

### Tafeln zur Berechnung der Steuerung von Dampflokomotiven.

#### Ein Beitrag zur Theorie der Steuerungen.

Von Dipl.-Ing. Werner Müller, Reichsbahnbauführer, Köln.

Hierzu Tafel 2 und 3.

#### Inhalt.

1. Das ideelle Diagramm. Bedingungen, Konstruktion und Berechnung, Steuerpunkte des ideellen Diagramms.
2. Die  $e/v$ -Tafel.
  - a) Aufstellung einer Tafel zur Ermittlung der Lage der Steuerpunkte und der Steuerungsabmessungen.
  - b) Vergleich der Lage der wirklichen Steuerpunkte mit der Lage der Steuerpunkte des ideellen Diagramms.
3. Der Einfluß der Drosselung auf die Lage der Steuerpunkte.
4. Die  $B_0$ -Tafel.
5. Der Einfluß der endlichen Schubstangenlänge auf die Lage der Steuerpunkte.
6. Beispiele zur Anwendung der aufgestellten Tafeln. Schlußfolgerungen.

Bei der Deutschen Reichsbahn sind die Dampflokomotiven einstufiger Dehnung zumeist mit der Heusinger-Steuerung ausgerüstet. Dabei stimmen die Abmessungen für die innere Steuerung bei den verschiedensten Lokomotivgattungen vollkommen überein. Denn sowohl bei Güterzug-, Personenzug-, als auch Schnellzuglokomotiven betragen die Maße: Einlaßdeckung  $e = 38$  mm, Auslaßdeckung  $i = 2$  mm und lineares Voröffnen  $v = 5$  mm.

Man darf annehmen, daß diese Werte für die Steuerung auf Grund ausreichender Erfahrung zunächst bei einer Lokomotivgattung festgelegt wurden und sich später als einheitliche Maße für alle Lokomotivgattungen als zweckmäßig erwiesen haben.

In der vorliegenden Arbeit soll untersucht werden, ob diese durch die Erfahrung gegebenen Abmessungen theoretisch haltbar sind. Ferner begründet folgende Überlegung eine Untersuchung der Zusammenhänge.

Bei den im Betrieb befindlichen Dampflokomotiven liegen Dampfspannungen und Drehzahl niedrig und in engen Grenzen. Die fortschrittliche Entwicklung kann dazu führen, diese bisher üblichen Grenzen zu überschreiten. Sollte das notwendig werden, dürfen dann die Steuerungsabmessungen, die sich bisher bewährt haben, ohne weiteres übernommen werden? Diese Frage bedeutet aber nichts anderes, als die Frage nach den zweckmäßigsten Steuerungsabmessungen bei Dampflokomotiven im allgemeinen, wobei ihre Beantwortung das Vorhandensein eines Berechnungsverfahrens für Steuerungen voraussetzt, das von Versuchswerten unabhängig ist.

In der Fachliteratur werden Verfahren zur Berechnung der Steuerung angegeben. Jedoch wird die Rechnung mit Faustformeln unter Anwendung von Erfahrungswerten durchgeführt. Das genügt zweifelsohne für Entwürfe, die in die bekannten Grenzen fallen. Für ein neues Gebiet aber bleiben die vorhandenen Faustformeln so lange unbrauchbar, bis ihre Gültigkeit auch hier durch die Erfahrung bewiesen wurde.

Weil die Beantwortung der Frage bisher offen blieb, wie die Steuerungsabmessungen für Dampflokomotiven zweckmäßig zu wählen sind, werden im folgenden dazu theoretische Untersuchungen angestellt.

Dabei wird die Theorie der Dampfmaschine der Steuerungsrechnung zugrunde gelegt.

#### 1. Das ideelle Diagramm.

Von Stumpf werden für eine Dampfmaschine folgende Schäden angegeben:

- a) Sichtbare Schäden (im Diagramm sichtbar).
  1. Schaden der unvollständigen Dehnung.
  2. Schaden des schädlichen Raumes.
  3. Schaden der Drosselung.
- b) Unsichtbare Schäden (im Diagramm unsichtbar).
  4. Der Flächenschaden.
  5. Schaden der äußeren Abkühlung.
  6. Schaden der Undichtigkeit.

Diese sechs Schäden haften jeder ausgeführten Maschine an und bedingen Verluste. Sie sind meist unvermeidlich, denn man kann keine Maschine ohne schädlichen Raum bauen, und die unvollkommene Dehnung ist mit Rücksicht auf den Preis der Maschine bedingt.

Dagegen kann man sich wohl eine Maschine mit wärmedichten Zylindern vorstellen, die ohne unsichtbare Schäden auskommen würde. Ferner könnte man sich diese Maschine mit solchen Steuerorganen ausgerüstet denken, daß auch keine Drosselverluste mehr auftreten. In diesem Idealfall liefert die Maschine — unter der Voraussetzung, daß das Stumpfsche Kompressionsgesetz erfüllt wird — ein Arbeitsdiagramm, das nach Stumpf wie folgt definiert wird:

Das „ideelle“ Diagramm ist das größte Arbeitsdiagramm, das bei einer gegebenen Dampfmenge  $M$  in der Dampfmaschine entstehen kann. Dabei sind die Expansionslinie und die Kompressionslinie Adiabaten, und das Wärmegefälle der Expansion ist gleich dem Wärmegefälle der Kompression. Ferner treten weder beim Einströmen noch beim Ausströmen des Dampfes Drosselverluste auf, so daß die Steuerpunkte der Expansion ( $F$ ) und der Kompression ( $K$ ) genau an den Stellen des Kolbenweges liegen, bei denen der Zylinder abgeschlossen wird. Das Öffnen der Steuerorgane findet in den Augenblicken statt, an denen der Kolben durch seine Umkehrpunkte geht, so daß die Steuerpunkte des Voreinströmens ( $E$ ) und des Vorausströmens ( $A$ ) in die Totpunkte fallen und ihren Charakter als Vorein- und Vorausströmpunkte verlieren.

Mit der Erkenntnis, daß es ein ideales Diagramm mit günstigster Dampfausnutzung gibt, ist die Bedeutung des ideellen Diagramms noch nicht völlig klargelegt. Denn entscheidend für den Wert eines Maximums ist der Verlauf der Funktion in seiner Nähe. So wird es nicht lohnen, das ideelle Diagramm in der Maschine unter allen Umständen anzustreben, wenn der Gewinn an Arbeitsfläche anderen Diagrammen gegenüber nur gering ist; dagegen wird man sich bemühen müssen, dem ideellen Diagramm möglichst nahe zu kommen, wenn das Maximum stark ausgeprägt ist.

Deshalb ist der zahlenmäßige Unterschied der Größe der Arbeitsflächen zu ermitteln, wenn die Bedingungen für das ideelle Diagramm erfüllt oder nicht erfüllt werden.

Zum Entwurf des ideellen Diagramms wendet man zweckmäßig Gleichungen an, die an Hand der Abb. 1 abgeleitet sind.

Für das Diagramm im wärmedichten Zylinder gilt die Bedingung, daß sich die spezifischen Volumina wie die wirk-

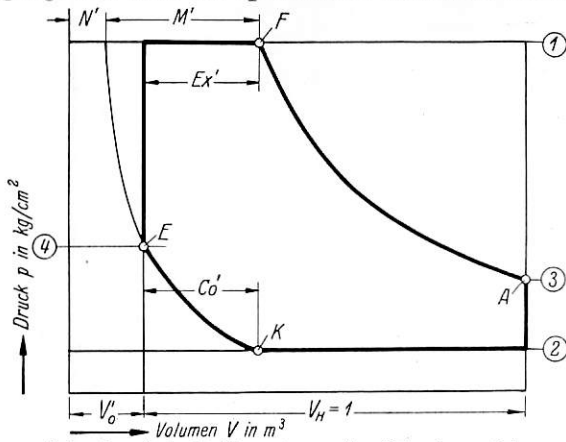


Abb. 1. Arbeitsdiagramm der Idealmaschine.

lichen Volumina bei entsprechenden Drücken verhalten. Somit ist:

$$v_1 : v_3 = (M + N) \cdot V_H : (1 + V_0) \cdot V_H$$

$$v_1 : v_4 = N \cdot V_H : V_0 \cdot V_H$$

$$v_2 : v_4 = (C_0 + V_0) \cdot V_H : V_0 \cdot V_H$$

worin bedeuten:

- $V_H$  = Hubvolumen in  $m^3$
- $V_0$  = Volumen des schädlichen Raumes in %  $V_H$
- $M$  = eingefüllte Dampfmenge in %  $V_H$
- $N$  = komprimierter Restdampf in %  $V_H$
- $v_1$  = spez. Vol. des Dampfes zu Beginn der Expansion
- $v_3$  = spez. Vol. des Dampfes am Ende der Expansion
- $v_2$  = spez. Vol. des Dampfes zu Beginn der Kompression
- $v_4$  = spez. Vol. des Dampfes am Ende der Kompression.

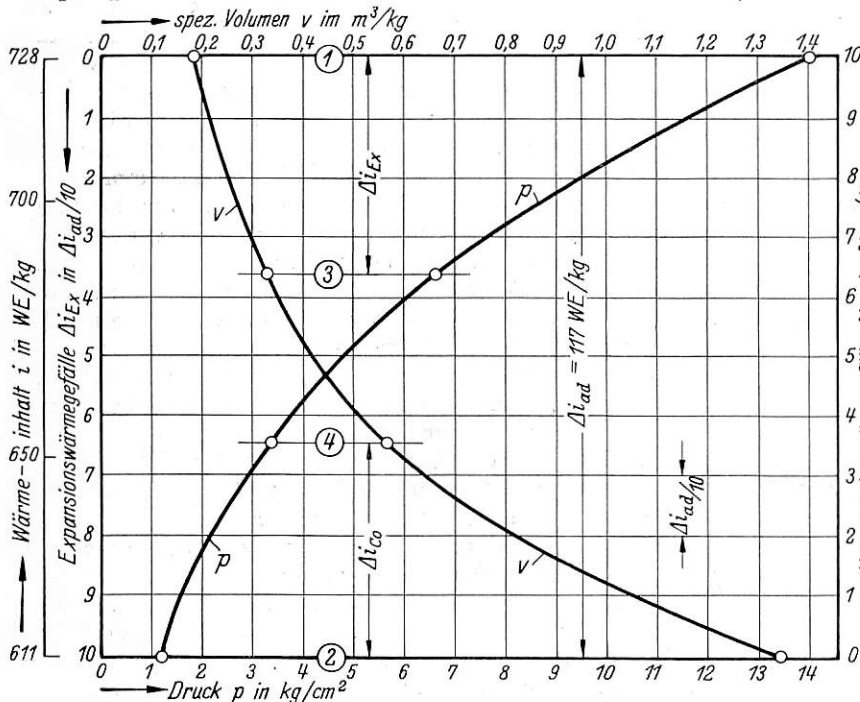


Abb. 2. Druck und spez. Volumen des Dampfes in Abhängigkeit des adiabatischen Wärmegefälles.

Daraus ergeben sich folgende Gleichungen für das Arbeitsdiagramm der Idealmaschine:

$$M + N = (1 + V_0) \cdot v_1 / v_3 \dots \dots \dots 1)$$

$$N = V_0 \cdot v_1 / v_4 \dots \dots \dots 2)$$

$$M = (1 + V_0) \cdot v_1 / v_3 - V_0 \cdot v_1 / v_4 \dots \dots 3)$$

$$Ex = M + N - V_0 \dots \dots \dots 4)$$

$$\text{Füllung } Ex = (1 + V_0) \cdot v_1 / v_3 - V_0 \dots \dots \dots 4)$$

$$\text{Kompression } Co = (v_2 / v_4 - 1) \cdot V_0 \dots \dots \dots 5)$$

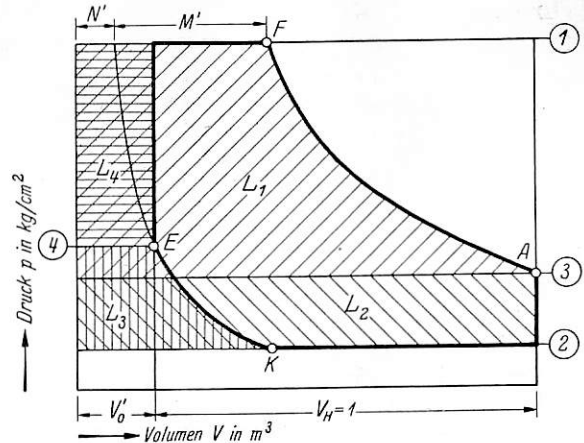


Abb. 3. Auswerten des ideellen Diagramms.

Sind jetzt der Anfangszustand des Dampfes durch  $p_1$  in  $kg/cm^2$  und  $t_1$  in  $^{\circ}C$ , der Gegendruck  $p_2$  in  $kg/cm^2$  und der schädliche Raum  $V_0$  in %  $V_H$  für eine Maschine gegeben, so wird das ideelle Diagramm wie folgt mit Hilfe der Mollier-Tafel gewonnen. (Für sämtliche Beispiele dieser Arbeit werden einheitliche Werte angenommen, und zwar: a) für den Anfangszustand des Dampfes ein Dampfdruck  $p_1 = 14 kg/cm^2$  und eine Temperatur  $t_1 = 300^{\circ}C$ . b) für den Gegendruck  $p_2 = 1,2 kg/cm^2$ .)

Man zeichnet im I-S-Diagramm von dem Punkt (1) des Anfangszustandes aus eine Senkrechte (Adiabate) bis zur Linie des Gegendruckes (2) und erhält damit das adiabatische Wärmegefälle bei Expansion bis auf den Gegendruck. Über diesem Wärmegefälle als Ordinate trägt man die zugehörigen Drücke und spezifischen Volumina als Abszissen auf, die man aus der Mollier-Tafel direkt ablesen kann (Abb. 2). Greift man nun eine Strecke gleich irgendeinem Expansionswärmegefälle vom Anfangsdruck  $p_1$  aus nach unten und dieselbe Strecke als Kompressionswärmegefälle vom Gegendruck  $p_2$  aus nach oben ab, so kann man am Ende die diesen Wärmegefällen zugehörigen Werte für  $p_3, v_3$  und  $p_4, v_4$  ablesen und in die Gl. 1) bis 5) einsetzen. Damit sind die zur Darstellung des Diagramms nötigen Punkte 1 bis 4 bekannt und das ideelle Diagramm läßt sich für das angenommene Expansionswärmegefälle zeichnen. In gleicher Weise werden alle anderen Diagramme der Idealmaschine für jede beliebige Einfüllmenge  $M$  konstruiert, wenn das Kompressionswärmegefälle nicht gleich dem Expansionswärmegefälle angenommen wird.

Die Auswertung der Diagramme könnte nach Zerlegung in Arbeitsteilflächen mittels Gleichungen der adiabatischen Zustandsänderung geschehen. Aber leider ist für die Expansion des Dampfes kein einfaches Gesetz bekannt und die Rechnung mit den Annäherungsgleichungen sehr umständlich. Dagegen bietet die Anwendung der JS-Tafel ein einfaches Verfahren zum Auswerten der Diagramme. Wie in Abb. 3 dargestellt, findet man die gesamte Diagrammfläche  $L$  aus den Teilflächen  $L_1$  bis  $L_4$ .

Es ist  $L = L_1 + L_2 - L_3 - L_4$  in mngk und:

$$L_1 = 427 \cdot \frac{M + N}{v_1} \cdot V_H \cdot (i_1 - i_3)$$

$$L_2 = (1 + V_0) \cdot V_H \cdot 10000 \cdot (p_3 - p_2)$$

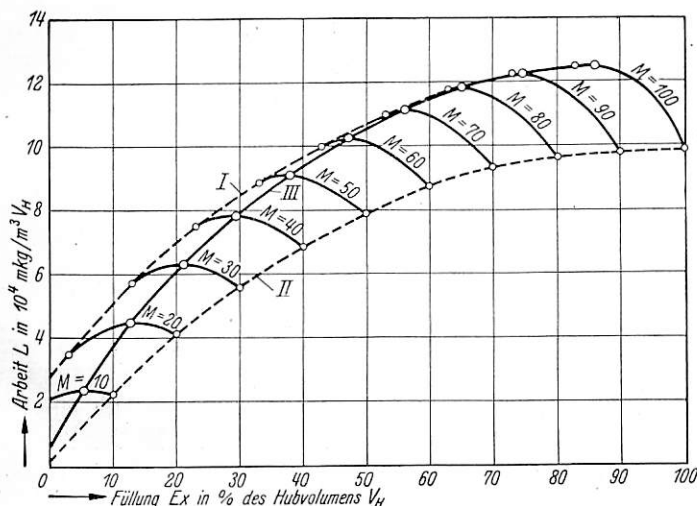
$$L_3 = 427 \cdot \frac{N}{v_1} \cdot V_H \cdot (i_4 - i_2)$$

$$L_4 = V_0 \cdot V_H \cdot 10000 \cdot (p_1 - p_4)$$

Die Unbekannten M, N,  $p_3$ ,  $p_4$  ermittelt man aus der JS-Tafel, wie vorstehend beschrieben wurde.

Für das oben angegebene Beispiel wurden bei einem schädlichen Raum  $V_0 = 20\% V_H$  für verschiedene Dampfmenen M die Arbeitsflächen aller Diagramme ermittelt, die ohne Schleifenbildung und ohne Überkompression entstehen können. Das Ergebnis der Rechnung wurde in Abb. 4a zusammengestellt.

Man sieht, in welcher Weise sich die Abweichung vom ideellen Diagramm auswirkt. Links von der Kurve III für den Inhalt des ideellen Diagramms ( $\Delta i_{Ex} = \Delta i_{Co}$ ) liegt die Kurve I für jene Diagramme, bei denen das Wärmegefälle der Kompression  $\Delta i_{Co} = 0$  ist, d. h. keine Kompression eintritt, der schädliche Raum also ganz mit Frischdampf aufgefüllt wird. Rechts bildet die Grenze die Kurve II für den Inhalt



Kurve I = Diagramme ohne Kompression.  
,, II = Kompression bis auf Gegendruck.  
,, III = Ideelle Diagramme.

Abb. 4a. Größe der Arbeitsflächen sämtlicher Diagramme der Idealmaschine in Abhängigkeit der Füllung.

jener Diagramme, bei denen das Kompressionswärmegefälle gleich dem adiabatischen Wärmegefälle ist ( $\Delta i_{Co} = \Delta i_{ad}$ ), d. h. die Kompression ihr Maximum erreicht, also gar kein Frischdampf zur Auffüllung des schädlichen Raumes gebraucht wird.

Zwischen beiden Grenzen bewegt sich die Kurve für den Inhalt der Arbeitsflächen des ideellen Diagramms. Und zwar derart, daß sie bei größer werdender Füllung aus der Nähe der Kurve II mehr und mehr sich der Kurve I nähert.

Das bedeutet, daß beim Überschreiten der für das ideelle Diagramm vorgeschriebenen Größe der Kompression bei großen Einfüllmengen M die Arbeitsfläche stärker ungünstig wird als bei kleinen Einfüllmengen. Dagegen ist besonders bei kleinen Füllungen ein Verkleinern der Kompression besonders schädlich.

Der Arbeitsgewinn, der durch Verwirklichung ideeller Diagramme erzielt werden kann, ist aus Abb. 4b zu erkennen; man sieht, daß dieser recht erheblich ist.

Das durchgerechnete Beispiel hat also zahlenmäßig bewiesen, daß das ideelle Diagramm nicht nur theoretisch wichtig ist, sondern daß diesem sehr wohl eine praktische Bedeutung zukommt.

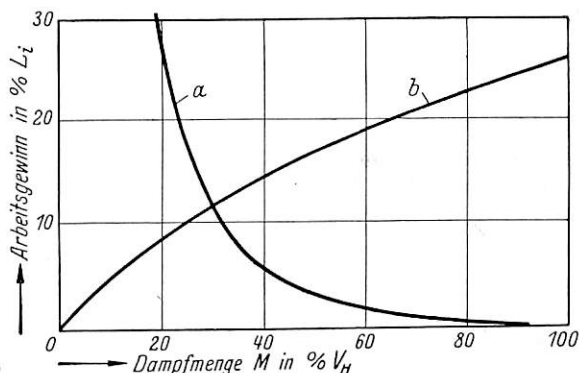
Man wird deshalb versuchen müssen, eine Maschine so zu bauen, daß die entstehenden Diagramme den ideellen Diagrammen möglichst nahe kommen.

Für die Form der Diagramme ist die Lage der Steuerpunkte maßgebend, so daß das ideelle Diagramm nur durch richtige Wahl der Lage der Steuerpunkte erreicht werden kann.

Wie die Füllung Ex und die Kompression Co (vergl. Abb. 1) zu wählen sind, sei im folgenden erörtert:

Aus Gl. 4) und 5) ersieht man, daß sowohl die Füllungen als auch die Kompressionen außer von der Größe des schädlichen Raumes nur von den spezifischen Volumen des Dampfes zu Beginn und Ende der Expansion und der Kompression bestimmt werden. Da aber die spezifischen Volumen in Abhängigkeit des Wärmegefälles stehen, so werden damit auch die Steuerpunkte des ideellen Diagramms vom Wärmegefälle abhängig und ihre Ermittlung geschieht — genau wie oben der Konstruktion und Auswertung der Diagramme — mit Hilfe der JS-Tafel.

