

# DIE GLEICHSTROM- DAMPFMASCHINE

VON

Dr.-Ing. ehr. J. STUMPF

GEH. REGIERUNGSRAT  
PROFESSOR AN DER TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZU BERLIN

DRITTE AUFLAGE



MÜNCHEN 1922  
DRUCK VON R. OLDENBOURG



# DER KAMPF DER ELEMENTE

Von J. A. STUMPF

(Chaos 1831, Nr. 5.)

**G**ott sah, was er gemacht, und siehe, es war gut,  
So schrieb ein Mann von großem Geist und Mut,  
Doch diese Lehre will der Welt nicht mehr behagen,  
Der Zweifler macht bedenklich bittre Klagen;  
Er ruft: Man werfe nur, nur einen flücht'gen Blick  
Ins Lebensspiel, was blickt man? Menschenglück?  
Nein, Not und Tod und Elend sieht man hausen,  
Die Elemente stets im Wechselkämpfe brausen,  
Und Sturm der Leidenschaft, die ewig Feindschaft brüten,  
So murt gar mancher trüb, raubt sich des Lebens Frieden!

Warum denn wurden wir so rund umgeben  
Vom rohen Stoff, von Kräften aller Art?  
Was will in unsrer Brust das stete Streben,  
Das sich mit ewig reger Neugier paart?  
Gestalten soll der Herr der Erden.  
Harrt hier nicht alles auf des Bildners Hand?  
Ein Schöpfer soll der Mensch, wie Gott, wohltätig werden.  
Dum gab er ihm Stoff, Kräfte und Verstand. —  
So jener Mann, dem manches Werk gelungen  
Und dessen Geist nach Wahrheit, Licht gerungen,  
Geprüft des Feuers, des Wassers Macht,  
Kurz, der zuerst das Werk erdacht,  
Wie durch der Elemente Kampf,  
Des Feuers Wut, des Wassers Dampf  
Der Mensch Gewinn und nicht Verderben fand.

Die Wut des Feuers, des Wassers Macht,  
Hat er in seine Gewalt gebracht,  
Er trennt durch eine dünne Wand  
Die Feinde, die von Wut entbrannt.  
Die Flammen an dem Kessel wüten,  
In dem voll Zorn die Wellen siedend,  
Und streben, sich am Feind zu rächen,  
Den starken Kerker zu zerbrechen.  
Ein blanker Stab steigt magisch hoch empor,  
Vom Dampf verfolgt durch ein gewaltig Rohr,  
Im Nu stürzt in die heiße Flut  
Ein kalter Strom, schreckt seine Wut;  
Gleich sinkt der Stab — im Augenblick  
Scheucht ihn der heiße Dampf zurück.  
Der blanke Stahl steigt auf und nieder,  
Belebt zum Streben alle Glieder  
Nach einem Ziel. Der große Bau  
Folgt stets des Meisters Sinn genau. —

Wie mancher tadelt nicht den Wunderlauf der Dinge,  
Und ungeprüft schilt, was er nicht versteht:  
Der Forscher sieht entzückt, wie in der Wesen Ringe  
Sich Teil und Ganzes stets im schönsten Bunde dreht.

## Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Vorwort . . . . .	V
<b>I. Die Verluste der Dampfmaschine . . . . .</b>	<b>1</b>
1a. Die Verluste durch Zylinderkondensation . . . . .	1
1b. Die Gleichstromeinrichtung als Mittel zur Verminderung des Flächenschadens. Die Mantelheizung . . . . .	5
2a. Der Einfluß des Volumens des schädlichen Raums auf den theoretischen Dampfverbrauch (Raumschaden). Kritischer Gegendruck . . . . .	16
2b. Zuschaltraum . . . . .	49
3a. Die Verluste durch Drosselung. Die Bestimmung der Ein- und Auslaßquerschnitte . . . . .	54
3b. Die Beziehungen zwischen der Gleichstromdampfmaschine und dem Kondensator. . . . .	77
4. Die Verluste durch Reibung (mechanischer Wirkungsgrad). Triebwerkabmessungen. . . . .	81
5. Die Verluste durch Undichtheit. Ventile. Stopfbüchsen. Kolben . . . . .	89
6. Die Verluste durch Wärmestrahlung und Wärmeleitung . . . . .	116
7. Die Verluste durch unvollständige Expansion. Saugauspuff . . . . .	119
8. Versuche von Prof. Dr. Nägel, Dresden . . . . .	129
<b>II. 1. Die Betriebsgleichstromdampfmaschine . . . . .</b>	<b>137</b>
2. Die Corliß-Gleichstromdampfmaschine . . . . .	194
3. Die Gleichstromdampfmaschine mit Dampfzapfung . . . . .	199
4. Die Gleichstromwalzenzugsdampfmaschine . . . . .	207
5. Die Gleichstromförderdampfmaschine. . . . .	219
6. Die Gleichstromdampfmaschinen zum Antrieb von Arbeitsmaschinen . . . . .	225
<b>III. Die Gleichstromdampflokomotive. . . . .</b>	<b>237</b>
<b>IV. Die Gleichstromdampflokomobile . . . . .</b>	<b>267</b>
<b>V. Die Gleichstromschiffsdampfmaschine . . . . .</b>	<b>288</b>
<b>VI. Die Gleichstromdampfmaschine mit Tellerventil und Steuerwelle mit mehrfacher Drehzahl . . . . .</b>	<b>319</b>
Schlußergebnis . . . . .	332

## Vorwort.

Die zweite Ausgabe stellt eine völlige Umarbeitung der ersten Auflage dar, von welcher nicht viel übrig geblieben ist. Die erste Ausgabe enthielt neben vielen Tatsachen auch viele Ansichten und war mehr dazu bestimmt, die Gleichstromdampfmaschine gegen alte Anschauungen und Angriffe zu verteidigen. Inzwischen

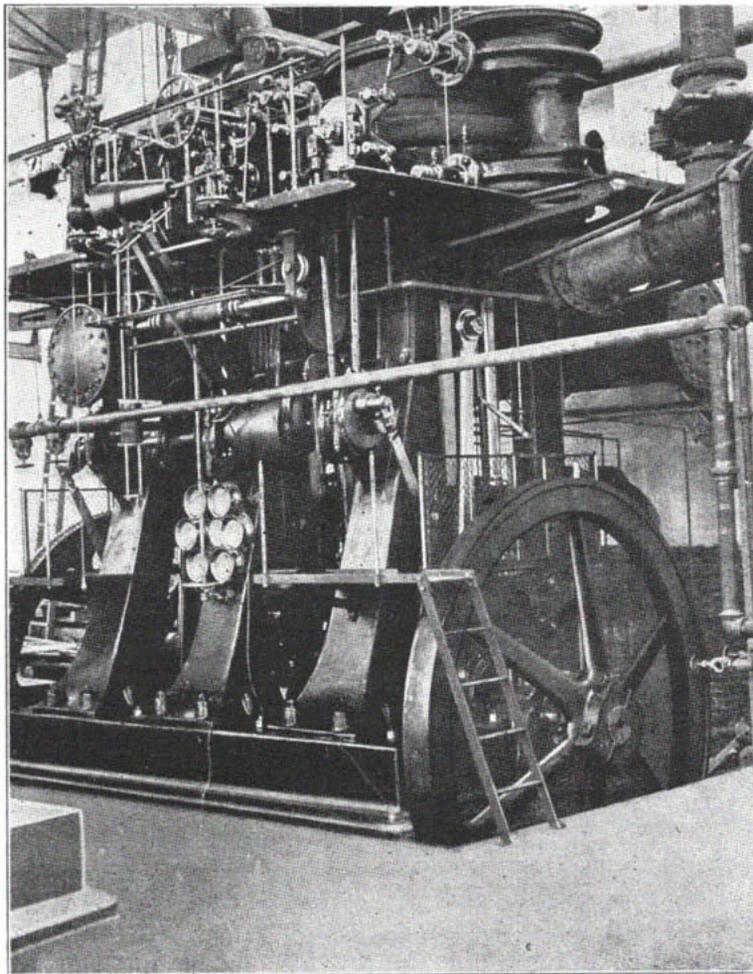


Abb. 1.

ist die Gleichstromdampfmaschine ausgiebig erprobt und wissenschaftlich ergründet worden. Sie ist Tatsache und Allgemeingut geworden. Im Einklang hiermit enthält das neue Buch eine objektiv-wissenschaftliche Begründung und Darstellung des Entwicklungsganges der Gleichstromdampfmaschine.

## VI

Im Anfang des Buches wird die Frage aufgeworfen: Welches sind die Schäden der Dampfmaschine? Alsdann werden für jeden Schaden die Ursachen und Wirkungen und die Beziehungen zwischen beiden ergründet und alsdann die Wege gewiesen, auf welchen der Mindestbetrag eines jeden Schadens erzielbar ist. Nachdem dieses für sämtliche 7 Schäden der Dampfmaschine durchgeführt ist, wird schließlich zusammenfassend die Frage gestellt: Wie muß die Dampfmaschine aussehen, welche summarisch den Mindestbetrag sämtlicher 7 Schäden aufweist? Als Antwort werden zwei bauliche Lösungen vorgeführt: eine Tellerventil-Kondensationsgleichstromdampfbetriebsmaschine und eine Tellerventil-Auspuffgleichstromdampfmaschine, letztere im Zusammenhang mit einer Gleichstromlokomotive. Bei ersterer wurde das Tellerventil durch die Einführung einer Steuerwelle mit verdoppelter Drehzahl ermöglicht (s. Abschn. VI).

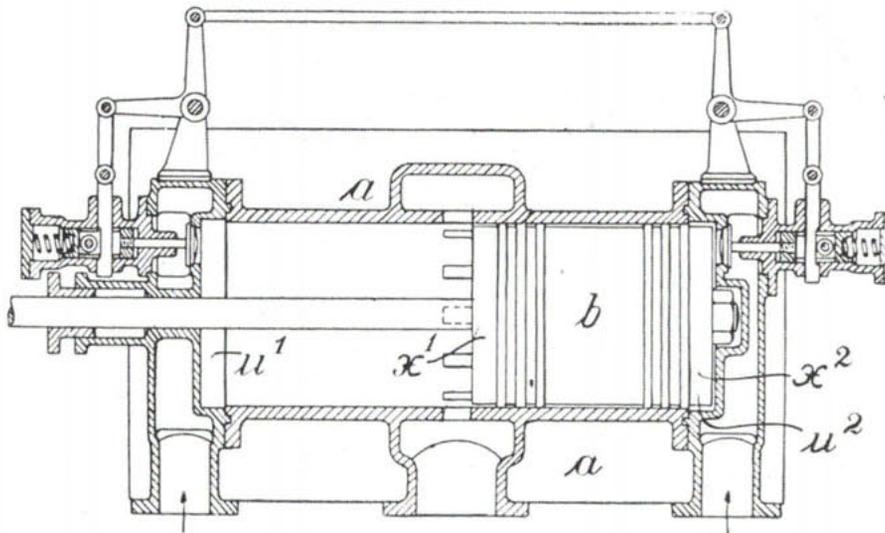


Abb. 2.

Beide Maschinen sind im Jahr 1920 entstanden und ergeben sowohl für Satt-dampf wie für Überhitzung günstigeren Dampfverbrauch als die besten Stufenmaschinen. Hierfür wurden die Erfahrungen in ausgedehntem Maße benutzt, welche mit der Gleichstromdampfmaschine auf den verschiedensten Gebieten gemacht worden sind.

Eine ganze Anzahl von Abschnitten dienen der Schilderung dieser Entwicklung auf den verschiedenen Anwendungsgebieten.

Als Neuheit erscheint hier das Tellerventil, welches bislang nur im Verbrennungsmaschinenbau Verwendung fand. Alle Versuche, dasselbe in den Dampfmaschinenbau einzuführen, sind bisher fehlgeschlagen. Die Einführung des Tellerventils in die Gleichstromdampfmaschine bildet in gewissem Sinne eine Art Schlußstein in der Entwicklung dieser Maschine. Überraschend ist die grundsätzliche Übereinstimmung im Aufbau dieser Maschine mit der Zweitakt-Verbrennungsmaschine, mit welcher sie 1. die Einstufigkeit, 2. den vom Kolben gesteuerten Schlitzauslaß und 3. das Tellerventil gemeinsam hat.

Überraschend ist weiter die Übereinstimmung in den wesentlichen Teilen des Zylinders zwischen der fertigen Maschine nach Abb. 3 (s. Abschn. VI) und der im Jahre 1900 entstandenen Ursprungsskizze Abb. 2, welche auch schon das Teller-ventil zeigt.

Da nach Descartes der Zweifel als Ursprung jeder Philosophie gelten kann, so ist die Frage nach dem Ursprungszweifel der Gleichstromphilosophie berechtigt. Dieser Zweifel entstand im Jahre 1896 bei der Inangangsetzung von zwei von mir für die Pope Mfg. Co. in Hartford, Con., durchkonstruierten Pumpmaschinen (Abb. 1). Die Antriebsmaschinen waren stehende Dreifachexpansionsmaschinen mit Corlißsteuerung und Zentralkondensation, bei welchen alle damals für richtig gehaltenen Grundsätze bis zur äußersten Konsequenz durchgeführt wurden. Die

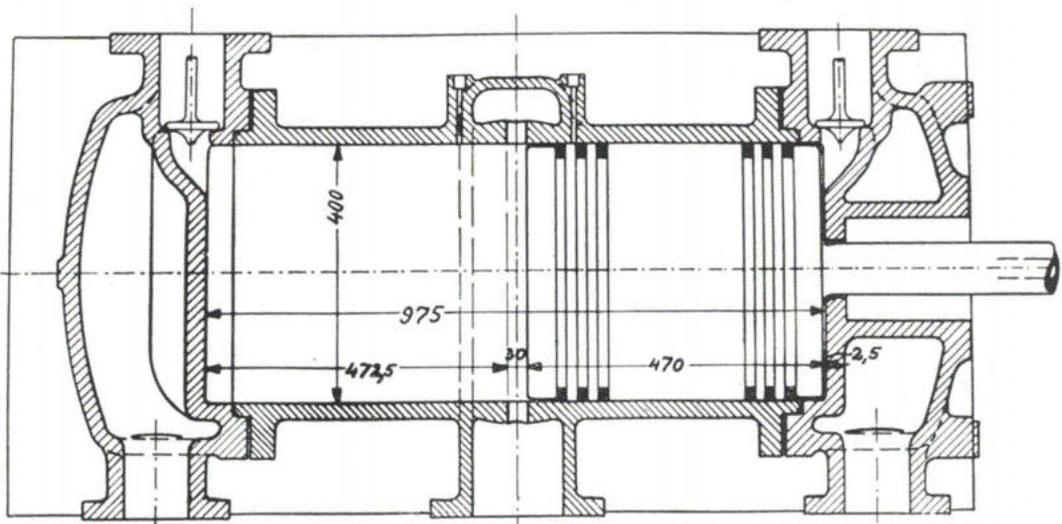


Abb. 3.

sich hieraus ergebende große Verwicklung war abschreckend und erschien mir als ein Zeichen der Schwäche. Die entstandenen Zweifel verdichteten sich im Jahre 1900 zu der Skizze Abb. 2. Der dann einsetzende Stufendampfturbinenbau entwickelte sich auf der Grundlage des reinsten Gleichstroms, was in verstärkter Form die Frage nahe legte, ob nicht die Dampfmaschine durch Verwendung des Gleichstroms auf die thermische Höhe der Dampfturbine gebracht werden könnte. Die Übertragung der Turbinengleichstromwirkung, wenn auch in etwas unvollkommener Weise, auf die Dampfmaschine unter richtiger Durchbildung des Zylinders, der Steuerung, der Heizung, des Anschlusses der Kondensation usw. führte zur Teller-ventil-Gleichstromdampfmaschine nach Abb. 3, wobei die Erreichung des kleinsten summarischen Schadens für alle 7 Schäden der Dampfmaschine und größtmöglicher Einfachheit und Betriebssicherheit stets das Ziel bildete. Dieses Ziel scheint fast vollständig erreicht zu sein. Hierfür spricht der gemeinsame Gleichstromgrundsatz mit der Dampfturbine und die gemeinsame konstruktive Grundlage mit der Zweitaktverbrennungsmaschine.

