die Fink'sche Steuerung nur für geringere Cylinderfüllungen

stärkere Expansion, verwendbar ist, und dass sie daher den Steuerungen von Stephenson, Gooch und Allan-Trick nachsteht.

Aber auch die Fehlerglieder der Formeln (98) und (100) deuten darauf hin, dass die Fink'sche Steuerung den Anforderungen, die man an eine gute Steuerung stellt, weniger entspricht, als die andern Steuerungen. Bei näherer Prüfung praktischer Ausführungen von Fink's Steuerung zeigt sich, dass das Fehlerglied hier verhältnissmässig stärkeren Einfluss übt, dass also die schädlichen Abweichungen von der richtigen Schieberbewegung mehr hervortreten werden.

Bei der Anordnung mit schwingendem Gleitbacken (Fig. 16, Taf. IV) ist nach Gl. (98) das Fehlerglied:

$$-\frac{1}{2} \frac{r^2}{a^2} \left(a - b - \frac{b^2}{l} - 3 \frac{u^2}{2l} \right) \sin^2 \omega .$$

Bei der andern Anordnung mit festgestelltem Gleitbacken (Fig. 17, Taf. IV) ist dasselbe nach Gl. (100):

$$-\frac{1}{2} \frac{r^2}{a^2} \left(a + b + \frac{b^2}{l} - \frac{y^2}{2l} \right) \sin^2 \omega .$$

Das Fehlerglied ändert sich mit dem Drehwinkel ω , es ist Null nur für $\omega = 0$ und 180° , d. h. wenn die Kurbel durch die todtten Punkte geht; es ist dagegen am grössten für $\omega = 90^\circ$ und 270° , und das ist für die vorliegende Steuerung besonders ungünstig. Da man nämlich diese Steuerung, wie vorhin bemerkt wurde, nur für stärkere Expansion, d. h. schwächere Füllung, verwenden wird, so wird das Fehlerglied seinen stärksten Einfluss gerade bei denjenigen Drehwinkeln äussern, welche im Allgemeinen nahezu dem Beginn der Expansion entsprechen, also gerade zu einer Zeit, zu der man Abweichungen in der Schieberbewegung beseitigt sehen sollte.

In dieser Beziehung verhalten sich die Steuerungen von Stephenson, Gooch und Allan-Trick weit günstiger. Für diese drei Arten fand sich das Fehlerglied von der gleichen Form:

$$+ \frac{r^2}{2l} \left(\cos 2\delta \sin \omega \pm \frac{u}{c} \sin 2\delta \cos \omega \right) \sin \omega .$$

(Vergl. S. 82, 120 u. 137.)

Hier geht nun der Werth nicht zweimal, sondern viermal

durch Null und zwar ebenfalls für $\omega = 0$ und 180° , überdies aber auch bei den Winkeln, welche sich aus der Formel

$$\operatorname{tg} \omega = \mp \frac{u}{c} \operatorname{tg} 2\delta$$

ermitteln: speciell bei offenen Stangen und beim äussersten Expansionsgrad, d. h. für $u = c$ findet sich $\omega = 180^\circ - 2\delta$ und $360^\circ - 2\delta$.

Durch Differentiation des Fehlergliedes in Hinsicht auf ω er giebt sich zur Berechnung der Drehwinkel, bei welchen das Glied ein Maximum ist, die Formel:

$$\operatorname{tg} 2\omega = \mp \frac{u}{c} \operatorname{tg} 2\delta ,$$

welche auf vier Werthe führt. Für offene Stangen (oberes Zeichen) und den äussersten Expansionsgrad folgt das Maximum des Fehlergliedes für die Winkel

$$\omega = 90^\circ - \delta , \quad 270^\circ - \delta , \quad 180^\circ - \delta , \quad 360^\circ - \delta .$$

Die grössten Abweichungen treten also ein, wenn der Schieber sich in der grössten Entfernung von der Mitte des Hubes befindet, und ebenso, wenn er durch das Oscillationsmittel geht, Stellen, an denen offenbar die Abweichungen am wenigsten von Einfluss auf die Dampfvertheilung sind.

Aus allen diesen Betrachtungen geht hervor, dass die Fink'sche Steuerung entschieden vor den andern Steuerungen zurücksteht und bei Locomotiven schwerlich Anwendung finden wird. Bei stationären Maschinen dagegen dürfte sie, ihrer grossen Einfachheit wegen, in vielen Fällen, wie bisher, nützliche Verwendung finden.

Hunäus hat übrigens (*»Civilingenieur«* Bd. 19, 1873, S. 222) analytisch nachgewiesen, dass auch bei der Fink'schen Steuerung die gekrümmte Coulissee durch eine gerade ersetzt werden kann, wenn nämlich wie bei Allan-Trick's Steuerung der Coulissee noch eine Verticalbewegung ertheilt wird in der Weise, dass mit dem Heben der Schubstange in der Coulissee eine entsprechende Senkung der letztern und umgekehrt vorgenommen wird. Noch allgemeiner liesse sich die Aufgabe in der Art fassen, wie wir es oben auf S. 145 beim Vergleich der Steuerungen von Stephenson, Gooch und Allan-Trick gezeigt haben.

ANHANG.

Ueber die Gegendampfwirkung bei Maschinen mit Umsteuerung.

Bei allen Untersuchungen, die oben über die Dampfvertheilung durch Coulissensteuerungen angestellt wurden, ist immer die Voraussetzung gemacht worden, dass beim Vorwärtsgang der Maschine auch die Steuerung auf Vorwärtsgang arbeite, und dass ebenso beim Rückwärtsgange auch die Steuerung entsprechend thätig sei; mit andern Worten, dass die Arbeit des Dampfes im Cylinder, beispielsweise bei einer Locomotive, auf fortschreitende Bewegung, beziehungsweise auf Beschleunigung der Bewegung wirke.

Von besonderem Interesse ist nun aber ein Fall, der unter der Bezeichnung »Gegendampfwirkung« bekannt ist, und der bei allen Maschinen herbeigeführt werden kann, die mit Umsteuerung versehen sind; ein Fall, auf den wir im Folgenden in der Kürze noch hindeuten wollen, da unser Diagramm, ohne dass weitere Änderungen und Zusätze nöthig wären, die hierbei stattfindenden Vorgänge überblicken lässt. Die Frage hat durch die Vorschläge von Lechatelier, das Bremsen der Eisenbahnzüge mittelst Gegendampf zu bewerkstelligen, erhöhte Bedeutung gewonnen.

Denkt man sich eine Locomotive in raschem Fortschreiten begriffen, und nun plötzlich den Steuerhebel umgelegt (reversirt), sodass die Steuerung umgekehrt arbeitet, also beispielsweise beim Vorwärtsgang der Maschine die Steuerung den Dampf in der Art vertheilt, dass die Maschine vom Ruhezustand aus rückwärts gehen würde, so finden hier offenbar ganz eigenthümliche Vorgänge statt; so viel ist ohne weitere Untersuchung schon klar, dass in diesem Falle die Bewegung der Locomotive sammt Zug verzögert wird, und der Dampf auf die Kolben hemmend, bremsend, wirkt. Zu näherer Erläuterung der Vorgänge, die hierbei auftreten, mag angenommen werden, die Locomotive besitze eine Stephenson'sche Steuerung; für eine solche sind

in Fig. 9 und 10, Taf. II, im obern Theile der Figur die Hauptkolbenpositionen für die verschiedenen (vier) Expansionsgrade angegeben: die erstere Fig. 8 gilt für offene, die andere Fig. 10 gilt für gekreuzte Stangen. Angenommen nun, die Maschine laufe vorwärts, die Steuerung arbeite zunächst auf Vorwärtsgang und der Kolben gehe in der durch den Pfeil angedeuteten Richtung (Fig. 8 und 10) von rechts nach links, so entsprechen nach den früher gegebenen Sätzen die vier Kolbenpositionen *a*, *b*, *c*, *d* folgenden Vorgängen:

- a* Beginn der Expansion rechts;
- b* » » Compression links;
- c* » des Dampfaustrittes rechts;
- d* » » Dampfeintrittes links.

Die Darstellung wird aber vielleicht durch Bezeichnung der Kolbenwege übersichtlicher; die Vorgänge auf der einen, rechten, Seite sind:

- Weg *Ha* Dampfeintritt, Admission;
- » *ac* Expansion des Dampfes;
- » *cK* Dampfaustritt (Vor-Ausströmen).

Die Vorgänge auf der andern, linken Seite sind dagegen:

- Weg *Hb* Dampfaustritt;
- » *bd* Compression des Dampfes;
- » *dK* Dampfeintritt (Vor-Eintritt).

Mit Hilfe dieser dem Diagramm entnommenen Werthe ist es leicht, sich das zugehörige Indicatorgramm zu vergegenwärtigen und einen Schluss auf die gewonnene Dampfarbeit zu ziehen.

Gehen wir nun zur Untersuchung der Gegendampfwirkung über und stellen wir uns vor, die Maschine gehe vorwärts, die Steuerung aber arbeite mit irgend einem der vier Expansionsgrade rückwärts, so kehrt sich einfach die Reihenfolge der vier Haupt-Kolbenpositionen um, oder man hat sich den Pfeil, der in Fig. 8 und 10 die Richtung der Kolbenbewegung anzeigt, in umgekehrter Weise aufgetragen zu denken.

Angenommen demnach, der Kolben gehe von links nach rechts, von *K* nach *H* (Fig. 9 und 10, Taf. II), so entsprechen die vier Haupt-Kolbenpositionen folgenden Vorgängen:

- d* Beginn der Expansion links;
- c* Beginn der Compression rechts;
- b* Beginn des Austrittes links;
- a* Beginn des Dampfeintrittes rechts;

oder, wenn wieder die Kolbenwege in Betracht gezogen werden:

Vorgänge auf der linken Seite:

- Weg *Kd* Dampfeintritt, Admission;
- » *db* Expansion des Dampfes;
- » *bH* Dampfaustritt (Vor-Ausströmen).

Vorgänge auf der rechten Seite des Kolbens:

- Weg *Kc* Dampfaustritt: (richtiger Verbindung des Cylinderraumes mit dem Austrittskanal);
- » *ca* Dampfcompression;
- » *aH* Dampfeintritt (Vor-Eintritt).

Hiernach ist es leicht, sich eine Vorstellung von der Wirkung des Dampfes im Cylinder zu machen und sich das entsprechende Indicator-Diagramm zu vergegenwärtigen. Fasst man die Vorgänge auf der linken Seite näher ins Auge, so strömt also auf dem Wege *Kd*, der besonders beim letzten Grade sehr klein ist, frischer Dampf in den Cylinder; bei *d* tritt die Abspernung ein und beginnt die Expansion, welche bis *b* andauert; der Weg *db* während der Expansion ist nun im Verhältniss zum Admissionsweg *Kd* so gross, besonders beim äussersten Expansionsgrad, dass der Dampfdruck im Cylinder im Allgemeinen bis unter die atmosphärische Pressung oder bis nahe zu derselben herabsinkt. Bei *b* öffnet sich der Austrittskanal, von dem wir zunächst einmal annehmen wollen, er münde direct in die freie Atmosphäre. Ist nun in diesem Augenblicke der Dampfdruck im Cylinder geringer als eine Atmosphäre, so findet eine Ausgleichung dadurch statt, dass äussere atmosphärische Luft in den Cylinder tritt (es strömt also kein Dampf aus); war dagegen der Dampfdruck im Cylinder in Folge der Expansion nicht bis auf eine Atmosphäre gesunken, so strömt im Momente des Eröffnens durch den Austrittskanal zunächst so viel Dampf aus, bis der zurückbleibende Dampf eine Atmosphäre Pressung hat.

Nun geht der Kolben vollends auf der ganzen Strecke *bH* bis ans Ende des Hubes und während dieses ganzen Weges wird fortwährend durch den gewöhnlichen Austrittskanal äussere atmo-

sphärische Luft angesaugt, so dass, wenn der Kolben das Hubende erreicht hat, der ganze Cylinder mit Luft und dem geringen Dampfquantum gefüllt ist, das anfänglich auf dem kurzen Wege Kd eingeführt wurde. Genau dieselben Vorgänge werden nun auch auf der rechten Seite des Kolbens stattfinden, wenn derselbe auf dem Wege HK wieder in die Position K zurückkehrt. Wir wollen nun diese Rückkehr vollendet denken und den Kolben wieder auf seinem Wege von links nach rechts verfolgen, aber jetzt die Vorgänge auf der rechten Seite (Fig. 8 und 10, Taf. II) ins Auge fassen. Der ganze Cylinderraum rechts ist also mit atmosphärischer Luft und etwas Dampf gefüllt. Auf dem verhältnissmässig kurzen Wege Kc ist der Austrittskanal noch offen, es wird also ein geringer Theil der Luft wieder hinaus geschoben und gleichzeitig die zurückbleibende comprimirt. Bei c schliesst sich aber der Austritt, hier beginnt die Compression und dauert bis zur Kolbenposition a .

Bei a öffnet sich endlich der Dampfeintrittskanal und bleibt während des ganzen übrigen Kolbenweges aH eröffnet. Bei a wird sich also der Kesseldampf mit der comprimirtten Luft mischen und von da an die ganze Masse von Luft und Dampf in den Kessel gedrückt werden, wobei fast der volle Kesseldruck zu überwinden ist. Man ersieht also, die Dampfmaschinen einer Locomotive sind bei der Gegendampfwirkung nicht mehr als Kraftmaschinen, sondern als »Luftpumpen« thätig; sie werden betrieben durch die Arbeit, welche in Form von lebendiger Kraft im bewegten Zug enthalten ist, und in jedem Cylinder wird bei jedem Kolbenschube fast eine ganze Cylinderfüllung atmosphärischer Luft angesaugt, comprimirt und in den Kessel gedrückt; bei jeder Umdrehung der Triebäder einer Locomotive werden demnach auch vier Cylinderfüllungen Luft in den Dampfkessel eintreten.

Es begreift sich demnach leicht, dass die Gegendampfwirkung bei Locomotiven eine sehr rasche Steigerung des Kesseldruckes zur Folge hat; das aber ist weniger der Grund, dass man bisher die Gegendampfwirkung nur in ausserordentlichen Fällen zum raschen Anhalten des Zuges verwendet hat; es zeigt sich hierbei noch ein anderer weit bedeutenderer Uebelstand. Bei Locomotiven mündet nämlich der Dampfaustrittskanal nicht direct ins Freie, sondern steht durch das Blasrohr mit dem Innern der

Rauchkammer in Verbindung. Bei der saugenden Wirkung werden sich nun hier die Cylinder nicht mit reiner Luft, sondern mit den Verbrennungsgasen aus der Rauchkammer füllen, die nicht nur eine sehr hohe Temperatur von 400°, 500° und mehr haben, sondern die auch noch grosse Mengen von unverbrannten Theilen des Brennmaterials mit sich führen. Man übersieht daher, welchen nachtheiligen Einfluss das Gegendampfgeben auf Maschine und Kessel einer Locomotive haben wird. Nichtsdestoweniger hatten die Ingenieure immer Grund genug, zu bedauern, dass dem Locomotivführer versagt sein sollte, dieses einfache und kräftige Mittel des Bremsens von Eisenbahnzügen zu benutzen, um so mehr, als das Retardiren durch Reibungsbremsen auch theoretisch als ein höchst unvollkommenes Mittel angesehen werden muss, denn hierbei wird die ganze lebendige Kraft des Zuges, welche der Geschwindigkeitsabnahme entspricht, vollständig vernichtet.

Unter solchen Umständen ist es nicht auffallend, wenn der Vorschlag von Lechatelier rasch grosse Verbreitung und Anwendung fand. Nach diesem Vorschlage sperrt man beim Reversiren das Blasrohr ab und verbindet den Austrittskanal durch ein Zweigrohr mit dem Dampf- und Wasserraum des Kessels und lässt so beim Saugen des Kolbens kleine regulirbare Mengen von Dampf und Wasser statt der Luft oder der Feuergase in den Cylinder treten; Wasser führt man zu, um die Ueberhitzung des Dampfes bei der Compression, also ein Trockengehen von Kolben und Schieber zu vermeiden.

Erfahrung und nähere Untersuchung mittelst des Diagrammes zeigen aber, dass die Methode von Lechatelier, besonders bei raschem Gange der Maschine, für viele Fälle nicht wirksam genug ist. Bei grosser Kolbengeschwindigkeit wird in Folge des allmäligen Eröffnens des Eintrittskanales bei Einführung des Gegendampfes der Kolben schon einen grössern Weg durchlaufen haben, bevor der volle Dampfgegendruck vor dem Kolben eintritt. Es liegen daher weitere Vorschläge vor: die sogenannten Dampfrepressions-Bremsen; bei diesen wird nicht reversirt; so schlägt z. B. v. Landsee*) vor, am Cylinder einen zweiten

*) Mémoire sur les différentes méthodes employées pour modérer les vitesses des trains sur pentes et en particulier sur le frein à vapeur, système A. de Landsee. Mulhouse, 1867.

Schieber anzubringen, dessen Excenter mit dem Voreilwinkel $\delta = 0$ aufgesteckt ist. Beim Bremsen wird das Austrittsrohr geschlossen, die Hauptsteuerung auf starke Expansion eingestellt und vom zweiten Schieber Gegendampf fast während des ganzen Kolbenweges eingeführt. Am vollkommensten scheint aber die Dampfprepressions-Bremse der Locomotivfabrik Krauss & Comp. in München den Zweck zu erfüllen. Das Blasrohr wird beim Bremsen nach aussen geschlossen, dagegen das Innere desselben mit dem Dampfraume des Kessels in Verbindung gesetzt; es wird überdies nicht reversirt, aber der Regulator geschlossen. Die hier erzielte Wirkung lässt sich ebenfalls leicht an der Hand unseres Schieberdiagrammes ermitteln; es ist jedoch hier nicht der Ort, die Frage weiter zu verfolgen; ich verweise wegen des Näheren auf das interessante Schriftchen von Prof. Linde: »Ueber einige Methoden zum Bremsen der Locomotiven und Eisenbahnzüge, insbesondere über die Dampfprepressions-Bremse. Pat. System der Locomotivfabrik Krauss und Comp.« München 1868. Eine sachgemässe und interessante Besprechung des Vorschlages von Lechatelier giebt Prof. Gustav Schmidt in den »Mittheilungen des Architekten- und Ingenieurvereins in Böhmen 1869« unter der Ueberschrift: »Anwendung des Gegendampfes bei Locomotiven«. (Vergl. auch »Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1870«. Bd. 14, S. 775.)

ZWEITE ABTHEILUNG.
Steuerungen mit zwei Schiebern.

in Fig. 8 und 10, Taf. II, im obern Theile der Figur die Hauptkolbenpositionen für die verschiedenen (vier) Expansionsgrade angeben: die erstere Fig. 8 gilt für offene, die andere Fig. 10 gilt für gekreuzte Stangen. Angenommen nun, die Maschine laufe vorwärts, die Steuerung arbeite zunächst auf Vorwärtsgang und der Kolben gehe in der durch den Pfeil angedeuteten Richtung (Fig. 8 und 10) von rechts nach links, so entsprechen nach den früher gegebenen Sätzen die vier Kolbenpositionen *a*, *b*, *c*, *d* folgenden Vorgängen:

- a* Beginn der Expansion rechts;
- b* » » Compression links;
- c* » des Dampfaustrittes rechts;
- d* » » Dampfeintrittes links.

Die Darstellung wird aber vielleicht durch Bezeichnung der Kolbenwege übersichtlicher; die Vorgänge auf der einen, rechten, Seite sind:

- Weg *Ha* Dampfeintritt, Admission;
- » *ac* Expansion des Dampfes;
- » *cK* Dampfaustritt (Vor-Ausströmen).

Die Vorgänge auf der andern, linken Seite sind dagegen:

- Weg *Hb* Dampfaustritt;
- » *bd* Compression des Dampfes;
- » *dK* Dampfeintritt (Vor-Eintritt).

Mit Hilfe dieser dem Diagramm entnommenen Werthe ist es leicht, sich das zugehörige Indicatorgramm zu vergegenwärtigen und einen Schluss auf die gewonnene Dampfarbeit zu ziehen.

Gehen wir nun zur Untersuchung der Gegendampfwirkung über und stellen wir uns vor, die Maschine gehe vorwärts, die Steuerung aber arbeite mit irgend einem der vier Expansionsgrade rückwärts, so kehrt sich einfach die Reihenfolge der vier Haupt-Kolbenpositionen um, oder man hat sich den Pfeil, der in Fig. 8 und 10 die Richtung der Kolbenbewegung anzeigt, in umgekehrter Weise aufgetragen zu denken.

Angenommen demnach, der Kolben gehe von links nach rechts, von *K* nach *H* (Fig. 8 und 10, Taf. II), so entsprechen die vier Haupt-Kolbenpositionen folgenden Vorgängen:

- d* Beginn der Expansion links;
- c* Beginn der Compression rechts;
- b* Beginn des Austrittes links;
- a* Beginn des Dampfeintrittes rechts;

oder, wenn wieder die Kolbenwege in Betracht gezogen werden:

Vorgänge auf der linken Seite:

- Weg *Kd* Dampfeintritt, Admission;
- » *db* Expansion des Dampfes;
- » *bH* Dampfaustritt (Vor-Ausströmen).

Vorgänge auf der rechten Seite des Kolbens:

- Weg *Kc* Dampfaustritt: (richtiger Verbindung des Cylinderraumes mit dem Austrittskanal);
- » *ca* Dampfcompression;
- » *aH* Dampfeintritt (Vor-Eintritt).

Hiernach ist es leicht, sich eine Vorstellung von der Wirkung des Dampfes im Cylinder zu machen und sich das entsprechende Indicator-Diagramm zu vergegenwärtigen. Fasst man die Vorgänge auf der linken Seite näher ins Auge, so strömt also auf dem Wege *Kd*, der besonders beim letzten Grade sehr klein ist, frischer Dampf in den Cylinder; bei *d* tritt die Absperzung ein und beginnt die Expansion, welche bis *b* andauert; der Weg *db* während der Expansion ist nun im Verhältniss zum Admissionsweg *Kd* so gross, besonders beim äussersten Expansionsgrad, dass der Dampfdruck im Cylinder im Allgemeinen bis unter die atmosphärische Pressung oder bis nahe zu derselben herabsinkt. Bei *b* öffnet sich der Austrittskanal, von dem wir zunächst einmal annehmen wollen, er münde direct in die freie Atmosphäre. Ist nun in diesem Augenblicke der Dampfdruck im Cylinder geringer als eine Atmosphäre, so findet eine Ausgleichung dadurch statt, dass äussere atmosphärische Luft in den Cylinder tritt (es strömt also kein Dampf aus); war dagegen der Dampfdruck im Cylinder in Folge der Expansion nicht bis auf eine Atmosphäre gesunken, so strömt im Momente des Eröffnens durch den Austrittskanal zunächst so viel Dampf aus, bis der zurückbleibende Dampf eine Atmosphäre Pressung hat.

Nun geht der Kolben vollends auf der ganzen Strecke *bH* bis ans Ende des Hubes und während dieses ganzen Weges wird fortwährend durch den gewöhnlichen Austrittskanal äussere atmo-

oder wenig comprimiren, verdrängt werden konnten, sondern dass man im Gegentheil bei den Locomotiven einzelner Bahnen sogar die complicirten Steuerungen mit zwei Schiebern wieder aufgab und zu den einfacheren Steuerungen mit einem Schieber zurückging.

Ferner beobachtet man, dass die Locomotivführer, die doch ein besonderes Interesse haben, ihre Steuerungen möglichst vortheilhaft zu verwenden, meist solche Grade der Coulissee benutzen, bei denen der schädliche Einfluss der Compression schon sehr fühlbar werden müsste.

Schon aus dem eben Erwähnten wäre zu schliessen, dass wenigstens nicht unter allen Verhältnissen durch die Compression des Dampfes in Folge des zu frühen Absperrrens ein wesentlicher Arbeitsverlust herbeigeführt wird. Zu dem Resultate, dass die Coulissee Steuerungen mit einem Schieber unter Umständen selbst bei starker Expansion den Dampf noch vortheilhaft zu benutzen zulassen, führt aber auch ohne Weiteres eine nähere Betrachtung unserer Diagramme.

Der obere Theil der Fig. 8, Taf. II giebt die Hauptkolbenstellungen bei einer Stephenson'schen Steuerung an; betrachten wir die dem zweiten Expansionsgrade zugehörigen Stellungen. Bei *a* beginnt die Expansion, bei *b* die Compression; bei Beginn der letztern hat der Dampf hinter dem Kolben eine Spannung von wenig über eine Atmosphäre; die Compression dauert bis zur Kolbenstellung *d*, und hier beginnt schon der Dampfeintritt. Stellt man sich nun vor, dass bei *d* der Dampf hinter dem Kolben in Folge der Zusammenpressung gerade die Spannung des eintretenden Dampfes erreicht hat, dann hat man sich gewissermassen durch die Compression frischen Dampf erzeugt, der beim neuen Kolbenspiele seine Arbeit wieder hergiebt. Es ist also wenigstens anzunehmen, dass die Compressionsarbeit zum Theil wieder gewonnen wird. Dass der Dampf bei *d* gerade oder wenigstens beinahe die Spannung des Kesseldampfes hat, lässt sich aber dadurch erreichen, dass man dem sogenannten schädlichen Raume die zugehörige Ausdehnung giebt. Dieser Raum spielt also ohne Zweifel gerade bei Coulissee Steuerungen eine höchst nützliche Rolle, und es mögen wohl die auf Erfahrungen gestützten, verschiedenen Urtheile über die Wirkung der Coulissee Steuerung mit einem Schieber vorzugsweise ihren Grund

darin haben, dass eben bei verschiedenen Locomotiven der schädliche Raum nicht immer die entsprechende Grösse hatte.

Vollständigen Aufschluss über die hier angeregte Frage giebt aber die Rechnung. Reuleaux hat zuerst im Civilingenieur, Bd. III, S. 43, in seiner Abhandlung »Ueber die Wirkung der Dampfvertheilung bei den Coulissensteuerungen« die Einwirkung des sogenannten schädlichen Raumes auf die Compression näher besprochen, und später habe ich selbst in meinem Buche »Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie« 2. Auflage, S. 506, den Einfluss der Dampfcompression und des schädlichen Raumes auf den ganzen Process der Dampfmaschine so vollständig erläutert, als es bei dem jetzigen Stande der theoretischen Grundlagen, wie sie die mechanische Wärmetheorie liefert, möglich ist.

Erledigt ist die Frage jedoch noch nicht; es fehlt uns noch an gründlichen Indicatorversuchen und zwar solchen Versuchen, die unter ganz specieller Berücksichtigung derjenigen Bedürfnisse angestellt worden sind, auf welche die theoretischen Untersuchungen hinweisen.

Es ist hier nicht der Ort, weiter auf die angegebene Frage einzugehen; es sollte eben nur angedeutet werden, dass die Steuerungen mit zwei Schiebern ihre Entstehung und Verwendung vorzugsweise der Ansicht verdanken, dass die Compression des Dampfes hinter dem Kolben, wie sie bei den Coulissensteuerungen mit einem Schieber bei stärkerer Expansion auftritt, schädlich ist, dass aber diese Ansicht keineswegs als eine unter allen Umständen begründete anzusehen ist.

Der eine der beiden Schieber, der Expansionschieber, bewirkt nur den Dampfabschluss, und zwar ist dabei gewöhnlich eine solche Anordnung der einzelnen Theile des Steuermechanismus getroffen, dass die Absperrung des Dampfzutrittes nach Belieben früher oder später erfolgt, mit andern Worten: man hat es gewöhnlich auch mit variabler Expansion zu thun. Der zweite Schieber, der Vertheilungsschieber, regulirt nur den Beginn des Dampf- und Dampfaustrittes, er arbeitet gewöhnlich mit unveränderlichem Hube und besitzt nur geringe innere und äussere Deckung. Bei den Umsteuerungen wird dieser Vertheilungsschieber von der Coulisse bewegt, diese dient dann im Allgemeinen nur zum Umsteuern, und man benutzt dieselbe gewöhnlich nur in ihren äussersten Stellungen.

Der Nachtheil der Compression, wenn nach Obigem im Allgemeinen von einem solchen die Rede sein darf, verschwindet bei Anwendung eines besondern Expansionsschiebers jedenfalls; es tritt nun aber hier sofort die andere Frage heran, ob der Vortheil, der aus dem Verschwinden der Dampfcompression erwartet wird, nicht zum grossen Theil oder vielleicht gänzlich wieder aufgehoben wird durch den beträchtlichen Arbeitsverlust, der mit der Bewegung eines zweiten Schiebers verbunden ist. Diese Frage kann ebenfalls nur durch Erfahrung und genaue Versuche ihre Lösung finden; Erfahrungen beim Locomotivenbetrieb deuten aber schon jetzt darauf hin, dass Steuerungen mit Doppelschiebern nur bei hohem Dampfdrucke mit Vortheil verwendet werden, und dass die Coulissensteuerungen mit einem Schieber für die bis jetzt noch allgemein gebräuchlichen Dampfspannungen vollständig genügen. Sobald man sich aber entschliesst, den Dampfdruck in Locomotivkesseln weiter zu steigern, als es bereits in den letzten Jahren geschehen ist, so wird die Anwendung besonderer Expansionsschieber vielleicht unerlässlich. Beim heutigen Stand unserer Kenntniss über die vortheilhafteste Benutzung der Dampfkraft weist Alles darauf hin, dass ein weiterer Fortschritt in der Verwerthung des Dampfes vorzugsweise in Verwendung möglichst hoch gespannten Dampfes und hierdurch ermöglichter starker, aber vollkommener Expansion zu erwarten ist.

Bei Locomotiven ist man hiermit schon vorgegangen, und wenn hier die Anwendung höherer als der hisher gebräuchlichen Dampfspannungen erst allgemeiner wird, so werden wohl auch die Steuerungen mit zwei Schiebern höhere Bedeutung und häufigere Verwendung finden.

