

## V. Abschnitt.

### Wirkliches Verhalten des Dampfes im Cylinder.

**76. Vergleich des wirklichen und idealen Indikatordiagramms.** Im folgenden soll untersucht werden, inwieweit und in welcher Beziehung die Wirkungsweise des Dampfes in einer wirklichen Dampfmaschine von dem in § 46 erörterten Prozesse einer idealen Maschine abweicht, deren Kreisprozeß dem Carnotschen so naheliegend angenommen wurde, als dies ohne Benutzung adiabatischer Kompression möglich ist. Eine Maschine dieser Wirkungsweise mit vollständiger adiabatischer Expansion, deren Indikatordiagramm durch Figur 17 dargestellt ist, kann als ein nützliches Vorbild zum Vergleiche wirklicher Dampfmaschinen dienen; der Wirkungsgrad letzterer ist jedoch, es sei dies bereits hier bemerkt, unter allen Umständen geringer wie jener der gedachten idealen Maschine; die Gründe hierfür finden in diesem Abschnitt eingehende Beachtung.

In erster Linie ist die Expansion, seltene Fälle ausgenommen, niemals vollständig, indem der Dampf bei seinem Austritte aus dem Cylinder eine Spannung besitzt, welche höher ist als die Spannung im Kondensator bei Kondensationsmaschinen, beziehungsweise als der Atmosphärendruck bei Auspuffmaschinen. Die Gründe hierfür wurden bereits an früherer Stelle angegeben; vor allem würde die Größe und somit das Gewicht der Maschine hierdurch unpraktisch vergrößert, denn die durch Vervollständigung der Expansion erzielte Mehrarbeit wäre im allgemeinen verhältnismäßig so gering, daß sie durch die Überwindung der vermehrten Reibung des Kolbens und Gestänges vollkommen aufgezehrt würde; andererseits würden durch die Fortsetzung der Expansion bis zur unteren Temperaturgrenze gewisse Übel, welche eine Folge der Abkühlung des Cylinders während der Expansions- und Ausströmperiode bilden und später eingehender besprochen werden sollen, nur erhöht werden. Aus diesen Gründen ist es rationell, die untere Spitze des Indikatordiagrammes Figur 17 abzuschneiden, d. h. den Dampf mit höherer Spannung ausströmen zu lassen.

Der Einfluß dieser Unvollständigkeit der Expansion auf den Wirkungsgrad des idealen Prozesses wurde bereits bei Besprechung des Indikator-diagrammes Fig. 18 (§ 46) und des Entropie-Temperaturdiagrammes Fig. 29 (§ 64) erörtert.

Andere Abweichungen ergeben sich am besten durch einen schrittweisen Vergleich des idealen Diagrammes Figur 18 mit einem wirklichen Indikator-diagramm, wie solches, von einer Betriebsmaschine abgenommen, durch Figur 43 dargestellt ist.

In dem Arbeitsprozesse, welcher durch Figur 17 und 18 dargestellt ist, wurde angenommen: Erstens, daß der zugeführte Dampf trocken gesättigt sei und während der Admission die volle Kesselspannung  $p_1$  besitze; zweitens, daß keine Wärmeaufnahme oder Abgabe seitens des Dampfes, ausgenommen im Kessel und Kondensator, statfinde; drittens, daß nach der Vollendung der mehr oder minder vollkommenen Expansion während des Kolbenrücklaufes der gesamte Dampf entfernt werde, so daß der Gegendruck gleich der Kondensatorspannung  $p_2$  und konstant sei, und viertens, daß das ganze Cylindervolumen von dem Kolben durchlaufen werde. Im folgenden soll nun erörtert werden, inwieweit diese Voraussetzungen in Wirklichkeit zutreffen, und inwiefern der Wirkungsgrad der Maschine durch die Abweichungen vom theoretischen Diagramme beeinflußt wird.

