

B. Die Hauptteile der Dampfmaschinenanlage und ihre Berechnung.

1. Einrichtung und Berechnung der Dampfkesselanlage.

§ 5. Die Feuerung. Je nach der Anordnung der Feuerung am Dampfkessel unterscheidet man Vorfeuerungen, Unterfeuerungen und Innenfeuerungen, wie solche z. B. in den Fig. 4, 2 u. 8, Taf. II, dargestellt sind und bei der Beschreibung der Bauart der Dampfkessel Berücksichtigung finden.¹⁷⁾

Zur Einrichtung der Feuerung gehören: 1. der Rost, 2. die Einf Feuerung mit der Heizthüre, 3. der Aschenfall mit der Aschenfallthüre, 4. die Feuerbrücke, 5. der Rauchschieber (das Register).

Für die im Bauwesen zu benutzenden Dampfkesselfeuerungen kommt fast ausschließlich der gewöhnliche Planrost in Anwendung. Anordnung und Konstruktion der Einf Feuerungen und Heizthüren sind aus den dargestellten Ausführungen von Dampfkesseln, transportablen Dampfmaschinen und Lokomobilen ersichtlich.¹⁸⁾ Dasselbe gilt von der den Rost hinten abgrenzenden Feuerbrücke, welche bezweckt, die vom Aschenfall her durch die Rostspalten emporsteigende Luft auch am vorderen Ende des Rostes, wo sie sonst mit geringem Verbrennungseffekt horizontal entweichen würde, mehr vertikal im Feuerraume empor zu leiten und behufs möglichst vollständiger Verbrennung der entstandenen Gase mit denselben gehörig zu mischen, was übrigens noch dadurch begünstigt wird, daß die Feuergase beim Verlassen des Feuerraums sich durch den über der Feuerbrücke bleibenden, verhältnismäßig kleinen Durchgangsquerschnitt drängen müssen.

Um die sowohl wegen des Wärmeverlustes, als auch wegen der Spannungsänderungen des Blechs der über dem Roste befindlichen Kesselpartie schädliche Abkühlung des Kessels durch die während des Einf Feuerens durch die offene Heizthüre einströmende Luft einzuschränken, hat man Vorrichtungen konstruiert, mittels welcher das Register (der Rauchschieber) beim Öffnen der Feuerthüre selbstthätig bis auf einen zur Verhütung des Rückschlags der Feuergase notwendigen, kleinen Durchgangsquerschnitt geschlossen wird.

Auch hinsichtlich des Rauchschiebers oder der an seiner Stelle häufig angewandten Drosselklappe, sowie bezüglich der Anordnung und Ausführung des Aschenfalls ist auf den folgenden konstruktiven Teil dieses Kapitels zu verweisen. Die Aschenfallthüre wird zweckmäßiger Weise gleichzeitig mit dem Rauchschieber zur Regulierung des Zugs, beziehungsweise der Verbrennung und Wärmeproduktion, benutzt und dient insbesondere während des Stilliegens des Kessels behufs möglichster Vermeidung der Abkühlung desselben durch eintretende und durchstreichende

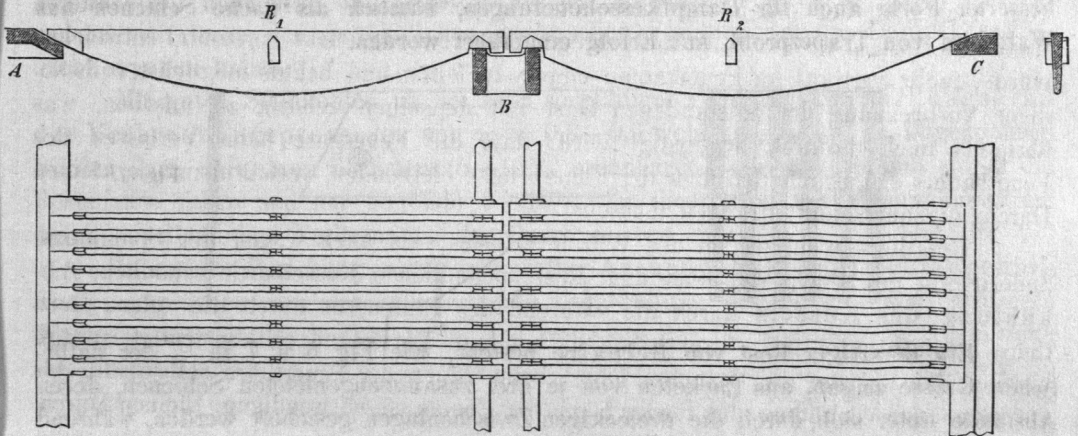
¹⁷⁾ Vorfeuerungen werden bei Dampfkesseln überhaupt, insbesondere aber für provisorische Anlagen trotz des Vorzugs vollständigerer Ausnutzung des Brennmaterials selten ausgeführt, weil sie mehr Raum und Kostenaufwand erfordern, auch wegen der mit der Zeit doch eintretenden Zerstörung der inneren Auskleidung von feuerfesten Steinen nicht selten Reparaturen erfordern. Eine Lokomobile mit abnehmbarer Vorfeuerung siehe Wochenschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1882. S. 317.

¹⁸⁾ Es möge hier nur bemerkt werden, daß es sich empfiehlt, die Heizthüre mit einem Luftloch oder einer horizontalen Reihe von Luftlöchern und einem Abschlussschieber zu versehen, um nach frischer Beschickung des Rostes während einiger Zeit etwas Luft zur Rauchverbrennung über das Brennmaterial streichen lassen zu können.

Luft gemeinsam mit dem Rauchschieber zum besseren Abschlufs.¹⁹⁾ Bei Explosionsgefahr hingegen werden Heizthüre und Register vollständig geöffnet, um durch einströmende frische Luft den Kessel möglichst rasch abzukühlen.

§ 6. Der Planrost besteht in der Regel aus hochkantig gestellten gusseisernen Stäben, zwischen denen für den Zutritt der Luft und den Ausfall der Asche Spalte von solcher Breite gelassen werden, als dies mit Vermeidung des Durchfallens des Brennmaterials zulässig ist. Zur Sicherung der für die verschiedenen Brennmaterialien geeigneten Spaltweite werden die je speciell hergestellten Roststäbe mit kleinen seitlichen Vorsprüngen von solcher Höhe versehen, dafs sie ohne weiteres in richtiger gegenseitiger Lage zusammengeschoben werden können. Da es nun für die Verbrennung vorteilhaft ist, der Luft relativ zur gesamten Rostfläche möglichst viel Durchgangsquerschnitt zu bieten, weil dieselbe dem entsprechend vollständiger mit dem Brennmaterial in Berührung kommt und weniger Rostdurchgangswiderstand findet, führt man neuerdings die Roststäbe thunlichst dünn aus, wogegen sie, um die zum Tragen des Brennmaterials erforderliche Festigkeit zu haben, als flache, hochkantig gestellte Schienen, wesentlich gröfsere Höhe erhalten.

Fig. 1, 2 u. 3.



Vorstehende Figuren zeigen einen zweifachen Rost, dessen Stäbe zur Sicherung gegen Horizontalverschiebung hakenartig den mittleren Rostträger B fassen, während sie mit ihren anderen Enden einerseits auf einer schiefen Fläche der Rostplatte A, andererseits auf einer Abschrägung des Rostbalkens C liegen, welche Anordnung sowohl die infolge der Erhitzung stattfindende Ausdehnung der Roststäbe, als auch das im Laufe der Zeit erfahrungsgemäfs unvermeidliche Wachsen derselben gestattet, ohne dafs sie sich gegen die Einmauerung des Kessels stemmen und diese hinausdrücken oder sich verbiegen.²⁰⁾ Die seitlichen kleinen Vorsprünge sind zur Erleichterung des Luftzutritts oben abgedacht und aus gleichem Grunde die Roststäbe, wie das rechts dargestellte Profil zeigt, nach unten um etwa 3 bis 6 mm verjüngt.

¹⁹⁾ Bei Zugerzeugung mittels eines Unterwindgebläses muß der Aschenfall nach außen luftdicht abgeschlossen werden. Wegen der dadurch erschwerten Reinigung des Rostes findet diese Anordnung bei den hier in Betracht kommenden Anlagen keine Verwendung.

²⁰⁾ Diese Konstruktion ist derjenigen mit stumpf endigenden Roststabbköpfen und Belassung von Spielraum für den Längenzuwachs vorzuziehen, weil durch hereinfliegende Schlacke der Spielraum leicht ausgefüllt und damit die freie Ausdehnung verhindert werden kann.

Zum Schutz gegen Abbrennen hat man die Roststäbe oben rinnenförmig gebildet, siehe Fig. 4, in der Meinung, daß in der Hohlkehle sich Asche ansammle

Fig. 4.

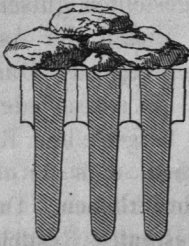
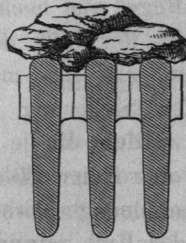


Fig. 5.



und als schlechter Wärmeleiter eine schützende Decke bilde; die Haltbarkeit der exponierten Kanten ist jedoch fraglich.

Zweckmäßiger erscheint hingegen das in Fig. 5 dargestellte oben abgerundete Profil, denn es gestattet der Luft besser Zutritt zur unteren Brennmaterialfläche und wird eben vermöge

dieses Umstands vor zu starker Erhitzung mehr geschützt.

Als Material eignet sich feinkörniges graues Gufseisen, wie es durch Umschmelzen alten Brucheisens gewonnen wird.

Schmiedeeiserne Roststäbe wurden bisher nur in höheren Temperaturen, wo Gufseisen schmelzen würde, z. B. in Schmelzöfen, Gasöfen u. s. w., und zwar in der Regel von quadratischem Profil verwendet, doch sind sie neuerdings in verbesserter Form auch für Dampfkesselfeuerungen, nämlich als flache Schienen aus Walzeisen von Trapezprofil, mit Erfolg eingeführt worden.

Fig. 6.

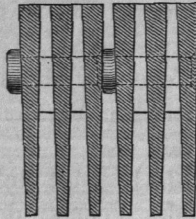
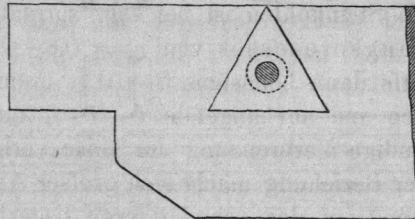


Fig. 7.



Ein derartiger Rost von Belpaire besteht, wie Fig. 6 u. 7 in $\frac{1}{3}$ der natürlichen Größe zeigen, aus Paketen von je drei zusammengenieteten Schienen, deren Abstände unter sich durch die dreieckigen Zwischenlagen gesichert werden, während zwischen benachbarten Paketen die Nietköpfe zu diesem Zwecke vorspringen. Diese Stäbe werden in Längen von 400 bis 850 mm in einer oberen Dicke von nur 8 mm angefertigt und bewähren sich als recht dauerhaft. Hierbei ist der Umstand günstig, daß die dünnen Stäbe mit ihrer großen Oberfläche wohl geeignet sind, die oben empfangene Wärme an die zuströmende Luft abzugeben, welche somit zugleich vorgewärmt wird.²¹⁾ Diese guten Eigenschaften haben in den letzten Jahren zahlreiche Rostkonstruktionen verwandter Art, jedoch in Gufseisen hergestellt, hervorgerufen.²²⁾

§ 7. Brennmaterialien und Wirkungsgrad der Feuerung. Hinsichtlich des theoretischen Heizwerts der Brennmaterialien (absolute Verbrennungswärme pro kg) ist auf die allgemein verbreiteten Tabellen zu verweisen, insbesondere auf die mit größter Sorgfalt gewonnenen Versuchsergebnisse von Favre und Silber-

²¹⁾ Derartige Roste werden in Deutschland geliefert von R. Wolf, Maschinenfabrik und Kesselschmiede in Buckau-Magdeburg.

²²⁾ Eine lehrreiche Übersicht giebt ein Aufsatz von Prof. Dr. H. Meidinger: Über Feuerungsroste. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1878. S. 214.

mann, mit welchen sich die Verbrennungswärme verschiedener Brennstoffe auf Grund ihrer durch Analyse festgestellten chemischen Zusammensetzung berechnen läßt.²³⁾

Hiernach ergeben sich für den theoretischen Heizwert w pro kg Brennmaterial mittlerer Zusammensetzung folgende Werte:

Lufttrockenes Holz	$w = 2820$ Cal.	Backkohle	$w = 7500$ Cal.
Lufttrockener Torf	$w = 3550$ „	Sandkohle	$w = 7760$ „
Erdige Braunkohle	$w = 4450$ „	Anthracit	$w = 8110$ „
Muschelige Braunkohle	$w = 5350$ „	Coaks	$w = 7430$ „
Sinterkohle	$w = 6600$ „	Holzkohle	$w = 7750$ „

Auch hat man für die Bestimmung des Heizwerts die Hypothese zu Grunde gelegt, daß die erzeugte Wärme proportional der für dieselbe erforderlichen Sauerstoffmenge sei, wonach sich allerdings ziemlich befriedigende Resultate ergeben, wenn nicht unterlassen wird, zu berücksichtigen, daß ein Teil der gesamten Wärme durch die Vergasung der Brennstoffe, d. h. als innere und äußere latente Wärme der entstandenen Verbrennungsgase, in Anspruch genommen wird.²⁴⁾ Gewöhnlich rechnet man für gute Stückkohle von circa 80% Kohlenstoffgehalt $w = 7500$.

So schätzenswert theoretische Formeln zur Berechnung der in einem bestimmten Brennmaterial von bekannter chemischer Zusammensetzung disponiblen Verbrennungswärme sind, muß doch der größte Wert auf Versuchsergebnisse gelegt werden, welche sich unter den gewöhnlichen praktischen Verhältnissen des Dampfkesselbetriebs ergeben haben.²⁵⁾

Mit guten Steinkohlen ist bei sehr sorgfältiger Feuerung ein Wirkungsgrad des Verbrennungsprozesses von $\eta_1 = 0,8-0,9$ wohl zu erzielen, da angenommen werden darf, daß dann höchstens 5–10% brennbarer Teile unverbrannt durch die Rostspalten fallen und nur ungefähr 5–10% der theoretischen Verbrennungswärme durch unvollständige Verbrennung der Gase verloren gehen.

In ersterer Beziehung macht sich großer Aschengehalt nebst Schlackenbildung, abgesehen von der schwierigeren Unterhaltung des Feuers, dem größeren Wärmeverlust mit der heißen Asche und weiterhin der für angemessene Ausnutzung des Brennmaterials erforderlichen größeren Luftmenge, nachteilig geltend, indem ein größerer Teil brennbarer Stoffe eingeschlossen wird, sodaß dieser nicht zur Verbrennung gelangen kann. Es darf also der praktische Heizwert der bei verschiedenen Brennmaterialien sich berechnenden theoretischen Verbrennungswärme keineswegs proportional gesetzt werden.

Hinsichtlich der vollkommenen Verbrennung der entstehenden Gase verhalten sich im allgemeinen die an flüchtigen Bestandteilen reicheren, also mit langer Flamme brennenden Steinkohlen ungünstiger, da zu gehöriger Verbrennung und Vermeidung von Ruß mehr Luftüberschuß zugeführt werden muß, wodurch aber andererseits die Temperatur im Verbrennungsraum zum Nachteil des Verbrennungsprozesses herabgezogen, ferner auch der Verlust an Wärme der abziehenden Gase gesteigert wird.

Der Brennmaterialverlust durch Rauchbildung spielt insofern keine bedeutende Rolle, als die in Rauchform entweichende Kohle selbst bei sehr ungünstigem Betriebe nur 0,5 bis höchstens 1,5% des Brennmaterialaufwands ausmacht.

²³⁾ Siehe: Taschenbuch „Die Hütte“. 12. Aufl. 1883. Brennstoffe. S. 787.

²⁴⁾ Vergl. Gustav Schmidt, Die latente Wärme des Kohlenstoffs. Der Maschinenbauer. 17. Jahrg. 1882. S. 411.

²⁵⁾ Verdampfungsversuche des Magdeburger Vereins für Dampfkesselbetrieb im Jahre 1876. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1879. S. 165. — W. Olschewski, Der rationelle Betrieb und der Nutzeffekt der Dampfkesselfeuerungen.

§ 8. Die Rostfläche und übrigen Hauptdimensionen der Feuerungsanlage.

Für die Brennmaterialmenge B_r , welche bei vorteilhafter Verbrennung, also mittlerem Betrieb²⁶⁾ stündlich pro qm Rostfläche²⁷⁾ verbrannt wird, dürfen ungefähr folgende Werte angenommen werden:

Steinkohlen	$B_r = 60-70$	kg
Braunkohlen	$B_r = 90-110$	"
Holz	$B_r = 80-120$	"
Torf	$B_r = 80-100$	"
Coaks	$B_r = 55-70$	"

Dem entspricht für Steinkohlen eine Dicke der Schicht (Schütthöhe) auf dem Rost von etwa 10—12 cm. Bei mäfsiger Beschickung werden nur ungefähr 40 kg²⁸⁾, bei forciertem Betrieb etwa 120 kg pro qm und Stunde verbrannt.

Nach den Versuchen der Münchener Heizstation ergaben sich für

Gasarme Steinkohlen	$B_r = 65-70$	kg
Gasreiche Steinkohlen	$B_r = 80-120$	"
Braunkohlen	$B_r = 90-120$	"
Torf	$B_r = 100-130$	"
Coaks	$B_r = 50-55$	"

Viel mehr, etwa 200—300 kg, beträgt die stündliche Verbrennung mit künstlicher Zugerzeugung (durch Blasrohr), in Lokomotiven 300—500 kg. bei 40—60 cm Schütthöhe. Für Lokomobilen mit Blasrohr darf als zweckmäfsig etwa 75—120 kg angenommen werden.

Kleinere Rostfläche ist nachteilig, indem sie für gleiche Leistung gröfsere Schütthöhe und daher kräftigeren Zug zur Überwindung des gröfseren Luftwiderstands in der Brennmaterialschicht bedingt. Da aber der kräftigere Zug höhere Abgangstemperatur der Verbrennungsgase erfordert (auch bei künstlicher Zugerzeugung und zwar indirekt deshalb, weil höhere Spannung des Auspuffdampfs im Blasrohr gröfseren Dampfkonsum für eine bestimmte Leistung der Dampfmaschine zur Folge hat), so wird die Heizkraft schlechter ausgenutzt und zwar umsomehr, als eben wegen der geringeren Ausnutzung des Brennmaterials der Brennmaterialaufwand für eine verlangte Dampfproduktion im Vergleich zu einer Anlage mit richtig bemessener Rostfläche bedeutender wird.

Die Dicke der Roststäbe b (oben gemessen), die Spaltweite e und das hiernach sich ergebende Verhältnis der freien Rostfläche F (des Luftquerschnitts) zur totalen Rostfläche R stellt sich bei gewöhnlichen Ausführungen folgendermafsen:

für nicht backende Stein-

kohle und Braunkohle	$e = 9$ mm	$b = 18$ mm	$\frac{F}{R} = \frac{1}{3}$
" backende Steinkohle	$e = 15$ "	$b = 20$ "	" = 0,43
" Holz und Torf	$e = 12$ "	$b = 30$ "	" = 0,285.