Aus diesem Grunde sollen im Folgenden die Doppelschieber-Steuerungen in gleicher Vollständigkeit behandelt werden, wie das im ersten Theile betreffs der Steuerungen mit einem Schieber geschehen ist: wir haben aber hier, wie dort, nur die Fragen zu beantworten, ob die heute vorzüglich in Anwendung kommenden Steuerungen mit besonderem Expansionsschieber in constructiver Beziehung den Anforderungen genügen, die man an eine vollkommene Steuerung zur Hervorbringung variabler Expansion stellen muss. Vor Allem muss man verlangen, dass der Dampf eintritt bei jeder beliebigen Kolbenstellung aufgehoben werden

kann. Ob das nun wirklich bei den bisher angewandten Systemen der Fall ist, und wenn nicht, wie weit man bei jedem einzelnen die Expansion treiben kann, welchen Einfluss dabei die einzelnen Dimensionen haben, und welche Verbesserungen im einen oder andern Falle möglich sind, werden die folgenden Untersuchungen zeigen.

In der Behandlung weichen wir insofern von dem bisherigen Gange ab, als wir die Theorie und die Ableitung und Benutzung des Diagrammes gleichzeitig geben. Die theoretischen Betrachtungen sind so einfach, dass jeder mit den Anfangsgründen der Mathematik vertraute Leser denselben leicht folgen kann.

Von den Doppelschieber-Steuerungen sind zwei Arten von einander zu unterscheiden; bei der ersten Art liegen zwei Dampfkammern übereinander, in der untern bewegt sich der gewöhnliche Vertheilungsschieber, in der obern, auf der durchbrochenen Zwischenwand, der Rückwand der untern Dampfkammer, gleitet der Expansionsschieber. Die obere Dampfkammer steht in ununterbrochener Verbindung mit dem Dampfkessel und der Expansionsschieber regulirt nur den Dampfzutritt nach der untern Dampfkammer.

Bei der zweiten Art ist nur eine Dampfkammer vorhanden und der Expansionsschieber gleitet unmittelbar auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers, welcher letzterer mit Durchlasskanälen versehen ist, die der obere Schieber abwechselnd öffnet und schliesst.

In den folgenden Darlegungen sollen beide Arten getrennt behandelt werden, obgleich die Schieberdiagramme der einen Art sich leicht auf die der andern zurückführen lassen und ein wesentlicher Unterschied zwischen denselben nicht besteht.

ERSTER ABSCHNITT.

Expansionsschieber auf der festen Rückwand der untern Dampfkammer.

CAPITEL I.

Steuerung von Gonzenbach.

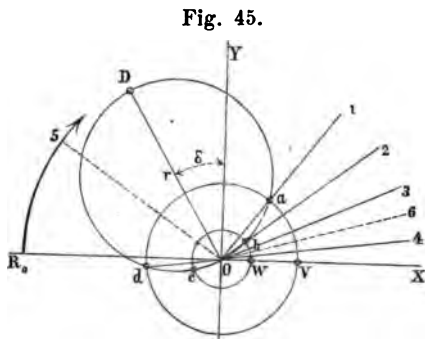
Die Schieberanordnung nach Gonzenbach ist auf Taf. IV in Fig. 18 abgebildet; beide Schieber, der Vertheilungsschieber S sowohl, wie der Expansionsschieber S_0 , sind in ihrer mittlern Stellung gezeichnet, eine Stellung, die sie allerdings gleichzeitig nur einnehmen können, wenn man sich ihre Excenterstangen von den Excentern abgelöst denkt. Die beiden Schieberkästen K und K_0 sind durch eine Zwischenwand getrennt, die einen Durchlasskanal a_0 enthält, durch den der frische Dampf aus dem obern in den untern Schieberkasten gelangen kann, so lange der Durchgang nicht vom Expansionsschieber S_0 , der über dem Spalte hin- und hergleitet, geschlossen ist; der Schieber selbst ist ein sogenannter Spaltschieber. In Fig. 18^a sind die beiden Excenter in derjenigen Stellung gezeichnet, die sie einnehmen, wenn die Kurbel durch den ersten todten Punkt geht. Die Excentricität $OD = r$ des Excenters für den Vertheilungsschieber schliesst mit der Verticalen OY zur Schubrichtung der Excenterstange den Winkel $DOY = \delta$ (Voreilwinkel) ein, während das Excenter des Expansionsschiebers mit Nacheilen aufgesteckt sein muss, d. h. die Excentricität $OD_0 = r_0$ ist im gleichen Momente um den Winkel $D_0OY = -\delta_0$ von der Verticalen OY abgelenkt; es wird aus der folgenden Untersuchung hervorgehen, warum das so sein muss.

Lässt man zunächst die Wirkung des Expansionsschiebers ausser Acht und betrachtet man nur die Wirkung des Vertheilungsschiebers, so findet sich die Dampfvertheilung in der Art, wie sie in der ersten Abtheilung dieser Schrift vorgeführt worden ist. Es wäre daher nicht nöthig, auf diese Frage zurück zu kommen, wenn nicht für die weiteren Zwecke, um leichteren Einblick zu gestatten, eine Veränderung der Bezeichnung zweckmässig erschiene.

Sind bei der Steuerungsanordnung, wie sie Fig. 18 und 18^a, Taf. IV darstellt, für den Vertheilungsschieber S die Excentricität r und der Voreilwinkel δ bekannt und sind ebenso die innere Deckung i und die äussere Deckung e gegeben, welche letztere beim Vorhandensein eines Expansionsschiebers jederzeit kleiner, als ohne solchen angenommen wird, so verfährt man wie folgt:

Man beschreibe (Holzst.

Fig. 45) über $OD = r$ als Durchmesser den Schieberkreis und dann von O aus Kreise mit den Radien $OV = e$ und $OW = i$ und suche die vier Durchschnittspunkte a, b, c, d der drei Kreise; zieht man nun von O aus nach diesen Schnittpunkten gerade Linien, so geben diese die Hauptkurbelpositionen, die von jetzt



an im Weiteren numerirt werden sollen. Steht die Maschinenkurbel im ersten todtten Punkte, so befindet sich die Diagrammkurbel bei OR_0 ; denkt man sich diese in der Richtung des Pfeiles gedreht und den Kolben von links nach rechts gehend (in Wirklichkeit bewegt er sich bei der Anordnung nach Fig. 18 und 18^a, Taf. IV umgekehrt), so entspricht die Kurbelposition Nr. 1 dem Beginn der Expansion links. Bei 2 beginnt die Compression rechts, bei 3 der Austritt links, bei 4 der Eintritt rechts. Bei den weiteren Untersuchungen sind aber nur die Positionen 1 und 4 von besonderer Bedeutung. Der Expansionsschieber S_0 (Fig. 18, Taf. IV), hat einfach nur die Dampfabspernung und den Dampfzutritt nach dem untern Schieberkasten zu reguliren; man wird z. B. verlangen, dass

er schon bei Position 5 (Holzst. Fig. 45) den Dampf absperrt; hier beginnt also schon die Expansion, obgleich der untere Schieber erst bei Position 1 den Dampf im untern Schieberkasten vom Dampf im Cylinder absperrt. Es verdient, sogleich hervorgehoben zu werden, dass bei dieser Anordnung der Schieber die Expansion eine eigenthümliche ist; auf dem Wege der Kurbel von Position 5 bis Position 1 expandirt der Dampf im Cylinder und untern Schieberkasten K gleichzeitig und erst von der Kurbelposition 1 bis 3 expandirt der Dampf im Cylinder allein, weil erst von Position 1 an der Vertheilungsschieber beide Räume trennt; bei Position 3 beginnt dann der Austritt des Dampfes aus dem Cylinder. Nun wird aber eine gewisse Kurbelposition 6 eintreten, bei welcher der obere Schieber S_0 (Fig. 18, Taf. IV) den Durchlasskanal wieder eröffnet, nachdem er ihn bei Position 5 geschlossen hatte. Diese Position Nr. 6 muss nun, das übersieht sich leicht, unbedingt (bei der Gonzenbach'schen Anordnung) in das Intervall zwischen Nr. 1 und 4 der Kurbelstellungen hineinfallen. Würde Position 6 vor Nr. 1 zu liegen kommen, so würde man zweimal Dampf in den Cylinder treten lassen, denn der Expansionsschieber würde den Durchlasskanal schon wieder eröffnen, bevor der untere Schieber den Dampfraum im Cylinder (bei Nr. 1) abgesperrt hat. Auf dem Wege der Kurbel vom todten Punkte ab bis Position 5 hätte man Dampftritt in den Cylinder, von Position 5 bis Position 6 Expansion und von Position 6 bis Position 1 wieder Dampftritt; also eine schlechte und höchst unvollkommene Dampfausnutzung, die nichtsdestoweniger bei Locomotiven, bei denen früher die Gonzenbach'sche Steuerung angewendet wurde, oft vorgekommen sein mag.

Weiterhin soll aber auch die Kurbelposition 6 für den Beginn der Eröffnung des Durchlasskanales nicht hinter Position 4 fallen; bei der letztern eröffnet nämlich der Vertheilungsschieber den Dampftrittskanal schon auf der rechten Seite, damit bei Beginn des neuen Kolbenhubes, wenn also die Kurbel durch den zweiten todten Punkt geht, schon frischer Dampf vor dem Kolben stehe. Diese Voreröffnung würde aber nutzlos sein, wenn nicht der Expansionsschieber auch schon geöffnet hätte oder wenigstens mit dem untern Schieber gleichzeitig öffnete, also Position 6 spätestens mit Position 4 zusammenfiel. Das Winkel-

intervall zwischen Position 1 und Position 4 ist gewöhnlich sehr klein, weil kleine äussere Deckung für den Vertheilungsschieber angenommen wird, daher hat man in der Regel bei Gonzenbach's Steuerung für die Wahl der Lage von Nr. 6 nur engen Spielraum. Es wird sich zeigen, dass in diesem Umstande eine grosse Einschränkung liegt und die Gonzenbach'sche Steuerung daher für variable Expansion wenig geeignet erscheint.

Nach diesen Vorbereitungen mag nun zur Untersuchung der Wirkungsweise des Expansionsschiebers übergegangen werden; um aber hierbei zugleich die Grundlagen für alle andern Doppelschieber-Steuerungen zu gewinnen, und um die weiter unten folgenden Darlegungen abkürzen zu können, soll zuvörderst die Wirkung eines einfachen Plattenschiebers betrachtet und gezeigt werden, dass der sogenannte Spaltschieber als die Verbindung zweier getrennten, aus einfachen Platten bestehenden Schiebern angesehen werden kann.

Fig. 46.

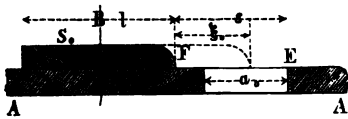


Fig. 47.

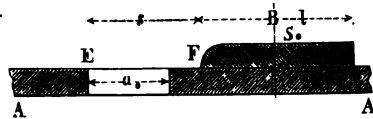


Fig. 46 a.

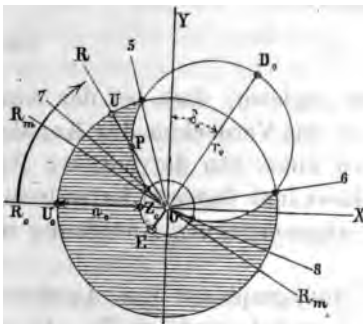
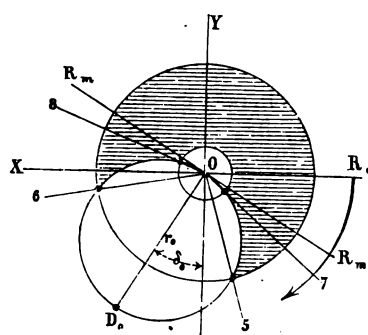


Fig. 47 a.



Es sei in Holzstich 46 und 47 AA die Wand zwischen den beiden Schieberkästen und die Weite der Durchlassöffnung sei a_0 . In beiden Fällen sei S_0 der Expansionsschieber, der hier als einfache Platte erscheint, die in beiden Fällen bei B die mittlere

Stellung einnimmt. In dem einen Falle (Fig. 46, S. 196) stehe sie links von der Durchlassöffnung der Art, dass die rechte Schieberkante F' um die Strecke s von der gegenüberliegenden Kante E der Durchlassöffnung absteht. Im andern Falle (Fig. 47, S. 195) stehe die Platte bei mittlerer Lage in gleicher Weise rechts vom Durchlasskanale. Man denke sich nun, im einen, wie im andern Falle werde die Platte von einem Excenter $OD_0 = r_0$ bewegt, welches mit dem Nacheilwinkel δ_0 aufgesteckt ist, wie es z. B. Fig. 18^a, Taf. IV andeutet; die Aufgabe, welche hier vorliegt, ist dann einfach die, zu ermitteln, wie weit der Schieber aus der mittlern Position verschoben ist, wenn die Kurbel sich um ω gedreht hat, wie weit bei dieser Stellung der Durchlasskanal geöffnet ist und bei welchen Kurbelstellungen der Abschluss und das Wiedereröffnen des Kanales erfolgt.

Früher fand sich für einen Schieber, dessen Excenter die Excentricität r und den Voreilwinkel δ hatte; der Schieberweg ξ beim Drehwinkel ω der Kurbel: $\xi = r \sin(\omega + \delta)$; im vorliegenden Falle gilt dieselbe Formel, nur ist δ durch $-\delta_0$ zu ersetzen, ebenso r durch r_0 ; die Ausweichung ξ_0 des Expansionschiebers aus der Mitte ist daher:

$$\xi_0 = r_0 \sin(\omega - \delta_0), \quad (105)$$

und die Eröffnung a_x des Durchlasskanales findet sich für diesen Augenblick ohne Weiteres nach Figur 46:

$$a_x = s - \xi_0. \quad (106)$$

Aus derselben Fig. 46 erkennt man zugleich, dass bei der Ausweichung des Schiebers nach rechts das Verdecken des Kanales erfolgt, bei seiner Ausweichung nach links, von der mittlern Position aus gerechnet, ist der Durchlasskanal dagegen fortwährend ganz geöffnet. Bei der in Fig. 47 angenommenen Anordnung ist die Sache umgekehrt.

Um nun die Formeln (105) und (106) graphisch zum Ausdruck zu bringen, verfährt man wie folgt (wobei zunächst Fig. 46 zu Grunde gelegt werden mag).

Man trägt senkrecht zur Schubrichtung OX (Fig. 46^a) die Richtung OY auf und davon abweichend um den Winkel $YOD_0 = \delta_0$ die Länge $OD_0 = r_0$. Beschreibt man nun über dieser Strecke als Durchmesser den Schieberkreis, so geben die

Brennstrahlen dieses Kreises die Ausweichungen des Schiebers; hat sich z. B. die Kurbel vom todtten Punkte OR_0 in der Richtung des Pfeiles um den Winkel R_0OR gedreht, so giebt die Strecke OP ohne Weiteres den Schieberweg ξ_0 , wie er sich durch Gleichung (105) auf dem Rechnungswege finden würde. Steht die Kurbel in der Richtung OD_0 , so ist der Schieber in der grössten Ausweichung, und steht die Kurbel senkrecht zu OD_0 , also in der Richtung OR_m , so geht der Schieber eben durch seinen Oscillationsmittelpunkt. In Fig. 46* ist nur der eine Schieberkreis gezeichnet, welcher die Ausweichungen des Schiebers nach rechts angiebt, denn die Ausweichungen nach links interessieren hier nicht, weil man im Voraus weiss, dass während derselben der Durchlasskanal fortwährend ganz geöffnet ist.

Um nun das Diagramm zu vollenden und Gleichung (106) graphisch zu deuten, beschreibt man vom Mittelpunkte O aus (Fig. 46*) mit dem Radius $OU_0 = OU = s$ einen Kreis; dann findet sich ohne Weiteres die Strecke $UP = OU - OP$ oder nach dem Vorstehenden die Eröffnung des Durchlasskanales für diese Kurbelposition:

$$a_x = UP = s - \xi_0,$$

und mit diesem Satze ist ein neues Diagramm gewonnen, welches in der Folge für alle Doppelschiebersteuerungen Anwendung findet.

Sucht man die Durchschnitte des letztern Kreises mit dem Schieberkreise auf, und zieht man durch diese Schnittpunkte die Kurbelstellungen 5 und 6, so sind das diejenigen Stellungen, bei welchen eben die Eröffnung des Durchlasskanales Null ist, und zwar beginnt bei Position 5 die Absperrung oder Expansion und bei Position 6 öffnet sich der Kanal wieder. Bei der vollen Rotation der Kurbel ist der Durchlasskanal auf dem Wege 5—6 fortwährend geschlossen und auf dem Wege 6—5 ist er fortwährend geöffnet.

Trägt man noch von U_0 aus nach O hin die Weite a_0 des Durchlasskanales auf, macht man also $U_0Z_0 = a_0$, und beschreibt man mit dem Radius OZ_0 einen dritten Kreis, so geben die Schnittpunkte desselben mit dem Schieberkreise noch Folgendes an. Bei der Kurbelposition 7 beginnt der Kanal sich zu verengen und bei Position 8 ist er wieder vollständig geöffnet und bleibt es bis die Kurbel, die man sich in der Richtung des Pfeiles gedreht denke,

wieder nach Position 7 gelangt. In Fig. 47 ist in gleicher Weise das Diagramm für die Schieberanordnung Fig. 47^a gezeichnet: hier gilt nur der untere Kreis, weil der Schieber nur bei seiner Ausweichung nach links hin, von der mittlern Stellung aus gerechnet, den Kanal überdeckt.

Weder die eine noch die andere der in Fig. 46 und 47 gezeichneten Anordnungen ist nun ohne Weiteres als Expansionsvorrichtung brauchbar. Wollte man sich beide Platten gleichzeitig von demselben Excenter aus bewegt denken, so würde die Anordnung Fig. 46 nur bei der Bewegung der Kurbel durch den ersten Halbkreis richtig wirken, bei der Bewegung durch den zweiten Halbkreis ist sie wirkungslos, weil fortwährend Dampf durch den Durchlasskanal strömt; bei der andern Anordnung ist das Umgekehrte der Fall: diese arbeitet nur richtig, während die Kurbel durch den zweiten Halbkreis geht. Man erkennt daraus, dass es nur darauf ankommt, die beiden Fälle in rechter Weise zu verbinden und das kann auf verschiedene Weise geschehen: am einfachsten, aber, wie sich zeigen wird, auch am unvollkommensten. ist das von Gonzenbach geschehen. Bevor jedoch darauf eingegangen wird, muss noch eine wichtige Erweiterung der obigen Sätze gegeben werden, da in der Folge mehrfach davon Gebrauch gemacht wird.

In Holzstich Fig. 46 wurde angenommen, dass der Expansionsschieber S_0 , der aus einer einfachen Platte besteht, in seiner mittleren Stellung sich gänzlich auf der linken Seite der Durchlassöffnung befinde, weiterhin wurde stillschweigend vorausgesetzt, dass nicht etwa bei der Bewegung des Schiebers nach rechts die linke Kante desselben über die Durchlassöffnung tritt; um das letztere zu vermeiden, muss die Länge der Platte gross genug sein. Bezeichnet man diese Länge mit l , so müsste der Schieber um $l + s - a_0$ nach rechts geschoben werden, wenn eben die linke Kante des Schiebers über die linke Kante des Durchlasskanales zu stehen kommen sollte, wie deutlich aus der Figur ersichtlich ist. Die grösste Schieberausweichung ist aber r_0 : der angenommene Fall wird also nicht eintreten, wenn

$$l + s - a_0 > r_0$$

oder

$$l > r_0 - (s - a_0) \quad (107)$$

ist, und diese Bedingung lässt sich immer leicht erfüllen. Der Werth der rechten Seite ist sofort dem Diagramm Fig. 46^a zu entnehmen, nach welchem $OD_0 = r_0$ und $OE = s - a_0$ ist.

Es soll nun aber noch der Fall behandelt werden, bei welchem die Platte schon in der mittleren Position den Durchlasskanal vollständig überdeckt, wie das in Fig. 48 angedeutet ist. Damit hier bei der grössten Ausweichung des Schiebers nach rechts dessen linke Kante nicht über den Kanal tritt, muss, wie man leicht übersieht, die Bedingung:

$$l - s - a_0 > r_0$$

oder

$$l > r_0 + s_0 + a_0 \quad (108)$$

erfüllt sein, und das werde im Folgenden vorausgesetzt. (Im Diagramm Fig. 48^a ist $OD_0 = r_0$ und $s_0 + a_0 = OE$, also muss l grösser als D_0E sein.) Das Besondere dieses Falles besteht nun darin, dass der Werth s negativ vorausgesetzt worden ist; beschreibt man daher eben-

falls von O aus; nachdem (Holzstich Fig. 48a) der Schieberkreis gezeichnet ist, mit der Länge $OU_0 = OU = s$ einen Kreis, so sind wieder die Schnittpunkte U und U_1 auf dem Schieberkreise aufzusuchen; im vorliegenden Falle entspricht aber der auf der negativen Seite des Leitstrahles liegende Schnittpunkt U dem Augenblicke der Absperrung; zieht man UQ über O hinaus, so entspricht die Richtung 5 dem Beginn der Expansion, und die Richtung 6, als Verlängerung der Verbindungslinie des andern Schnittpunktes U_1 mit O , entspricht der Wiedereröffnung des Durchlasskanales.

Trägt man ferner $U_0Z_0 = a_0$, die Weite des Durchlasskanales, auf und beschreibt mit dem Radius $OZ_0 = s + a_0$ von O aus den dritten Kreis, so folgen die andern beiden Schnittpunkte Z und Z_1 ; verbindet man diese mit O und verlängert

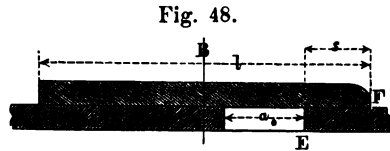
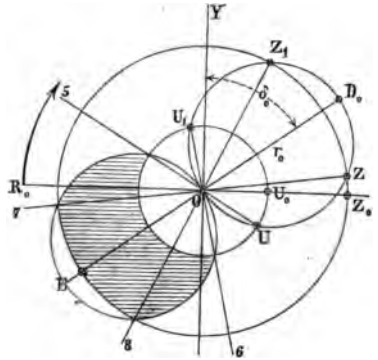


Fig. 48 a.



die Linien über O hinaus, so gilt wieder die Kurbelposition 8 für den Augenblick, wo der Durchlasskanal vollständig geöffnet ist, und bei Position 7 beginnt wieder die Verengung desselben. Würde, was in der Praxis vorkommen kann, $OZ_0 > OD_0$ d. h. $s + a_0 > r_0$, so treten die beiden Schnittpunkte Z und Z_1 nicht mehr auf; in diesem Falle wird der Durchlasskanal selbst bei der grössten Schieberauslenkung nach links hin nicht mehr vollständig geöffnet.

Als ein besonderer Fall wäre noch der hervorzuheben, bei welchem die Schieberkante F gerade auf die Kanalkante E fällt, wenn sich der Schieber in der mittlern Stellung befindet. Hier ist dann $s = 0$ und die beiden Richtungen 5 und 6 fallen in eine gerade Linie, welche senkrecht auf OD_0 steht.

Ein Vergleich der beiden Figuren Holzst. Fig. 46* und Fig. 47* zeigt recht deutlich den Unterschied in der Wirkungsweise eines Expansionschiebers, der aus einer einfachen Platte besteht, je

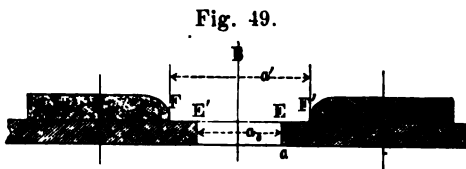
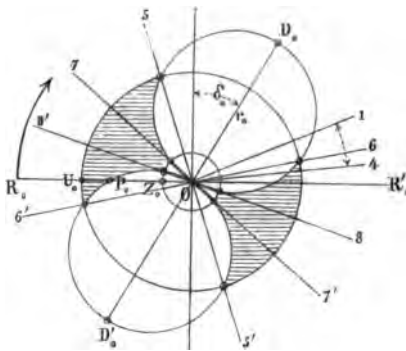


Fig. 49 a.



nachdem die mit s bezeichnete Strecke positiv oder negativ genommen wird. Der zuletzt genannte, durch Fig. 48* dargestellte Fall kommt allerdings bei der Gonzenbach'schen Anordnung nicht vor; wenn er trotzdem im Vorstehenden schon behandelt wurde, so geschah es, um schon hier das Diagramm für Expansionschieber für alle Fälle abzuleiten und die Grundlagen für sämtliche Steuerungen mit Expansionschiebern zu gewinnen.

Was nun speciell die Steuerung von Gonzenbach betrifft, so erscheinen bei dieser die beiden durch die Holzstiche Fig. 46 und 47 dargestellten Fälle in der Art combinirt, wie es die obestehende Fig. 49 darstellt. Beide Platten sind in der mittleren Stel-

lung gezeichnet, symmetrisch zu beiden Seiten ein und derselben Durchlassöffnung angeordnet und mit einander fest verbunden, werden also von dem gleichen Excenter $r_0 \delta_0$ bewegt. Beide Platten bilden zwischen sich einen Spalt von der Weite $FF' = a'$ und können daher zusammen als ein Schieber besonderer Art, als ein sogenannter Spaltschieber angesehen werden. Es erscheint aber, wie schon aus obiger Darstellung hervorgegangen ist und unten noch mehr hervortreten wird, zweckmässiger, auch den Gonzenbach'schen Schieber als einen zweitheiligen zu betrachten. Wird die Entfernung FF' der beiden innern Schieberkanten (Spaltweite) mit a' und die Weite des Durchlasskanales mit a_0 bezeichnet, so findet sich die Strecke $FE = F'E'$, die vorhin mit s bezeichnet wurde, aus der Formel:

$$s = a_0 + \frac{a' - a_0}{2} = \frac{a_0 + a'}{2}. \quad (109)$$

Sind nun die beiden Werthe a_0 und a' gegeben und ist ebenso die Excentricität r_0 und der Nacheilwinkel δ_0 bekannt, so ergibt sich sofort das in Holzstich Fig. 49^a dargestellte Diagramm, wenn man sich die beiden in Holzst. Fig. 46^a und 47^a gezeichneten Diagramme auf einander gelegt denkt. Es bedarf nun nach dem Gesagten keiner weitern Auseinandersetzungen, um unter Zugrundelegung der Figur 49^a sogleich das Folgende als richtig zu erkennen.

Hat man, nachdem die beiden Schieberkreise OD_0 und OD_0' gezeichnet worden sind, mit den beiden Radien:

$$OU_0 = s = \frac{a_0 + a'}{2} \quad \text{und} \quad OZ_0 = s - a_0 = \frac{a' - a_0}{2}$$

von O aus die beiden andern Kreise beschrieben, so ist das Diagramm vollendet. Steht die Kurbel in der Lage OR_0 im ersten todtten Punkt, um sich von da in der Richtung des angegebenen Pfeiles zu drehen, so entspricht die Strecke U_0P_0 der Eröffnung des Durchlasskanales beim Beginn des Hubes; bei der Kurbelposition '8' ist er ganz geöffnet, bei Position 7 fängt er an, sich zu verengern und bei Position 5 schliesst er sich, hier beginnt die Expansion des Dampfes. Von Position 5 bis Position 6 bleibt der Kanal geschlossen, bei 6 öffnet er sich und ist dann wieder um U_0P_0 eröffnet, wenn die Kurbel durch den zweiten todtten

Punkt geht. Im zweiten Halbkreis wiederholt sich dasselbe Spiel. Für fixe Expansion, d. h. für den Fall, dass alle einzelnen Theile, die hier in Betracht kommen, unveränderlich sind, ist mit dem Vorstehenden bezüglich der Gonzenbach'schen Steuerung alles erledigt, höchstens hätte man, wenn es sich um die Untersuchung einer bestehenden Steuerung handelt, noch zu prüfen, ob die Kurbelposition 6 zwischen die beiden Kurbelpositionen 1 und 4 hineinfällt, wie das bei Erläuterung von Holzstich Fig. 45 auf S. 193 dargelegt wurde. Bemerkenswerth ist noch, dass man bei der Gonzenbach'schen Steuerung, ohne etwas in der Dampfvertheilung zu ändern, das Excenter für den Expansionsschieber um 180° verstellen kann, weil das Diagramm unverändert bleibt. Das Excenter OD_0 in Fig. 18^a, Taf. IV kann also auch in die punktirte Lage OD_0' gebracht werden.

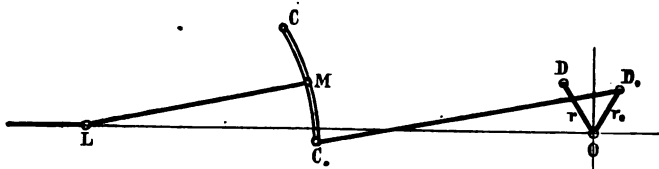
Es bleibt jetzt nur noch die Frage zu beantworten übrig, auf welche Weise bei Gonzenbach's Steuerung eine veränderliche Expansion erzielt werden kann; hierbei handelt es sich um eine Verlegung der Kurbelposition 5 oder des Schieberkreises OD_0 und des mit dem Radius OU_0 beschriebenen Kreises, und diese Verlegung muss während des Ganges der Maschine erfolgen können, wenn die Vorrichtung praktisch brauchbar sein soll.

Auf die angegebene Veränderung sind nur drei Grössen, nämlich nur die Werthe r_0 , δ_0 und s von Einfluss; jede Aenderung eines derselben oder mehrerer gleichzeitig ändert das Expansionsverhältniss. Da die Strecke $OU_0 = s$ (Fig. 49^a) von der Weite a_0 des Durchlasskanales und der Spaltweite a' abhängig ist, so könnte man auch eine dieser Grössen oder beide veränderlich machen; man erkennt daraus, dass eine ganze Reihe verschiedener Anordnungen erdacht werden können und dass unser einfaches Diagramm den Weg andeutet, auf welchem man neue Steuerungen erfinden könnte. Bezüglich der Gonzenbach'schen Steuerung wären aber alle Bemühungen solcher Art erfolglos, da diese Steuerung unter allen Umständen für variable Expansion ungeeignet ist, denn die Veränderlichkeit ist zwischen zu engen Grenzen eingeschlossen. Das lässt sich leicht erkennen. Jeder Verlegung der Kurbelposition 5 (Holzst. Fig. 49^a), mag sie nun erfolgen durch Aenderung von r_0 , δ_0 , a_0 oder a' , entspricht eine gleiche Verlegung der Kurbelposition 6. Da nun letztere, wie

das bei Besprechung von Fig. 45^a, S. 193 dargelegt wurde, unbedingt zwischen die vom Vertheilungsschieber vorgeschriebenen Positionen 1 und 4 hineinfallen muss und der Winkel, den diese beiden Richtungen bilden, immer ein kleiner ist, so ist auch die zulässige Verlegung der Position 5, zum Zwecke der veränderlichen Expansion, jederzeit eine sehr beschränkte.