Eine gewaltige Arbeit war die Ausgestaltung und die Anpassung der Gleichstromdampfmaschine an die besonderen Anforderungen der verschiedenen Verwendungs-

## VIII

gebiete. In dieser Arbeit wurde ich bestens unterstützt durch meine Assistenten und die Herren: OBERINGENIEUR RÖSLER-MÜLHAUSEN I. E., DIREKTOR ARENDT-SAARBRÜCKEN, PROF. DR.-ING. BONIN-AACHEN, DIPL.-ING. DUTTA-LONDON, DR.-ING. MRONGOVIVS-BERLIN und DR.-ING. MEINEKE-BERLIN.

Auf die kräftige Unterstützung durch die vier letztgenannten Herren ist das positive Ergebnis der Abschnitte über den Raumschaden, den Drösselverlust, den Saugauspuff, die Gleichstromlokomotive und die Steuerung mit Steuerwelle mit verdoppelter Drehzahl zurückzuführen.

Besonders dankbar aber bin ich den Herren, welche für meine Vorschläge eintraten zu einer Zeit, wo noch niemand an die Gleichstromdampfmaschine glauben wollte: Direktor Nolte, Professor an der Technischen Hochschule in Riga, Zentraldirektor Hnevkovsky und Direktor Smetana in Brünn, Generaldirektor Lamey in Mülhausen i. E., Wirkl. Geh. Oberbaurat Müller-Berlin und Direktor Schüler-Grevenbroich.

Berlin, im Januar 1921.

**J. Stumpf.**

Die dritte Ausgabe läßt den Rahmen der in 9 Monaten vergriffenen 2. Auflage unberührt, während einzelne Abschnitte weiter ausgebaut sind. Dieser Ausbau bezieht sich zunächst auf eine genauere Berechnung der Auslaßquerschnitte. Dann mußte der Tatsache Rechnung getragen werden, daß inzwischen 15 amerikanische Firmen in großem Umfang den Bau von Gleichstromdampfmaschinen nach den Vorschlägen des Verfassers aufnahmen, deren Beschreibung entsprechender Raum zur Verfügung gestellt werden mußte. Die im Betrieb und in ausgedehnten Versuchen mit den Tellereinlaßventilen einer Gleichstromdampflokomotive gemachten günstigen Erfahrungen wurden im Abschnitt über Lokomotiven berücksichtigt. Die Steuerungen der Tellerventile mit einer mit mehrfacher Maschinendrehzahl laufenden Steuerwelle sind im Schlußabschnitt für verschiedene Anwendungsgebiete weiter entwickelt. Daß das Tellerventil das Steuerungsorgan der Zukunft sein wird, beginnt allmählich die Überzeugung weiterer Kreise zu werden, worauf das Interesse für den Schlußabschnitt zurückzuführen ist.

Berlin, im Januar 1922.

**J. Stumpf.**

## I. Die Verluste der Dampfmaschine.

Die Verluste der Dampfmaschine sind:

1. die Verluste durch die Zylinderkondensation (Flächenschaden),
2. die Verluste durch das Volumen des schädlichen Raumes (Raumschaden),
3. die Verluste durch Drosselung,
4. die Verluste durch Reibung,
5. die Verluste durch Undichtheit,
6. die Verluste durch Wärmestrahlung und Wärmeleitung,
7. die Verluste durch unvollständige Expansion.

### 1a. Die Verluste durch die Zylinderkondensation.

(Flächenschaden.)

Die Größe der Zylinder- oder Eintrittskondensation (im folgenden kurz Flächenschaden genannt) wird bestimmt durch die Größe, Art und Anordnung der schädlichen Flächen und des häufig fehlenden Zylindermantels, durch die Eigenschaften des an den schädlichen Flächen vorbeiströmenden Dampfes, durch das Temperaturgefälle und die häufig hiermit im Zusammenhange stehende Stufenzahl, durch die Größe, Dauer und Art der Dampfströmung und durch die Art des Dampfweges im Zylinder (Wechselstrom, Gleichstrom). Die Eintrittskondensation, welche gewöhnlich bei Füllungsschluß erledigt ist, wird vermittelt durch die schädlichen Flächen, zu welchen auch das zuweilen im Dampf enthaltene Wasser einen Beitrag liefern kann. Dieselben ermöglichen in ihrer Eigenschaft als Wärmeträger das Herumschleichen eines Teils der eingefüllten Wärme, welche so für die Ausnutzung verloren geht. Ein Teil des Dampfes kondensiert während der Füllung und verdampft wieder während des Auspuffs und des letzten Teils der Expansion. Zu den schädlichen Flächen gehört die innere Oberfläche des Dampfzylinders und die nach dem Zylinderinnern hin frei liegende Fläche der Dampfverteilungsorgane, des Kolbens und der Kolbenstange. Die immer, also auch in der Kolbentotlage, frei liegenden Flächen könnte man als schädliche Flächen 1. Ordnung und die nach Fortbewegung des Kolbens freiwerdenden Flächen als schädliche Flächen 2. Ordnung bezeichnen. Erstere haben meist einen wesentlich größeren Anteil am Flächenschaden als letztere. Da die Größe des Flächenschadens auch durch die Größe der schädlichen Flächen bestimmt wird, so sollte man letztere zunächst baulich und dann durch Bearbeitung so klein als möglich halten. Viele Konstrukteure achten höchstens auf kleinen schädlichen Raum, während ihnen die Erstrebung kleiner schädlicher Flächen meist fernliegt. Die kleinste ideale schädliche Fläche 1. Ordnung ist gegeben durch den doppelten lichten Zylinderquerschnitt (Zylinderdeckelfläche und Kolbenkopffläche). Es empfiehlt sich, die nun noch hinzukommenden (zusätzlichen) schäd-

lichen Flächen 1. Ordnung in % zur kleinsten idealen schädlichen Fläche auszudrücken. Rechnet man hiernach ausgeführte Konstruktionen nach, so findet man zusätzliche, noch dazu häufig unbearbeitete schädliche Flächen bis zu 150—200% der kleinsten idealen schädlichen Fläche. Andererseits ist es möglich, durch geschickte Anordnung und Bauart diese Zahl auf 5—10% herunterzusetzen. Kolbenschieber, namentlich solche mit Spannringen und gerippten Büchsen, sowie Flachschieber mit langen geschweiften bis in die Zylindermitte zusammengezogenen Kanälen ergeben große schädliche Flächen, welche, wenn sie unbearbeitet und gemeinsame Begrenzungsflächen für Ein- und Auslaßkanal sind, auch nach Art und Anordnung ganz besonders schädlich sind.

Nach Art und Anordnung sind die Maschinen mit getrennten Ein- und Auslaßorganen wesentlich günstiger, weil der gemeinsame Ein- und Auslaßkanal in getrennte, meist sehr kurze Ein- und Auslaßkanäle zerlegt ist. Hier strömen der kalte Abdampf und der heiße Frischdampf durch besondere Ausströmkanäle und besondere Einströmkanäle aus und ein. Die Art dieser besonderen Kanäle ist wesentlich günstiger als die der gemeinsamen, dem Ein- und Auslaß dienenden Kanäle, welche wegen der durch den kalten Abdampf und heißen Frischdampf hervorgerufenen, rasch folgenden und ausgiebigen Abkühlungen und Heizungen besonders großen Flächenschaden hervorrufen.

Der häufige Strömungsrichtungswechsel bei den Kolbenschieber- und Flachschiebermaschinen bedingt ausgiebige Wirbelungen und Wärmeaustauschwirkungen. Durch die Anordnung und Durchbildung der Konstruktion im einzelnen kann hier vieles verbessert werden.

Die Corlißmaschine kann nach Größe, Art und Anordnung der schädlichen Flächen als günstig bezeichnet werden, weil die Kanäle, besonders wenn sie im Deckel angeordnet sind, kurz und meist geradlinig in Ein- und Auslaß getrennt sind. Wenn der Auslaßschieber, welcher einen großen Beitrag zu den schädlichen Flächen liefert, die ganze Schieberbohrung ausfüllt und nur einen geradlinigen Durchbrechungskanal besitzt, so kann hierdurch eine empfindliche Stelle wesentlich verbessert werden.

Ungünstiger ist die Größe, Art und Anordnung der schädlichen Flächen der Ventilmaschinen, wenn auch die getrennten Ein- und Auslaßkanäle günstig wirken. Sehr ungünstig wirkt der häufige Strömungsrichtungswechsel. Die Ventilkörbe bewirken einen beträchtlichen Zuwachs an schädlicher Fläche.

Durch geschickte Anordnung wird häufig die Bearbeitung und damit eine Verminderung der Größe der schädlichen Flächen, der Wirbelungen und des Flächenschadens ermöglicht.

Weitere Mittel zur Bekämpfung des Flächenschadens sind:

1. die Zylindermantelung,
2. die Stufeneinteilung, .
3. die Überhitzung,
4. die Gleichstromeinrichtung.

Heizt man die so klein als möglich ausgeführten schädlichen Flächen, so ist ein weiterer Schritt zur Verminderung des Flächenschadens getan. Die Heizung geschieht meist durch Dampf, seltener durch Feuergase. Je schlechter die Maschine, je größer im besonderen der Flächenschaden, um so größer ist der Nutzen

der Heizung. Am größten ist demnach der Nutzen der Heizung bei Naßdampf-Einzylinderkondensationsmaschinen, weil hier der Flächenschaden und demnach das Besserungsgebiet am größten ist. Die Wirkung nimmt ab, wenn die eine Stufe durch 2, 3 oder 4 Stufen ersetzt oder gar noch der Naßdampf durch trocknen oder überhitzten Dampf ersetzt wird. Mit diesen Mitteln ist es möglich, den Kreisprozeß thermisch so vollkommen zu gestalten, daß kaum noch ein Wirkungsgebiet für die Dampfmantelung übrigbleibt. Das gilt namentlich bei Überhitzung — dies besonders, wenn sich der ganze Kreisprozeß im Überhitzungsgebiet vollzieht. Z. B. bei den Heißdampflokomotiven, bei welchen der Dampf noch überhitzt ausströmt, hat die Dampfmantelung — von anderen Gründen abgesehen — keinen Wert. Die Überhitzung ist ein so durchgreifendes Mittel, daß man bei Wechselstromdampfmaschinen mit Überhitzung von 3 Stufen auf 2 (Kondensation) und von 2 Stufen auf 1 Stufe (Auspuff) zurückgegangen ist.

Bei größerer Drehzahl, größeren Füllungen und größeren Einheiten geht der Flächenschaden und damit der Nutzen der Mantelung zurück. Die größere Drehzahl dämpft den Temperaturwechsel der Wand, die größere Füllung hebt die mittlere Wandtemperatur, und die größere Einheit bringt ein günstigeres Verhältnis der schädlichen Fläche zum Zylinderinhalt zuwege. Deshalb wird eine große, schnelllaufende, stark belastete Maschine die geringste Mantelwirkung haben — dies namentlich, wenn gar noch Überhitzung und ein beschränktes Temperaturgefälle hinzukommt. Alles trifft z. B. bei einer Heißdampflokomotive zu. Die Mantelung hat die größte Wirkung beim Niederdruckzylinder, weil hier der Flächenschaden, das Heizgefälle und die Heizflächen am größten sind und das Verhältnis des Heizdampfgewichtes zum Arbeitsdampfgewicht am günstigsten ist. Demgemäß muß der Nutzen der Heizung beim Mitteldruckzylinder und erst recht beim Hochdruckzylinder kleiner werden. Bei letzterem ist vielfach kaum noch ein Nutzen der Heizung feststellbar. Ähnlich liegt die Sache bei zweistufigen Maschinen. Die Deckelheizung ist meist wirksamer als die Laufzylinderheizung, weil die schädlichen Flächen des Laufzylinders zeitweise durch den Kolben abgedeckt und durch die Ölung teilweise wärmedicht gemacht sind. An diesen schädlichen Flächen 2. Ordnung kann deshalb der Flächenschaden nicht so groß und die Heizung nicht so wirksam sein.

Der Naßdampf ist am ungünstigsten, weil das Wasser neben den schädlichen Flächen als Wärmeträger wirkt und den Flächenschaden vergrößert. Besser ist der trockene und noch besser je nach dem Grade der Überhitzung der überhitzte Dampf. Der Naßdampf ist ein vorzüglicher, der überhitzte Dampf ein schlechter Wärmeleiter. In dem Maße, wie die Überhitze den Kreisprozeß über den Taupunkt hebt, wird der Zylinder adiabatish. Außerdem macht die durch die Überhitze hervorgerufene Volumenvergrößerung den Dampf dünner und das Füllungsgewicht und den Flächenschaden kleiner. Bei den üblichen Überhitzungsgraden ist es bei einstufigen Auspuffmaschinen möglich, den ganzen Kreisprozeß über den Taupunkt zu heben, nicht aber bei einstufigen Kondensationsmaschinen — in beiden Fällen entsprechende Expansion vorausgesetzt. Bei Kondensationsmaschinen verläuft der untere Teil des Kreisprozesses im feuchten Gebiet. Die Überhitzung kann nun, namentlich bei vollem Überhitzungskreisprozeß, so durchgreifend wirken, daß die Kleinhaltung der schädlichen Flächen, ihre Art und Anordnung und selbst in

manchen Fällen die Dampfmantelung bedeutungslos werden. Überhaupt kann bei den verschiedenen Mitteln zur Bekämpfung des Flächenschadens leicht eins (das gilt namentlich von der Überhitzung) so wirksam sein, daß für die anderen Mittel nichts oder wenig zu tun übrigbleibt.

Die Größe, Dauer und Art der Dampfströmung, namentlich der Abdampfströmung, können bei Naßdampf- und Sattdampfmaschinen von Einfluß sein. Große und langandauernde Geschwindigkeit von nassem Abdampf kann namentlich bei vielfach gewundenen, unbearbeiteten, mit großen schädlichen Flächen behafteten Kanälen großen Flächenschaden hervorrufen.

Das Gesamtergebnis der Anwendung aller besprochenen Mittel zur Verminderung der Zylinderkondensation verdichtete sich schließlich zur Regelausführung der zweistufigen Heißdampfkondensationsmaschine, bei welcher der Verlauf des unteren Gefälleteils im feuchten Gebiet noch zur Zweistufenordnung zwingt. Diesem Mangel hilft nun die »Gleichstromeinrichtung« ab, welche die Zylinderkondensation trotz der teilweise im feuchten Gebiet verlaufenden Expansion durch Führung des Dampfes in gleichbleibender Richtung (Gleichstrom) durch den Zylinder hindurch sehr wirksam vermindert oder aufhebt und damit die Rückkehr zur Einstufenanordnung sowohl bei Überhitzung wie bei Sattdampf ermöglicht und auch bei Auspuff- oder mehrstufigen Maschinen thermische Vorteile bringt.