Für Coaks werden die Roste mit Rücksicht auf die erforderliche innigere Berührung der Luft mit der Oberfläche der Coaksstücke und wegen der höheren Ver-

²⁶⁾ Hierbei geht die normale Luftmenge, d. h. etwa das doppelte der theoretisch erforderlichen Luftmenge, mit ungefähr 1 m Geschwindigkeit durch die Rostspalten. Durch Forcierung der Feuerung läfst sich die Verbrennung bis auf das doppelte steigern.

²⁷⁾ Hierunter ist stets die totale Rostfläche, also einschliesslich der Luftspalten zu verstehen.

²⁸⁾ Sollte sich bei schwachem Betrieb eine noch geringere Beschickung des Rostes ergeben, wobei in der Steinkohlenschicht Lücken vorkommen, durch welche Luft schädlicher Weise in überschüssigem Mafse eintritt, so ist es zweckmäfsig, die Rostfläche zu reducieren, was einfach durch Auflegen feuerfester Steine vor der Feuerbrücke geschehen kann.

brennungstemperatur zweckmäfsig mit reichlicherem Durchgangsquerschnitt und aus Schmiedeeisen hergestellt. — Bei den neueren dünnstäbigen Rosten kommt $F:R$ bis auf 0,5, wobei man mit der Spaltweite bis auf 3 mm herabgeht (Mehl'scher Rost²⁹⁾, sodafs die sonst geringwertige Grieskohle gut verfeuert werden kann.

Im Interesse bequemer Beschickung des Rostes geht man mit der Breite und Länge desselben nicht gern über 1,5 m, beziehungsweise 2 m.

Die Entfernung der Rostfläche von der Kesselunterfläche soll behufs gehöriger Flammenbildung (durch innige Mischung der Produkte der trockenen Destillation mit der Luft) mindestens betragen bei

Steinkohlen 0,42 m, Holz 0,48 m, Coaks 0,30 m.

Im allgemeinen empfiehlt es sich, besonders bei gröfseren Rosten und mit Berücksichtigung langflammender Brennmaterialien, behufs gehöriger Entfaltung des Feuers und Schonung der Feuerstelle des Kessels, den Abstand gröfser, etwa bis 600 mm zu nehmen.

Die Feuerbrücke erhält zweckmäfsig eine Höhe von wenigstens etwa 0,3 m, womit sich circa 0,15—0,20 m als geeignete Durchgangshöhe zwischen Kesselunterfläche und Scheitel der Feuerbrücke ergeben.

Die für stationäre Anlagen angemessene Tiefe des Aschenfalls von 0,8 bis 1 m kann bei transportablen Kesseln nur ausnahmsweise erreicht werden.

Querschnitte der Feuerzüge ungefähr gleich der freien Rostfläche, in der Regel $\frac{1}{3}$, mindestens $\frac{1}{4}$ der totalen Rostfläche; den Durchgangsquerschnitt über der Feuerbrücke nur etwa 0,6—0,8 jener Werte.

Für stationäre Anlagen nimmt man den kleinsten Zugquerschnitt K des Schornsteins (oben an der Ausmündung) $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{3}$ der Rostfläche bei einer von der Rostebene aus zu messenden Höhe $h = 18$ — 36 m oder in qm

$$K = 0,022 B \sqrt{\frac{1}{h}}, \dots \dots \dots 10.$$

wenn mit B die stündlich zu verbrennende Steinkohlenmenge eingesetzt wird.³⁰⁾

Bei Anwendung des Blasrohrs wird mit dem Schornsteinquerschnitt bis auf etwa 0,5—0,35 der gewöhnlichen Werte herabgegangen.

§ 9. Berechnung der Dampfkessel (Wirkungsgrad und Heizfläche). Bei der Berechnung der Dampfkessel handelt es sich, nachdem die später noch zur Erörterung kommende Bauart den praktischen Zwecken entsprechend gewählt worden ist, zunächst um die Hauptdimensionen, insbesondere um die für eine vorgeschriebene stündliche Dampfproduktion erforderliche und zweckmäfsige Heizfläche, woran sich dann die Feststellung des Wasserraums und Dampfraums knüpft. Sind in diesen Beziehungen befriedigende Verhältnisse gewonnen, so kann zur Berechnung der konstruktiven Dimensionen und speciellen Ausarbeitung der einzelnen Teile geschritten werden.

Die Blechstärke, welche früher in Preussen nach gesetzlicher Vorschrift genommen werden mußte, ist nunmehr im deutschen Reiche freigestellt³¹⁾, doch hat eine officielle Druckprobe vor der Inbetriebsetzung mit einem Wasserdruck gleich Betriebsdruck plus 5 Atmosphären oder gleich dem doppelten Betriebsdruck, wenn

²⁹⁾ Siehe den schon genannten Aufsatz von Prof. Meidinger. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1878. S. 214.

³⁰⁾ Specielle Abhandlungen über Schornsteine finden sich im Litteraturverzeichnis angegeben.

³¹⁾ Praktische Formeln zur Berechnung der Wandstärke, welchen mehr oder weniger ausgeprägt die Festigkeitsformeln für cylindrische Rohre zu Grunde liegen, finden sich in den wichtigeren Specialwerken über Dampfkessel; siehe Litteraturverzeichnis.

dieser weniger als 5 Atmosphären beträgt, stattzufinden, wobei der Kessel sich vollständig dicht erweisen soll.³²⁾

Behufs Bestimmung der Heizfläche lassen sich nun für verschiedene Dampfkesseltypen die Hauptdimensionen in ihrer gegenseitigen Abhängigkeit, z. B. für Flammrohrkessel und Vorwärmerkessel etwa proportional zum Durchmesser des Kessels, beziehungsweise Hauptkessels, ausdrücken, sodafs die Heizfläche als eine einfache Funktion genannten Hauptdurchmessers erscheint³³⁾, und dieser (sowie dann weiterhin vermöge jener Proportionalität die Einzeldimensionen) für eine geforderte Heizfläche vorläufig berechnet werden kann, um dann den speciellen Anforderungen erst bei der Detailausarbeitung durch definitive Feststellung der verschiedenen Abmessungen zu entsprechen.

Hierbei ist im allgemeinen von der Gesamtheizfläche die eigentliche Dampfkesselheizfläche d. h. Verdampfungsfläche³⁴⁾, oder Heizfläche schlechthin, von der Vorwärmungsfläche zu unterscheiden, sowie zu berücksichtigen, ob Parallelstrom oder Gegenstrom Anwendung finden soll.

Die für transportable Kessel in Anwendung kommenden Vorwärmer (siehe: Speisewasservorwärmer) sind als offene von geringerer Bedeutung als die geschlossenen, d. h. mit dem Dampfkessel kommunizierenden Vorwärmer stationärer Anlagen, in welchen das zugeführte Wasser bis zur Verdampfungstemperatur vorgewärmt oder auch teilweise schon verdampft wird, während bei jenen mit dem Abgangsdampf oder durch Heizung mit den Rauchgasen nur eine Erwärmung auf etwa 60—80°, beziehungsweise 80—100° stattfindet. Es möge deshalb hier bei der Berechnung der Heizfläche transportabler Dampfkessel auf den Nutzen eventuell anzubringender Vorwärmer keine Rücksicht genommen werden, wie auch die Alternative von Parallelstrom oder Gegenstrom aufser Betracht gelassen werden darf, weil der Vorzug des Gegenstromsystems, welcher für gut durchgeführte Anlagen auf eine Ersparnis von etwa 5% der Dampfproduktionskosten zu veranschlagen ist, bei provisorischen Anlagen, insbesondere bei Nichtanwendung von geschlossenen Vorwärmern, wegen der wesentlich höheren Temperatur der abziehenden Verbrennungsgase auf ein sehr geringes Mafs herabsinkt.³⁵⁾

Verdampfung.

Die zur Verdampfung³⁶⁾ von 1 kg Wasser von 0° Temperatur erforderliche Wärmemenge, die sogenannte Gesamtwärme, beträgt:

$$\lambda = 606,5 + 0,305 t \text{ Cal.} \quad 11.$$

³²⁾ Erlafs des Reichskanzlers vom 29. Mai 1871.

³³⁾ Aus ökonomischen Rücksichten sucht man das Verhältnis der Heizfläche zur gesamten Oberfläche des Kessels möglichst groß zu bekommen.

³⁴⁾ Ferner wird von der Kesselheizfläche der über dem Roste liegende Teil wohl als direkte Heizfläche bezeichnet und dem entsprechend der übrige Teil indirekte Heizfläche genannt.

³⁵⁾ Es möge deshalb auch davon abgesehen werden, hier auf die verschiedenen Dampfkesseltheorien einzugehen und ein Hinweis auf dieselben genügen: M. Schönflies, Berechnung der Dampfkesselanlagen. Elberfeld 1874. — R. R. Werner, Eine neue Dampfkesseltheorie. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1877. S. 145. — Kesselformeln. Zusammenestellt von Gustav Schmidt, Techn. Blätter. 1881. S. 75. — Siehe ferner: Die Hütte. 12. Aufl. 1882. S. 441.

³⁶⁾ Bei der Dampfbildung sind folgende Wärmegrößen zu unterscheiden:

1. Die Flüssigkeitswärme, nicht zutreffender Weise auch fühlbare Wärme genannt,
 $q = \int_0^t c dt$, d. h. die Anzahl Calorien, welche erforderlich ist, bei der abhängig variablen spezifischen Wärme c ein Kilogramm Wasser von 0° auf die Verdampfungstemperatur t zu bringen.

Thatsächlich wird jedoch zur Verdampfung von 1 kg Wasser eine geringere Wärmemenge aufzuwenden sein, weil

1. der erzeugte Dampf nicht trocken, sondern feucht ist, d. h. mitgerissenes Wasser in feiner Verteilung enthält, und
2. das Speisewasser vermöge seiner Temperatur über 0° eine entsprechende Wärmemenge, die Eintrittswärme oder bei Nichtanwendung von Vorwärmern seine Ursprungswärme in den Kessel bringt.

Bezeichnet x den spezifischen Dampfgehalt, d. h. das Gewicht des in 1 kg feuchten Dampfes enthaltenen trocknen Dampfes, also $(1-x)$ den spezifischen Wassergehalt, ferner τ die Eintrittstemperatur, welche Ziffer gleich der Anzahl Calorien pro 1 kg Speisewasser, d. h. gleich der Eintritts- oder Ursprungswärme gesetzt werden darf, so schreibt sich die zur Verdampfung von 1 kg Wasser nötige Heizwärme:

$$\lambda_o = q + x.r - \tau 12.$$

Fasst man jedoch die von der ganzen Heizungsanlage, einschliesslich Vorwärmer, aufzuwendende Wärme als effektive Heizwärme λ_o pro kg Dampf zusammen, so ist nicht die Eintrittstemperatur τ in den eigentlichen Kessel, sondern die ursprüngliche Temperatur τ_o des Speisewassers in Abzug zu bringen, also zu setzen:

$$\lambda_o = q + x.r - \tau_o 12^a.$$

2. Die zur Änderung des Aggregatzustands aufzuwendende, die sogenannte innere latente Wärme des Dampfes, für Wasserdampf:

$$\rho = 575,40 - 0,791 t,$$

also die Wärmemenge, welche in 1 kg Dampf mehr enthalten ist als in 1 kg Flüssigkeit von der gleichen Temperatur.

3. Die äufserer latente Wärme, welche bei der unter konstantem (der Verdampfungstemperatur entsprechenden) Drucke stattfindenden Dampfbildung zur Verrichtung der mit der Volumenzunahme bedingten äufseren Arbeit zugeführt werden muss. Ist nämlich bei der Verdampfungstemperatur t das spezifische Flüssigkeitsvolumen c (in cbm das Volumen von 1 kg Flüssigkeit) und v das entsprechende spezifische Dampfvolumen (in cbm das Volumen von 1 kg Dampf), so resultiert bei der Verdampfung eine Volumenzunahme um $v - c$ cbm, wobei eine dem sogenannten Verdampfungsvolumen u entsprechende äufserer Arbeit $p u$ verrichtet und hierfür die äquivalente Wärme d. h. eben die äufserer latente Wärmemenge $A p u$ verbraucht wird, wenn $A = \frac{1}{424}$ Calorie das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit (1 mkg)* und p den Dampfdruck in kg pro qm, also die Dampfspannung ausdrückt, welche bis zur vollständigen Verdampfung konstant auf dem Verdampfungswasserspiegel ruht.

Diese Wärmemenge ist jedoch nicht eigentlich latent vorhanden, sondern zur Verrichtung äufserer Arbeit und zwar beim Dampfmaschinenbetrieb zur Leistung der Volldruckarbeit (vergl. § 13, No. 1) verwendet worden.

4. Ferner nennt man Verdampfungswärme r die Summe von innerer und äufserer latenter Wärme:

$$r = \rho + A p u,$$

also die gesamte zur Verwandlung eines kg Flüssigkeit von der Temperatur t in Dampf von dergleichen Temperatur (bei konstantem Drucke) erforderliche Wärmemenge.

5. Die Gesamtwärme λ hingegen ist die totale Wärmemenge, deren 1 kg Wasser von 0° bis zur vollständigen Verdampfung bedarf:

$$\lambda = q + \rho + A p u$$

und gilt nach Regnault für Wasser:

$$\lambda = 606,5 + 0,305 t.$$

6. Unter Dampfwärme J versteht man die im Dampfe enthaltene Wärmemenge, also Flüssigkeitswärme + innere latente Wärme oder Gesamtwärme — äufserer latente Wärme:

$$J = q + \rho = \lambda - A p u.$$

* Bei diesen Rechnungen werden stets m und kg zu Grunde gelegt. Die Bezeichnungen sind in Übereinstimmung mit denjenigen in Zeuner's Grundzügen der mechanischen Wärmetheorie. 2. Aufl. 2. Abdruck. Leipzig 1877. Dieses Werk enthält auch die Tabellen der auf Wasserdampf bezüglichen Wärmegrößen.

Für den spezifischen Dampfgehalt sind von Prof. Gustav Schmidt die empirischen Formeln:

$$x = 1 - \frac{y}{100} \quad \text{und} \quad y = 1 + 0,05 \frac{G}{O} \quad \dots \dots \dots 13.$$

aufgestellt worden, wobei G in kg die stündliche Speisewasser- oder Dampfmenge und O in qm die Dampfaustrittsfläche (Verdampfungswasserspiegel) bedeutet.

Bei guten Kesselanlagen und normalem Betrieb ist $x = 0,9 - 0,95 - 0,97$; für die im Bauwesen gebräuchlichen Kessel jedoch dürfte sich x nicht selten nur auf etwa $0,8$ stellen und wird bei forciertem Betrieb noch beträchtlich tiefer herabsinken.

Für die Ursprungstemperatur des Speisewassers darf gesetzt werden $\tau_0 \cong 12^\circ$; für die Eintrittstemperatur bei offenen Vorwärmern mit Heizung durch die Feuergase³⁷⁾ $\tau \cong 90^\circ$, bei Vorwärmern mit reichlicher Dampfheizfläche und guter Reinhaltung $\tau \cong 70^\circ$, mindestens ebensoviel bei Vorwärmung durch Mischung mit Dampf.

Wirkungsgrad oder Güteverhältnis.

Von der dem Wirkungsgrade η_1 der Feuerung entsprechenden effektiven Verbrennungswärme w_1 gelangt dem Wirkungsgrade η_2 der Heizungsanlage entsprechend die effektive Heizwärme w_2 in den Kessel und stellt die effektive Gesamtwärme des pro 1 kg Brennmaterial verdampften Wassers dar. Es giebt also

$$i = \frac{w_2}{\lambda_0} \quad \dots \dots \dots 14.$$

das sogenannte Verdampfungsverhältnis, d. h. die pro kg Brennmaterial erzeugte Dampfmenge an, welche berechnet werden kann, wenn außer dem Güteverhältnis η_1 auch das Güteverhältnis η_2 oder einfacher das totale Güteverhältnis $\eta_a = \eta_1 \eta_2$ der ganzen Dampfkesselanlage bekannt ist, indem (vergl. § 3):

$$w_2 = \eta_2 w_1 = \eta_1 \eta_2 w.$$

Für gute stationäre Anlagen mit einer Abgangstemperatur der Heizgase von circa 300° macht bei gasarmer Kohle mit einer Luftzufuhr von nur dem $1\frac{1}{2}$ -fachen der theoretischen Luftmenge der Verlust durch Abgangswärme der Heizgase etwa 15% , bei gasreicher, für deren Verbrennung das doppelte der theoretischen Luftmenge zu rechnen ist, ungefähr 20% der theoretischen Verbrennungswärme aus; bei provisorischen Anlagen steigt dieser Verlust bis auf etwa 30% .

Durch Ausstrahlung und Wärmeleitung der Einmauerung oder Umantelung des Kessels gehen $5 - 10 - 20\%$ an die Umgebung verloren.³⁸⁾ In dieser Hinsicht stellen sich die Vorfeuerungen mit ihrem voluminöseren Mauerwerk und der gröfseren Abkühlungsfläche nicht günstig, am vorteilhaftesten hingegen die Innenfeuerungen. Von wesentlichem Einflusse ist jedenfalls die Temperatur der Umgebung, d. h. die Aufstellung des Kessels in einem geschlossenen wohlverwahrten Raum oder im Freien, und wird in letzterem Falle bei transportablen Kesseln der Wärmeverlust eher den Mittelwert überschreiten, sodafs für den Betrieb von einiger Dauer die Errichtung einer Schutzhütte lohnend erscheint.

Bezeichnen I, II und III drei Fälle, nämlich I gute stationäre Anlage mit Feuerung gasarmer Kohle, II desgleichen mit Feuerung gasreicher Kohle und III den weniger

³⁷⁾ Für die Berechnung des Güteverhältnisses der Heizungsanlage ist die von den Verbrennungsgasen in den Vorwärmern an das Speisewasser abgegebene Wärme als effektive Heizwärme w_2 mitzurechnen, also nicht die Eintrittstemperatur τ , sondern die Ursprungstemperatur τ_0 des Speisewassers einzusetzen. Dasselbe möge aber selbst dann geschehen, wenn die Vorwärmung erst durch den Abgangsdampf stattfindet, in welchem Falle die entsprechende Erhöhung des Güteverhältnisses der Heizungsanlage wegen des vermehrten Gegendrucks in der Dampfmaschine allerdings teilweise auf Kosten des Wirkungsgrads der letzteren erreicht wird.

³⁸⁾ Der Minimalwert 5% dürfte nur bei Innenfeuerung und sorgfältigster Einmauerung erzielt werden.

günstigen Fall einer provisorischen oder transportablen Kesselanlage, so ergibt sich bei zweckmäßiger Einrichtung und sorgfältiger Bedienung durch einen geschickten und intelligenten Heizer für die Verluste in Prozenten der theoretischen Verbrennungswärme und für die Wirkungsgrade nach ungefähren Mittelwerten folgende Übersicht:

	I	II	III
1. Feuerung.			
Verlust durch unverbrannte Rückstände	5%	5%	5%
„ „ unvollkommene Verbrennung	5%	10%	15%
Gesamtverlust in der Feuerung	10%	15%	20%
Wirkungsgrad . . . $\eta_1 = \frac{100}{110} = 0,9$	0,9	0,85	0,8
2. Heizung.			
Verlust durch Abgangswärme der Heizgase	12%	17%	25%
„ „ Abkühlung	8%	8%	15%
Gesamtverlust in der Heizungsanlage	20%	25%	40%
Wirkungsgrad $\eta_2 = \frac{100}{140} = 0,77$	0,77	0,70	0,5
3. Totales Güteverhältnis			
der Dampfkesselanlage $\eta_a = \eta_1 \eta_2 = 0,7$	0,7	0,6	0,4

Nimmt man in Übereinstimmung mit dem Rechenbeispiele (S. 50) Dampf von 6 Atm. Spannung, 5% Wassergehalt und eine Ursprungstemperatur des Speisewassers $\tau_0 = 10^\circ$, also eine Heizwärme $\lambda_0 = 620$ Cal. pro kg Dampf an, so stellt sich im Falle III bei Steinkohlen von 7000 Cal. theoretischer Verbrennungswärme nach Formel 14 das Verdampfungsverhältnis auf nur $i = \frac{0,4 \cdot 7000}{620} = 4,5$, im Falle I hingegen bei denselben nicht gerade vorzüglichen Steinkohlen zu $i = 7,875 \approx 8$.