Wenn daher für den Entwurf der Maschine ein Wärmegefälle gegeben ist (vergl. Seite 20), so entnimmt man aus der Mollier-Tafel die spezifischen Volumen und trägt sie in Abhängigkeit von  $\Delta i_{ad}$  auf (Abb. 2). Hiernach rechnet man für den gegebenen schädlichen Raum mittels Gl. 2), 3), 4), 5) die Füllungen, Kompressionen und Einfüllmengen aus und trägt die Werte ins Diagramm (Abb. 5) ein. Sind genügend Punkte ermittelt, so werden diese durch Kurven verbunden. Sucht



a = gegenüber Kurve I.  
b = gegenüber Kurve II.

Abb. 4b. Arbeitsgewinn durch Verwirklichung ideeller Diagramme in Abhängigkeit der eingefüllten Dampfmenge.

man jetzt zu einer bestimmten Füllung  $Ex_1$  die Kompression  $Co_1$ , die mit jener ein ideelles Diagramm gibt, so hat man gemäß der Definition für das ideelle Diagramm das Wärmegefälle der Expansion abzugreifen und als Kompressionswärmegefälle anzulegen.

Zur besseren Übersicht werden nun die Maßstäbe für das Expansions- und Kompressionswärmegefälle derart zusammengelegt, daß die Füllung Ex und die Kompression Co, die zu einem Diagramm gehören, auf der gleichen Ordinate abzulesen sind. Das ist in Abb. 5 für verschiedene schädliche Räume geschehen. Dabei sind aber weiter nicht mehr die eingefüllten Dampfmenen M als Funktion von  $\Delta i_{ad}$  aufgetragen, sondern es sind für die verschiedenen schädlichen Räume diejenigen Füllungen verbunden, denen die gleiche Dampfmenge zugrunde liegt. Diese Linienzüge seien M-Kurven genannt.

Man erkennt, daß mit größer werdendem schädlichem Raum für ein bestimmtes Wärmegefälle die Lage der Steuerpunkte des ideellen Diagramms sich derart ändert, daß die Füllungen kleiner und die Kompressionen größer werden. Das bedeutet, daß durch die Wahl des schädlichen Raumes bei einer bestimmten Ausnutzung des Wärmegefälles eine gewünschte Abhängigkeit zwischen Füllung und Einfüllmenge erzielt werden kann.

Bei den vorausgegangenen Untersuchungen über das ideale Diagramm wurde festgestellt, daß seine Verwirklichung gewisse Vorteile bietet. Es wurde ferner erkannt, welche Bedingungen zur Erreichung dieses ideellen Diagramms zu erfüllen sind. Dabei wurde die Abhängigkeit der Füllung  $Ex$  und der Kompression  $Co$  vom Wärmegefälle und daraus die Beziehungen der Lage der zugehörigen Steuerpunkte untereinander gefunden.

Daraus folgt nun die Aufgabe, zu ermitteln, wie die Steuerung zu bemessen ist, damit die Steuerpunkte solche Lage erhalten, daß ideale Diagramme entstehen.

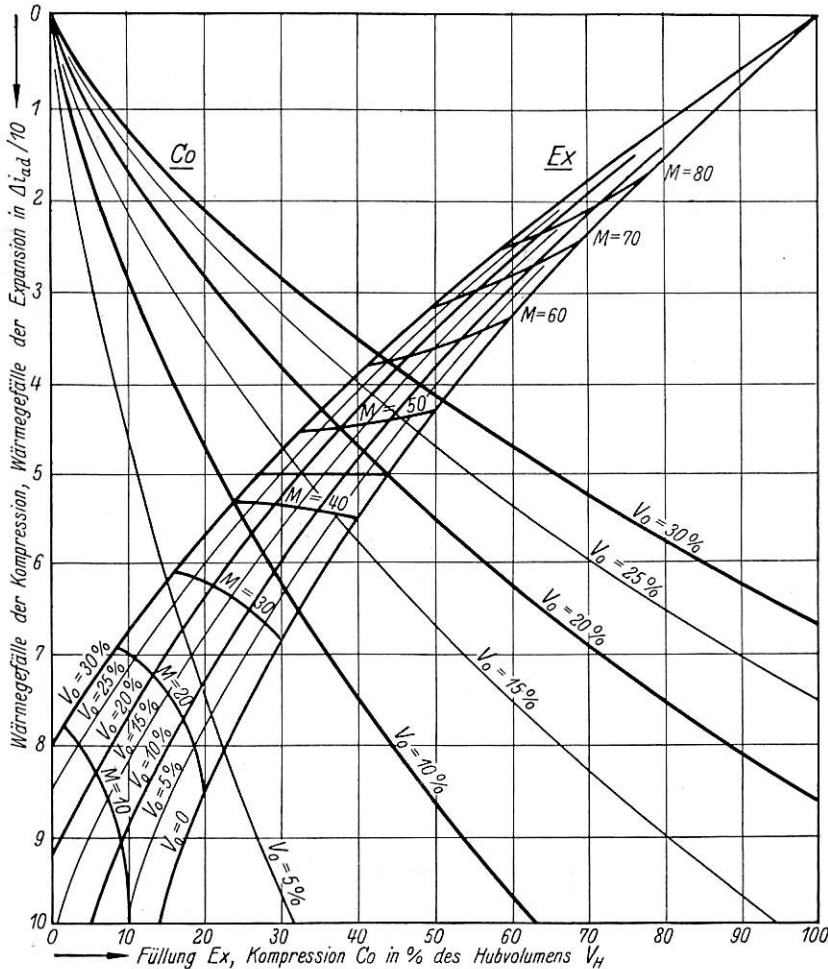


Abb. 5. Füllung  $Ex$  und Kompression  $Co$  des ideellen Diagramms für verschiedene schädliche Räume  $V_0$  in Abhängigkeit vom Wärmegefälle.

Das soll im folgenden Abschnitt geschehen. Zuvor werde aber noch zu der Einwendung Stellung genommen, die möglicherweise gegen die Zulässigkeit oben durchgeführter Steuerpunktbestimmung erhoben wird. Es könnte behauptet werden, daß das zugrunde gelegte adiabatische Wärmegefälle nicht zur Ermittlung der Lage der Steuerpunkte dienen darf, da in der wirklichen Maschine die Expansion nicht adiabatisch erfolgt; sondern daß die Steuerpunkte auf das wirkliche Wärmegefälle zu beziehen sind.

Demgegenüber muß gesagt werden, daß die Zugehörigkeit der Lage der Steuerpunkte zueinander, wie sie aus der Abhängigkeit vom adiabatischen Wärmegefälle ermittelt wurde, recht genau auch für die wirklichen Verhältnisse gilt. Denn der ziemlich gleichartige Verlauf der  $v$ - und  $p$ -Kurven im I-S-Diagramm hat zur Folge, daß die tatsächlich vorhandene Abweichung von der Senkrechten (Adiabate) wohl an der Abhängigkeit der Lage der Steuerpunkte vom Wärmegefälle, nicht aber an der Abhängigkeit der Lage der Steuerpunkte untereinander etwas Wesentliches ändert.

Für die im nächsten Kapitel durchgeführte Steuerberechnung hat aber die Abhängigkeit der Lage der Steuerpunkte vom Wärmegefälle keine Bedeutung mehr, sondern nur die Abhängigkeit der Lage der Steuerpunkte voneinander, so daß die Einwendung gegen die Ermittlung nach dem adiabatischen Wärmegefälle unbeachtlich wird.

## 2. Die $e/v$ -Tafel.

Sind der Exzenterradius (sei es des wirklichen Exzentrers oder des Ersatzexzentrers) und die Abmessungen der Einlaßdeckung  $e$ , der Auslaßdeckung  $i$  und des linearen Voröffnens  $v$  einer Steuerung bekannt, so können mit Hilfe des Schieberdiagramms nach Zeuner oder Müller-Reuleaux für jeden Fall einzeln die Lagen der Steuerpunkte für das Arbeitsdiagramm ermittelt werden.

Es gibt aber bisher kein Verfahren, welches die Abhängigkeit der Steuerpunkte von den Steuerungsabmessungen ganz allgemein bei jeder beliebigen Zusammenstellung von  $e$ ,  $i$  und  $v$  darstellt, was in der Praxis oft verlangt wird.

Es gibt daher auch kein Verfahren, welches gestattet, umgekehrt von der gewünschten Lage der Steuerpunkte aus bei den verschiedensten Füllungen auf die Größe der dazu notwendigen Steuerungsabmessungen zu schließen.

Hier soll deshalb ein Verfahren gegeben werden, das für jede beliebige Art der äußeren Steuerung mit veränderlichen oder unveränderlichen  $e$ ,  $i$ ,  $v$  und für die verschiedensten Werte der Exzenterradien Gültigkeit besitzt.

Man geht dabei auf das Müller-Reuleaux-Diagramm zurück, und zeichnet bei beliebigen Steuerungsabmessungen  $e$ ,  $i$ ,  $v$  für eine Schieberichtung, die im Müller-Reuleaux-Diagramm mit der Kolbenweglinie den Winkel  $\varphi$  bildet, die Steuerpunkte  $E$ ,  $F$ ,  $A$ ,  $K$ . Die Lage dieser Steuerpunkte wird durch die Strecken  $VE'$ ,  $Ex'$ ,  $VA'$ ,  $Co'$  oder durch  $VE$ ,  $Ex$ ,  $VA$ ,  $Co$  in Prozent des Kolbenwegs angegeben und durch die Kurbelwinkel  $\alpha_1 \div \alpha_4$  gekennzeichnet. Dabei werden die Kurbelwinkel vom linken Kolbentotpunkt  $O$  aus für  $F$  und  $A$  im Sinne der Kurbeldrehung, und für  $E$  und  $K$  entgegengesetzt abgetragen. Um einfache Gleichungen zu erhalten, werden zunächst die Steuerpunkte senkrecht auf den Kolbenweg gelotet, also eine Stangenlänge  $L = \infty$  angenommen. Außerdem wird für die Steuerpunkte  $A$  und  $K$  noch der Winkel  $\beta$  eingeführt, und zwar von der Mittelstellung des Schiebers aus bis zu der Lage der Steuerpunkte  $A$  bzw.  $K$  gemessen. Mit Hilfe der

in Abb. 6 gekennzeichneten rechtwinkligen Dreiecke ist es möglich, die Größe der Kolbenwege, die der Lage der Steuerpunkte entsprechen, durch die Steuerungsabmessungen  $e$ ,  $i$ ,  $v$  und den Winkel  $\varphi$  anzugeben. Das führt zu folgenden Gleichungen:

Für die Füllung  $Ex$  (in  $\%$  des Kolbenwegs) folgt aus dem Dreieck  $MFB$

$$Ex' = \overline{OB} = R \cdot \{1 + \cos(180^\circ - \alpha_2)\}$$

oder, da

$$Ex' = Ex \cdot 2R$$

$$2Ex = 1 - \cos \alpha_2$$

und

$$\cos \alpha_2 = (1 - 2Ex) \dots \dots \dots 6)$$

Die gesuchte Beziehung zwischen  $Ex$ ,  $e$ ,  $v$  und  $\varphi$  erhält man auf folgende Weise:

Aus Dreieck  $MCD$  folgt:

$$\cos(\alpha_2 - \varphi) = \frac{e}{R_{ex}}$$



Damit ist für das Vorausströmen VA die gesuchte Abhängigkeit der Lage des Punktes A vom Winkel  $\varphi$ , von  $e/v$  und  $i/v$  gefunden. In der endgültigen Form der dritten Hauptgleichung soll jedoch ähnlich wie bei der zweiten Hauptgleichung 14)  $Ex$  erscheinen. Deshalb wird  $e/v$  beseitigt, indem aus Gl. 10) abgeleitet wird:

$$\frac{e/v}{e/v + 1} = \text{tg } \varphi \sqrt{1 - (1 - 2 \text{ Ex})^2} + 1 - 2 \text{ Ex}$$

$$VA = 0,5 \cdot \{1 - i/v \cdot \cos^2 \varphi (a - b \cdot \text{tg } \varphi) - \sin \varphi \sqrt{1 - (i/v)^2 \cos^2 \varphi (a - b \text{tg } \varphi)^2}\} \dots \dots \dots 18)$$

Für die Kompression  $Co$  folgt aus Dreieck MKT  
 $Co' = OT = R (1 - \cos \alpha_4)$ .

Führt man für  $Co' = Co \cdot 2 R$  und für  $\alpha_4 = 90 - \varphi + \beta$  ein, so erhält man die gesuchte Beziehung zwischen  $Co$ ,  $e/v$ ,  $i/v$  und  $\varphi$  in gleicher Weise wie beim Vorausströmen.

$$Co = 0,5 \cdot \{1 - \sin (\varphi - \beta)\}$$

oder  $Co = 0,5 \cdot \{1 - \sin \varphi \cos \beta + \cos \varphi \sin \beta\} \dots 19)$

$$Co = 0,5 \cdot \left\{ 1 + i/v \cdot \cos^2 \varphi \cdot (a - b \cdot \text{tg } \varphi) - \sin \varphi \sqrt{1 - (i/v)^2 \cdot \cos^2 \varphi \cdot (a - b \text{tg } \varphi)^2} \right\} \dots \dots \dots 21)$$

Die vier abgeleiteten Hauptgleichungen 10), 14), 18), 21) führen zur Aufstellung eines Diagramms, der  $e/v$ -Tafel (Taf. 2), wie folgt:

Man trägt an der Abszisse vom Nullpunkt aus nach rechts einen Maßstab für  $e/v$  und an der Ordinate nach unten den Maßstab für  $\varphi$  an, und zeichnet für  $Ex$  als Parameter mittels der ersten Hauptgleichung eine Kurvenschar für verschiedene  $Ex$  in das Koordinatensystem ( $e/v$ ,  $\varphi$ ) ein. Desgleichen trägt man zur Darstellung der zweiten Hauptgleichung 14) an der Ordinate nach oben einen Maßstab für  $VE$  an, betrachtet  $Ex$  wieder als Parameter und erhält durch Rechnung für verschiedene  $Ex$  eine Kurvenschar zwischen den Koordinaten  $e/v$  und  $VE$ .

Trägt man ferner  $Co$  auf der Abszisse vom Nullpunkt aus nach links ab und nimmt  $i/v$  und  $Ex$  als Parameter an, so liefert die vierte Hauptgleichung 21) zwischen den Koordinaten  $\varphi$  und  $Co$  für jeden Wert von  $Ex$  ein Kurvenbündel, dessen einzelne Kurven mit  $i/v$  beziffert werden. Wählt man nun die Gerade  $e/v = 20$  als Nulllinie für  $VA$  und legt nach rechts an der Abszisse den Maßstab für  $VA$  an, so entstehen durch Gl. 18) wieder Kurvenbündel für verschiedene  $Ex$ . Jedoch liegen diese Kurven mit den Kurven der linken Diagrammseite spiegelbildlich zu den Nulllinien von  $Co$  und  $VA$ , da sich die dritte und vierte Hauptgleichung nur durch das Vorzeichen von  $i/v$  unterscheiden. Ihre Darstellung erübrigt sich daher, wenn die  $e/v$ -Tafel die Bemerkung erhält, daß die Werte für  $VA$  bei einem  $i/v$  mit entgegengesetzten Vorzeichen wie die für  $Co$  abzulesen sind.

Zur besseren Übersichtlichkeit des Diagramms wird jedoch an dieser Abszisse nach rechts ebenfalls  $Co$  abgetragen und die Kurvenscharen für  $Co$  bzw.  $VA$  werden auf beide Seiten der  $e/v$ -Tafel verteilt, so daß links die Kurven für geradzahlige Füllungen und rechts die Kurven für ungeradzahlige Füllungen eingetragen sind.

Die  $e/v$ -Tafel gestattet:

1. Bei gegebenen Steuerungsabmessungen ( $e$ ,  $i$ ,  $v$ ) unmittelbar für die verschiedenen Füllungen die Lage der zugehörigen Steuerpunkte E, A und K abzulesen, d. h. von den Steuerungsabmessungen auf die Steuerpunkte zu schließen.

2. Die Wahl der Steuerungsabmessungen ( $e/v$  und  $i/v$ ) so zu treffen, daß die Steuerpunkte F, E, K, A in gewünschter Zusammenstellung erreicht werden, d. h. von den Steuerpunkten auf die Steuerungsabmessungen zu schließen.

und

$$\frac{1}{e/v + 1} = 1 - (1 - 2 \text{ Ex}) - \text{tg } \varphi \sqrt{1 - (1 - 2 \text{ Ex})^2}$$

und mit Einführung der gekürzten Schreibweise

$$\frac{1}{e/v + 1} = a - b \cdot \text{tg } \varphi$$

in Gl. 17), lautet die dritte Hauptgleichung 18)

Da diese Gl. 19) sich nur durch das Vorzeichen von  $\sin \beta$  von der Gl. 15) für  $VA$  unterscheidet, so kann man entsprechend Gl. 17) schreiben:

$$Co = 0,5 \cdot \left\{ 1 + \frac{i/v}{e/v + 1} \cos^2 \varphi - \sin \varphi \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{i/v}{e/v + 1}\right)^2 \cdot \cos^2 \varphi} \right\} \dots 20)$$

Dann lautet die vierte Hauptgleichung:

$$Co = 0,5 \cdot \left\{ 1 + i/v \cdot \cos^2 \varphi \cdot (a - b \cdot \text{tg } \varphi) - \sin \varphi \sqrt{1 - (i/v)^2 \cdot \cos^2 \varphi \cdot (a - b \text{tg } \varphi)^2} \right\} \dots \dots \dots 21)$$

Die Anwendung der  $e/v$ -Tafel geschieht in folgender Weise:

Zu 1. Bei gegebenen  $e$ ,  $i$ ,  $v$  und verlangtem  $Ex_1$  geht man von dem zugehörigen Zahlenwert  $e/v$  senkrecht nach oben bis zu der  $VE$ -Linie desjenigen  $Ex = Ex_1$ , das verlangt ist, und vom Schnittpunkt mit dieser Linie waagrecht nach links findet man den Wert für das zugehörige Voreinströmen  $VE$ . Dann geht man an  $e/v$  senkrecht abwärts in den unteren Teil der Tafel bis auf die  $\varphi$ -Kurve für die Füllung  $Ex_1$ , stellt den Winkel  $\varphi_1$  fest und geht bei geradzahligem  $Ex$  so weit nach links, oder bei ungeradzahligem  $Ex$  nach rechts, bis man die Kurven für das gegebene  $i/v = m$  erreicht. Oberhalb des Schnittpunktes dieser Waagerechten mit der Kurve für  $i/v = -m$  liest man dann an der Achse den Wert für das Vorausströmen  $VA_1$  und oberhalb des Schnittpunktes mit der Kurve für  $i/v = +m$  den Wert für die Kompression  $Co_1$  ab. In der gleichen Weise findet man für beliebige andere  $Ex_2$ ,  $Ex_3 \dots$  leicht die zugehörigen Werte für  $VE_2$ ,  $VA_2$ ,  $Co_2 \dots$  usw. Die nicht in der Tafel eingetragenen Füllungen kommen kaum in Frage. Die Zwischenwerte für nicht eingetragene  $i/v$  können leicht und hinreichend genau durch lineare Interpolation gefunden werden.

Zu 2. Ist die Lage der vier Steuerpunkte gegeben und sollen die zugehörigen Steuerungsdaten  $e/v$  und  $i/v$  ermittelt werden, so geht man in umgekehrter Weise vor wie oben bei der Ermittlung der Lage der Steuerpunkte, wie das später an einem Beispiel noch näher erläutert wird.

Nachdem nun die  $e/v$ -Tafel geschaffen ist, kann auch untersucht werden, in wie weit die zur Verwirklichung ideeller Diagramme gewünschten Zusammenstellungen von  $Ex$  und  $Co$  durch die Steuerung erreicht werden können.

Zur Feststellung der gewünschten Zusammenstellungen sind in Abb. 7 für verschiedene schädliche Räume  $V_0$  als Parameter die Füllungen und Kompressionen des ideellen Diagramms über die eingefüllte Dampfmenge  $M$  aufgetragen. Diese Werte (ausgezogene Kurven) sind übernommen aus Abb. 5, in der sie in Abhängigkeit des Wärmegefälles mit  $M$  als Parameter aufgetragen sind.

Mit Hilfe der  $e/v$ -Tafel wird nun die wirkliche Kompression  $Co_w$ , wie sie die Steuerung verwirklicht (gestrichelte Kurven), in Abb. 7 eingetragen und festgestellt, ob es eine  $e/v$  und  $i/v$  gibt, bei dem die aus Abb. 7 ersichtliche, für ein ideelles Diagramm gewünschte Zusammenstellung von  $Ex$  und  $Co$  erreicht wird.

Z. B. gehört hiernach bei  $M = 35\%$  und  $V_0 = 10\%$  zu  $Ex = 30\%$  ein  $Co = 28\%$ . Das wird nach der  $e/v$ -Tafel erreicht u. a. bei  $e/v = 8$ ,  $i/v = 0,4$ . Sucht man jetzt bei  $M = 56,5\%$  so ist zu  $Ex = 50\%$  ein  $Co = 15\%$  für das ideelle Diagramm nötig. Aus der  $e/v$ -Tafel findet man aber bei  $e/v = 8$ ,  $i/v = 0,4$  zu  $Ex = 50\%$  ein  $Co = 18\%$ .

Aber auch bei jeder anderen möglichen Zusammenstellung von  $e/v$  und  $i/v$  ergibt sich bei  $Ex = 50\%$  ein  $Co = 18\%$ , wenn einmal  $e/v$  und  $i/v$  so gewählt sind, daß bei  $Ex = 30\%$  das zugehörige  $Co = 28\%$  ist.

Ebenso wird bei  $M = 11\%$  zu einer Füllung  $Ex = 10\%$  die zugehörige Kompression  $Co = 43\%$  statt des gewünschten  $Co = 53\%$ , bei  $e/v = 8$ ,  $i/v = 0,4$  oder  $e/v = 13$ ,  $i/v = 1$  oder auch  $e/v = 20$ ,  $i/v = 2$ .