---

## 1b. Die Gleichstromeinrichtung als Mittel zur Verminderung des Flächenschadens.

Bei der Gleichstromdampfmaschine findet die Dampfausnutzung, wie der Name andeutet, im Gleichstrom statt, d. h. der Dampf wird in gleichbleibender Richtung durch den Dampfzylinder hindurchgeführt. Wie Abb. 1 zeigt, tritt der Frischdampf unten in den Deckel ein, heizt die Deckelflächen, tritt dann durch

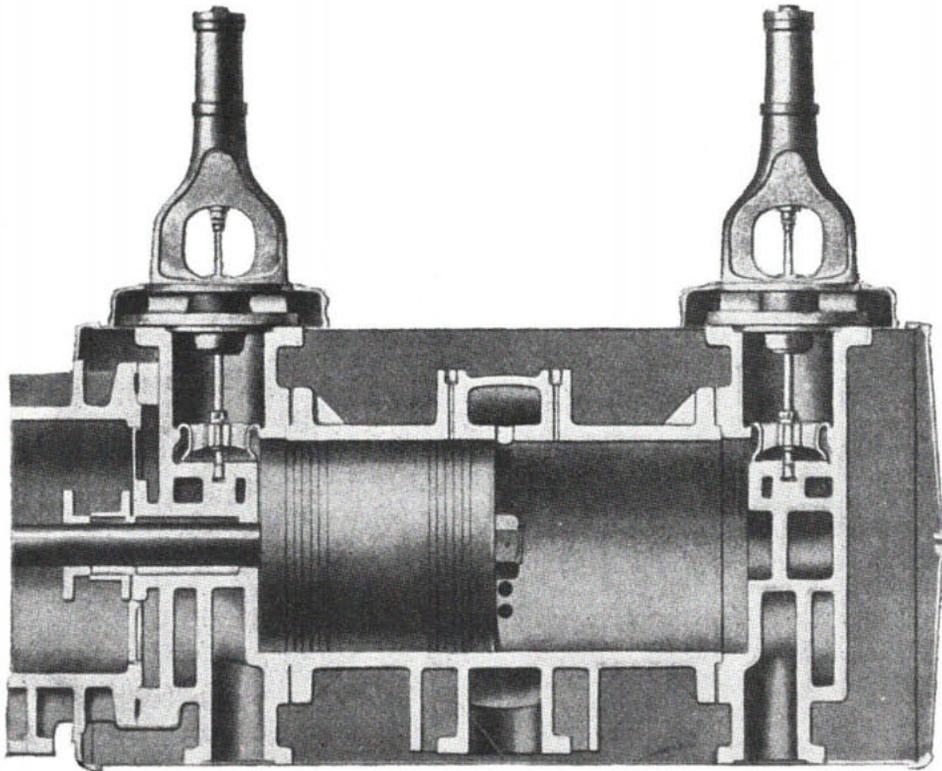


Abb. 1.

das oben im Deckel untergebrachte Ventil in den Zylinder über, folgt arbeitstend dem Kolben und tritt nach vollzogener Expansion durch am entgegengesetzten Ende des Kolbenhubes, d. i. in der Mitte des Zylinders, angebrachte und vom Kolben gesteuerte Auslaßschlitze aus. Im Gegensatz hierzu bewegt sich der Dampf bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen im Wechselstrom, d. h. er tritt am Kopfende des Zylinders ein, folgt dem Kolben während der Arbeitsleistung, kehrt am Ende des Kolbenhubes um und tritt am Kopfende wieder aus. Infolge dieser Umkehr des Abdampfstromes findet eine starke Auskühlung der

schädlichen Flächen durch den meist nassen Abdampf statt. Die Folge davon ist eine verstärkte Zylinderkondensation bei der nächsten Füllung. Durch den Gleichstrom werden diese Auskühlungen der schädlichen Flächen und damit die Zylinderkondensation so weit vermieden, daß die Stufeneinteilung entfallen kann. Gleichstromdampfmaschinen können daher einzylindrig, d. h. einstufig, ausgebildet werden, wobei sie mit einem Dampfverbrauch gleich dem von Verbund- und Dreifach-Expansionsmaschinen arbeiten.

Die Anwendung der Auslaßschlitze gestattet die Verwirklichung eines Auslaßquerschnitts von der dreifachen Größe des durch Schieber oder Ventile erreichbaren. Die Folge davon ist ein vollständiger Spannungsausgleich nach dem Kondensator hin, wenn von langen und engen Rohrleitungen zwischen Kondensator und Zylinder Abstand genommen wird. Mit anderen Worten: wenn der Kondensator nahe an den Zylinder herangeschoben und ein großer Übertrittsquerschnitt verwandt wird, ist vollständiger Spannungsausgleich möglich. Um eine richtige Vorstellung von der Größe der Auslaßschlitze zu erhalten, muß man sich vergegenwärtigen, daß man eine Kolbenschiebersteuerung hat, bei welcher der Arbeitskolben der Schieber, der Arbeitszylinder das Schiebergehäuse und die Kurbel das Antriebsexzenter ist. Die Vorausströmung wird im Mittel zu 10% angenommen, womit die Kompression auf 90% festgelegt ist.

Mit dem Ersatz der Auslaßorgane durch die Auslaßschlitze entfallen der Undichtigkeitsverlust, der zusätzliche schädliche Raum, die zusätzlichen schädlichen Flächen und der Steuerungsantrieb dieser Auslaßorgane. Neben der Gleichstromwirkung ist demnach auch die Gleichstromeinrichtung an der weitgehenden Verminderung des Dampfverbrauchs beteiligt.

Die Indikatordiagramme zeigen Adiabaten auf der Expansionsseite und Kompressionsseite.

Durch die adiabatische Expansion entsteht eine recht erhebliche Dampfmasse, selbst bei ziemlich großen anfänglichen Überhitzungen. Ein Blick auf die Entropietafel zeigt z. B., daß bei 300° Anfangstemperatur und 12 at Überdruck bei einer Expansion bis auf 0,8 at Enddruck ein Dampf von 0,93 Dampfqualität entsteht, d. h. in dem Dampfe sind 7% Wasser. Während des Auspuffs wird die adiabatische Expansion fortgesetzt, so daß bei Expansion bis auf 0,1 at abs. ein Wassergehalt von 17% entsteht. In Wirklichkeit wird die Temperatur am Ende der Füllung wegen der Wärmeverluste etwas kleiner sein. Die während der Füllung unvermeidlichen Wärmeverluste werden eine Temperaturerniedrigung zur Folge haben, so daß die Expansion bei geringerer Temperatur beginnt und bei größerem Wassergehalt endet. Dieses tiefe Eintauchen in das feuchte Gebiet zwang bei den gewöhnlichen Maschinen zur zweistufigen Anordnung, bei welcher der Hochdruckzylinder mit Heißdampf, der Niederdruckzylinder mit Sattedampf arbeitete. Durch die Gleichstromdampfmaschine wurde die Rückkehr zur einstufigen Anordnung bei Heißdampf und Sattedampf ermöglicht.

Der Heißdampf ist auch ein wirksames Mittel zur Bekämpfung der Zylinderkondensation. Die gleichzeitige Verwendung von Heißdampf und Gleichstrom wird deshalb eine bessere Erhaltung der Dampfwärme während der Füllung, den Beginn der Expansion bei höherer Temperatur und ihre Beendigung bei geringerem Wassergehalt, d. h. einen geringeren Dampfverbrauch zur Folge haben.

Infolge der Deckelheizung findet während der Expansion und des Auspuffs eine teilweise Regenerierung des Dampfes statt. Es ergibt sich während der Expansion, des Auspuffs und der Kompression infolge des großen Temperaturunterschiedes, der großen Heizflächen und des großen Gewichtsunterschiedes zwischen Heizdampf und Ab- bzw. Kompressionsdampf eine starke Heizwirkung vom Deckel her, welche sich zunächst auf die dem Deckel zunächst liegende Dampfmenge erstreckt. Die dem Kolben unmittelbar folgende Dampfmenge erfährt eine durch die adiabatische Expansion bestimmte Temperaturenniedrigung bzw. Wasseranreicherung. Es wird sich somit die stärkste Wasseranreicherung in der dem Kolben unmittelbar folgenden Damfschicht, dann eine fortschreitende Abnahme des Wassergehaltes nach der Schicht hin ergeben, welche sich unmittelbar am Deckel angelagert findet. Bei der Ausströmung wird durch die ringförmig angebrachten Auspuffschlitze der am stärksten verwässerte Dampf aus dem Zylinder ausgestoßen. Die Damfschicht, welche die während der ganzen Expansion und des Auspuffs ausströmende Deckelheizwärme aufgenommen hat, wird dagegen durch den Kolben abgefangen und verdichtet, was sich teilweise auf dem Wege der angenäherten Sättigungsadiabate und teilweise auf dem Wege der angenäherten Überhitzungsadiabate vollziehen wird, letzteres um so mehr, als während des ersten Teils der Verdichtung noch weiter Heizwärme vom Deckel aufgenommen wird. Durch die bei geeigneter Bauart während des Auspuffs bewirkte Entfernung des Niederschlagwassers wird dessen schädliche Wärmeaustauschwirkung vermieden. Wasserschläge sind dann unmöglich.

Die experimentelle Untersuchung der Heizwirkung an Dreifachexpansionsmaschinen zeigt, daß die Heizung für den Hochdruckzylinder keinen, für den Mitteldruckzylinder geringen, für den Niederdruckzylinder dagegen großen Wert besitzt, letzteres trotz der großen Verluste, die durch den Wechselstrom des Dampfes in Dampfzylindern gewöhnlicher Bauart entstehen. Dieser Wechselstrom bedingt die Wegführung eines großen Teils der Heizwärme durch den Adampf nach dem Kondensator. Wenn man sich nämlich vergegenwärtigt, daß bei Eröffnung des Auslaßventils sich eine noch beträchtliche Pressungsenergie plötzlich in Strömungsenergie mit Kanalgeschwindigkeiten zwischen 350 und 400 m umsetzt, wenn man weiter bedenkt, daß der nasse Abdampfstrom mit dieser Geschwindigkeit gegen die schädlichen Flächen anprallt und die Dampfnässe an diesen niederschlägt und daß infolge der plötzlichen Druckverminderung und unter dem Einfluß der während der Admission von den schädlichen Flächen aufgenommenen Dampfwärme eine Vakuumkochwirkung, also eine lebhafte Verdampfung und damit eine energische Wärmeentziehung aus den vielfach noch geheizten schädlichen Flächen entsteht, so ergibt sich ein höchst ungünstiges Bild für die Verwertung der abgelagerten Admissionswärme und der Heizwärme. Vom Punkte der Vorausströmung an bis zum Punkte der Kompression wird die Heizwärme in starkem Maße, jedoch nutzlos an die Kondensation abgegeben. Während der übrigen Zeit findet eine Wärmeabgabe unter viel ungünstigeren Verhältnissen und bei viel geringeren Geschwindigkeiten statt, und trotz der erwähnten großen Verluste ergibt sich gerade beim Niederdruckzylinder der größte Nutzen der Heizung. Dies erklärt sich dadurch, daß im Niederdruckzylinder die größte Temperaturdifferenz, die größten Heizflächen, der größte Flächenschaden und ein

günstiges Verhältnis zwischen Heizdampfgewicht und Arbeits- bzw. Abdampfgewicht gegeben sind. Aus dieser Erfahrung folgt, daß sich bei dem Gleichstromdampfzylinder eine besonders energische Heizwirkung ergeben muß, da die Heizung sich auch hier, wie beim Niederdruckzylinder einer Stufenmaschine, unter dem Einfluß der vollen Temperaturdifferenz bei großen Heizflächen und großen Dampfgewichtsunterschieden vollzieht. Der Wechselstrom, welcher die großen Verluste zur Folge hat, ist durch den Gleichstrom ersetzt, und keine Heizwärme geht durch den Abdampfstrom verloren. Es strömt nämlich bei einem Heißdampfzylinder gemäß Abb. 2 niemals Abdampf an Heizflächen entlang aus dem Zylinder aus. Die am Deckel angelagerte Volldruckdampfschicht tritt höchstens bis an die Auspuffschlitze heran, ohne durch dieselben auszutreten. Es kann infolgedessen

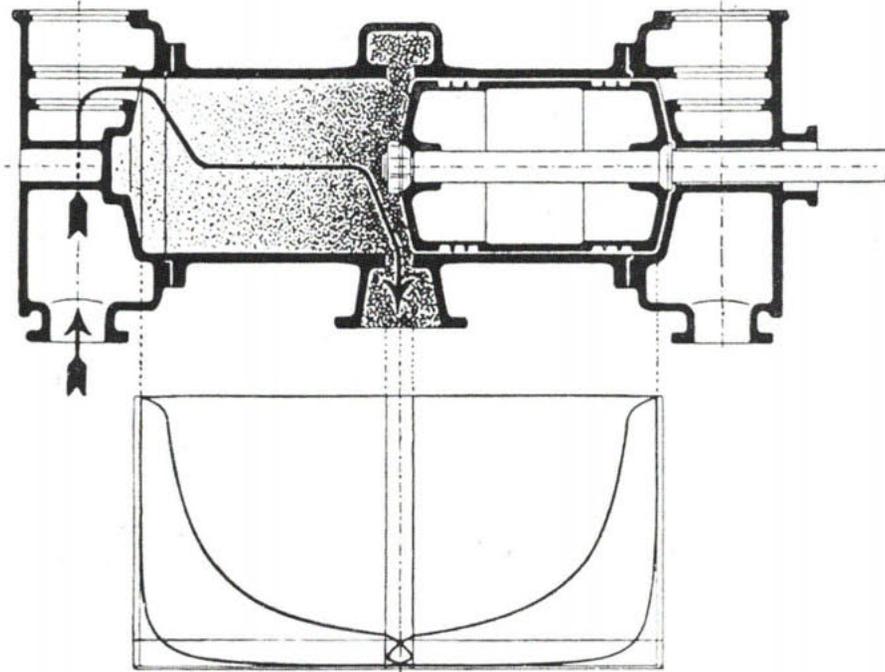


Abb. 2.

kaum Heizwärme verloren gehen. Das bei dem Niederdruckzylinder der Stufenmaschine festgestellte günstige Heizergebnis muß deshalb bei einem Gleichstromzylinder in noch weit stärkerem Maße in die Erscheinung treten, weil die bei dem Wechselstrom gegebenen großen Verluste an Heizwärme überhaupt nicht vorkommen.

Hierbei ist vorausgesetzt, daß die Heizung auf die Deckel beschränkt bzw. der Zylinder nicht geheizt ist (Abb. 1 u. 2). Die Deckelheizung ist bis zum Ende der Füllung vorgezogen, so daß die schädlichen Flächen erster Ordnung durch den Frischdampf von außen aufs wirksamste geheizt werden, während der hochüberhitzte Kompressionsdampf von innen einer Auskühlung entgegenwirkt.

Eine weitere Verminderung des Flächenschadens kann, soweit solcher noch vorhanden ist, durch Vergrößerung der Heizflächen und möglichst weitgehende Verkleinerung und Bearbeitung der schädlichen Flächen herbeigeführt werden.

Wenn sich auch das ganze Dampfdiagramm an den schädlichen Flächen abspielt, so ist der kühlende Einfluß auf dieselben doch gering wegen der angenäherten Ruhelage der Dampfmoleküle in bezug auf die schädlichen Flächen, wegen des Wegfalls der Auslaßströmung und der Verdampfung, sowie wegen der Gegenwirkung der Deckel- und der Kompressionsheizung. Alle diese Ursachen haben im Zusammenhang mit der Gleichstromwirkung und der Gleichstromeinrichtung eine fast adiabatische Wirkung der schädlichen Flächen zur Folge.

Bei der Gleichstromdampfmaschine wird die thermische Verwaschung, welche der Wechselstromdampfmaschine eigentümlich ist, grundsätzlich vermieden. Der Zylinder besteht aus zwei einfachwirkenden Zylindern, welche mit ihren Auspuffenden zusammengeschoben sind. Die beiden Diagramme sind um fast die Kolbenlänge auseinandergeschoben. Die beiden Einströmenden sind heiß und bleiben heiß; das gemeinschaftliche Ausströmende ist kalt und bleibt kalt. Von den heißen Einströmenden nach dem kalten Ausströmende hin ergibt sich ein allmählicher Temperaturübergang. Die Mantelung, gegeben durch die Frischdampfmantelung der heißen Einströmenden und durch die Abdampfmantelung des gemeinschaftlichen kalten Ausströmendes, steht hiermit im Einklang.

Im Gegensatz hierzu stehen bei der Wechselstromdampfmaschine die Diagramme mehr oder weniger übereinander. Das Auspuffende des einen Diagramms reicht in das Einströmende des anderen je nach der Kolbenbreite mehr oder weniger hinein. Das Ganze wird thermisch unklar.