Bei zweckmäßiger Einrichtung stationärer Dampfkesselanlagen mit Gegenstromvorwärmern oder mit Ekonomisern und einer Abgangstemperatur der Heizgase von nur etwa 100° läßt sich durch sorgfältige Wartung ein noch wesentlich günstigeres Güteverhältnis als im Falle I erzielen.

Berechnung der Heizfläche.

Der Wert der Heizfläche hängt nicht allein, wie schon hervorgehoben wurde (siehe § 3. No. 2), von der äußeren und inneren Oberflächenbeschaffenheit der Kesselbleche, sowie, obwohl in geringerem Grade, von dessen Dicke und der Wärmeleitungsfähigkeit des Materials, sondern vor allem wesentlich von dem Temperaturgefälle ab, indem die pro Stunde und qm Heizfläche transmittierte Wärmemenge, welche in Calorien und pro 1° Temperaturdifferenz ausgedrückt von Redtenbacher zu $k = 23$

angegeben wurde³⁹⁾, nach Versuchen von Nöggerath⁴⁰⁾ und deren theoretischer Verwertung durch Werner⁴¹⁾ nicht, wie bisher angenommen, einfach der Temperaturdifferenz, sondern ungefähr deren Quadrat proportional zu setzen ist.

Hiernach erscheint es, wie auch die Praxis bestätigt, vorteilhaft, im Verbrennungsraum durch thunlichst geringe Luftzufuhr eine möglichst hohe Temperatur⁴²⁾ zu erzielen, da die somit gesteigerte Leistung der direkten Heizfläche (vergl.

³⁹⁾ Für gereinigte Kesselflächen $k = 30-35$, bei Schlammablagerung und Rufsansatz $k = 10$ und weniger.

⁴⁰⁾ Civilingenieur. Bd. X. 1864. S. 382.

⁴¹⁾ Siehe die in Fußnote 35 angegebene, auch im Buchhandel erschienene Publikation. Wenn auch das für die Wärmetransmission angegebene Gesetz kein allgemein gültiges, d. h. für alle Temperaturhöhen und Differenzen anwendbares ist, so drückt es doch die thatsächlich bei der Kesselheizung auftretenden Verhältnisse befriedigender aus als die früheren und bisherigen Annahmen.

⁴²⁾ Dieselbe beträgt bei Steinkohlenfeuerung etwa $T = 1000-1200-1500^\circ$, je nach gewöhnlicher, circa 2 facher oder knapper d. h. etwa nur 1,4 facher Luftzufuhr, sinkt jedoch bei unzuweckmäßiger Bedienung des Feuers mit ungefährr 3 facher Luftzufuhr auf 700° und noch tiefer herab.

auch § 25. Heizröhrenkessel; graphische Darstellung der Verdampfungsintensität) eine entsprechende Reduktion der übrigen Heizfläche und demnach der gesamten Heizfläche gestattet oder die bessere Ausnutzung der erzeugten Wärme durch die gegebene Heizfläche eines bestehenden Kessels zur Folge hat, abgesehen davon, daß (vergl. S. 40—41) die Verminderung der Luftzufuhr wiederum von günstigem Einflusse auf das Güteverhältnis der Heizungsanlage ist. Die erhöhte Anstrengung der direkten Heizfläche scheint für das Kesselblech ohne Nachteil zu sein.

Man rechnet bei Steinkohlenfeuerung im allgemeinen pro qm Heizfläche eine stündliche Dampfproduktion von

$$G_h = 10-15-25 \text{ kg} 15.$$

Für provisorische Anlagen und transportable Kessel mit hoher Essentemperatur darf als zuverlässig im Mittel gesetzt werden:

$$G_h = 15 \text{ kg} 15^a.$$

Mit diesen Annahmen erhält man reichliche Heizfläche und Rostfläche, sodass die Dampfproduktion ohne Schwierigkeit auf das $1\frac{1}{2}$ fache gebracht werden kann.⁴³⁾

Für dieselbe stündliche Dampfproduktion pro qm Heizfläche ergibt sich der Aufwand an anderen Brennmaterialien ungefähr nach dem umgekehrten Verhältnisse ihrer Verdampfungsverhältnisse und dann nach den früheren Angaben über B_r (siehe § 8) die erforderliche Rostfläche.

Im allgemeinen darf angenommen werden, daß je nach Qualität des Brennmaterials und der Güte der Dampfkesselanlage das Verdampfungsverhältnis lufttrockenen Brennmaterials beträgt bei

Steinkohle	$i = 4,0-9,0$
Coaks	$i = 4,5-6,5$
Braunkohle	$i = 2,0-4,5$
Holz	$i = 2,5-3,5$
Torf	$i = 1,5-2,5$
Stroh	$i = 1,5-2.$

Auf die Dampfspannung wird hierbei keine Rücksicht genommen, da die gebräuchlichen Spannungen von 4—6 Atmosphären mit den entsprechenden Temperaturen 144—159° und Gesamtwärmemengen $\lambda = 650,4-655,1$ Calorien nicht von bedeutendem Einflusse auf die Dampfproduktion sind.

Feuerrohre und Flammrohre sind mit Rücksicht auf Ablagerung von Flugasche auf ihren unteren Partien je nach praktischen Umständen nur mit etwa 0,7—0,8 ihrer Gesamfläche in Rechnung zu bringen.

Die Heizfläche offener Vorwärmer darf für die Veranschlagung der Leistungsfähigkeit der Kesselanlage mit etwa $\frac{1}{4}$ ihrer Größe als Kesselheizfläche hinzu gerechnet werden.

Etwaige Dampfheizfläche wird gewöhnlich nicht berücksichtigt. Bei Überhitzern (beziehungsweise Dampftrocknern) aus Gufseisenrohren ist nach Hirn die pro Grad Temperaturdifferenz und qm Heizfläche stündlich transmittierte Wärme $k = 10-15$ Cal. zu setzen.

Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche.

Nimmt man bei dem Mittelwert $G_h = 15$ für $i = 7,5$ ($7\frac{1}{2}$ fache Verdampfung mit Steinkohlen) an, so ergibt sich pro Stunde und qm Heizfläche ein Brennmaterialkonsum $B_h = \frac{G_h}{i} = 2 \text{ kg}$ oder bei dem S. 56 angegebenen mittleren Werte $B_r = 60$ eine pro qm Heizfläche erforderliche Rostfläche von $\frac{1}{30}$ qm, also das Verhältnis:

$$\frac{R}{H} = \frac{1}{30} 16.$$

⁴³⁾ Dampfschiffskessel (Heizrohrkessel) zeigen $G_h = 25-35$, Lokomotivkessel $G_h = 30-60$ und mehr bei forciertem Betrieb.

Dasselbe resultiert bei Annahme ungünstigerer Ausnutzung des Heizwerts der Steinkohlen mit $i = 6$ (also $B_h = 2,5$, wenn $G_h = 15$ beibehalten wird) und einer intensiveren Benutzung der Rostfläche mit $B_r = 75 \text{ kg.}^{44)}$

Forciertem Betriebe entsprechen die Werte $B_h = 4$, $B_r = 120$, $G_h = 25$, wobei immer noch $i \geq 5$ sein kann.

Schließlich möge zur Orientierung über die praktisch vorkommenden wichtigeren Dimensionen verschiedener Kessel und zur Ermöglichung von Vergleichen mit den Rechnungsergebnissen die folgende Tabelle über stationäre Dampfkessel und Lokomobilkessel dienen, welche dem Jahresbericht 1875 des Dampfkessel-Revisionsvereins für Halle und Umgegend entnommen ist.

Die ersten drei Kolonnen gelten für stationäre Kessel und zwar sind die Braunkohlenfeuerungen mit Planrosten durch 175, diejenigen mit Treppenrosten⁴⁵⁾ durch 135 und die Steinkohlenfeuerungen mit Planrosten durch 6 Anlagen repräsentiert. Die Durchschnittswerte finden sich je in der Mitte der extremen Zahlenwerte angegeben.

	Braunkohlen.		Steinkohlen.	
	Planroste.	Treppenroste.	Planroste.	Lokomobilen.
Verhältnis der freien zur totalen Rostfläche. $F : R$	1 : 1,4	1 : 1,2	1 : 3,5	1 : 2,5
	1 : 3,96	1 : 1,67	1 : 3,8	1 : 3,4
	1 : 6,6	1 : 2,6	1 : 4,4	1 : 4,4
Verhältnis der totalen Rostfläche zur Heizfläche. $R : H$	1 : 9	1 : 16	1 : 18	1 : 24
	1 : 22,6	1 : 22	1 : 23	1 : 35
	1 : 42	1 : 33	1 : 36	1 : 43
Verhältnis des Feuerbrückenquerschnitts zur freien Rostfläche	1 : 0,6	1 : 1,1	1 : 1,3	—
	1,166	1 : 4,1	1 : 1,7	—
	1 : 4,0	1 : 10,5	1 : 2,5	—
Verhältnis des engsten Zugquerschnitts zur freien Rostfläche	1 : 0,43	1 : 1,4	1 : 1,0	1 : 0,8
	1 : 1,37	1 : 3,15	1 : 1,2	1 : 1,7
	1 : 4,0	1 : 7,0	1 : 1,4	1 : 2,7
Verhältnis des Schornsteinquerschnitts zur totalen Rostfläche. $K : R$	1 : 1,0	1 : 1,4	1 : 1,6	1 : 6,0
	1 : 4,8	1 : 5,3	1 : 3,4	1 : 7,7
	1 : 12,0	1 : 20,6	1 : 6,0	1 : 11,0
Verhältnis des Schornsteinquerschnitts zur freien Rostfläche. $K : F$	1 : 0,3	1 : 1,0	1 : 0,4	1 : 1,5
	1 : 1,4	1 : 3,3	1 : 1,6	1 : 2,06
	1 : 4,4	1 : 13,0	1 : 3,6	1 : 2,9

Das Verhältnis des Schornsteinquerschnitts zu der im Betrieb befindlichen Heizfläche beträgt bei 107 Anlagen stationärer Kessel 1 : 17 — 1 : 108 — 1 : 320, bei Lokomobilen 1 : 212 — 1 : 263 — 1 : 352.

Auf Treppenrosten genügte für dieselbe Leistung etwa $\frac{2}{3}$ des Gewichts Braunkohle, welche auf Planrosten erforderlich war.

§ 10. Dampfkesselarmatur. Zur Ausrüstung der Kessel gehört außer der Feuerungseinrichtung (siehe § 5) die Kesselarmatur im engeren Sinne des Wortes; die Vorrichtungen, aus welchen dieselbe besteht, sind folgende:

1. Die Wasserzuleitung, nämlich das Speiserohr mit dem Speiseventil (Rückschlagsventil) und dem Speisehahn, ersteres zur Verhinderung des Zurückfließens des Speisewassers bei periodischem Gange der Speisepumpe, letzterer zum Abschluss des Kessels nach der Speiseleitung hin bei Betriebsunterbrechungen.

2. Die Dampfleitung, bei stationären horizontalen Kesseln in der Regel vom Dampfdom ausgehend, mit dem Dampfabschließventil.

⁴⁴⁾ Um der weniger intensiven Feuerung auf kleineren Rosten Rechnung zu tragen, nehme man nach Dautzenberg: $R = \frac{F^{1/4}}{30} + \sqrt{\frac{K^{1/4}}{150}}$; siehe: Deutsche Industrieztg. 1874. S. 119.

⁴⁵⁾ Über Treppenroste siehe: von Reiche. Anlage und Betrieb der Dampfkessel. Leipzig 1872.

3. Die Mittel zur Beobachtung des Wasserstands: Wasserstandsgläser, Probierhähne, Schwimmer. Häufig sind dieselben mit Allarmvorrichtungen verbunden, welche den zulässig tiefsten Wasserstand, eventuell auch die Überschreitung des gestatteten höchsten Wasserstands anzeigen. Hierher gehören auch die bei den Flammrohrkesseln (siehe § 23) vorkommenden Schmelzpropfe.

4. Die Einrichtungen zur stetigen Messung des Dampfdrucks (Manometer), die gleichfalls mit Allarmvorrichtungen versehen werden können.

5. Sicherheitsventile. Insofern als der Wert der Sicherheitsventile vorwiegend darin besteht, daß sie die Überschreitung des normalen Dampfdrucks anzeigen und als Warner dienen, dürften sie zu den Mitteln zur Erkennung des Dampfdrucks gehören. Dieselben leiten zwar einen mäßigen Überschufs von Dampfproduktion ab, gewähren jedoch keinen ausreichenden Schutz gegen Dampfkesselexplosion infolge zu hohen Dampfdrucks.⁴⁶⁾

Hier sind die in entgegengesetztem Sinne wirksamen, bei Niederdruckkesseln gebräuchlich gewesenen, nach dem Innern des Kessels sich öffnenden Luftventile zu erwähnen, welche bei dem Erkalten der Kessel während längeren Stillstands die Entstehung eines Vakuums (infolge der Kondensation des Dampfes) und das Eindrücken der Kesselschale durch den äußeren Druck der Atmosphäre verhindern, indem sie durch letzteren geöffnet werden, sobald durch Druckabnahme des Dampfes ein Überdruck nach außen hin nicht mehr besteht. Die jetzt allgemein angewendeten, wesentlich widerstandsfähigeren Hochdruckkessel bedürfen jedoch solcher Ventile nicht.

6. Die Einrichtungen zur Entleerung des Kessels, nämlich ein an der tiefsten Stelle anzubringender Ablaufshahn für das Wasser und ein Dampfausblaseventil mit Dampfableitungsrohr, wenn nicht ein Sicherheitsventil für diesen Zweck benutzbar eingerichtet ist.

7. Vorkehrungen zur Ermöglichung der inneren und äußeren Reinigung und Revision der Kessel durch Befahren des Kesselinneren und der Feuerzüge: Mannlochdeckel, Putzdeckel und Schraubenpfropfen, Schlammhähne (eventuell mit innen angebrachten besonderen Einrichtungen zur Sammlung der erdigen Bestandteile des Wassers), ferner Schlupflöcher und Putzthüren für die Reinigung der Züge; auch werden letztere neuerdings zweckmäßiger Weise nicht selten mit Schaulöchern versehen, um die Heizgase und die Beschaffenheit der Kesseloberfläche beobachten zu können.⁴⁷⁾

2. Bestimmung der Dampfarbeit, der effektiven Arbeitsstärke und des Dampfverbrauchs.

§ 11. Die Dampfverteilung und das Indikatordiagramm. Die mittels des Steuerungsgetriebes und dessen Abschlußorgane (Schieber, Hähne, Ventile)⁴⁸⁾ bewirkte Dampfverteilung bedeutet den mit jedem Kolbenhube sich wiederholenden,

⁴⁶⁾ A. v. Burg. Über die Wirksamkeit der Sicherheitsventile bei Dampfkesseln. Wien 1880. — Referat hierüber: Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1881, S. 249.

⁴⁷⁾ Da der Rahmen dieses Handbuchs nicht gestattet, specieller auf die Kesselarmatur einzugehen, als dies bei der Beschreibung der „Bauart der Dampfkessel“ gelegentlich noch geschieht, so muß im übrigen auf die im Litteraturverzeichnis angegebenen wichtigeren Gesamtwerke und einschlägigen Specialartikel verwiesen werden.

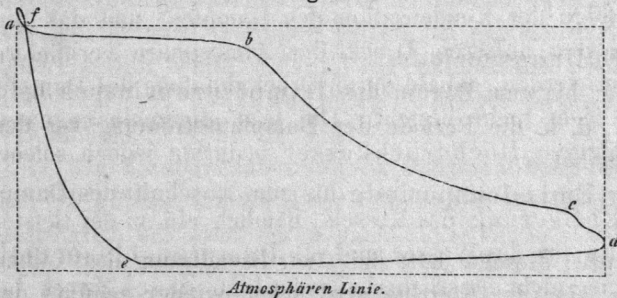
⁴⁸⁾ Die für transportable Maschinen gebräuchlichsten Steuerungen finden sich unter „Konstruktion der Dampfmaschinen“ beschrieben; es sind fast ausschließlich Steuerungen mit nur einem Verteilungs-

bestimmt abgemessenen Prozeß des Dampfzulasses und Auslasses mit seinen für die Verrichtung der Dampfarbeit charakteristischen Momenten.

Die übersichtlichste Darstellung der Dampfverteilung und des Vorgangs der Dampfarbeit bietet das Indikatordiagramm, welches der Indikatorstift auf einem Papierstreifen beschreibt, der von dem Kolben der Dampfmaschine aus proportional bewegt wird, während senkrecht zu diesem Wege der Stift dem Dampfdruck entsprechend sich gleichzeitig bewegt. Indem die Bewegung des Schreibstifts parallel und proportional zu derjenigen des Indikator Kolbens stattfindet, welche vermöge des elastischen Verhaltens der auf den Kolben wirkenden Indikatorfeder wiederum proportional dem Dampfdrucke im Innern des Dampfmaschinenzylinders ist, mit welchem der Indikatorzylinder kommuniziert, so giebt der Höhenstand des Indikatorstiftes die Dampfspannung an, welche bei der zugehörigen Kolbenstellung im Dampfmaschinenzylinder besteht.⁴⁹⁾

Das beistehende Indikatordiagramm einer Auspuffmaschine zeigt zunächst in der geneigten Kurvenstrecke (Admissionskurve) *ab*, wie die von der Todlage der

Fig. 8.



Kurbel aus zunehmende Kolbengeschwindigkeit entsprechendes Sinken des Druckes des eingetretenen frischen Dampfes zur Folge hat. Nach dem bei *b* durch die Steuerung bewirkten Dampfabschlufs expandiert der im Cylinder enthaltene Dampf mit entsprechender Abnahme seiner Spannung, wie die Expan-

sionskurve *bc* zeigt, bis der Kolben nahe dem Hubende bei *c* angelangt ist, wo die Kommunikation des Cylinderraums mit der Auspuffleitung nach der freien Atmosphäre hin beginnt und der Dampf mit rascher Druckabnahme bis zum Ende des Kolbenwegs hin, siehe Kurvenstrecke *cd*, entweicht.

Während des nun folgenden Kolbenrückgangs bleibt jedoch die Dampfspannung noch beträchtlich über dem Atmosphärendruck, wie aus der Lage der Auslasskurve *de* über der Atmosphärenlinie⁵⁰⁾ hervorgeht. Besonders anfänglich ist die Auspuffspannung sehr hoch, was darauf hinweist, daß die Steuerung den Auslasskanal nur sehr langsam öffnet, und sinkt auch im weiteren Verlaufe des Kolben-

schieber und zwar meistens gewöhnlichem Gleitschieber, nicht selten auch Drehschieber und Kolbenschieber. Die für die Corlissmaschinen charakteristischen Hähne, sowie die Hubventile der modernen Ventilmaschinen, deren für jede Maschine im ganzen vier, nämlich zwei für den Dampfzulass und zwei für den Dampfauflafs, erforderlich sind, eignen sich vortrefflich für gröfsere stationäre Anlagen, werden aber wegen der Kostspieligkeit ihrer Konstruktion und der nötigen Subtilität der Behandlung in der Baupraxis schwerlich Anwendung finden.