Die Steuerung von Gonzenbach ist daher für die Praxis durchaus nicht zu empfehlen, wenn es sich um Hervorbringung variabler Expansion handelt; sie ist daher auch mit Recht nur selten in Anwendung gekommen. Von den verschiedenen Methoden, die Expansion veränderlich zu machen, wie sie vorhin angegeben wurden, ist auch nur eine einzige, von Gonzenbach selbst, benutzt worden, und zwar machte Gonzenbach in folgender Art die Excentricität r_0 veränderlich.

Fig. 50.



Auf der Welle O sitzt das Excenter $OD = r$ für den Vertheilungsschieber und dasjenige OD_0 des Expansionsschiebers; die Excenterstange $D_0 C_0$ des letztern fasst im Punkte C_0 eine Coulissee CC_0 , die um die feste Axe C schwingt; in der Coulissee kann die Schubstange LM , die bei L die Expansionsschieberstange führt, verstellt werden.

Hat sich die Kurbel vom todtten Punkte ab um den Winkel ω gedreht, so ist der Endpunkt C_0 der Coulissee um die Strecke $r_0 \sin(\omega - \delta_0)$ aus seiner mittlern Lage verschoben und der Punkt M , der um u vom Drehpunkt C abliegt, um den Weg

$$\xi_0 = \frac{u}{c} r_0 \sin(\omega - \delta_0) \quad (110)$$

von seiner Mittellage aus verstellt, wenn mit c die Länge CC_0 der Coulissee bezeichnet wird. Vorstehender Ausdruck giebt nun ohne Weiteres den Weg des Expansionsschiebers. Das Diagramm Fig. 49^a gilt dann auch hier, nur ist dort der Durchmesser des

Schieberkreises $\frac{u}{c} r_0$ zu machen, also je nach der Stellung der Schubstange LM in der Coulissee Fig. 50 verschieden; jeder Lage von M entspricht ein besonderer Schieberkreis und jedem Schieberkreis eine besondere Lage der Kurbelpositionen 5 und 6. Ein besonderes Beispiel wird das im Vorstehenden Gegegene deutlicher hervortreten lassen.

Bei einer Gonzenbach'schen Steuerung der Anordnung von Fig. 18 und 18*, Taf. IV ist für den Vertheilungsschieber die Excentricität $r = 0,0675^m$, der Voreilwinkel $\delta = 18^\circ$ und die äussere Deckung $e = 0,016^m$.

Für den Expansionsschieber dagegen ist die Excentricität $r_0 = 0,0675^m$, der Nacheilwinkel $\delta_0 = 18^\circ$, die Spaltweite $a' = 0,0325^m$ und die Weite des Durchlasskanales $a_0 = 0,025^m$.

Es ist zu untersuchen, ob diese Annahmen zulässig sind und welches Expansionsverhältniss erzielt wird.

Man trage an die Verticale OY , Fig. 19, Taf. IV, zur Schubrichtung den Voreilwinkel $YOD = \delta$ an, mache $OD = r$ und beschreibe darüber als Durchmesser den Schieberkreis; beschreibe ferner mit $OV = e$, der äussern Deckung, den Deckungskreis; die Durchschnittspunkte V und V_1 ergeben dann die beiden Kurbelpositionen 1 und 4. Bei der ersten Position schliesst der Vertheilungsschieber den Eintrittskanal, bei der letztern öffnet er ihn wieder, wobei man sich die Kurbel in der Richtung des Pfeiles von der Lage OR_0 im todten Punkte ab gedreht denkt.

Nun trägt man ebenfalls gegen die Verticale OY den Nacheilwinkel $YOD_0 = \delta_0$ an, macht $OD_0 = r_0$ und beschreibt über dieser Strecke den Schieberkreis für das Expansionsschieber-Excenter. Jetzt bestimmt man nach Gl. (109) die Strecke $FE = F'E' = s$ (Holzst. Fig. 49), findet also:

$$s = \frac{a_0 + a'}{2} = 0,02875^m .$$

Beschreibt man nun von O aus mit dieser Länge als Radius einen Kreis, so geben die Durchschnittspunkte U_1 und U die beiden Kurbelpositionen 5 und 6; bei der erstern Position schliesst der Expansionsschieber ab, hier beginnt also die Expansion; bei Position 6 öffnet sich der Durchlasskanal wieder und man sieht sofort, dass diese Steuerung brauchbar ist, denn diese Po-

sition fällt zwischen 1 und 4, wie es auf Grund der Betrachtungen von Holzstich Fig. 45, S. 193 gefordert werden muss. Beschreibt man noch von O aus mit dem Radius $OR_0 = 0,050^m$ einen Kreis, so kann dieser den Warzenkreis vorstellen und die Parallele $L_0 L$ zu $R_0 R$ den ganzen Kolbenweg, dessen Länge 1 Decimeter ist.

Fällt man von der Warzenstellung R_1 der Position 5 ein Perpendikel $R_1 L_1$ auf den Kolbenweg, so ist L_1 die Kolbenstellung bei Beginn der Expansion, und die Länge $L_0 L_1$, in Decimetern ausgedrückt, giebt das Expansionsverhältniss; die Abmessung in der Figur ergiebt dafür den Werth 0,135.

Wäre dagegen, um die Betrachtung noch etwas weiter auszu dehnen, das Expansionsverhältniss 0,2 herzustellen, ohne dass die Excentricität r_0 und der Winkel δ_0 geändert wird, so mache man $L_0 L_2 = 0,020^m$, gehe von L_2 senkrecht herab bis an den Warzenkreis R_2 und ziehe die Kurbelstellung OR_2 ; dann ergiebt die Strecke OU_2 den Werth von s , der dem verlangten Expansionsverhältniss entspricht. Die Abmessung an der Fig. 19 (Taf. IV) ergiebt $OU_2 = s = 0,0385^m$. Soll die Weite u_0 des Durchlasskanales unverändert bleiben, so wäre nun die Spaltweite a' zu ändern, in der Art, dass die Gleichung (109) besteht; man erhält dann diese Spaltweite a' für das verlangte Expansionsverhältniss $a' = 0,052^m$. Setzt man hingegen, um ein weiteres Beispiel zu geben, voraus, die Steuerung wäre für variable Expansion angeordnet und der Expansionschieber werde nach Angabe von Holzst. Fig. 50 durch eine Coulissee bewegt, so gilt die Construction Fig. 19, Taf. IV und das vorhin gefundene Expansionsverhältniss 0,135 für die Annahme, dass die Schubstange LM ganz niedergelassen ist, der Gleitbacken M also nach C_0 fällt und in Gl. (110) S. 203 $u = c$ ist. Hebt man nun aber die Schubstange, so wird der Durchmesser $OD_0' = \frac{u}{c} r_0$

des Expansionschieberkreises kleiner und die Durchschnittspunkte U_1 und U rücken näher nach U'' und U' hin, während die Mittelpunkte der den verschiedenen Werthen von u entsprechenden Kreise sämmtlich auf der Strecke OD_0 liegen. Es giebt einen Minimalwerth von u , unter den man nicht herabgehen darf, wenn nicht während eines Kolbensches zweimal Dampf in den Cylinder treten soll; diesem Werthe von u entspricht der in der Figur punktirte Kreis vom Durchmesser OD_0' , für welchen

die Kurbelposition 6 gerade auf Position 1 zu liegen kommt; da hierdurch der Schnittpunkt U' gegeben ist, der betreffende Kreis auch durch O geht und sein Mittelpunkt C' auf der Strecke OD_0 liegt, so ist dessen Durchmesser OD_0' leicht zu finden; würde der Durchmesser kleiner angenommen, so würde der Schnittpunkt U'' also auch Kurbelposition 6', vor Position 1 fallen und das ist nicht gestattet. Die Messung der Strecke OD_0' in Fig. 19, Taf. IV giebt 0,0365, es ist daher:

$$\frac{u}{c} r_0 = 0,0365 ;$$

hieraus folgt, wegen $r_0 = 0,0675$,

$$\frac{u}{c} = 0,541 ,$$

und das wäre für diese Steuerung der Grenzwert des Verhältnisses $CM : CC_0$ (Fig. 50); weiter darf der Gleitbacken M nicht nach C hin verschoben werden. Für diesen Grenzwert giebt übrigens der Schnittpunkt U'' (Fig. 19, Taf. IV) die Kurbelstellung OR_3 und die Kolbenstellung L_3 für den Beginn der Expansion; die Länge L_0L_3 , in Decimetern ausgedrückt, giebt das Expansionsverhältniss: 0,330. Eine stärkere Füllung ist nicht möglich, man müsste denn die Schubstange so weit heben, dass der Gleitbacken M nahe an den Drehpunkt C der Couliasse kommt; dann kommt der Expansionschieber ganz ausser Thätigkeit und der Vertheilungsschieber arbeitet allein.

Bei vorliegender Steuerung kann man also das Expansionsverhältniss nur zwischen den Werthen 0,135 und 0,330 verändern und diese Grenzen liegen sehr nahe bei einander.

Man überzeugt sich leicht, dass die Veränderung der angenommenen Dimensionen wenig an dem Resultate ändert und dass wir daher in der Praxis statt der Gonzenbach'schen Steuerung besser andere Steuerungen benutzen, die eine stärkere Variation in der Expansion ermöglichen.

CAPITEL II.

Steuerung von Georges.

Auf Taf. IV in Fig. 20 ist die Steuerung von Georges*) im Durchschnitt dargestellt; der mittlere Theil S des Vertheilungsschiebers hat ganz die Form eines Schiebers, wie sie bis jetzt allen Untersuchungen zu Grunde gelegt wurde. Der Schieber erscheint aber hier nach beiden Seiten verlängert, so dass durch die Ansätze $S_1 S_1$ zwei Durchlasskanäle aa gebildet werden.

Auf diesem Schieber ruht die Platte cc mit zwei Spalten und auf dieser eine zweite Platte dd , die zugleich den Schieberkasten in eine obere und untere Hälfte theilt und die mit der untern Platte cc fest verbunden ist.

Die obere Platte dd enthält zwei Spalten oder Durchlassöffnungen $a_0 a_0$, die beliebig erweitert und verengt werden können, und zwar geschieht dies dadurch, dass die beiden Theile nn der Platte beide nach aussen verschoben oder nach der Mitte zu zurückgezogen werden können; durch den obern Deckel des Schieberkastens geht nämlich eine Axe l hindurch, die im Innern das Zahnrädchen p trägt und dieses greift, wie Fig. 20^a im Grundriss zeigt, auf zwei Seiten in zwei Zahnstangen ein, von denen die eine auf der einen, die andere auf der andern der beiden Platten befestigt ist. Durch Drehung der Axe l entfernen oder nähern sich die beiden Platten, wodurch die beiden Durchlassöffnungen $a_0 a_0$ beliebig verengt und erweitert werden und dadurch variable Expansion erzielt wird. Damit man von aussen den Stand der Platten und damit den Grad der Expansion erkennen kann, ist am äussern Theile der Axe l eine Scheibe q angebracht, die am Umfange getheilt ist; der am Schieberkasten befestigte Zeiger z macht dann an der Theilung den Expansionsgrad ersichtlich.

Der Expansionsschieber selbst endlich, der hier, wie der Vertheilungsschieber, in der mittlern Stellung dargestellt er-

*) Armengaud, Publication industrielle, Tome IX. Civilingenieur, Band II, 1856. S. 200.

scheint, besteht aus einem Rahmen, dessen beiden Querkanten $S_0 S_0$ gewissermassen zwei gesonderte, mit einander fest verbundene, vom gleichen Excenter bewegte Expansionsschieber bilden.

Die Steuerung von Georges erfüllt, theoretisch genommen, alle Bedingungen einer vollkommenen Expansionsschiebersteuerung, da man mit derselben bei rechter Anordnung alle Grade der Expansion vom Abschluss bei Beginn des Hubes bis zur vollen Füllung hervorbringen kann; nur in constructiver Beziehung wird sie vielleicht von andern Steuerungen, wie sie weiter unten noch vorgeführt werden, übertroffen. Die Steuerung umgeht alle Mängel der Gonzenbach'schen Steuerung und zwar dadurch, dass der Vertheilungsschieber zwei Durchlasskanäle a, a enthält, von welchem jeder, gesondert vom andern, die Dampfzufuhr von oben erhält; jeder der beiden Expansionsschieber $S_0 S_0$ versorgt einen der untern Dampfkanäle. Der linke Expansionsschieber S_0 regulirt nur den Dampfabschluss für den linken Dampfkanal o_1 des Dampfzylinders, und der rechts liegende Schieber S_0 nur den Dampfabschluss für den rechts liegenden Kanal o_2 .

Ganz anders ist die Sache bei Gonzenbach's Steuerung, wo der Dampf, welcher vom Expansionsschieber in den untern Schieberkasten gelassen wird, sich nach beiden Seiten des Vertheilungsschiebers S ausbreiten kann und daher der Expansionsschieber für beide Dampfkanäle o_1 und o_2 im Dampfzylinder abwechselnd den Dampfabschluss und die Wiedereröffnung des Durchlasskanales im rechten Momente bewerkstelligen muss. Die Betrachtungen auf S. 200 unter Zugrundelegung der Holzstiche Fig. 49 und 49^a ergaben dann die Regel, dass der Dampfdruckkanal des Expansionsschiebers, nachdem der Kanal bei der Kurbelposition 5 geschlossen worden war, sich zwischen den Positionen 1 und 4 wieder öffnen müsse; die Kurbelposition 6 muss hinter Position 1 und vor Position 4 liegen, damit schon vor Beginn des neuen Hubes frischer Dampf nach der andern Seite des Dampfkolbens ströme. Darin war eben die grosse Beschränkung in der Veränderlichkeit des Expansionsverhältnisses bei der Gonzenbach'schen Steuerung begründet.

Viel günstiger liegt die Sache bei der Steuerung von Georges. Vergegenwärtigt man sich die Vorgänge an der Hand von Fig. 20, Taf. IV und fasst man nur die linke Hälfte der Figur ins Auge, so ist leicht das Folgende einzusehen.

Geht der Dampfkolben von links nach rechts, so ist der Vertheilungsschieber nach rechts ausgeschoben und erhält den Eintrittskanal α_1 im Cylinder geöffnet; im ersten Theile des Hubes ist vom Expansionsschieber S_0 auch der Durchlasskanal α_0 geöffnet; bei einer gewissen Kolben- und Kurbelposition (Position 5) schliesst der Expansionsschieber, und es beginnt die Expansion; später schliesst auch der Vertheilungsschieber S (Position 1).

Die Wiedereröffnung des Durchlasskanales α_0 von Seiten des Expansionsschiebers braucht nicht eher stattzufinden, als bis der Kolben auf dem Rückwege wieder nahe zum linken Hubende zurückgekehrt ist, also die Kurbel nahezu vollständig den zweiten Halbkreis zurückgelegt hat.

Man erhält also (Holzstich Fig. 49^a, S. 200) bezüglich der Kurbelposition 6 einen unvergleichlich grössern Spielraum, wie bei Gonzenbach. Während bei diesem die Bedingung vorliegt, die Position 6 zwischen Position 1 und Position 4 hineinfallen zu lassen, tritt bei Georges nur die Bedingung auf, dass Position 6 hinter Position 1 falle; Position 4 für den Hingang kommt nicht in Betracht, sondern Position 4' (Verlängerung von Position 4 über O hinaus) für den Rückgang. Während bei Gonzenbach der Expansionsschieber den Durchlasskanal α_0 (Holzst. Fig. 49^a) auf dem Kurbelwege von 5 bis 6 geschlossen halten muss, kann er ihn bei Georges (die Kurbel denke man sich in der Richtung des Pfeiles gedreht) auf der langen Strecke von Position 1 bis Position 6' im zweiten Halbkreis geschlossen halten.

Eine nähere Betrachtung aller Doppelschiebersteuerungen, bei denen die Bewegung beider Schieber durch Excenter erfolgt, zeigt, dass man sämtliche Steuerungen in zwei Gruppen zerlegen kann, deren Verschiedenheit allein in dem soeben Gesagten beruht. Nur die Steuerung von Georges und diejenigen Steuerungen, die sich auf diese zurückführen lassen, sind als solche anzusehen, bei denen jeder Grad der Expansion erzielt werden kann. Es folgt zugleich auch aus dem Gesagten, dass man bei solchen Steuerungen mit dem Nacheilwinkel δ_0 (Holzst. Fig. 49^a, S. 200) weit grössern Spielraum hat; man kann ihn viel grösser wählen, weil der Schnittpunkt für Kurbelposition 6 an jede beliebig liegende Stelle des zweiten Halbkreises kommen kann. Georges hat den Winkel $\delta_0 = 90^\circ$ gewählt, und diese Wahl ist auch vor Allem für den Fall ganz sachgemäss,

wenn die Maschine vorwärts und rückwärts mit gleicher Vollkommenheit in der Veränderlichkeit der Expansion arbeiten soll.

Was nun die specielle Untersuchung der Wirkungsweise der Steuerung von Georges mit Hilfe des Diagrammes betrifft, so ist im Grunde genommen die Frage schon bei der Besprechung der in Holzstich Fig. 46 und 47, S. 195 und Fig. 48, S. 199 dargestellten Anordnungen erledigt worden. Es wird daher genügen, sogleich an einem speciellen Falle zu zeigen, in welcher Weise aus der verschiedenen Stellung der Platten nn (Fig. 20, Taf. IV) auf den Expansionsgrad und umgekehrt von letzterem auf die erforderliche Plattenstellung geschlossen werden kann.

Ist wieder OX (Fig. 20^b, Taf. IV) die Schieberschubrichtung und OY die Vertikale im Wellenmittelpunkt, so wird die Excentricität r des Vertheilungsschieber-Excenters in OD mit dem Voreilwinkel $DOY = \delta$ zur Vertikalen angetragen, dagegen fällt die Excentricität $OD_0 = r_0$ vom Expansionsschieber-Excenter mit OX zusammen, da der Nacheilwinkel δ_0 mit Georges zu 90° angenommen werden soll.

Es sei nun für den Vertheilungsschieber die Excentricität $r = 0,040^m$, der Voreilwinkel $\delta = 15^\circ$ und die äussere Deckung $e = 0,0085^m$; dann ergibt sich auf die bekannte Weise aus dem einen Durchschnittspunkte V des Deckungskreises mit dem Schieberkreise OD (Fig. 21, Taf. IV) die Kurbelposition 1, bei welcher der Vertheilungsschieber den Dampfabschluss bewerkstelligt. Sei nun weiter $OD_0 = r_0 = 0,040^m$ die Excentricität für das Expansionsschieber-Excenter, so beschreibt man auch über dieser als Durchmesser den Schieberkreis.

Für eine beliebige Stellung der Platten n (Fig. 20, Taf. IV) wird jetzt, den Expansionsschieber immer in der mittlern Stellung vorausgesetzt, die Entfernung der beiden Kanten F und E gemessen (vergl. Holzstich Fig. 46, S. 195), welche Entfernung FE wieder mit s bezeichnet werden mag und mit dem Radius $UO = s$ in Fig. 21 von O aus ein Kreis beschrieben; die beiden Durchschnittspunkte U und U_0 mit dem Schieberkreis ergeben dann, wenn man sie mit O durch gerade Linien verbindet, die beiden Kurbelpositionen, um deren Gewinnung es sich handelt. Bei der Position 5 schliesst der Expansionsschieber den Dampf ab, und hier beginnt die Expansion, bei Position 6 eröff-

net sich der Durchlasskanal wieder; gewöhnlich interessirt nur die erstere Kurbelposition.

Es ist nun leicht, die Richtigkeit der folgenden Bemerkungen zu übersehen.

Zieht man die Platten n (Fig. 20) so weit zurück, dass die Entfernung $FE = s$ mit OU_1 in Fig. 21 identisch wird, so schliesst der Expansionschieber mit dem Vertheilungsschieber gleichzeitig ab; könnte man die Platten noch weiter zurückziehen, so würde der obere Schieber später als der untere absperren, und würde endlich die Entfernung s grösser als OD_0 (Fig. 21) hergestellt werden, so fände von Seiten des Expansionschiebers gar keine Absperrung mehr statt, der Expansionschieber wäre wirkungslos, weil er fortwährend Dampf durchliesse. Man wird begreiflicher Weise die grösste Entfernung $FE = s$ in der Praxis immer kleiner als OU_1 (Fig. 21) wählen.

Stösst man nun die Platten n weiter nach aussen, so wird die Entfernung $FE = s$ immer kleiner, der Schnittpunkt U (Fig. 21) rückt auf dem Schieberkreise OD_0 immer näher nach O hin, die Dampfabspernung beginnt immer früher, das Expansionsverhältniss wird kleiner.

Würden die Platten soweit hinausgestossen, dass E unter F fällt (Fig. 20), so wäre $OU = s = 0$ und das Expansionsverhältniss 1 : 2.

Werden die Platten noch weiter nach auswärts geschoben, so wird $FE = s$ negativ und man stösst auf den Fall, der bei Betrachtung von Holzstich Fig. 48, S. 199 besprochen worden ist. Unser Diagramm bleibt unverändert. Steht z. B. die Kante E (Fig. 20) nach links hin von F um die Strecke $OU = OU_0 = s$ (Fig. 21) ab, so wechseln die Kurbelrichtungen OU und OU_0 ihre Bedeutung; verlängert man sie über O hinaus, so beginnt die Expansion bei Position 5' und die Wiedereröffnung des Durchlasskanals liegt bei Position 6'. Könnte man, wozu aber ein praktisches Bedürfniss nicht vorliegt, die Platten n so weit hinausstossen, dass der negative Werth $FE = s$ mit $OD_0 = r_0$ (Fig. 21) identisch würde, so würde der Expansionschieber den Dampf gerade beim Beginn des Kolbenhubes abschliessen.

Um nun noch die umgekehrte Frage zu erledigen, möge angenommen werden, es solle mit der vorliegenden Steuerung das Expansionsverhältniss 1 : 10 erreicht und die erforderliche Plattenstellung ermittelt werden. Man verfährt dann wie folgt:

Man beschreibe mit dem Radius $OR = 0,5$ Decimeter (Fig. 21) von O aus den Warzenkreis und ziehe die Linie LL_0 parallel und gleich der Strecke RR_0 ; man mache dann die Strecke $LL_1 = 0,1$ Decimeter, gehe von L_1 senkrecht herab bis zum Warzenkreis R_1 und ziehe die Kurbellage OR_1 über O hinaus bis zum Durchschnittpunkt U' mit dem Schieberkreise OD_0 . Die Strecke $OU' = 0,032^m$ giebt jetzt ohne Weiteres an, um welche Grösse die Kante E (Fig. 20) der Platte n links von der Kante F des Expansionschiebers abstehen muss, um das verlangte Expansionsverhältniss $1 : 10$ herzustellen.

Mit dem Gegebenen ist Alles erledigt, was bezüglich der Untersuchung einer gegebenen Georges'schen Steuerung zu sagen ist: hieran hätten sich nun die Constructionsregeln für eine zu entwerfende Steuerung dieser Art zu schliessen. Wir unterlassen jedoch ein näheres Eingehen auf diese Seite der Frage, weil an der Hand des Vorstehenden für den denkenden Constructeur Schwierigkeiten nicht bestehen können. Es sei nur erwähnt, dass in der Praxis jederzeit die obere und untere Grenze des Expansionsverhältnisses als gegeben angesehen werden kann; hat man dann die Excentricität $OD_0 = r_0$ (Fig. 21, Taf. IV) gewählt, so ist der grösste positive und der grösste negative Werth der Grösse $OU = s$ bekannt; beide addirt geben dann die gesammte Verschiebung, die den Platten n (Fig. 20) ertheilt werden muss, und daraus schliesst man mit Leichtigkeit auf die Länge, welche der Platte n , sowie auf die Weite a_0 , welche der Durchlassöffnung zu geben ist. Eben so leicht bestimmt sich auch die erforderliche Länge der beiden Platten S_0S_0 des Expansionschiebers selbst, über welche Frage schon bei Betrachtung von Holzstich Fig. 48 auf S. 199 das Erforderliche erwähnt worden ist.

Erwähnenswerth ist nur noch, dass man an der Hand von Fig. 20 und des Diagrammes Fig. 21, Taf. IV mit Leichtigkeit andere Steuerungsanordnungen ersinnen könnte. Während bei Georges durch Verstellen der Platten nn die Durchlassöffnungen $a_0 a_0$ verengt und erweitert werden, also dadurch der Werth s verändert wird, könnte man z. B. die Platten nn sich auch befestigt denken und dagegen die beiden Schieberplatten S_0S_0 beweglich machen: die Verkleinerung von s fände dann beim Zusammenziehen der Schieberplatten statt; oder man könnte auch die Platten S_0S_0 in der Mitte zusammenstossen lassen, so

dass die äusseren Kanten derselben arbeiten und dann beim Hinausschieben der Platten von der Mitte aus Verstärkung der Expansion erfolgt; in diesem Falle müsste dann die Excentricität $OD_0 = r_0$ (Fig. 20^b) um 180° verstellt werden. Dass die Veränderlichkeit der Expansion auch durch Veränderung der Excentricität $OD_0 = r_0$ und deren Lage hervorgebracht werden könnte, ist ebenfalls leicht zu übersehen. Steuerungen der zuletzt besprochenen Art sind bis jetzt nicht ausgeführt worden.

ZWEITER ABSCHNITT.

Expansionsschieber auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers.

CAPITEL I.

Steuerung von Bréval.

Bei der Steuerung von Bréval befinden sich beide Schieber im gleichen Schieberkasten K (Fig. 22, Taf. V). Der Vertheilungsschieber S , der hier geringe äussere Deckung erhält, ist gewissermassen mit einem Gehäuse umgeben, in welchem der Kanal a, a den Dampf nach beiden Schieberenden hinleitet, sobald die Durchlassöffnung a' des Expansionsschiebers S_0 , der unmittelbar auf dem untern Schieber gleitet, über der Durchlassöffnung a_0 in diesem steht.

Denkt man sich den untern Schieber feststehend und den obern allein beweglich, so wird der Dampfeintritt und der Abschluss ganz genau in derselben Weise erfolgen, wie bei der Steuerung von Gonzenbach (Fig. 18, Taf. IV); da aber der untere Schieber selbst beweglich ist, so ist ersichtlich, dass es hier einfach darauf ankommt, die relative Bewegung des obern Schiebers in Hinsicht des untern zu kennen. Diese Bewegung muss vor Allem ermittelt werden, und auf die Kenntniss derselben kommt es auch bei allen Steuerungen an, die wir in diesem Abschnitte in der Folge noch behandeln werden.

Die beiden Excenter, von denen aus bei Bréval die Bewegung der beiden Schieber erfolgt, sind der Art auf die Welle

aufgesteckt, wie es Fig. 22^a, Taf. V zeigt; die Excentricität r des Vertheilungsschieber-Excenters ist mit dem Voreilwinkel $YOD = \delta$ und die r_0 des Expansionsschieber-Excenters mit dem Voreilwinkel $YOD_0 = \delta_0$ aufgesteckt.

Bei der Untersuchung der relativen Bewegung des Expansionsschiebers in Hinsicht des Vertheilungsschiebers mag nun zunächst von der Form beider Schieber ganz abgesehen werden.

Denkt man sich in Holzst. Fig. 51^a, dass auf der obern Fläche AA eine Platte B von dem Excenter $OD = r$, welches mit dem Voreilwinkel δ aufgesteckt ist (Fig. 52), hin- und herbewegt wird, und auf dieser Platte B eine zweite Platte B_0 , die vom Excenter $OD_0 = r_0$ vom Voreilwinkel $YOD_0 = \delta_0$ bewegt wird, so

würden die Schieberkreise, die man über den Excentricitäten OD und OD_0 beschreiben kann, die absolute Bewegung einer jeden einzelnen der beiden Platten ergeben. In Fig. 51^a sind beide Platten in ihrer mittlern Stellung gezeichnet, was allerdings voraussetzt, dass beide von ihren Excentern abgelöst sind. Denkt man sie sich nun mit den Excentern verbunden und letztere mit der Kurbel um den Winkel ω gedreht, so wird die untere Platte bei diesem Drehwinkel um den Weg (Fig. 51^b)

$$OB = \xi = r \sin(\delta + \omega)$$

Fig. 51 a.

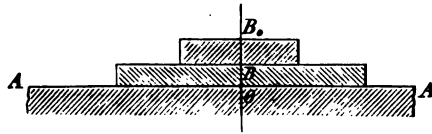


Fig. 51 b.

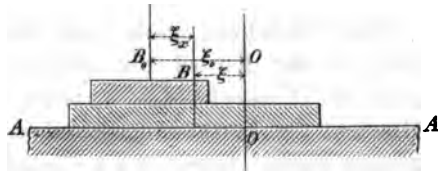
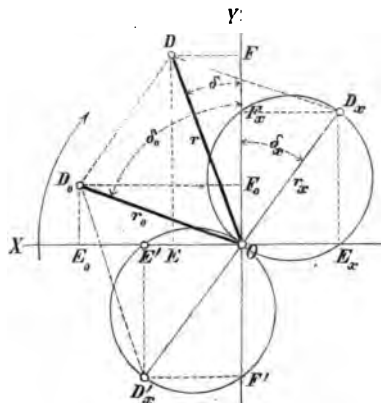


Fig. 52.



aus der Mitte verschoben erscheinen und im gleichen Momente in gleicher Weise die obere Platte um den Weg

$$OB_0 = \xi_0 = r_0 \sin(\delta_0 + \omega)$$

verstellt sein.