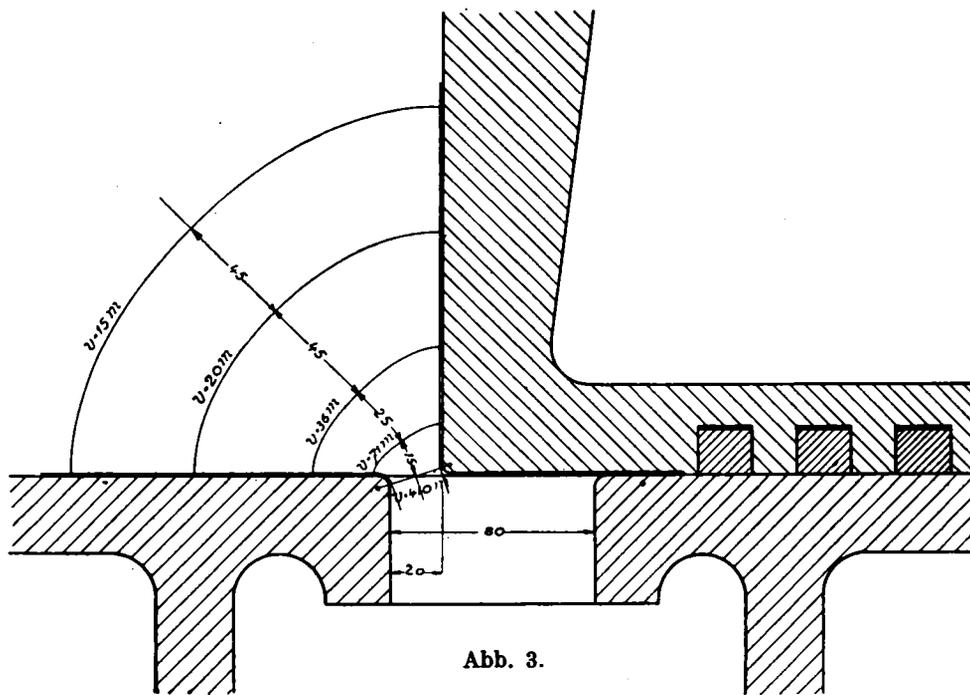
Durch die Anordnung der Auspuffschlitze und des Auspuffwulstes in der Mitte des Zylinders ergibt sich eine sehr willkommene Kühlung der Zylindermitte, wo der Kolben die höchste Geschwindigkeit hat. Diese günstige Wirkung wird weiter unterstützt durch die Weglassung der Zylinderheizung im anschließenden Teil des Zylinders. Andererseits besitzt der Kolben eine außergewöhnlich große Auflagefläche und demnach einen sehr geringen spezifischen Auflagedruck. Der Zylinder hat eine sehr einfache Gestalt und kann vollständig frei gehalten werden von Angüssen, örtlichen Erhitzungen und den hierdurch gegebenen Verzerrungen. Wegen der großen Auflagefläche des Kolbens, der Kühlwirkung des Wulstes und der einfachen Zylinderform, welche auch bei hohen Betriebstemperaturen Verzerrungen ausschließt, ist bei geeigneter Baustoffwahl, Herstellung, Bauart und Schmierung die Durchführung der Kolbenstange nicht nötig. (S. z. B. die Gleichstromdampflokomotiven und die Ausführung von Gebr. Sulzer.) Der Kolben ist mit zwei Ringsystemen versehen, wovon jedes zwei bis drei Ringe besitzt. Beide Ringsysteme, also vier bis sechs Ringe, sind dichtend tätig während der Zeit, wo die großen Dampfspannungen wirken. Die Dampfspannung ist schon auf ca. 3 at zurückgegangen, wenn ein Ringsystem durch Überlaufen der Auspuffschlitze für die Dichtung außer Tätigkeit tritt. Der Betrieb einer großen Zahl von Gleichstromdampfmaschinen zeigt, daß der Kolbenbetrieb, auch bei höchsten Überhitzungen, nicht die geringsten Schwierigkeiten bietet, und daß bei guter Herstellung eine vorzügliche Dichtung erzielbar ist. Wenn aber trotzdem ein Verreiben des Zylinders eintritt, ist ein Ersatz des höchst einfachen Zylinders rasch und billig durchführbar.

Es ist ohne weiteres möglich, in Gleichstromdampfmaschinen der geschilderten Konstruktion mit Überhitzungstemperaturen zu arbeiten, welche das zur-

zeit übliche Maß weit überschreiten. Auch bei den höchsten Anfangstemperaturen taucht das Diagramm tief in das Sättigungsgebiet ein, wodurch im Zusammenhang mit der Unterbringung des Heißdampfes in den Deckeln mäßige Betriebstemperaturen für Zylinder und Kolben gewährleistet sind. Die Gleichstromdampfmaschine eröffnet demnach eine weitere Entwicklungsmöglichkeit durch Verwendung höherer Überhitzungstemperaturen. Für die Verarbeitung überhitzten Dampfes eignet sich diese Maschine um so mehr, als die Überhitzung dem ganzen Kreisprozeß zugute kommt, während bei gewöhnlichen mehrstufigen Maschinen der erste Zylinder an einem Überfluß und die folgenden Zylinder an einem Mangel an Überhitze leiden. Dieses Verhalten der Gleichstrommaschine steht im übrigen mit der Tatsache nicht im Widerspruch, daß die Maschine sich ebenso für die Verarbeitung von Satttdampf eignet. In der Tat ergibt die Maschine bei beiden Dampfarten sehr gute Ergebnisse. Die Gleichstromdampfmaschine hat mit der Dampfturbine die gleichbleibende Strömungsrichtung, das heiße Einströmende und das kalte Ausströmende gemeinsam. Thermisch genommen bildet sie den Übergang von der Kolbendampfmaschine zur Dampfturbine, ohne allerdings die vorzügliche thermische Wirkung der großen Dampfturbinen ganz zu erreichen.

Man findet vielfach die Behauptung, daß bei der Gleichstromdampfmaschine Deckel und Kolbenkopffläche hinsichtlich der thermischen Wirkung gegeneinander ausgewechselt sind. Man übersieht hierbei, daß die Kolbenkopffläche gegen den auskühlenden Einfluß des Abdampfstroms durch ein vor die Kolbenkopffläche gelagertes Dampfquantum geschützt ist. Dieses Verhalten ist bei Luft und Wasser mehrfach einwandfrei festgestellt worden. Die der Schieberabschlußfläche eines Dampfzylinders entsprechende Abschlußfläche liegt bei dem Gleichstromdampfzylinder am Zylinderumfang. Während bei ersterem ein Kanal zu diesen Schieberabschlußflächen mit entsprechenden schädlichen Flächen angeordnet werden muß, entfällt dieser Kanal beim Gleichstromdampfzylinder vollständig. Die in den Schlitten sich ergebenden Flächen liegen außerhalb des Zylinders und kommen deshalb für die thermischen Verhältnisse im Zylinder nicht in Betracht. Eine unterschiedliche Geschwindigkeit zwischen Dampf und Kolben entsteht erst bei der Öffnung des Auslasses, wo die im Zylinder vorhandene restliche Pressungsenergie in Strömungsenergie umgesetzt wird. Diese Dampfströmung entsteht aber erst in ihrer vollen Größe an oder hinter der Kolbenkante. Demnach kann auch diese allerdings große Geschwindigkeit auf die Kolbenkopffläche keinen oder nur geringen kühlenden Einfluß ausüben. Zur Hauptsache verbleibt der kühlende Einfluß der geringen Zuflußgeschwindigkeit im Zylinder. Die Schlitzöffnungen sind als Düsen zu betrachten, wobei die Kolbenkante als Begrenzung nach einer Seite hin mitwirkt. An dieser engsten Stelle ist eine mittlere kritische Geschwindigkeit von etwa 410 m vorhanden. Wenn man nun die einzelnen Querschnitte vor den Düsen untersucht, findet man, daß sich hier mäßige Zuflußgeschwindigkeiten ergeben. In Abb. 3 sind die diesbezüglichen Verhältnisse bei einem Zylinder von 600 mm Durchmesser und 800 mm Hub und einer Schlitzöffnung von 20 mm untersucht. Die Rechnung ergibt in der engsten Stelle der Schlitzöffnung eine Geschwindigkeit von 410 m, bei 15 mm Entfernung vor der engsten Stelle 71 m, bei 40 mm 36 m, bei 85 mm 20 m und bei 130 mm 15 m. Bei den in Betracht kommenden Querschnitten ist zu beachten, daß an der engsten Stelle eine Querschnittsverkleinerung durch die

Stege (rechteckige Öffnungen) angenommen ist, welche in den Zuflußquerschnitten entfällt. Bei der Vergrößerung der Stegöffnung durch den Kolben findet zwar eine Verschiebung des Querschnittsverhältnisses statt derart, daß die Zuflußgeschwindigkeiten vergrößert werden, zugleich erfolgt aber auch eine Abnahme des Druckgefälles, wodurch die Zuflußgeschwindigkeiten vom kritischen Druckgefälle an verkleinert werden. Nach den meisten Indikator-Gleichstromdiagrammen ist im Totpunkte der Kurbel die Ausströmung größtenteils erledigt. Demnach sind Dauer und Stärke der Strömung vor der Kolbenfläche sowie die Größe der schädlichen Flächen klein und demnach auch die hierdurch bestimmte Kühlwirkung. Als Zuflußkanal zur Düse wirkt eben der große Zylinderquerschnitt.



Dazu kommt noch der Schutz durch die fast ruhende, vorgelagerte Dampfschicht, und endlich ergibt sich noch eine energische Gegenwirkung in Gestalt einer sehr wirksamen Heizung während der Kompression und der Frischdampfeinströmung. Der heiße hochgepreßte Frischdampf heizt die Kolbenfläche so, daß sie während der folgenden Ausströmzeit fast adiabatisch wirkt. Schließlich beweisen aber auch die günstigen Dampfverbrauchszahlen, daß von einer einfachen Auswechslung der Deckel- und der Kolbenkopffläche im thermischen Sinne keine Rede sein kann. Diese günstigen Zahlen können sich doch nur dann ergeben, wenn der Kolben mit seiner Auskühlung keine in Betracht kommende Rolle spielt.

Dies wird auch bestätigt durch die Versuche von Prof. Nägel. Bei einem Satt-dampfversuch, bei welchem die Dampftemperatur im Hohlraum des Deckels  $184^{\circ}$  und die Füllung 12% betrug, ergab sich eine Temperatur am Kolben nicht weit vom Umfange von ca.  $164\frac{1}{2}^{\circ}$ . Dabei betrug die Temperaturschwankung an dieser Stelle nur  $1,3^{\circ}$ . Diese überraschend hohe Kolbenwandtemperatur und namentlich

die kleine Temperaturschwankung läßt einen sehr günstigen Rückschluß zu. Die entsprechenden Zahlen werden nach der Mitte der Kolbenkopffläche hin sicherlich viel günstiger ausfallen.

Die baulichen, thermischen und betriebstechnischen Vorteile sind derart, daß mit diesen Maschinen im Dauerbetriebe die Dampfverbrauchszahlen von Verbund- und Dreifachexpansionsmaschinen sowohl bei gesättigtem, wie bei überhitztem Dampf erzielbar sind.

#### Die Mantelheizung.

Die Firma Gebrüder Sulzer in Winterthur entschloß sich zum Bau der ersten Versuchsleichstromdampfmaschine, nachdem die Erste Brünner Maschinenfabrikgesellschaft, welche auf Anregung des Verfassers zuerst den Bau von Gleichstromdampfmaschinen aufnahm, diese Maschinen auf den Markt gebracht hatte. Die

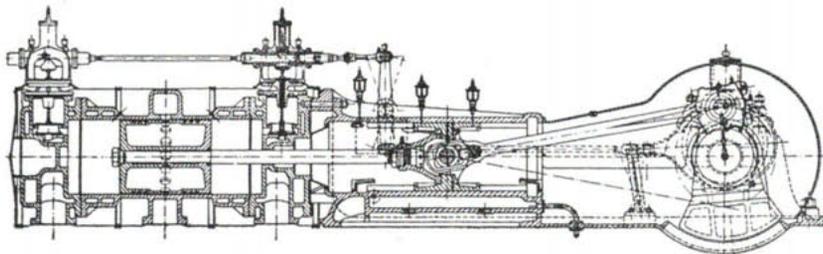


Abb. 4.

Firma Sulzer beauftragte den Verfasser mit der Konstruktion des ersten Gleichstromdampfzylinders einer Maschine vom 600 mm Zylinderdurchmesser, 800 mm Hub und einer minutlichen Umdrehungszahl von 155. Nach dieser Konstruktion des Verfassers, welche in Abb. 4 u. 5 veranschaulicht ist, sind in der Folge alle Sulzerschen Gleichstromdampfmaschinen mit geringfügigen Abänderungen zur Aus-

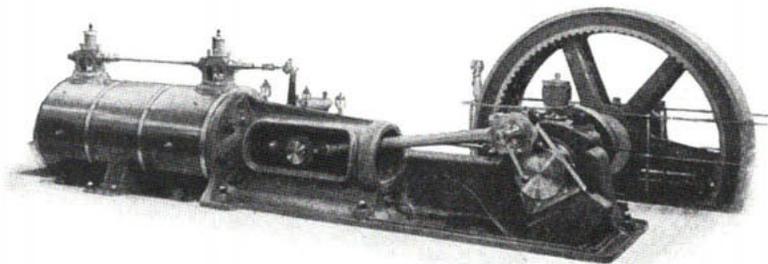


Abb. 5.

führung gebracht worden. Nach der Fertigstellung wurde der Tradition dieser Firma entsprechend diese Maschine auf dem Versuchsfeld einer gründlichen Erprobung unterworfen, welche die Feststellung der Wirkungsweise und des Dampfverbrauchs unter den verschiedenartigsten Verhältnissen zum Ziele hatte. Insbesondere bezog sich die Untersuchung auch auf die Wirkungsweise der Dampf-mäntel. Zu dem Zweck wurden vom Verfasser zunächst die Deckel mit Heizmänteln versehen,

derart, daß der Frischdampf auf seinem Wege durch die hohlen Deckel zunächst die Deckelheizflächen heizte und alsdann durch das Einlaßventil in den Zylinder übertrat. Außerdem wurden (s. Abb. 4) an den Enden des Laufzylinders Mäntel angebracht, welche durch eine neutrale Zone vom Abdampfwulst getrennt waren. Die Zylinderheizmäntel wurden absperrbar eingerichtet. Bei den Versuchen war die Deckelheizung, der Konstruktion des Deckels gemäß, stets in Betrieb, dagegen war die Zylindermantelheizung stellenweise in Betrieb bzw. außer Betrieb, was an den Versuchskurven (s. Abb. 6) durch die Worte: mit Mantel und ohne Mantel zum Ausdruck gebracht ist. Zunächst zeigt sich, daß die Wirkung des Zylindermantels um so mehr zurückgeht, je höher die Dampftemperatur ist. Während bei Sättigung sich der überraschend große Unterschied von fast 1 kg zugunsten der Mantelheizung ergibt, geht dieser Betrag bei 250° auf knapp 1/2 kg und bei 325° auf 2/10 kg zurück, alles bezogen auf die Füllungen des günstigsten Dampfverbrauches. Die Dampfüberdruckspannung betrug dabei 9,2 at, und der Kondensatordruck entsprach dem Druck einer Quecksilbersäule von 66 cm.

Die erwähnten Differenzbeträge verschieben sich für den wirtschaftlich günstigsten mittleren Druck von etwa 3 at derart, daß z. B. für die höchste Betriebstemperatur von 325° eine kleine Dampfverbrauchserhöhung bei Betrieb mit Zylindermantel vorhanden ist. Bei 265° bleibt bei 3 at mittlerem Druck und Zylindermantelheizung eine kleine Dampfverbrauchsverminderung.

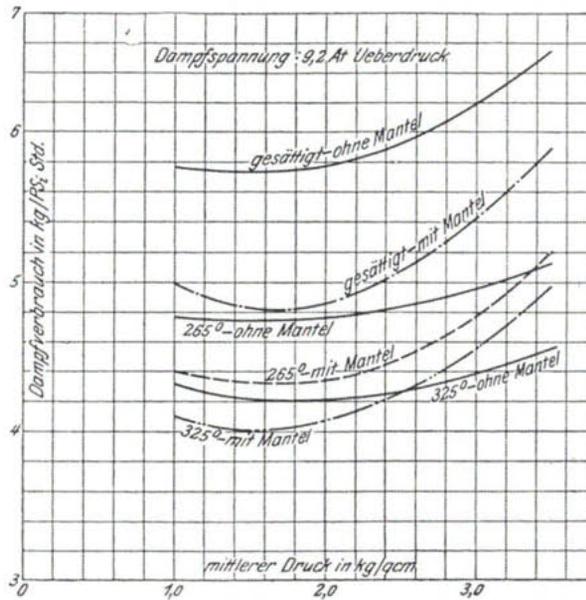


Abb. 6.