Für das specielle Studium der Steuerungen mufs auf die im Litteraturverzeichnis angegebenen, einschlägigen Werke verwiesen werden.

⁴⁹⁾ Ungenauigkeiten ergeben sich infolge der Reibung des Indikator Kolbens und der Massenwirkung desselben, sowie durch die eintretenden Druckverluste vom Dampfzylinder nach dem Indikatorzylinder hin und umgekehrt. — Über Indikatoren siehe Litteraturverzeichnis.

⁵⁰⁾ Diejenige horizontale Linie, welche der Indikatorstift beschreibt, wenn zu beiden Seiten des Indikator Kolbens der gleiche Druck (Atmosphärendruck) besteht.

rückgangs, jedenfalls infolge eines zu engen oder vielleicht sehr langen Auspuffrohrs, nur allmählich.

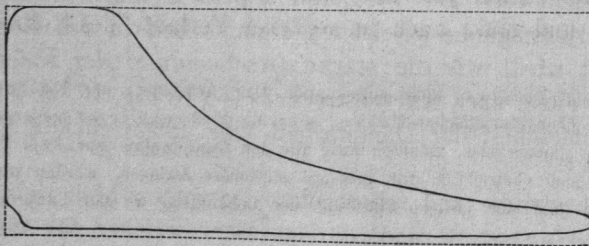
Bei e , in einem beträchtlichen Abstände von dem anderen Hubende des Kolbens, wird die Ausströmungsöffnung geschlossen, also der noch im Cylinder enthaltene Dampf von der im Momente des Dampfabschlusses vorhandenen Auspuffspannung beim weiteren Rückgange des Kolbens komprimiert. Die Kompressionskurve ef zeigt die hierdurch bedingte Zunahme des Dampfdrucks, welcher im vorliegenden Falle schliesslich sogar über denjenigen des frischen Dampfes steigt; dies könnte ein Abheben (Lüften) des Verteilungsschiebers vom Schieberspiegel und entsprechendes Entweichen des komprimierten Dampfes nach dem Schieberkasten hin zur Folge haben, bis der Kolben wieder vorwärts geht und der Schieber ohnedies schon den Eintrittskanal wieder öffnet.⁵¹⁾

Der gesamte Dampfverteilungsvorgang, welcher erforderlich ist, um die Dampfarbeit einer bestimmten Menge einzulassenden Dampfes während eines Kolbenspiels (Hin- und Rückgang des Kolbens) stattfinden zu lassen, zerfällt also (mit Bezugnahme auf das Indikatordiagramm und die angegebenen Bezeichnungen) in die folgenden Perioden:

- $a-b$ Admissions- oder Füllungsperiode.
- $b-c$ Expansionsperiode, bis zum Beginn des Dampf vorauslasses bei c .
- $c-d$ Vorauslassperiode, d. h. die Periode der Dampf ausströmung vor dem und bis zum Hubende bei d .
- $d-e$ Ausströmungs- oder Emissionsperiode bis zum Abschnitt des Dampfaustrittskanals.
- $e-f$ Kompressionsperiode; dieselbe hört bei f vor Beendigung des Kolbenrückgangs auf, indem hier der Eintrittskanal schon wieder geöffnet und frischer Dampf eingelassen wird.
- $f-a$ Voreintrittsperiode, d. h. die der Kompression unmittelbar folgende und bis zum Hubende sich erstreckende Periode des Dampfeinlasses, welche dem arbeitverrichtenden Vorwärtsgange des Kolbens vorausgeht.

Soll die Dampfarbeit von Anfang des Kolben vorwärtsgangs an in günstiger Weise stattfinden, so muß eben durch die Voreinströmung $f-a$ dafür gesorgt

Fig. 9.



werden, daß die schädlichen Räume schon mit Dampf gefüllt sind, indem sonst entsprechende Druckverluste beim Vorwärtsgange des Kolbens auftreten, wie sie in dem zwar sonst im allgemeinen befriedigenden Indikatordiagramm, siehe nebenstehende Fig. 9, der später noch speciell zu beschreibenden Lokomobile

von R. Wolf, Maschinenfabrik in Buckau-Magdeburg, deutlich zu erkennen sind.

⁵¹⁾ Diese starke und im solchem Mafse nachteilige Kompression kann nur dann eintreten, wenn der Raum zwischen dem Kolben in seiner Endstellung und dem Verteilungsschieber oder allgemein dem Abschlussorgan der Steuerung (also einschliesslich des Raums des Dampfzulaßkanals am Dampfzylinder), der sogenannte „schädliche Raum“, im Verhältnis zu dem Volumen des Auspuffdampfes im Momente des Abschlusses der Ausströmung

Aus analogen Gründen rechtfertigt sich die Vorauslaßperiode $c-d$, während welcher der Abgangsdampf großenteils schon auspuffen kann, sodaß bei gut eingerichteter Steuerung der beim Hubwechsel noch im Cylinder befindliche Dampf von geringer Spannung ist und während des Kolbenrückgangs mit geringem Gegen- drucke hinausgeschoben wird; auch in dieser Hinsicht zeigt das letztgenannte Indikator- diagramm bessere Verhältnisse als in Fig. 7.

Es zerfällt also die totale Einströmungsperiode $f-a-b$ in die Vorein- laßperiode $f-a$ und die Füllungsperiode $a-b$ in engerem Sinne, nach welcher letz- terer der

$$\text{Füllungsgrad} = \frac{\text{Kolbenweg bis zum Dampfabschnitt}}{\text{Kolbenhub}}$$

und der Expansionsgrad als das umgekehrte Verhältnis bezeichnet werden. Ebenso zerfällt die gesamte Dampfauslaßperiode $c-d-e$ in die Vorauslaßperiode $c-d$, welche auch Auspuffperiode genannt werden dürfte, und die Emissionsperiode $d-e$.

Der erhebliche Verlust an Expansionsarbeit auf der Strecke $c-d$, welcher in Fig. 8 zufolge frühen Vorauslassens vorliegt, und dann andererseits die wirkungs- lose Kolbenhubstrecke $f-a$ (Verlust an Arbeitshub), welcher durch den Vorein- laß bedingt wird, betragen jedoch bei gut konstruierten Dampfmaschinen ohne Um- steuerung sehr wenig, während bei Lokomotiven, Fördermaschinen und anderen Dampf- maschinen mit Umsteuerung in dieser Hinsicht ungünstige Verhältnisse häufig vorkommen.

Die Kompression mit der Druckerhöhung des eingeschlossenen Dampfes wirkt insofern günstig, als dann zur Füllung der schädlichen Räume weniger frischer Dampf erforderlich ist, somit deren nachteiliger Einfluß auf den Dampfverbrauch vermindert wird. Derselbe kann, wie von Zeuner nachgewiesen worden ist, gänzlich aufgehoben werden, indem man die Spannung des Abgangsdampfes durch starke Kompression wieder auf die Admissionsspannung zurückbringt. Es würde also für eine bestimmte, die schädlichen Räume ausfüllende Menge frischen Dampfes, die bei der Expansion nach der adiabatischen Kurve, d. h. der bei der Expansion ohne Wärmezuzug oder abfuhr sich ergebenden Expansionskurve, geleistete mechanische Arbeit nachher dazu verwendet werden, den Dampf durch Kompression nach derselben Kurve wieder auf den ursprünglichen Zustand zurückzuführen. Während demnach die mit einer be- stimmten im Cylinder (einschließlich der schädlichen Räume) enthaltenen Dampfmenge verrichtete Dampfarbeit verringert wird, indem beim Kolbenrückgange ein wesentlicher Teil der beim Vorwärtsgange geleisteten Dampfarbeit in der Kom- pressionsperiode wieder verbraucht wird, wie die starke Beschneidung der Fläche des Indikator- diagramms illustriert (siehe auch Kurvenstrecke $e-f$ in Fig. 10, S. 70), so ergibt sich doch für die Arbeitseinheit der Dampfarbeit eine entsprechende Er- sparnis an Dampfverbrauch.

Dies würde aber nur für die kosten- und reibungslose Dampfmaschine richtig sein. Mit Rücksicht auf den größeren Cylinderdurchmesser, welcher für eine Dampfmaschine mit starker Kompression im Vergleich mit einer sonst gleichen Dampf- maschine mit geringer Kompression erforderlich ist, wenn beide Maschinen dieselbe vorgeschriebene Arbeitsstärke haben sollen, mit Rücksicht also auf die vermehrten

mung sehr klein ist. Thatsächlich kommt die dargestellte Erscheinung selten vor; jedenfalls ist sie zu ver- meiden, denn es geht, abgesehen von anderen Nachteilen, bei dem Lüften des Verteilungsschiebers frischer Dampf durch direktes Entströmen in das Auspuffrohr verloren.

Austrittsraume herrschende Spannung. Diese in Abzug zu bringende Arbeit des Kolbenrückgangs (Rückgangsarbeit), deren Differential dL_r analog demjenigen für die Dampfarbeit beim Vorwärtsgange des Kolbens sich schreibt:

$$dL_r = p_r F ds \quad \text{oder} \quad = P_r ds = p_r dV_r, \quad \dots \quad 18.$$

wenn P_r den vom Abgangsdampfe ausgeübten Kolbendruck bezeichnet, ist nun wiederum der Fläche proportional, welche die Austrittskurve und Kompressionskurve des Indikatordiagramms gleichfalls mit der Vakuumlinie einschließen.

Demnach wird die bei einem Kolbenspiel resultierende Dampfarbeit der Differenz der beiden bezeichneten Flächen, also dem Flächeninhalte des Indikatordiagramms proportional sein; man nennt deshalb auch die vom Dampf im Dampfcylinder verrichtete Arbeit die *indicierte Arbeit*.

Erhebt sich die dem Kolbenrückgang entsprechende Indikatorcurve über diejenige des Vorwärtsgangs, welcher Fall z. B. in Fig. 8 in Folge starker Kompression vorliegt, so bedeutet der Flächeninhalt der gebildeten Schlinge negative Arbeit und muß von dem Inhalte der übrigen Diagrammfläche abgezogen werden, um diejenige Fläche zu erhalten, welcher die wirklich verrichtete Dampfarbeit proportional ist. Bezeichnet man die von der Vakuumlinie an gemessene Fläche für den Vorwärtsgang des Kolbens als die positive, die Diagrammfläche des Kolbenrückgangs hingegen als die negative, so läßt sich der Satz aussprechen: Die pro Kolbenspiel wirklich verrichtete Dampfarbeit, d. h. die *indicierte Arbeit*, ist der algebraischen Summe der beiden Diagrammflächen proportional.

Negative Diagrammflächen kommen insbesondere bei den sogenannten *Leerlaufdiagrammen*, nämlich bei denjenigen Indikatordiagrammen vor, welche man während des Leergangs der Dampfmaschine abnimmt. Hier wird die vom Dampfe geleistete Arbeit, die *indicierte Arbeit*, einzig dazu verwendet, die Dampfmaschine für sich zu bewegen, also nur ihre eigenen Reibungswiderstände zu überwinden. Der hierzu erforderliche Füllungsgrad ist so gering, d. h. der Expansionsgrad so hoch, daß sich am Ende der Expansionsperiode eine geringere Dampfspannung ergibt als der Druck im Ausströmungsraume. Bei einer leerlaufenden Auspuffmaschine wird gegen Ende des Kolbenvorwärtsgangs ein teilweises Vakuum im Cylinder entstehen, sodaß nach Öffnung des Ausströmungskanals zunächst nicht Dampf auspufft, sondern die äußere Atmosphäre hineinstürzt und demzufolge beim Kolbenrückgange die Auslaßkurve eine Strecke weit sich über die Expansionskurve erhebt, sodaß bis zu ihrem Schnittpunkte mit derselben hin eine negative Diagrammfläche entsteht.

Um die pro Kolbenspiel geleistete Arbeit des Dampfes in mkg zu erhalten, bleibt nur noch übrig, das Indikatordiagramm mit den Maßstäben zu messen, welche den beiden heterogenen Größen des Produkts entsprechen, nämlich mit dem Längenmaßstab und dem Kräftemaßstab. Der Längenmaßstab ist das Verhältnis der Horizontallänge des Indikatordiagramms zum wirklichen Kolbenwege $= 1/\varphi$, also zugleich das Übersetzungsverhältnis des Getriebes, welches von der Kolbenstange aus zur Bewegung des Indikators dient.

Für die Messung der Dampfspannung wird die Atmosphärenhöhe a , d. h. die dem Drucke einer Atmosphäre entsprechende Zusammenpressung der Indikatorfeder (gleich Weg des Indikator Kolbens) zu Grunde gelegt, also die Entfernung der Atmosphärenlinie von der Vakuumlinie, siehe Fig. 10. Drückt man diese durch Versuche mit der Indikatorfeder sorgfältig festzustellende Atmosphärenhöhe a in mm aus, so entspricht einer Höhe von h mm, welche an irgend einer Stelle des Indikatordiagramms von der Vakuumlinie aus vertikal, z. B. nach der Kurve des Kolbenvorwärtsgangs gemessen wird, die spezifische Dampfspannung:

$$p_s = \frac{h}{a} \cdot 10\,000 \text{ kg pro qm} \quad \dots \quad 19.$$

und auf den Kolben vom Querschnitt F in qm ein Dampfdruck in kg :

$$P_x = p_x F = 10\,000 \frac{h}{a} F.$$

Wird ferner im Indikatordiagramm der Kolbenweg in mm gemessen, so giebt der betreffende Zahlenwert multipliziert mit $\varphi/1000$ den entsprechenden wirklichen Kolbenweg in m an. Bezeichnet nun I_a in qmm den Flächeninhalt des Vorwärtsdiagramms, so schreibt sich die proportionale positive Dampfarbeit:

$$L_a = \frac{10\,000}{1000} \cdot \frac{\varphi}{a} F I_a \text{ mkg}$$

und analog die indicierte Arbeit des Kolbenrückgangs, wenn I_r in qmm den Flächeninhalt des Rückgangsdiagramms angiebt:

$$L_r = - \frac{10\,000}{1000} \cdot \frac{\varphi}{a} F I_r \text{ mkg}.$$

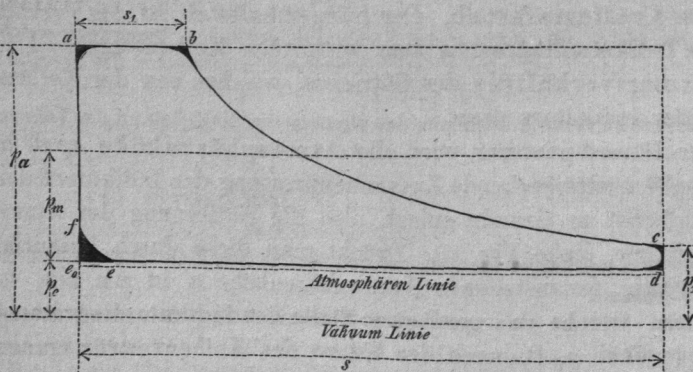
Führt man endlich mit $I = I_a - I_r$ in qmm die algebraische Summe beider Flächeninhalte ein, wie solche z. B. bei Anwendung des Amsler'schen Polarplanimeters nach dem Umfahren der Indikatorkurve ohne weiteres abgelesen werden kann, so resultiert als indicierte Arbeit pro Kolbenspiel in mkg :

$$L_i = 10 \cdot \frac{\varphi}{a} \cdot F I \dots \dots \dots 20.$$

Berücksichtigt man ferner, daß beim Hin- und Hergang des Kolbens einer gewöhnlichen doppeltwirkenden Dampfmaschine im Cyllinderraum zur anderen Seite des Kolbens ebenfalls Dampfarbeit verrichtet wird, und zieht noch die Umlaufgeschwindigkeit in Rechnung, so ergibt sich die Arbeitsstärke der Dampfmaschine, wie im Folgenden bei der allgemeinen Aufstellung von Formeln zur Berechnung der Dampfmaschine gezeigt wird. Jedenfalls dient das Indikatordiagramm als vortreffliches Mittel zur Beurteilung bestehender Maschinen, indem es nicht allein die Bestimmung der Dampfarbeit gestattet, sondern auch durch seine Gestalt über den ganzen Verlauf des Dampfverteilungsprozesses Aufschluß giebt und ferner noch bei gleichzeitiger Messung des Dampfverbrauchs die Ermittlung des Wirkungsgrades der Dampfarbeit (vergl. Formel 5, S. 48) ermöglicht.

§ 13. Theoretische Bestimmung der indicierten Arbeit. Bei der allgemeinen Berechnung der Dampfarbeit pro Kolbenspiel möge vorerst ein ideales Indikatordiagramm $a-b-c-d-e_0-a$, siehe Fig. 10, zu Grunde gelegt werden, welches,

Fig. 10.



wie z. B. der Vergleich mit Fig. 9 zeigt, von demjenigen einer Dampfmaschine von gewöhnlicher guter Ausführung sich durch die scharfe Ausprägung seiner Hauptpunkte unterscheidet. Es sollen also vorerst bei der Aufstellung der Formel die Verluste an Dampfarbeit vernachlässigt werden, welche in dem bei-

stehenden idealen Diagramme den schwarz markierten Feldern entsprechen, und zwar hauptsächlich folgende sind:

1. bei *a*. Druckverlust durch allmähliches Öffnen des Dampfeintrittskanals. Dem entgegen wird angenommen, daß der Kolbenhub mit vollem Dampfdrucke p_a beginne; auch finde keine Voreinströmung, also kein Verlust an Arbeitshub statt.

2. bei *b*. Druckverlust durch Kolbengeschwindigkeit und allmähliches Schließen des Dampfzutrittskanals. Die ohne Druckabnahme verlaufende Admissionsperiode werde durch raschen Schluß des Eintrittskanals plötzlich beendet, also Druckverlust durch Drosseln vermieden, wie dies annähernd bei guten Ventilsteuerungen geschieht.

3. bei *c* und *d*. Druckverlust durch Vorausströmen gegen Ende des Kolben vorwärtsgangs und durch allmähliches Sinken des Drucks des Austrittsdampfs auf die normale Emissionsspannung p_e . Hier werde wiederum der Austrittskanal plötzlich geöffnet und zwar ohne Voraustrittsperiode; auch pufte der Dampf plötzlich aus, so daß die Emissionskurve sofort auf die Horizontale $d-e_0$ herabsinke, welche den Druck angiebt, der zum Hinausschieben des noch im Cylinder befindlichen Dampfes erforderlich ist.

4. bei *e*. Verlust durch Kompression. Es werde der Austrittskanal erst am Hubende und zwar plötzlich geschlossen, wonach unmittelbar frischer Dampf mit vollem Drucke eintrete, so daß Kompression des Abgangsdampfes gar nicht stattfindet.