Der relative Weg oder die relative Verschiebung des obern Schiebers in Hinsicht des untern wird nun, wie ein Blick auf Fig. 51^a zeigt, BB_0 sein; bezeichnet man diese relative Ausweichung mit ξ_x . so folgt

$$\xi_x = \xi_0 - \xi,$$

oder nach vorstehenden Gleichungen:

$$\xi_x = r_0 \sin(\delta_0 + \omega) - r \sin(\delta + \omega),$$

oder nach einfacher Reduction:

$$\xi_x = (r_0 \sin \delta_0 - r \sin \delta) \cos \omega - (r \cos \delta - r_0 \cos \delta_0) \sin \omega. \quad (111)$$

Diese Gleichung giebt jetzt für jeden beliebigen Drehungswinkel ω der Kurbel die relative Bewegung der obern Platte in Hinsicht der untern, oder des Expansionschiebers in Hinsicht des Vertheilungsschiebers; man ändert also am ganzen Vorgange nichts, wenn man sich die untere Platte in Ruhe denkt und die obere nach dem Gesetze der obigen Gleichung bewegt. Dieses Gesetz ist aber sehr einfach, denn die Gleichung repräsentirt wieder die Polargleichung eines Kreises, weil die Factoren von $\cos \omega$ und $\sin \omega$ constante Grössen sind.

Trägt man auf der Richtung von OX den Werth

$$OE' = OE_x = r_0 \sin \delta_0 - r \sin \delta = A$$

(Holzst. Fig. 52) auf und auf der Richtung OY

$$OF' = OF_x = r \cos \delta - r_0 \cos \delta_0 = B$$

und beschreibt man durch die drei Punkte $OF'E'$ und OF_xE_x Kreise, so erhält man die beiden Schieberkreise, deren Brennstrahlen für jede Kurbelposition die entsprechende Ausweichung des obern Schiebers in Hinsicht des untern anzeigen.

Die Bewegung ist also von solcher Art, als stünde der untere Schieber fest und der obere erhielte seine Bewegung von einem Excenter, dessen Excentricität $OD_x = r_x$ ist und das mit dem Nacheilwinkel $YOD_x = \delta_x$ aufgesteckt ist.

Ich nenne diese beiden Schieberkreise, von denen der eine

die negativen, der andere die positiven Ausweichungen des obern Schiebers gegen den untern angiebt und von denen gewöhnlich nur der eine Kreis OD_x gezeichnet zu werden braucht, die relativen Schieberkreise und den Werth $OD_x = r_x$ die relative Excentricität.

Der relative Schieberkreis findet sich übrigens auch leicht ohne jede Rechnung. Fällt man (Holzst. Fig. 52) von den Endpunkten D und D_0 der beiden Excentricitäten $OD = r$ und $OD_0 = r_0$ Perpendikel auf die Axen OX und OY , so ist:

$$D_0F_0 = OE_0 = r_0 \sin \delta_0 \quad \text{und} \quad DF = OE = r \sin \delta ,$$

ferner:

$$D_0E_0 = OF_0 = r_0 \cos \delta \quad \text{und} \quad DE = OF = r \cos \delta ,$$

hiernach:

$$EE_0 = r_0 \sin \delta_0 - r \sin \delta$$

und

$$FF_0 = r \cos \delta - r_0 \cos \delta_0 .$$

Daher folgt nach dem vorhin Gegebenen:

$$OE_x = EE_0 \quad \text{und} \quad OF_x = FF_0 .$$

Die Diagonalen OD_x und OD_x' der beiden Rechtecke, die über diesen Strecken stehen, sind dann die gesuchten Durchmesser der relativen Schieberkreise; sie repräsentiren die relative Excentricität r_x und geben durch ihre Lage den Nacheilwinkel $YOD = \delta_x$. Man bemerkt aber auch im Weitern, dass die Strecken OD_x und OD_x' nichts Anderes sind, als die zweiten Seiten zweier Parallelogramme, die man mit den gegebenen Excentricitäten $OD = r$ und $OD_0 = r_0$ construirt, wobei es gleichgültig ist, ob man OD als Diagonale oder OD_0 als solche wählt, im ersten Fall ist OD_x die zweite Seite, im andern Falle OD_x' ; beide Seiten sind aber gleich gross und entgegengesetzt gerichtet.

Jetzt tritt nun auch sogleich der einfache Zusammenhang hervor zwischen den beiden Hauptarten von Doppelschiebersteuerungen; wie wir sie im ersten und in dem vorliegenden zweiten Abschnitt unserer Darlegungen unterscheiden.

Vergleicht man Holzstich Fig. 52 mit Holzstich Fig. 49^a S. 200, so erscheint in beiden Fällen genau das gleiche Diagramm, der Unterschied besteht nur darin, dass die Excentricität r_0 mit Nach-

eilen aufgesteckt werden muss, wenn der Expansionschieber, wie bei Gonzenbach und Georges, auf fester Unterlage gleitet, dass dagegen an die Stelle von $OD_0 = r_0$ (Fig. 49^a) die relative Excentricität $OD_r = r_r$ (Fig. 52) tritt, wenn sich der obere Schieber auf dem untern bewegt.

Ist daher eine Bréval'sche Steuerung gegeben und bei dieser die relative Excentricität OD_x (Fig. 22^a, Taf. V) der Grösse und Lage nach mit der Excentricität OD_0 des Expansionsschieber-Excenters (Fig. 18^a, Taf. IV) einer Gonzenbach'schen Steuerung gleich, und sind auch die Spaltweiten a_0 und a' (Fig. 22, Taf. V und Fig. 18, Taf. IV) gleich gross, so werden beide Steuerungen ganz genau die gleiche Dampfvertheilung geben, wenn auch noch der Vertheilungsschieber dieselben Deckungen besitzt und derselbe in beiden Fällen von einem Excenter bewegt wird, das dieselbe Excentricität und denselben Voreilwinkel besitzt.

Hiernach wäre für Bréval's Steuerung nur Alles zu wiederholen, was bei Betrachtung von Holzstich Fig. 49 und 49^a S. 200 gesagt worden ist; es folgt zugleich, dass die Bréval'sche Steuerung alle dort erwähnten Unvollkommenheiten in gleichem Maasse wie die Gonzenbach'sche Steuerung besitzt und daher eben so wenig empfohlen werden kann.

Auch das dort auf S. 204 behandelte Beispiel, für welches Fig. 19, Taf. IV gilt, kann sogleich auf die Bréval'sche Steuerung übertragen werden; soll für diese in dieser Figur die Strecke OD_0 als relative Excentricität auftreten, so muss die Excentricität des Expansionsschiebers $DD_0 = OD_0' = 0,042^m$ genommen und das Excenter mit 90° Voreilen aufgesteckt werden. Diese Andeutungen mögen genügen, denn die Bréval'sche Steuerung ist hier nur erwähnt worden, um der Vollständigkeit wegen das Seitenstück zur Gonzenbach'schen Steuerung zu geben, wie die folgenden Steuerungen sich als Seitenstück der weit vollkommeneren Steuerung von Georges herausstellen werden.

CAPITEL II.

Steuerung von Polonceau (Borsig).

Die Steuerung von Polonceau ist vielfach und in verschiedenen Anordnungen ausgeführt worden, doch unterscheiden sich diese Anordnungen nur durch die verschiedene Art, auf welche man die Expansion veränderlich macht. Einige der wichtigsten Fälle sollen im Folgenden vorgeführt werden, doch mag der einfachste Fall, bei dem man es mit fester Expansion zu thun hat, zunächst vorausgeschickt werden.

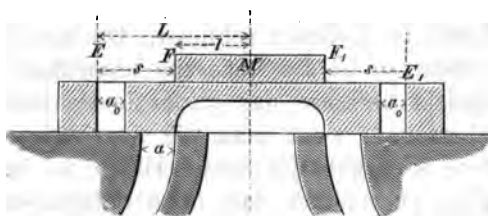
Fig. 23, Taf. V stellt die Schieberanordnung dieser Steuerung dar, beide Schieber vom Excenter abgelöst und in der mittlern Position gedacht.

Der Vertheilungsschieber S von der gewöhnlichen Form ist auf beiden Seiten mit Ansätzen versehen, so dass zwei Durchlasskanäle $a_0 a_0$ entstehen; auf diesem Schieber gleitet der Expansionsschieber S_0 , der aus einer einfachen Platte besteht und abwechselnd beide Durchlasskanäle überstreicht. Die Excenter sind auf die Triebwelle aufgesetzt, wie bei Bréval und wie es Fig. 22^a, Taf. V zeigt.

Im nebenstehenden Holzstich Fig. 53 ist die Schieberanordnung wiederholt dargestellt, der Expansionsschieber hat die Länge $FF_1 = 2l$ und seine äusseren Kanten stehen um $FE = F_1 E_1 = s$ von

den äusseren Kanten der Durchlassöffnungen ab. Hier genügt es nun, wie bei der Steuerung von Georges, nur die Dampfvertheilung auf einer Seite zu untersuchen, und insbesondere tritt die Frage auf, bei welcher Kurbelposition der Durchlasskanal a_0 vom Expansionsschieber eben geschlossen und wieder eröffnet wird (Position 5 und 6 nach der frühern Bezeichnung); bei einer ge-

Fig. 53.



gegebenen Steuerung ist überdies zu prüfen, ob die Bedingung erfüllt wird, dass Position 6 hinter Position 1 zu liegen kommt, wie das auf S. 104 besprochen worden ist.

Ist z. B. bei einer vorhandenen Steuerung die Excentricität des Vertheilungsschiebers $r = 0,040^m$ und der Voreilwinkel $\delta = 15^\circ$ gegeben, ferner die Excentricität des Expansionschiebers $r_0 = 0,045^m$ und der Voreilwinkel $\delta_0 = 85^\circ$, dann die äussere Deckung des unteren Schiebers $e = 0,0085^m$, die Weite der Durchlassöffnung $a_0 = 0,020^m$ und die Entfernung $FE = s = 0,030^m$, so bestimmt sich an der Hand des von früher her Bekannten und ohne dass es weiterer allgemeiner Untersuchungen bedürfte, die Dampfvertheilung wie folgt: Man construire aus den beiden Excentricitäten $OD = r$ und $OD_0 = r_0$ das Parallelogramm (Fig. 24, Taf. V); die zweite Seite $OD_x = r_x$ desselben ist dann die relative Excentricität und der über dieselbe beschriebene Kreis der relative Schieberkreis, der die Bewegung des obern Schiebers in Hinsicht des untern darlegt. Beschreibt man nun von O aus mit dem Radius $OU = s$ einen zweiten Kreis, so erhält man die beiden Schnittpunkte U_1 und U_2 ; durch den ersten geht die Kurbelposition 5, welche dem Augenblicke des Absperrrens, dem Beginne der Expansion entspricht; durch den andern Schnittpunkt U_2 geht die Kurbelposition 6, welche der Wiedereröffnung des Kanales a_0 entspricht. Würde man noch das Diagramm für den Vertheilungsschieber unter Zugrundelegung der angegebenen Dimensionen hinzufügen, so fände sich die in der Figur eingetragene Kurbelposition 1, bei welcher der Vertheilungsschieber den Dampfkanaal im Cylinder schliesst. Da hier Position 6 hinter Position 1 liegt, so ist die Steuerung brauchbar; der Kurbelposition 5 entspricht übrigens das Expansionsverhältniss 0,435, wie man sich überzeugt, wenn man die zugehörige Kolbenposition bestimmt. Nur bezüglich der Schieberlänge $2l$ ist endlich noch die Bedingung zu erfüllen, dass bei der äussersten Ausweichung des obern Schiebers in Hinsicht des untern nicht etwa die hintere Kante über die Durchlassöffnung tritt; die grösste relative Verschiebung beträgt aber r_x ; es muss also, wie man sogleich aus der Betrachtung von Holzstich Fig. 53 erkennt,

$$2l + s - a_0 > r_x ,$$

oder die ganze Plattenlänge

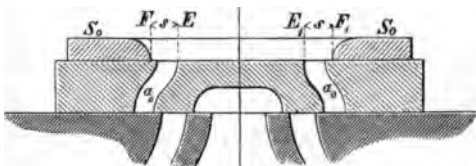
$$2l > r_x + a_0 - s$$

sein, eine Bedingung, die jederzeit leicht zu erfüllen ist.

An die Betrachtung der Steuerung von Polonceau mag sich hier sogleich die Untersuchung der Schieberanordnung von Borsig schliessen, eine Anordnung, die an zahlreichen Borsig'schen Locomotiven benutzt worden ist. Die Borsig'sche Steuerung ist nahe mit der von Polonceau verwandt, und die Diagramme beider sind identisch, wie sich sogleich herausstellen wird.

Denkt man sich in Holzstich Fig. 53 die Expansionsschieberplatte FF_1 in der Mitte gespalten und bei mittlerer Position beide Theile S_0S_0 so angeordnet, wie es Holzstich Fig. 54 zeigt, wo nun die innern Plattenkanten FF_1 von den innern Kanten E und E_1 der Durchlasskanäle um die massgebende Strecke $FE = F_1E_1 = s$ abstehen, so ist die Steuerung von Borsig gewonnen. Man

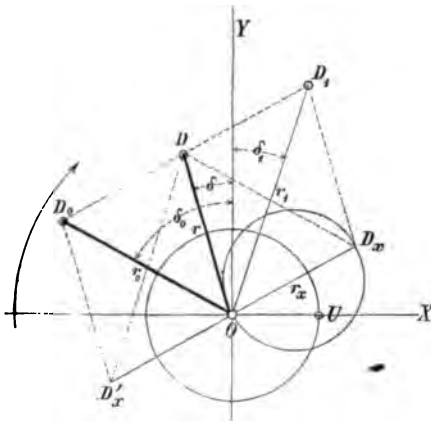
Fig. 54.



ersieht, dass der Expansionsschieber ein Rahmenschieber ist, genau wie der von Georges (vergl. S. 207), nur dass letzterer auf der festen Rückwand der untern Dampfkammer gleitet. Schon bei Betrachtung der Steuerung von Georges auf S. 212 wurde ausgesprochen, dass man die beiden Platten des Schiebers auch in der Mitte sich verbunden denken und die äussern Kanten statt der innern thätig sein lassen könnte. Es wurde dort hervorgehoben, dass man bei dieser veränderlichen Anordnung (die unseres Wissens nach in der Praxis noch nicht ausgeführt wurde) einfach nur das Expansionsschieber-Excenter der Steuerung von Georges um 180° zu verstellen habe. Ganz ähnlich ist es nun auch mit der Umänderung der Steuerung von Polonceau in die von Borsig, nur hat man hier die relative Excentricität um 180° zu verstellen, und das geschieht dadurch, dass man eine andere Excentricität für den Expansionsschieber und einen andern Voreilwinkel wählt, wobei folgende Betrachtung zum Anhalten zu nehmen ist. Angenommen, man hätte bei einer Steuerung von Polonceau die

beiden Excentricitäten r und r_0 mit ihren Voreilwinkeln δ und δ_0 aufgetragen und zwar auf die oben angegebene Weise, indem man über OD als Diagonale ein Parallelogramm construirt, um in der zweiten Seite OD_x desselben die relative Excentricität r_x zu gewinnen, und man wollte nun für denselben Vertheilungsschieber die Borsig'sche Anordnung (Holzst. Fig. 55) so construiren, dass bei dem gleichen Werthe von s genau die gleiche Dampfvertheilung wie bei Polonceau erfolgt, so muss die relative Excentricität OD_x um 150° verstellt, also in der Lage OD_x' erscheinen. Man construire nun über OD_x' als einer Seite und $OD=r$ als Diagonale wieder ein Parallelogramm $OD_x'DD_1$, dann ist $OD_1 = r_1$ der Grösse und Lage nach die Excentricität des Excenters, welches den

Fig. 55.



Expansionsschieber bei Borsig führen muss.

Im Allgemeinen wird, wie im vorliegenden Falle, die Excentricität r_1 des Expansionsschieber-Excenters bei Borsig verschieden von der r_0 bei Polonceau ausfallen, und überdies ist ersteres mit dem Nacheilwinkel δ_1 , letzteres mit dem Voreilwinkel δ_0 aufzustecken. Beschreibt man über OD_x als Durchmesser den relativen Schieberkreis, von O aus mit dem Radius $OU = s$ einen zweiten Kreis, und denkt man sich die Diagrammkurbel in der Richtung des Pfeiles gedreht, so gilt das Diagramm in Holzstich Fig. 55 für Polonceau wie für Borsig; bezüglich des letztern ist dann nichts Neues mehr zu sagen. Bemerket werden mag nur noch, dass bei Borsig's Locomotiven der Vertheilungsschieber durch eine Stephenson'sche Coulissee mit gekreuzten Stangen und der Expansionsschieber vom Rückwärtsexcenter mit Uebertragung durch einen doppelarmigen Hebel bewegt wird. Beim Rückwärtsfahren der Locomotive versagt aber die Borsig'sche Expansionsvorrichtung ihre Dienste, was bei der Polonceau'schen

Anordnung, wie sie bei Locomotiven angewendet wird, und wie ich sie unten vorführen werde, nicht der Fall ist*).

Kehren wir speciell zu der Polonceau'schen Steuerung zurück, so ist noch die Hauptfrage zu behandeln, auf welche Art eine veränderliche Expansion zu erreichen wäre.

Drei Grössen sind es, die hierbei nur in Betracht zu ziehen sind, durch deren Veränderung allein eine variable Expansion erzielt werden kann, und zwar macht man veränderlich: die Excentricität r_0 des Expansionsschieber-Excenters oder den Voreilwinkel δ_0 desselben oder endlich den Werth $FE = s$ (Holzst. Fig. 53, S. 219). Was zuerst die Veränderung von s betrifft, so liesse sich diese auf doppelte Weise bewerkstelligen: einmal dadurch, dass man (wie bei der Steuerung von Georges) die Weiten a_0 der Durchlasskanäle (Holzstich Fig. 53) veränderlich macht, ein Weg, der allerdings bis jetzt in der Praxis wegen der constructiven Schwierigkeiten noch nicht eingeschlagen wurde; das andere Mal liesse sich der Zweck dadurch erreichen, dass man die Plattenlänge $FF_1 = 2l$ veränderlich macht. Das lässt sich dadurch erzielen, dass man die Platte in der Mitte spaltet und beide Theile von innen nach aussen verschiebbar, verstellbar macht; diese Anordnung ist unter dem Namen der Meyer'schen Steuerung bekannt, auf die wir weiter unten zurückkommen werden.

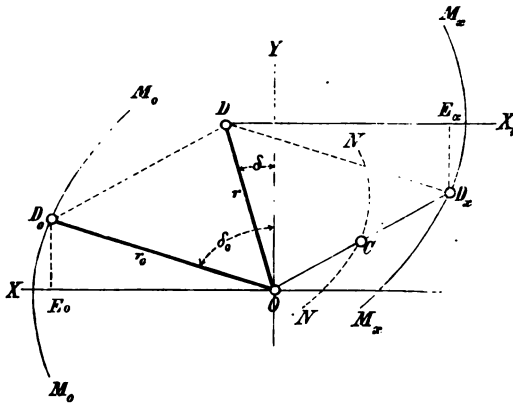
Vorher mag jedoch die andere Methode näherer Betrachtung unterworfen werden, nach welcher die Variation in der Expansion durch Veränderung von r_0 und δ_0 bei constantem Werthe von s erzielt wird. Diese Methode, die schon von Polonceau befolgt wurde, ist später von Guinotte in sinnreicher Weise weiter ausgebildet worden. Hierbei handelt es sich um gleichzeitige Aenderung beider Werthe und das Gesetz dieser Aenderung wird von dem Mechanismus abhängen, durch welchen die Bewegung des Expansionsschiebers erfolgt; der Fall, dass nur der Voreilwinkel δ_0 variabel gemacht wird, bildet einen speciellen Fall des allgemeinen. Die von Polonceau und Guinotte erdachten constructiven Anordnungen lassen sich,

*) Die Borsig'sche Locomotivsteuerung ist unter Anwendung unseres Diagrammes von Lehmann »Die Borsig'sche Locomotivsteuerung« im »Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens« Jahrgang 1858, Band 13, S. 241 behandelt worden.

wenn man sie mit Hilfe unseres Diagrammes näher untersuchen will, auf folgenden allgemeinen Satz zurückführen.

Ist wie früher OD (Holzst. Fig. 56) die Excentricität r des Vertheilungsschieber-Excenters und δ der Voreilwinkel, und denkt man sich diese beiden Grössen unveränderlich, dagegen die Excentricität $OD_0 = r_0$ und den Voreilwinkel δ_0 des Excenters für den Expansionschieber variabel, so lässt sich vorstellen, dass durch irgend einen Bewegungsmechanismus während des Ganges der Maschine r_0 und δ_0 in dem Maassesichverändern lassen, dass der Endpunkt D_0 der Excentricität r_0 sich auf der Curve M_0M_0 verschiebt. Jeder verschiedenen Lage und

Fig. 56.



Grösse der Excentricität OD_0 entspricht aber dann auch eine bestimmte Lage und Grösse der relativen Excentricität OD_x , die nach Obigem nichts anders als die zweite Seite des über OD als Diagonale und OD_0 als erste Seite beschriebenen Parallelogramms ist. Der Endpunkt D_x wird daher auf einer zweiten Curve $M_x M_x$ fortrücken, deren Verlauf leicht festzustellen ist, wenn der der ersten Curve $M_0 M_0$ als gegeben angesehen wird.

Fällt man von D_0 das Perpendikel $D_0 E_0$ auf die Horizontale OX , so können die Strecken $OE_0 = x$ und $E_0 D_0 = y$ als Coordinaten des Punktes D_0 der Curve $M_0 M_0$ angesehen werden, und analytisch könnte man sich den Verlauf der Curve durch eine Gleichung zwischen x und y gegeben denken.

Legt man nun durch den Endpunkt D der festliegenden Excentricität OD des Vertheilungsschiebers die Linie DX_1 parallel zu OX und fällt man vom Punkte D_x das Perpendikel $D_x E_x$ auf DX_1 , so können die Strecken DE_x und $E_x D_x$ als Coordinaten des vierten Eckpunktes D_x des Parallelogramms angesehen werden. Man erkennt aber ohne Weiteres aus der Figur,

dass $DE_x = OE_0 = x$ und $D_xE_x = D_0E_0 = y$ ist, und daraus folgt der Satz, dass unter allen Umständen die Curve M_xM_x , auf welcher der Endpunkt D_x der relativen Excentricität hinrückt, von gleicher Art und gleichem Verlaufe wie die Curve M_0M_0 ist, auf welcher der Endpunkt D_0 der Excentricität OD_0 des Expansionsschieber-Excenters vom Mechanismus fortbewegt wird. Die Coordinaten der Punkte der zweiten Curve haben nur das entgegengesetzte Zeichen und der Coordinaten-Anfangspunkt erscheint von O nach D verlegt.

Zieht man von O aus Leitstrahlen OD_x nach verschiedenen Punkten der Curve M_xM_x , halbirt man dieselben und verbindet die Halbierungspunkte durch einen Zug, so erhält man eine neue Curve NN und zwar diejenige, auf welcher die Mittelpunkte C der relativen Schieberkreise fortrücken; die Curve ist wieder von gleicher Art, wie die gegebene Curve M_0M_0 . Die Curve NN ist es, die wir im Folgenden vorzugsweise ins Auge fassen werden und die wir die relative Centralcurve nennen wollen; bei den bis jetzt bekannten praktischen Ausführungen (von Polonceau und Guinotte) verhält sich, wie hier schon im Voraus bemerkt werden mag, die Sache insofern sehr einfach, als dort die ursprüngliche Curve M_0M_0 als gerade Linie erscheint; die Curven M_xM_x und NN sind daher ebenfalls Gerade, und zwar liegen dieselben, wie aus dem Gegebenen ohne Weiteres hervorgeht, der Linie M_0M_0 parallel.

Nur ein besonderer Fall mag, bevor auf die genannten Steuerungen eingegangen wird, noch behandelt werden, ein Fall, der bei stationären Maschinen vorkommt und sich von den genannten Fällen dadurch unterscheidet, dass die besprochenen Curven nicht Gerade, sondern Kreise sind.

Man kann nämlich die Expansion dadurch variabel machen, dass man das Expansionsschieber-Excenter drehbar auf die Welle setzt; in diesem Falle ist die Excentricität $OD_0 = r_0$ unveränderlich und nur der Voreilwinkel δ_0 variabel. Die Curve M_0M_0 in Holzst. Fig. 56 (S. 224) erscheint dann als ein Kreisbogen mit dem Radius $OD_0 = r_0$ um das Wellencentrum O beschrieben. Weiterhin ist nach dem oben Gegebenen die Curve M_xM_x , auf welcher der Endpunkt D_x der relativen Excentricität hingeleitet, ebenfalls ein Kreis vom Radius $DD_x = r_0$, aber vom Punkt D aus als Centrum beschrieben. Die relative Centralcurve ist dann,

wie das ohne weiteren Beweis klar ist, ein Kreis vom Radius $\frac{1}{2}r_0$, beschrieben aus dem Halbierungspunkte der Länge OD . In Fig. 24, Taf. V ist das Beispiel erweitert, welches auf S. 220 behandelt wurde: die relative Centraleurve NN ist punktirt. Die Excentricität des Vertheilungsschieber-Excenters ist $r = 0,040^m$, der Voreilwinkel $\delta = 15^\circ$ angenommen, dieselben Grössen für das Expansionschieber-Excenter sind $r_0 = 0,045^m$ und $YOD = \delta_0 = 55^\circ$, und die Strecke $OU_0 = s$ ist zu $0,030^m$ gewählt worden. Nach den auf S. 220 gemachten Angaben erhält man dann in der Länge OD_x den Durchmesser des relativen Schieberkreises und durch die Durchschnittspunkte U_1 und U_2 treten die beiden Kurbelpositionen 5 und 6 hervor, die eine für den Beginn der Expansion, die andere für die Wiedereröffnung des Durchlasskanales.

Würde man nun das Excenter OD_0 des Expansionschiebers verstellen, so dass etwa die Excentricität OD_0 nach OD_0' zu liegen käme, so wäre einfach die angegebene Construction zu wiederholen, der Durchmesser des relativen Schieberkreises wäre jetzt OD_x' und die Durchschnitte dieses Kreises mit dem mit dem Radius $OU_0 = s$ beschriebenen Kreise würden neue Lagen der Kurbelposition 5 und 6 ergeben; dabei rückt der Endpunkt der relativen Excentricität von D_x nach D_x' und der Mittelpunkt des relativen Schieberkreises von C nach C' . In der Praxis wird aber die Frage die umgekehrte sein, man wird für ein vorgeschriebenes Expansionsverhältniss die Lage OD_0' der Excentricität des Expansionschiebers ermitteln sollen. Ist z. B. im vorliegenden Falle das Expansionsverhältniss 1 : 4 vorgeschrieben, so bestimmt man die zugehörige Kurbellage OR und sucht den Durchschnittspunkt U : auf dem mit dem Radius s beschriebenen Kreise errichtet man nun im Mittelpunkte der Strecke OU ein Perpendikel; dieses schneidet die relative Centraleurve im Punkte C' , und das ist das Centrum des gesuchten relativen Schieberkreises, dessen Radius $C'O$ ist; zieht man den Durchmesser OD_x desselben und parallel zur Verbindungslinie DD_x' die Strecke OD_0' , so ergibt dieselbe die gesuchte Lage der Excentricität des Expansionschieber-Excenters und der Winkel YOD_0' ist der gesuchte Voreilwinkel δ_0 für das verlangte Expansionsverhältniss.

Nach dem oben Gegebenen bedarf das Gesagte keines wei-

tern Beweises; es ist auch nicht weiter zu besprechen, wie man die Grenzen bestimmt, innerhalb welcher man bei der gegebenen Anordnung die Expansion verändern kann; man findet leicht die äussersten noch zulässigen Lagen des relativen Schieberkreises, wenn man den Mittelpunkt C desselben auf der relativen Centralcurve, d. h. hier auf dem Kreise NN , verlegt.

Wir gehen nun endlich auf die Anordnung näher ein, die Polonceau selbst der Steuerung gegeben hat, um sie insbesondere für den Gebrauch bei Locomotiven geeignet zu machen.

Fig. 25, Taf. V zeigt die Steuerung. Von den auf der Axe O sitzenden beiden Excentern D und D_0 wird eine Gooch'sche Coulissee, wie wir sie in Abtheilung I, S. 116 bis 130, behandelt haben, in Bewegung gesetzt. Die Coulissee ist jedoch doppelt, d. h. mit zwei gleichen Führungen hergestellt. In der einen Führung lässt sich der Gleitbacken M der Schubstange MN verstellen, die bei N die Schieberstange des Vertheilungsschiebers erfasst.

In der andern Führung verstellt sich der Gleitbacken M_0 der Schubstange M_0N_0 , die den Expansionsschieber führt.

Das Verstellen der Gleitbacken durch Heben und Senken der Schubstangen MN und M_0N_0 geschieht durch Steuerhebel AB und A_0B_0 , welche von den Enden B und B_0 aus durch Stangen mit den Winkelhebeln WW und W_0W_0 verbunden sind; die Stangen K und K_0 übertragen dann die Verstellung auf die Schubstangen. An der Seite der Steuerhebel ist der mit Einschnitten versehene Bogen HH befestigt, an welchem in der gewöhnlichen Weise durch Riegel die Hebel in verschiedenen Stellungen festgehalten werden können.

Man übersieht leicht, dass die Steuerung sich in eine einfache Gooch'sche Steuerung verwandelt, wenn beide Gleitbacken M und M_0 auf dem gleichen Punkte der Coulissee eingestellt werden; dann bewegen sich beide Schieber in gleicher Weise und der Expansionsschieber ist wirkungslos, weil er sich relativ zum Vertheilungsschieber in Ruhe befindet; haben aber die Gleitbacken verschiedene Lagen in der Coulissee, so bewegt sich jeder der beiden Schieber nach einem andern Gesetz, und dann tritt wieder die Frage hervor, wie sich der Expansionsschieber relativ zum Vertheilungsschieber bewegen wird.