Der Punkt, wo der Betrieb mit oder ohne Zylindermantel gleiche Dampfverbrauchsergebnisse liefert, liegt beim 325° bei etwa 2,5 at mittlerem Druck. Bei 265° Betriebstemperatur liegt derselbe Punkt bei fast 3,4 at mittlerem Druck. Der entsprechende Schnittpunkt für die Sattdampfkurve ist noch weiter hinausgeschoben und entspricht einem wesentlich höheren Werte des mittleren Druckes.

Hieraus erklärt sich die fast immer festzustellende Weglassung des Laufzylindermantels bei Heißdampf.

Weiter ist die bemerkenswerte Tatsache hervorzuheben, daß der günstigste Dampfverbrauch bei 325° hart an 4 kg heranreicht.

Außergewöhnlich günstig sind auch die Dampfverbrauchszahlen für Sattdampf, namentlich bei Laufzylindermantelung. Hierbei ist aber in Betracht zu ziehen, daß dieser Sattdampf noch eine ganz geringe Überhitzung hatte — dies, um sicher zu sein, daß es man mit wirklich trockenem Sattdampf zu tun hatte. Weiter ist zu beachten, daß die Maschine gut durchkonstruiert und gut hergestellt war.

Der schädliche Raum und die schädlichen Flächen (letztere bearbeitet) waren mäßig, und die ganze Maschine war, der hervorragenden Sulzerschen Werkstättenpraxis entsprechend, mit größter Genauigkeit hergestellt. Es ist weiter zu beachten, daß die Feststellung des Dampfverbrauchs durch Kondensatmessung erfolgte, was bekanntlich etwas günstigere (andererseits aber auch genauere) Werte liefert als Speisewassermessung.

Wenn man die Dampfverbrauchskurven mit Kurven von mehrstufigen Maschinen vergleicht, findet man, daß der Dampfverbrauch der Gleichstromdampfmaschine von der Belastung viel weniger abhängig ist. Dies kommt namentlich

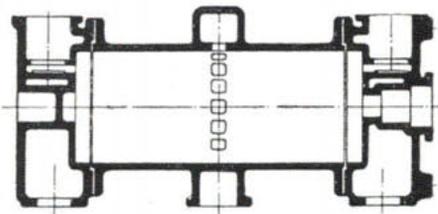


Abb. 7.

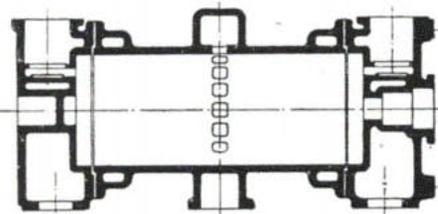


Abb. 8.

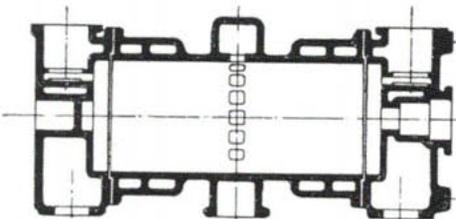


Abb. 9.

zum Ausdruck bei den Kurven ohne Mantelheizung, wo eine nennenswerte Änderung des Dampfverbrauchs zwischen 1 und 3 at mittlerem Druck, namentlich bei hoher Überhitzung, nicht wahrzunehmen ist. Selbst bei Sättigung ist ein wesentlicher Unterschied kaum feststellbar zwischen den Grenzen 1 und 2,4 at mittlerem Druck.

Bei Satttdampf und geringen Überhitzungstemperaturen empfiehlt sich unter allen Umständen ein Mantel am Laufzylinder, welcher nur durch ein kurzes neutrales Stück vom Auspuffwulst getrennt zu halten ist (Abb. 9). In allen in der Praxis vorkommenden Fällen ist Deckelheizung empfehlenswert.

Aus den Versuchskurven der Abb. 6 sind in bezug auf die Mantelung folgende Schlußfolgerungen zu ziehen:  
Für hochüberhitzten Dampf (300° und höher) und hohen mittleren Druck hat die Laufzylinderheizung keinen Zweck (Abb. 7). Schon bei dem üblichen mittleren Druck von 3 at ist sie schädlich. Bei niedrigem mittleren Druck ist von der Laufzylindermantelung noch ein kleiner Nutzen zu erwarten. Bei mittelmäßigen Dampftemperaturen (ca. 250°) ist ein kleiner Mantel an den Enden des Laufzylinders gemäß Abb. 8 empfehlenswert. Auch bei höheren mittleren Drücken ist dann noch ein kleiner Gewinn von diesem Mantel zu erwarten. Der Gewinn ist sogar erheblich bei kleinerem mittleren Druck.

Die Weglassung des Mantels am Auspuffwulst empfiehlt sich einesteils, um nicht unnötigerweise Heizwärme an den Abdampf abzugeben, und andererseits, um den Kolbenbetrieb auf eine möglichst einwandfreie Grundlage zu stellen, letzteres namentlich bei Überhitzung. An dieser Stelle, wo der Kolben die höchste Geschwindigkeit hat, wird ihm die niedrigste Betriebstemperatur geboten. Wenn diese thermischen Verhältnisse durch den Konstrukteur zielbewußt ausgenutzt

werden, derart, daß der Kolben nur in der Mitte Tragflächen besitzt, während die Kolbenenden tauchkolbenartig nach beiden Seiten ausgreifen, ohne mit der Zylinderwand in Berührung zu kommen, so lassen sich in diesem Zusammenhang mit Tragkolben selbst bei den höchsten Überhitzungstemperaturen vorzügliche Betriebsergebnisse erzielen.

Die Deckelheizfläche beeinträchtigt den Kolbenbetrieb nicht im geringsten, weil keine Kolbenschleifflächen mit dem Deckel im Zusammenhang stehen. Andererseits ist der Nutzen der Deckelheizfläche am größten, weil diese Heizfläche immer mit dem Arbeitsdampf in Berührung ist und schädliche Flächen erster Ordnung heizt und bei richtiger Schmierung des Zylinders die Wärmeübertragung nicht durch eine Ölschicht beeinträchtigt ist (Abb. 7). Hier sind fast keine Verluste an Heizwärme gegeben, welche nach dem Auspuff hin abgeführt wird. Schlimmer schon liegen die Verhältnisse nach Abb. 8 und noch schlimmer bei der Bauart nach Abb. 9. Bei diesen Bauarten wächst die Wärmemenge, welche nach dem Auspuff hin übertritt und damit endgültig verloren geht, immer mehr an, weil der Auspuffdampf zum Teil an geheizten, allerdings durch die Ölschicht einigermaßen geschützten Flächen entlang ausströmt.

---

## 2a. Der Einfluß des Volumens des schädlichen Raums auf den theoretischen Dampfverbrauch (Raumschaden).

(Die Gleichstromeinrichtung als Mittel zur Verminderung des Raumschadens.)

In einem Dampfzylinder mit schädlichem Raum ergibt eine bestimmte pro Hub eingeführte Dampfmenge  $\varphi$  eine kleinere Diagrammfläche als in einem idealen Dampfzylinder ohne schädlichen Raum. Dieser Verlust sei Raumschaden genannt. In Abb. 1—4 ist dieser Raumschaden für verschiedene Verhältnisse veranschaulicht. Das Diagramm mit schädlichem Raum ist stark ausgezogen, das Diagramm ohne schädlichen Raum gestrichelt.

Man unterscheidet absoluten und relativen Raumschaden. Meist wird der Raumschaden relativ, d. i. in % der Maschinenleistung ausgedrückt.

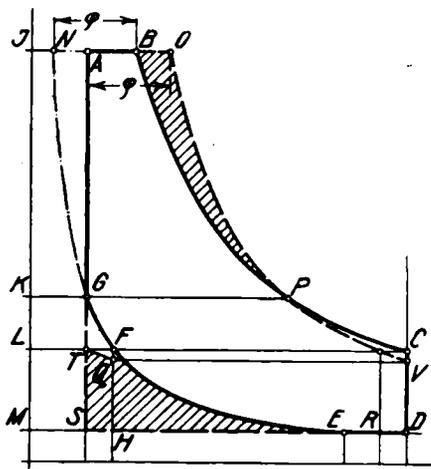


Abb. 1.

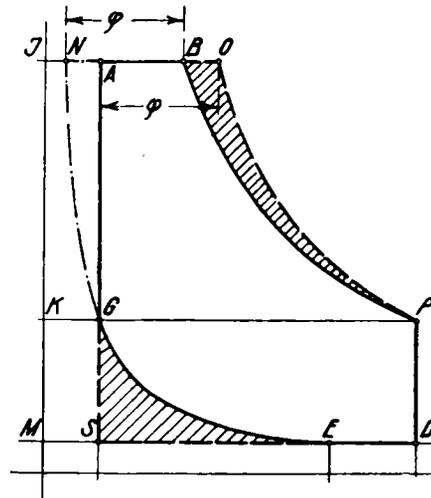


Abb. 2.

Durch Vergleich der beiden Flächen  $AOPG$  und  $ABPG$  (Abb. 1) ergibt sich  $BOP$  als Verlustfläche. Durch Vergleich der unter der Linie  $GP$  liegenden Diagrammstücke mit und ohne schädlichem Raum ergibt sich  $GES$  als Verlustfläche und  $PCV = GFQT$  als Gewinnfläche. Durch Abzug der letzteren von der Verlustfläche entsteht  $TQFES$  als restliche Verlustfläche.

In Abb. 2 ist die Füllung so weit vergrößert, daß die Punkte  $F$  und  $P$  der Abb. 1 in den Anfang bzw. das Ende des Diagramms fallen. Folglich ergeben sich die gestrichelten Flächen  $BOP$  und  $GES$  als Verlustflächen für das Diagramm mit schädlichem Raum.

In Abb. 3 ist die Füllung noch weiter vergrößert. Durch Vergleich der beiden Diagramme mit und ohne schädlichem Raum ergeben sich die Verlustflächen *BOVC* und *GHS*.

Der Verminderung der Diagrammnutzleistung steht eine entsprechende Vermehrung der Diagrammverlustzipfelleistung gegenüber.

Abb. 4 zeigt als Sonderfall ein Diagramm ohne Raumschaden, wie es im Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen mit Expansion bis zum Gegendruck und Kompression bis zum Anfangsdruck vorkommen kann. Dafür ist das Volumen  $V_1$  des Diagramms ohne schädlichen Raum auf das Volumen  $V_2$  des Diagramms mit schädlichem Raum vergrößert. Eine Vergrößerung des Hubvolumens und des Flächenschadens ist also die Folge.

Aus allen Diagrammen ist erkennbar, daß die Kompression ein Mittel zur

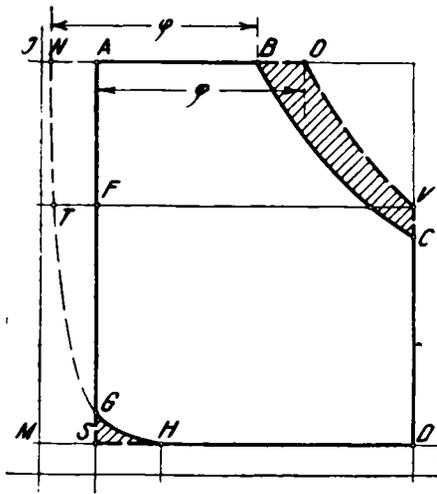


Abb. 3.

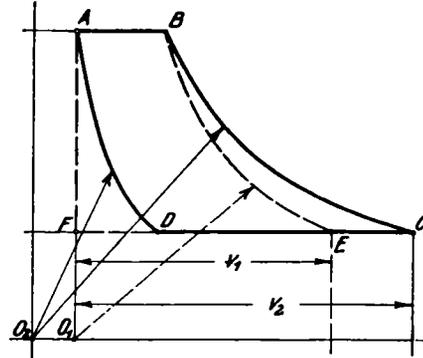


Abb. 4.

Verminderung des Raumschadens ist, denn ohne Kompression würde der Raumschaden wesentlich größer ausfallen.

a) Ermittlung der günstigsten Lage von  $\varphi$ , wenn  $p v = \text{const}$ ,  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $\varphi$  und  $S_0$  gegeben sind (siehe Abb. 5).

Die Größe des Raumschadens für eine bestimmte Einfüllmenge  $\varphi$  hängt von der Lage von  $\varphi$  im Diagramm ab. Bei einer bestimmten Lage von  $\varphi$  wird die Nutzdiagrammfläche am größten, also der Raumschaden am kleinsten sein.

$$\begin{aligned} \text{Arbeitsfläche } F &= A B E D R F = \\ &= f_1 + f_2 - f_3 - f_4 = A B H G + \\ &+ B E K H - F R J G - R D K J. \end{aligned}$$

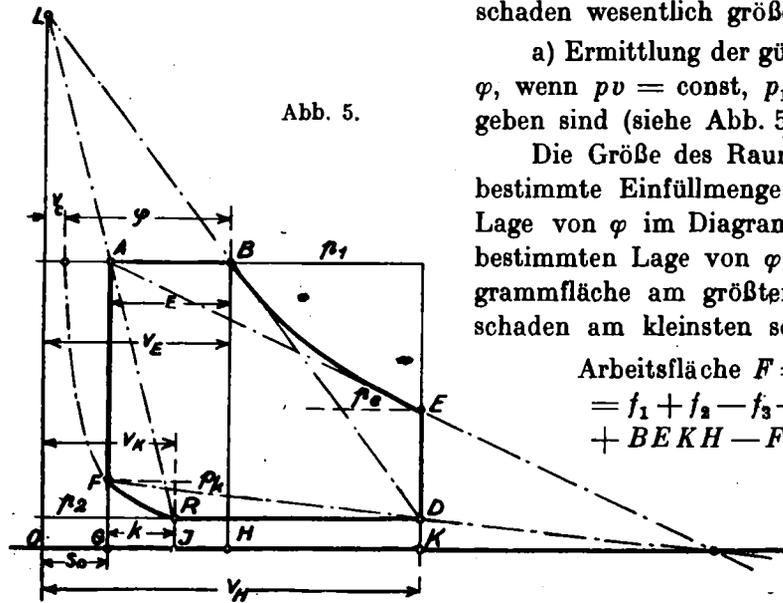


Abb. 5.

Die Einfüllmenge  $\varphi = V_E - V_C$  und  $V_C = \frac{p_2}{p_1} \cdot V_K$  und  $V_K = (V_E - \varphi) \cdot \frac{p_1}{p_2}$ .

Es ist:  $f_1 = p_1 (V_E - S_0)$ ;  $f_2 = \int_{V_E}^{V_H} p dv = V_E p_1 \ln \frac{V_H}{V_E}$ ;

$$f_3 = \int_{S_0}^{V_K} p dv = V_K p_2 \ln \frac{V_K}{S_0} = (V_E - \varphi) p_1 \ln \frac{(V_E - \varphi) \frac{p_1}{p_2}}{S_0};$$

$$f_4 = (V_H - V_K) p_2 = V_H \cdot p_2 - (V_E - \varphi) p_1;$$

$$F = p_1 (V_E - S_0) + V_E p_1 \ln \frac{V_H}{V_E} - (V_E - \varphi) p_1 \ln \frac{(V_E - \varphi) \frac{p_1}{p_2}}{S_0} - V_H \cdot p_2 + (V_E - \varphi) \cdot p_1.$$

Gesucht wird das Maximum der Fläche für konstantes  $\varphi$ . Unabhängige Veränderliche ist  $V_E$ , daher ist zu bilden:

$$\begin{aligned} \frac{dF}{dV_E} &= p_1 + p_1 \ln \frac{V_H}{V_E} - V_E \cdot p_1 \frac{\frac{V_H}{V_E^2}}{\frac{V_H}{V_E}} - p_1 \ln \frac{V_E - \varphi}{S_0} \cdot \frac{p_1}{p_2} \\ &\quad - (V_E - \varphi) p_1 \frac{\frac{1}{S_0} \cdot \frac{p_1}{p_2}}{\frac{V_E - \varphi}{S_0} \cdot \frac{p_1}{p_2}} + p_1 = 0 \end{aligned}$$

$$\frac{dF}{dV_E} = p_1 \ln \frac{V_H}{V_E} - p_1 \ln \frac{V_E - \varphi}{S_0} \cdot \frac{p_1}{p_2} = 0, \text{ oder } \frac{V_H}{V_E} = \frac{V_E - \varphi}{S_0} \cdot \frac{p_1}{p_2};$$

$$\text{oder } V_E = \frac{\varphi}{2} \pm \sqrt{\frac{\varphi^2}{4} + V_H \cdot S_0 \frac{p_2}{p_1}} \dots \dots \dots \quad (I).$$

$$\text{Da } (V_E - \varphi) \frac{p_1}{p_2} = V_K, \text{ so ist } \frac{V_H}{V_E} = \frac{V_K}{S_0} \text{ oder } \frac{p_1}{p_2} = \frac{p_1}{p_2} \dots \dots \dots \quad (II).$$

Dieser Zusammenhang ist zeichnerisch gekennzeichnet in Abb. 5. Man ziehe durch die Punkte  $D$  und  $B$  einen Strahl bis zum Schnitt mit der Ordinatenachse, ziehe durch diesen Schnittpunkt und den Punkt  $A$  einen Strahl bis zum Schnittpunkte  $R$ , so ist in dem Punkte  $R$  der zu  $V_E$  und  $S_0$  gehörige günstigste Kompressionsbeginn festgelegt. Oder: Man ziehe durch  $A$  und  $E$  einen Strahl bis zum Schnittpunkt mit der Abszissenachse und durch diesen und  $D$  einen Strahl bis  $F$ , wo die zugehörige günstigste Kompressionslinie ausläuft.