Unter diesen Voraussetzungen erscheint die positive Dampfarbeit L_a beim Kolben vorwärtsgang als die Summe von Volldruckarbeit L_1 (mit dem Admissionsdrucke p_a) und Expansionsarbeit L_2 , erstere im Indikatordiagramm repräsentiert durch das Rechteck von der Höhe p_a und der Breite $ab = s_1$ (Kolbenweg bis zur Absperrung), letztere durch den Inhalt der Fläche, welche von der Expansionskurve $b-c$ und ihren Endordinaten mit der Vakuumlinie eingeschlossen wird, während die negative Dampfarbeit L_r beim Kolbenrückgange der Rechteckfläche von der Höhe p_e (Emissionsspannung) und der Länge s (Kolbenhub) proportional ist, so daß sich die indicierte Arbeit pro Kolbenspiel zunächst schreiben läßt:

$$L_i = L_a - L_r = L_1 + L_2 - L_r. \dots \dots \dots 21.$$

1. Volldruckarbeit.

Bezeichnet p_a die absolute Dampfspannung in kg pro qm und F den Kolben- oder Cylinderquerschnitt in qm, so gilt:

$$L_1 = p_a \cdot F \cdot s \dots \dots \dots 22.$$

Diese mechanische Arbeit ist, wenn angenommen wird, daß zwischen Kessel und Dampfmaschine kein Druckverlust stattfindet, also der Admissionsdruck p_a gleich der Dampfspannung p im Kessel sei, pro kg Dampf = dem mechanischen Arbeitsäquivalent der äußeren latenten Wärme = $A p u$ (vergl. Fußnote 36, S. 59), worin u das Verdampfungsvolumen bezeichnet, welches mit dem (für die Verdampfungstemperatur t gültigen) Flüssigkeitsvolumen σ zusammen das spezifische Dampfvolument v ausmacht:

$$v = u + \sigma.$$

Mit Rücksicht auf die geringe kubische Ausdehnung des Wassers (bei 100° beträgt das Volumen 1,043116 des Volumens bei 4°) darf rund $\sigma = 0,001$ cbm gesetzt werden. Da aber das spezifische Verdampfungsvolumen u relativ viel größer ist,

bei 4 Atmosphären $u = 0,4663$ cbm
 „ 6 „ „ $u = 0,3183$ „ ,

darf man bei praktischen Rechnungen σ gänzlich vernachlässigen und für das spezifische Dampfvolument v nur das Verdampfungsvolumen u setzen.

Übrigens sei hier bemerkt, daß die dem spezifischen Flüssigkeitsvolumen σ entsprechende mechanische Arbeit $p \sigma$ insofern für die Arbeitsleistung der Dampfmaschine nicht nutzbar wird, als beim Einpumpen des Speisewassers in den Kessel mittels der Speisepumpe nicht allein dieselbe Arbeit wieder abgegeben, sondern auch noch die beim Betriebe der Speisepumpe auftretende Reibungswiderstandsarbeit von der Dampfmaschine geleistet werden muß.

2. Expansionsarbeit.

Der allgemeine Ausdruck für die Expansionsarbeit, welche von 1 kg Dampf verrichtet wird, indem es von dem specifischen Anfangsvolumen⁵³⁾ v_1 auf das Endvolumen v_2 expandiert, ist, wie schon aus der Betrachtung des Indikatordiagramms, vergl. Formel 17^a, hervorging:

$$L = \int_{v_1}^{v_2} p \, dv$$

Die gegenseitig abhängige Änderung von p und v bei der Expansion von Gasen nach der adiabatischen Kurve⁵⁴⁾ wird durch die Poisson'schen Gleichung

$$p v^\mu = p_1 v_1^\mu \dots \dots \dots 23.$$

ausgedrückt, welche auch auf gesättigte (trockne) Dämpfe und feuchte Dämpfe bis zu 30% Wassergehalt angewendet werden darf, wenn man nach Zeuner

$$\mu = 1,035 + 0,100x \dots \dots \dots 24.$$

setzt, wobei also $x \geq 0,7$ den specifischen Dampfgehalt bezeichnet. Demnach gilt für trockenen Dampf, für welchen $x = 1$, als Expansionsexponent:

$$\mu = 1,135 \dots \dots \dots 24^a.$$

Nach der Poisson'schen Gleichung eine zwischen den Expansionsgrenzen liegende Spannung $p = \frac{p_1 v_1^\mu}{v^\mu}$ eingesetzt, wird:

$$L = p_1 v_1^\mu \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v^\mu} = \frac{p_1 v_1}{\mu - 1} \left(1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\mu - 1} \right).$$

Hiernach erhält man die Expansionsarbeit L_2 pro Kolbenhub durch Einsetzen des gesamten Anfangsvolumens V_1 des in die Dampfmaschine eingelassenen Dampfes von der Admissionsspannung p_a und des entsprechenden Endvolumens V_2 als:

$$L_2 = \frac{p_a V_1}{\mu - 1} \left(1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\mu - 1} \right).$$

V_1 ist gleich dem Admissionshubvolumen $F s_1$ (wobei s_1 nach Fig. 10 den Admissionsweg des Kolbens bedeutet) plus schädlichen Raum, dessen in praktischen Fällen gegebene oder bei Berechnung zu erbauender Maschinen anzunehmende Größe, auf den Kolbenquerschnitt reduciert, sich mit $F s_0$, d. h. als ein ideelles Hubvolumen von der Weglänge s_0 ausdrücken läßt, sodafs

$$V_1 = (s_1 + s_0) F = \left(\frac{s_1}{s} + \frac{s_0}{s} \right) F s,$$

während V_2 gleich dem ganzen Hubvolumen $F s$ plus schädlichen Raum sich schreibt:

$$V_2 = (s + s_0) F = \left(1 + \frac{s_0}{s} \right) F s.$$

Führt man noch den Füllungsgrad mit $\varepsilon = \frac{s_1}{s}$ und das Verhältnis des schädlichen Raums zum Hubvolumen mit $\varepsilon_0 = \frac{s_0}{s}$ ein, so ergibt sich:

$$L_2 = \frac{\varepsilon + \varepsilon_0}{\mu - 1} p_a F s \left(1 - \left(\frac{\varepsilon + \varepsilon_0}{1 + \varepsilon_0} \right)^{\mu - 1} \right) \dots \dots \dots 25.$$

3. Rückgangsarbeit (Negative Dampfarbeit).

Da nach den gemachten Voraussetzungen für den Kolbenrückgang eine konstante Emissionsspannung p_e des Abgangsdampfes im Cylinder anzunehmen ist,

⁵³⁾ Specifisches Volumen = Volumen von 1 kg Dampf in cbm.

⁵⁴⁾ Die Kurve, welche angiebt, nach welchem Gesetze sich der Druck p mit dem Volumen v ändert, wenn die Volumenänderungen stattfinden, ohne das dem Gase Wärme mitgeteilt noch entzogen wird.

so gilt für die negative indicierte Arbeit L_r ohne Weiteres:

$$L_r = p_e F s 26.$$

4. Indicierte Arbeit pro Kolbenspiel.

Als indicierte Arbeit L_i pro Kolbenhub resultiert nun durch Einsetzen der für die einzelnen Arbeiten L_1 , L_2 und L_r gefundenen Ausdrücke in Formel 21:

$$\begin{aligned} L_i &= p_a F s_1 + \frac{\varepsilon + \varepsilon_0}{\mu - 1} p_a F s \left(1 - \left(\frac{\varepsilon + \varepsilon_0}{1 + \varepsilon_0} \right)^{\mu - 1} \right) - p_e F s \\ &= F s \left[p_a \left\{ \varepsilon + \frac{\varepsilon + \varepsilon_0}{\mu - 1} \left(1 - \left(\frac{\varepsilon + \varepsilon_0}{1 + \varepsilon_0} \right)^{\mu - 1} \right) \right\} - p_e \right] 27. \end{aligned}$$

Das Glied mit den Größen ε_1 , ε_0 und μ gleich k (Spannungskoeffizient) gesetzt:

$$k = \varepsilon + \frac{\varepsilon + \varepsilon_0}{\mu - 1} \left(1 - \left(\frac{\varepsilon + \varepsilon_0}{1 + \varepsilon_0} \right)^{\mu - 1} \right) 28.$$

schreibt sich nun die indicierte Arbeit:

$$L_i = F s (p_a k - p_e) 29.$$

Der Wert $(p_a k - p_e)$ bedeutet die mittlere wirksame Dampfspannung p_m , welche im Diagramm Fig. 10 auf der Basis s ein Rechteck darstellt, dessen Inhalt gleich dem resultierenden Flächeninhalte des Indikatorgramms ist, sodafs, wenn noch mit $V = F s$ das Hubvolumen eingeführt wird:

$$L_i = p_m F s = p_m V 30.$$

5. Einfachere Formeln für den Spannungskoeffizienten.

Diese nach Zeuner entwickelte Theorie liefert, wie von ihm gezeigt worden ist, auch die von Pambour und von Poncelet zur Berechnung der Dampfmaschinen aufgestellten Formeln.

Entwickelt man nämlich den Quotienten $\left(\frac{\varepsilon + \varepsilon_0}{1 + \varepsilon_0} \right)^{\mu - 1}$ nach der logarithmischen Reihe und begnügt sich bei der Kleinheit von $(\mu - 1)$ mit den ersten beiden Gliedern dieser Reihe, so reduciert sich der Spannungskoeffizient k auf den von Pambour auf anderem Wege gewonnenen Ausdruck:

$$k = \varepsilon + (\varepsilon + \varepsilon_0) \log n \left(\frac{1 + \varepsilon_0}{\varepsilon + \varepsilon_0} \right) 31.$$

Nimmt man ferner auf die schädlichen Räume keine Rücksicht, indem man mit Poncelet $\varepsilon_0 = 0$ setzt, so ergibt sich:

$$k = \varepsilon \left(1 + \log n \frac{1}{\varepsilon} \right) 32.$$

Diese aus der Zeuner'schen Gleichung erhaltenen Formeln für k schliessen nach Pambour in sich den Wert $\mu = 1$, beziehungsweise das Expansionsgesetz:

$$p_1 v_1 = p v,$$

welches für die Expansion permanenter Gase bei konstanter Temperatur gilt und für diese als Mariotte'sches Gesetz bekannt ist. Hiernach würden sich also während der Expansionsperiode des Dampfes die Spannungen umgekehrt wie die Volumina verhalten und die Expansionskurve eine Hyperbel sein.

Thatsächlich findet die Expansion des Dampfes in der Dampfmaschine auch nicht nach der adiabatischen Kurve statt, indem während derselben dem Dampfe Wärme von der Cylinderwand her mitgeteilt oder Wärmeentzug vermindert wird, wenn der Cylinder mit Dampfmantel umgeben ist, und entsprechen bei derartigen Maschinen die Expansionskurven in der That annähernd dem Mariotte'schen Gesetz,

d. h. dem Exponenten $\mu = 1$, oder sogar eher noch dem Werte $\mu = 0,9$, wonach die Dampfspannung langsamer sinkt, als dies nach der Adiabate der Fall sein würde. Bei Dampfmaschinen ohne Dampfmantel hingegen, besonders solchen mit Kondensation, nimmt die Dampfspannung infolge Wärmezugs durch die während der Emissionsperiode stark abgekühlte Cylinderwand rascher ab und fällt demgemäß der Flächeninhalt des Indikatordiagramms, beziehungsweise die Arbeitsleistung, kleiner aus. Außerdem aber kommt als wesentlicher Nachteil solcher Dampfmaschinen die starke Kondensation frischen Dampfes während der Admissionsperiode und der hiermit bedingte gröfsere Dampfverbrauch in Betracht.

Formeln für den Spannungskoeffizienten k , in welchen sowohl Kompression, als auch Vorauströmung und Vorauslaß, ferner noch Drosselung des Admissionsdampfes berücksichtigt sind, hat Hrabák, übrigens gleichfalls mit der Annahme $\mu = 1$, aufgestellt und finden sich auch in der 12. Aufl. der Hütte, S. 449, angegeben.

Berechnung der doppeltwirkenden Dampfmaschine.

Zur Berechnung einer doppeltwirkenden Dampfmaschine die minutliche Umdrehungszahl n der Kurbelwelle, die mittlere Kolbengeschwindigkeit c und mit N_i die Anzahl der indicierten Pferdestärken, d. h. die indicierte Arbeit der Dampfmaschine in Pferdestärken (zu 75 Sekundenmeterkilogramm), eingeführt, erhält man:

$$c = \frac{2sn}{60} \dots \dots \dots 33.$$

$$N_i = \frac{2Fsn p_m}{60 \cdot 75} = Fc \frac{p_m}{75} \dots \dots \dots 34.$$

$$F = \frac{60 \cdot 75 \cdot N_i}{2sn p_m} = \frac{75 N_i}{c p_m} \dots \dots \dots 35.$$

und mit Benutzung des Hubvolumens V oder des sekundlichen Hubvolumens V_s d. h. des von dem Kolben mit seiner mittleren Geschwindigkeit c sekundlich durchlaufenen Raums:

$$V_s = Fc$$

$$N_i = \frac{p_m}{2250} Vn = \frac{p_m}{75} V_s \dots \dots \dots 36.$$

Die Verwendung dieser einfachen Formeln zur Neuberechnung von Dampfmaschinen wird in § 17 beim „Gang der Rechnung“ gezeigt werden.

Wirksame Kolbenfläche. Ist die Dampfmaschine zu einer Seite des Kolbens vom Durchmesser d mit einer Kolbenstange vom Durchmesser d_0 , also mit den Kolbenquerschnitten

$$\frac{d^2 \pi}{4} \quad \text{und} \quad \frac{(d^2 - d_0^2) \pi}{4}$$

versehen⁵⁵⁾, so setze man einfach den mittleren Kolbenquerschnitt bei der Berechnung der Arbeitsstärke ein. Dieselbe Regel gilt für Dampfmaschinen mit durchgehender Kolbenstange, wenn deren verschiedene Durchmesser zu beiden Seiten des Kolbens berücksichtigt werden sollen.

Bei gröfsere Unterschieden der für den Hin- und Hergang wirksamen Kolbenflächen ist die indicierte Arbeitsleistung für jede Seite besonders zu berechnen und nimmt man wohl den Füllungsgrad für die beiden Seiten ϵ verschieden, um beim Hin- und Hergang des Kolbens gleiche Arbeitsleistung des Dampfes zu erhalten.⁵⁶⁾

⁵⁵⁾ Es beträgt jedoch gewöhnlich $\frac{d_0}{d} \cong \frac{1}{7}$, also der Kolbenstangenquerschnitt nur etwa $\frac{1}{50}$ des gesamten Kolbenquerschnitts.

⁵⁶⁾ Es möge an dieser Stelle hervorgehoben werden, dafs die im Indikatordiagramm zwischen der Vorwärtskurve und Rückgangskurve vertikal abmefsbaren Dampfspannungen nicht diejenigen sind, welche in den betreffenden Kolbenstellungen als Differenz der Dampfspannungen in den beiden Cylinderräumen resultieren, sondern wegen des symmetrischen Verlaufs der Indikatordiagramme zu beiden Seiten des Kolbens, ergibt sich der letzterem wirksam mitgeteilte Dampfdruck für jede Hublage als Spannung des arbeitenden Dampfes auf der einen Seite minus gleichzeitige Emissionsspannung auf der anderen Seite, welche

§ 14. Der maschinelle Wirkungsgrad η_e , welcher (vergl. S. 49) das Verhältnis der effektiven, nämlich der von der Kurbelwelle der Dampfmaschine nutzbar abgegebenen Arbeit, zu der indicierten, vom Dampfe dem Dampfkolben mitgeteilten Arbeit ausdrückt, hängt nicht nur von dem eigentlichen Dampfmaschinensystem, sondern auch von der Bauart, d. h. von der Anordnung und Bildung ihrer konstruktiven Elemente, wesentlich aber auch von der Genauigkeit der Ausführung der einzelnen Teile, sowie von der Sorgfalt der Montierung und der Unterhaltung der Maschine während des Betriebs ab, sodafs allgemein zuverlässige Angaben zum Voraus nicht oder doch nur mit roher Annäherung gemacht werden können. Im allgemeinen stehen komplizierte Maschinen hinsichtlich maschinellen Wirkungsgrads einfacheren Systemen gegenüber zurtück, wie derselbe denn auch bei Kondensationsmaschinen wegen des Arbeitsaufwands zum Betriebe der Luftpumpe geringer ist als für Auspuffmaschinen.

Zunächst bedarf die Dampfmaschine, wie S. 49 schon erläutert wurde, beim Leergang zur Überwindung ihrer eigenen Reibungswiderstände eines Dampfdrucks p_0 kg pro q_m , welcher aus dem beim Leergange genommenen Indikatordiagrammen (Leerlaufdiagrammen) d. h. nach der beim Leergange geleisteten Dampfarbeit bestimmt werden kann und für jede einzelne Maschine als konstant angenommen werden darf, sodafs pro Kolbenhub einer doppelwirkenden Maschine die konstante indizierte Arbeit L_0 oder bei bestimmter Geschwindigkeit N_0 Pferdestärken an Reibungsarbeit verloren gehen und die Beziehung gilt:

$$L_0 = p_0 F s \quad \text{oder} \quad N_0 = \frac{2 p_0 F s n}{60 \cdot 75} \dots \dots \dots 37.$$

Der bei effektiver Arbeitsleistung der Dampfmaschine infolge der erhöhten Pressungen der reibenden Flächen ihres eigenen Mechanismus hinzukommende, sogenannte zusätzliche Arbeitsverlust wird der effektiven d. h. an der Kurbelwelle nutzbar abgegebenen mechanischen Arbeit, L_e mkg pro Kolbenhub (einer doppelwirkenden Dampfmaschine) oder in Pferdestärken N_e , proportional gesetzt und deshalb proportionaler Arbeitsverlust genannt:

$$L_\rho = \rho L_e \dots \dots \dots 38.$$

Zur empirischen Bestimmung von ρ ist die Messung der effektiven Arbeit L_e , beziehungsweise N_e , durch Bremsen der Dampfmaschine oder durch Treiben von Maschinen von bekanntem Arbeitskonsum erforderlich, wonach mit Einsetzung der gleichzeitig erhobenen Werte L_i und mit Benutzung des mittels Indikators gemessenen L_0 die Berechnung von ρ nach Gleichung 39 erfolgen kann.

Demnach ist die durch Reibung bedingte gesamte Verlustarbeit

$$L_r = L_0 + \rho L_e$$

und es setzt sich die indicierte Arbeit L_i pro Kolbenhub folgendermassen zusammen:

$$L_i = L_e + L_0 + L_\rho = L_0 + L_e (1 + \rho),$$

sodafs:

$$L_e = \frac{L_i - L_0}{1 + \rho} \quad \text{oder} \quad N_e = \frac{N_i - N_0}{1 + \rho} \dots \dots \dots 39.$$

und der maschinelle Wirkungsgrad:

$$\eta_e = \frac{L_e}{L_i} = \frac{1 - \frac{L_0}{L_i}}{1 + \rho} = \frac{1 - \frac{N_0}{N_i}}{1 + \rho} = \frac{1 - \frac{p_0}{p_m}}{1 + \rho} \dots \dots \dots 40.$$

Differenz direkt erhalten wird, wenn man die symmetrischen, für rechten und linken Cylinderraum gültigen Indikatordiagramme übereinander legt und vertikal je zwischen der oberen Kurve des einen und der unteren Kurve des anderen Indikatordiagramms misst.

Dieser Ausdruck zeigt zunächst, daß bei Angabe des maschinellen Wirkungsgrads irgend einer Dampfmaschine nicht bloß deren System und die Sorgfalt der Ausführung, sondern auch die indizierte Arbeitsleistung oder, wenn Cylinderdurchmesser und Admissionsspannung gegeben sind, der Füllungsgrad ϵ maßgebend zu Grunde liegt, und so versteht man denn auch unter maschinellem Wirkungsgrad schlechthin den für die normale (vorteilhafteste) Füllung, also für die mittlere Arbeitsleistung gültigen Wert von η_e .