Liegt es im Interesse des Locomotivführers, den Expansions-

schieber vorübergehend ausser Thätigkeit zu setzen, wie das beim Vor- und Rückwärtsfahren der Locomotiven auf den Stationen vorkommt, so hat die Anordnung, wie sie Polonceau für die Steuerhebel getroffen hat, insofern eine Unbequemlichkeit, als der Führer beide Hebel mit beiden Händen in gleicher Weise bewegen muss. Um diese Unbequemlichkeit zu umgehen, hat Krauss die Einrichtung getroffen, welche in Fig. 26, Taf. V dargestellt ist. HH ist wieder der festliegende, mit Einschnitten versehene Bogen, an welchem hier jedoch nur der Steuerhebel AB des Vertheilungsschiebers mittelst eines Riegels in seinen verschiedenen Lagen erhalten wird. Am Steuerhebel AB ist dann bei P ein zweiter, mit Einschnitten versehener Bogen H_0H_0 befestigt, der an der Bewegung des Hebels Theil nimmt. In die Einschnitte dieses Bogens kann nun der Riegel des Steuerhebels A_0B_0 des Expansionsschiebers eingeschoben werden. Der Gebrauch dieser Hebel ist leicht zu erkennen. Bei der in Fig. 26 angedeuteten Hebelstellung sind beide Schieber nahe in gleicher Weise in Thätigkeit, wie bei der in Fig. 25 gewählten Anordnung der einzelnen Theile. Will nun der Führer den Expansionsschieber ausser Thätigkeit setzen, die Steuerung also wie eine einfache Gooch'sche Coulissensteuerung verwenden, so stellt er den Riegel des Hebels A_0B_0 in den Ausschnitt P des zweiten Bogens H_0H_0 . Beim Verstellen des Hebels AB wird dann der andere Hebel mitgenommen.

Was nun die Wirkungsweise der Polonceau'schen Anordnung betrifft, so können wir uns auf Vieles beziehen, was oben bei der Gooch'schen Steuerung erwähnt worden ist. Unter allen Umständen mag aber durchgängig vorausgesetzt werden, dass die Schubstange des Vertheilungsschiebers auf den äussersten Expansionsgrad eingestellt ist, sobald der Expansionsschieber benutzt werden soll. Unter dieser Voraussetzung soll erst die Dampfvertheilung für den Vertheilungsschieber, oder besser, sollen die demselben entsprechenden Hauptkurbelpositionen bestimmt werden.

Bezeichnen wir für die Gooch'sche Coulissensteuerung, wie auf S. 117, die Excentricitäten beider Excenter mit r , ihre beiden gleichen Voreilwinkel mit δ , die Längen der beiden Excenterstangen CD und C_0D_0 (Fig. 25, Taf. V) mit l , die halbe Länge der Coulisse mit c , so war der Schieberweg, wenn der Gleit-

backen M in der Coulisse um u vom todten Punkte der Coulisse absteht, für einen beliebigen Drehwinkel ω der Kurbel:

$$\xi = r \left[\sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right] \cos \omega \pm \frac{ur}{c} \left[\cos \delta \mp \frac{c}{l} \sin \delta \right] \sin \omega ,$$

wobei das obere Vorzeichen für offene, das untere für gekreuzte Stangen gilt. Setzen wir im Folgenden offene Stangen voraus und beim äussersten Expansionsgrad die Schubstange des Vertheilungsschiebers so weit gehoben, dass $u = c$ ist, so ergibt sich die Auslenkung dieses Schiebers nach vorstehender Formel:

$$\xi = r \left[\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right] \cos \omega + r \left[\cos \delta - \frac{c}{l} \sin \delta \right] \sin \omega .$$

Nach den von früher bekannten Sätzen finden sich nun die Coordinaten vom Mittelpunkte C des Schieberkreises für den äussersten Expansionsgrad (Fig. 27, Taf. V):

$$OB = \frac{r}{2} \left[\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right] ,$$

$$BC_4 = \frac{r}{2} \left[\cos \delta - \frac{c}{l} \sin \delta \right] .$$

Die Figur 27 ist in halber natürlicher Grösse und unter der Voraussetzung gezeichnet, dass für die betreffende Steuerung gegeben ist:

$$\begin{aligned} r &= 0,066^m , & \delta &= 30^\circ , \\ l &= 1,500^m , & c &= 0,120^m . \end{aligned}$$

Für diese Dimensionen findet sich durch vorstehende Formeln:

$$OB = 0,0188^m \quad \text{und} \quad BC_4 = 0,0272^m .$$

Nimmt man weiter an, die äussere Deckung des Vertheilungsschiebers sei $OV = e = 0,030^m$ und beschreibt man mit dieser Länge von O aus einen Kreis, so geben in bekannter Weise die beiden Durchschnittspunkte mit dem Schieberkreise die beiden Kurbelpositionen 1 und 4 (vergl. S. 193); bei Position 1 schliesst der Vertheilungsschieber den Dampfeintrittskanal im Cylinder, bei Position 4 öffnet er ihn auf der andern Seite.

Steht nun der Gleitbacken M_0 der Expansionsstange auf irgend einem andern Punkte der Coulisse, so liegt doch immer der Mittelpunkt des entsprechenden Schieberkreises auf der Ver-

ticalen BC_4 , eine Eigenthümlichkeit, die, wie früher bewiesen wurde, eben der Gooch'schen Coulissee zukommt. Nimmt man vier Grade für den Vorwärtsgang und eben so viel für den Rückwärtsgang an, so ist die Strecke BC_4 in vier Theile zu theilen, die einzelnen Punkte C_1, C_2, C_3, C_4 geben dann bekanntlich die Mittelpunkte der Schieberkreise für jeden einzelnen Grad. Für den Rückwärtsgang verlängert man die Länge BC_4 nach unten; die Punkte $-C_1, -C_2, -C_3$ und $-C_4$ geben dann in gleicher Weise die Schieberkreis-Mittelpunkte von Grad zu Grad für den Rückwärtsgang an.

Nimmt man weiter an, die Maschine gehe vorwärts und der Gleitbacken M der Vertheilungsschieberstange stehe auf den äussersten Grad, so giebt, wie vorhin besprochen wurde, der über OD als Durchmesser beschriebene Kreis (Fig. 27, Taf. V) das Bewegungsgesetz für den Vertheilungsschieber.

Steht ferner der Gleitbacken M_0 der Expansionsschieberstange beispielsweise auf den ersten Grad Vorwärtsgang, so ist C_1 der Mittelpunkt des Schieberkreises, der das Gesetz der Bewegung desselben anzeigt und OD_0 ist dessen Durchmesser. Zeichnet man nun über OD als Diagonale ein Parallelogramm, so ergibt sich OD_x als dessen zweite Seite und diese Strecke repräsentirt zugleich den Durchmesser des relativen Schieberkreises, dessen Mittelpunkt O_1 sich übrigens auch sofort dadurch findet, dass man durch C_4 eine Parallele C_4O_1 zu C_1O legt.

Das Eigenthümliche der Polonceau'schen Anordnung besteht nun, wie man leicht übersieht, darin, dass die relative Centralcurve, die wir bei Betrachtung von Holzstich Fig. 56 auf S. 224 besprochen haben, eine gerade Linie ist und mit der Ordinatenaxe OY hier zusammenfällt. Beschreibt man nun von O_1 aus den relativen Schieberkreis und ebenso von O aus mit der Länge $OU = s$ (vergl. Fig. 23, Taf. V) einen Kreis (im vorliegenden Beispiel ist $s = 0,035^m$ angenommen worden), so erhält man die beiden maassgebenden Durchschnittspunkte U_1 und U_2 . Die durch U_1 gehende Kurbelrichtung OR_1 gilt für den Beginn und die andere durch U_2 für die Wiedereröffnung des Durchlasskanales. Die letztere Strecke, die bisher als Position 6 bezeichnet wurde, fällt im vorliegenden Beispiele zufällig mit Position 1 zusammen, bei welcher der Vertheilungsschieber eben abschliesst; da Position 6 nicht vor Position 1 liegen darf, so ist

hier mit der angenommenen Gleitbackenstellung M_0 (erster Grad Vorwärtsgang) zugleich die eine Grenze der Expansion für vorliegende Steuerung gegeben; eine stärkere Cylinderfüllung ist nicht statthaft, weil sonst zweimal Dampf während eines Kolben-schubes in den Cylinder treten würde. Machte sich bei dieser Locomotive eine stärkere Cylinderfüllung nöthig, so müsste der Locomotivführer die Schubstange des Vertheilungsschiebers mit der des Expansionsschiebers zusammen auf einen andern als den letzten Expansionsgrad einstellen, die Steuerung also wie eine einfache Gooch'sche Couliissensteuerung thätig sein lassen.

Denkt man sich jetzt die Vertheilungsschieber-Schubstange wieder auf den letzten (4.) Expansionsgrad eingestellt und stellt man den Gleitbacken M_0 der Schubstange des Expansionsschiebers der Reihe nach auf den todten Punkt der Coulissee und auf den 1., 2., 3. und 4. Grad Rückwärtsgang, so bestimmen sich nun genau wie vorhin die einzelnen Mittelpunkte der relativen Schieberkreise, die, wie schon erwähnt, sämmtlich auf der Verticalen OY liegen und die in der Figur 27, Taf. V, der Reihe nach mit O_0 ; — O_1 bis — O_4 bezeichnet sind. Beschreibt man die entsprechenden Kreise, die in der Figur nur theilweise ausgezogen sind, so erhält man auf dem mit $OU = s$ beschriebenen Kreise eben so viel Durchschnittspunkte U_1 bis U_6 und daraus wiederum die Kurbelpositionen R_1 bis R_6 , von denen jede einzelne den Beginn der Expansion für den betreffenden Fall markirt, und aus denen sich in bekannter Weise auf die zugehörige Kolbenstellung und das entsprechende Expansionsverhältniss schliessen lässt. Im vorliegenden Falle giebt Kurbelposition OR_6 die andere Grenze für die Expansion, sie gilt für die schwächste Cylinderfüllung, die hier erreichbar ist; dabei steht der Gleitbacken M_0 des Expansionsschiebers auf dem äussersten Grade Rückwärtsgang, wie aus der obigen Darlegung hervorgeht. Man könnte allerdings die Grenzen der Expansion noch weiter einanderrücken, wenn man die Coulissee CC_0 (Fig. 25, Taf. V) nach beiden Seiten verlängerte, sodass der Gleitbacken M_0 noch über die Angriffspunkte C und C_0 der Excenterstangen hinaus verstellt werden könnte; im Ganzen wird aber dadurch wenig gewonnen.

Dass die vorgeführte Steuerung auch für den Rückwärtsgang der Maschine in gleicher Weise wie für den Vorwärtsgang taug-

lich ist, leuchtet ohne Weiteres ein; man stellt dann den Gleitbacken M des Vertheilungsschiebers auf den äussersten Grad Rückwärtsgang und den Gleitbacken M_0 des Expansionschiebers auf irgend einen Expansionsgrad Vorwärtsgang ein. Das Diagramm Fig. 27, Taf. V gilt dann auch ohne Weiteres für den Rückwärtsgang.

Es verdient endlich noch hervorgehoben zu werden, dass die Polonceau'sche Steuerung neben dem Uebelstande, dass die Veränderlichkeit der Expansion zwischen gewisse Grenzen eingeschlossen ist, noch den zeigt, dass der Arbeitsverlust, der aus der Schieberreibung entspringt, und zwar derjenige Theil, der allein vom Expansionsschieber herrührt, um so grösser ist, je stärker man expandirt. Bezeichnen wir nämlich den Durchmesser OD_x des relativen Schieberkreises OD mit r_x , so ist der ganze Weg, den der obere Schieber auf dem unteren bei einer Umdrehung der Triebwelle zurücklegt, $4r_x$. Der aus der Reibung zwischen beiden Schiebern entspringende Arbeitsverlust ist aber dem Wege, also auch dem Werthe r_x proportional, und da dieser Werth, wie aus Fig. 27, Taf. V hervorgeht, um so grösser wird, je stärker man expandirt, so ist dasselbe auch mit der Arbeit der Schieberreibung der Fall. Eine ähnliche Bemerkung hätte auch bei der speciellen Betrachtung gemacht werden können, die wir bezüglich der Gonzenbach'schen Steuerung auf S. 206 vorgeführt haben.

CAPITEL III.

Steuerung von Guinotte.

Auf der Wiener Weltausstellung haben einige höchst sinnreiche Steuerungsanordnungen wohlverdientes Aufsehen erregt, die theils im Modell, theils an ausgeführten Locomotiven vorhanden waren, und welche der Erfinder Guinotte schon vorher in einer besondern Schrift*) bekannt gemacht hatte. Guinotte

*) Lucien Guinotte, Étude générale sur la détente variable et spécialement sur son application aux machines d'extraction. Mons, 1871.

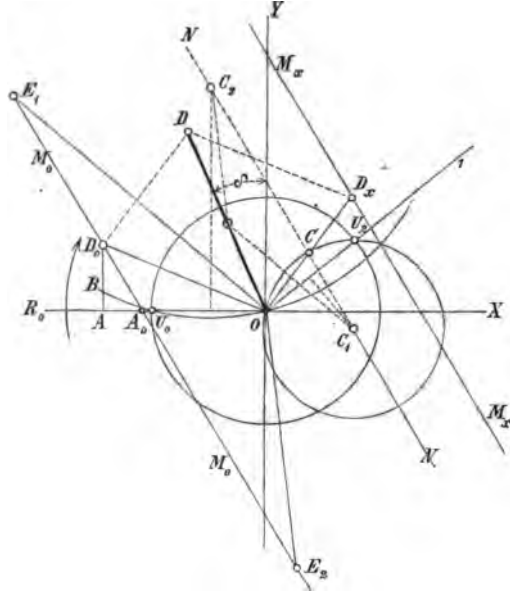
giebt eine ganze Reihe neuer Anordnungen, die sich sämmtlich auf das gleiche Princip zurückführen lassen; wir beschränken uns daher, indem wir wegen des Weitern auf die S. 232 Anm. angegebene Schrift verweisen, auf die Vorführung nur zweier der neuen Steuerungen. Obgleich Guinotte in den Darlegungen seiner Schrift von unserm Diagramm den ausgedehntesten Gebrauch macht, dasselbe ihm überhaupt, wie er selbst sagt, das Mittel an die Hand gegeben hat, die scheinbar sehr complicirten Bewegungen seiner Mechanismen klar zu übersehen und darzulegen, so soll doch im Anschluss an das Obige im Folgenden ein anderer, als der von Guinotte angegebene Weg bei den nähern Untersuchungen eingeschlagen werden. Einmal bildet die Schieberbewegung bei den Guinotte'schen Steuerungen nichts als einen besondern Fall des allgemeinen Falles, den wir bei Betrachtung von Holzst. Fig. 52 S. 215 besprochen haben, und im Andern erscheint es auch zweckmässig, die Frage gleichzeitig analytisch zu behandeln, um erkennen zu können, welchen Einfluss Aenderungen der Dimensionen der einzelnen Glieder der Guinotte'schen Steuerung auf die Dampfvertheilung haben.

Guinotte wendet bei seiner Steuerung den Polonceau'schen Expansionsschieber (Fig. 23, Taf. V) an und erzielt, wie Polonceau, die Veränderlichkeit in der Expansion durch gleichzeitige Veränderung der Excentricität r_0 und des Voreilwinkels δ_0 des Expansionsschieber-Excenters; nur das Gesetz, nach welchem bei seinen Mechanismen diese Aenderung erfolgt, unterscheidet sich von dem bei Polonceau und zwar in einer Weise, die entschieden als eine wesentliche Verbesserung anzusehen ist. Ohne auf die eigentlichen Steuerungsanordnungen von Guinotte zunächst einzutreten, lassen sich dieselben im Princip und ihren Vortheilen nach sogleich klar darlegen.

Ist wieder, Holzstich Fig. 57 a. f. S., wie in Fig. 56 S. 224 $OD = r$ die festliegende Excentricität und $YOD = \delta$ der Voreilwinkel des Excenters für den Vertheilungsschieber, sowie $OD_0 = r_0$ eine bestimmte Lage der veränderlichen Excentricität des Expansionsschieber-Excenters, so liegt das Wesen der Guinotte'schen Steuerung darin, dass die Curve M_0M_0 , auf welcher der Endpunkt D_0 der Excentricität durch gewisse Aenderungen am Bewegungsmechanismus fortrückt, eine gerade Linie ist, die gegen die Coordinatenaxen geneigt erscheint. Bestimmt

man durch Construction des Parallelogrammes die Lage OD_x der relativen Excentricität und zieht durch D_x zur Linie M_0M_0 die Parallele M_xM_x , so ist die letztere die Bahn, auf welcher der Endpunkt D_x der relativen Excentricität fortgleitet. Halbirt man endlich auch noch die Strecke OD_x in C und zieht auch durch diesen Punkt eine Parallele NN , so ist diese Linie, die in

Fig. 57.



der Figur punktirt erscheint, die relative Centralcurve, auf welcher bei Veränderung der Excentricität des Expansionsschiebers der Mittelpunkt des relativen Schieberkreises fortrückt. Die Bestimmung dieser relativen Centralcurve ist das Hauptziel der Untersuchungen, und das Wesentliche der Guinotte'schen Steuerungen liegt darin, dass diese Linie NN die in der Figur angedeutete Lage hat und gegen die Axe OX geneigt erscheint.

Man erkennt jetzt schon die Verwandtschaft der Guinotte'schen mit der Polonceau'schen Steuerung; bei letzterer sind die genannten Curven ebenfalls gerade Linien (vergl. Fig. 27, Taf. V), die aber senkrecht zur Axe OX stehen, wobei sowohl die Curve M_xM_x , wie auch die relative Centralcurve NN mit

der Verticalen OY zusammenfällt. Aus dem letztern Umstande folgt aber gerade bei Polonceau die Einschränkung der Grenzen der Expansion. In dem durch Fig. 27, Taf. V dargestellten Falle ergaben die Kurbelrichtungen OR_1 und OR_6 die beiden Grenzen; bei der Kurbelposition OR_1 liegt die schwächste Expansion, stärkste Füllung (unter Verwendung des Expansionsschiebers) und bei Position OR_6 die stärkste Expansion oder schwächste Füllung vor. Sollte die Steuerung vollkommen sein, so müsste die Expansion von Null an bis zu dem Grade verändert werden können, der durch den Vertheilungsschieber allein erzielt wird, mit andern Worten, der äusserste Schnittpunkt U_1 (Fig. 27, Taf. V) müsste bis zur Lage U_2 gebracht werden, bei welcher der Vertheilungsschieber gleichzeitig absperrt und der Schnittpunkt U_6 müsste nach U_0 verlegt werden können, damit der Expansionsschieber schon beim Beginne des Hubes absperre, welches letzteres den Vortheil gewähren würde, dass mit dem Expansionsschieber allein die Dampfeinströmung in den Cylinder überhaupt unterdrückt werden könnte. Bei der Polonceau'schen Anordnung sind diese Bedingungen unerfüllbar, wie ein Blick auf Fig. 27, Taf. V zeigt, weil eben der Mittelpunkt der relativen Schieberkreise auf der Verticalen fortrückt und ins Unendliche verschoben werden müsste, um den Schnittpunkt U_6 auf U_0 fallen zu lassen.

Ganz anders verhält sich die Sache bei den Guinotte'schen Steuerungen, bei denen, wie noch gezeigt werden wird, die relative Centrallinie NN (Holzstich Fig. 57) eine gegen die Axe OX geneigte Gerade ist. Beschreiben wir von O aus mit der Länge $OU_0 = s$ (die Bedeutung von s geht aus der Figur 23, Taf. V hervor) einen Kreis und bestimmen wir noch die dem Beginne der Expansion durch den Vertheilungsschieber entsprechende Kurbelposition 1, die in Fig. 57 willkürlich gezogen wurde, weil das Diagramm ohne Zugrundelegung bestimmter Maasse gezeichnet worden ist, so käme es nun darauf an, von der Kurbellage OR_0 im todten Punkte bis zur Kurbelposition 1 jeden Grad der Expansion zu erzielen, d. h. den Schnittpunkt der relativen Schieberkreise mit dem mit s als Radius beschriebenen Kreise auf der ganzen Bogenlänge U_0 bis U_2 fortrücken zu lassen.

Errichtet man aber auf der Strecke OU_2 (Holzst. Fig. 57) in der Mitte derselben ein Perpendikel bis zum Durchschnitte C_1 und ebenso in der Mitte von OU_0 ein solches bis zum Durchschnitte C_2

mit der relativen Centrallinie NN , so ergeben die beiden Schnittpunkte schon die äussersten Lagen der Mittelpunkte der relativen Schieberkreise; beschreibt man von C_1 aus mit dem Radius C_1O und von C_2 aus mit dem Radius C_2O diese Kreise, so fallen die maassgebenden Durchschnittpunkte U_2 und U_0 in die bezeichneten Kurbelrichtungen. Zieht man weiter von dem Mittelpunkte C_1 und C_2 Verbindungslinien nach dem Mittelpunkte der Excentricität OD des Vertheilungsschiebers und zu diesen Linien durch O die Parallelen OE_1 und OE_2 , so geben die Punkte E_1 und E_2 die Grenzen an, zwischen welchen der Endpunkt D_0 der Excentricität des Expansionsschieber-Excenters eventuell auf der Linie M_0M_0 durch den vorausgesetzten Mechanismus verschoben werden muss, um alle möglichen Grade der Expansion zu erzielen.

Damit ist auch schon die Vorführung des Diagrammes für die Guinotte'schen Steuerungen vollendet; zu bemerken wäre nur noch, dass natürlich der zweite Schnittpunkt des von C_2 aus beschriebenen relativen Schieberkreises auf den mit s als Radius beschriebenen Kreis hinter Kurbelposition 1 fallen muss, damit nicht der Expansionsschieber den Durchlasskanal wieder eröffnet, bevor nicht der Vertheilungsschieber den Dampfkanal im Cylinder geschlossen hat.

Wie der Mittelpunkt des relativen Schieberkreises auf der relativen Centrallinie NN und weiterhin die Lage OD_0 der Excentricität des Expansionsschieber-Excenters für ein bestimmt vorgeschriebenes Expansionsverhältniss zu bestimmen ist, geht aus dem Gesagten so klar hervor, dass es nur den Einblick in die Verhältnisse erschweren würde, wenn wir diese Fragen noch weiter auseinander legen wollten.

Dagegen soll nun dargelegt werden, durch welche Bewegungsmechanismen Guinotte die Veränderung der Excentricität OD_0 des Expansionsschieber-Excenters in solcher Art bewerkstelligt, dass der Endpunkt D_0 auf den Geraden M_0M_0 zwischen den Grenzen E_1 und E_2 fortrückt.

Guinotte's Steuerung erster Art. Betrachtet man aufmerksam die Anordnung der Polonceau'schen Steuerung Fig. 25, Taf. V und das zugehörige Diagramm Fig. 27, so tritt der Gedanke nahe, dass die Gerade M_0M_0 (Holzstich Fig. 57), die mit der Geraden DD_0 (Fig. 27, Taf. V) bei Polonceau zusammenfällt, dadurch in eine zur Abscissenaxe OX geneigte Lage ge-

Strecke $JM_0 = u$ vom todten Punkte der Coulissee ab. Durch Hebung und Senkung der Schubstange, also durch Aenderung von u , werde dann die Veränderlichkeit in der Expansion erzielt. Die beiden Punkte C_1 und C_2 , an welchen die ungleich langen Excenterstangen $D_1C_1 = l_1$ und $D_2C_2 = l_2$ die Coulissee fassen, sollen um die Länge $JC_1 = c_1$ und $JC_2 = c_2$ vom todten Punkte der Coulissee abliegen; die beiden Excenter sollen die Excentricitäten $OD_1 = r_1$ und $OD_2 = r_2$ besitzen und von der Verticalen OY zur Schubrichtung um die in der Figur angezeigten Voreilwinkel δ_1 und δ_2 abweichen.

Die Aufgabe ist jetzt, die Gleichung für den Schieberweg, oder was auf das Gleiche hinausläuft, für den Weg des Punktes B_0 abzuleiten.

Zieht man die Verbindungslinie OC_1 , denkt sich die Coulissee am Punkte C_1 abgelöst und fasst man die Richtung OC_1 als Schüb- richtung auf, indem man die eine Excentricität OD_1 zunächst allein um den Winkel ω gedreht denkt, so schwingt der Punkt C_1 wie der Schieber einer einfachen Steuerung um ein gewisses Oscillationsmittel hin und her; fällt man auf die angenommene Schubrichtung OC_1 das Perpendikel OY_1 , welches von OY um den Winkel α_1 abweicht, um den gleichen Winkel, um welchen OC_1 gegen OX geneigt ist, so nimmt der Winkel $\delta_1 + \alpha_1$ die Bedeutung eines Voreilwinkels an und die Auslenkung des Punktes C_1 aus seiner mittlern Lage ist beim Drehwinkel ω :

$$r_1 \sin(\delta_1 + \alpha_1 + \omega).$$

Denkt man sich nun die Coulissee bei C_1 wieder angeschlossen, dagegen den andern Punkt C_2 festliegend, so dass die Coulissee um den festliegenden Punkt C_2 schwingt, so wird mit der Auslenkung des Punktes C_1 zugleich eine solche des Gleitbackens M_0 , also auch des Endpunktes B_0 verbunden sein, nur wird letztere im Verhältniss

$$\frac{C_2M_0}{C_2C_1} = \frac{c_2 + u}{c_2 + c_1}$$

verkleinert erscheinen, und diese Auslenkung, die wir mit ξ' bezeichnen wollen, wird demnach betragen:

$$\xi' = \frac{c_2 + u}{c_1 + c_2} r_1 \sin(\delta_1 + \alpha_1 + \omega). \quad (112)$$

In gleicher Weise mag jetzt auch die Excentricität OD_1 und der Punkt C_1 einmal vorübergehend als festliegend gedacht und die Excentricität $OD_2 = r_2$ um den Winkel ω gedreht werden. Nimmt man die Verbindungslinie OC_2 als Schubrichtung, so erscheint für diese einfache Steuerung der Winkel $(\delta_2 + \alpha_2)$ als Voreilwinkel und die Auslenkung des Punktes C_2 aus seiner mittleren Position:

$$r_2 \sin(\delta_2 + \alpha_2 - \omega) .$$

Da hierbei die Coulissee um den festliegenden Punkt C_1 schwingen soll, so wird der Weg ξ'' des Gleitbackens im Verhältniss

$$\frac{C_1 M_0}{C_1 C_2} = \frac{c_1 - u}{c_2 + c_1}$$

kleiner sein; man erhält daher:

$$\xi'' = \frac{c_1 - u}{c_2 + c_1} r_2 \sin(\delta_2 + \alpha_2 - \omega) . \quad (113)$$

In Wirklichkeit finden aber die beiden Bewegungen, die wir hier gesondert betrachtet haben, gleichzeitig statt, die gesammte Auslenkung des Gleitbackens M_0 , also auch des Expansionsschiebers aus der Mitte seines Hubes, die wir mit ξ_0 bezeichnen, wird daher betragen:

$$\xi_0 = \xi' + \xi'' ,$$

oder nach den Gln. (112) und (113), wenn wir, wie früher, die ganze Coulisßenlänge $C_1 C_2 = c_2 + c_1$ mit $2c$ bezeichnen:

$$\xi_0 = \frac{c_2 + u}{2c} r_1 \sin(\delta_1 + \alpha_1 + \omega) + \frac{c_1 - u}{2c} r_2 \sin(\delta_2 + \alpha_2 - \omega) . \quad (114)$$

In dieser Gleichung für den Weg des Expansionsschiebers sind nur noch die beiden Winkel α_1 und α_2 zu bestimmen, alle übrigen Grössen sind bei einer vorhandenen Steuerung als bekannt anzusehen. Näherungsweise geschieht nun die Elimination dieser Winkel auf folgende Weise. Setzt man lange Excenterstangen und eine verhältnissmässig kurze Coulissee voraus, so sind die beiden Winkel α_1 und α_2 (Holzstich Fig. 58) sehr klein, so dass ihr Cosinus gleich Eins gesetzt werden kann, während man näherungsweise $OC_1 = D_1 C_1 = l_1$ und $OC_2 = D_2 C_2 = l_2$, demnach

$$\sin \alpha_1 = \frac{c_1}{l_1} \quad \text{und} \quad \sin \alpha_2 = \frac{c_2}{l_2}$$

annehmen kann; die Auflösung der Sinus der dreitheiligen Winkel in Gl. (114) und die Substitution vorstehender Ausdrücke liefert dann, wie man sich leicht durch Nachrechnen überzeugt, für den Schieberweg wieder eine Gleichung von der Form:

$$\xi_0 = A \cos \omega + B \sin \omega, \quad (115)$$

wobei aber die beiden Werthe A und B durch folgende Gleichungen bestimmt sind:

$$A = \frac{(c_2 + u)}{2c} r_1 \left(\sin \delta_1 + \frac{c_1}{l_1} \cos \delta_1 \right) + \frac{(c_1 - u)}{2c} r_2 \left(\sin \delta_2 + \frac{c_2}{l_2} \cos \delta_2 \right), \quad (116)$$

$$B = \frac{(c_2 + u)}{2c} r_1 \left(\cos \delta_1 - \frac{c_1}{l_1} \sin \delta_1 \right) - \frac{(c_1 - u)}{2c} r_2 \left(\cos \delta_2 - \frac{c_2}{l_2} \sin \delta_2 \right). \quad (117)$$