Man erkennt also:

1. Daß die zu  $e$ ,  $i$  und  $v$  gehörigen Steuerpunkte nicht für einen ganzen Bereich, sondern nur für ein ganz bestimmtes  $Ex$

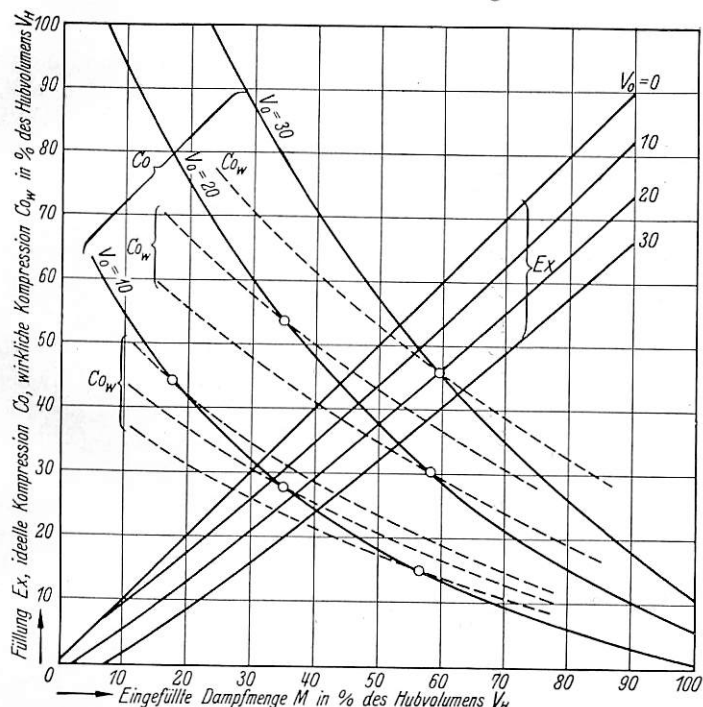


Abb. 7. Füllung  $Ex$ , ideale Kompression  $Co$  und wirkliche Kompression  $Co_w$  für verschiedene schädliche Räume  $V_0$  in Abhängigkeit der Dampfmenge.

in der Zusammenstellung durch die Steuerung so verwirklicht werden, wie es das ideelle Diagramm verlangt.

2. Daß nicht ganz bestimmte Werte von  $e/v$  und  $i/v$  zusammen nötig sind, um zu einer Füllung eine bestimmte Kompression zu erreichen, sondern daß in gewissen Grenzen eine freie Wahl zwischen  $e/v$  und  $i/v$  besteht.

Aus diesen Erkenntnissen hat man für den Entwurf einer Steuerung zu folgern:

1. Da immer nur bei einer Dampfmenge  $M$  die Zusammenstellung der Steuerpunkte  $Ex$  und  $Co$  so möglich ist wie das ideelle Diagramm es verlangt, so muß diese Dampfmenge so gewählt werden, daß sie möglichst der Füllung entspricht, die bei der meist vorkommenden Zugkraft und bei dem spezifisch kleinsten Dampfverbrauch am meisten gebraucht wird. Das ist nach der Erfahrung eine Füllung von etwa 25 bis 30%.

2. Da durch die Steuerpunkte des ideellen Diagramms nur eine gewisse Grenze für die Werte der Steuerungsdaten  $e/v$  und  $i/v$  vorgeschrieben wird, so müssen die Steuerpunkte  $E$  und  $A$  des wirklichen Diagramms den entscheidenden Ausschlag bei der Wahl von  $e/v$  und  $i/v$  bringen.

### 3. Der Einfluß der Drosselung auf die Lage der Steuerpunkte.

Bis hierhin wurde nur das ideelle Diagramm mit den beiden unvermeidlichen Schäden des schädlichen Raumes und der unvollständigen Dehnung für die Steuerpunkte zugrunde gelegt. Da aber, wie anfangs erwähnt, für die wirkliche Maschine weitere Verluste hinzutreten, so müssen diejenigen Schäden, die einen Einfluß auf die Lage der Steuerpunkte ausüben, bei der Berechnung der Steuerung für eine wirkliche Maschine Berücksichtigung finden. Die unsichtbaren Verluste sind im Diagramm nicht sichtbar, können also auch keine Verlagerung der für die Steuerungsberechnung wichtigen Steuerpunkte  $F$  und  $K$  hervorrufen und daher unberücksichtigt bleiben. Anders dagegen verhält sich der dritte der sichtbaren Schäden, die Drosselung, auf die daher im folgenden eingegangen wird.

Strömt der Dampf durch Kanal und Schieberöffnung in den Zylinder ein, so wird der Dampf gedrosselt. Da sich der Kolben außerdem vom Totpunkt ab beschleunigt, steigt die Geschwindigkeit des „angesaugten“ Frischdampfes weiter an, wenn nicht die Schieberöffnung in demselben Maße vergrößert wird, wie die Kolbengeschwindigkeit anwächst. Die Einströmkurve, und damit die oberhalb dieser Kurve bis zur Linie des konstanten Druckes  $p_1$  liegende Verlustfläche (Abb. 8) — der Drosselverlust — ist also abhängig von der Schieberöffnung, dem Kolbenquerschnitt und der Kolbengeschwindigkeit.

Bezeichnet man zu einer bestimmten Zeit die Größe der Kolbengeschwindigkeit mit  $c_k$ , die Schieberöffnung mit  $\delta$ , die Kanalbreite mit  $H$ , die wirksame Kolbenfläche mit  $F_k$  und die Dampfgeschwindigkeit mit  $w$ , so ist durch die Kontinuitätsgleichung für diesen Augenblick der Zusammenhang gegeben.

$$F_k \cdot c_k \cdot dt = \delta \cdot H \cdot w \cdot dt \quad \dots \dots \dots 22a)$$

Die Gesetzmäßigkeit zwischen  $\delta$  und  $c_k$  in ihrem zeitlichen Verlauf ist bekannt. Man trägt die Schieberöffnungen  $\delta$  mit der Schieberellipse, und die Kolbengeschwindigkeit  $c_k$  mit der Geschwindigkeitsellipse über den Kolbenweg auf. Leitet man aus beiden Kurven nach Gl. 22a) die Kurve der auftretenden Dampfgeschwindigkeit ab, so erkennt man, daß die Dampfgeschwindigkeit zuerst langsam, dann aber immer schneller wächst. Das hat zur Folge, daß von einer bestimmten Stelle ab starkes Drosseln einsetzt.

Bezeichnet man in Abb. 8 den Kolbenweg vom linken Totpunkt bis zu der Stelle, an welcher der Schieber wirklich schließt, mit „Schieberfüllung“  $Ex'$ , und die Strecke vom linken Totpunkt bis zum konstruierten Beginn der Expansionslinie im Diagramm mit „Diagrammfüllung“  $Ex'_d$ , so kann man sagen: Durch die Drosselung des Dampfes wird statt der „Schieberfüllung“  $Ex'$  im Diagramm die etwas kleinere „Diagrammfüllung“  $Ex'_d$  verwirklicht.

Setzt man auf Grund der Erfahrung einen höchst zulässigen Wert  $w_c$  für die Dampfgeschwindigkeit  $w$  ein, so ist nach Gl. 22a) diejenige Schieberöffnung  $\delta$ , bei der diese Dampfgeschwindigkeit  $w_c$  erreicht wird, gegeben durch den Ausdruck:

$$\delta = \frac{F_k c_k}{H w_c} \quad \dots \dots \dots 22)$$

wobei  $\delta$  in m erscheint, wenn  $F_k$  in  $m^2$ ,  $H$  in m,  $c_k$  und  $w_c$  in m/s ausgedrückt werden.

Gl. 22) wird wie folgt umgeformt:  
es werden eingeführt:

- $D_k$  = Kolbendurchmesser in m
- $D_s$  = Schieberdurchmesser in m
- $D_T$  = Treibraddurchmesser in m
- $s$  = Kolbenhub in m
- $V$  = Fahrgeschwindigkeit in km/h
- $v_0$  = größte Kolbengeschwindigkeit in m/s
- $\alpha$  = Kurbelwinkel.

Nach bekannten Beziehungen ist

$$c_k = v_0 \cdot \sin \alpha = \frac{s n \pi}{60} \sin \alpha \quad \text{m/s}$$

und die Drehzahl der Treibräder in der Minute:

$$n = \frac{V 1000}{60 \pi D_T}$$

somit

$$c_k = V \cdot \frac{s}{3,6 D_T} \sin \alpha \quad \text{m/s}$$

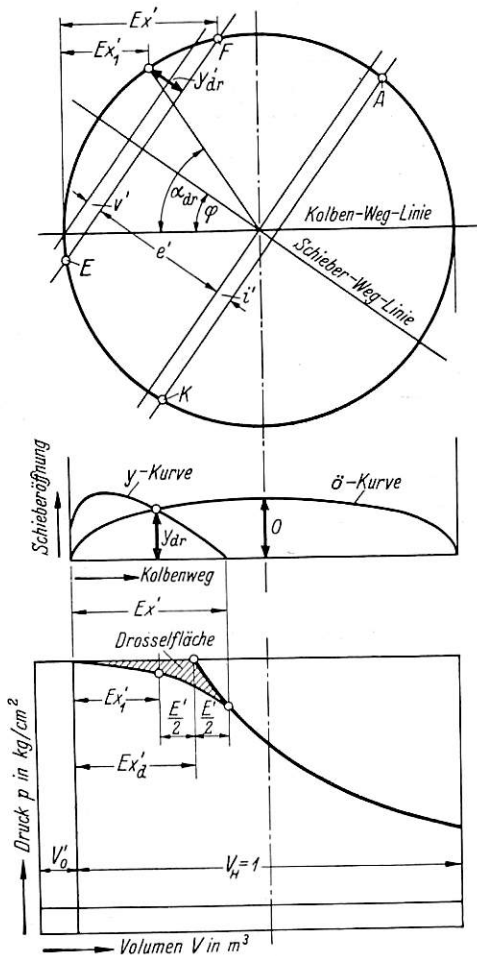


Abb. 8. Einfluß der Drosselung beim Einlaß auf die Lage der Steuerpunkte.

ferner:  $H = 0,82 \cdot \pi \cdot D_s$ , wobei die Zahl 0,82 die Stegbreite berücksichtigt, und

$$F_k = \frac{D_k^2 \pi}{4} \quad \text{m}^2,$$

also

$$\ddot{o} = 0,085 \cdot \frac{D_k^2 s V}{D_s D_T w_c} \sin \alpha \quad (\text{in m}) \quad \dots \quad 23)$$

oder

$$\ddot{o} = o \sin \alpha \quad (\text{in cm}) \quad \dots \quad 24)$$

wenn die Konstante  $8,5 \frac{D_k^2 s V}{D_s D_T w_c}$  mit  $o$  bezeichnet wird.

Zur zeichnerischen Darstellung der Gl. 24) hat man den konstanten Wert  $o$  mit dem Sinus des Kurbelwinkels  $\alpha$  zu multiplizieren und an der Stelle des Kolbenwegs aufzutragen, die zu diesem Winkel gehört. Diese  $\ddot{o}$ -Kurve gibt an, wie groß die Schieberöffnung zu jeder Kolbenstellung sein muß, wenn der durchströmende Dampf gerade die Geschwindigkeit  $w_c$  hat.

$$Ex_1 = 0,5 \cdot \left\{ 1 - \frac{(e/v + 1) \cdot e/v}{(e/v + 1)^2 + y^2} + \frac{y}{(e/v + 1)^2 + y^2} \sqrt{(e/v + 1)^2 + y^2 - (e/v)^2} \right\} \dots \quad 33)$$

Zeichnet man die  $\ddot{o}$ -Kurve mit der  $y$ -Kurve, die die wirklichen Schieberöffnungen in Abhängigkeit des Kolbenweges angibt, in Abb. 8 ein, so zeigt der Schnittpunkt beider Kurven die Kolbenstellung an, bei der die Geschwindigkeit  $w_c$  überschritten wird, also starkes Drosseln einsetzt. Bezeichnet man die Entfernung dieser Stelle vom linken Totpunkt als „Drosselfüllung“  $Ex'_1$ , und den Weg vom Ende dieser Strecke bis zum Schieberschluß mit  $E'$ , so kann man mit genügender Genauigkeit für das wirkliche Diagramm annehmen:

$$Ex_d = Ex - E/2 \quad \dots \quad 25)$$

und

$$Ex_d = Ex_1 + E/2 \quad \dots \quad 26)$$

so daß eine Gleichung für die „Diagrammfüllung“  $Ex_d$  gefunden wird.

$$Ex_d = 0,5 (Ex + Ex_1) \quad \dots \quad 27)$$

Die Konstruktion der  $\ddot{o}$ -Kurve und  $y$ -Kurve zur graphischen Ermittlung der „Diagrammfüllung“ ist ungenau und zeitraubend. Dazu ist stets die Schieberfüllung  $Ex$  als gegeben zu betrachten und die Diagrammfüllung  $Ex_d$  zeichnerisch zu finden. Wenn daher von der Diagrammfüllung ausgegangen und die Schieberfüllung gesucht werden soll, so ist das graphische Verfahren praktisch unbrauchbar. Aus diesem Grunde wird versucht, ein Verfahren zu entwickeln, das zur Aufstellung einer Tafel führt, aus der — ähnlich der  $e/v$ -Tafel — die Füllungsveränderung infolge Drosseln ganz allgemein entnommen werden kann.

Die Aufgabe besteht zunächst darin, für die oben bezeichnete Drosselfüllung  $Ex'_1$  in Abhängigkeit von den Steuerungsdaten eine einfache mathematische Gleichung zu entwickeln.

Nimmt man die Öffnung  $\ddot{o} = y_{dr}$  an, welche der Schieber bei der Drosselfüllung  $Ex'_1$  und dem Kurbelwinkel  $\alpha = \alpha_{dr}$  freigibt, so liefert das Müller-Reuleaux-Diagramm (Abb. 8) folgende Beziehung:

$$y_{dr} = R_{ex} \cdot \cos (\varphi - \alpha_{dr}) - e \quad \dots \quad 28)$$

Nach Gl. 24) ist andererseits

$$y_{dr} = o \cdot \sin \alpha_{dr}$$

so daß man durch Gleichsetzen beider Gleichungen erhält:

$$o \cdot \sin \alpha_{dr} = R_{ex} \cdot \cos (\varphi - \alpha_{dr}) - e.$$

Die Gleichung wird nach  $\alpha_{dr}$  gelöst und man erhält nach einigem Umformen:

$$\sin \alpha_{dr} = \cos \alpha_{dr} \frac{\cos \varphi \cdot R_{ex}}{o - R_{ex} \cdot \sin \varphi} - \frac{e}{o - R_{ex} \cdot \sin \varphi}.$$

Nach Gl. 7) ist

$$R_{ex} = \frac{e/v + 1}{1/v \cdot \cos \varphi}$$

so daß

$$\sin \alpha_{dr} = \cos \alpha_{dr} \frac{e/v + 1}{o/v - (e/v + 1) \operatorname{tg} \varphi} - \frac{e/v}{o/v - (e/v + 1) \operatorname{tg} \varphi}.$$

Setzt man

$$o/v - (e/v + 1) \operatorname{tg} \varphi = y \quad \dots \quad 29)$$

so erhält man

$$\sin \alpha_{dr} = \cos \alpha_{dr} \frac{e/v + 1}{y} - \frac{e/v}{y} \quad \dots \quad 30)$$

und nach Quadrieren der Gl. 30) und einigem Umformen schließlich:

$$\cos \alpha_{dr} = \frac{(e/v + 1) \cdot e/v}{(e/v + 1)^2 + y^2} \mp \frac{y}{(e/v + 1)^2 + y^2} \sqrt{(e/v + 1)^2 + y^2 - (e/v)^2} \quad \dots \quad 31)$$

Ferner kann man nach Abb. 8 schreiben:

$$Ex_1 = 0,5 (1 - \cos \alpha_{dr}) \quad \dots \quad 32)$$

und erhält für die Drosselfüllung  $Ex_1$  die Gl. 33)



Damit ist die gesuchte Abhängigkeit der Drosselfüllung von  $e/v$ ,  $i/v$  und  $o/v$  gefunden.

Ähnlich wie beim Einlaß liegen die Verhältnisse beim Auslaß (Abb. 9). Das schlechende Schließen des Schiebers bewirkt ein Vergrößern der Schieberkompression  $Co'$  um die Strecke  $C'$  auf die Drosselkompression  $Co'_d$ , wenn man die Entfernung vom linken Totpunkt bis zum Beginn der Drosselung mit  $Co'_1$  bezeichnet. Nach der Erfahrung kann man für die im Diagramm sichtbare Diagrammkompression  $Co'_d$  setzen:

$$Co'_d = Co' + C'/2 \dots \dots \dots 34)$$

und

$$Co'_d = Co'_1 - C'/2 \dots \dots \dots 35)$$

$$Co_1 = 0,5 \cdot \left\{ 1 + \frac{(e/v + 1) \cdot i/v}{(e/v + 1)^2 + y^2} - \frac{y}{(e/v + 1)^2 + y^2} \sqrt{(e/v + 1)^2 + y^2 - (i/v)^2} \right\} \dots \dots \dots 38)$$

wobei  $Co_1$  in der Bedeutung

$$Co_1 = 0,5 (1 + \cos \alpha_{dr}) \dots \dots \dots 39)$$

aus Abb. 9 entnommen wird.

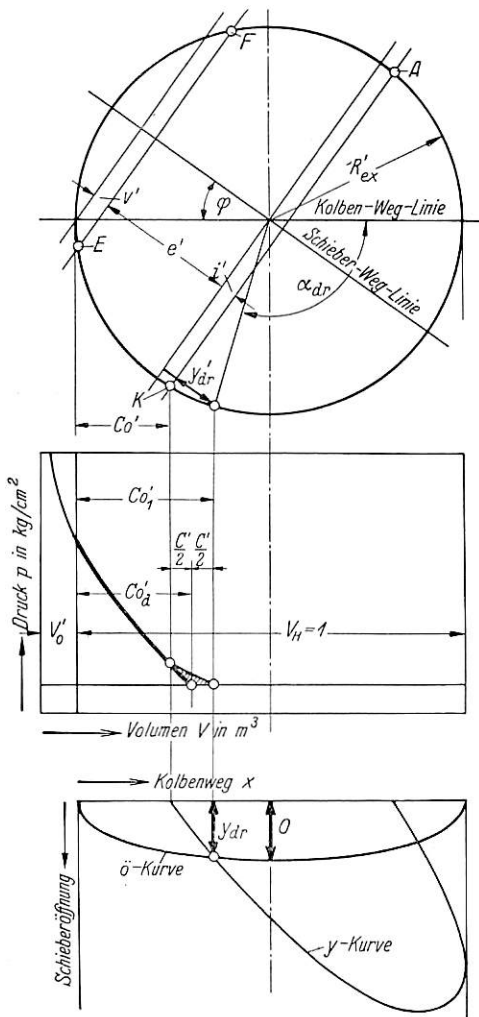


Abb. 9. Einfluß der Drosselung beim Auslaß auf die Lage der Steuerpunkte.

Die Gl. 33) und 38) werden im folgenden Abschnitt zur Aufstellung einer Tafel benutzt.

#### 4. Die $B_e$ -Tafel.

Werden in den Gleichungen der  $e/v$ -Tafel an Stelle von  $e/v$  und  $i/v$  die Ausdrücke:

$$B_e = \frac{e/v}{e/v + 1} \text{ und } B_i = \frac{i/v}{e/v + 1}$$

so daß die Gleichung besteht

$$Co_d = 0,5 (Co + Co_1) \dots \dots \dots 36)$$

Die graphische Ermittlung erfolgt in gleicher Weise wie die Bestimmung der Größe  $Ex_d$  beim Einlaß.

Die Rechnung führt zur Aufstellung von Gleichungen, die sich von den Gl. 28) bis 33), abgesehen von den Vorzeichen, nur durch den für die Kompression maßgebenden Ausdruck  $i/v$  unterscheiden. Das Müller-Reuleaux-Diagramm liefert hier die Beziehung:

$$y_{dr} = R_{ex} \cdot \cos(\varphi - \alpha_{dr}) - i \dots \dots \dots 37)$$

so daß nach der in gleicher Weise wie oben durchgeführten Entwicklung die Gl. 38) für  $Co_1$  lautet:

eingeführt, so lauten die Gl. 17) und 20):

$$VA = 0,5 \cdot \{ 1 - B_i \cdot \cos^2 \varphi - \sin \varphi \sqrt{1 - B_i^2 \cdot \cos^2 \varphi} \} \dots 40)$$

$$Co = 0,5 \cdot \{ 1 + B_i \cdot \cos^2 \varphi - \sin \varphi \sqrt{1 - B_i^2 \cdot \cos^2 \varphi} \} \dots 41)$$

Aus Gl. 10) erhält man nach einigem Umformen für  $Ex$  den Ausdruck:

$$(1 - 2 Ex) = B_e \cdot \cos^2 \varphi \pm \sin \varphi \cdot \sqrt{1 - B_e^2 \cdot \cos^2 \varphi} \dots 42)$$

Für die vorkommenden Werte von  $\varphi = 0$  bis  $\varphi = 90^\circ$  wird die Gleichung durch den negativen Wert der Wurzel befriedigt.