Die Konstruktion der Abb. 5 kann nicht zur Bestimmung von  $V_K$  bei gegebenem  $\varphi$  benutzt werden. Wohl aber kann nach Gleichung I  $V_E$  für ein gegebenes  $\varphi$  gerechnet und dann  $V_K$  nach Gleichung II oder Abb. 7 bestimmt werden.

Die Konstruktion der Abb. 5 zeigt, daß zu kleinen Füllungen lange Kompressionen und zu großen Füllungen kurze Kompressionen gehören. Wenn die Füllung zu 100% angenommen wird, schneidet der Strahl  $DB$  die Ordinatenachse im Unendlichen. In derselben Weise muß dann auch der Strahl  $AR$  die Ordinatenachse im Unendlichen schneiden bzw. zur letzteren parallel verlaufen und somit die Kompressionslänge = Null ausschneiden. Wird die Füllung = Null, d. h. rückt

der Punkt  $B$  in den Punkt  $A$ , so fallen die beiden Strahlen  $AR$  und  $BD$  zusammen, womit sich die Kompressionslänge zu 100% ergibt.

Abb. 6 stellt den Fall dar, in welchem der Expansionsenddruck gleich dem Gegendruck wird. Diesem entspricht ein Kompressionsenddruck gleich dem Anfangsdruck, eine Bedingung, die ganz allgemein auch bei Expansion nach einer Polytrope gilt.

Bei einer Füllung zwischen dieser genannten Grenzfüllung  $a$  und der Nullfüllung tritt Schleifenbildung an beiden Enden des Diagramms ein, der Expansionsenddruck sinkt unter den Gegendruck, und der Kompressionsenddruck steigt über den Anfangsdruck. Zur Expansionschleife gehört also die Kompressionschleife. Ein solches nach Abb. 5 entworfenes Diagramm ist also richtig, wenn man dasselbe lediglich vom Standpunkt des Raumschadens aus beurteilt.

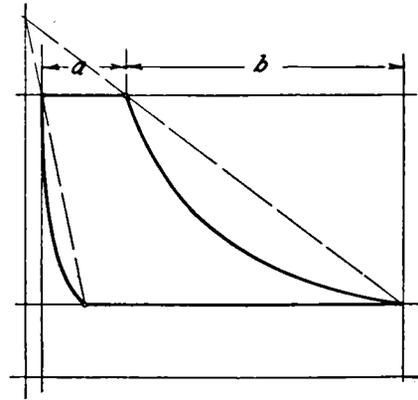


Abb. 6.

Große schädliche Räume ergeben einen großen Raumschaden, folglich kann auf dem Boden dieses großen Raumschadens der Wechsel der Kompression einen entsprechend großen Nutzen abwerfen. Bei kleinen schädlichen Räumen kann man unveränderliche Kompression anwenden, weil der Wechsel der Kompression auf dem Boden des geringen Raumschadens nur entsprechend geringen Nutzen und bei vielen Steuerungen unzulässige hohe Endkompressionsspannungen ergibt. Auspuffmaschinen, z. B. Lokomotiven, welche etwa 12% schädlichen Raum besitzen, werden demgemäß mit einer Steuerung versehen, welche zu jeder Füllung eine andere Kompression gibt. Demnach ist die Kulissensteuerung, abgesehen von dem durch sie bedingten großen schädlichen Raum, bei den Lokomotiven qualitativ und, wie spätere Untersuchungen ergeben werden, auch angenähert quantitativ richtig. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei einer Auspuffmaschine mit ungefähr 12% schädlichem Raum, deren Dampfverteilung durch einen Schieber bestimmt wird, dessen Antriebsexzenter nach Hub und Voreilung durch einen Achsenregler verstellt wird. Bei beiden Steuerungen bildet der durch sie bedingte große schädliche Raum einen großen Nachteil, welcher durch richtige Kompressionsbemessung nur etwas gemildert wird.

Bei Kondensation ergibt Kompressionsveränderung, wie später nachgewiesen werden wird, äußerst geringen Nutzen. Unveränderliche Kompression ist zulässig und lange Kompression erwünscht.

Im Einklang mit der Zulässigkeit unveränderlicher Kompression bei kleinem schädlichem Raum steht der Grenzfall eines schädlichen Raums gleich Null, welcher nach dem Zusammenhang der Abb. 6 für alle Füllungsgrade die unveränderliche Kompressionslänge gleich Null erfordern würde.

b) Ermittlung der günstigsten Lage von  $\varphi$ , wobei  $p \cdot v^n = \text{const}$  angenommen ist,  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $\varphi$  und  $S_0$  gegeben sind (siehe Abb. 5).

$$f_1 = p_1 (V_E - S_0)$$

$$f_2 = \frac{p_1 V_E}{1-n} (V_H^{1-n} - V_E^{1-n}) = \frac{1}{1-n} p_1 V_H^{1-n} V_E^n - \frac{p_1}{1-n} V_E$$

$$f_3 = \frac{p_2 V_K}{1-n} (V_K^{1-n} - S_0^{1-n}) \text{ oder mit } V_K = V_C \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} = (V_E - \varphi) \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}$$

$$f_3 = \frac{p_2}{1-n} \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} (V_E - \varphi) - \frac{p_1}{1-n} S_0^{1-n} (V_E - \varphi)^n$$

$$f_4 = p_2 (V_H - V_K) = p_2 V_H - p_2 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} (V_E - \varphi).$$

Die Flächen wie früher zusammengesetzt geben:

$$F = p_1 (V_E - S_0) + \frac{1}{1-n} p_1 V_H^{1-n} V_E^n - \frac{p_1}{1-n} V_E - \frac{p_2}{1-n} \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} (V_E - \varphi) + \\ + \frac{p_1}{1-n} S_0^{1-n} (V_E - \varphi)^n - p_2 \cdot V_H + p_2 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} (V_E - \varphi).$$

Für das kleinste  $F$  muß  $\frac{dF}{dV_E} = 0$  sein.

$$\frac{dF}{dV_E} = p_1 + \frac{n}{1-n} \cdot p_1 V_H^{1-n} V_E^{n-1} - \frac{p_1}{1-n} - \frac{p_2}{1-n} \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} + \\ + \frac{n}{1-n} \cdot p_1 S_0^{1-n} (V_E - \varphi)^{n-1} + p_2 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} = 0$$

oder:

$$\frac{n}{1-n} \cdot p_1 \left(\frac{V_E}{V_H}\right)^{n-1} + \frac{n}{1-n} \cdot p_1 \left(\frac{V_E - \varphi}{S_0}\right)^{n-1} = \frac{n}{1-n} p_1 + \frac{n}{1-n} \cdot p_2 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}$$

oder:

$$\left(\frac{V_E}{V_H}\right)^{n-1} + \left(\frac{V_E - \varphi}{S_0}\right)^{n-1} = 1 + \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \dots \dots \dots \text{(III).}$$

Aus den Gleichungen I, II und III erhält man so für eine gegebene unveränderliche Einfüllmenge  $\varphi$  die Werte von  $V_E$ ,  $V_K$  und  $\varepsilon$ , welche die größte Diagrammfläche ergeben.

Berechnet man jetzt für verschiedene Werte von  $\varphi$  die günstigsten  $\varepsilon$  und  $V_K$  und die dazugehörigen mittleren Drücke  $p_i$  und trägt man in einem Schaubilde Abb. 7 die  $\varphi$  als Abszissen, die  $V_E$ ,  $V_K$  und  $p_i$  als Ordinaten auf, so kann man hieraus umgekehrt für ein gegebenes  $p_i$  sofort die günstigsten  $\varphi$ ,  $V_E$  und  $V_K$  entnehmen.

Hiervon verschieden ist die Aufgabe, für eine gegebene unveränderliche Füllung  $\varepsilon$  (technische

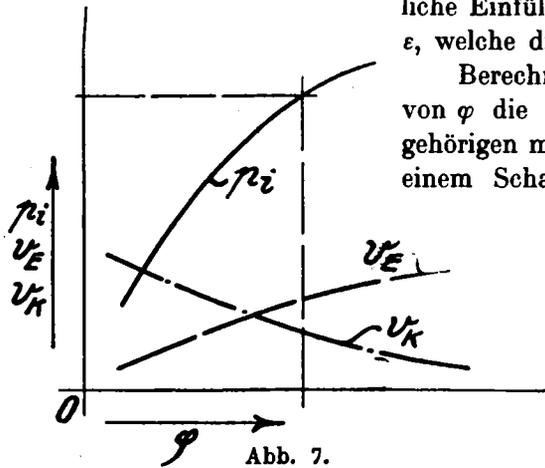


Abb. 7.

Füllung) die Kompressionslänge  $k$  zu bestimmen, welche den kleinsten Dampfverbrauch ergibt.

a) für  $p v = \text{const.}$

Berechnung der Einzelflächen wie früher. Gesucht wird der kleinste Dampfverbrauch  $C = \frac{\varphi}{F}$ , oder, weil Rechnung einfacher, der größte Bruch  $\dot{O} = \frac{1}{C} = \frac{F}{\varphi}$ .

Daher der Ansatz:

$$\dot{O} = \frac{p_1(V_E - S_0) + p_1 V_E \ln \frac{V_H}{V_E} - p_2 V_K \ln \frac{V_K}{S_0} - p_2(V_H - V_K)}{V_E - V_K \cdot \frac{p_2}{p_1}}$$

Unabhängige Veränderliche ist  $V_K$ , daher für den Größtwert  $\frac{d\dot{O}}{dV_K} = 0$ .

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{O}}{dV_K} &= \frac{\left\{ V_E - V_K \frac{p_2}{p_1} \right\} \left\{ -p_2 - p_2 \ln V_K + p_2 \ln S_0 + p_2 \right\}}{\left( V_E - V_K \frac{p_2}{p_1} \right)^2} \\ &= \frac{\left\{ p_1(V_E - S_0) + p_1 V_E \ln \frac{V_H}{V_E} - p_2 V_K \ln V_K + p_2 V_K \ln S_0 - p_2(V_H - V_K) \right\} \left\{ -\frac{p_2}{p_1} \right\}}{\left( V_E - V_K \frac{p_2}{p_1} \right)^2} = 0 \\ &= -p_2 V_E \ln V_K + p_2 V_E \ln S_0 + \frac{p_2^2}{p_1} V_K \ln V_K - \frac{p_2^2}{p_1} V_K \ln S_0 + p_2(V_E - S_0) + \\ &\quad + p_2 V_E \ln \frac{V_H}{V_E} - \frac{p_2^2}{p_1} V_K \ln V_K + \frac{p_2^2}{p_1} V_K \ln S_0 - \frac{p_2^2}{p_1} (V_H - V_K) = 0 \end{aligned}$$

oder: 
$$\underline{V_K - \frac{p_1}{p_2} V_E \ln V_K = V_H - \frac{p_1}{p_2} (V_E - S_0) - \frac{p_1}{p_2} V_E \left( \ln \frac{V_H}{V_E} S_0 \right)}. \quad (\text{IV}).$$

b) für  $p v^n = \text{const.}$

Ansatz wie früher.

$$\dot{O} = \frac{p_1(V_E - S_0) + \frac{p_1 V_E^n}{1-n} (V_H^{1-n} - V_E^{1-n}) - \frac{p_2 V_K^n}{1-n} (V_K^{1-n} - S_0^{1-n}) - p_2(V_H - V_K)}{V_E - V_K \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}}}$$

Für kleinsten Dampfverbrauch muß wieder gelten:

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{O}}{dV_K} &= 0, \text{ oder} \\ &= \frac{\left\{ V_E - V_K \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \right\} \left\{ (V_K^{1-n} - S_0^{1-n}) \frac{p_2}{1-n} \cdot n \cdot V_K^{-n-1} + \frac{p_2}{1-n} \cdot V_K^n (1-n) V_K^{-n} - p_2 \right\}}{\left\{ V_E - V_K \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \right\}^2} + \end{aligned}$$

$$+ \frac{\left\{ -p_1(V_E - S_0) - \frac{p_1 V_E^n}{1-n} (V_H^{1-n} - V_E^{1-n}) + \frac{p_2 V_K^n}{1-n} (V_K^{1-n} - S_0^{1-n}) + p_2(V_H - V_K) \right\} \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}}}{\left\{ V_E - V_K \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \right\}^2} = 0$$

$$S_0 \left( \frac{V_K}{S_0} \right)^n - \frac{n}{n-1} \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} V_E \left( \frac{V_K}{S_0} \right)^{n-1} = V_H - \frac{n}{n-1} \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} V_E - \frac{p_1}{p_2} \left[ (V_E - S_0) + \frac{V_E}{n-1} \left\{ 1 - \left( \frac{V_E}{V_H} \right)^{n-1} \right\} \right] \quad (V).$$

Die Gleichungen III, IV und V sind nur durch Probieren lösbar. Außerdem können namentlich bei überhitztem Dampf die Expansions- und Kompressionslinien nicht genau durch das Gesetz  $p v^n = \text{const.}$  ausgedrückt werden. Es ist daher folgendes Verfahren vorzuziehen, welches unter Benutzung der Mollierschen JS-Tafel für Wasserdampf gestattet, für gegebene Werte von  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $S_0$ ,  $V_E$  und  $V_K$  den Dampfverbrauch genau zu bestimmen.

Voraussetzung: Adiabatische Expansion und Kompression, Dampfzustand bei Beginn der Kompression = Dampfzustand bei adiabatischer Expansion bis auf Gegendruck. Zylinderhubvolumen =  $1 \text{ m}^2 \cdot 1 \text{ m} = 1 \text{ m}^3$ . Wärmegewinn beim Auffüllen des schädlichen Raumes vernachlässigt.

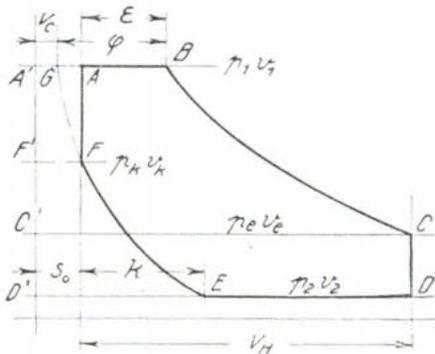


Abb. 8.

Zur Berechnung wird die Nutzfläche  $F$  des Diagrammes zerlegt in folgende vier Teile (Abb. 8):

$$f_1 = A'BCC'; \quad f_2 = C'CDD';$$

$$f_3 = F'FED'; \quad f_4 = A'AFF'.$$

Ausrechnung der Einzelflächen:

a) Fläche  $f_1$ : Arbeitsleistung für 1 kg Dampf =  $427 (i_1 - i_s)$  mkg.