Unter dieser Voraussetzung erscheint es auch zulässig, für verschiedene Dampfmaschinensysteme von guter Bauart den maschinellen Wirkungsgrad für verschiedene effektive Arbeitsstärken, d. h. für die letzteren vorteilhaft entsprechenden Größen der Maschinen, annähernd anzugeben, wie dies nachstehend zur Ermöglichung erster approximativer Rechnungen für Auspuffmaschinen und Kondensationsmaschinen geschieht.

Vorläufige Werte von η_e gültig in der Gegend der gebräuchlichen Füllungsgrade.

	Auspuffmaschinen.	Kondensationsmaschinen.
$N_e = 3$	$\eta_e = 0,65—0,70$	
$N_e = 5$	$\eta_e = 0,68—0,73$	$\eta_e = 0,55—0,68$
$N_e = 10$	$\eta_e = 0,70—0,75$	$\eta_e = 0,60—0,71$
$N_e = 20$	$\eta_e = 0,75—0,78$	$\eta_e = 0,65—0,75$
$N_e = 50$	$\eta_e = 0,80—0,83$	$\eta_e = 0,72—0,80$
$N_e = 100$	$\eta_e = 0,83—0,86$	$\eta_e = 0,75—0,83.$

Mit Maschinen von guter Ausführung werden höhere Wirkungsgrade erzielt und hat man in einzelnen Fällen sogar bis 95% durch Versuche nachgewiesen, in der Baupraxis hingegen wird bei nicht sorgfältiger Wartung der Dampfmaschinen nicht mit Sicherheit auf günstigere Werte von η_e gerechnet werden dürfen.

Wesentlich infolge des durch den Betrieb von Luftpumpe und eventuell nötiger Kaltwasserpumpe bedingten größeren Leerlaufwiderstands stehen Kondensationsmaschinen für kleinere Arbeitsstärken hinsichtlich maschinellen Wirkungsgrads den Auspuffmaschinen gegenüber in solchem Maße zurück, daß die Kondensation, übrigens auch mit Rücksicht auf bequemere Unterhaltung und sicheren Betrieb, bei Dampfmaschinen unter 10 Pferdestärken nur selten, bei transportablen Maschinen jedoch gar nicht in Anwendung kommt.⁵⁷⁾

Sind p_0 und ρ bekannt, so läßt sich bei gegebenem p_m für eine bestehende Maschine η_e nach Formel 40, dann nach der indicierten Arbeitstärke N_i die effektive Arbeitsstärke $N_e = \eta_e N_i$ berechnen; indessen besteht hinsichtlich dieser Werte in praktischen Fällen ohne spezielle Versuche nicht geringe Unsicherheit, da dieselben von der Beschaffenheit der in Frage stehenden Dampfmaschine, insbesondere von der Stärke der Konstruktion und der Sorgfalt der Ausführung abhängen, also auf Eigenschaften beruhen, die sich in ihrer Gesamtwirkung ohne Versuche nicht mit Sicherheit beurteilen lassen.

Im allgemeinen ist p_0 bei Maschinen mit höherer Dampfspannung zwar etwas größer, wesentlicher jedoch ist der Verlustdruck vom Cylinderdurchmesser abhängig, indem bei kleineren Maschinen den eigenen Reibungswiderständen vermöge der relativ zur Kolbenkraft schwereren Dimensionierung der einzelnen Teile ein weit größerer Verlustdruck pro Flächeneinheit des Kolbenquerschnitts entspricht. Aus gleichem Grunde ergibt sich für kleinere Maschinen auch ein höherer pro-

⁵⁷⁾ In manchen Fällen, z. B. bei vorkommender Verwendung des Abgangsdampfes zu Nebenzwecken, richtet man wohl die Dampfmaschine so ein, daß entweder mit Kondensation oder mit freiem Auspuff gearbeitet werden kann, wozu nur erforderlich ist, die Luftpumpe und die etwaige Kaltwasserpumpe abzuhängen und das Dampfabgangsrohr nach dem Kondensator mittels eines besonderen Ventils zu schließen, dagegen das vorgesehene, bisher geschlossen gewesene Auspuffrohr zu öffnen, welches demnach gleichfalls mit einer Abschließung versehen sein muß.

portionaler Arbeitsverlust; jedoch ist, während Auspuffmaschinen und Kondensationsmaschinen verschiedene Werte von p_0 entsprechen, der Wert von ρ bei beiden kaum verschieden und darf gleich groß gesetzt werden, da der für den Betrieb der Luftpumpe und der Kaltwasserpumpe erforderliche Arbeitsaufwand von der effektiven Arbeitsleistung der Dampfmaschine nicht in erheblicher Weise beeinflusst wird.

Die für eine Auspuffmaschine von 0,2 m Cylinderdurchmesser bei absoluten Dampfspannungen von 4, 5 und 6 Atmosphären gültigen Werte $p_0 = 2100, 2200$ und 2300 kg pro qm , wie auch die analogen höheren Werte $p_0 = 3500, 3600$ und 3700 kg pro qm für eine Kondensationsmaschine von gleichem Cylinderdurchmesser, zeigen den relativ geringen Einfluss der Dampfspannung, welcher allerdings bei größeren Dampfmaschinen mehr zum Vorschein kommt. Hingegen entsprechen in beiden Fällen bei einem Cylinderdurchmesser von 0,6 m den angegebenen Dampfspannungen wesentlich geringere Verlustspannungen, nämlich erstens (für Auspuff) $p_0 = 1260, 1360$ und 1450 kg pro qm , zweitens (für Kondensation) $p_0 = 2000, 2120$ und 2230 kg pro qm , und verhältnismäßig geringere Werte bei größeren Cylinderdurchmessern.

Zwillingsmaschinen stellen sich zwar wegen des wesentlich leichter ausfallenden Schwungrads günstiger als zwei getrennte Dampfmaschinen von demselben Cylinderdurchmesser, doch etwas ungünstiger als eine einzige sie ersetzende Maschine von größerem Cylinderdurchmesser. Beim Baumaschinenbetrieb ist aber für die Anwendung der Zwillingsmaschinen wesentlich der Vorzug entscheidend, dass sie in beliebigen Kurbelstellungen angelassen d. h. in Gang gesetzt werden können.

Die gleichfalls mit zunehmendem Cylinderdurchmesser stattfindende Abnahme des, wie schon erwähnt, für Auspuffmaschinen und Kondensationsmaschinen gleich großen Koeffizienten ρ der zusätzlichen Reibung möge durch die den Durchmessern 0,2, 0,4 und 0,6 m entsprechenden Werte $\rho = 0,183, 0,138$ und $0,112$ illustriert werden, doch ist für einschlägige Rechnungen bezüglich der anzunehmenden Werte p_0 und ρ auf die Specialwerke über Dampfmaschinen zu verweisen.⁵⁸⁾

Handelt es sich um die Neuberechnung einer Dampfmaschine, also zunächst um die Bestimmung der für die verlangte effektive Arbeitsstärke erforderlichen indicierten Arbeitsstärke, so wäre zwar:

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_e} \quad \text{oder nach Formel 40:} \quad N_i = \frac{N_e (1 + \rho)}{1 - \frac{p_0}{p_m}}$$

doch blieben hierin, nachdem der mittlere wirksame Dampfdruck p_m für den vorteilhaftesten Füllungsgrad ε berechnet worden, noch die konstante Verlustspannung p_0 und der Koeffizient ρ der zusätzlichen Reibung als Unbekannte, in welchen empirischen Größen unter anderem der Kolbendurchmesser der eben erst zu berechnenden Dampfmaschine steckt. Man geht den, aus schon erörterten Gründen hier vorliegenden Schwierigkeiten, für p_0 und ρ zuverlässige allgemein gültige Ausdrücke aufzustellen, und der voraussichtlich für praktische Rechnungen unbequemen Form derselben aus dem Wege, indem man sich für eine erste Berechnung der Dampfmaschine einer einfachen empirischen Beziehung zwischen N_i und N_e direkt bedient oder η_e aus Tabellen entnimmt, wie eine solche auf S. 76 angegeben wurde.

Unter Voraussetzung vorteilhaftester Füllungsgrade ist nach v. Reiche's Dampfmaschinen-Konstrukteur zu setzen⁵⁹⁾ bei

Auspuffmaschinen:

$$\begin{array}{lll} \text{für } N_e < 40 & N_e = 40 & N_e > 40 \\ \eta_e = \frac{N_e + 32}{N_e + 50} & \eta_e = 0,8 & \eta_e = \frac{N_e + 72}{N_e + 100} \text{ bis } \eta_e = 0,86 \dots \dots 41. \end{array}$$

⁵⁸⁾ Ausführliche Tabellen über η_e enthält die 12. Aufl. der Hütte. 1882. S. 445. — Nach Pambour wäre für Lokomotivmaschinen (Zwillingsmaschinen) $p_0 = 730$ und $\rho = 0,14$ zu setzen. — Vergl. ferner die empirischen Formeln zur Berechnung von p_0 und ρ in dem Aufsätze von Gustav Schmidt: Über den Einfluss der Dampfkolbengeschwindigkeit auf die Widerstände. Dingl. polyt. Journ. 1880. Bd. 237. S. 257.

⁵⁹⁾ η_e wird bei höheren Füllungsgraden günstiger, bei kleineren geringer, bis $\eta_e = 0$ bei dem für den Leergang der Maschine erforderlichen Füllungsgrad.

Kondensationsmaschinen:

für $N_e < 46$ $N_e = 46$ $N_e > 46$

$$\eta_e = \frac{N_e + 26}{N_e + 50} \quad \eta_e = 0,75 \quad \eta_e = \frac{N_e + 86}{N_e + 130} \quad \text{bis } \eta_e = 0,86 \quad \quad 42.$$

Hiernach ergeben sich für $N_e = 10$ und 100 bei Auspuffmaschinen die maschinellen Wirkungsgrade $\eta_e = 0,7$ und $0,86$, bei Kondensationsmaschinen die entsprechenden Werte $\eta_e = 0,6$ und $0,8$. Mit vorzüglich gebauten Dampfmaschinen werden bessere Wirkungsgrade erzielt, doch darf bei den im Bauwesen zur Anwendung kommenden Maschinen hierauf keineswegs gerechnet werden.

Sind mit dem nach vorstehenden Angaben erhaltenen η_e die Hauptdimensionen der Dampfmaschine berechnet worden, so können auf Grund derselben eventuell p_0 und ρ speciell ermittelt und zu nochmaliger genauere Berechnung von η_e (nach Formel 40) und N_e oder F dienen:

$$N_e = \eta_e \frac{F c p_m}{75} = \frac{F c}{75} \frac{p_m - p_0}{1 + \rho} = \frac{2 F s n}{60 \cdot 75} \frac{p_m - p_0}{1 + \rho} \quad \quad 43.$$

$$F = \frac{75 \cdot N_e}{c \cdot p_m \cdot \eta_e} = \frac{75 N_e}{c} \frac{1 + \rho}{p_m - p_0} = \frac{60 \cdot 75 \cdot N_e}{2 s n} \frac{1 + \rho}{p_m - p_0} \quad \quad 44.$$

Sind hingegen p_0 und ρ nach praktischer Erfahrung von vorn herein annähernd bekannt, so rechnet man ohne weiteres nach letzteren Formeln.

§ 15. Berechnung des Dampfverbrauchs. Der wirkliche Dampfverbrauch überschreitet die Dampfmenge, welche pro Kolbenhub nach Rechnung, nämlich dem Füllungsgrade und der Gröfse der schädlichen Räume entsprechend, zur eigentlichen Füllung erforderlich sein würde, sehr beträchtlich⁶⁰⁾, indem, abgesehen von der Kondensation in der Dampfleitung vom Kessel her,

1. während der Admissionsperiode Kondensation des eintretenden Dampfes an den während der Emissionsperiode abgekühlten Cylinderwänden und zwar bei Kondensationsmaschinen in höherem Grade als bei Auspuffmaschinen stattfindet;
2. bei Anwendung eines Dampfhemds sich in demselben infolge von Wärmeabgabe nach dem Inneren des Cylinders hin ebenfalls Dampf kondensiert, wodurch aber die Admissionskondensation verringert und somit im Vergleich mit Maschinen ohne Dampfmantel im Ganzen eine Ersparnis an Dampf erzielt wird;
3. Dampf durch Undichtheiten des Kolbens und der Abschlufsorgane der Steuerung verloren geht.

Zunächst ist, wenn man die am Ende der Kompressionsperiode im Dampfcylinder von der Emissionsperiode her noch vorhandene Dampfmenge nicht berücksichtigt, das Füllungsvolumen V_1 pro Kolbenhub:

$$V_1 = F (s_1 + s_0) = F s (\varepsilon + \varepsilon_0),$$

wenn s_1 den Admissionsweg und ε den Füllungsgrad, s_0 den ideellen Kolbenweg und dem entsprechend ε_0 das Verhältnis des schädlichen Raums, ferner F den Kolbenquerschnitt bezeichnet; also bei der doppeltwirkenden Dampfmaschine pro Kolben spiel oder pro Umdrehung der Kurbelwelle:

$$V = 2 F s (\varepsilon + \varepsilon_0)$$

⁶⁰⁾ Z. B. betrug bei einer 6 pferdigen Lokomobile, welche mit $\frac{1}{4}$ Füllung arbeitete, das verbrauchte Dampfgewicht 39%, bei einer 10 pferdigen Lokomobile mit gleicher Füllung 45% mehr als dasjenige, welches sich bei der gemessenen Dampfspannung nach Ausweis des Indikatordiagramms und der Cylinderdimensionen dieser Maschinen theoretisch berechnete; Dampfhemde waren nicht vorhanden. — Ausser diesem finden sich andere beachtenswerte Beispiele mitgeteilt in der Wochenschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1882. S. 326.

und bei n Umdrehungen pro Minute, mittlerer Kolbengeschwindigkeit c und totalem Kolbenweg s das sekundlich erforderliche Dampfvolumen:

$$V_s = \frac{2 F s n}{60} (\varepsilon + \varepsilon_0) = F c (\varepsilon + \varepsilon_0) \dots \dots \dots 45.$$

Bezeichnet v das spezifische Volumen des Dampfes (in cbm das Volumen von 1 kg Dampf), welches, vergl. S. 71, gleich dem in Zeuner's Tabellen⁶¹⁾ angegebenen spezifischen Verdampfungsvolumen u gesetzt werden darf, und demnach $\gamma = \frac{1}{v}$ die Dampfdichte (in kg das Gewicht von 1 cbm Dampf), so ist das sekundliche Dampfgewicht:

$$G_s = V_s \gamma = \frac{V_s}{v}, \dots \dots \dots 46.$$

welcher Wert für gesättigten (trockenen) Dampf gelten würde.

Da aber thatsächlich feuchter Dampf von dem spezifischen Dampfgehalte x erzeugt und der Dampfmaschine zugeführt wird, so besteht das gesamte Dampfgewicht G aus G_d kg trockenen Dampfes und G_w kg Wasser, sodafs $G = G_d + G_w$ und mit Berücksichtigung von $G_w = G(1-x)$ sich ergibt $G = \frac{G_d}{x}$; hiernach ist das sekundlich für die Dampfmaschine erforderliche Gewicht feuchten Dampfes⁶²⁾:

$$G_s = \frac{V_s \gamma}{x} = \frac{V_s}{v x}, \dots \dots \dots 46^a.$$

welches aus $x \cdot G_s$ kg trockenen Dampfes und $(1-x) G_s$ kg Wasser besteht.

Das stündliche Dampfgewicht $G = 3600 \cdot G_s$ durch die geleisteten indicierten Pferdestärken N_i oder effektiven Pferdestärken $N_e = \eta_e N_i$ dividiert, erhält man die Dampfgewichte G_i und G_e pro Stunde und indicierte beziehungsweise effektive Pferdestärke:

$$G_i = \frac{3600 G_s}{N_i}, \quad G_e = \frac{3600 \cdot G_s}{N_e} \dots \dots \dots 47.$$

und mit Benutzung der bezüglichen Werte aus den Formeln 46^a, 45 und 34:

$$G_i = 75 \cdot 3600 \gamma \frac{\varepsilon + \varepsilon_0}{x p_m}, \quad G_e = \frac{1}{\eta_e} \cdot 75 \cdot 3600 \gamma \frac{\varepsilon + \varepsilon_0}{x p_m} \dots \dots \dots 47^a.$$

Berücksichtigt man endlich noch mit einem Faktor m die schon erwähnten Dampfverluste, so wird die pro Stunde und effektive Pferdestärke vom Kessel wirklich zu liefernde Dampfmenge

$$G_o = \frac{m}{\eta_e} G_i \dots \dots \dots 48.$$

Der Faktor $m = 1,1-2$ ist im allgemeinen bei kleinen Maschinen wegen der relativ zur Arbeitsleistung bedeutenderen Dampfverluste durch Dampflässigkeit des Kolbens und Kondensation gröfser zu nehmen als bei stärkeren Dampfmaschinen. Von günstiger Wirkung, besonders bei Kondensationsmaschinen, ist die Anwendung eines Dampfmantels, und spielen die Sorgfalt der Ausführung und Unterhaltung auf

⁶¹⁾ Von Fliegner ist eine Tabelle über gesättigte Wasserdämpfe berechnet worden, welcher zwar die für praktische Rechnungen immer allgemeiner in Aufnahme kommende und auch in diesem Kapitel gemachte Annahme des Drucks von 1 Atmosphäre = 10000 kg pro qm zu Grunde liegt; ferner ist aber in dieser Tabelle $1/A = 436$ gesetzt, welcher Wert zu hoch erscheint, weshalb die Tabelle in der 12. Aufl. der Hütte, S. 984, für $1/A = 428$ umgerechnet wurde, doch ist auch der Vorzug letzteren Wertes gegenüber dem bisherigen $1/A = 424$ zweifelhaft.

⁶²⁾ Dieser Ausdruck ist zwar insofern ungenau, als der trockne Dampf mit dem ganzen Füllungsvolumen in Rechnung gebracht wurde, während er nur das Volumen V_s minus Volumen des Wassergehalts einnimmt, doch darf letzteres wegen seiner Kleinheit jedenfalls vernachlässigt werden.

alle Fälle eine wesentliche Rolle; gute äußere Umhüllung des Dampfeylinders ist hierbei als selbstverständlich vorausgesetzt.

Dampfmantel und beste Ausführung angenommen, darf für gröfsere stationäre Auspuffmaschinen $m \cong 1,15$, bei gewöhnlicher Ausführung $m \cong 1,25$, bei Lokomobilen und kleineren Maschinen $m \cong 1,3-1,5$ angenommen werden und zwar letzterer Wert, wenn dieselben kein Dampfhemd besitzen. Gute Kondensationsmaschinen mit Dampfhemd zeigen $m = 1,1-1,25$.

Bei häufig unterbrochenem Betriebe, wie er auf Bauplätzen öfters vorkommt, stellt sich infolge der während der Stillstandsperioden stattfindenden Abkühlung des Dampfeylinders beträchtlich höherer Dampfverbrauch heraus und wird noch mit Rücksicht auf weniger sorgfältige Wartung nicht selten $m \cong 2$ und mehr betragen.

Statt der theoretisch abgeleiteten, immerhin mit dem empirischen, wenig zuverlässigen Faktor m behafteten Formel bedient man sich zu Veranschlagungen des pro Stunde erforderlichen Dampfgewichts gewöhnlich direkt praktischer Erfahrungsergebnisse, nach welchen bei zweckmässigem Füllungsgrade etwa genommen werden darf:

für Auspuffmaschinen	$G_i = 9-12 \text{ kg};$	$G_o = 15-20-25 \text{ kg}$
„ Kondensationsmaschinen ⁶³⁾	$G_i = 5-7 \text{ kg};$	$G_o = 8-12-16 \text{ kg}.$

Rechnet man mit den Mittelwerten, so wird der nach den angegebenen Regeln herauskommende Kessel von solcher Leistungsfähigkeit sein, daß etwa höher sich ergebendem Dampfbedarf ohne Schwierigkeit entsprochen werden kann.