Diese Gleichungen zeigen sofort, dass der untersuchte Steuerungsmechanismus in dem oben erläuterten Sinne wirklich brauchbar ist; die Werthe A und B sind, wie schon aus den Untersuchungen in der ersten Abtheilung dieser Schrift hervorgeht, die Coordinaten des Endpunktes des Schieberkreisdurchmessers; würde man bei einer vorhandenen Steuerung für eine bestimmte Stellung u des Gleitbackens in der Coulissee die Werthe von A und B ausrechnen und (Holzstich Fig. 57 S. 234) $OA = A$ und $AD_0 = B$ auftragen, so fände sich in der Strecke OD_0 die entsprechende Excentricität des Expansionschiebers. Mit der Aenderung von u ist aber nach den Gln. (116) und (117) auch eine Aenderung der Grössen A und B , also auch der Lage von D_0 verbunden. Da aber u in beiden Gleichungen in der ersten Potenz vorkommt, so folgt daraus ohne Weiteres, dass der Punkt D_0 in einer geraden Linie $M_0 M_0$ fortrückt, wenn u sich ändert, also die Schubstange in der Coulissee gehoben und gesenkt wird. Verwandelt man die Steuerung (Holzstich Fig. 58) in die von Gooch, indem man $r_1 = r_2 = r$, $\delta_1 = \delta_2 = \delta$, $l_1 = l_2 = l$, $c_1 = c_2 = c$ voraussetzt, so geben die beiden Gl. (116) und (117):

$$A = r \left(\sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right),$$

$$B = \frac{ur}{c} \left(\cos \delta - \frac{c}{l} \sin \delta \right),$$

wie das auf S. 121 gefunden wurde; in diesem Falle erscheint A von u abhängig, also constant; die Linie $M_0 M_0$ (Holzst. Fig. 57)

steht demnach senkrecht auf der Strecke OX , wie das schon bei der Untersuchung der Polonceau'schen Steuerung besprochen worden ist. Man muss also die Gooch'sche Anordnung unsymmetrisch ausführen, wie auch von Guinotte angegeben worden ist, wenn die Gerade M_0M_0 (wie in Fig. 57) beide Coordinatenaxen schneiden soll; diese Linie für eine gegebene Steuerung zu bestimmen ist leicht, denn man hat nur für zwei verschiedene Werthe von u die Lage von D_0 zu bestimmen und beide Lagen durch eine Gerade zu verbinden. Anders steht es mit der Umkehrung der Aufgabe: nämlich aus dem vorgeschriebenen Verlaufe der geraden Linie rückwärts auf die einzelnen Dimensionen zu schliessen. Man kann dann aber leicht zunächst auf dem Näherungswege vorgehen; sind die Excenterstangen, wie das auch die Entwicklung obiger Formeln von vorn herein voraussetzte, sehr lang, so tritt der Einfluss der mit dem Factor $c_1 : l_1$ und $c_2 : l_2$ versehenen Glieder so sehr zurück, dass sie vernachlässigt werden können und man erhält dann einfacher:

$$A = \frac{(c_2 + u)}{2c} r_1 \sin \delta_1 + \frac{(c_1 - u)}{2c} r_2 \sin \delta_2, \quad (118)$$

$$B = \frac{(c_2 + u)}{2c} r_2 \cos \delta_1 - \frac{(c_1 - u)}{2c} r_2 \cos \delta_2. \quad (119)$$

Denkt man sich nun einmal die Schubstange bis C_1 gehoben (Holzstich Fig. 58), macht man also $u = c_1$, so geben die vorstehenden Formeln, wenn die zugehörigen Werthe von A und B mit A_1 und B_1 bezeichnet werden:

$$A_1 = r_1 \sin \delta_1 \quad \text{und} \quad B_1 = r_1 \cos \delta_1,$$

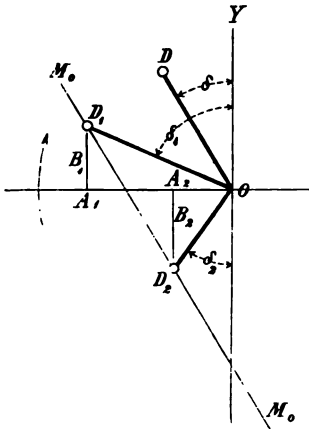
das sind aber die Coordinaten des Endpunktes D_1 des ersten Excenters OD_1 für seine Lage, wenn die Kurbel im todten Punkte steht. Legt man dagegen die Schubstange nach C_2 , setzt also $u = -c_2$ und bezeichnet die zugehörigen Werthe von A und B mit A_2 und B_2 , so folgt aus den Gl. (118) und (119):

$$A_2 = r_2 \sin \delta_2 \quad \text{und} \quad B_2 = -r_2 \cos \delta_2.$$

Das sind aber wiederum die Coordinaten des Endpunktes D_2 der Excentricität des zweiten Excenters OD_2 für seine Lage, wenn die Kurbel durch den todten Punkt geht. Man erhält also folgenden einfachen Satz:

Man zeichnet die beiden Excentricitäten OD_1 und OD_2 (Fig. 59) mit den gegebenen Voreilwinkeln auf und verbindet ihre Endpunkte durch eine gerade Linie D_1D_2 ; diese Gerade ist dann die Linie M_0M_0 , die wir bei Betrachtung des Diagrammes der Guinotte'schen Steuerung besprochen haben. Guinotte und Pichault entwickeln diesen Satz auf andern Wege und stellen ihn als genau richtig hin; er gilt jedoch nur als erste Näherung. Hätten wir bei den Betrachtungen, die uns auf diesen Satz geführt haben, die Gln. (116) und (117) benutzt, so würden wir genauer die vorhin berechneten Coordinaten erhalten haben:

Fig. 59.



$$A_1 = r_1 \left(\sin \delta_1 + \frac{c_1}{l_1} \cos \delta_1 \right),$$

$$B_1 = r_1 \left(\cos \delta_1 - \frac{c_1}{l_1} \sin \delta_1 \right),$$

und weiterhin:

$$A_2 = r_2 \left(\sin \delta_2 + \frac{c_2}{l_2} \cos \delta_2 \right),$$

$$B_2 = -r_2 \left(\cos \delta_2 - \frac{c_2}{l_2} \sin \delta_2 \right),$$

oder auch, wenn wir mit unsern Betrachtungen in die ursprüngliche Formel Gl. (114) zurückgegangen wären:

$$A_1 = r_1 \sin(\delta_1 + \alpha_1), \quad B_1 = r_1 \cos(\delta_1 + \alpha_1),$$

$$A_2 = r_2 \sin(\delta_2 + \alpha_2), \quad B_2 = -r_2 \cos(\delta_2 + \alpha_2),$$

wobei α_1 und α_2 die bei Holzst. Fig. 58 angegebene Bedeutung haben. Nach vorstehenden Formeln liesse sich die genaue Lage der Linie M_0M_0 (Holzstich Fig. 59) auch leicht durch Construction ermitteln, was aber nicht weiter verfolgt werden mag. Die vorgehende Näherungsrechnung zeigt übrigens, dass man bei der Guinotte'schen Steuerung ganz wohl die beiden Excenterstangen

gleich lang machen und die Coulissee in der Mitte aufhängen kann, wie es von Gooch geschieht; nur die beiden Excentricitäten r_1 und r_2 und deren Voreilwinkel δ_1 und δ_2 nimmt man verschieden. Bei einer neu zu entwerfenden Steuerung wird man zuerst das Diagramm für den Vertheilungsschieber zeichnen dann an der Hand der Angaben bei Besprechung des Diagrammes (Holzst. Fig. 57) die relative Centralcurve NN ihrer Lage und Richtung nach entsprechend wählen und endlich die Leitlinie M_0M_0 eintragen. Als erste Näherung wird man dann die beiden Excentricitäten so wählen, dass ihre Endpunkte D_1 und D_2 (Holzst. Fig. 59) auf die Linie M_0M_0 fallen. Die vorgeführte Guinotte'sche Steuerung ist übrigens nur für Maschinen brauchbar, die immer nach der gleichen Richtung umlaufen, sie ist also bei Maschinen mit Umsteuerung unverwendbar und steht in dieser Beziehung vor der Polonceau'schen Steuerung zurück.

Guinotte's Steuerung zweiter Art. Die Steuerung, auf die wir im Folgenden eingehen, ist diejenige, welche Guinotte in verschiedener Form ausführte und durch welche das vorliegende Problem, das wir bei Besprechung ihres Diagrammes (Holzstich Fig. 57) hervorgehoben haben, in höchst sinnreicher und eleganter Weise gelöst wird. Wichtig ist dabei im Besondern, dass der einfache Mechanismus seine Dienste sowohl für den Vorwärts- als auch für den Rückwärtsgang der Maschine leistet, er also auch für Locomotiven, sowie für Schiffs- und Förderdampfmaschinen brauchbar ist.

Fig. 29, Taf. VI stellt die Steuerung vor, wie sie zunächst für eine stationäre Maschine, die immer nach der gleichen Richtung umläuft, angeordnet werden kann. Auf der Kurbelwelle O ist das Vertheilungsschieber-Excenter mit der Excentricität OD und dem Voreilwinkel YOD aufgesteckt und führt mittelst der Schubstangen DQ den Vertheilungsschieber S .

Ein zweites Excenter mit der Excentricität OD_0 , das mit 90° Voreilen aufgesteckt ist, führt mittelst der Excenterstange D_0J die Coulissee CC_1 , die um den Punkt J drehbar ist. Derselbe Drehzapfen J schliesst sich aber auch an den Endpunkt des doppelarmigen Hebels JKL an, der sich um die festliegende Axe K dreht. Ein zweiter doppelarmiger Hebel FQE ist mit seinem Drehzapfen an den Endpunkt Q der Schieberstange DQ des Vertheilungsschiebers befestigt. Durch die Verbindungsstangen LF

und EC wird die Bewegung des Endpunktes L des ersten Hebels auf den zweiten und von diesem, dessen Drehpunkt Q mit dem Vertheilungsschieber die gleiche Bewegung hat, auf den Endpunkt C der Coulisse übertragen, die durch die angegebene Bewegung der beiden Punkte J und C in eine eigenthümliche fortschreitende und drehend oscillirende Bewegung versetzt wird.

In der kreisförmigen Führung der Coulisse lässt sich der Gleitbacken M am Ende der Schubstange BM verstellen, die in B an die Schieberstange des Expansionschiebers S_0 angeschlossen ist. Der Expansionschieber ist wieder ein Polonceau'scher Schieber, wie er durch Fig. 23, Taf. V vorgeführt wird.

Es soll nun auf analytischem Wege die Theorie dieser Steuerung durch Ermittlung der Gleichung für den Weg des Expansionschiebers entwickelt werden und zwar auf andere Weise, als es von Guinotte geschah, der mehr auf graphischem Wege bei seinen Darlegungen (a. a. O.) vorgegangen ist.

Die Bewegung der Coulisse CC_1 (Fig. 29, Taf. VI) ist begrifflicher Weise eine ausserordentlich complicirte, sie lässt sich aber doch leicht analytisch darlegen, wenn man ihre verschiedenen Bewegungen einzeln verfolgt. Ich nehme zuerst an, der Hebel JKL sei vom Mittelpunkte J der Coulisse abgelöst und der letztere Punkt werde von einem Excenter OD_0 von der Excentricität r_0 und von dem Voreilwinkel δ_0 (welcher hier in Wirklichkeit 90° beträgt) bewegt; ich denke mir ferner, das Excenter OD für den Vertheilungsschieber werde zunächst ebenfalls festgehalten; dreht sich nun das Excenter OD_0 um den Winkel ω , so wird der Punkt J der Coulisse um einen gewissen Weg ξ_1 nach links geschoben und die Coulisse dreht sich um den festliegenden Endpunkt C , denn weder der Hebel JKL noch der Hebel FQE machen unter den genannten Voraussetzungen eine Bewegung.

Bezeichnen wir nun die Entfernung CJ mit c und steht der Gleitbacken M um $JM = u$ vom Mittelpunkte der Coulisse ab, so wird der Gleitbacken, also auch der Endpunkt B der Schubstange und der Expansionschieber S_0 , um eine Strecke ξ' nach links geschoben, die sich zum Wege ξ_1 des Punktes J verhält, wie $CM : CJ$; oder man erhält, weil $CM = c - u$ ist:

$$\xi' = \frac{c - u}{c} \xi_1 . \quad (120)$$

Jetzt sollen nun beide Excenter OD und OD_0 festgehalten und

der Hebel JKL soll so weit nachgedreht werden, bis sein Endpunkt J wieder mit dem um ξ_1 verschobenen Punkte J zusammenfällt; ihre Verbindung mag wieder hergestellt werden. Bezeichnen wir die Hebelarme JK und KL mit a und b , so ist durch die angenommene Drehung des Hebels der Endpunkt L , also auch der Endpunkt F des zweiten Hebels FQE um $\frac{b}{a} \xi_1$ nach rechts verschoben worden, ferner aber auch der Endpunkt E des zweiten Hebels, sowie der Endpunkt C der Coulissee bei ihrer Drehung um den festliegenden Mittelpunkt J um

$$\frac{b_1}{a_1} \frac{b}{a} \xi_1$$

nach links verstellt, wenn die beiden Hebelarme FQ und QE mit a_1 und b_1 bezeichnet werden. Diese zweite Drehung der Coulissee hat aber zur Folge, dass der Gleitbacken M , also auch der Expansionschieber S_0 , um einen Weg ξ'' nach links verschoben wird, den man findet, wenn man vorstehenden Werth mit dem Verhältniss $MJ : CJ$ oder $u : c$ multiplicirt, man erhält also:

$$\xi'' = \frac{u}{c} \frac{b}{a} \frac{b_1}{a_1} \xi_1. \quad (121)$$

Nun ist noch die dritte und letzte Bewegung ins Auge zu fassen: der Punkt J der Coulissee und der Hebel JKL bleiben fest liegen, und ich drehe im Geiste die Excentricität $OD = r$ des Vertheilungsschiebers, die mit dem Voreilwinkel δ aufgesteckt ist, um den Winkel ω nach. Das hat zur Folge, dass der Punkt Q mit dem Vertheilungsschieber um einen gewissen Weg nach links geschoben wird; weil sich jetzt der Hebel um den festen Punkt F dreht, weicht der Endpunkt E desselben ebenfalls nach links und daher auch der Punkt C der Coulissee um den Werth

$$\frac{a_1 + b_1}{a_1} \xi$$

aus; der Gleitbacken M und mit ihm der Expansionschieber S_0 hat also einen dritten Weg ξ''' zurückgelegt, den man durch den Ausdruck

$$\xi''' = \frac{u}{c} \frac{a_1 + b_1}{a_1} \xi \quad (122)$$

findet.

Jetzt befinden sich die einzelnen Theile des Mechanismus aber offenbar in der gleichen Lage, wie wenn alle drei der einzeln durchgeführten Bewegungen gleichzeitig erfolgt wären. Der ganze Weg ξ_0 des Expansionschiebers ist demnach:

$$\xi_0 = \xi' + \xi'' + \xi''' ,$$

oder unter Benutzung der Gleichungen (120) bis (122):

$$\xi_0 = \left(\frac{c-u}{c} + \frac{u}{c} \frac{b}{a} \frac{b_1}{a_1} \right) \xi_1 + \frac{u}{c} \frac{a_1 + b_1}{a_1} \xi .$$

Nun ist, wenn wir die Wege von der mittlern Lage ausrechnen, nach der angenommenen Bezeichnung:

$$\xi = r \sin(\delta + \omega) ,$$

sowie:

$$\xi_1 = r_0 \sin(\delta_0 + \omega) ,$$

oder, wenn wir den Voreilwinkel δ_0 des Excenters OD_0 , wie Guinotte zu 90° wählen:

$$\xi_1 = r_0 \cos \omega .$$

Benutzt man diese Ausdrücke in vorstehender Gleichung für ξ_0 , so findet sich nach einigen leicht zu verfolgenden Reductionen der Weg ξ_0 des Expansionschiebers wieder von der bekannten Form:

$$\xi_0 = A \cos \omega + B \sin \omega , \quad (123)$$

wobei zu setzen ist:

$$A = r_0 + \frac{u}{c} \left[\frac{a_1 + b_1}{a_1} r \sin \delta - \left(1 - \frac{b}{a} \frac{b_1}{a_1} \right) r_0 \right] , \quad (124)$$

$$B = \frac{u}{c} \frac{a_1 + b_1}{a_1} r \cos \delta . \quad (125)$$

Diese Gleichungen liefern nun wieder die Lage der Linie $M_0 M_0$ (vergl. Holzst. Fig. 57 S. 234), nach welcher sich mit der Veränderung von u die ideelle Excentricität OD_0 des Expansionschieber-Excenters verlegt, denn A und B repräsentiren wieder die Coordinaten des Endpunktes D_0 . Um die Lage der Linie $M_0 M_0$ zu bestimmen, braucht man nur zwei Punkte derselben zu ermitteln.

Setzt man einmal $u = 0$ und bezeichnet man die zugehörigen

- Werthe von A und B mit A_0 und B_0 , so geben die beiden Gleichungen (124) und (125):

$$A_0 = r_0 \quad \text{und} \quad B_0 = 0 ,$$

die Linie geht also (Holzst. Fig. 60) durch den Endpunkt D_0 der Excentricität r_0 hindurch. Setzt man dagegen $u = c$, denkt man sich also die Schubstange in der Coulissee (Fig. 29, Taf. VI) bis zum Punkt C gehoben und bezeichnet man die zugehörigen Werthe von A und B mit A_1 und B_1 , so folgen nach den Gln. (124) und (125) die Coordinaten eines zweiten Punktes der Linie $M_0 M_0$:

$$A_1 = \frac{a_1 + b_1}{a_1} r \sin \delta + \frac{b}{a} \frac{b_1}{a_1} r_0 , \quad (126)$$

$$B_1 = \frac{a_1 + b_1}{a_1} r \cos \delta . \quad (127)$$

Ist für eine gegebene Steuerung die Lage dieser Linie ermittelt, so folgt nun alles Uebrige bezüglich der Dampfvertheilung nach dem, was wir bei der Betrachtung des Diagrammes (Holzstich Fig. 57) auf S. 234 schon vorgeführt haben. Aus dem Gegebenen lässt sich nun auch leicht rückwärts auf gewisse Dimensionen des ganzen Mechanismus schliessen, wenn die Leitlinie $M_0 M_0$ von vornherein gegeben ist. Als ein besonderer Fall wäre noch der hervorzuheben, bei welchem die Hebelarme der beiden Hebel JKL und FQE in dem Verhältniss

$$a : b = b_1 : a_1$$

stehen, was praktisch ja leicht auszuführen ist. Dann ist:

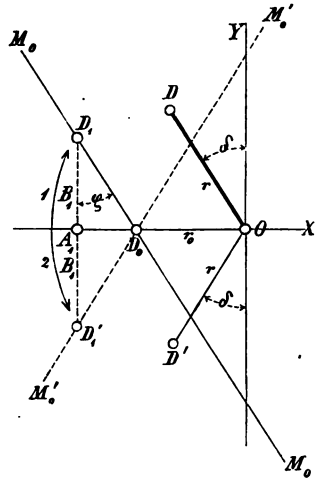
$$\frac{b b_1}{a a_1} = 1 ,$$

und aus Gleichung (126) folgt:

$$A_1 - r_0 = \frac{a_1 + b_1}{a_1} r \sin \delta .$$

Diese Strecke ist aber in Holzst. Fig. 60 durch die Länge $A_1 D_0$

Fig. 60.



II. Abtheilung. Zweiter Abschnitt.

geben. Der Winkel φ , um welchen die Linie M_0M_0 von der verticalen abweicht, ergibt sich der Figur gemäss aus der Gleichung:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{A_1 D_0}{A_1 D_1} ,$$

oder nach der angenommenen Bezeichnung:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{A_1 - r_0}{B_1} .$$

Setzt man hier den vorstehenden Werth von $A_1 - r_0$ und B_1 nach Gl. (127) ein, so folgt:

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \delta \quad \text{oder} \quad \varphi = \delta .$$

Man hat daher den interessanten Satz, dass bei dem angenommenen Hebelverhältniss die Gerade M_0M_0 der Excentricität OD des Vertheilungsschieber-Excenters parallel liegt; die Bestimmung ihrer Lage erfordert dann gar keine Rechnung mehr.

Von vorwaltender Wichtigkeit ist aber noch die folgende Bemerkung. Wird der Vertheilungsschieber von dem Excenter OD geführt, so läuft die Maschine nach der einen Richtung, wir wollen sagen, vorwärts, in der Richtung des Pfeiles Nr. 1 (Fig. 60) um. Soll nun die Maschine umgesteuert werden, also rückwärts laufen, so muss das Excenter OD in die Lage OD' gebracht werden oder der Vertheilungsschieber durch ein anderes Excenter OD' geführt werden. Das lässt sich aber so ansehen, als würde der Werth des Voreilwinkels δ des Excenters OD in $(180^\circ - \delta)$ umgeändert. Setzt man diesen Werth in die Gln. (126) und (127) ein, so bleibt A_1 nach Richtung und Grösse unverändert, der Werth B_1 dagegen bleibt unverändert der Grösse nach, ändert aber sein Zeichen; beim Umsteuern fällt also der Punkt D_1 nach D_1' und die Linie M_0M_0 tritt in die Lage $M_0'M_0'$, gegenüber dem Rückwärtsexcenter demnach in dieselbe Lage, wie vorher M_0M_0 gegenüber dem Vorwärtsexcenter lag.

Daraus folgt der merkwürdige Satz, dass beim Umsteuern der Maschinenführer nichts am Mechanismus zu ändern hat, durch welchen die Bewegung des Expansionsschiebers erfolgt.

Mit Recht betont Guinotte diesen grossen Vortheil seiner Steuerung und in der That muss man seine Erfindung als eine

sehr bedeutenden Fortschritt in der Construction der Expansions-schieber-Steuerungen bezeichnen.

Was das Umsteuern betrifft, so ist es dabei ganz gleichgiltig, ob der Vertheilungsschieber von einer Coulissensteuerung nach Stephenson, Gooch, Allan-Trick oder Heusinger v. Waldegg geführt wird, die Guinotte'sche Anordnung lässt sich mit jeder derselben verbinden; nach Guinotte lässt sich auch noch das Excenter OD_0 (Fig. 29, Taf. VI) beseitigen, wenn man vom Kreuzkopf aus, ähnlich wie bei der Steuerung von Heusinger v. Waldegg, einen doppelarmigen Hebel in Bewegung setzt, dessen zweiter Endpunkt die Führung des Mittelpunktes J der Coulisse übernimmt. Ueberhaupt ist es nicht schwer, die Steuerung von Guinotte nach verschiedenen Richtungen umzuformen. In der oben angezogenen Schrift von Guinotte finden sich einige solcher Abänderungen noch angegeben.

CAPITEL IV.

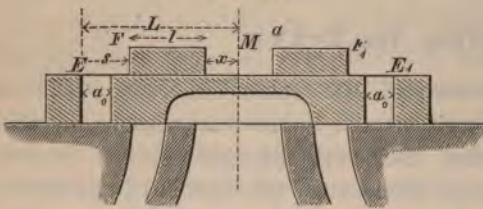
Steuerung von Meyer.

Die Meyer'sche Steuerung, die zuerst im Jahre 1842 in Anwendung kam, ist, soweit es die Schieberanordnung betrifft, in Fig. 28, Taf. V abgebildet. Der Vertheilungsschieber S ist wie bei der Polonceau'schen Steuerung mit zwei Durchlassöffnungen $a_0 a_0$ versehen und auf diesen gleitet der Expansions-schieber, der hier aus zwei Platten $S_0 S_0$ besteht. Dieselben bilden zwei entgegengesetzt geschnittene Schraubenmutter und umschliessen die Schieberstange BB , die auf entsprechenden Längen mit einem rechten und linken Schraubengewinde hh versehen ist. Dreht man daher die Schieberstange um ihre Längsaxe, so werden sich, je nach der Richtung der Drehung, beide Platten weiter von einander entfernen, oder es werden beide näher an einander rücken. Der Expansions-schieber bildet also gewissermassen eine Platte, die man beliebig verlängern und verkürzen kann, und dadurch lässt sich, wie die weitem Untersuchungen zeigen werden, der frühere oder spätere Dampfabschluss,

die variable Expansion, bewirken. Die Drehung der Schieberstange BB zum Zweck der Veränderung der Expansion kann während des Ganges der Maschine auf verschiedene Weise erreicht werden.

Die in Fig. 28 gewählte Anordnung ist leicht verständlich. Der Ständer T trägt die Hülse V , in welche die Schieberstange auf ein Stück hineinragt. Beim Drehen der Stange mittelst des Handrädchens W dreht sich eine am Ende der Stange befindliche Schraube, welche dieselbe als Hülse umgiebt, ohne an der hin- und hergehenden Bewegung Theil zu nehmen, und die Schraube greift in eine Mutter, an welcher äusserlich sichtbar ein Theilstrich a markirt ist; aus der Stellung dieses Striches gegenüber der an der festliegenden Hülse V angebrachten Theilung kann man auf die augenblickliche Stellung der Schieberplatten S_0S_0 im Innern des Schieberkastens und daraus auf den Expansionsgrad schliessen, mit welchem eben die Steuerung arbeitet. Die beiden Excenter werden, wie bei Bréval und Polonceau, auf die Triebwelle aufgesetzt, wie es in Fig. 22^a, Taf. V angegeben ist. $OD = r$ ist die Excentricität des Excenters vom

Fig. 61.



Vertheilungsschieber und $OD_0 = r_0$ diejenige des Expansionschieber-Excenters, welches letzteres mit starkem Voreilen $YOD_0 = \delta_0$ aufgesteckt ist. Im nebenstehenden Holzstiche Fig. 61 sind

beide Schieber noch einmal dargestellt und zwar ebenfalls beide in der mittlern Position vorausgesetzt, eine Lage, die sie natürlich gegen einander und gegenüber dem Dampfeylinder nur einnehmen können, wenn man sich die Schubstangen von den Excentern abgelöst denkt.

Setzen wir zuerst voraus, man habe es mit der Meyer'schen Steuerung einer stationären Maschine zu thun, die immer nach der gleichen Richtung umläuft, so gilt das Diagramm Fig. 24, Taf. V, welches wir auf S. 220 und S. 226 bei der Polonceauschen Steuerung besprochen haben, auch hier. Ist also bei einer Meyer'schen Steuerung die Excentricität des Vertheilungsschieber-

Excenters $r = 0,040^m$ und die des Expansionsschieber-Excenters $r_0 = 0,045^m$, der Voreilwinkel des erstern $\delta = 15^\circ$, der des letztern $\delta_0 = 85^\circ$, so trägt man diese Werthe in bekannter Weise (Fig. 24, Taf. V) auf, construirt das Parallelogramm OD_0DD_x und beschreibt über der Seite OD_x , der relativen Excentricität, den Schieberkreis, der nun das Gesetz der relativen Bewegung des obern Schiebers in Hinsicht des untern feststellt.

Man nimmt dann die Strecke $EF = s$ (Holzstich Fig. 61) in den Zirkel, beschreibt von O aus den Kreis U_0UU_1 und sucht die beiden Durchschnittspunkte U_1 und U_2 mit dem relativen Schieberkreise auf; in der Figur ist $s = 0,030^m$ angenommen. Die durch die Punkte U_1 und U_2 gehenden Kurbelrichtungen 5 und 6 gelten, die erstere für den Beginn der Expansion, die letztere für den Augenblick der Wiedereröffnung des Durchlasskanales. Soweit liegt also zwischen den Steuerungen von Polonceau und Meyer kein Unterschied vor; ein solcher tritt erst zu Tage bezüglich der Frage, auf welche Weise die Expansion variabel zu machen ist. Bei Polonceau ist die Grösse s constant und die relative Excentricität der Grösse und Richtung nach veränderlich, während bei der Meyer'schen Steuerung gerade der umgekehrte Fall vorliegt. Der Einfluss der Veränderlichkeit des Werthes $EF = s$ (Holzst. Fig. 61) lässt sich aber leicht im Diagramm erkennen; je kleiner dieser Werth ist, je weiter also die Platten hinausgeschoben sind, um so weiter rückt die Kurbelposition 5 (Fig. 24, Taf. V) nach links, um so früher beginnt der Dampfabschluss. Die Platte kann selbst so weit hinausgeschoben werden, dass die Kante F links von E fällt (Holzstich Fig. 61); dann wechseln nur die Schnittpunkte U_1 und U_2 ihre Bedeutung, wie das schon auf S. 199 dargelegt worden ist. Die Meyer'sche Steuerung kann leicht so construirt werden, dass von Null an alle denkbaren Grade der Expansion erzielt werden, wie das nur noch bei den Steuerungen von Georges und Guinotte sich als möglich herausgestellt hat; dabei macht sich aber nöthig, die beiden Excentricitäten r und r_0 von verschiedener Grösse auszuführen, wie das Folgende zeigen wird. Gewöhnlich finden sich in der Praxis beide Excentricitäten von gleicher Grösse und für diesen Fall mag noch ein Beispiel angefügt werden, da an der Hand eines solchen sich am Besten die Gelegenheit bietet, die wichtigsten Punkte, die etwa noch in Frage kommen, zu erledigen.

Bei einer Meyer'schen Steuerung seien die Excentricitäten des Vertheilungs- und Expansionschieber-Excenters zu $r = r_0 = 0,040^m$ angenommen worden, der Voreilwinkel des erstern sei 15° , der des letztern $\delta = 60^\circ$. Es soll nun der Expansionschieber so angeordnet werden, dass man von Null an die Expansionsverhältnisse 0,1, 0,2 bis 0,8 nach Belieben erzielen kann, und man fragt nach den zugehörigen Plattenstellungen und den erforderlichen Dimensionen der einzelnen Theile.