Die Gleichung für die Füllung lautet dann:

$$Ex = 0,5 \cdot \{ 1 - B_e \cdot \cos^2 \varphi + \sin \varphi \sqrt{1 - B_e^2 \cdot \cos^2 \varphi} \} \dots 43)$$

Um eine entsprechende Gleichung für  $VE$  zu erhalten, wird schließlich noch Gl. 13) umgeformt:

$$VE = 0,5 \{ 1 + (1 - 2 Ex) - 2 \cdot \cos^2 \cdot B_e \}$$

Führt man für  $(1 - 2 Ex)$  den oben abgeleiteten Ausdruck 42) ein, so erhält man für  $VE$  die Gleichung

$$VE = 0,5 \cdot \{ 1 - B_e \cdot \cos^2 \varphi - \sin \varphi \sqrt{1 - B_e^2 \cdot \cos^2 \varphi} \} \dots 44)$$

Damit sind die Gleichungen für alle vier Steuerpunkte auf eine einheitliche Form gebracht, in der sie sich außer im Vorzeichen nur durch die Ausdrücke  $B_e$  und  $B_i$  unterscheiden.

Durch Umformen erhält man aus:

$$\text{Gl. 40) } (1 - 2 VA) - B_i \cdot \cos^2 \varphi = \sin \varphi \sqrt{1 - B_i^2 \cdot \cos^2 \varphi} \dots 40a)$$

$$\text{Gl. 41) } (1 - 2 Co) + B_i \cdot \cos^2 \varphi = \sin \varphi \sqrt{1 - B_i^2 \cdot \cos^2 \varphi} \dots 41a)$$

$$\text{Gl. 43) } (1 - 2 Ex) - B_e \cdot \cos^2 \varphi = -\sin \varphi \sqrt{1 - B_e^2 \cdot \cos^2 \varphi} \dots 43a)$$

$$\text{Gl. 44) } (1 - 2 VE) - B_e \cdot \cos^2 \varphi = \sin \varphi \sqrt{1 - B_e^2 \cdot \cos^2 \varphi} \dots 44a)$$

Zur Vereinfachung der Schreibweise und zur Vermeidung von Wiederholungen werden sämtliche vier Gleichungen in der gemeinsamen Form 45)

$$A + B \cdot \cos^2 \varphi = \sin \varphi \sqrt{1 - B^2 \cdot \cos^2 \varphi} \dots \dots 45)$$

geschrieben, wobei jeweils einzusetzen ist:

bei Vorausströmen für $B = -B_i$ für $A = +A_1 =$	$(1 - 2 VA)$
Kompression . . . . .	$= + B_i = +A_2 = (1 - 2 Co)$
Füllung . . . . .	$= + B_e = -A_3 = -(1 - 2 Ex)$
Voreinströmen . . . . .	$= - B_e = +A_4 = (1 - 2 VE)$

Löst man nun Gl. 45) nach  $\varphi$  auf, so erhält man nach einigem Umformen:

$$\text{tg } \varphi = \frac{B + A}{\sqrt{1 - A^2}} \dots \dots \dots 46)$$

Durch die Darstellung dieser Gleichung wird ein in Taf. 3 dargestelltes Schaubild — die  $B_e$ -Tafel — geschaffen, welches mit nur einer Kurvenschar die Abhängigkeit sämtlicher Steuerpunkte von den Steuerungsabmessungen liefert.

Der Aufbau der Tafel vollzieht sich wie folgt:

Man denkt sich an der Abszisse einen Maßstab für  $B$ , und an der Ordinate einen Maßstab für  $A$  angetragen, wählt  $\text{tang } \varphi$  als Parameter und erhält durch Gl. 46) für die ver-

schiedenen angenommenen Werte von  $\tan \varphi$  im Koordinatensystem (A, B) eine nach  $\tan \varphi$  bezifferte Kurvenschar. Damit ist der eigentliche Aufbau der Tafel gegeben. Für den praktischen Gebrauch aber müssen an den Maßstäben statt der Ausdrücke A und B die Einheiten für die Steuerpunkte und für die Steuerungsabmessungen ablesbar sein, d. h. die bei der Aufstellung der Gl. 45) vorgenommenen Kürzungen müssen jetzt wieder rückgängig gemacht werden.

Nach diesen entspricht für VA, Co, VE, gemäß der Bedeutung von A

$$A_1 = (1 - 2 VA), \quad A_2 = (1 - 2 Co), \quad A_4 = (1 - 2 VE),$$

dem A = +1 ein Wert für 0  
und A = -1 ein Wert für 100 in % des Kolbenweges.

Es wird also an der Ordinate der Maßstab für VA, Co, VE angebracht, der von unten nach oben gezählt, die Einheiten 0 bis 100 trägt. Für die Füllung Ex ist der Maßstab in umgekehrter Richtung von oben nach unten mit 0 bis 100% zu beschriften, da für diesen Steuerpunkt die Bedingung lautet:

$$A = -A_3 = -(1 - 2 Ex).$$

An der Abszisse könnte für die Füllung Ex und die Kompression Co, gemäß den oben angegebenen Bedingungen ( $B_2 = +B_1$  und  $B_3 = +B_0$ )  $B_e$  und  $B_i$  an Stelle von B abgetragen werden und für VA, VE müßte gemäß den Bedingungen ( $B_1 = -B_i$  und  $B_4 = -B_0$ ) ein Maßstab in entgegengesetzter Richtung angebracht werden. Das geschieht jedoch nicht, sondern die Tafel erhält den Vermerk:

Bei Ex und Co sind die Werte bei einem B mit demselben Vorzeichen von  $B_e$  bzw.  $B_i$  und bei VE und VA bei einem B mit dem entgegengesetzten Vorzeichen von  $B_e$  bzw.  $B_i$  abzulesen.

Ferner werden zur besseren Übersicht die Maßstäbe außerhalb des Diagramms angelegt, wobei der senkrechte Maßstab für die Steuerpunkte aus später noch zu erörternden Gründen ebenfalls waagrecht zu liegen kommt, so daß die Werte über eine Diagonale des Diagramms zu übertragen sind.

Die Anwendung der Tafel geschieht in der Weise, daß durch ein gegebenes  $B_e$  und eine Füllung Ex ein Punkt auf einer Kurve für  $\tan \varphi$  gefunden wird. An dieser Kurve geht man entlang und liest in den Schnittpunkten mit  $+B_i$  die Kompression Co, bei  $-B_i$  das Vorausströmen VA und bei  $-B_0$  das Voreinströmen VE ab.

Um den Einfluß der Drosselung auf die Lage der Steuerpunkte in die Tafel aufzunehmen, werden jetzt die in Abschnitt 3 aufgestellten Gleichungen entsprechend umgeformt.

Die Gl. 33) und 38) werden durch Einführung der Kürzungen:

$$\frac{e/v}{e/v + 1} = B_e = B_5 = B \quad \frac{i/v}{e/v + 1} = B_i = B_6 = B$$

$$-(1 - 2 Ex_1) = -A_5 = A \quad (1 - 2 Co_1) = +A_6 = A$$

und

$$\frac{y}{(e/v + 1)} = C \dots \dots \dots 47)$$

auf eine einheitliche Form gebracht.

$$A + \frac{B}{1 + C^2} = \frac{C}{1 + C^2} \sqrt{1 + C^2 - B^2} \dots \dots 48)$$

Löst man diesen Ausdruck nach C auf, so erhält man:

$$-C = \frac{A + B}{\sqrt{1 - A^2}} \dots \dots \dots 49)$$

d. h. eine Gleichung in der allgemeinen Form der Gl. 46) der  $B_e$ -Tafel. Es ist also:

$$-C = \tan \varphi \dots \dots \dots 50)$$

Um die Bedeutung dieser Gleichung zu erkennen, sind die Gl. 47) und 29) heranzuziehen. Danach ist:

$$C = \frac{y}{(e/v + 1)}$$

mit

$$y = o/v - (e/v + 1) \cdot \tan \varphi_{ar}$$

also

$$C = \frac{o/v}{e/v + 1} - \tan \varphi_{ar}$$

Führt man die Kürzung  $B_0$  ein,  $B_0 = \frac{o/v}{e/v + 1}$ , so ist

$$C = B_0 - \tan \varphi_{ar} = -\tan \varphi$$

oder

$$\tan \varphi_{ar} = \tan \varphi - B_0 \dots \dots \dots 52)$$

Damit ist eine Gleichung gefunden, durch die der Einfluß der Drosselung auf die Veränderung des Winkel  $\varphi$  angegeben wird. Da der Ableitung dieselben Kürzungen wie bei der Aufstellung der  $B_e$ -Tafel zugrunde gelegt wurden, gelten für  $\tan \varphi_{ar}$  die gleichen Maßstäbe, so daß die Drosselfüllung  $Ex_1$  bei der Füllung Ex und die Drosselkompression  $Co_1$  bei der Kompression Co in der  $B_e$ -Tafel abgelesen werden kann.

Nach Gl. 52) gestaltet sich also die Ermittlung der Diagrammfüllung wie folgt:

Bei dem durch die Steuerungsabmessungen gegebenen Wert für  $B_e = \frac{e/v}{e/v + 1}$  liest man bei der Schieberfüllung Ex

den Wert für  $\tan \varphi$  ab. Dann rechnet man den Einfluß der Drosselung  $B_0 = \frac{o/v}{e/v + 1}$  und errechnet  $\tan \varphi_{ar} = \tan \varphi - B_0$ .

Die Drosselfüllung  $Ex_1$  wird jetzt an der Kurve  $\tan \varphi = \tan \varphi_{ar}$  bei demselben  $B_e$  abgelesen, denn die Drosselung ändert nichts an den Steuerungsabmessungen. Die Diagrammfüllung ist dann durch Gl. 27)  $Ex_d = 0,5 (Ex + Ex_1)$  gegeben.

In gleicher Weise erfolgt die Ermittlung der Diagrammkompression  $Co_d$ . Ein Anwendungsbeispiel wird später die Anwendung der  $B_e$ -Tafel noch näher erläutern.

Es ist somit durch die  $B_e$ -Tafel ein Diagramm geschaffen, welches in einfachster Weise für alle vorkommenden Steuerungsabmessungen die Lage der Steuerpunkte der drosselfreien und der wirklichen Arbeitsdiagramme liefert.

### 5. Der Einfluß der endlichen Schubstangenlänge auf die Lage der Steuerpunkte.

Bei den für die  $e/v$ -Tafel und  $B_e$ -Tafel entwickelten Gleichungen wurde eine Schubstangenlänge  $L = \infty$  zugrunde gelegt. Die aus den Tafeln abgelesenen Steuerpunkte haben daher nur bedingte Gültigkeit für die wirkliche Maschine mit endlicher Stangenlänge. Allerdings werden bei der Heusinger-Steuerung durch zweckmäßige Wahl der Abmessungen für die äußere Steuerung die Fehler der endlichen Schubstange größtenteils wettgemacht und somit ein natürlicher Füllungsungleich erzielt. Weiterhin genügt es, bei dem Entwurf einer Steuerung das Stangenverhältnis  $\lambda = \infty$  anzunehmen, weil meist  $\lambda$  so groß, daß der Einfluß unbedeutend ist.

Trotzdem soll — der Vollständigkeit wegen — hier der Einfluß der endlichen Schubstangenlänge nicht unberücksichtigt bleiben und die Möglichkeit geschaffen werden, aus den Tafeln die Steuerpunkte so zu entnehmen, wie sie bei den verschiedenen Stangenlängen ohne Rücksicht auf die Art der äußeren Steuerung entstehen.

Der Einfluß der endlichen Stangenlänge L äußert sich darin, daß für das Diagramm der Deckelseite der Kolbenweg vom Deckel-Totpunkt bis zu einer den Steuerpunkten F, E, K zugeordneten Kolbenstellung um einen Betrag größer und der Kolbenweg vom Kurbel-Totpunkt bis zu einer dem Steuerpunkt A zugeordneten Kolbenstellung um einen Betrag kleiner wird als es bei unendlicher Stangenlänge der Fall ist. Für die Kurbelseite verkleinert sich dagegen der Kolbenweg bei VE, Ex, Co und wird größer bei VA.

Dieser Unterschied in der Größe der zu den Steuerpunkten gehörenden Kolbenwege läßt sich wie folgt ermitteln. Er stellt (Abb. 10) die Bogenhöhe  $h$  dar in einem Kreisabschnitt für den Radius der Stangenlänge  $L$  und dem Zenitwinkel  $\psi$ . Aus Taf. 6 der „Hütte“ 26 Band 1 kann diese Bogenhöhe  $h$  für die verschiedenen Winkel entnommen werden, so daß für die Umrechnung der aus der  $e/v$ -Tafel entnommenen Steuerpunkte es nur noch darauf ankommt, für den Winkel  $\psi$  eine Gleichung aufzustellen.

Aus Abb. 10 wird abgeleitet:

$$\sin \psi/2 = \frac{s/2}{L} \dots \dots \dots 53)$$

Die noch unbekannte halbe Sehne  $s/2$  läßt sich im M-R-Diagramm wie folgt ausdrücken.

Bezeichnet man einheitlich  $VE'$ ,  $Ex'$ ,  $Co'$ ,  $VA'$  mit  $St'$ , so kann man schreiben

$$s/2 = \sqrt{R^2 - (St' - R)^2}$$

bzw.

$$s/2 = \sqrt{R^2 - (R - St')^2}.$$

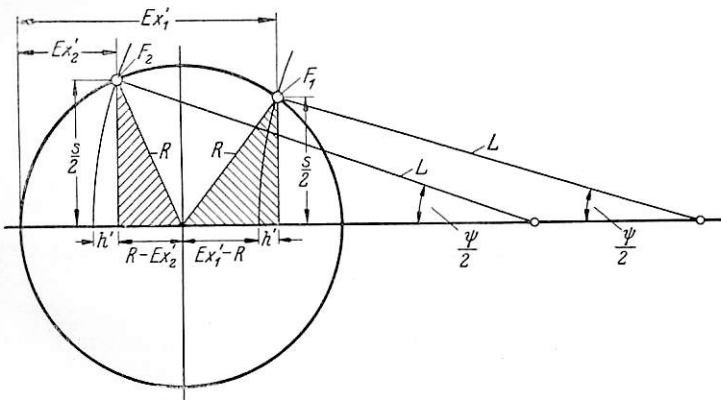


Abb. 10. Einfluß der endlichen Schubstangenlänge auf die Lage der Steuerpunkte.

Setzt man jetzt

$$St' = St \cdot 2 R$$

so wird

$$s/2 = \sqrt{R^2 - R^2 (1 - 2 St)^2}.$$

Führt man ferner das Stangenverhältnis  $\lambda = \frac{L}{R}$  ein, so erhält man

$$\sin \psi/2 = \frac{\sqrt{1 - (1 - 2 St)^2}}{\lambda} \dots \dots \dots 54)$$

Damit ist man in der Lage, die aus den Tafeln entnommenen Werte  $St$  für die Steuerpunkte  $F$ ,  $E$ ,  $K$ ,  $A$  auf jedes beliebige Stangenverhältnis umzurechnen. Man errechnet dann mit Hilfe der Gl. 54) den Winkel  $\psi$ , für den man aus der „Hütte“ die Pfeilhöhe  $h$  entnimmt, der, je nachdem ob Kurbelseite oder Deckelseite, dem aus der Tafel ermittelten Wert  $St$  abgezogen oder zugezählt wird.

Dieses Verfahren zur Umrechnung der Steuerpunkte ist trotz der einfach durchzuführenden Rechnung immerhin noch umständlich, wenn es darauf ankommt, schnell für eine größere Anzahl von Fällen die Steuerpunkte für endliche Schubstangenlänge zu bestimmen. Für die  $e/v$ -Tafel mag dieses Verfahren genügen, für die  $B_e$ -Tafel aber muß verlangt werden, daß diese ebenso, wie sie den Einfluß der Drosselung enthält, auch den Einfluß der endlichen Schubstangenlänge unmittelbar berücksichtigt. Das wird wie folgt erreicht.

Auf Seite 27 wurde für sämtliche Steuerpunkte bei unendlicher Stangenlänge die Gl. 45) geschrieben:

$$A = - B \cdot \cos^2 \varphi + \sin \varphi \sqrt{1 - B^2 \cos^2 \varphi}.$$

Für endliche Stangenlänge lautet die entsprechende Gleichung gemäß den Erörterungen zu Abb. 10

$$A' = - B \cdot \cos^2 \varphi + \sin \varphi \sqrt{1 - B^2 \cos^2 \varphi} \pm \frac{h}{R} \dots \dots 55)$$

Aus Abb. 10 entnimmt man für den Zuwachs  $h$

$$h = L (1 - \cos \psi/2) \dots \dots \dots 56)$$

und mit Hilfe von Gl. 54) erhält man für  $h$  die Gl. 57)

$$h = L \cdot \left\{ 1 - \frac{1}{\lambda} \sqrt{\lambda^2 - 1 + (1 - 2 St)^2} \right\} \dots \dots 57)$$

oder

$$\frac{h}{R} = \lambda - \sqrt{\lambda^2 - 1 + (1 - 2 St)^2} \dots \dots \dots 58)$$

In Gl. 55) eingesetzt, ergibt:

$$A' = - B \cdot \cos^2 \varphi + \sin \varphi \sqrt{1 - B^2 \cos^2 \varphi} \pm \left\{ \lambda - \sqrt{\lambda^2 - 1 + (1 - 2 St)^2} \right\} \dots \dots 59)$$

Führt man, wie auf Seite 27 für  $(1 - 2 St)$  die Kürzung  $A$  ein und setzt ferner

$$A' \pm \left\{ \lambda - \sqrt{\lambda^2 - 1 + A^2} \right\} = A_0, \dots \dots \dots 60)$$

so lautet die Gl. 59)

$$A_0 + B \cdot \cos^2 \varphi = \sin \varphi \sqrt{1 - B^2 \cos^2 \varphi} \dots \dots 61)$$

aus der man eine der Gl. 46) entsprechende Form ableitet.

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{A_0 + B}{\sqrt{1 - A_0^2}} \dots \dots \dots 62)$$

Man erhält also wieder eine Gleichung für  $\operatorname{tg} \varphi$  in der Form, wie sie bereits durch die Kurven in der  $B_e$ -Tafel dargestellt wurde. Sie unterscheidet sich von der ursprünglichen Gl. 46) nur dadurch, daß sie statt  $A$  den Ausdruck  $A_0$  enthält. Sollen also die in dem Diagramm eingezeichneten Kurven die Gl. 62) befriedigen, d. h. soll die  $B_e$ -Tafel auch für endliche Stangenlänge Gültigkeit haben, so muß die Ordinate einen zweiten Maßstab erhalten, der mit dem ersten durch die Bedingung

$$A = A_0 = A' \pm (\lambda - \sqrt{\lambda^2 - 1 + A^2}) \dots \dots 63)$$

verbunden ist.

Bei  $Ex$ ,  $VE$ ,  $Co$  der Deckelseite und  $VA$  der Kurbelseite wirkt der Einfluß der endlichen Stangenlänge vergrößernd. Deshalb gilt hier das positive Vorzeichen der Wurzel, also die Gleichung

$$A = A' + \lambda - \sqrt{\lambda^2 - 1 + A^2}$$

oder

$$A' = A - \lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1 + A^2} \dots \dots \dots 64)$$

Entsprechend wird für  $Ex$ ,  $Co$ ,  $VE$  der Kurbelseite und  $VA$  der Deckelseite

$$A' = A + \lambda - \sqrt{\lambda^2 - 1 + A^2} \dots \dots \dots 65)$$

Der Maßstab ( $A'$ ) für die Steuerpunkte bei endlicher Stangenlänge ist bereits oberhalb und unterhalb der  $B_e$ -Tafel angetragen, und zwar senkrecht zur Ordinatenachse, dem ursprünglichen Maßstab ( $A$ ) für die Steuerpunkte bei unendlicher Stangenlänge.

Werden jetzt mit Hilfe der Gl. 64) und 65) die  $\lambda$ -Kurven für verschiedene Stangenverhältnisse  $\lambda$  in die  $B_e$ -Tafel eingezeichnet, so ist durch diese der Zusammenhang zwischen der Ordinate und den außerhalb liegenden Maßstäben für die Lage der Steuerpunkte gegeben. Für  $\lambda = \infty$  ist die Beziehung durch eine Gerade, nämlich der Diagonalen, dargestellt. Damit ist auch die Erklärung für die auf Seite 28 bereits durchgeführte Verteilung der Maßstäbe nachgeholt.

Durch Einführen des Stangenverhältnisses  $\lambda$  in der  $B_e$ -Tafel, ist das Diagramm auf eine Form gebracht worden, in der es in einfachster Weise die Lösung sämtlicher Steuerungsaufgaben gestattet.

Somit ist es nicht mehr nötig, zur Ermittlung der Lage der Steuerpunkte — sei es für endliche oder unendliche Stangenlänge — Zeunerkreise oder Müller-Reulaux-Diagramme zu zeichnen oder zur Bestimmung der Drosselverluste Schieberellipsen zu konstruieren. Die Fehler durch Zeichnungsgenauigkeit fallen fort, schnell und ohne viel Rechnung werden die gesuchten Werte unmittelbar aus der Tafel entnommen. Dabei ist die Maßstabaufteilung so durchgeführt, daß die Lage der Steuerpunkte bis auf 0,5% genau abgelesen werden kann. Die  $B_e$ -Tafel wird im allgemeinen bei sämtlichen Steuerberechnungen Anwendung finden, im besonderen aber, wenn bei gegebenen Steuerungsdaten die Steuerpunkte zu ermitteln sind.

Die  $e/v$ -Tafel dagegen wird vor allem zur Berechnung der Steuerungsabmessungen dienen, wenn die Lage der Steuerpunkte gegeben ist.