3. Gang der Rechnung und praktische Annahmen.

§ 16. Vorbemerkungen. Die vorteilhaftesten Dimensionen von Dampfkesseln und Dampfmaschinen sind, wie zum Teil aus dem Bisherigen schon hervorgeht, von so zahlreichen praktischen Faktoren abhängig, daß die Aufstellung allgemein gültiger Formeln für die Neuberechnung von Dampfmaschinenanlagen als eine kaum zu lösende Aufgabe erscheint, denn es müßte nicht allein den Anforderungen des gegebenen Falls der Anwendung genügt, sondern auch auf die Einflüsse der Konstruktionspraxis der in Frage kommenden Maschinenfabrik Rücksicht genommen werden können. Je specieller die Verwendung, um so sorgfältiger kann derselben entsprechend die Anlage eigenartig ausgebildet werden, wie ein Blick auf die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen für Lokomotiven, Schiffe, Bergwerks- und Hüttenbetrieb, Pumpwerksanlagen, für den Fabrikbetrieb der Großindustrie und für das Kleingewerbe, ferner die zahlreichen Specialdampfmaschinen zeigen, welche, wie bei Dampfkränen, Dampfrahmen u. s. w., mit der zu treibenden Arbeitsmaschine direkt kombiniert sind. Aber selbst auf den einzelnen Gebieten der Dampfmaschinenarbeit liegen je nach den praktischen Anforderungen und den lokalen Umständen so bedeutende Verschiedenheiten vor, daß deren rationelle Berücksichtigung nur Sache des in der betreffenden Richtung thätigen Specialtechnikers sein kann.

So kann es sich denn bei den auch im Baumaschinenbetrieb vorkommenden mannigfachen Abweichungen hier nur um die allernotwendigsten Rechnungen handeln, welche Ingenieuren und Architekten zur vorläufigen Ermittlung der Hauptdimensionen für Vorprojekte und zur rohen Veranschlagung der Kosten erforderlich sein dürften. Aufgabe des Maschineningenieurs ist es dann, mit seinen Erfahrungen und seinen Hilfsmitteln dem Programme des Auftraggebers entsprechend das Beste zu schaffen.

⁶³⁾ In dem Verhältnisse von G_o zu G_i stecken η_o und m ; vergl. Formel 48.

Im allgemeinen werden die wesentlichen Gröfsen erst annähernd berechnet und hierauf nach sorgfältiger Abwägung aller Verhältnisse endgültig festgestellt, wobei in einer Dampfmaschinenfabrik die ausgeführten Anlagen und vorliegenden Erfahrungsergebnisse willkommene Anhaltspunkte bieten.

§ 17. Bestimmung der Hauptgröfsen der Dampfmaschine.

1. Auspuff oder Kondensation.

Für die Berechnung des maschinellen Wirkungsgrades η_0 und des mittleren wirksamen Dampfdrucks p_m ist vor allem eine Entscheidung darüber notwendig, ob die Maschine mit oder ohne Kondensation gebaut werden soll. Letztere erscheint zwar für stationäre Maschinen von 10 und mehr Pferdestärken im allgemeinen lohnend, indessen werden gegenüber den niedrigeren Kosten der Dampfarbeit, beziehungsweise dem geringeren Kohlenkonsum der Kondensationsmaschinen, bei den praktischen Verhältnissen im Bauwesen doch die einfachere und billigere Anlage, die bequemere Bedienung, sowie die Transportabilität für die Auspuffmaschinen meistens entscheidend sein; auch läßt sich das für die Kondensation erforderliche Einspritzwasser nicht immer leicht beschaffen.

2. Berechnung der indicierten Arbeitsstärke.

Von der vorgeschriebenen Anzahl Pferdestärken N_0 effektiver Leistung, wie solche nach Maßgabe der zu betreibenden Arbeitsmaschinen vor allem erhoben worden sein muß, ausgehend, wird mit Benutzung der Tabelle der maschinellen Wirkungsgrade (S. 76) oder einer der Formeln 41 u. 42 (S. 77 u. 78) die indicierte Arbeitsstärke:

$$N_i = \frac{N_0}{\eta_0}$$

berechnet.

Für transportable Maschinen dürfen bei zweckmäßiger Konstruktion und sorgfältiger Wartung für η_0 die höheren Werte der Tabelle, für gute stationäre Anlagen hingegen mindestens die Ergebnisse der Formeln 41 u. 42 angenommen werden.

Man setzt, um günstige Dimensionen und vorteilhaften Betrieb zu erhalten, den mittleren, normalen Kraftbedarf ein und trägt starken Veränderungen desselben bei größeren Dampfmaschinen jedenfalls durch variable Expansion oder aber, wenn sich hierbei zu extreme Füllungsgrade als erforderlich ergeben sollten, dadurch Rechnung, daß man mehrere Kessel und Maschinen, eventuell eine Zwillingmaschine baut, welche nach Bedarf teilweise oder sämtlich in Betrieb kommen, wobei übrigens noch der Vorteil erreicht wird, daß bei etwa nötiger Ausserbetriebsetzung eines Teils der Anlage der andere Teil als Ersatz eintreten oder auch für kürzere Zeit mit forciertem Betrieb ausnahmsweise den sonst an die ganze Maschinenanlage gestellten Anforderungen entsprechen kann. Bei der Berechnung einer Zwillingmaschine wird für die Einzelmaschine derselben die Hälfte der vorgeschriebenen Gesamtleistung N_0 und ein maschineller Wirkungsgrad zu Grunde gelegt, der um etwa 2% günstiger ist als derjenige einer Eincylindermaschine von gleicher Stärke, d. h. von 0,5 N_0 Pferdestärken.

3. Dampfdruck im Kessel.

Die gebräuchlichen Dampfspannungen betragen etwa 4—5—6 Atmosphären. Hoher Dampfdruck ist zwar hinsichtlich des Wirkungsgrades der Dampfmaschine vorteilhaft, insbesondere für Auspuffmaschinen, weshalb für den Lokomotivbetrieb mit der Dampfspannung möglichst hoch gegangen wird, bei transportablen Maschinen hingegen mit nicht gerade sorgfältiger Wartung und unregelmäßiger Beanspruchung geht man

im Interesse der Sicherheit des Betriebs und mit Rücksicht auf die größeren Dampfverluste durch mangelhafte Rohrdichtungen und abgenutzte Abschlufs- und Steuerungsgorgane selten über $p = 5 - 6$ Atmosphären.

4. Admissionsspannung.

Für Maschinen mit variabler, vom Regulator abhängiger Expansion darf die Admissionspannung p_a nahezu gleich dem Druck p im Kessel, etwa um 0,2 Atm. niedriger gesetzt werden, wenn sie, wie es bei transportablen Konstruktionen gewöhnlich geschieht, unmittelbar an demselben angebracht werden; sonst rechne man bei mäfsiger Länge der Zuleitung, angemessener Weite und guter Umhüllung derselben, $p_a = 0,95 p - 0,2$ Atm. Bei längeren Rohrleitungen ist der erhälliche Admissionsdruck durch specielle Rechnung festzustellen; siehe § 61 des II. Kap., S. 243.

Soll die Regulierung durch Drosselung mittels Drosselklappe oder Drosselventil geschehen, so nehme man den Admissionsdruck etwa gleich 0,8 des disponiblen Admissionsdrucks, d. h. der in den vorgenannten Fällen sich ergebenden Werte, um den Regulator in den Stand zu setzen, durch Verringerung oder gänzliche Aufhebung der Drosselung die Arbeitsleistung der Maschine dem Bedarf entsprechend zu steigern. Indessen sollte sowohl wegen des gleichförmigeren Ganges der Maschine, als auch behufs Kohlenersparnis die Steuerung verstellbar eingerichtet werden, sodafs der Füllungsgrad nach dem jeweilen zu gewärtigenden mittleren Arbeitsbedarf von vornherein, z. B. durch Änderung der Excentricität und der Winkelstellung des Steuerungsexcenters, gerichtet werden kann und dann dem Regulator eine untergeordnetere, gewissermassen sekundäre Regulierung zukommt.

5. Emissionsspannung.

Gute Kondensationsmaschinen arbeiten mit einem Vakuum im Kondensator von 0,8—0,9 Atmosphären und darf, da die Dampfabgangsleitung vom Cylinder nach dem Kondensator hin kurz und reichlich weit ausgeführt wird, als Emissionsspannung $p_e = 0,8 \cdot 10000$ kg pro qm gesetzt werden. Bei Auspuffmaschinen hingegen ergibt sich ein erheblicher Überdruck gegen die äufsere Atmosphäre, indem stationäre Anlagen in der Regel mit einem längeren, bis über das Dach des Maschinenhauses reichenden Auspuffleitung versehen werden müssen, während bei transportablen Maschinen die Anwendung des Blasrohrs zur Zugerzeugung vermehrten Gegendruck bis zu etwa 0,2 Atmosphären bedingt; man rechne $p_e = 1,1 \sim 1,2 \cdot 10000$ kg pro qm.⁶⁴⁾

6. Schädlicher Raum.

Durch sorgfältig konstruierte Steuerungen hat man den schädlichen Raum gröfserer Dampfmaschinen auf etwa 2% und noch weniger reduciert, andererseits erreicht er bei Maschinen mit (im Verhältnis zum Cylinderdurchmesser) kurzem Hub und weit von der Cylinderaxe entferntem Schieberspiegel, also langen Dampfkanälen, nicht selten ungefähr 10%. In praktischen Fällen wird man sich meistens nach den Verhältnissen vorliegender Beispiele von ausgeführten Maschinen ähnlicher Bauart richten können; als Mittelwert bei gewöhnlicher Schiebersteuerung darf angenommen werden $\epsilon_0 = 0,05$.

⁶⁴⁾ Bei den 1880 in Magdeburg mit Lokomobilen angestellten Versuchen ergaben sich sehr geringe Emissionsspannungen, wie auch das Indikatoridiagramm Fig. 9, S. 65, zeigt, nach welchem (Atmosphärenhöhe 9,6 mm) der Überdruck nur wenig mehr als $\frac{1}{10}$ Atmosphäre beträgt. Dieses günstige Resultat steht ohne Zweifel mit reichlich bemessener Rostfläche, beziehungsweise geringerer Schütthöhe des Brennmaterials in Zusammenhang, bei welcher mit mäfsiger Auspuffspannung genügende Zugwirkung zu erzielen ist; vergl. die näheren Angaben über jene Versuche im Anhang zu diesem Kapitel.

7. Spezifischer Dampfgehalt und Expansionsexponent.

Der in dem Rechenbeispiele S. 50 angenommene Wassergehalt von 5%, also spezifische Dampfgehalt $x = 0,95$, wird im allgemeinen nur bei grösseren Anlagen mit regelmässigem Betrieb vorkommen.⁶⁵⁾ Dampfkessel transportabler Maschinen mit ihrem meist geringen Wasserraum und kleiner Wasseroberfläche, beziehungsweise grosser Dampfdurchgangsgeschwindigkeit, ergeben nicht selten 30% oder sogar noch höheren Wassergehalt (vergl. übrigens Formel 13, S. 60) und dürfte bei der Berechnung des Expansionsexponenten $\mu = 1,035 + 0,1x$ mit dem Werte $x = 0,8$ den thatsächlichen Verhältnissen derartiger Betriebe ziemlich entsprochen werden. Meistens rechnet man jedoch mit Zugrundelegung des Expansionsexponenten $\mu = 1$ einfach nach Formel 31, S. 73.

8. Füllungsgrad.

Der für die normale Arbeitsleistung vorteilhafteste Füllungsgrad ε wird jedenfalls so gross zu nehmen sein, daß der am Hubende des Kolbens sich nach dem Indikatordiagramm ergebende wirksame Dampfdruck q (Endspannung der Expansionsperiode p_1 minus Emissionsdruck p_e) mehr beträgt als der konstante Verlustdruck p_0 , welcher dem Leergange der Maschine entspricht, denn sonst würde während einer letzten Strecke des Kolbenwegs nicht mehr effektive Arbeit geleistet, sondern ein Teil der von demselben Dampf vorher verrichteten Arbeit wieder aufgezehrt werden, indem gegen Ende des Hubes hin die zur Überwindung der Eigenwiderstände der Maschine fehlende Kraft dem Schwungrade entnommen würde. In solchem Falle müßten also die konstanten Reibungswiderstände mit einer verlorengelassenen Rückgabe an mechanischer Arbeit bezahlt werden, welche wegen des maschinellen Wirkungsgrades überhaupt selbst wiederum einen entsprechend höheren Aufwand von Dampfarbeit im ersten Teile des Kolbenhubs erforderte; diese Hubstrecke würde demnach als zweck- und wirkungslos nicht bloß verloren, sondern sogar schädlich sein, umsomehr als sich auch ungleichförmigere Umdrehungsgeschwindigkeit ergeben müßte.

Um eine derartige Arbeits- beziehungsweise Dampfverschwendung zu vermeiden, aber auch mit Rücksicht auf die Anschaffungskosten der Maschine, welche sich gleichfalls einschränkend geltend machen, indem die mit hoch gesteigerter Expansion erzielbare Kohlenersparnis wegen des dann geringeren mittleren wirksamen Dampfdrucks p_m , also entsprechend grösser erforderlichen Cylinderdurchmessers, schliesslich durch den Mehrbetrag der Kosten für Verzinsung und Amortisation wieder aufgehoben würde, wird bei dem praktisch vorteilhaften Expansionsgrade die Endspannung des Dampfes jedenfalls noch beträchtlich über dem Emissionsdrucke bleiben und diese Differenz als freies wirkungsloses Spannungsgefälle (Auspuffgefälle) verloren gegeben werden müssen.

Es ist zwar bei den in jedem praktischen Falle zahlreichen maßgebenden Faktoren kaum möglich, in einfacher Form allgemein gültige Regeln für die Bestimmung des günstigen Füllungsgrades aufzustellen, doch darf als maßgebend zunächst angegeben werden, daß der Enddruck p_1 der Expansionsperiode bei Auspuffmaschinen etwa $q = 0,3—0,6$ Atmosphären mehr betrage als die Emissionsspannung p_e , und zwar wird mit Rücksicht auf die schon erörterten Beziehungen der Arbeitsstärke zum maschinellen Wirkungsgrad und den Anschaffungskosten bei kleinen Maschinen und nur periodischer Benutzung der höchste, bei starken Maschinen mit ununterbrochenem

⁶⁵⁾ Mit vorzüglicher Einrichtung wird $x \cong 0,97$, endlich bei Anwendung hinreichend wirksamer Dampftrockner $x = 1$ erreicht.

Betrieb hingegen der niedrigste Wert von q anzusetzen sein, übrigens dieser im allgemeinen um so kleiner ausfallen, je teurer die Kohlen sind.

Legt man ferner für diese Ermittlung den Expansionsexponenten $\mu = 1$, d. h. die Mariotte'sche Beziehung zu Grunde, daß sich die Spannungen umgekehrt wie die Volumina verhalten, so gilt für den (mit Berücksichtigung des schädlichen Raums dem wirklichen Expansionsverhältnis entsprechenden) totalen Füllungsgrad:

$$e = \frac{\text{Totales Admissionsvolumen}}{\text{Endvolumen der Expansion}} = \frac{\text{Endspannung}}{\text{Admissionsspannung}} = \frac{p_o + q}{p_a} \dots 49$$

Da aber bei Benutzung der früheren Bezeichnungen:

$$e = \frac{F s_1 + F s_o}{F s + F s_o} = \frac{\frac{s_1}{s} + \frac{s_o}{s}}{1 + \frac{s_o}{s}} = \frac{\varepsilon + \varepsilon_o}{1 + \varepsilon_o},$$

so ergibt sich hiernach der Füllungsgrad:

$$\varepsilon = e (\varepsilon_o + 1) - \varepsilon_o \dots 50.$$

oder, wenn man den meist geringfügigen Wert von $e \cdot \varepsilon_o$ vernachlässigt:

$$\varepsilon = e - \varepsilon_o \dots 50^a.$$

und es resultiert nach vorhergehender Beziehung als vorteilhaftester Füllungsgrad:

$$\varepsilon = \frac{p_o + q}{p_a} - \varepsilon_o \dots 51.$$

Beispiele. 1. Eine Auspuffmaschine für $N_o = 3$ effektive Pferdestärken werde mit $p = 6$ Atm. Dampfspannung betrieben und sei direkt am Kessel befestigt, sodafs $p_a = p - 0,2 \cdot 10000 = 5800$ kg pro qm gesetzt werden darf. Das Verhältnis der schädlichen Räume betrage $\varepsilon_o = 0,05$, die Emissionsspannung für Auspuff mit Blasrohr $p_o = 1,2$ Atm. und wird für eine so kleine Maschine der größte Wert $q = 0,6$ Atm. zu setzen sein, sodafs man

$$\varepsilon = \frac{1,2 + 0,6}{5,8} - 0,05 \cong 0,26 \text{ erhält.}$$

2. Für eine Dampfmaschine von $N_o = 15$ effektiven Pferdestärken berechnet sich unter Beibehaltung der Verhältnisse des ersten Beispiels, jedoch $q = 0,3 \cdot 10000$ gesetzt, der vorteilhafteste Füllungsgrad $\varepsilon \cong 0,21$.⁶⁶⁾

Die nach angegebener Regel sich ergebenden Füllungsgrade sind als minimale zu bezeichnen; übrigens wird infolge der während der Expansion stattfindenden Nachverdampfung eines Teils des vom Dampfe aus dem Kessel mitgerissenen Wassers und des Kondensationswassers der Admissionsperiode der Enddruck der Expansion sich eher höher herausstellen als bei der Rechnung angenommen.

Für Kondensationsmaschinen erhält man ebenfalls mit $q \cong 0,3$ Atm. für die größten, bis $q \cong 0,6$ Atm. für die kleinsten Maschinen ($N_o \cong 10$) die minimalen Füllungen, welche jedoch bei hohen Dampfspannungen und für starke Maschinen nicht unwesentlich kleiner ausfallen als die praktisch gebräuchlichen und deshalb als extreme, bei theuerem Brennmaterial geeignete Werte gelten dürften.

Wenn man thatsächlich bei Kondensationsmaschinen mit der Füllung nicht oder doch nur sehr ausnahmsweise unter $\frac{1}{10}$ geht, so liegt hierbei auch die Rücksicht auf die Gleichförmigkeit der Umdrehungsgeschwindigkeit der Kurbelwelle zu Grunde, denn bei größserer Expansion wird ein schwereres Schwungrad erforderlich und hierdurch wieder der maschinelle Wirkungsgrad vermindert.

Die Resultate gelten bei Anwendung eines Dampfmantels, mit welchem Kondensationsmaschinen stets versehen sein sollten; für Maschinen ohne Dampfmantel sind die vorteilhaften Expansionsgrade um etwa 5% gröfser zu nehmen.

⁶⁶⁾ Entspricht ungefähr der Leistung der Lokomobile von R. Wolf; siehe Indikatorgramm, Fig. 9, S. 66, und Tabelle am Schluss dieses Kapitels im Anhang.