Man trägt (Fig. 30, Taf. VI) die angegebenen Excentricitäten in bekannter Weise auf und zeichnet den relativen Schieberkreis vom Durchmesser OD_x , legt dann die Linie L_0L parallel OX , betrachtet sie als Kolbenhub und bestimmt die Kolbenstellungen für jedes der gegebenen Expansionsverhältnisse; wir haben die Länge $L_0L = 1$ Decimeter genommen: der Kurbelradius OR_0 , mit welchem der Warzenkreis $R_0R_1R_2$ beschrieben wurde, beträgt daher im Bilde 5 Centimeter. Aus den Kolbenstellungen bestimmt man dann die zugehörigen Kurbellagen OR_1, OR_2 u. s. f. und sucht deren Durchschnittspunkte U_1, U_2, U_3 u. s. w. mit dem relativen Schieberkreise auf. Die Längen OU_1, OU_2, OU_3 u. s. w. sind dann sofort die gesuchten Werthe der Grösse $EF = s$ (Holzstich Fig. 61) für die einzelnen Expansionsverhältnisse, und zwar erscheinen sie hier in natürlicher Grösse, weil die beiden Excentricitäten in solcher aufgetragen worden sind. So ist also z. B. für das Expansionsverhältniss 0,4 die zugehörige Kurbelstellung OR_4 und der entsprechende Werth von $OU_4 = s$ ergibt sich durch Abmessung direct zu 13,1 Millimeter. Für das Expansionsverhältniss 0,1 gilt die Kurbelposition OR_1 , und die Strecke $OU_0 = 9,5$ Millimeter erscheint negativ, d. h. die Platten sind für dieses Expansionsverhältniss soweit hinaus zu schieben, dass die Kante F (Holzstich Fig. 61) um den angegebenen Betrag links von E steht (bei mittlerer Lage beider Schieber). Könnte man die Platten so weit hinausrücken, dass F um die Grösse $OU_0 = 24,5$ Millimeter links von E stände, so erhielte man das Expansionsverhältniss Null, d. h. der Schieber würde dann schon beim Beginn des Hubes den Durchlasskanal absperren, der Dampfzutritt zum Cylinder ganz aufgehoben sein. Im untern Theile der Fig. 30, Taf. VI sind die einzelnen Werthe in gerader Richtung aufgetragen, die positiven Werthe von E nach links, die negativen nach rechts hin; die Stellungen der Kante F gegenüber derjenigen E treten

dann sofort für jedes Expansionsverhältniss deutlich vor Augen. Bei den in Fig. 30, Taf. VI angenommenen Dimensionen giebt es aber für das Expansionsverhältniss nach einer Seite hin eine gewisse Grenze. Zieht man die Platten so weit zurück, dass OU_1 für s gilt, so erhält man das Expansionsverhältniss 0.8; setzt man den mit OU_2 beschriebenen Kreis so weit fort, dass der zweite Schnittpunkt OU_2' hervortritt, so ist die Kurbelstellung OR_2' diejenige, bei welcher der Durchlasskanal wieder geöffnet wird, und da diese Position hinter Position 1 fällt, bei welcher der Vertheilungsschieber absperrt (die äussere Deckung desselben ist $OV = e = 0,005^m$ genommen worden), so ist diese Plattenstellung noch zulässig; man erkennt aber hieraus, dass der grösste zulässige Werth von s durch die Strecke $OU' = OU$ gegeben ist, wobei U der Schnittpunkt der Kurbelposition 1 mit dem relativen Schieberkreise ist. In diesem Falle ist das der Kurbelstellung OR' entsprechende Expansionsverhältniss 0.830 und der Expansionschieber öffnet den Durchlasskanal in dem Augenblicke, da der Vertheilungsschieber eben abschliesst. Würde man die Platten so weit zurückziehen, dass die Strecke s zwischen die Werthe OU und OD_x hineinfällt, so würde man zweimal Dampfeintritt haben, weil der obere Schieber den Durchlasskanal schon wieder öffnet, bevor der untere Schieber den Dampfkanal im Cylinder geschlossen hat. Wollte man aber den Werth s noch grösser als OD_x wählen, so würde der Expansionschieber ganz wirkungslos, weil er dann den Durchlasskanal nicht mehr schliesst, sondern abwechselnd erweiterte und verengte. Man erkennt weiter, dass es vortheilhaft ist, die Richtung der relativen Excentricität OD_x mit der Kurbelposition 1 zusammenfallen zu lassen; das erfordert aber, im Allgemeinen die beiden Excentricitäten OD und OD_0 verschieden zu machen, also zwei verschiedene Excenter anzuwenden.

Im vorliegenden Beispiele wird man am besten den grössten Werth von s : $OU = OU' = AE = 29,5^m$ wählen und für diesen Fall die beiden Platten (Holzstich Fig. 61) in der Mitte zusammensetzen lassen; dann ist der mit x bezeichnete Werth Null, und man erhält, wenn man diesen grössten Werth $OU = AE = s$ mit s_1 bezeichnet und die Bezeichnung benutzt, die im Holzstich Fig. 61 angegeben ist:

$$L = l + s_1 . \quad (128)$$

Wollte man dann wirklich das Expansionsverhältniss bis zu Null herab erzielen, so wäre der andere Grenzwert von s , den wir mit s_2 bezeichnen, durch die Strecke $OU_0 = EB$ gegeben, die Platte also so weit hinauszuschieben, dass bei mittlerer Position der Schieber die Kante F links von der Kante E steht. Bewegt sich nun hierbei der obere Schieber in Hinsicht des untern (seine grösste Ausweichung nach links beträgt $OD_x = r_x$), so darf nicht etwa seine rechte Kante über die Durchlassöffnung treten; man übersieht, dass daher die Plattenlänge l nicht kleiner sein darf, als aus der Gleichung

$$l = r_x + s_2 + a_0 \quad (129)$$

hervorgeht. Wählen wir die Weite des Durchlasskanales im vorliegenden Fall $a_0 = 30^{\text{mm}}$ und entnehmen der Figur 30, Taf. VI die Grössen $OD_x = r_x = 31^{\text{mm}}$, $OU_0 = s_2 = 25^{\text{mm}}$, so müsste also die Expansionschieberplatte mindestens eine Länge von $l = 86^{\text{mm}}$ erhalten.

Da sich ferner der grösste positive Werth der Strecke s zu $OU = s_1 = 29,5^{\text{mm}}$ ergab, so folgt nun nach Gl. (128) die Länge L , die sich auf den Vertheilungsschieber bezieht (Holzst. Fig. 61), zu

$$L = 115,5^{\text{mm}}.$$

Beide Werthe von L und l sind Minimalwerthe, denen man in der Praxis einige Millimeter zusetzen wird. Uebrigens geht aus dem Vorgetragenen auch noch hervor, dass der untere Theil der Figur 30, Taf. VI die Strecke $AF = x$ in wahrer Grösse angiebt, um welche die Platten bei jedem der angenommenen Expansionsverhältnisse von der Mitte aus nach aussen zu schieben sind.

Die vorstehenden Untersuchungen gelten zunächst allerdings nur für eine Dampfmaschine, die immer in gleicher Richtung umläuft; sie lassen sich aber sogleich auch auf Maschinen mit Umsteuerungen übertragen. In Fig. 30, Taf. VI ist dann für Untersuchung des Rückwärtsganges statt der Excentricität OD des Vorwärtsexcenters die des Rückwärtsexcenters bei der Construction zu benutzen. Macht man den Voreilwinkel des Expansionschieber-Excenters $\delta_0 = 90^\circ$, so liefert das Diagramm für den Vorwärts- und Rückwärtsgang die gleichen Resultate. Bei Locomotiven speciell würde man aber aus naheliegenden Gründen sein Hauptaugenmerk auf den Vorwärtsgang richten und die Vor-

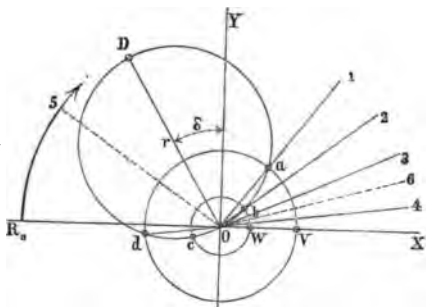
eilwinkel der Expansionsschieber-Excenter kleiner als 90° wählen, weil dann die relative Excentricität OD_x (Fig. 30, Taf. VI) mehr nach der Kurbelposition 1 hinrückt und dadurch, wie oben gezeigt wurde, die Grenzen, der Expansion erweitert werden. Für den Rückwärtsgang erscheint dann allerdings die Anordnung weniger vollkommen, doch ist das bei Locomotiven, die nur ausnahmsweise auf kurze Strecken rückwärts laufen, nicht von Belang.

CAPITEL V.

Steuerung von Napier und Rankine.

In den einleitenden Bemerkungen zu den Untersuchungen über die Doppelschiebersteuerungen (S. 187) wurde hervorgehoben, wie die Coulissensteuerungen mit einem Schieber die Eigenthümlichkeit zeigen, dass mit einer Verstärkung der Expansion jederzeit auch ein früherer Beginn des Dampfaustrittes auf der gleichen Seite und der Compression auf der Gegenseite verbunden ist. Denkt man sich, es sei bei irgend einer Coulissensteuerung der Gleitbacken der Art eingestellt, dass die Schieberbewegung erfolgt, als wäre ein Excenter von der Excentricität OD und mit dem Voreilwinkel δ (Holzstich Fig. 62) in Wirksamkeit, so finden sich die bekanntenvier Hauptkurbelpositionen 1 bis 4 durch die Schnittpunkte $a b c d$ mit den beiden Deckungskreisen. Eine Verstärkung der Expansion wird nun bei Coulissensteuerungen dadurch hervorgebracht, dass unter gleichzeitiger Aenderung von r der Voreilwinkel δ vergrößert wird. Man erkennt aber sofort aus der Figur, dass mit der Vergrößerung von δ nicht bloß die Position 1 weiter nach D hin-

Fig. 62.



rückt, sondern dass die übrigen Positionen 2, 3 und 4 in der gleichen Richtung nachrücken. Das letztere ist unerwünscht, besonders bezüglich der Positionen 2 und 3, die für den Beginn der Compression und des Austrittes gelten; entweder sollten diese Lagen unverändert bleiben, wie das bei allen Doppelschiebersteuerungen der Fall ist, die wir im Obigen betrachtet haben, oder die Verstellung von Position 2 und 3 sollte in geschwächtem Maasse mit der Verstellung von 1 und 4 zusammenhängen. Das letztere erreichen nun Napier und Rankine*) durch die Steuerungsanordnung, wie sie in Fig. 31, Taf. VI abgebildet ist; diese Steuerung besitzt keinen eigentlichen Expansionschieber, der auf dem Vertheilungsschieber gleitet, sondern der letztere S gleitet auf einem beweglichen Schiebersitze. Unter dem Schieber liegt nämlich ein rahmenförmiger Schieber $S_0 S_0$, dessen Stange B_0 von einem besonderen Excenter $OD_0 = r_0$, welches mit 90° Nacheilen (Fig. 31^a) aufgesteckt ist, bewegt wird. Diese Excentricität r_0 ist klein und dadurch wird erreicht, dass die Einströmungskanten der Cylinderdampfwege eine geringe hin- und hergehende Bewegung erhalten. In Fig. 31 sind beide Schieber in der mittlern Position dargestellt; die Entfernung der beiden Kanten F und E repräsentirt die äussere Deckung e ; die innere Deckung i ist in der Figur nicht besonders bezeichnet, hat aber hier genau dieselbe Bedeutung wie früher (vergl. Holzstich Fig. 7, S. 26). Die Wirkung der Steuerung von Napier und Rankine lässt sich, wie die Erfinder gezeigt haben, leicht mit Hilfe unseres Diagrammes verfolgen; Fig. 32, Taf. VI stellt ein solches Diagramm dar.

Es repräsentire CC_1 die Centralcurve, auf welcher die Mittelpunkte der Schieberkreise fortrücken, wenn der Gleitbacken in der Coulissee verstellt wird, und der Gleitbacken sei augenblicklich der Art eingestellt, dass der Schieber eine Bewegung erhält, als würde er vom Excenter OD geführt. Man beschreibe nun über OD als Durchmesser den Schieberkreis und von O aus mit der innern Deckung i einen zweiten Kreis und suche die Durchschnittspunkte b und c . Verbindet man diese Punkte mit O , so gelten die beiden Kurbelpositionen 2 und 3 für den Beginn der Compression und

*) On the use of movable seats for slide valves (The Engineer. October 1867. — Deutsche Industriezeitung. Jahrg. 1868).

des Austrittes. Soweit gilt Bekanntes; anders ist es aber hier mit der Bestimmung der Positionen 1 und 4, weil die Eintrittskante E beweglich ist; man hat es hier mit der relativen Bewegung der Kante F gegenüber der Kante E zu thun; die letztere wird aber vom Excenter OD_0 , die erstere von OD bewegt; construirt man daher über OD als Diagonale das Parallelogramm OD_0DD_x , so ergibt sich in OD_x die relative Excentricität und der über der Strecke OD_x als Durchmesser beschriebene Kreis ist der relative Schieberkreis. Beschreibt man noch mit der äussern Deckung e von O aus einen Kreis, so geben die Schnittpunkte a und d die gesuchten Kurbelpositionen 1 und 4; die erstere gilt für den Beginn der Expansion, die andere für den Beginn des Dampftrittes auf der Gegenseite. Denkt man sich den Schieber S_0 feststehend, so würden bei gleicher äusserer Deckung e die Kurbelpositionen 1 und 4 nach $1'$ und $4'$ zu liegen kommen; man erkennt also, dass Napier und Rankine das eben angegebene Ziel erreichen, dass bei gleicher Lage von 2 und 3 stärker expandirt wird. Bezüglich des relativen Schieberkreises erkennt man weiterhin aus dem Diagramm, dass die demselben entsprechende Centralcurve $C'C_1'$ mit der ursprünglichen CC_1 gleichen Verlauf hat, aber um die Strecke $\frac{1}{2}r_0$ nach links verschoben erscheint.

Die Anordnung von Napier und Rankine ist ohne Zweifel sehr sinnreich, wird aber schwerlich bei Locomotiven, für die sie vorzugsweise berechnet ist, grosse Verbreitung finden; der Hauptzweck wird doch nicht ganz erreicht, und besonders für starke Expansion, d. h. wenn der Gleitbacken näher nach dem toten Punkte der Coulisse hin verstellt wird, erfüllt sie ihren Zweck nur unvollkommen, da die beiden Kurbelpositionen 2 und 3 der Excentricität OD immer nachrücken; die Verfrühung des Beginnes der Compression und des Austrittes also immer noch, wenn auch in vermindertem Grade, mit der Expansion verbunden bleibt.

CAPITEL VI.

Steuerung von Farcot (Schleppschieber).

Die Farcot'sche Steuerung, die zuerst im Jahre 1838 angewendet wurde, findet sich besonders häufig bei in Frankreich ausgeführten Dampfmaschinen benutzt. Der Vertheilungsschieber erhält eine ähnliche Form, wie bei der Polonceau'schen und Meyer'schen Steuerung, d. h. er ist mit Durchlasskanälen versehen, die vom Expansionschieber, welcher unmittelbar auf dem untern Schieber gleitet, in rechter Weise geöffnet und geschlossen werden. Die Steuerung unterscheidet sich aber wesentlich von den bisher behandelten dadurch, dass der Expansionschieber lose auf dem Vertheilungsschieber sitzt und von aussen her keinerlei Bewegung erhält. In Folge der Reibung wird er vielmehr vom untern Schieber mit hin- und hergenommen (geschleppt), wenn er nicht auf geeignete Weise an gewissen Stellen seines Weges mit dem Vertheilungsschieber aufgehalten wird. Zu besondern analytischen Studien giebt übrigens die Steuerung keinen Anlass, die Vorführung der Wirkung des Farcot'schen Expansionschiebers lässt sich mit Hilfe unseres Diagrammes aber leicht und kurz erledigen; es wird auch hier nur die Frage nach dem Momente des Dampfabschlusses und der Wiedereröffnung des Durchlasskanales und nach den Grenzen, innerhalb welcher die Expansion variirt, zu beantworten sein. Man kann zwei Arten der Farcot'schen Steuerung unterscheiden: der Expansionschieber besteht entweder aus einem oder aus zwei Theilen; wir führen die Betrachtung beider Arten gesondert durch.

a) Steuerung mit eintheiligem Expansionschieber.

In Fig. 33, Taf. VI ist die Schieberanordnung einer solchen Steuerung dargestellt. Auf dem Vertheilungsschieber S liegt als Expansionschieber eine mit Spalten versehene Platte S_0S_0 , die mit zwei Nasen nn versehen ist. Zwischen beiden Nasen befindet sich eine Knacke K am untern Ende einer Axe A , die durch eine

Stopfbüchse im Deckel des Schieberkastens nach Aussen hervorragt. Die Knacke hat, im Grundriss gesehen, eine Form, wie sie durch K_1 dargestellt ist und kann durch Drehung der Stange A in verschiedene Stellungen gebracht werden, sodass ihr Durchmesser in der Richtung der Schieberbewegung variirt.

Denkt man sich nun den untern Schieber nach rechts geschoben (beide Schieber sind wieder zunächst in mittlerer Stellung gezeichnet), so geht der obere Schieber so weit mit, bis die linke Nase an die Knacke stösst; er bleibt nun stehen, während der Vertheilungsschieber seine Bewegung fortsetzt; dabei schieben sich die Platten des Expansionsschiebers über die Durchlassöffnungen des Vertheilungsschiebers, verengen dieselben zunächst und schliessen sie in einem gewissen Memente.

Geht nun der Schieber nach links zurück, so nimmt derselbe den Expansionsschieber wieder soweit mit, bis die rechts liegende Nase an den Knacken stösst; der obere Schieber bleibt zurück und dadurch öffnen sich wieder die Durchlassöffnungen für das nächste Spiel. Durch Drehung des Knackens K erwirkt man ein früheres oder späteres Anstossen der Nasen und damit eine Veränderung in der Expansion.

Zum Zweck der Untersuchung der Wirkung dieser Steuerung sind beide Schieber in Fig. 34 schematisch und nur mit einer Durchlassöffnung versehen dargestellt. Bei den oben angegebenen Fragen kommt es nicht in Betracht, ob ein Durchlasskanal vorliegt, oder ob mehrere engere Kanäle vorhanden sind. Aus den folgenden Untersuchungen tritt von selbst der Grund hervor, weswegen man einen weiten durch mehrere enge Durchlasskanäle ersetzt.

In Fig. 34 geht die Axe XX durch den Schwingungsmittelpunkt des Vertheilungsschiebers S und dieser ist in seiner grössten Auslenkung nach links dargestellt, das Schiebermittel B steht also um den Werth der Excentricität r vom Oscillationsmittel ab. Dabei hat sich, beim Hingang des untern Schiebers nach links, der Expansionsschieber S_0 mit seiner rechts liegenden Nase an die Knacke angelegt und ist in der gezeichneten Position zurückgeblieben. Die Knacke erscheint der Art gestellt, dass ihr in der Richtung der Schieberbewegung liegender Durchmesser $2x$ ist; durch Drehung der Knacke kann man x von einem gewissen Minimalwerth x_1 zu einem gewissen Maximalwerth x_2 verändern.

Die Buchstabenbezeichnung, die den folgenden einfachen Betrachtungen zu Grunde gelegt werden soll, ist in die Figur eingetragen, braucht also hier nicht besonders wieder aufgeführt zu werden.

Denkt man sich nun den Vertheilungsschieber S aus seiner äussersten Lage von links nach rechts bewegt, so legt sich die Nase links an die Knacke an, wenn beide Schieber gemeinschaftlich den Weg y zurückgelegt haben; von nun an bleibt der Expansionschieber, also auch die Kante F_1 desselben in Ruhe; geht jetzt der Vertheilungsschieber weiter um den Weg $F_1E_1 = s_1$ nach rechts, so wird in diesem Momente der Durchlasskanal geschlossen und jetzt beginnt die Expansion. Der ganze Weg des Schiebers S von der äussern Lage weg nach rechts beträgt also $y + s_1$; da er in diesem Falle schon über das Oscillationsmittel hinweg ist und hinweg sein muss, wie das Folgende zeigt, so beträgt für diesen Augenblick, für den Beginn der Expansion, der Schieberweg ξ oder die Auslenkung des Schiebers aus der Mitte des Hubes:

$$\xi = y + s_1 - r .$$

Nun ist aber, gemäss der Bezeichnung in der Figur:

$$L + r = s_1 + l + y + x ,$$

woraus dann auch folgt:

$$\xi = L - l - x . \quad (130)$$

Der Werth $L - l$ ist in der vorausgesetzten Schieberanordnung eine constante Grösse; aus (Gl. 130) findet man für jede Knackstellung x die Stellung des Vertheilungsschiebers und daraus wiederum die Kurbelstellung, die entsprechende Kolbenstellung und das entsprechende Expansionsverhältniss. Alle diese Bestimmungen kann man leicht mit Hilfe des Diagrammes ausführen; bevor jedoch auf diese Frage eingetreten wird, mögen zuerst noch folgende Bemerkungen gemacht werden. Die Verengung des linken Durchlasskanales beginnt, wenn die Schieberkante F_1 die rechte Kante desselben trifft, also der Schieber S aus der äussersten Position um den Weg $y + s_1 - a_0$ nach rechts gegangen ist oder um

$$\xi_1 = y + s_1 - a_0 - r$$

von der Mitte absteht; nach vorstehenden Gleichungen erhält man aber auch:

$$\xi_1 = L - l - x - a_0 , \quad (131)$$

und für diesen Schieberweg lässt sich dann, wie wir es für den Schieberweg ξ im Folgenden zeigen werden, leicht die zugehörige Kurbelstellung bestimmen. In ähnlicher Weise lässt sich, wenn wir die rechte Seite der Fig. 34 ins Auge fassen, sehr leicht die Position des Vertheilungsschiebers für den Augenblick ermitteln, wo der rechte Durchlasskanal sich eben öffnet und wo er eben vollständig geöffnet ist. Im ersten Falle hat der Schieber aus der äussersten Lage den Weg $y + s_2$, im andern Falle den Weg $y + s_2 + a_0$ machen müssen oder, von der Mitte aus gerechnet, bez. den Weg

$$\xi_2 = y + s_2 - r$$

und

$$\xi_3 = y + s_2 - r + a_0$$

zurückgelegt.

Nun ergibt sich aber nach der Bezeichnung in der Figur:

$$s_2 + L - r = l + x$$

und fernerhin $y = 2l_1 - 2x$; daher folgt durch Substitution der hieraus hervorgehenden Werthe von y und s_2 in vorstehende Gleichungen beziehungsweise:

$$\xi_2 = 2l_1 - (L - l) - x, \quad (132)$$

$$\xi_3 = 2l_1 - (L - l) + a_0 - x. \quad (133)$$

Den vier Werthen für den Schieberweg nach den Gleichungen (130) bis (133) entsprechen dann Kurbel- und Kolbenstellungen; die man leicht ermitteln kann; wir beschränken uns aber nur auf Betrachtung des Schieberweges ξ , welcher dem Beginn der Expansion entspricht; nur der Weg ξ_2 könnte etwa noch von Interesse sein; man überzeugt sich aber leicht, dass die Wiedereröffnung des Durchlasskanales immer erst auf dem Rückwege des Kolbens erfolgt und hiernach der einzige Grund der näheren Untersuchung, ob nicht etwa der Durchlasskanal zu früh eröffnet wird, dahinfällt. Noch weniger Interesse gewähren die Schieberpositionen ξ_1 und ξ_3 , deren Bedeutung vorhin näher bezeichnet wurde.

Gehen wir nun zur Construction des Diagrammes über, so setzen wir hierbei die Excentricität r und den Voreilwinkel δ des Vertheilungsschieber-Excenters als gegeben voraus und construiren den Schieberkreis OD (Fig. 35, Taf. VI); man messe die Längen L und l (Fig. 34) und beschreibe von O aus mit dem Radius $OA = L - l$ einen zweiten Kreis ARR_1 , den man übri-

gens zugleich als Warzenkreis ansehen kann; trägt man endlich von A nach O hin die Strecke $AB = x$, so ist der Construction gemäss $OB = OA - AB = L - l - x = \xi$ der durch Gl. (130) bestimmte Schieberweg; beschreibt man mit OB einen Kreis bis zum Durchschnittspunkte P mit dem Schieberkreise, so ist OR die Kurbel- und L die Kolbenposition, welche dem Beginn der Expansion entspricht. Damit ist die Vorführung des Diagrammes für die Farcot'sche Steuerung eigentlich erledigt, denn leicht ist es, auch die umgekehrte Frage zu beantworten, nämlich für ein gegebenes Expansionsverhältniss die erforderliche Knackenstellung, d. h. den zugehörigen Werth von x , zu bestimmen; man ermittelt einfach die Kurbelposition OR , welche der gegebenen Kolbenstellung L entspricht; die Strecke RP , auf der Richtung OR gemessen, ist dann sofort der gesuchte Werth von x .

Verfolgt man den Schnittpunkt P auf dem Schieberkreise, so erkennt man, dass für den Werth x ein Minimalwerth, nämlich $R_1D_1 = x_1$ auftritt; würde x kleiner gemacht werden können, so würde der Expansionsschieber den Durchlasskanal nicht mehr schliessen, sondern nur verengen. Man erhält also eine obere Grenze für die Expansion, wo nämlich die Kurbelrichtung im Augenblick des Absperrens mit der Richtung der Excentricität $OD = r$ zusammenfällt; da nun δ jederzeit grösser als Null ist, so fällt die Kolbenposition L_1 bei stärkster Füllung immer vor den Halbirungspunkt H des Kolbenhubes. Das Expansionsverhältniss kann daher bei der Farcot'schen Steuerung niemals den Werth 0,5 erreichen oder überschreiten; darin liegt eine Einschränkung, welche die Farcot'sche Steuerung keineswegs für alle Fälle anwendbar erscheinen lässt.

Nach der andern Seite hin kann man allerdings mit dem Expansionsverhältniss bei dieser Steuerung bis zum Werthe Null herabgehen. Macht man nämlich $x = AB_0$ (Fig. 35), so wird bei diesem grössten Werthe von x , der mit x_2 bezeichnet werden mag, der Dampfabschluss gerade beim Beginn des Kolbenhubes erfolgen. Bei der Construction einer neuen Steuerung wird man r , δ und den Minimalwerth x_1 wählen; in unserm Beispiele haben wir $r = 40^{\text{mm}}$, $\delta = 15^\circ$ und $x_1 = 15^{\text{mm}}$ gesetzt. Man erhält dann, wie aus Fig. 35 hervorgeht:

$$L - l = r + x_1, \quad (134)$$

und den Maximalwerth $AB_0 = x_2$:

$$x_2 = L - l - r \sin \delta . \quad (135)$$

In unserm Falle ist $L - l = 55^{\text{mm}}$, $x_2 = 44^{\text{mm}}$. Es bliebe nun noch die Länge $2l_1$ zu bestimmen übrig (Fig. 34, Taf. VI); bei dieser Bestimmung geht man von der Voraussetzung aus, dass selbst beim kleinsten Werth von x der Durchlasskanal noch vollständig geöffnet wird, also $s_1 = a_0$ ist. Dann folgt aber:

$$a_0 + l + y + x_1 = L + r .$$

Diese Gleichung ergibt jedoch, weil

$$y = 2l_1 - 2x_1 \quad \text{und} \quad r + x_1 = L - l$$

ist:

$$2l_1 = 2(L - l) - a_0 . \quad (136)$$

Endlich muss auch, wie leicht zu sehen ist:

$$2l_1 > 2x_2$$

sein, und daraus folgt durch Verbindung mit Gl. (136):

$$a_0 < 2(L - l - x_2) .$$

Im vorliegenden Beispiele ergibt sich daher für die Weite der Durchlassöffnung a_0 ein Werth kleiner als 22^{mm} ; wendet man zwei Durchlasskanäle, jeden von $a_0 = 15^{\text{mm}}$ Weite an, so ist die gesammte Weite für den Dampfeintritt $2a_0 = 30^{\text{mm}}$ und überdies wäre nach Gl. (136) $2l_1 = 95^{\text{mm}}$ zu machen.

b) Steuerung mit zweitheiligem Expansionschieber.

Bei der soeben behandelten Steuerung mit eintheiligem Schieber wird durch Anstossen der Nasen an die Knacke sowohl das Schliessen, als das Eröffnen der Durchlasskanäle erzielt; damit ist aber der Uebelstand verbunden, dass die Durchlasskanäle im Expansionschieber bedeutend weiter gemacht werden müssen, als diejenigen im Vertheilungsschieber. Ist nämlich beim Minimalwerthe von x_1 die Entfernung der Kante F_1 und E_1 (Fig. 34, Taf. VI), also der Werth s_1 , gleich der Kanalweite a_0 , wie wir es vorhin angenommen haben, so ist dann die Entfernung s_1 beim Maximalwerthe x_2 von x , aus der Gleichung:

$$s_1 + l + 2l_1 - x_2 = L + r$$

zu ermitteln. Man erhält dann unter Benutzung von Gl. (136) und (134):

$$s_1 = a_0 + x_2 - x_1 ,$$

und so weit müsste mindestens der Durchlasskanal im Expansionsschieber gemacht werden, wenn man wollte, dass derselbe selbst bei stärkster Expansion (beim Expansionsverhältniss Null) noch vollständig geöffnet werde; wenn das auch nicht nöthig ist, so folgt doch daraus, dass im Allgemeinen beim eintheiligen Schieber diese Kanäle weiter hergestellt werden müssen, als diejenigen im Vertheilungsschieber; aus diesem Grunde zieht man zweitheilige Expansionsschieber vor.

Auf dem Vertheilungsschieber S (Fig. 36, Taf. VI) ruhen die beiden mit Spalten versehenen Schieber S_0 und S_0 ; jeder derselben ist nach innen hin mit einer Nase n versehen, die an die Knacke K anschlägt; an den äusseren Enden trägt jede Platte eine zweite Nase m , die an den Vorsprung q anstösst.

Betrachten wir nur die linke Hälfte der Schieberanordnung und denken wir uns, der Vertheilungsschieber gehe von links nach rechts, so stösst die Nase n an die Knacke und die Platte verschiebt sich der Art, dass bei einer gewissen Kurbelstellung der Durchlasskanal geschlossen wird. Geht nun der Vertheilungsschieber wieder zurück, also von rechts nach links, so wird jetzt bei einer gewissen Lage die Nase m an den Vorsprung stossen und dadurch der Expansionsschieber wieder der Art verstellt, dass seine Durchlassöffnungen über die des Vertheilungsschiebers treten, der Dampfdurchlass also wieder vorbereitet ist.

Zum Zweck der Untersuchung der Wirkungsweise dieser Schieberanordnung ist die schematische Figur 37 auf Taf. VI gezeichnet und daselbst die Bezeichnung eingetragen, die im Folgenden benutzt wird.

Der Vertheilungsschieber ist in seiner grössten Auslenkung nach links gezeichnet, das Schiebermittel B steht also um $BX = r$ vom Oscillationsmittel ab. In dieser Stellung berührt die Nase m der linken Schieberplatte S_0 gerade den Vorsprung q , und die beiden Durchlassöffnungen a_0 , die hier beide von gleicher Weite sind, stehen über einander.