## 6. Beispiele zur Anwendung der aufgestellten Steuerungstafeln.

### a) Lösung allgemeiner Steuerungsaufgaben.

Grundsätzlich lassen sich alle Aufgaben über die Steuerung, deren Lösungen bisher nur auf zeichnerischem Wege gefunden wurden, mit der  $e/v$ -Tafel oder der  $B_e$ -Tafel lösen. Im folgenden werden einige der wichtigsten Schulbeispiele angeführt:

**Beispiel 1.** Zu einer Füllung  $Ex = 15\%$  sollen bei einem Stangenverhältnis  $\lambda = \infty$  die übrigen Steuerpunkte des Diagramms ermittelt werden. Die Abmessungen der Steuerung betragen:  $e = 44$ ,  $i = 4$ ,  $v = 4$  mm.

Die  $e/v$ -Tafel führt zu folgender Lösung: (Taf. 2). Man errechnet zunächst  $e/v = 44/4 = 11$  und  $i/v = 4/4 = +1$ . Dann sucht man in der  $e/v$ -Tafel unterhalb der Abszisse im Schnitt von  $e/v = 11$  und  $Ex = 15\%$  den Punkt (1). Von hier aus geht man waagrecht nach rechts in das mit  $Ex = 15\%$  bezeichnete Kurvenbündel, bis man den Schnittpunkt (2) mit der Kurve  $i/v = -1$  und den Schnittpunkt (3) mit der Kurve  $i/v = +1$  erhält. Oberhalb dieser Schnittpunkte liest man dann an der Abszissenachse ab:

$$VA = 31,7\% \text{ bei } i/v = -1$$

$$Co = 39,3\% \text{ bei } i/v = +1.$$

Geht man von Punkt (1) senkrecht nach oben in das Netz mit den Koordinaten VE und  $e/v$ , so erhält man bei  $Ex = 15\%$  den Punkt (4) und liest an der Ordinatenachse ab:  $VE = 1,2\%$ .

Mit Hilfe der  $B_e$ -Tafel (Taf. 3) findet man die Steuerpunkte folgendermaßen:

Man errechnet zunächst  $B_e = \frac{e/v}{e/v + 1} = 0,917$  und  $B_i = \frac{i/v}{e/v + 1} = 0,0833$ . Dann geht man von Punkt  $Ex = 15\%$  des oberhalb des Diagramms waagrecht gelegenen Maßstabes senkrecht nach unten bis auf die Gerade  $\lambda = \infty$  und vom Schnittpunkt mit dieser waagrecht nach rechts bis zum Schnittpunkt (1) mit einer bei  $B = 0,917$  gezogenen Senkrechten. Von hier aus geht man der  $tg \varphi$ -Kurve entlang, die durch den Punkt (1) hindurchläuft, und erhält bei  $B = +B_i = 0,0833$  den Punkt (2), bei  $B = -B_i = -0,0833$  den Punkt (3) und bei  $B = -B_e = -0,917$  Punkt (4) immer auf der gleichen  $tg \varphi$ -Kurve. Von diesen drei Punkten geht man zunächst waagrecht bis zur Diagonalen  $\lambda = \infty$  und von da senkrecht nach unten auf den Maßstab für  $Co$ ,  $VA$ ,  $VE$  und erhält:  $Co = 39,5$ ,  $VA = 31,5$ ,  $VE = 1,0\%$ .

**Beispiel 2.** Für die Werte des Beispiels 1 soll der Exzentradius  $R_{ex}$  bestimmt werden.

Nach Gl. 7) ist

$$R_{ex} = \frac{e + v}{\cos \varphi}.$$

Aus der  $e/v$ -Tafel wird für Punkt (1) an der rechts davon liegenden Ordinatenachse ein Winkel  $\varphi = 16,9^\circ$  abgelesen, so daß

$$R_{ex} = \frac{44 + 4}{0,957} = 50,1 \text{ mm.}$$

In der  $B_e$ -Tafel liegt Punkt (1) auf der Kurve  $tg \varphi = 0,3$ , das entspricht einem Winkel  $\varphi$ , dessen  $\cos = 0,957$  ist, also wird  $R_{ex} = 50,1$  mm.

**Beispiel 3.** Bei unendlicher Stangenlänge beträgt die Füllung eines Diagramms der Deckelseite  $Ex_1 = 30\%$ . Die Lage der Steuerpunkte bei einem Stangenverhältnis  $\lambda = 5$  soll ermittelt werden. Die Abmessungen der Steuerung betragen  $e/v = 11$ ,  $i/v = 1$ .

Die  $e/v$ -Tafel liefert — wie bei Beispiel 1 beschrieben wurde — für  $\lambda = \infty$ ;  $Ex = 30,0$ ,  $Co = 28,5$ ,  $VA = 22,4$ ,  $VE = 0,45\%$ . Diese Werte sind nach dem auf Seite 29 beschriebenen Verfahren umzurechnen. Die Rechnung wird in folgender Tabelle zusammengestellt:

	Ex	Co	VA	VE
für $\lambda = \infty$	30,0	28,5	22,4	0,45 %
Gl. 54) $\sin \psi/2 =$	0,183	0,180	0,167	
$\psi/2 =$	$10^\circ 30'$	$10^\circ 25'$	$9^\circ 38'$	
$\psi =$	$21^\circ$	$20^\circ 50'$	$19^\circ 16'$	
dazu aus Tafel 6 der „Hütte“				
$h_{r=1} =$	0,0167	0,0165	0,0141	
$h_{r=L} =$	0,0418	0,0413	0,0353	
( $L = \lambda \cdot R = 2,5$ )				
somit für $\lambda = 5$	34,18	32,63	18,87	$\sim 0,5\%$

Aus der  $B_e$ -Tafel werden die Werte direkt entnommen. Man rechnet wie oben  $B_e = 0,917$  und  $B_i = 0,0833$ . Dann geht man von Punkt  $Ex_1 = 30\%$  des oberen waagerechten Maßstabes senkrecht nach unten bis auf die Diagonale  $\lambda = \infty$  und von diesem Schnittpunkt waagrecht nach rechts bis zum Schnittpunkt (2) mit einer bei  $B = 0,917$  gezogenen Senkrechten. Durch diesen Schnittpunkt (2) läuft eine  $tg \varphi$ -Kurve, der man entlang geht bis man mit den durch  $B_i = +0,0833$  und  $B_i = -0,0833$  gezogenen Senkrechten die Schnittpunkte (3) und (4) erhält. Nun geht man von Schnittpunkt (2) zunächst waagrecht nach links bis zum Schnittpunkt (1) mit der  $\lambda$ -Kurve (für  $\lambda = 5$  und für  $Ex$  auf Deckelseite) und von da senkrecht nach oben, wo man am Maßstab  $Ex = 34,2\%$  abliest. Ebenso geht man vom Schnittpunkt (3) zunächst nach rechts bis zur  $\lambda$ -Kurve (für  $Co$  auf Deckelseite) und vom Schnittpunkt (4) nach rechts bis zur  $\lambda$ -Kurve (für  $VA$  auf Deckelseite) und dann von diesen Schnittpunkten mit der  $\lambda$ -Kurve senkrecht nach unten, wo man an dem waagerechten Maßstab  $Co = 32,5\%$  und  $VA = 18,8\%$  abliest.

**Beispiel 4.** Zu einer Füllung  $Ex = 30\%$  soll bei einem Stangenverhältnis  $\lambda = 5$  die Lage der Steuerpunkte des Diagramms der Kurbelseite ermittelt werden. Die Abmessungen der Steuerung sind:  $e/v = 11$  und  $i/v = 1$ .

Die  $e/v$ -Tafel gestattet keine direkte Lösung dieser Aufgabe. Es muß erst durch Probieren die Füllung  $Ex$  bei  $\lambda = \infty$  gefunden werden. Ist das geschehen, so erfolgt die Lösung wie bei Beispiel 3.

Die  $B_e$ -Tafel liefert bei Anwendung der Kurve  $\lambda = 5$  in der unter Beispiel 3 beschriebenen Weise unmittelbar die Werte:

$$Ex = 30,0 \quad Co = 22,2 \quad VA = 24,0 \quad VE = 0,5\%.$$

**Beispiel 5.** Bei einer Geschwindigkeit  $V = 60$  km/h werde der Schieber auf eine Füllung  $Ex = 40\%$  eingestellt. Wie groß sind dazu im Diagramm die Füllung  $Ex_d$  und die Kompression  $Co_d$ ?

Stangenverhältnis  $\lambda = \infty$ ; Steuerungsabmessungen  $e/v = 10$ ,  $i/v = 0$ . Aus den Abmessungen der Maschine ist ermittelt:  $o/v = 0,05 \cdot V$ , wobei die Zahl  $o$  nach Gl. 24) berechnet wurde.

Die  $B_e$ -Tafel bringt die Lösung wie folgt: Zunächst wird errechnet:  $B_e = 0,91$ ,  $B_i = 0$ ,  $B_0 = 0,273$ . Dann ist wie im Beispiel 2 für  $Ex = 40\%$  und  $B_e = 0,91$ ,  $tg \varphi = 0,725$  ermittelt (Punkt 1, Taf. 3). Bei  $B_i = 0$  wird gefunden  $Co = 20,7\%$ . Dann ergibt sich für  $tg \varphi_1 = tg \varphi - B_0 = 0,45$  (Punkt 2). Dazu liest man ab: bei  $B = 0,91$ ,  $Ex_1 = 23,0$ , bei  $B = 0$ ,  $Co_1 = 26,3\%$ . Die Gl. 27) und 36) ergeben dann  $Ex_d = 0,5 (Ex + Ex_1) = 31,5\%$ ;  $Co_d = 0,5 (Co + Co_1) = 23,5\%$ .

Beispiel 6. Bei einer Fahrgeschwindigkeit  $V = 40$  km/h ist der Schieber auf eine Füllung  $Ex = 40\%$  eingestellt. Es sollen die Diagrammpunkte der Kurbel- und der Deckseite bestimmt werden, unter der Voraussetzung, daß durch die äußere Steuerung kein Füllungsausgleich herbeigeführt wird. Das Stangenverhältnis betrage:  $\lambda = 5$ . Im übrigen gelten die Werte von Beispiel 5.

Die Lösung erfolgt mit der  $B_e$ -Tafel in gleicher Weise wie in den vorhergeschickten Beispielen einzeln angegeben wurde.

$$B_e = 0,91; B_i = 0; B_0 = 0,182.$$

Es wird ermittelt:

	Kurbelseite	Deckseite
$tg \varphi$	0,815	0,645
$Co$	15,3	21,2
$VA$	26,2	19,3
$VE$	1,0	1,0
$tg \varphi_1 = tg \varphi - B_0$	0,633	0,463
$Ex_1$	29,6	28,0
$Co_1$	19,7	35,0
$Ex_d$	34,8	34,0
$Co_d$	17,5	27,1

Beispiel 7. Bei einer Geschwindigkeit  $V = 50$  km/h soll in den Zylinder eine bestimmte Dampfmenge, die einer Diagrammfüllung  $Ex_d = 25\%$  entspricht, eingefüllt werden. Wie groß ist die Schieberfüllung  $Ex$  zu wählen? Gegeben:  $e/v = 10$ ;  $o/v = 0,05 \cdot V$ . Die Lösung der Aufgabe ist nur durch Probieren zu finden. Das geschieht jedoch einfach mit Hilfe der  $B_e$ -Tafel durch Aufstellen einer Tabelle:  $B_e = 0,91$ ;  $B_0 = 0,227$ .

$Ex_d$	$Ex$ geschätzt	$tg \varphi_{Ex}$	$tg \varphi_1 =$ $= tg \varphi_{Ex} - B_0$	$Ex_1$	$Ex_d =$ $= 0,5 (Ex_1 + Ex)$
25 %	30,0	0,56	0,333	17,0	23,5
	31,5	0,58	0,353	18,5	25,0 %

Der Schieber muß also eine Füllung  $Ex = 31,5\%$  freigeben. Die aufgestellten Steuerungstafeln, die zur Lösung allgemeiner Steuerungsaufgaben — wie an obigen Beispielen durchgeführt — Verwendung finden können, haben zur Folge, daß neue Berechnungsverfahren für besondere Steuerungsaufgaben möglich werden. Als Beispiel sei dazu angeführt:

b) Bestimmung der Steuerungsabmessungen.

Die Aufgabe lautet:

Beispiel 8. Für eine Dampflokomotive (Zwilling, einfache Dehnung) mit Heusinger-Steuerung sind die Abmessungen der inneren Steuerung zu bestimmen. Gegeben: Schieberkastendruck  $p_1 = 14$  kg/cm<sup>2</sup>, Dampftemperatur  $t_1 = 300^\circ$  C., Gegendruck  $p_2 = 1,2$  kg/cm<sup>2</sup>.

Die Lösung der Aufgabe erfolgt unter Zugrundelegung der bei Aufstellung der Tafeln angewandten Theorie der Dampfmaschine. Danach verläuft die Rechnung wie folgt:

1. In der Mollier-JS-Tafel wird von Punkt (1) des Anfangszustandes ( $p_1 = 14$  kg/cm<sup>2</sup>,  $t_1 = 300^\circ$  C) die Adiabate als Senkrechte bis zum Punkt (3) des angenommenen Gegendruckes ( $p_2 = 1,2$  kg/cm<sup>2</sup>) gezeichnet.

2. In Abhängigkeit des so gewonnenen adiabatischen Wärmegefälles werden die spezifischen Volumen am Ende der Dehnung ( $v_3$ ) und am Ende der Kompression ( $v_4$ ) aus der IS-Tafel entnommen und in Abb. 11 aufgetragen, d. h. Dehnung und Kompression werden innerhalb des adiabatischen Wärmegefälles verändert.

3. Mit Hilfe von Gl. 3), 4) und 5) werden die Füllung  $Ex$ , die Kompression  $Co$  und die eingefüllte Dampfmenge  $M$  errechnet und in Abhängigkeit des Wärmegefälles in Abb. 11 aufgetragen.

4. Für eine Dampfmenge  $M$ , entsprechend den Erörterungen auf Seite 25 wird die Füllung  $Ex$  und dazu die für das ideale Diagramm zugehörige Kompression  $Co$  aus Abb. 11 abgelesen.

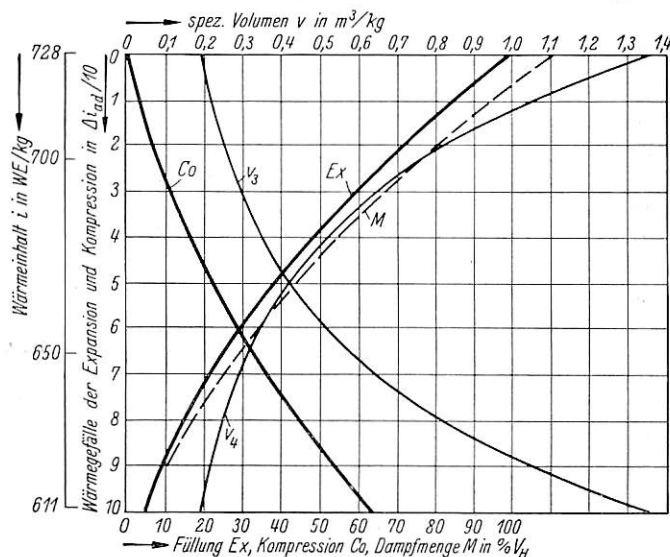


Abb. 11. Ermittlung der Steuerungsabmessungen.

Es wird gefunden für  $M = 35\%$  eine Füllung  $Ex = 30\%$  und eine Kompression  $Co = 28\%$ .

5. Mit Hilfe der  $e/v$ -Tafel werden die Verhältnisse der Steuerungsdaten  $e/v$  und  $i/v$  ermittelt. Man findet zu der Füllung  $Ex = 30\%$  die verlangte Kompression  $Co = 28\%$  bei verschiedenen Steuerungsverhältnissen verwirklicht:

a)  $e/v = 9$ ,  $i/v = 0,5$ , b)  $e/v = 5,5$ ,  $i/v = 0$ , c)  $e/v = 13$ ,  $i/v = 1$ .

Welche Zusammenstellung von  $e/v$  und  $i/v$  davon am zweckmäßigsten ist, entscheidet die Größe der Voreinströmung  $VE$ .

Großes Voreinströmen macht den Gang der Maschine steif, erschwert das Anfahren und bewirkt höheren Dampfverbrauch. Man müßte deshalb entsprechend dem Verlauf von  $VE = f(e/v)$  in der  $e/v$ -Tafel (Taf. 2) ein möglichst großes  $e/v$  wählen, um einen möglichst kleinen Wert für  $VE$  zu erhalten. Demgegenüber steht aber die praktisch beschränkte Größe des größten Schieberhubes  $2 \cdot R_{ex}$ .

Nach Gl. 7) ist  $R_{ex} = \frac{e + v}{\cos \varphi}$ ; um nun  $R_{ex}$  bei konstantem

$e + v$  möglichst klein zu halten, muß  $\cos \varphi$  groß, der Winkel  $\varphi$  also möglichst klein sein. Demnach müßte entsprechend dem Verlauf von  $\varphi = f(e/v)$  in der  $e/v$ -Tafel (vergl. Taf. 2) ein möglichst kleines  $e/v$  gewählt werden, um einen möglichst kleinen Wert für  $\varphi$  zu erhalten.

Bei der Wahl der Größe von  $e/v$  muß deshalb die meist-gefahrene Füllung Berücksichtigung finden. Man wird für schnellaufende Maschinen, die bei großer Geschwindigkeit mit kleiner Füllung fahren, ein großes  $e/v$  wählen ( $e/v = 10$  bis  $15$ ).

Dagegen erhalten Maschinen, die bei großer Geschwindigkeit mit großer Füllung fahren, ein kleines  $e/v$  ( $e/v < 5$ ).

Für Maschinen, die meist mit mittlerer Füllung fahren, bleibt der Bereich von  $e/v = 5$  bis  $10$ .

Wird für das Beispiel angenommen, daß Füllungen bei etwa  $Ex = 30\%$  entsprechend einer Dampfmenge  $M = 35\%$  verwendet werden sollen, dann wird bei einem Voreinströmen von  $VE < 1\%$  die Zusammenstellung a)  $e/v = 9$ ;  $i/v = 0,5$  brauchbar.

6. Die absoluten Größen der Steuerungsabmessungen hängen von dem größten Schieberhub  $2 R_{\max}$  ab und von der dabei zu verwirklichenden größten Füllung  $Ex_{\max}$ .

Es sei:  $R_{\max} = 80$  mm,  $Ex_{\max} = 75\%$ . Nach Gl. 7) ist  $e + v = R_{\max} \cos \varphi$ . Aus der  $e/v$ -Tafel wird bei  $e/v = 9$  und  $Ex_{\max} = 75\%$  ein Winkel  $\varphi = 58,3^\circ$  abgelesen.

Dann ist  $e + v = 80 \cdot 0,525 = 42,0$  mm,  $v = \frac{e + v}{e/v + 1} = \frac{42}{9 + 1} = 4,2$  mm. Es ergeben sich die Werte für die gesuchten Steuerungsabmessungen zu:  $v = 4,2$  mm,  $e = 37,8$  mm,  $i = 2,1$  mm.

(Bemerkung: Bei vorliegendem Beispiel (8) wurde als äußere Steuerung eine Heusinger-Steuerung, d. h. unveränderliches  $v$  angenommen. Deshalb konnte bei der Berechnung unter Punkt 6 bei der größten Füllung  $Ex_{\max} = 75\%$  ebenfalls  $e/v = 9$  unveränderlich wie bei allen anderen Füllungen angesetzt werden.

Bei Steuerungen mit veränderlichem  $v$  muß dagegen erst die Größe von  $v$  bei der größten Füllung an Hand der Scheitelkurve ermittelt werden, bevor der Winkel  $\varphi$  aus der  $e/v$ -Tafel abgelesen werden kann.)

Es wird auffallen, daß bei der Berechnung der Steuerung der Einfluß der Drosselung nicht erwähnt wurde. Diese Tatsache könnte dazu führen, das angewandte Verfahren zur Ermittlung der Steuerungsdaten für unzulänglich zu halten.

Die Drosselung ist jedoch nur mittelbar abhängig von den Steuerungsabmessungen  $e$ ,  $i$ ,  $v$ . Maßgebend für die Drosselung ist der Wert für den Ausdruck Gl. 23), also die Zylinderabmessungen, die Größe des Schieberdurchmessers und die Dampfgeschwindigkeit.

Sind aber, wie in durchgeführtem Beispiel, die Steuerungsdaten ermittelt, so wird danach der Schieberdurchmesser mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung bestimmt. Fällt dieser zu groß aus, so daß er auch mit mehrfacher Ein- und Ausströmen nicht ausführbar ist, so muß die Rechnung der Größe der Steuerungsabmessungen wiederholt werden. Dabei ist dann entweder ein größerer Schieberhub einzuführen, oder auf die Größe der größten Füllung  $Ex = 75\%$  zu verzichten und diese kleiner zu wählen.

Somit bleibt der Einfluß der Drosselung bei der obigen Steuerungsrechnung nicht unberücksichtigt.

## Rundschau.

### Das elektrische Eisenbahnwesen der Gegenwart.

Der Verband deutscher Elektrotechniker, Gau Berlin-Brandenburg, hat vor einiger Zeit in Gemeinschaft mit dem Außeninstitut der Technischen Hochschule Berlin eine Vortragsreihe veranstaltet, die das Gesamtgebiet der elektrischen Bahnen, also Vollbahnen, Stadt- und Vorortbahnen, Straßen- und Bergbahnen behandelte. Die neun Einzelvorträge gaben sowohl dem Ingenieur als auch dem gebildeten Nichtfachmann einen planmäßig aufgebauten, ausführlichen und zeitgemäßen Überblick über das elektrische Verkehrswesen der Gegenwart. Die besten

### Schlußfolgerungen.

Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit der Theorie der Steuerung für Dampfmaschinen unter besonderer Berücksichtigung der Dampflokomotive. Die dabei durchgeführten Untersuchungen brachten ein Ergebnis, welches die Beantwortung der zu Anfang aufgerollten Fragen ermöglicht.