In einem Zylinder von  $1 \text{ m}^3$  Hubinhalt beträgt das Arbeitsdampfgewicht

$$\frac{S_0 + \epsilon}{100} \cdot \frac{1}{v_1} \text{ kg},$$

also die  $f_1$  entsprechende Arbeitsleistung

$$L_1 = 427 (i_1 - i_s) \cdot \frac{S_0 + \epsilon}{100} \cdot \frac{1}{v_1} \text{ mkg}$$

( $v_1$  spez. Volumen)

b) Fläche  $f_2$ : Für den Zylinder von  $1 \text{ m}^3$  Hubvolumen ist

$$L_2 = 10000 (p_s - p_2) \frac{100 + S_0}{100} \text{ mkg}.$$

c) Fläche  $f_3$ : Arbeitsleistung für 1 kg Dampf =  $427 (i_k - i_2)$  mkg. In einem Zylinder von  $1 \text{ m}^3$  Hubvolumen beträgt das Restdampfgewicht

$$\frac{S_0 + k}{100} \cdot \frac{1}{v_2} \text{ kg},$$

also die der Fläche  $f_3$  entsprechende Arbeitsleistung

$$L_3 = 427 (i_k - i_2) \frac{S_0 + k}{100} \cdot \frac{1}{v_2} \text{ mkg.}$$

d) Fläche  $f_4$ : Für einen Zylinder von 1 m<sup>3</sup> Hubinhalt ist

$$L_4 = 10000 (p_1 - p_k) \frac{S_0}{100} \text{ mkg.}$$

e) Indizierte Gesamtarbeit  $L_i = L_1 + L_2 - L_3 - L_4$  mkg.

f) Mittlerer Druck  $p_i = \frac{L_i}{10000}$  kg/cm<sup>2</sup>.

g) Dampfverbrauch  $C$ : Das eingefüllte Dampfgewicht

$$\frac{\varepsilon + S_0 - V_c}{100} \cdot \frac{1}{v_1} \text{ kg}$$

ergibt  $L_i$  mkg als Arbeit; man braucht für 1 PS<sub>i</sub>Std. = 75 · 60 · 60 = 270000 mkg; also

$$C = \frac{270000}{L_i} \cdot \frac{\varepsilon + S_0 - V_c}{100} \cdot \frac{1}{v_1} \text{ kg/PS}_i\text{Std.} \dots \dots \dots \text{ (VI)}$$

Die Werte  $V_c$ ,  $p_e$ ,  $i_e$ ,  $p_k$ ,  $i_k$  sind mit Hilfe der Wärmetafel ohne weiteres bestimmbar.

Hiernach sind die in den nachstehenden Diagrammen aufgezeichneten Werte bestimmt worden.

In Abb. 10, 11, 12, 13, 14, 15 ist für 14 at abs. Anfangsdruck, 1 at Gegendruck, Sattdampf, 300° und für schädliche Räume von 5, 8 und 11% der Dampfverbrauch für verschiedene Werte von unveränderlicher Füllung und von unveränderlichem mittlerem Druck in Abhängigkeit von der Kompressionslänge  $k$  aufgetragen worden. Für Bestimmung der Kurven unveränderlichen mittleren Druckes empfiehlt sich die Aufzeichnung von Hilfsdiagrammen (Abb. 9), deren Abszissen den mittleren Druck und deren Ordinaten den Dampfverbrauch darstellen. Hierin sind nun die Kurven des Dampfverbrauchs  $C$  bei unveränderlicher Kompression und in Abhängigkeit vom mittleren Druck  $p_i$  eingetragen. Aus diesen Kurven schneidet dann eine senkrechte Linie die gesuchten Dampfverbrauchswerte für ein gegebenes unveränderliches  $p_i$  aus.

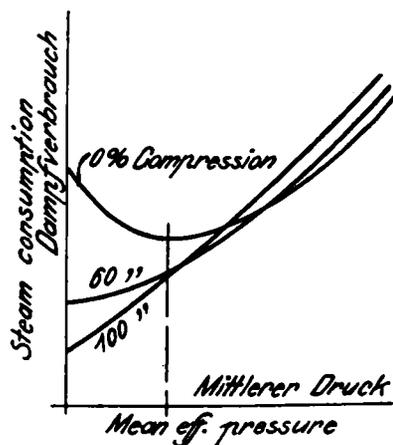


Abb. 9.

Aus den Diagrammen Abb. 10, 11, 12, 13, 14, 15 ist der große Einfluß der Kompression auf den Dampfverbrauch zu entnehmen. Wie bei den früheren Untersuchungen erhält man den günstigsten Dampfverbrauch bei kleinen Füllungen  $\varepsilon$  und kleinem  $p_i$  durch lange Kompression, bei großen Füllungen  $\varepsilon$  und großem  $p_i$  durch kurze Kompression. Auch hier zeigt sich, daß Kulissensteuerungen und Achsenreglersteuerungen, die sowohl Einlaß als Auslaß

steuern, angenähert richtige Verhältnisse (vgl. namentlich Abb. 14) ergeben, während Steuerungen, die veränderliche Füllung und unveränderliche Kompression

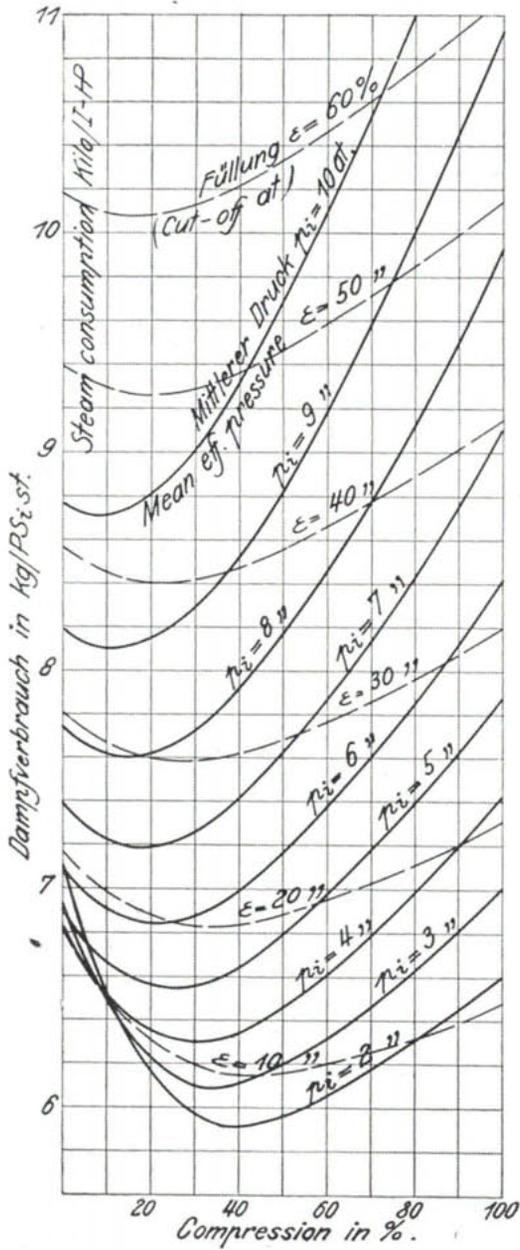


Abb. 10. Sattedampf, 14 at. abs.  
Auspuß, schäd. Raum = 5%.

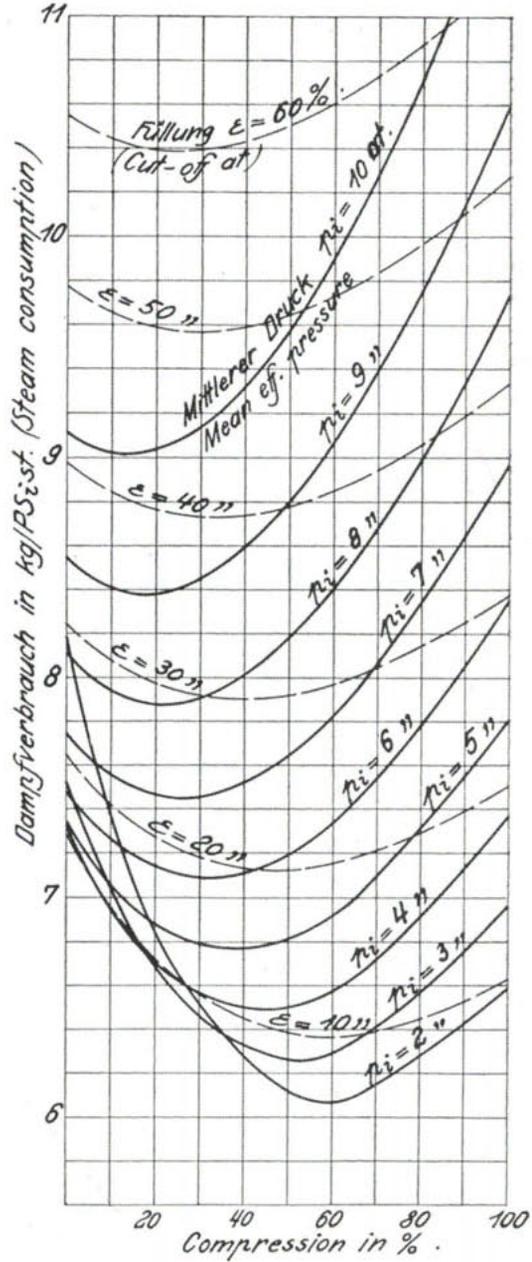


Abb. 11. Sattedampf, 14 at. abs.  
Auspuß, schäd. Raum = 8%.

haben, bei kleinen schädlichen Räumen in Frage kommen können. Besonders interessant ist Abb. 14, in welche auch die Kompressionswerte eingetragen sind, wie sie die Heusinger-Steuerung unserer Lokomotiven bei einer Austrittsdeckung

von  $-3\frac{1}{2}$  mm ergibt. Diese Werte fallen fast genau mit den Geringstwerten für unveränderliches  $p_i$  zusammen — eine glänzende Rechtfertigung des dunklen Dranges nach der Wahrheit. Die kleinste Füllung der Kulissensteuerung bedingt allerdings einen großen schädlichen Raum, welcher nun aber mit einem richtigen Kompressionswechsel ausgestattet wird. Wichtiger wäre eine weitgehende Verminderung des schädlichen Raumes, welche auf der klaren Erkenntnis der großen Schädlichkeit des schädlichen Raumes aufgebaut ist.

Die Kleinstwerte des Dampfverbrauchs für unveränderliches  $p_i$  und unveränderliches  $\epsilon$  sind an verschiedene Kompressionslängen gebunden. Man kommt auf kleinere Kompression, wenn man, wie es sein muß, das  $p_i$  als maßgebend ansieht. Beide Arten von Kleinstwerten rücken um so näher an die Ordinatenachse heran, je kleiner der schädliche Raum ist.

Die Bewertung der einzelnen Kurven ist näher dargestellt in den Abb. 16 und 17. Aus Abb. 15 sind die Kurven für einen mittleren Druck = 10 at und eine Füllung von 50% entnommen und in Abb. 17 eingetragen. Die Diagramme A (9% Kompression) und B (76% Kompression), Abb. 16, ergeben bei ein und derselben Füllung von 50% denselben theoretischen Dampfverbrauch von 8 kg. Das Diagramm C (47% Kompression) ergibt bei derselben Füllung von 50% den theoretischen Dampfverbrauch von etwa 7,85 kg. Das schließt aber nicht aus, daß ein anderes Diagramm D mit demselben mittleren Druck von 10 at, jedoch mit einer anderen Füllung von 44% und einer anderen Kompression von 19%, einen noch geringeren theoretischen Dampfverbrauch von nur 7,6 kg ergibt. Auf dieses Diagramm D kommt man, wenn man die Kurve des konstanten mittleren Druckes von 10 at in Abb. 17 bis zum Tiefpunkt D verfolgt.

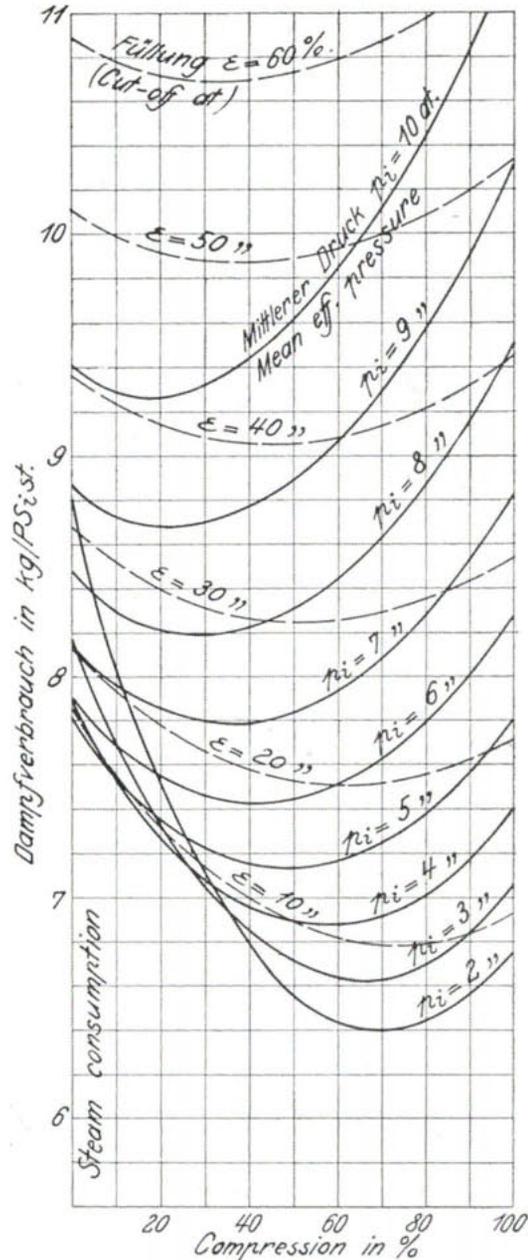


Abb. 12. Sattdampf, 14 at abs.  
Auspuß, schäd. Raum = 11%.

Man kann so von dem Tiefpunkt *D* der Abb. 17 auf der Füllungskurve von 44% hinuntergleiten bis zum Tiefpunkt dieser Kurve, von diesem wieder durch eine hierdurch gehende Linie des mittleren Drucks bis zum Tiefpunkt dieser

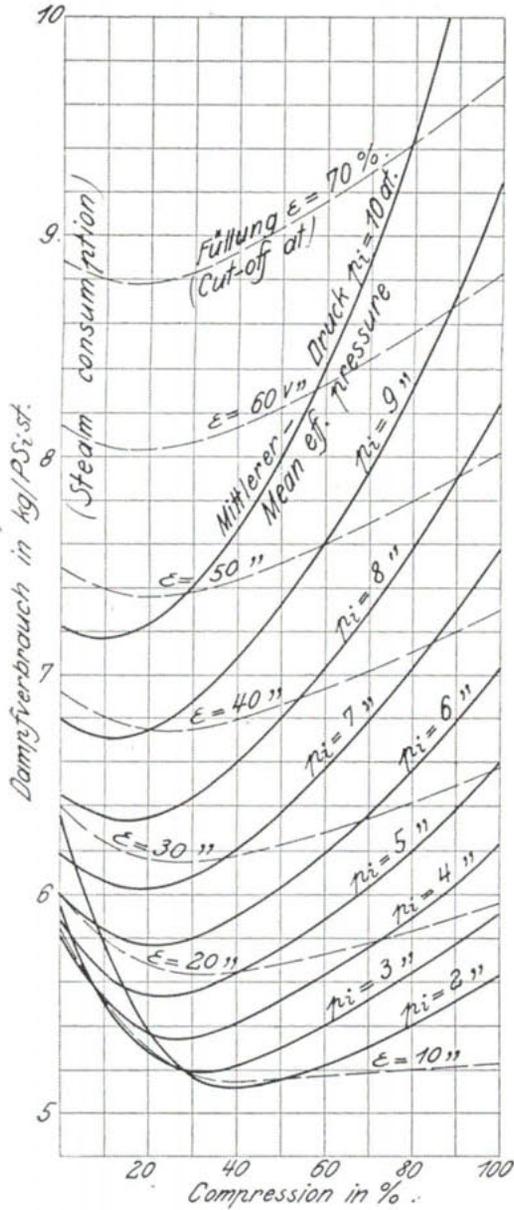


Abb. 13. Heißdampf, 300°, 14 at abs.  
Auspuff, schäd. Raum = 5%.