Bewegt man nun im Geiste den Schieber S von links nach rechts, so folgt der Expansionsschieber auf dem Wege y und bleibt

dann zurück. Hat dann der untere Schieber noch weiterhin den Weg a_0 zurückgelegt, so findet der Abschluss statt; der ganze Weg des Vertheilungsschiebers von der äussersten Lage weg bis zum Beginn der Expansion beträgt daher $y + a_0$, oder wenn man den Schieberweg ξ von der Mitte aus rechnet:

$$\xi = a_0 + y - r .$$

Nun ist aber nach der in der Figur angegebenen Bezeichnung:

$$L + r = a_0 + l + y + x$$

und daher folgt einfach:

$$\xi = L - l - x ,$$

genau dieselbe Gleichung, die beim eintheiligen Schieber gefunden wurde; es gilt daher auch bei vorliegender Steuerung in allen Theilen das in Fig. 35, Taf. VI angegebene Diagramm und das, was bezüglich desselben oben vorgeführt wurde. Nur bezüglich der Plattendimensionen ist noch Folgendes zu bemerken.

Damit beim Minimalwerth x_1 von x die Platte den Durchlasskanal noch absperrt, muss selbst in diesem Falle die Kante F_2 rechts von E_2 stehen (vergl. die rechte Seite von Fig. 37), oder beide Kanten dürfen höchstens zusammenfallen; im letztern Falle ist

$$L - r = x_1 + l$$

oder genau, wie oben:

$$L - l = r + x_1 . \quad (137)$$

Endlich muss auch die Plattenlänge l_2 eine vorgeschriebene Länge haben. Ist nämlich der Knacken der Art eingestellt, dass der Maximalwerth x_2 von x thätig ist, so darf nicht etwa die linke Kante A der Expansionsschieberplatte den Durchlasskanal öffnen, also rechts der Kante J treten. Die äusserste Grenze wäre die, dass A auf J fallen würde, in diesem Falle wäre:

$$l_2 = a_0 + s_2 ,$$

wenn wir wieder die Entfernung der Kanten F_2 und E_2 mit s_2 bezeichnen. Nun ist aber nach den Angaben der Figur

$$L - r + s_2 = x_2 + l$$

und daraus folgt:

$$s_2 = r + x_2 - (L - l) ,$$

oder unter Benutzung von Gl. (137):

$$s_2 = x_2 - x_1 .$$

Daher folgt das Minimum der Plattenlänge:

$$l_2 = a_0 + x_2 - x_1$$

und lässt sich also leicht mittelst des Diagrammes bestimmen.

Die Farcot'sche Steuerung hat man noch dahin zu verbessern gesucht, dass man eine stärkere Cylinderfüllung erzielte, als nach den oben gemachten Angaben bei den hier behandelten Anordnungen möglich ist. Bei einer auf der Wiener Ausstellung befindlichen Maschine der Sächsischen Dampfschiff und Maschinenbauanstalt lag der Farcot'sche Schieber nicht unmittelbar auf dem Vertheilungsschieber, sondern zwischen beiden lag ein dritter Schieber, welcher von einem besonderen Excenter bewegt wurde. (Vergl. Dingler's polyt. Journal. Jahrg. 1874. Abhandlung von Müller-Melchior's. S. 359.)

Guhrauer schlägt dagegen vor (Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines, 1872. Heft 16), die Anschläge durch ein Excenter beweglich zu machen.

Wenn nun auch auf diesen Wegen das angedeutete Ziel erreicht werden kann, so fragt es sich doch, ob nicht die vermehrte Reibungsarbeit den erzielten Vortheil mehr als aufhebt.

Der Farcot'schen Steuerung möchten daher, selbst mit den zuletzt bezeichneten Verbesserungen, die Steuerungen von Georges, Guinotte und Meyer vorzuziehen sein, und unter den zuletzt genannten Steuerungen gebührt wohl, eben auch mit Rücksicht auf die Grösse der Schieberreibung, der Meyer'schen Steuerung immer noch der Vorrang.

§ 1.

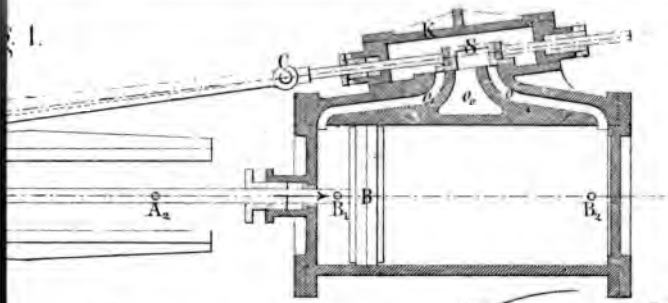


Fig. 3.

Rechts
Links

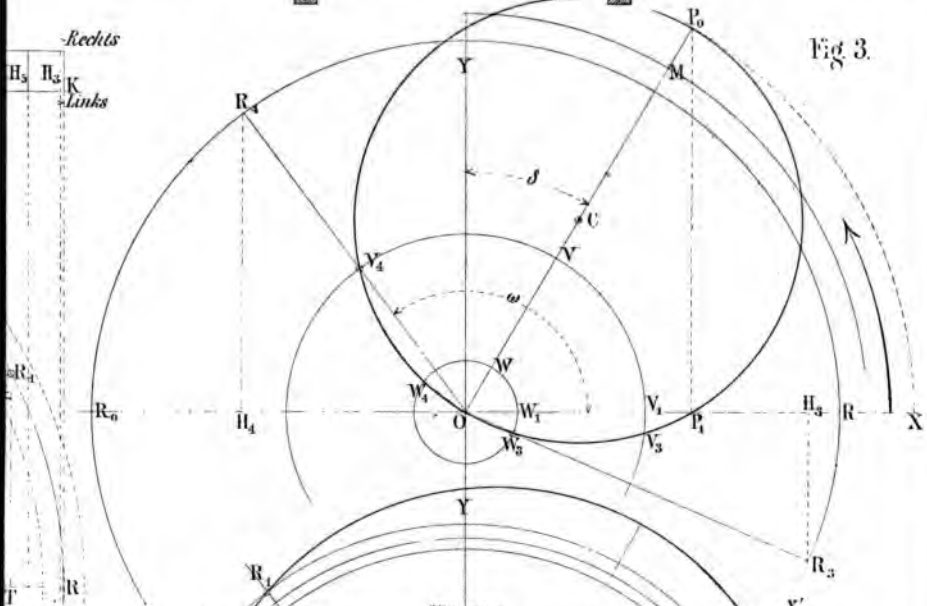
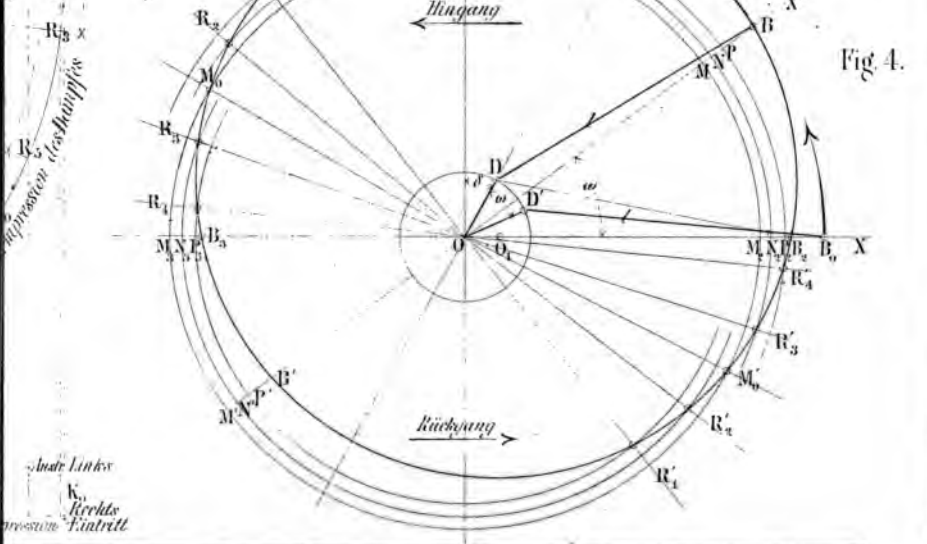


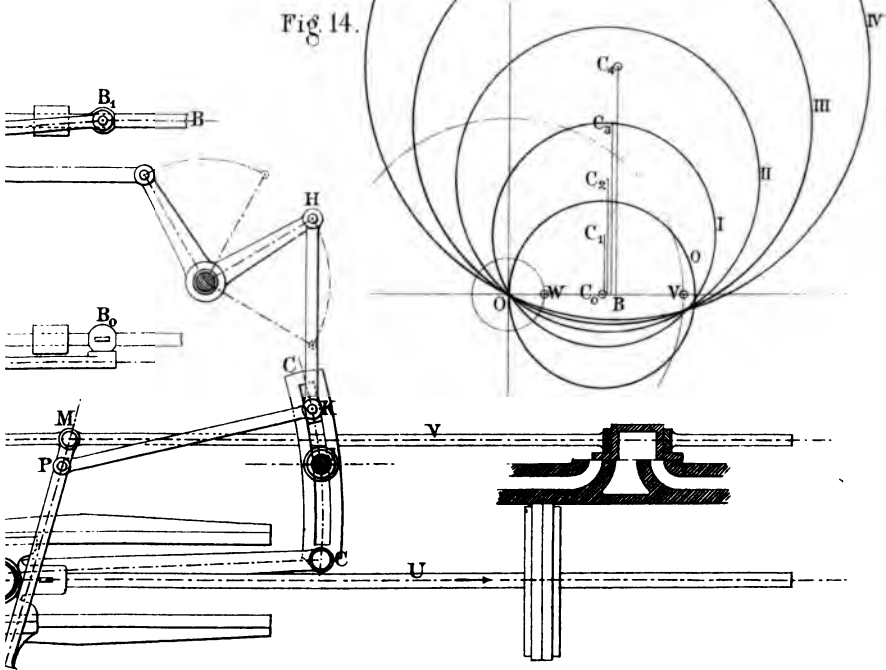
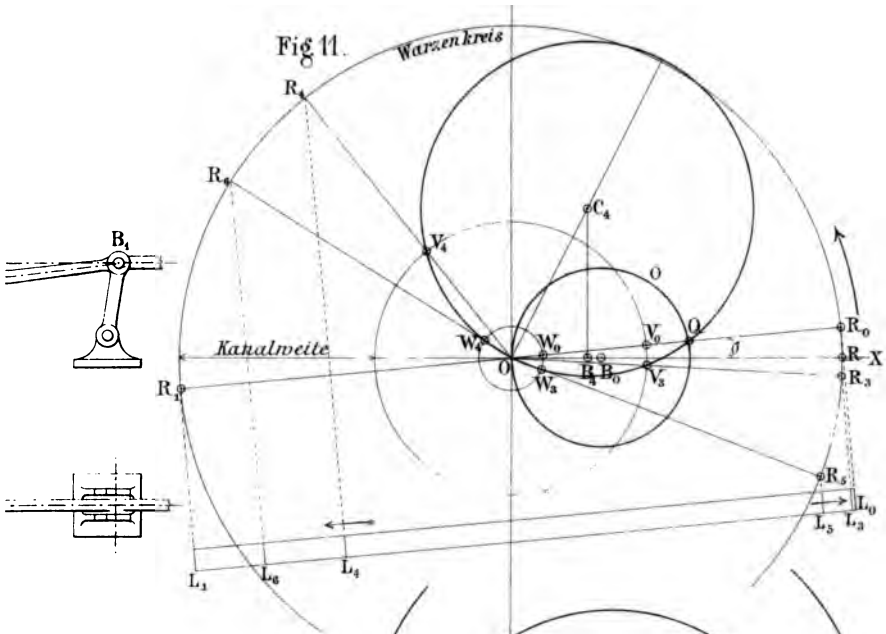
Fig. 4.



Ande Links
K
Rechts
Einstreife

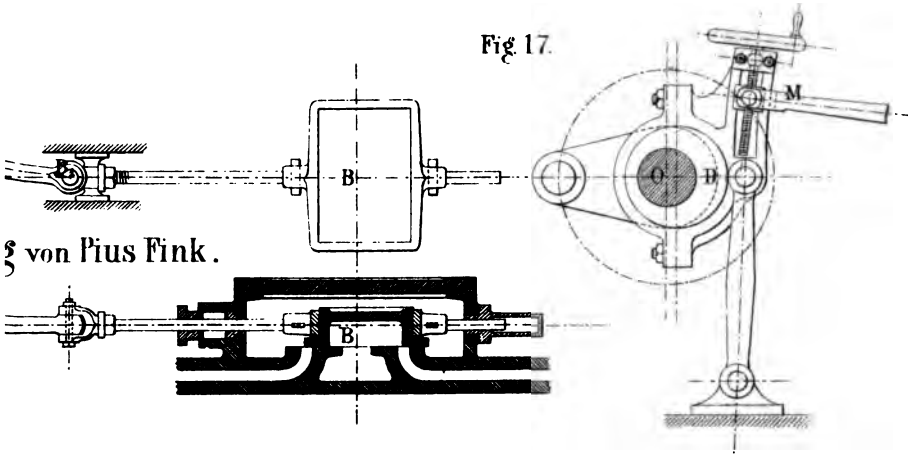






Heusinger von Waldegg.

Fig 17.



§ von Pius Fink.

Georges.

Fig 20.

Fig 20^b

0^a

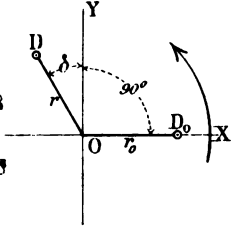
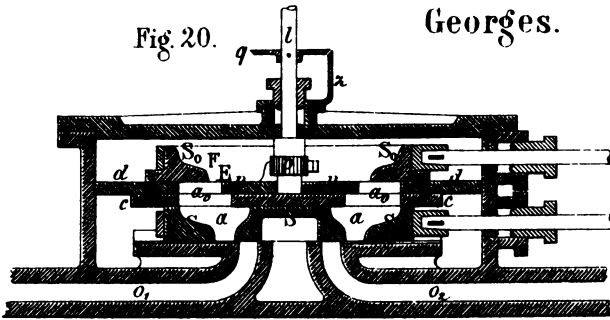
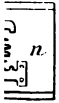


Fig 21.

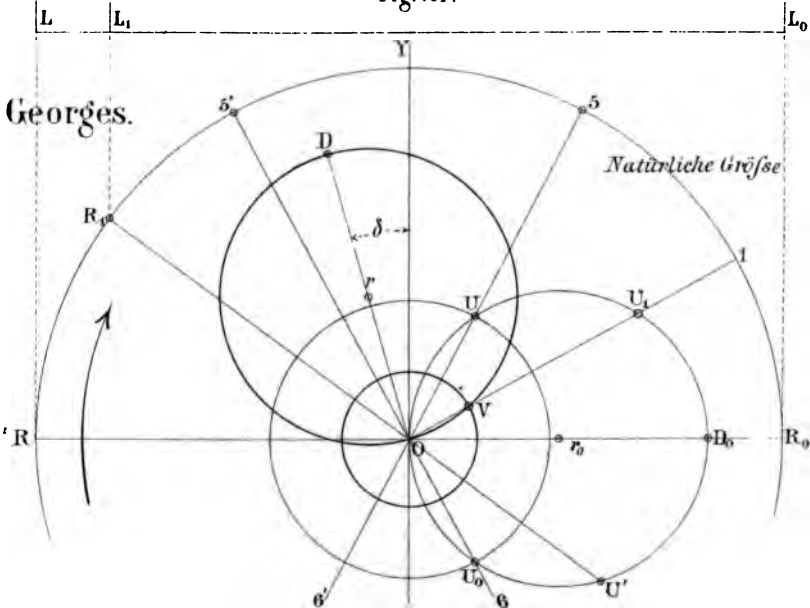




Fig. 1. Polonceau.

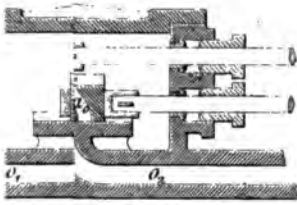


Fig. 27. Polonceau.

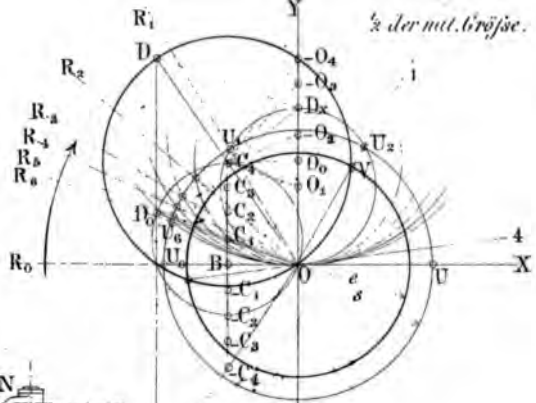


Fig. 26.

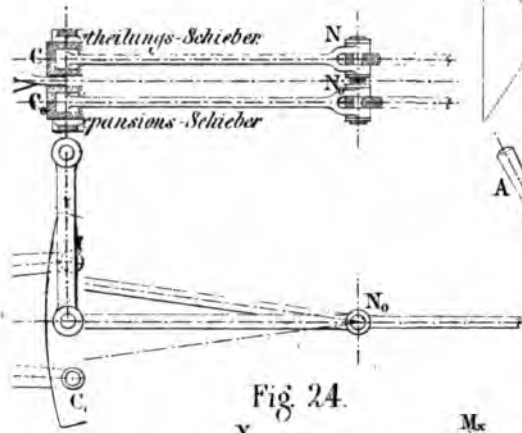
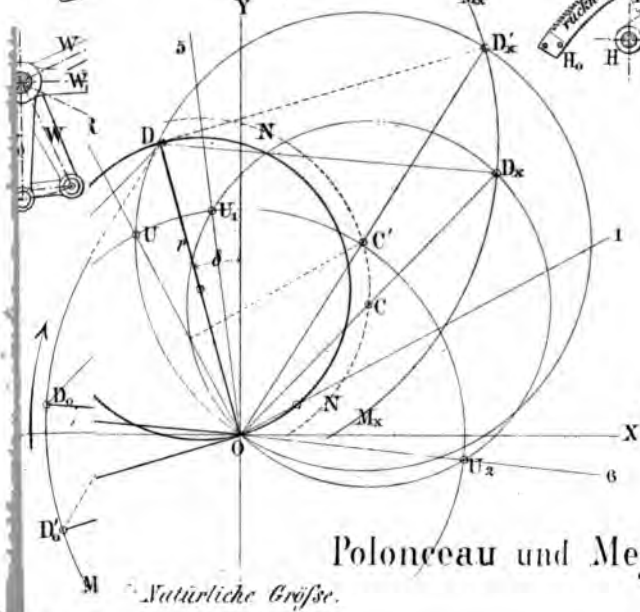


Fig. 24.



Polonceau und Meyer.

Natürliche Grösse.

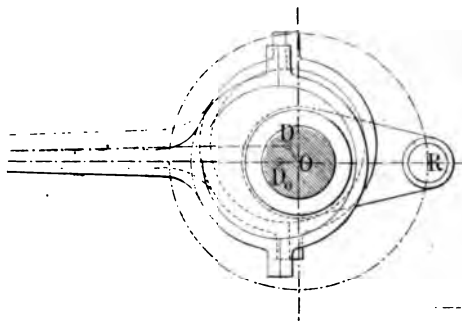


Fig 34.

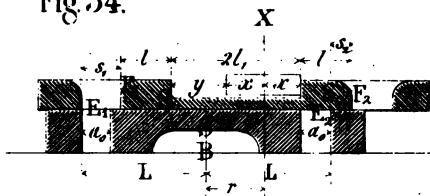


Fig 37.

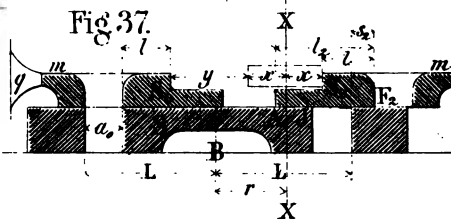
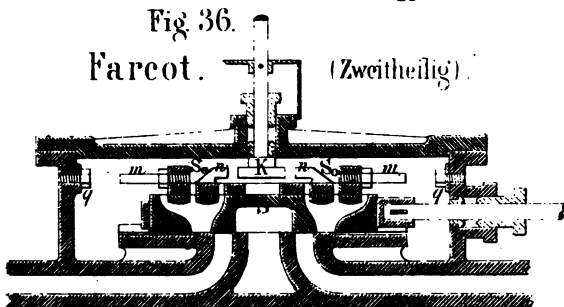
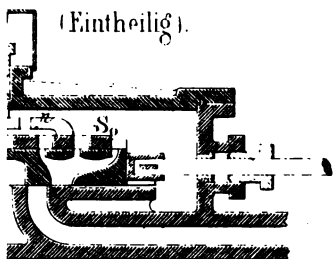


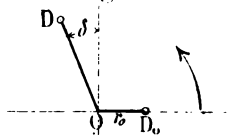
Fig 36.

Farcot. (Zweitheilig).



K_1

Fig 31^a



pier u. Rankine.

Fig 32.

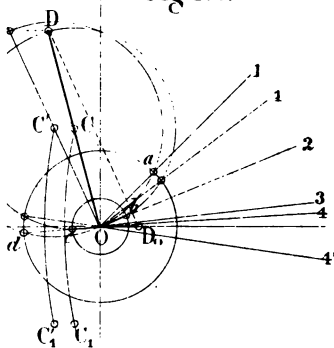
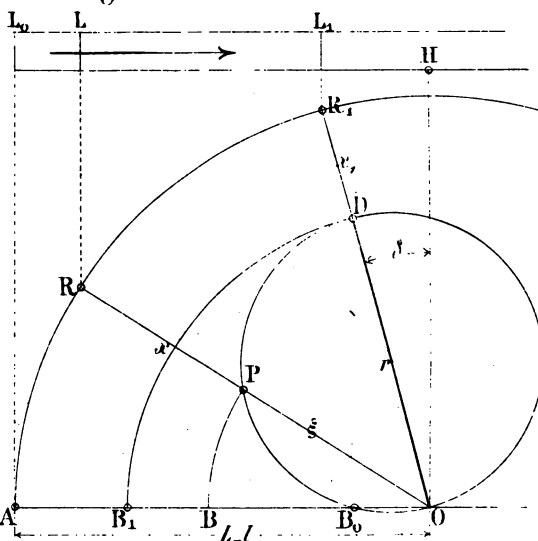
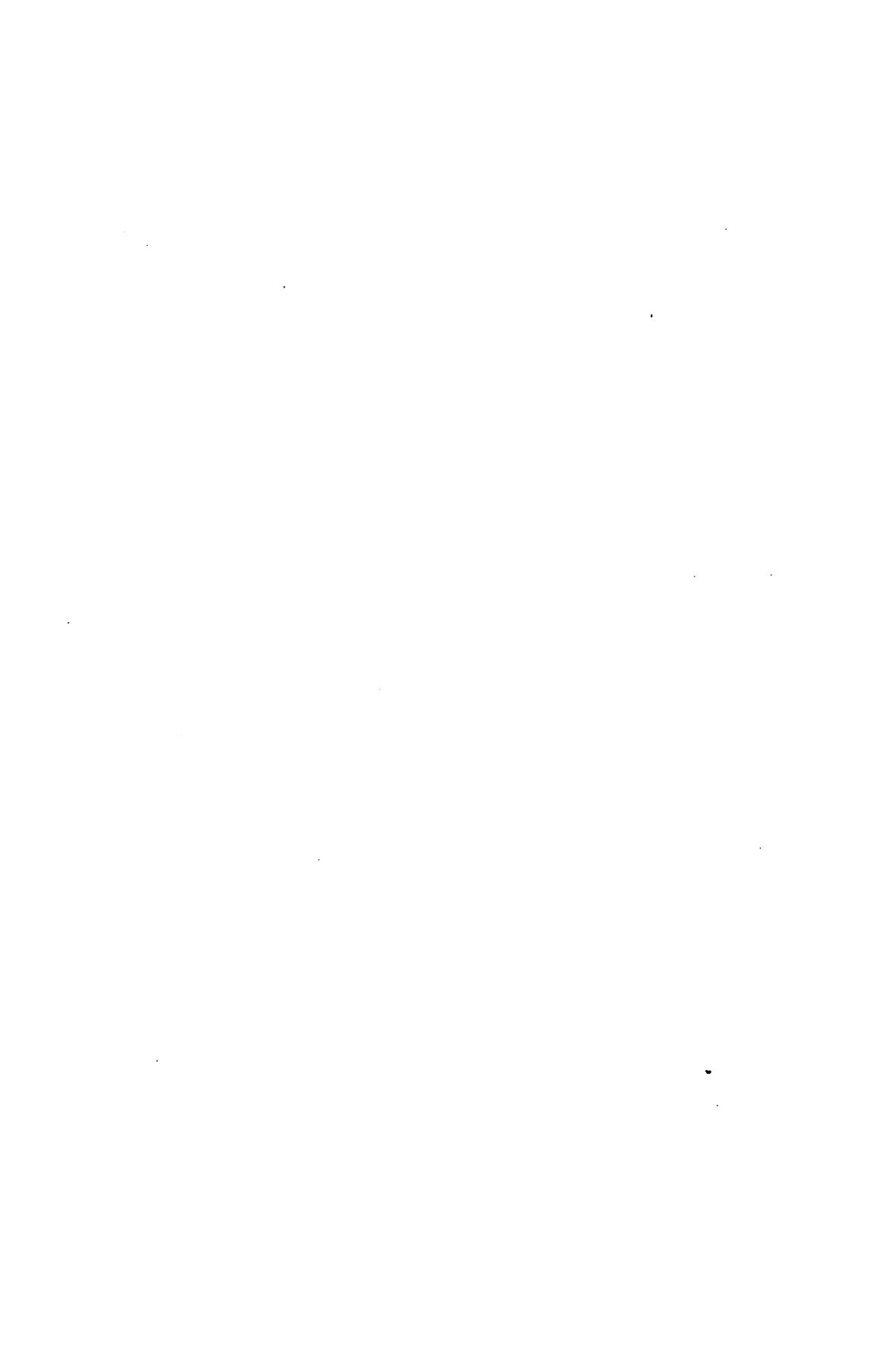
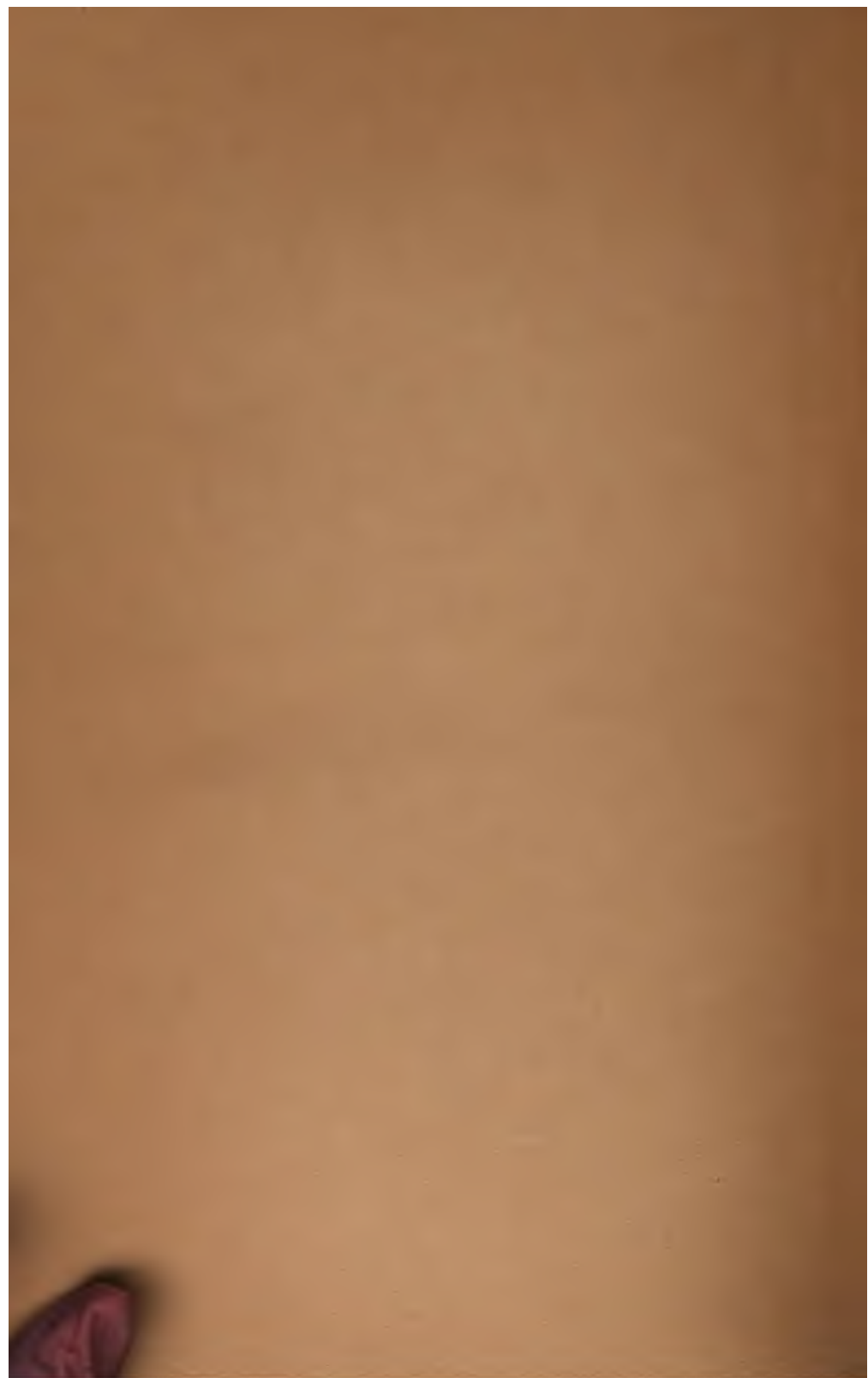


Fig 35. Farcot.









TJ 665 .Z62 1888
Die Schiebersteuerungen.

Stanford University Libraries



3 6105 041 650 354