Es wurde an Hand der Theorie der Dampfmaschine ein Berechnungsverfahren für die Steuerung entwickelt, das allgemeine Gültigkeit besitzt, und insbesondere für solche Steuerungsentwürfe Verwendung findet, bei denen Faustformeln nicht angewandt werden können, weil keine Erfahrungswerte vorliegen.

Weiterhin wurde erkannt, daß die Frage nach den zweckmäßigsten Steuerungsabmessungen dahin zu beantworten ist, daß keine absoluten Größen für die Deckungen  $e$  und  $i$ , und für das lineare Voröffnen  $v$  als die bestmöglichen angegeben werden können.

Maßgebend für die Lage der Steuerpunkte sind die Verhältnisse  $e/v$  und  $i/v$  der Steuerung, für die aber gleichfalls nicht bestimmte Werte die günstigsten sind. Stets sind verschiedene Zusammenstellungen von  $e/v$  und  $i/v$  innerhalb gewisser Grenzen möglich, welche die Lage der Steuerpunkte in der vom ideellen Diagramm vorgeschriebenen Weise verwirklichen können. Wählt man aber eine Zusammenstellung von  $e/v$  und  $i/v$  für einen Entwurf, so sind  $e$ ,  $i$ ,  $v$  abhängig von dem Zylindervolumen, dem Schieberhub und Schieberdurchmesser. Da aber auch für diese die Abmessungen nicht unbedingt festliegen, so ist man damit in der Lage, die gleichen Steuerungsdaten  $e$ ,  $i$ ,  $v$  für verschiedene Zylinderdurchmesser anzunehmen.

Somit hat die einheitliche Steuerungsabmessung bei den Reichsbahnlokomotiven in gewissem Maße theoretische Begründung gefunden. Wenn aber bei großer Verschiedenheit der Dampfzustände, der Leistung und der Drehzahl für sämtliche Lokomotiven der Reichsbahn gleiches  $e/v$  und  $i/v$  der Steuerung genügen kann, so liegt das auch daran, daß die bei der Reichsbahn üblichen Werte für  $e/v = 7,6$  und  $i/v = 0,4$  Mittelwerte darstellen. Damit ist nicht gesagt, daß zur Verringerung der Drosselung die absoluten Maße der Steuerung nicht zweckmäßig zu vergrößern wären.

Als besonderes Ergebnis der vorliegenden Arbeit möge die Aufstellung der  $e/v$ -Tafel und der  $B_e$ -Tafel angesehen werden, mit deren Hilfe man in der Lage ist, sämtliche Steuerungsaufgaben in einfacher Weise schnell und genau zu lösen, was bisher nur mit zeitraubenden zeichnerischen Verfahren möglich war.

Außer den angeführten bestehen weitere Verwendungsmöglichkeiten für die  $e/v$ -Tafel und für die  $B_e$ -Tafel. So kann z. B. bei der Berechnung von Verbundmaschinen die  $e/v$ -Tafel oder die  $B_e$ -Tafel nutzbringend verwendet werden.

Bei Konstruktion von Arbeitsdiagrammen, Ermittlung der Lage der Steuerpunkte, insbesondere bei einer größeren Anzahl von Beispielen, und immer wenn es darauf ankommt, sich schnell einen Überblick zu verschaffen, werden die Steuerungstafeln gute Dienste tun.

Fachmänner haben darin nach den Fortschritten der letzten Jahre sozusagen Bilanz gezogen und dabei Wissenschaft und Praxis, Planen und Erfahrung nach der heutigen Kenntnis gewogen und festgestellt.

Über „die Berechtigung des elektrischen Zugbetriebs“ sprach Dr. Ing. eh. Wechmann. Wie Dr. Wechmann ausführte, kann ein Zweifel über die Berechtigung dieser Zugförderungsart nicht mehr bestehen. Der vom ersten Lokomotivbauer gewählte Reihenschluß-Stromwendermotor bestimmt noch heute — ähnlich wie der Stephensonsche Grundentwurf beim

Dampf — Aufbau und Eigenschaften der Lokomotiven. Ausgangspunkt für alle Konstruktionen ist die Grenzleistung einer Treibachse bzw. die höchste Zugkraft, die sie bei trockenen und nassen Schienen am Zughaken ausüben kann. Diese beträgt bei unserem 20 t-Achsdruk und bei 80 km/Std. rund  $3\frac{1}{2}$  bzw.  $2\frac{1}{2}$  t. Es gibt heute Motoren, deren Leistungslinie hart an diese Grenzleistungen heranreicht und die insbesondere auch bei höheren Geschwindigkeiten noch genügend Beschleunigung aufbringen. Ferner ist der elektrische Triebwagen nach Sitzplatzzahl, Kraftreserve und Behaglichkeit dem Dieseltriebwagen überlegen. Die Geschwindigkeit über Land von 150 km/Std. verlangt allerdings große Opfer hinsichtlich der Streckenverbesserung (Verflachung von Gleisbögen); bei 500 000 *R.M.* je Minute Fahrzeitgewinn wird die erträgliche Grenze liegen. — Die Frage Lokomotivzug oder Triebwagenzug kann je nach Lokomotivgattung erst unter vier bis sechs Wagen je Zug zugunsten des Triebwagens entschieden werden. Dabei sind die Betriebsverhältnisse für die Wirtschaftlichkeit ausschlaggebend. Lange durchgehende Hauptstrecken lohnen eine Umstellung weitaus mehr als strahlenbündelartige Streckenbereiche. In diesem Sinn wird auch der Gedanke, die neue „politische Achse“ Berlin—Rom durchgehend zu verstromen, rüstig vorwärtsgetrieben. Bedeutend ist auch der volkswirtschaftliche Gewinn. Der Energiebedarf wird bei uns in Deutschland zu je einem Drittel mit Wasserkraft, Minderkohle und Gütekohle gedeckt. Gegenüber diesem Großgesichtspunkt spielen die Unterschiede der z. Z. gebräuchlichen Stromsysteme — Gleichstrom, Einphase 16 $\frac{2}{3}$  H und Einphase 50 H — erste eine zweite Rolle. Daß bei Wirtschaftlichkeitsuntersuchungen gegenüber Dampftrieb, besonders wenn sie um Bruchteile von Prozenten geführt werden, Meinungsverschiedenheiten bestehen können, ist klar, ebenso, daß der Elektriker „seinen“ neuzeitlichen Betrieb überzeugt lobt.

„Die ortsfesten Anlagen des elektrischen Zugbetriebs“ sind die Kraftwerke, Fernleitungen, Unterwerke und Fahrdrähte mit den Grundfragen Eigenstrom, Fremdstrom und Höchstgeschwindigkeit. Die ideale Kraftversorgung in Deutschland hat nach Dr. Ing. eh. Usbeck das bayrische Netz: Die Laufwerke der mittleren Isar, den Speicher des Walchensees mit seinen Peltonrädern, und eine Dampfreserve. Schlesien hat besonders günstig arbeitende Dampfkraftwerke, die Minderkohle verfeuern und damit nur 30% der Energiekosten gegenüber Dampflokotivbetrieb verbrauchen. Sehr vorteilhaft fügt sich dabei der Dampfspeicher in Mittelsteine ein. Bei einer Gesamtschwankung des Stundenbedarfs von 22 000 kW übernimmt er Spitzen zweiten Grades bis zu 3800 kW, so daß sich die Feuerführung nur in wenigen großen Zügen an die „Grundwelle“ von 18 000 kW anzupassen braucht. Die Vereisungsgefahr der Fernleitungen wird heute mit Drehauslegern und Strangheizung — mit 4,5 Amp/mm<sup>2</sup> auf +10° C, 1 Std. Abtauzeit — erfolgreich bekämpft. Bei den Unterwerken hat sich heute der Außenschaltbau durchgesetzt. Bei unserem Einphasensystem konnte ihr Abstand von 50 auf 130 km vergrößert werden; neuerdings verteilt man die Leistung auch in Abständen von 15 bis 20 km längs der Strecke auf mehr Speisepunkte. Die fünf mechanischen und drei elektrischen Bedingungen, die eine Fahrleitung zu erfüllen hat, werden an der Einheitsbauart aufgezeigt. Die Sonderlösungen, die die Höchstgeschwindigkeit von 150 km/Std. verlangt, sind ebenfalls eingehend beschrieben und ihre Vor- und Nachteile abgewogen. Eine Kernfrage, die Verwendung zugfester Porzellanisolatoren, ist durch die günstigen Betriebserfahrungen auf den Probestrecken heute gelöst. An den eisernen Fahrdrähten kann nach vorliegenden Erfahrungen ebenfalls gedacht werden. Die dritte Schiene ist eine erfreulich billige Zuführungsart, leider aber auf Gleichstrom niedriger Spannung beschränkt.

Das Problem der „Drehumformer und Stromrichter zum Anschluß an vorhandene Drehstromnetze“ ist schon rein theoretisch so umfangreich, daß in einem einzigen Vortrag nur das ganz Grundsätzliche gesagt werden kann. Trotzdem war der durch Dr. Kasperowski gegebene Überblick sehr umfassend. Die Möglichkeiten der Drehumformer, starr oder mit Schlupf arbeitend, sind bei den Anlagen in Pfrombach-Bayern, Seebach-Schweiz und Hamburg-Barmbeck verwirklicht. Ungleich wichtiger sind z. Z. aber die ruhenden Stromrichter. Der gittergesteuerte Gleichrichter, schon länger bekannt, ist als Ausgangsform zum frequenzwandelnden Umrichter zu werten. Wie die Umrichter in

Kreuz- oder Parallelschaltung arbeiten, wie sich die bekanntesten Formen der Hüllkurvenumrichter von Löbl, Krämer und Ketterer im Wesen unterscheiden, wie endlich die vom Vortragenden selbst herausgebrachte Form mit möglichst einfachem Aufbau auskommen kann, wurde durch Wort und Schaltbild vermittelt. Die unangenehme Unterwelle aber, die sich nicht wie die höherfrequenten Oberwellen mit verhältnismäßig billigen Mitteln aussieben läßt, zwingt zum Einfügen eines Energiespeichers. Da Synchronmaschinen dazu unerwünscht groß ausfallen — abgesehen davon, daß umlaufende Massen ja dem „ruhenden“ Umrichter wesensfremd sind — hat die Reichsbahn in Pforzheim einen Versuch mit Kondensator und zusätzlichen Schwingungskreisen unternommen. Abmessungen und Kosten sind aber auch hierbei noch zu hoch. Die Reichsbahn als solche ist zwar bei ihren elektrischen Zugbetrieben nicht auf solche Lösungen angewiesen. Sie will aber den deutschen Vorsprung auf diesem Gebiet für unser Vaterland nicht verlieren lassen und stellt sich nur deshalb mit Versuchsanstalten, Probeausführungen und dergl. in den Dienst der Sache.

Den „Elektrischen Lokomotiven“ waren im ganzen drei Vorträge gewidmet. Der erste von Direktor Kleinow untersuchte zunächst die wichtigsten Grundlagen: Haftleistung, Dauerzugkraft, Kommutierungsgrenze und Überlastbarkeit und ihre gegenseitige Abstimmung. Als Kennzeichen eines guten Triebwerks gilt eine Ankerumfangsgeschwindigkeit von 55 bis 60 m/sec. An diesem Prüfstein wurden alle bisher gebauten Triebwerksarten einschließlich Einzelantrieben kritisch gemessen. Die zwei grundsätzlich zu unterscheidenden Übertragungsgruppen ohne und mit Zahnrad mit ihren zusammen fünf Unterarten haben jede ihre Vor- und Nachteile, die sich besonders bei hohen Geschwindigkeiten charakteristisch auswirken. Die Einzelachsenantriebe mit gefedert gelagertem Motor, wieder unterschieden durch Getriebe wie bei Buchli, durch fest eingespannte Federn wie bei Westinghouse oder durch freie Wickelfedern wie bei AEG, erfuhren der heutigen Entwicklung entsprechend besondere Würdigung. Die einzelnen Getriebewirkungsgrade, das Schleudern, die Achsentlastung sprechen bei dem Entscheid Kuppelachs- oder Einzelachsenantrieb maßgebend mit. Das abschließende persönliche Urteil empfiehlt — wesentlich unterstützt durch die Unterhaltungskosten der einzelnen Getriebe — für Verschiebelokomotive die Stange, für Lokomotive bis 100 km/Std. den Tatzlagermotor und über 100 km den gefedert gelagerten Zahnradmotor. Diese Ansicht entspricht aber nicht in allen Punkten den Maßnahmen anderer Länder. Der Fahrzeugteil stellt Sonderfragen: Rahmengliederung abhängig von der Treibachszahl, Fliehkraftausgleich, leichte Antriebs- teilung, führende Laufachsen und dergl. Einige Lokomotiven aus aller Welt in Bild und kurzen Daten dargestellt, vervollständigten den in der notwendigen Kürze sehr umfassenden Überblick.

Das Hauptstück der ganzen Vortragsreihe — ein Doppelvortrag von Prof. Dr. Ing. Paul Müller — war „Die elektrische Lokomotivausrüstung, ihre Systeme und Anwendungen im In- und Ausland“. Drehstrom, Gleichstrom und Einphase, die drei Möglichkeiten, werden am besten beurteilt nach dem Gewicht der Lokomotive in kg je PS. Der Drehstrom scheidet trotz der Meisterleistung Kandos (nur 26 bis 30 kg/PS) an den hohen Unterhalterkosten der Lokomotive, am Fahrleitungssystem und der empfindlichen Wartung der elektrischen Einrichtungen. Sonderlösungen, wie Phasenumformerlokomotiven in Nordamerika mit 40 bis 80 kg/PS, der Kruppsche Zwischenläufer u. a. konnten sich auch nicht durchsetzen. Anders bei Gleichstrom. Der im Jahre 1900 eingeführte Wendepoi erlaubt schwerste Kommutierungen. Nur die Lamellenspannung von 30 V setzen jetzt den Motoren Leistungsgrenzen. Schalterschwierigkeiten — da der Strom nicht durch Null wechselt ist Öl unbrauchbar! — und Isolationsabstände begrenzen die Fahrdrachtspannung auf 3000 Volt. Dies und der Zwang zu wirtschaftlicher Geschwindigkeitsregelung führen zu der bekannten Motorvielfzahl im Gegensatz zum Drehstrom. Das weit verbreitete System hat Lokomotiven von 30 kg/PS hervorgebracht. Der Nachteil der vielen Unterwerke hat zu mannigfachen Umformerversuchen geführt, von denen es der neueste bei den Höllentallokomotiven auf 28 kg/PS bringt. Trotz allem ist aber die ideale Gleichstromlokomotive mit hoher Fahrdrachtspannung und beliebig verlustlos regelbarer Niederspannung noch nicht da.

Bleibt somit nur noch die Einphasenlokomotive. Deren schwächster Punkt ist der Kommutator. Von ihm hat Theorie

und Aufbau auszugehen. Die wenigen Transformatorgrundgleichungen beweisen die Notwendigkeit niedriger Frequenz, hoher Drehzahl, kleiner Segmentbreiten. Fragen der Ankervibration, Widerstandsverbinder und Bürstenkonstruktion erläutern am besten kurze qualitative Zahlenbeispiele. Nutzbremmung wie sie nach Oerlikon in der Schweiz schon an 100 Lokomotiven eingebaut ist, ist zwar möglich, aber nicht nachteilfrei. Ein eingehender Vergleich mit dem Gleichstrommotor nach Gewicht und Raumbedarf ist besonders erwünscht. Verteilen sich doch die elektrischen Streckenlängen der Welt nahezu hälftig auf beide Systeme! Das läßt immerhin den Schluß zu, daß Vorteil und Nachteil zum mindesten gleichmäßig verteilt sein müssen. Beide Motoren unterscheiden sich ja zunächst — abgesehen vom Hinzukommen induktiver Widerstände zu den Ohmschen — nur durch den Effektivwertfaktor  $1/\sqrt{2}$ . Wenn danach der Einphasenanker in erster Annäherung rund 40% größer ausfällt, so wird doch durch die flachere Ständerbauart dieses Mehr nicht nur wieder ausgeglichen, sondern sogar noch unterboten. Der mehr „kupfern“ als „eisern“ gebaute Einphasenmotor — ohne Polschuhe! — hat ein Gewicht von 6 gegenüber 8 kg/PS des Gleichstrommotors. Dazu ist die Motorspannung nicht fahrdrahtabhängig, allerdings die Lokomotive etwas teurer und — ebenfalls wegen des Transformators — der gesamte Wirkungsgrad nur 90 gegen 93%. Betrachtungen über Spannungsregelung, leistungsfreie Schaltung im Nulldurchgang, Steuerungsarten, Transformatoren vervollständigen das Bild. Viele Abbildungen mit Angaben über entwicklungsmaßig charakteristische Lokomotiven aller drei Systeme rundeten die Gedankengänge vortrefflich ab. Und das Wesentliche war: Es darf uns die Überzeugung bleiben, daß unser deutsches Einphasensystem mit  $16\frac{2}{3}$  Hz. das bessere ist und auf absehbare Zeit auch bleiben wird.

Temperament — bei aller fachlich abgeklärten Ruhe — zeichnete den Vortrag über „Elektrische und dieselelektrische Triebwagen“ von Direktor Schlemmer aus. Grundsätzlich ist der Triebwagen etwas Eisenbahnfremdes, weil er den Vorteil der geballten Last aufgibt. Das Schlagwort Auflockerung wird andererseits heute nur noch im Zusammenhang mit Erhöhung der Reisegeschwindigkeit gebraucht. Nun liegen aber 20% unserer deutschen Strecken in Kurven, die Höchstgeschwindigkeiten verbieten. Dazu ist  $\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$  ein Gefahrenmaßstab, der zunächst quadratische Bremswege, dann aber erhöhte Einrechnung der menschlichen Unzulänglichkeit verlangt. Die Bremskonstruktionen sind noch nicht ausgereift, auch der Leichtbau hat eine kitzliche Stelle, die Grenze der Rammfestigkeit. Der Kruckenbergtwagen und die Micheline sind Zwitter, interessant, aber nicht fortpflanzungsfähig. Grunderfordernis für einen tüchtigen Triebwagen ist und bleibt ein kurzzeitig stärkstens überlastbarer Antrieb. Daraufhin wurde nun ein 1000 PS-Antrieb für 120/160 km je Std. bei Gleichstrom 3000 V, Einphase 15 kV, Dampf 60 atü und Diesel mit Aufladung eingehend unter die Lupe genommen. Einen Maßstab gibt allgemein die Anfahrzeit von 0 auf 160 km/Std. Diese beträgt beim Diesel 175 Sek., beim Gleichstromwagen 150 Sek., beim Dampfwagen 145 Sek. und beim Wechselstromwagen 118 Sek., sinkt also von rund 3 auf rund 2 Minuten. Ausschlaggebend ist dabei, daß in dem Bereich von 70 bis 130 km/Std. das Beschleunigungsvermögen des Oberleitungswechselstromwagens weit über dem seiner Konkurrenten liegt. Die Rechnung wurde absichtlich nicht mit der möglichen Höchstgeschwindigkeit durchgeführt, um betrieblich richtigere Zahlen und vor allem für den Dieselwagen ein wahrheitsgetreues Bild zu bekommen. Im übrigen kann auch dem guten alten Speichertriebwagen noch ein bißchen Recht gelassen werden. Zahlreiche Bilder neuer und neuester Bauarten zeigten das Suchen nach dem Richtigen, das in absehbarer Zeit auch gefunden werden dürfte.

In das Gebiet des Nahverkehrs führten die Ausführungen von Direktor Benninghoff über „Straßenbahnen und Untergrundbahnen“. Am heutigen Berlin — nur eine Millionenstadt bietet ja für grundsätzliches Abwägen aller Möglichkeiten beispielhafte Voraussetzungen — ist festzustellen, daß sich U-Bahn und S-Bahn einerseits mit Straßenbahn und Omnibus andererseits z. Z. fast genau zu Hälften in den Gesamtverkehr teilen. Einzugsgebiete und Verkehrsräume der einzelnen Verkehrsmittel, geschichtliche Citybildung mit Trennung des Geschäftsverkehrs vom Berufsverkehr, das Wachsen bestimmter, beliebter Ausflugsziele, alle diese Einflüsse sind die Grundlage für den technischen Ver-

gleich. Der geht wiederum nach den zwei Richtungen Menge und Güte, also Leistungsfähigkeit, Billigkeit und Straßenbelastung. Quantitativ sind die beiden oben genannten Gruppen gleich genügend, wirtschaftlich anpassungsfähiger aber die U- und S-Bahnen wegen ihrer Zugverstärkung ohne Personalmehrung. Qualitativ ist Sicherheit, Regelmäßigkeit, Pünktlichkeit, Schnelligkeit und richtige Lage der Verkehrswege zu fordern. Was Straßenbahn und Omnibus hier in der Reisegeschwindigkeit zurückstehen (rund 15 gegen 25 km/Std. bei U und S), machen sie durch feinere und anpassungsfähigere Verästelung wieder wett. Denn 1 km Doppelgleis kostet bei Straßenbahnen nur eine Drittelmillion, bei U-Bahnen aber 7 Millionen *R.M.* Die Betriebskosten bei U-Bahn, Straßenbahn und Omnibus verhalten sich z. Z. in Berlin je Platz oder Personenkilometer annähernd gleich wie 100:110:165 einschließlich Abschreiben und Erneuern. Und das gibt ja letzten Endes den Ausschlag. Im Gesamtbild gesehen eignen sich die U-Bahn für den Stadtkern, die Straßenbahn für Wohnbezirke und Ausfallstrahlen, der Omnibus für den Kranz der Außensiedlung als Wegbereiter. Die umfangreichen technischen Erläuterungen beschränkte der Vorsitzende auf gegenwärtige Einzelfragen, wie Kardantrieb, Mitteleinstieg, Achsen oder Drehgestelle, Aluminium statt Kupfer, Gummifederung. Was dabei auch über den eigenen Fachkreis hinaus interessieren dürfte, ist die Devisenfrage bei Omnibussen: Benzin zu Diesel zu Oberleitung wie 20:12:1!