Beispiele. 1. Eine Kondensationsmaschine von $N_0 = 10$ effektiven Pferdestärken arbeite mit $p = 5$ Atm. Druck im Kessel, das Vakuum betrage 0,85 Atm., also $p_0 \cong 0,2$ Atm.; ferner sei $p_a = 0,95 p - 0,2$ Atm. = 4,55 Atm., $\varepsilon_0 = 0,05$ und $q = 0,6$ Atm. Man erhält $\varepsilon \cong 0,125$.

2. Kondensationsmaschine für $N_0 = 100$; $p = 6$ Atm.; $\varepsilon_0 = 0,025$; $p_a = 0,95 p - 0,2$ Atm. = 5,5 Atm.; $p_0 = 0,2$ Atm.; $q = 0,4$ Atm. Resultat $\varepsilon = 0,074$.

In Wirklichkeit wird man jedoch mit Rücksicht auf möglichste Reduktion der Anschaffungskosten der Maschine und da bei ohnedies schon hohen Expansionsgraden durch Verringerung derselben nur verhältnismäßig wenig Vorteile geopfert werden, eher grössere Füllungsgrade anwenden, insbesondere bei dem nur zeitweisen Betriebe von Baumaschinen.⁶⁷⁾

Nach Feststellung der vorstehend diskutierten Grössen kann nun berechnet werden:

9. Der Spannungskoeffizient k

nach Formel 28, S. 73, oder einfacher für $\mu = 1$ nach Formel 31, S. 73.

10. Die mittlere wirksame Dampfspannung:

$$p_m = p_a \cdot k - p_0 \cdot \text{⁶⁸⁾}$$

11. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{2sn}{60}$$

(vergl. S. 74) ist bei direktwirkenden Maschinen mit Rücksicht auf die vorteilhafte oder zulässige Geschwindigkeit der zu betreibenden Arbeitsmaschine zu wählen; aus diesem Grunde ist man z. B. bei Dampfpumpen auf mässige Kolbengeschwindigkeit angewiesen, sodafs dem entsprechend für eine vorgeschriebene Leistung im Vergleich mit indirektem Antrieb sich ein grösserer Cylinderdurchmesser ergibt.

Die für unabhängige Maschinen vorteilhafte Kolbengeschwindigkeit wächst im allgemeinen sowohl mit der Anzahl der Pferdestärken, als auch mit dem Kolbenhub und der Admissionsspannung. Da eine, diese übrigens mannigfach mit einander verwachsenen Faktoren sämtlich berücksichtigende Formel bisher nicht aufgestellt worden ist, mögen diejenigen bekannten Formeln hier angeführt werden, welche je einem der genannten maassgebenden Grössen Rechnung tragen.

Nach Gustav Schmidt ist die sekundliche Kolbengeschwindigkeit c in m zu nehmen:

$$c = \alpha (10 + \sqrt{N_0}) \dots \dots \dots 52.$$

Je nach dem Zwecke der Maschine läfst man dieselbe langsam oder schnell laufen und nennt die Bewegung bei $\alpha = 0,05$ sehr langsam, $\alpha = 0,07$ langsam, $\alpha = 0,09$ normal, $\alpha = 0,11$ schnell, $\alpha = 0,13$ bis 2,0 sehr schnell.

Hiernach ergibt sich z. B. für eine 15pferdige Maschine $c = 1,25$ m, dagegen für eine 150pferdige Maschine $c = 2$ m als normale Geschwindigkeit.⁶⁹⁾

Werner empfiehlt mit Rücksicht auf gleichförmigen Gang als zweckmässig⁷⁰⁾:

$$c = \beta \sqrt{s} \dots \dots \dots 53.$$

mit $\beta = 4,2$ für Auspuffmaschinen und $\beta = 3,0$ für Kondensationsmaschinen.

v. Reiche setzt:

$$c = \sqrt{p_a} \dots \dots \dots 54.$$

⁶⁷⁾ Tabellen über die vorteilhaftesten Füllungsgrade sind enthalten in: Hrabák, Die Dampfmaschinenberechnung, Prag 1877; hiernach in: v. Reiche, Berechnung und Konstruktion der Transmissionsdampfmaschinen, Aachen 1880, S. 44; vergl. ferner: Taschenbuch, die Hütte, 12. Aufl. Berlin 1882, S. 452.

⁶⁸⁾ Über diese Grössen finden sich gleichfalls Tabellen verbreitet, bei deren Ausrechnung mittlere praktische Verhältnisse zu Grunde gelegt sind.

⁶⁹⁾ Dingler's polyt. Journ. 1880. Bd. 237, S. 473.

⁷⁰⁾ Wochenschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1881, S. 42.

Gewöhnliche Maschinen mit $p_a \leq 5$ Atm. zeigen $c \cong 1-1,5$ m, bei $p_a \geq 5$ Atm. $c \cong 1,5-2,5$ m.

Höhere Kolbengeschwindigkeiten haben die Lokomotiven und Walzenzugmaschinen; bei Schnellläufern, Maschinen mit grosser Kolbengeschwindigkeit und hohen Umdrehungszahlen, für den Betrieb raschlaufender Arbeitsmaschinen ist man mit c auf 5—6 m gegangen.

Änderung der Kolbengeschwindigkeit. Da die Arbeitsleistung der Dampfmaschine annähernd proportional der Kolbengeschwindigkeit ist, kann die Änderung der letzteren, eventuell in Verbindung mit den anderen Regulierungsmethoden, zur Anpassung an den effektiven Arbeitsbedarf der zu betreibenden Maschinen benutzt werden, welcher Fall beim Betrieb von Pumpwerken, Hebe-
maschinen u. s. w. vorkommt. Sollen hierbei die Arbeitsmaschinen stets mit derselben Geschwindigkeit umlaufen, so sind verschiedene oder veränderbare Übersetzungen im Triebwerk von der Dampfmaschine nach den Arbeitsmaschinen hin erforderlich, von welchen nach Bedarf durch Einrückung oder Verstellung entsprechender Gebrauch gemacht wird.

12. Berechnung des Cylinderdurchmessers.

Nach Formel 44, S. 78, ergibt sich als Kolbenquerschnitt:

$$F = \frac{75}{c p_m} \frac{N_e}{\eta_e}, \dots \dots \dots 55.$$

und dann für den Durchmesser:

$$d = \sqrt{\frac{4 F}{\pi}} \dots \dots \dots 56.$$

Mit Einsetzung des Ausdrucks $c = \beta \sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)}$ d in vorstehende Formel für

F , ferner $d = \sqrt{\frac{4 F}{\pi}}$ substituierend, erhält man:

$$F = \left\{ 75 \sqrt{\frac{\pi}{4}} \frac{N_e}{\eta_e \beta p_m \sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)}} \right\}^{\frac{4}{5}} \dots \dots \dots 57.$$

Hinsichtlich der Berücksichtigung des Kolbenstangenquerschnitts siehe die Bemerkungen auf S. 74 (Wirksame Kolbenfläche).

13. Das Hubverhältnis,

d. h. das Verhältnis des Kolbenhubs s zum Kolbendurchmesser d , wird nach europäischer Praxis gewöhnlich genommen:

$$\frac{s}{d} = 2, \dots \dots \dots 58.$$

nicht selten nur 1,5 oder noch weniger, während man in Amerika

$$\frac{s}{d} = 3 \dots \dots \dots 58^a.$$

gebräuchlich findet, doch sollte $s/d \geq 2$ und zwar im allgemeinen um so gröfser genommen werden, je höher die Kolbengeschwindigkeit ist.⁷¹⁾

Nicht selten wird wegen Mangel an Raum ein geringeres Hubverhältnis gewählt, wie dies denn auch bei vertikalen Maschinen geschieht, um den Aufbau derselben von mäfsiger Höhe zu erhalten.⁷²⁾

14. Der Kolbenhub.

Nach festgestelltem Hubverhältnis erhält man nun:

$$s = \left(\frac{s}{d}\right) d \dots \dots \dots 59.$$

⁷¹⁾ Dies bringt Werner's Formel für die Kolbengeschwindigkeit $c = \beta \sqrt{s}$ zum Ausdruck, wenn man $c = \beta \sqrt{\left(\frac{s}{d}\right) d}$ setzt, wonach $\frac{s}{d} = \frac{1}{d} \left(\frac{c}{\beta}\right)^2$ wird.

⁷²⁾ Aus gleichem Grunde geht man mit dem Stangenverhältnis l/r (Verhältnis der Schubstangenlänge l zum Kurbelradius r), welches gewöhnlich 5—6 beträgt, unter Umständen auf 4 oder noch weniger herab.

15. Minutliche Umdrehungszahl.

Nach gegebenem c und s berechnet sich:

$$n = 30 \frac{c}{s} \dots \dots \dots 60.$$

Für vorgeschriebene Tourenzahl hingegen gilt:

$$s = 30 \frac{c}{n}, \dots \dots \dots 61.$$

doch sind die hierbei vorhandenen Werte von c und s nach der Werner'schen Formel zu kontrollieren und eventuell zu modificieren; oder man berücksichtigt dieselbe direkt, indem man $c = \beta \sqrt{s}$ in Formel 61 einsetzt, und erhält einfach:

$$s = 900 \left(\frac{\beta}{n} \right)^2 \dots \dots \dots 62.$$

16. Nochmalige Rechnung.

Die auf diesem Wege erhaltenen Resultate werden meistens erst als vorläufige gelten dürfen, welche man nun zunächst zur genaueren Berechnung des maschinellen Wirkungsgrades und dann in Verbindung mit sonstigen modificierten Annahmen, welche sich nach Vergleichen mit ähnlichen, für die vorliegende specielle Verwendung bewährten Maschinen als zweckmäfsig herausstellen, zur endgültigen Ermittlung der Werte der Hauptgrößen der Dampfmaschine verwendet.

-17. Querschnitt der Dampfleitung und der Dampfkanäle.

Nach Radinger rechne man, einer Geschwindigkeit des Dampfes in der Zuleitung von 30 m entsprechend, den Querschnitt F_a des Dampfleitungsrohrs:

$$F_a = \frac{F c}{30} \dots \dots \dots 63.$$

Denselben Querschnitt giebt man den Dampfzutrittskanälen im Cylinder. Für den Querschnitt F_o der Austrittskanäle und des Auspuffrohrs hingegen gilt, einer Austrittsgeschwindigkeit von 10 m entsprechend,

$$F_o = \frac{F c}{10} \dots \dots \dots 64.$$

Die übrigen Dimensionen der Dampfmaschine werden grösstenteils nach empirisch konstruktiven Verhältnissen festgestellt, hinsichtlich welcher auf die speciellen Werke verwiesen werden mufs.

§ 18. Bestimmung der Hauptgrößen der Dampfkesselanlage.

1. Dampfverbrauch.

Nach Ausrechnung der stündlich pro indicierte Pferdestärke erforderlichen Dampfmenge G_i (nach Formel 47) und hierauf mit angemessener Annahme des Verlustfaktors m (siehe S. 79, 80) des stündlich pro effektive Pferdestärke wirklich zu liefernden Dampfgewichts G_o (nach Formel 48) hat man als totale von der Kesselanlage pro Stunde zu erzeugende Dampfmenge:

$$G = N_o \cdot G_o \dots \dots \dots 65.$$

Diese totale stündliche Dampfmenge läfst sich aber auch direkt nach praktischen Erfahrungswerten berechnen (vergl. Angaben auf S. 78) und empfiehlt es sich, beide Rechnungsresultate zu vergleichen.

Hierzu ist bei ungewöhnlich langer Dampfleitung noch die durch Kondensation in derselben verloren gehende Dampfmenge hinzu zu addieren; siehe „Dampfleitungen“, S. 243.

Rechnung mit Wirkungsgraden. Nun liefse sich auf Grund des früher schon angenommenen specifischen Dampfgehalts x und mit Berücksichtigung der Ursprungstemperatur τ_o des Speisewassers (gewöhnlich $\tau_o = 12^\circ$) die zur Bildung von 1 kg

feuchten Dampfes erforderliche effektive Gesamtwärme λ_0 berechnen, (siehe Formel 12^a, S. 59, und Rechenbeispiel S. 51), also die pro Stunde dem Dampfkessel mitzuteilende totale Heizwärme $W_2 = G \cdot \lambda_0$ bestimmen.

Bei bekanntem Wirkungsgrade der Kesselanlage $\eta_a = \eta_1 \eta_2$ (siehe § 3, S. 50, ferner § 9, S. 60, 61) erhalte man nun die gesamte disponible theoretische Verbrennungswärme W , welche mit dem stündlich auf den Rost zu schüttenden Brennmaterial darzubieten ist, $W = W_2/\eta_a$ und hiernach bei der theoretischen Verbrennungswärme w pro kg Brennmaterial das stündlich erforderliche gesamte Brennmaterial $B = W/w$. Schliesslich könnten hierfür die Hauptabmessungen der Feuerungsanlage und die Heizfläche berechnet werden. Das gewöhnliche Verfahren der Berechnung ist jedoch einfacher, wie in Folgendem gezeigt werden soll.

2. Berechnung der Heizfläche.

Für Steinkohlen ist die Heizfläche mit Benutzung der S. 62 angegebenen Werte von G_h , für andere Brennmaterialien ungefähr entsprechend der Proportion ihrer praktischen Heizeffekte zu berechnen, sodafs man als totale Heizfläche in qm erhält:

$$H = \frac{G}{G_h} \dots \dots \dots 66.$$

3. Rostfläche.

Nach Formel 16, S. 62, kann nun die Rostfläche ohne weiteres der Heizfläche proportional festgestellt werden; man berücksichtige jedoch Fufsnote 44, S. 63.*)

4. Brennmaterialaufwand.

Bei bekanntem Verdampfungsverhältnis i ergibt sich als stündlich erforderliche Brennmaterialmenge

$$B = \frac{G}{i}, \dots \dots \dots 67.$$

wonach mit Benutzung der Angaben für B_r auf S. 56 wiederum die Rostfläche in qm zu

$$R = \frac{B}{B_r} \dots \dots \dots 68.$$

sich berechnen läfst, welches Resultat mit dem vorhergehend erhaltenen zu vergleichen ist.

5. Die übrigen Dimensionen der Feuerungsanlage, die Querschnitte der Züge, Kaminhöhe u. s. w. sind nach den in § 8, S. 56, angegebenen Regeln zu bemessen.

§ 19. Wirkungsgrade und charakteristische Verhältnisse. Zur Beurteilung der Güte der berechneten Dampfmaschinenanlage erscheint schliesslich die Ermittlung der Wirkungsgrade angemessen, welche bei Realisierung der erhaltenen Rechnungsergebnisse vorliegen würden.

1. Wirkungsgrad der Dampfkesselanlage $\eta_a = \eta_1 \eta_2$:

$$\eta_a = \frac{G \lambda_0}{B w} = i \frac{\lambda_0}{w} \dots \dots \dots 69.$$

Derselbe ist also gleich dem Verdampfungsverhältnis i (siehe S. 60, Formel 14) mal effektive Verdampfungswärme λ_0 pro kg Dampf (siehe S. 59, Formel 12^a) dividiert durch die theoretische Verbrennungswärme w pro kg Brennmaterial.

2. Wirkungsgrad der Dampfmaschine⁷³⁾ $\eta_o = \eta_i \eta_e$:

$$\eta_o = 60.60.75 \frac{A N_o}{\lambda_0 G} = 60.60.75 \frac{A}{\lambda_0 G_o} \dots \dots \dots 70.$$

⁷³⁾ Bei kurzer und gut umhüllter Dampfleitung darf deren Wirkungsgrad ausser Rechnung gelassen, d. h. $\eta_3 = 1$ gesetzt werden. Thatsächlich findet allerdings Druck- und Wärmeverlust nach der

*) In der hier angegebenen Formel ist statt F der Buchstabe H einzusetzen.

Hierin bedeuten $A = 1/424$ das Wärmeäquivalent der mechanischen Arbeitseinheit und G_e das stündliche Dampfgeuicht pro effektive Pferdestärke, demnach der Zähler die der stündlichen Arbeitsleistung einer Pferdestärke äquivalente Wärmemenge, der Nenner die pro effektive Pferdestärke erforderliche Verdampfungswärme (Heizwärme).

3. Totaler Wirkungsgrad der Dampfmaschinenanlage:

$$\eta = \eta_a \eta_e = 60.60.75 \frac{A N_e}{w B} = 60.60.75 \frac{A}{w B_e} \dots \dots \dots 71.$$

B_e bezeichnet das stündlich pro effektive Pferdestärke erforderliche Brennmaterialgewicht. Der totale Wirkungsgrad ist also gleich dem Verhältnisse der einer Pferdestärke pro Stunde äquivalenten Wärmemenge zu der stündlich pro Pferdestärke disponiblen theoretischen Verbrennungswärme.

4. Charakteristische Verhältnisse.

Nach Formel 70 schreibt sich nun das stündlich pro effektive Pferdestärke erforderliche Dampfgeuicht:

$$G_e = \frac{G}{N_e} = 60.60.75 \frac{A}{\eta_e \lambda_e}, \dots \dots \dots 72.$$

ferner, indem G_h in kg die stündliche Dampfproduktion pro qm Heizfläche bezeichnet,

$$H_e = \frac{G_e}{G_h} \dots \dots \dots 73,$$

als die einer effektiven Pferdestärke entsprechende Heizfläche in qm. Gewöhnlich rechnet man $H_e = 1$ qm, was bei dem früher angenommenen Mittelwerte $G_h = 15$ kg nun für den stündlichen Dampfverbrauch G_e pro effektive Pferdestärke $G_e = 15$, also bei $i = 7,5$ facher Verdampfung den stündlich pro effektive Pferdestärke erforderlichen Brennmaterialaufwand zu $B_e = G_e/i = 2$ kg ergeben würde.*)

Man erhält aber auch nach Formel 71 für die effektive Arbeitsleistung in Pferdestärken:

$$N_e = \frac{\eta B w}{60.60.75.A}, \dots \dots \dots 74.$$

somit für den stündlichen Brennmaterialbedarf pro Pferdestärke:

$$B_e = \frac{B}{N_e} = 60.60.75 \frac{A}{\eta w} \dots \dots \dots 75.$$

Von dem Rechnen mit nominellen Pferdestärken wird hier gänzlich abgesehen, indem deren Bedeutung im Laufe der geschichtlichen Entwicklung der Dampfmaschine sich vielfach geändert hat, sodass nun in verschiedenen Ländern und in speciellen Richtungen des Dampfmaschinenbaues zahlreiche praktische Formeln zur Berechnung der nominellen Arbeitsleistung bestehen, welche sehr abweichende Werte der nominellen Pferdestärke als einer konventionell fraglichen Gröfse in sich schliessen und deshalb zu allgemeiner Verwendung sich nicht eignen.

Ein zur weiteren Erläuterung des Rechnungsgangs durchgeführtes Beispiel wird in der zweiten Abteilung dieses Bandes, im Kapitel „Hebemaschinen“ bei der Bestimmung der Hauptdimensionen eines Dampfkrans gegeben werden.

Dampfmaschine hin statt, wie dies ja auch bei der Berechnung derselben durch das empirische Verhältnis von p_a zu p zum Ausdruck gekommen ist, und wird bei genannter Vernachlässigung der so berechnete Wirkungsgrad η_e der Dampfmaschine etwas niedriger ausfallen, als er wirklich sein würde, da der Druckverlust mit darin steckt, d. h. derselbe stellt eben das Produkt $\eta_a \eta_e$ vor.

*) Zur Vergleichung der Rechenresultate mit praktischen Verhältnissen ist auf die bei der „Bauart der Dampfkessel“ gegebenen Tabellen der Hauptdimensionen verschiedener Dampfkesseltypen zu verweisen.