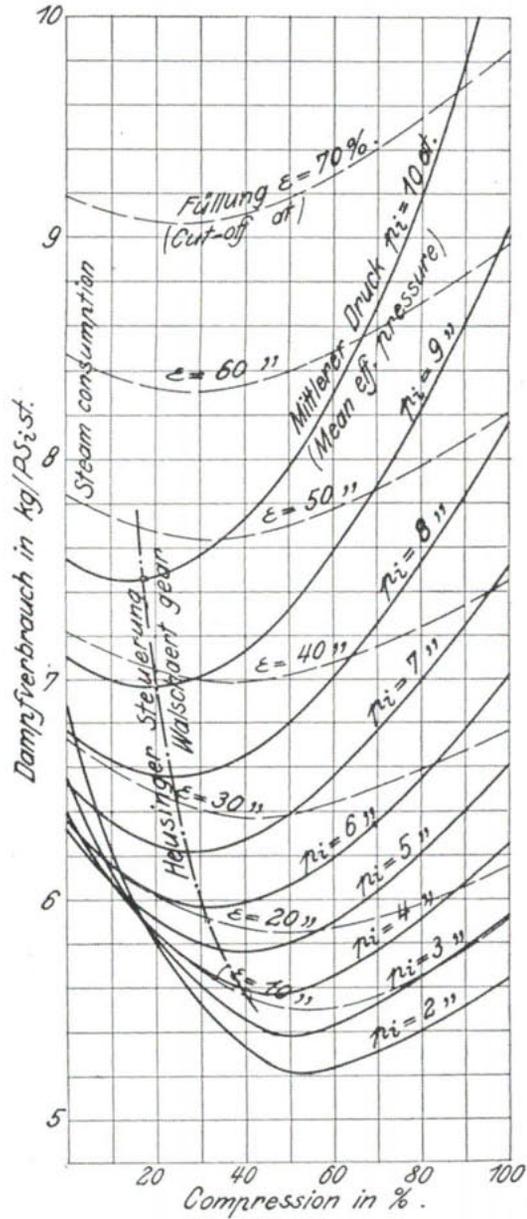


Abb. 14. Heißdampf, 300°, 14 at abs.  
Auspuff, schäd. Raum = 8%.

Kurve usw., bis man schließlich auf einem Punkte ankommt, in welchem sich die Verbindungslinien der Tiefpunkte beider Kurvenscharen schneiden. Das diesem Schnittpunkt entsprechende Diagramm besitzt eine Spitze auf der Expansionsseite und eine Kompressionsendspannung gleich der Anfangsspan-

nung, ein Diagramm, welches theoretisch den allergünstigsten Dampfverbrauch von allen Diagrammen für das vorausgesetzte Druckgefälle (Raumschaden = Null) hat (Abb. 4).

Ähnliche Verhältnisse ergeben sich für Kondensation, Heißdampf, 13 at abs., 300°, einen Gegendruck von 0,08 at abs. und einen schädlichen Raum von 2% (Abb. 18). Auch in diesen Linien sind die  $p_i$ -Kurven für die Feststellung der günstigsten Kompressionslängen maßgebend.

Es zeigt sich, daß bei dem niedrigen Gegendruck und bei den praktisch gebräuchlichen Werten  $p_i = 2$  bis 3 at die günstigste Kompressionslänge nahe an 90% heranrückt. Aber auch bei größerem  $p_i$  ist die Zunahme des Dampfverbrauchs bei 90% Kompression gegenüber dem Dampfverbrauch bei der günstigsten Kompressionslänge außerordentlich klein. Dies gilt in desto stärkerem Maße, je mehr man sich dem absoluten Vakuum nähert, wo naturgemäß eine Änderung der Kompressionslänge überhaupt keinen Einfluß auf den Dampfverbrauch hat. Immerhin ist bei einem schädlichen Raum von 2%, Heißdampf von 300° und 13 at abs., einem  $p_i = 2,8$  at und einem Gegendruck von 0,044 at abs. die günstigste Kompression 90%. Diese Verhältnisse können bei Kondensations-Gleichstromdampfmaschinen als angenähert normal angesehen werden.

Hiermit ist die Ansicht widerlegt, daß die lange Kompression der Gleichstromdampfmaschine ein durch den Schlitzauslaß gegebenes notwendiges Übel darstellt.

Ebenso geht aus dem flachen Verlauf der Dampfverbrauchskurven hervor, daß es zulässig ist, bei der Kondensations-Gleichstromdampfmaschine die Kompression unveränderlich zu halten — wieder eine Befürwortung der Schlitzauslaßsteuerung.

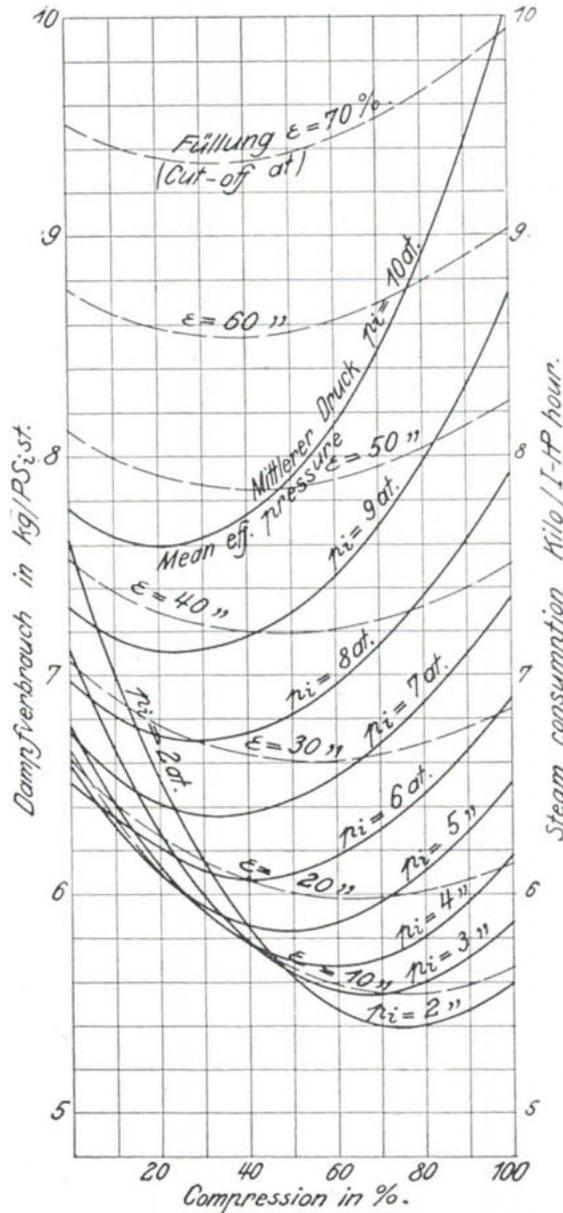


Abb. 15. Heißdampf, 300°, 14 at abs. Auspuff, schädli Raum = 11%.

Die Länge und die Unveränderlichkeit der Kompression der Kondensations-Gleichstromdampfmaschine ist richtig bzw. zulässig.

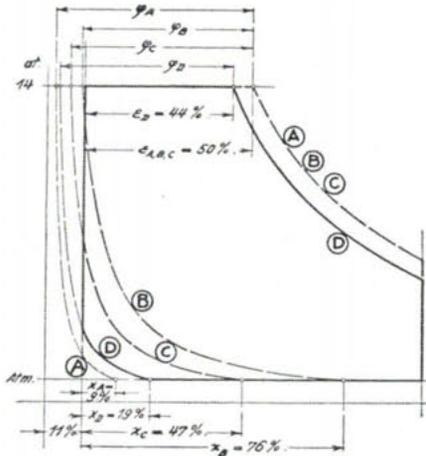


Abb. 16.

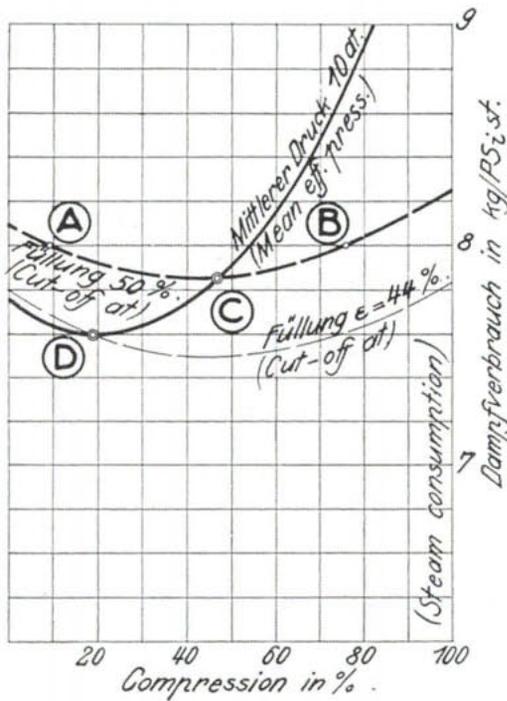


Abb. 17. Heißdampf, 300°, 14 at abs.  
Auspuff, schädli. Raum = 11%.

In der Literatur wird viel von den »hohen Kompressionen« der Gleichstromdampfmaschinen in dem Sinne gesprochen, als ob sie unvermeidlich und unerwünscht wären. Man verwechselt offenbar »hohe«

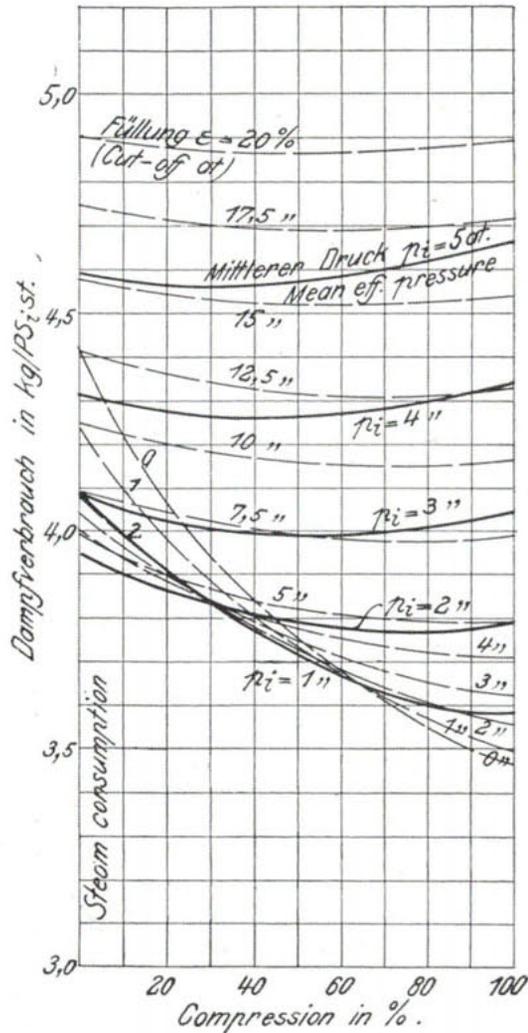


Abb. 18. Heißdampf, 300°, 13 at abs.  
Kondensation,  $p_2 = 0,08$  at abs.,  $S_0 = 2\%$ .

mit »lange« Kompression. Eine Kompressionslinie kann lang und niedrig und andererseits auch kurz und hoch verlaufen. Die Endkompressionsspannungen der meisten Kondensations-Gleichstromdampfmaschinen sind zu klein und müßten nach Absatz 9 der Zusammenfassung wesentlich größer sein.

Bei Verwendung von Satttdampf würden die Dampfverbrauchslinien in Abhängigkeit von der Kompression gegenüber den in Abb. 18 verzeichneten Linien

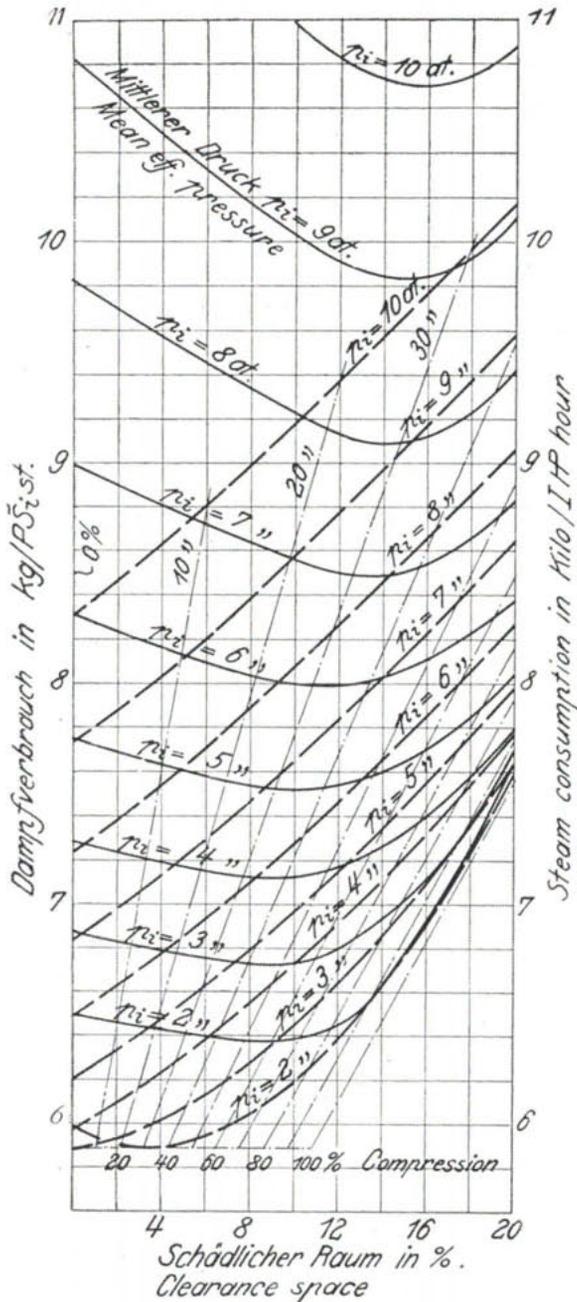


Abb. 19. Satttdampf, 14 at abs. Auspuff.

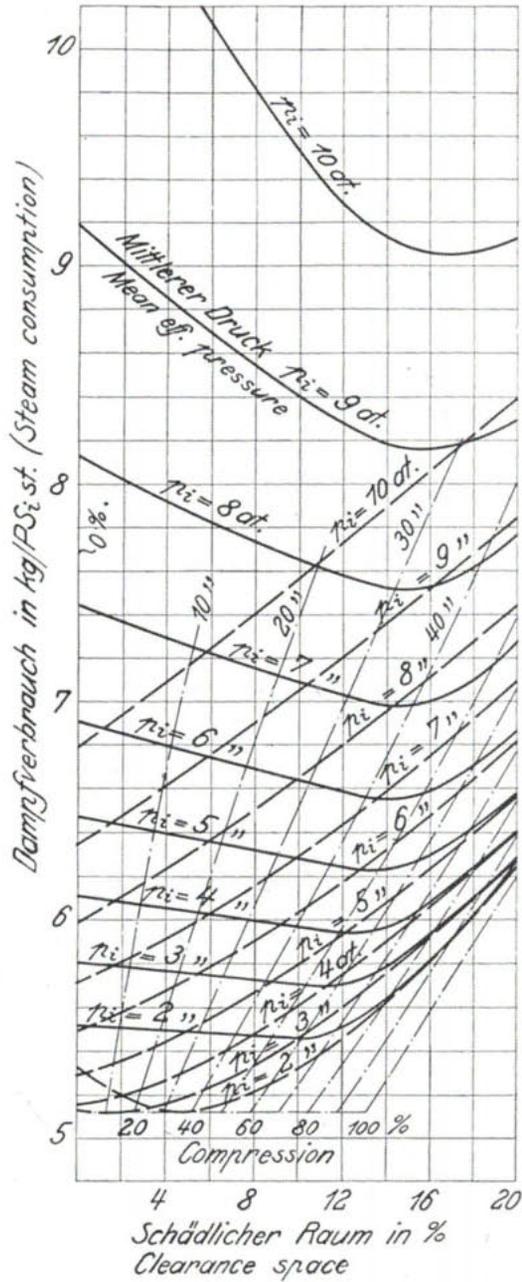


Abb. 20. Heißdampf, 300°, 14 at abs. Auspuff.

eine nur geringe Abänderung erfahren derart, daß die Kompressionen etwas verkleinert und die Gipfel etwas nach links verschoben würden. Es darf nicht übersehen werden, daß immer adiabatische Expansion und Kompression vor-