Ein engeres Fachgebiet stellten die „Bergbahnen“ von Dr. Hilsenbeck dar. Was ihnen und ihrer wirtschaftlichen Planung das Gepräge gibt, ist der mehr oder weniger reine Spitzenverkehr, den sie bewältigen müssen: Wenige Monate Sommer und Winter, innerhalb derer wieder die Feiertage und darunter nochmals wenige vom Wetter besonders ausgezeichnete. An den zehn stärksten Tagen des Jahres wird fast  $\frac{1}{5}$  der Jahresfrequenz getätigt, 260 Tage liegen unter Durchschnitt, 150 sogar unter halbem Durchschnitt. Die vier traditionellen Bahnarten — Reibungsbahn, Zahnradbahn, Seilstandbahn und Seilschwebbahn entsprechend bis etwa 7, 25, 75 und 90% Steigung — stellen mancherlei technische Probleme. Die Entwicklung der Zahnstangen und der Bremsen stehen dabei im Vordergrund. Die Frage, welche der vier Klassen von gemischten Lokomotiven, Reibungs- und Zahnradtrieb, jeweils zu wählen sei, entscheidet das Gelände und die Verteilung des gesamten Höhenunterschiedes in aufgelöste oder zusammengedrückte Steigungen. Die Nutzbremmung, deren ideales Feld man doch gerade bei Bergbahnen zu finden glaubt, lohnt energiewirtschaftlich meist nur knapp, verteuert aber die Anlage und damit den Zinsendienst auf alle Fälle erheblich. Elektrisch sind die drei möglichen Stromarten gleichwertig. Nach dem Krieg verdrängen — fußend auf den Erfahrungen der Alpenkämpfe — die Seilschwebbahnen die Seilstandbahnen. Aus der Unsumme der Erfahrungen konnten vom Vortragenden nur die wichtigsten über Antrieb, Seilführung, Kabinenbau, Sicherheitseinrichtungen herausgestellt werden. Auch hier wird eine Abkehr vom allzu Verfeinerten zugunsten des Einfacheren und mehr Betriebssicheren fühlbar. Der wirtschaftliche Erfolg steht eben bei solchen Konjunkturunternehmen auf besonders schmaler Basis. Das Erfreulichste ist aber auch hier die anerkannte Wettbewerbskraft deutscher Firmen, die schon beachtliche Auslandserfolge buchen kann.

Der Verlag für Sozialpolitik, Wirtschaft und Statistik G. m. b. H., Berlin SW 68, hat das große Verdienst, diese acht Vorträge in einem Sonderheft seiner Zeitschrift „Elektrische Bahnen“ zusammengefaßt zu haben. Es hat damit sowohl dem Fachmann als auch dem industriellen Unternehmer und besonders dem Studenten — im weitesten Sinn — einen vortrefflichen Gesamtüberblick über das elektrische Bahnwesen der Gegenwart in die Hand gegeben. Angesichts des Umfanges von 160 Textseiten mit 350 Bildern und einem anhängenden Firmennachweis in der bekannten guten Wiedergabe erscheint der Bezugspreis von 8,— *R.M.* nicht hoch. Sch-1.

### Mineralöltagung 1936.

Die Deutsche Gesellschaft für Mineralölforschung und Brennkrafttechnische Gesellschaft hatten eine „Gemeinsame Wissenschaftliche Tagung“ vom 5. bis 7. November 1936 in der Technischen Hochschule Berlin veranstaltet. Prof. Dr. L. Ubbelohde, Berlin ging in seinem Vortrage „Stand und Zukunftsaufgaben der Mineralölforschung“ insbesondere auf die Ausbeute der



mannigfachen Verfahren zur deutschen Treibstoff- und Schmierölversorgung aus heimischen Rohstoffen ein, unter denen die Kohle der hauptsächlichste ist. In Hinblick auf den zweiten Vierjahresplan, in dem die Lieferung bestimmter Mengen zu bestimmten Zeiten vorgeschrieben ist, sind die einzelnen Verfahren entsprechend auszubauen. Bei den großen Mengen, um die es sich handelt — im Jahre 1935 war der Bedarf an Kraftstoffen 3,15 Millionen t, wovon etwa 44% auf Benzin, 25% auf Dieselöl und etwa 14% auf Benzol entfielen und von denen aus der eigenen Erdölförderung mit etwas über 400 000 t, 85 000 t Benzin, je 65 000 t Leichtöl und Gasöl und rund 100 000 t Schmieröl gedeckt wurden — sind gewisse Schwierigkeiten vorhanden, deren Überwindung aber dadurch erleichtert wird, daß die Verfahren der Herstellung verschiedener Erzeugnisse dienen und auch teilweise umstellbar sind, so daß sie sich dem jeweiligen Bedarf elastisch anpassen können. Die Bedenken, daß die Kohlenvorkommen durch die Treibstoffgewinnung besonders stark in Anspruch genommen werden könnten, sind abwegig, da sie bei der Steinkohle eine jährliche Mehrförderung von nur 1 Million t, bei der Braunkohle von nur 3 Millionen t erfordert. Der bisherigen Forschung sei es zu verdanken, daß die Anlagen zur Eigenversorgung Deutschlands überraschend schnell ausgebaut werden können, so daß bereits in etwa 18 Monaten, wie der Führer letzthin verkündete, nahezu der gesamte deutsche Kraftstoffbedarf aus einheimischen Rohstoffen gedeckt wird. Nunmehr sei die Forschung auf die Qualitätsverbesserung der Mineralölerzeugnisse anzusetzen. Die neuzeitlichen Synthesen lassen sich planmäßig auf bestimmte Eigenschaften der Kraftstoffe und Schmieröle abstellen. Es sei daher fernere Aufgabe der Forschung, den Vorgängen bei der praktischen Verwendung von Kraft- und Schmierstoffen nachzugehen, zumal den Verbrennungsvorgang des Treibstoffes im Motor zu klären, um Anhaltspunkte zu liefern, wie der Treibstoff chemisch zusammengesetzt sein muß, um unter bestimmten motorischen Bedingungen ein Höchstmaß an Leistung abzugeben. Sehr wichtig ist hierzu die weitere Entwicklung der neuen spektrooptischen Methode mit dem Filmaufnahmeapparat, der nach dem Vortrag von Dr. Ing. Klaffen noch bis auf 10 000 Bilder je Sekunde gegen jetzt 2000 verbessert werden muß, um die Vorgänge gerade an der Zündung und ersten Entflammung besser erkennen zu können. Weiter wies Professor Ubbelohde auf die hohe Bedeutung der Kohleextraktion hin, da die Kohleextrakte sicher der Ursubstanz der Kohle noch wesentlich näher stehen als der Urteer. Für die Schmiermittel ist es wichtig, daß es neuerdings gelungen ist, die Tragfähigkeit außerordentlich dünner Ölfilme bis zu  $1 \mu$  herab, die bei der halbtrockenen Reibung auftreten, unmittelbar zu messen. Auch scheine die Methode der Selektivlösung aussichtsreich.

Von den praktischen Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Schmierölverwendung in den Motoren gab ein Beispiel der Vortrag von Prof. Dr. Ing. Reinsch, Berlin „Genügen die heutigen Markenöle den Betriebsbedingungen der Fahrzeugmotoren?“ Diese Frage ist besonders wichtig bei den durch den Betrieb auf den Autobahnen gegebenen großen Dauerbelastungen der Motoren. Nach eingehenden Prüfstands- und Fahrversuchen ist die Frage zu bejahen, zumal wenn die Öle durch Hydrieren und Raffinieren noch verbessert und mechanische Maßnahmen wie der Einbau eines Schonganges, Ölfilters, Ölkühlers usw. getroffen werden. In den Versuchen hat sich gezeigt, daß der Grad der Verdünnung, Verschmutzung, Viscosität eines Öles von der jeweiligen Betriebsart, der Ölverbrauch vom Motorenzustand auf der Fahrt abhängt. Sehr beachtenswert war der Vortrag von G. Vogelpohl „Hydrodynamische Theorie und halbflüssige Reibung“. Es wird dargetan, daß die bisherige Voraussetzung konstanter Zähigkeit eines Öles keinen so guten Einblick in den Schmiervorgang vermittelt als die Annahme des Verbleibens der gesamten entwickelten Wärme in der Schmier-schicht. Neben den sonst für die Öle gegebenen Daten sind zur Kennzeichnung des physikalischen Verhaltens: Zähigkeit, Raumgewicht, spezifische Wärme und Wärmeleitfähigkeit, sämtlich in Abhängigkeit von der Temperatur zu bestimmen. Zwei Öle sind erst dann mechanisch gleichwertig, wenn diese vier Größen in dem in Betracht kommenden Bereich zusammenfallen. Da die Prüfung der Eigenschaft von Schmierölen bei Raumtemperatur, ihre Verwendung meist unter höheren und wechselnden Temperaturen erfolgt, so ist von Bedeutung, die Temperaturempfindlichkeit von

Schmierölen zu untersuchen, um den wirklichen Alterungsverlauf voraussagen. Einen einwandfreien Einblick in die Oxydierbarkeit der Schmieröle bei verschiedenen Temperaturen bieten die Untersuchungen im Oxydator, über die Dr. F. Evers, Siemensstadt berichtete. Es wurden drei Schmieröle bei 100°, 115°, 125° und 150° im Oxydator gealtert. Reine Schmieröle wie auch gefettete Öle ändern sich bei Erhöhung der Oxydationstemperatur (thermische Reaktionssteigerung). Die Alterungsmarken nehmen zu. Die Versuche werden bei höheren Temperaturen bis zu 250° oder 300 mit einer größeren Zahl von Ölen fortgesetzt. Im Vortrag von Dr. H. Winter u. a. wurde zu Versuchen über die „Anwendung der Hochdruck-Hydrierung bei technischen Schmelteeren aus Ruhrkohlen“ berichtet. Unter verschiedenen Bedingungen des Drucks, der Temperatur und des Katalysatormaterials sollte eine möglichst hohe Ausbeute an qualitativ wertvollem Leichtöl erreicht werden. Die Kraftstoffprüfung ergab, daß die phenolfreien Leichtöle (bis 200°) des hydrierten Schwelteers als gute Kraftstoffe anzusehen sind, da sie reich an Aromaten und Naphthenen sind, ihr Zündpunkt über 300° liegt und die analytisch ermittelte Oktanzahl etwa 70 beträgt. Die höheren Fraktionen zwischen 200° und 300° dürften sich weniger gut als Dieselöle eignen. Die wiederholten Hydrierungen des jeweils vom Leichtöl befreiten hydrierten Öles ließen erkennen, daß technische Steinkohlen-Schwelteere zu etwa 80 Vol.-% in hochwertigen Treibstoff (Benzin) und zu etwa 20 Vol.-% in niedrig siedende Phenole, die der Kunstharzherstellung zugeführt werden könnten, unwandelbar sind.

Andere Vorträge befaßten sich mit der wichtigen geophysikalischen Reichaufnahme als Grundlage für die Erschließung neuer Erdöl-, Kohle-, Erz-Lagerstätten (Prof. Dr. Barsch) und mit den verschiedenen Meßverfahren für die weitere Erforschung des Untergrundes (Potonié, Runge, von Zwerger, Trappe, Schleusener), wie mit Transport, Lagerung, Verteilung der Öle, wobei besonders die Ausführungen von Oberregierungsrat Wolter zur Neubearbeitung der Polizeiverordnung über den Verkehr mit brennbaren Flüssigkeiten interessierten.

Przygode VDI. VDE.

## Der II. Internationale Kongreß für Brückenbau und Hochbau in Berlin-München 1936.

Betrachtet man in großen Zügen die Entwicklung der Brückenbaukunst, so wird man feststellen müssen, daß wir im Stein- und Holzbau gegenüber den Leistungen früherer Geschlechter wenig Fortschritte zu verzeichnen haben, während wir, gemessen an der Kühnheit der Bauwerke, im Eisen- und Eisenbetonbau in einer stürmischen Entwicklung begriffen sind. Und doch: was bedeutet, geschichtlich gesehen, ein Jahrhundert Erfahrung im Eisenbau, fünf Jahrzehnte im Eisenbetonbau, ein halbes Jahrzehnt in der Schweißtechnik und in der Baugrundforschung? — Die Erkenntnis, daß viele, geradezu grundlegende Aufgaben noch einer Lösung harren und eine überstaatliche Gemeinschaftsarbeit zweckmäßig ist, führte die Fachleute einiger Kulturstaaten im Jahre 1932 zu einer Aussprache in Wien zusammen. Anschließend wurde die „Internationale Vereinigung für Brückenbau und Hochbau“ gegründet, die ihre erste satzungsmäßige Tagung 1932 in Paris abhielt.

An der zweiten Tagung in Deutschland im Oktober 1936 nahmen über 1000 Fachleute aus allen Kulturstaaten teil. Verhandlungssprachen waren Deutsch, Französisch und Englisch. Durch Kopfhörer einer Übersetzeranlage konnte die gewünschte Sprache abgehört werden. Die Abwicklung der umfassenden Tagesordnungen war nur dadurch möglich, daß dem Teilnehmer zuvor ein umfangreicher Vorbericht (1600 Seiten) in die Hand gegeben wurde und daß in den neun Arbeitssitzungen zunächst ein Generalberichterstatte das Ergebnis der Gemeinschaftsarbeit vortrug, zu dem dann die einzelnen Redner ergänzend Stellung nehmen konnten.

Die Tagung wurde am 1. Oktober im Reichstagssitzungssaal durch den Präsidenten des Deutschen Organisationsausschusses, Generalinspektor Dr. Todt, feierlich eröffnet. Im Namen der Reichsregierung begrüßte der Verkehrsminister die Teilnehmer und wies auf die Aufbauarbeit des Dritten Reiches hin (Autobahnbrücken, neuere Rhein- und Moselbrücken, Schiffshebewerk Niederfinnow, Rügendamm, Partei- und Sportbauten). Der

Präsident der Internationalen Vereinigung, Prof. Dr. Rohn, Zürich, dankte der Deutschen Reichsregierung und dem Deutschen Organisationsausschuß für die Vorbereitung und Unterstützung der Tagung. Auf Einzelheiten der Verhandlungsgegenstände einzugehen, würde zu weit führen. Beim Stahl sowohl wie auch beim Beton und Eisenbeton spielen die Fragen der Werkstoffe allgemein und die Mittel zum Zusammenfügen der Baustoffe und ihr Verhalten bei statischer und dynamischer Belastung die ausschlaggebende Rolle. Ausblicke auf die künftigen Entwicklungs- und Gestaltungsmöglichkeiten wurden erschlossen. Auch der wichtigen Frage der Baugrundforschung wurde eine Arbeitssitzung gewidmet.

Die wissenschaftliche Tagung wurde umrahmt von einer Anzahl geselliger Veranstaltungen, die den Teilnehmern die Möglichkeit boten, sich kennen zu lernen. Hierzu zählte eine Begrüßung durch die Stadt Berlin in den Festräumen des Zoo, eine Einladung der Reichsregierung, ein Empfang durch den Generalinspektor des deutschen Straßenwesens und durch den Generaldirektor der Deutschen Reichsbahn, ein Besuch in Dresden und schließlich eine Fahrt über die Autobahn von Dresden über Bayreuth nach München und Berchtesgaden.

Die ausländischen Teilnehmer werden gelegentlich der Besichtigungen ein Bild von der Aufbauarbeit Deutschlands gewonnen haben. In den Arbeitssitzungen aber werden alle Teilnehmer einen nachhaltigen Eindruck von der Fülle der wissenschaftlichen und gestaltenden Ingenieurarbeit der wichtigsten Kulturstaaten gewonnen und Anregungen für Zukunftsaufgaben empfangen haben.

Dr. Kollmar, Dresden.

### VDI-Tagung „Prüfen und Messen“.

Diese wissenschaftliche Tagung fand in drei parallelen Fachsitzungen: Messen und Regeln in der Wärmetechnik, in der Werkstatt und als Unterlage für die Gestaltung von Maschinenteilen am 1. und 2. Dezember 1936 in Berlin statt. Eine gute Ergänzung zu den 37 Vorträgen war eine von der Industrie veranstaltete Ausstellung von Prüf- und Meßgeräten. Die Tagung war eine sehr beachtenswerte Veranstaltung im Rahmen des zweiten Vierjahrplanes, da die Prüf- und Meßtechnik größte Bedeutung für die richtige Ausnutzung der Rohstoffe in der praktischen Konstruktion und dadurch allgemein für das Fortschreiten der technischen Entwicklung hat. Nach dem Vortrage von Prof. Dr. A. Thum, Darmstadt geht man immer mehr davon ab, sich fast ausschließlich mit der Zugfestigkeit des Werkstoffs als Grundlage der Festigkeitsrechnung zu begnügen. Man prüft nicht mehr nur glatte Probestäbe, sondern ganze Konstruktionsteile in wirklicher Abmessung. Schon lassen sich heute durch Meßgeräte die auftretenden Kräfte in den Bauteilen bestimmen und die Beanspruchung ermitteln, die durch sie hervorgerufen wird. Zu derartigen Spannungsmessungen hat Dr. Ing. Berg, Kiel dynamische Dehnungsmesser mit Meßlängen von 40 bis herab zu 5 mm ausgeführt. Die sehr kleinen Dehnungen oder Verkürzungen der Meßlänge infolge der Beanspruchung werden optisch auf das etwa 1000fache vergrößert und auf einem Film aufgezeichnet. Das vornehmlich verwendete Gerät mit 15 mm Meßlänge wiegt knapp 2 g. — Mit Meßmethoden beherrscht man heute die im Lauf der Maschinen auftretenden Schwingungen. Hierzu sprach Dr. Ing. Geiger, Augsburg „Schwingungen an Verbrennungskraftmaschinen“. Aufgabe jeder Drehschwingungsuntersuchung muß es sein, gefährliche, kritische Drehzahlen aus dem Betriebsbereich heraus zu legen. Die Motorenbauarten verhalten sich hierbei verschieden. Mit der weiteren Entwicklung zum Schnelllauf und Leichtbau in Verbindung mit elastischer Aufstellung der Maschine werden diese Schwingungen an Bedeutung gewinnen. — Nach Dr. Ing. hab. Lehr, Berlin werden für den praktischen Ingenieur die Arbeiten eines neuen Zweiges der Meßtechnik von größter Bedeutung werden, der sich mit der Untersuchung der Dauerhaltbarkeit und der Kerbwirkungszahl einer beschränkten Anzahl von Formelementen und Maschinenteilen unter Betriebsbedingungen beschäftigt, die sich bei den Konstruktionen trotz ihrer großen Vielgestaltigkeit stets wiederholen. Ein Überblick über die Einteilung der Formelemente wurde gegeben und gezeigt in welcher Weise bei den Messungen Dauerversuche, statische und dynamische Dehnungsmessungen zusammenarbeiten müssen. Nach dem Vortrag „Konstruktion dauerbruchsicherer Maschinenteile“ (Dr. Ing. Bautz, Frankfurt a. M.) ist in jedem Fall darauf zu achten, durch Konstruktion, Werkstoffauswahl und Her-

stellungsverfahren eine möglichst große Gestaltfestigkeit zu erreichen. Konstruktive Maßnahmen zur Steigerung der Dauerhaltbarkeit allein vermögen nicht die Kerbwirkung genügend zu verringern. Hier hat sich als vorteilhaft erwiesen, die gefährdete Stelle künstlich mit nützlichen Eigenspannungen zu versehen, womit vielfach auch eine Verbesserung des Werkstoffs verbunden ist.

Prof. Dr. Ing. G. Keinath, Berlin sprach über „Elektrische Messung physikalischer Größen und ihre Anwendung in der Technik“. Der Vorzug der elektrischen Messung vor anderen Verfahren liegt u. a. in der Fernleitung auch unzugänglicher Meßpunkte, in der gleichzeitigen Registrierung verschiedener Meßgrößen, in der nahezu oder sogar vollkommenen trägheitslosen Durchführung der Messung schnell veränderlicher Vorgänge. Piezoelektrische Indikatoren und Kondensatormethoden gestatten, Vorgänge zu verfolgen, die sich in weit weniger als  $\frac{1}{1000}$  Sek. abspielen. Über die „Messung schnell veränderlicher Drücke und Temperaturen bei Verbrennungsmotoren“ im piezoelektrischen Verfahren mit einem dreistufigen Gleichstromverstärker, der auf eine Oszillographenschleife im Ausgang arbeitet, berichtete Dipl.-Ing. Meurer, Dresden. Den Schleifoszillograph ersetzt schon vielfach die Braunsche Röhre, bei der auch die winzige kleine Masse des Spiegels auf der Meßschleife durch das trägheitslose System des Kathodenstrahls ersetzt wird, der durch Spannungsänderung seiner Ablenkplatten gesteuert wird. Werkzeugmaschinen lassen sich durch elektrische Kraftmeßverfahren bis an die Grenze ihrer Leistungsfähigkeit ausnutzen, wobei in neuerer Zeit die Verfahren auch zur Steuerung der Maschinen in Abhängigkeit von der augenblicklichen Leistungsabgabe benutzt werden (Prof. Dr. Ing. Opitz, Aachen). Als neuestes Meßgerät führte Dr. Ing. Keinath den magneto-elastischen Druckmesser an. Auf die Möglichkeit der Entwicklung elektrischen Verfahrens zu einer zerstörungsfreien Spannungsprüfung bei Maschinenteilen wurde hingewiesen. Über die neueste Durchbildung von Meßgeräten für schnelle Vorgänge bei der Überwachung schnellfahrender Fahrzeuge und des zugehörigen Schienenweges sprach Reichsbahnbaumeister W. Harm, Berlin. Unter anderem wurden zur Messung seitlicher und senkrechter Lagerdruckänderungen Kohledruckdosen entwickelt, die als Gebergeräte in die Lager eingebaut werden, so daß Drücke bis zu 20 t auf der Fahrt mit Schleifoszillographen aufgenommen werden können.

„Verfahren und Geräte der optischen Messung“ behandelte Dr. H. Keßler, Jena. Unter anderem wurde auf das Fernrohr als ein ausgesprochenes Gerät zum Messen von Richtungsunterschieden, Richtungsänderungen, also zum Messen von Winkeln eingegangen. Die Wirkungsweise des Fernrohrs als Kollimator, als Richtfernrohr und als Autokollimationsfernrohr wurde dargestellt. Solche Fernrohre können zur Messung sehr kleiner Längenunterschiede benutzt werden, wobei die Längenunterschiede in Richtungsunterschiede umgesetzt werden. Von größter Bedeutung wird in der Werkstattmeßtechnik die Auswertung der Interferenz des Lichtes bei der Prüfung von Oberflächen hinsichtlich ihrer Form und hinsichtlich der Form und Tiefe von Rissen in der Oberfläche. — Geh. Baurat Dr. Ing. P. Kühne, Berlin zeigte in seinem Vortrage „Messung an sperrigen Werkstücken“ den hohen Wert genauer optischer Messung bei der Rahmen-, Zylinder- und Steuerungsvermessung, wie bei der Radsatzvermessung. Die Ergebnisse aus den Messungen werden in Meßlisten eingetragen. Diese dienen zur Bearbeitung der zugehörigen Bauteile wie der Stangen und Stangenlager und zur Herstellung der Mittenabstände der Lagerbohrungen in dem gekuppelten Stangensatz nach den Istmaßen der Radsatzabstände. Im Drehgestellpersonnenwagenbau wird die einwandfreie Lastübertragung des Gewichtes des Wagenkastens auf die Drehgestelle auf Wagenkastenprüfeinrichtungen geprüft. Das Vermessen der Drehgestelle erfolgt auf einem ortsfesten Drehgestellmeßstand, auf dem die Achsstände aller in Betracht kommenden Drehgestellbauarten als Urmiten durch konische Meßbuchsen festgelegt werden können. Nach den Ergebnissen der Vermessung erfolgt dann die Bearbeitung des Rahmens auf der Meß- und Bearbeitungsmaschine für Drehgestellrahmen. Wiegeträger, Wiegebalken, Drehpannen und alle Einzelteile werden gleichzeitig gemessen und berichtet. Ebenso sorgfältig ist die Vermessung bei den zwei- und dreiachsigen Personnen- und Güterwagen in Hinblick auf Lastübertragung und Radsatzlage im Fahrgestell. — Ein wichtiges Gebiet der Meßtechnik sind

die Zahnräder. Nach Prof. Dr. G. Berndt, Dresden bestehen in Deutschland optische Geräte höchster Leistungsfähigkeit zur Bestimmung von Flankendurchmesser, Steigung und Teilflankenwinkel. Über „Messung des Verhaltens von Zahnrädern im Betrieb“ unter Benutzung besonderer Prüfstände, die mit der Verspannung zweier Zahnradpaare gegeneinander durch zwei federnde Systeme arbeiteten, berichtete Graf von Soden, Friedrichshafen.

Verschleißfestigkeit, Wirkungsgrad usw. lassen sich leicht mit geringem Kraftaufwand bestimmen. Abschließend sei noch der Vortrag von Dr. Ing. Oppel, München „Spannungsoptische Verfahren“ erwähnt, mit deren Hilfe ein Einblick in die Spannungs- und Dehnungszustände beliebig geformter und belasteter Körper gewonnen wird. Neuere Verfahren sind das Erstarrungs- und Eintauchverfahren. Przygode VDI. VDE.

## Bücherschau.

**Wärmewirtschaft** von Heinrich Netz. Mit 86 Abbildungen. Leipzig und Berlin: B. G. Teubner 1935. Gebunden 5,— *R.M.*

Der Verfasser hat sich offenbar die Aufgabe gestellt, auf engem Raum einen möglichst guten Überblick über das Gebiet der Wärmewirtschaft zu geben. Dies ist ihm in hohem Grade gelungen. Wenn dabei einige Kapitel vielleicht etwas zu kurz gekommen sind, so ist dies dem Bestreben des Verfassers, den ausgedehnten Stoff in möglichster knapper Form zu bringen, zugute zu halten. Allenfalls könnte bei einer späteren Auflage der eine oder andere Abschnitt die wünschenswerte Erweiterung oder Änderung erfahren.

So ist, um einiges herauszugreifen, im vierten Abschnitt „Speisewasserpflege“ die thermische Aufbereitung verhältnismäßig eingehend behandelt, die wichtige chemische Aufbereitung etwas schlecht weggekommen. Das gleiche gilt von der Behandlung der Kesselverluste. Auch hinsichtlich der Einteilung bleiben einige Wünsche offen. So ist es wohl sonst nicht üblich, wie es in dem Abschnitt „Energiekosten der Dampfkraftanlagen“ geschehen ist, die Energiekosten in Kapitalkosten und Brennstoffkosten zu teilen und unter erstere auch Instandhaltung, Reparaturen, Löhne und Steuern einzureihen. Auch hätte mancher vielleicht auf den Abschnitt „Wärmetechnische Meßgeräte“ zugunsten einer Erweiterung anderer Abschnitte verzichtet.

Bei Berechnung des Druckabfalles in Rohrleitungen dürfte die Abhängigkeit des auf S. 70 angeführten Widerstandsbeiwertes von der durchströmenden Dampfmenge wohl nicht unberücksichtigt bleiben, da die Unveränderlichkeit des Beiwertes doch nur für das von Eberle untersuchte begrenzte Gebiet Geltung hat.

Gegenüber den im vorstehenden geäußerten Wünschen ist der gerade für Anfänger wichtige Vorteil hervorzuheben, daß der Verfasser durch die Aufnahme praktischer Aufgaben samt Lösungen unter Verwendung entsprechender Schaubilder die Benützung des Buches sehr erleichtert hat.

Jedenfalls kann dieses dem, der sich rasch ohne sich in umfangreiche Werke vertiefen zu müssen, über gewisse wärme-wirtschaftliche Fragen unterrichten will, gute Dienste leisten. Für den, der sich auf Grund der Einführung durch das vorliegende Buch eingehend mit Einzelfragen des Gebietes befassen will, ist dankenswerterweise ein umfangreiches Schrifttumsverzeichnis angefügt.

Druck und Ausstattung des Werkes sind, dem Ruf des gewählten Verlages entsprechend, vorzüglich. R.

**Vorbericht zum II. Kongreß der Internationalen Vereinigung für Brückenbau und Hochbau.** Berlin-München 1. bis 11. Oktober 1936. 1600 Seiten mit 1075 Textabbildungen. Berlin: Wilhelm Ernst & Sohn 1936. Preis in Leinen 34,— *R.M.*, für einige Zeitschriftenbezieher 30,— *R.M.*

Wenn eine große internationale wissenschaftliche Tagung, auf der die namhaftesten Fachleute aus mehreren Dutzend Kulturstaaten vertreten sind, Erfolg haben soll, müssen ihre Berichte zuvor gedruckt in die Hände der Teilnehmer gelangen. Auf der Tagung selbst wird üblicherweise nur den Generalberichterstattem das Wort gegeben, um dann anschließend nach besonderer Auswahl Fachleute in Sonderbeiträgen zu besonderen Fragen Stellung nehmen zu lassen. Welche Fülle von Stoff für die Tagung vorlag, geht rein äußerlich schon aus dem gewaltigen Umfang des Vorberichtes hervor.

Auf dem Gebiete des Stahlbaues stand im Vordergrund des Interesses: die Bedeutung der Zähigkeit des Stahles für die Berechnung und Bemessung und die Sicherheit statisch bestimmter und unbestimmter Stahlbauwerke, der Einfluß dynamischer Lastwirkungen bei geschweißten Stahlbauten, die Berücksichtigung

der Wärmespannungen beim Schweißen und die Prüfung der Schweißnähte, schließlich die Theorie und Versuchsforschung für Einzelheiten der Stahlbauwerke, wie z. B. Rahmenpunkte, Beulspannungen in Stegblechen, Stoßverbindungen, Nebenspannungen, abschließend die Anwendung des Stahles im Großbrückenbau.

Im Eisenbetonbau wird der Einfluß dynamischer Belastung neuerdings ebenfalls eingehend erforscht. Es wird über Mittel zur Erhöhung der Zugfestigkeit und zur Verminderung der Rißbildung im Betonbau nachgedacht, die Anwendung des hochwertigen Stahls im Eisenbetonbau untersucht, die Spannungsverhältnisse in Flächentragwerken und in weitgespannten Eisenbetonbrücken ermittelt.

In der jungen Wissenschaft der Baugrundforschung sind die Fortschritte ebenfalls unverkennbar.

Alles in allem stellt der Vorbericht auf seinen 1600 Seiten eine „kurze“ Zusammenfassung all der deutschen und ausländischen Forschungsarbeiten der letzten Jahre auf dem Gebiete des Brückenbaues dar. Jeder Brückenbauer wird in dem Werk Belehrung und Anregung finden, auch wenn er keine Gelegenheit hatte, an der Tagung selbst teilzunehmen. Für den wissenschaftlich arbeitenden Ingenieur ist der Bericht eine Fundgrube des Wissens und eine Richtschnur für weitere Forschungsarbeit. Der Preis ist außergewöhnlich niedrig zu nennen.

Dr. Kollmar, Dresden.

### **Fertigungstechnik und Güte abbrenngeschweißter Verbindungen.**

Von Dr. Ing. Hans Kilger. 128 Seiten, 75 Abbildungen, 15 Zahlentafeln. Braunschweig: Friedrich Vieweg und Sohn. 1936. Geb. 7,60 *R.M.*

Die Veröffentlichungen über abbrenngeschweißte Verbindungen von Stählen haben bisher neben den Festigkeitswerten keine näheren Angaben über die Vorgänge bei der Schweißung enthalten. Der Verfasser liefert in seinem Buch diese ergänzenden Unterlagen. Er gibt zunächst Aufschluß über den Hergang der Schweißung. Die einzelnen Teilvorgänge — Vorwärmen, Abbrennen, Stauchen, Nachwärmen — sind erläutert; es wird darauf hingewiesen, daß genaue Anweisungen für den Ablauf der Schweißung nicht gegeben werden können und die Angaben der Leistungstabellen der Schweißmaschinen nur wirtschaftlicher Art sind. Der Einfluß der angesetzten Energie, der Vorschubgeschwindigkeit und der Form und Größe des Querschnittes auf den Schweißvorgang werden in Zusammenhang gebracht. Die Erwärmung des Werkstückes wird räumlich und zeitlich durch Temperaturmessungen an der Schweißstelle während des Schweißens geprüft. Der Einfluß der Schweißung auf Gefüge und Glühzonen wird mit Hilfe von Gefügebildern besonders vermittelt. Die Untersuchung der Festigkeit der Verbindungen wird durch umfangreiche Dauerversuche mit wechselnder Beanspruchung wertvoll und ausführlich ergänzt. Besonders wird auf die Bedeutung der Biegeschwingungsprüfung als Prüfverfahren hingewiesen. Dabei wird festgestellt, daß neben den Energieverhältnissen und Schweißzeiten die Stauchvorgänge einen wesentlichen Einfluß auf die Naht haben. Die Festigkeitsversuche erstrecken sich auf ungeschweißte und geschweißte Stäbe und sind deshalb von besonderem Wert, weil die Prüfungen mit dem vollen Schweißquerschnitt vorgenommen wurden. Bei der Beurteilung von Fehlschweißungen geben Bruchbilder guten Aufschluß. Besonders zu erwähnen ist der Hinweis, daß die Schlackenführung das Kernproblem der Abbrennschweißung ist und die oftmals angewandte hohe Energiebelastung die Bildung von Oxydationsprodukten in der Naht beschleunigt.

Die Untersuchungen sind mit Walzeisen von der Handelsgüte St 00, St 37 und St C 10.61 und vorzugsweise mit Proben von 30 mm Durchmesser ausgeführt. Als Schweißmaschine wurde

die Type SW 6 der SSW mit Handantrieb für Querschnitte bis zu 4000 mm<sup>2</sup> benutzt. Die Feststellungen des Verfassers gelten also nur mit gewissen Einschränkungen. Trotzdem ist das Buch von großem Wert für jeden, der es zur Einführung in das Gebiet der Abbrennschweißung benutzen will, besonders aber für den Werkstättenmann bei der Fertigung und für den Konstrukteur zum richtigen Einsatz abbrenngeschweißter Bauteile.

Mauerer VDI, München.

#### Technik voran! 1937 Jahrbuch mit Kalender für die Jugend.

Herausgegeben vom deutschen Ausschuß für technisches Schulwesen, Taschenformat, kartoniert —,95 *R.M.* Leipzig-Berlin: B. G. Teubner.

Ein für die Jugend mit ihrem starken Interesse an der Technik bestimmtes Büchlein, das seinen Zweck die hier vorhandene Wissensbegierde zu befriedigen, auf den verschiedensten Gebieten erfüllt und daher gerne empfohlen werden kann.

#### Stahlbaukalender 1937.

Herausgegeben vom deutschen Stahlbauverband Berlin. Berlin: Wilhelm Ernst & Sohn.

Das nunmehr im 3. Jahrgang gerade zum II. Kongreß der Internationalen Vereinigung für Brücken und Hochbauten herausgekommene für Baustatiker bestimmte bekannte Taschenbuch enthält wie bisher als Hauptabschnitte: Baustatik, Stahlhochbau, Eisenbahnbrücken, Straßenbrücken nebst den nötigen Hilfsangaben, Tabellen, Vorschriften usw. Selbstverständlich sind alle Angaben auf den laufenden Stand gebracht. In den Abschnitten Baustatik, Brückenbau wurden einige wertvolle Ergänzungen aufgenommen (Berücksichtigung des Verfahrens der w-Gewichte zur Ermittlung der Gurtbiegelinien und der Einflußlinien statisch unbestimmter Tragwerke, Berechnung der Stegbleche vollwandiger Träger auf Ausbeulen nach Dr. Schleicher usw.).

Der „Deutsche Reichsbahn-Kalender“, der vom Pressedienst der Deutschen Reichsbahn zum 11. Male herausgegeben wird, steht diesmal unter dem Leitwort: „Die Reichsbahn im Jahreslauf“. Die innige Verknüpfung des Verkehrs mit dem Wirtschaftsleben wie mit dem jahreszeitlich bedingten Einzelleben läßt es als selbstverständlich erscheinen, daß der durch die Jahreszeit bedingte gesetzmäßige Rhythmus auch im Dienst der Reichsbahn wieder erscheint. So bringt der Herbst den Ernteverkehr, der Sommer die Vergnügungs- und Erholungsreisen, der Spitzenverkehr an den großen Festtagen zeigt das Strömen der Urlauber und der Familienmitglieder zur Heimstätte. Daß bei solcher Darstellung auch die deutsche Landschaft, durch die die Züge brausen hereinleuchtet, jeweils in ihrem jahreszeitlichen Gewande, ist selbstverständlich; und das Mittel zum Zweck: die Technik erhält selbstverständlich ebenfalls die gebührende Würdigung, ebenso wie der Mensch, der diese Mittel meistert. So ist auch der 11. Jahrgang des Kalenders wieder eine willkommene Gabe, durch die man sich gerne von Tag zu Tag an die treue Dienerin des Verkehrs, die Deutsche Reichsbahn, erinnern läßt.

#### Die elektrische Kraftübertragung.

Von Dipl.-Ing. Herbert Kyser. Dritter Band: Bau und Betrieb des Kraftwerkes; Erster Teil: Die maschinellen Einrichtungen für Dampf, Rohöl, Gas und Wasser, Vorarbeiten, Entwurfsgestaltung und Betriebsführung. Berlin: Julius Springer 1936. 550 (573) Seiten. Preis gebunden 45,— *R.M.*

Der nun in dritter Auflage vorliegende erste Teil des dritten Bandes behandelt den Bau von Dampf-, Diesel-, Hochofengas- und Wasserkraftwerken. Das aus der Feder des sehr bekannten, mit reichen Erfahrungen ausgestatteten Fachmannes stammende Werk wendet sich insbesondere an Elektroingenieure, um diesen

auf dem Gebiete des Maschinen- und des Bauwerks das notwendige Rüstzeug für den Entwurf, die Erneuerung oder Erweiterung von Kraftwerken mit allen Nebenanlagen und für die Beurteilung von Angeboten in die Hand zu geben.

Das Buch ist in fünf Abschnitte geteilt: das Stromversorgungsgebiet — die Dampfkraftanlagen — die Dampfkesselanlagen — die Kolbenkraftmaschinen — die Wasserkraftanlagen. Die am Schluß beigeheftete Zusammenstellung der benutzten Formelzeichen und das Sachverzeichnis können getrennt herausgenommen werden.

Im ersten Abschnitt werden die Belastungsverhältnisse, das Stromversorgungsgebiet und die Wahl der Stromart und -spannung besprochen. Die folgerichtige Ordnung und klare Beschreibung der Grundbegriffe der verschiedenartigen Belastungen verdient besondere Anerkennung.

Der zweite Abschnitt enthält neben dem wärmetechnischen Aufbau der Dampfkraftanlagen grundlegende bauliche und betriebliche Fragen. Die weiter folgende allgemeine Behandlung der Dampfkraftmaschinen beschränkt sich auf die Dampfturbinen mit Zubehör, da große Kolbendampfmaschinen als Antriebsmaschinen in neuzeitlichen Kraftanlagen nur unter ganz besonderen Verhältnissen verwendet werden.

Im nächsten Abschnitt sind die Dampfkesselanlagen mit ihren Nebenanlagen und Hilfseinrichtungen eingehend und anschaulich beschrieben. Zunächst sind Brennstoff- und Speisewasserfragen entsprechend ihrer Bedeutung im Kraftwerksbetrieb erörtert. Aus den Erfahrungen und Bedürfnissen des Kraftwerksbetriebes heraus sind wertvolle Fingerzeige über die bauliche Durchbildung und Ausgestaltung von Dampfkraftwerken gegeben. (Bei der Abhandlung über die Kesselbauformen dürften in dem vom Verfasser gesteckten Rahmen in einer künftigen Auflage die Großwasserraumkessel wohl außer Betracht bleiben können, da hierfür dieselben Erwägungen maßgebend sind, wie für die Kolbendampfmaschinen.) Recht verständlich sind auch die Feuerungsanlagen und die Bekohlungseinrichtungen dargestellt. Bei der Kesselspeisung sind die neuzeitlichen Ausführungen der selbsttätigen Speisewasserregler (z. B. Schwimmerregler) etwas zu kurz gekommen. Angaben über die gesetzlich geforderte Leistung der Speisepumpen in Beziehung zur Betriebsvorrichtung (Antriebsart) und einige Worte über Dampfspeicher wären wünschenswert gewesen.

Den Diesel- und Hochofengas-Kraftmaschinen und den Wasserkraftmaschinen ist je ein besonderer Abschnitt gewidmet, der in getrennter Form alles wesentliche erläutert. Die Frage der einheimischen Treibstoffe hätte bei der großen Bedeutung dieses Punktes vielleicht noch etwas eingehender behandelt werden dürfen. Holzgasanlagen sind z. B. gar nicht erwähnt.

Zusammenfassend ist zu sagen, daß das gut ausgestattete sorgfältig durchgearbeitete Werk seinen Zweck gut erfüllt. Die Ausführungen des Verfassers werden durch 380 Abbildungen und 50 Zahlentafeln bestens veranschaulicht und unterstützt. Bezüglich der Klarheit und Verständlichkeit der Darstellung steht der vorliegende dritte Teil in keiner Weise den bereits erschienenen Teilen des Werkes nach.

Der gute Druck, sowie die deutlichen, allen Beiwerks entkleideten Zeichnungen tragen dazu bei, das Studium des Buches zu einem Vergnügen zu machen. Das Werk wird allen Fachgenossen, nicht nur allen in der Praxis stehenden Elektro-, Maschinen-, Hoch- und Tiefbauingenieuren, sondern auch den Jungingenieuren und Studierenden als Nachschlage- und Studienwerk wärmstens empfohlen.

In die Druckfehlerverbesserung wäre eine kleine Unstimmigkeit auf S. 178, Zeile 7 aufzunehmen. Dr. Schultheiß.

*Sämtliche in diesem Heft besprochenen oder angezeigten Bücher sind durch alle Buchhandlungen zu beziehen.*

Der Wiederabdruck der in dem „Organ“ enthaltenen Originalaufsätze oder des Berichtes, mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne Genehmigung des Verfassers, des Verlages und Herausgebers nicht erlaubt und wird als Nachdruck verfolgt.

Als Herausgeber verantwortlich: Direktor bei der Reichsbahn Dr. Ing. Heinrich Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.

Druck von Carl Ritter G. m. b. H. in Wiesbaden.