**77. Drosselung während der Admissions- und Ausströmperiode.** Infolge der Trägheit des Dampfes und der durch Kanäle etc. hervorgerufenen Bewegungswiderstände ist die Spannung im Cylinder während der Admission kleiner als die Kesselspannung  $p_1$  und während der Ausströmung größer als die Kondensatorspannung  $p_2$ ; andererseits sind  $p_1$  und  $p_2$  selbst nicht konstant und  $p_2$  größer als die Spannung des Dampfes von der Kondensatortemperatur, weil stets etwas Luft im Kondensator enthalten ist. Dieser Luftgehalt rührt einerseits von den unvermeidlichen Undichtheiten des Cylinders und anderer Teile der Maschine her, durch welche Luft eindringt, sobald die Spannung im Inneren kleiner wird als der Atmosphärendruck; andererseits führt das Speisewasser stets etwas aufgelöste Luft mit sich, die sodann mit dem Dampf aus dem Kessel in die Maschine gelangt.

Während der Admission ist der Druck im Cylinder immer kleiner wie jener im Kessel; diese Differenz nimmt zumeist in dem Maße etwas zu, als sich der Kolben vorwärts bewegt, da mit wachsender Kolbengeschwindigkeit auch der Bedarf an Dampf zunimmt. Wenn die Kanäle und Durchflußquerschnitte vermöge ihrer Form und Dimensionierung dem Dampfe in seiner Bewegung größere Widerstände entgegensetzen, dann

wird der Dampf „gedrosselt“; die Drosselung ist in Wirklichkeit ein Fall der sogenannten unvollkommenen Ausdehnung des Dampfes, worauf bereits im § 26 hingewiesen wurde. Durch diesen Prozeß wird der Dampf in geringem Maße getrocknet, wie bereits in § 52 besprochen, beziehungsweise etwas überhitzt, wenn er ursprünglich trocken war. Infolge der Drosselung liegt die Admissionslinie im Indikatorgramm entsprechend tiefer als die Linie des Kesseldruckes und senkt sich etwas in der Richtung der Kolbenbewegung. Bei im allgemeinen guter Ausführung und sonstigen nicht ungünstigen Verhältnissen beträgt die absolute Admissionsspannung durchschnittlich 0,9 der Kesselspannung. Bei langen Dampfleitungen, schlecht angelegten Einlaßorganen etc. wird der Druckabfall noch größer und erhöht sich wesentlich, wenn infolge fehlender

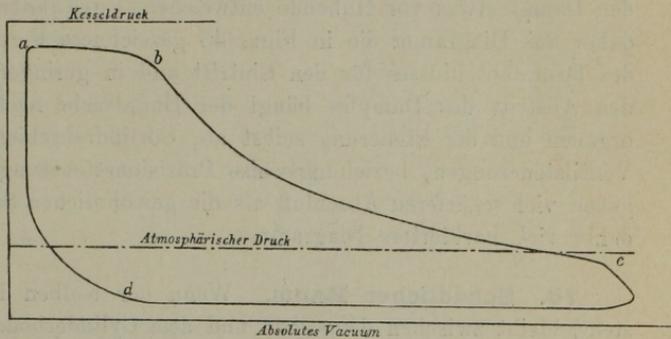


Fig. 43. Typisches Indikatorgramm einer Kondensationsmaschine.

oder mangelhafter Einhüllung der Dampfleitung der Dampf naß in den Cylinder gelangt. Eine geringe Kondensation des Dampfes auf seinem Wege zum Cylinder infolge Wärmeverlustes durch die Leitung ist selbst unter den günstigsten Umständen nicht zu vermeiden; auch enthält der Dampf gewöhnlich etwas mechanisch mitgerissenes Wasser; diese Wassermengen, auf welche Weise immer sie in die Leitung gelangen, können mehr oder minder vollständig durch sogenannte „Wasserabscheider“ entfernt werden, der Dampf ist aber trotzdem gewöhnlich bis zu einem gewissen Betrage feucht, wenn er in den Cylinder gelangt, obwohl infolge der Drosselung die Tendenz besteht, den Dampf zu trocknen. Die in Rede stehenden Wasserabscheider sind Gefäße, durch welche der Dampf auf seinem Wege zum Cylinder geleitet wird und in welchen sich die Wasserteilchen absetzen, um dann von Zeit zu Zeit abgelassen zu werden. Vielfach wird der Dampf in einer Weise durch den Abscheider geführt, daß infolge der hierdurch auftretenden Zentrifugalkraft die Wasserpartikelchen ausgeschleudert werden.

Während der Ausströmperiode übersteigt der wirkliche Gegendruck die Kondensatorsspannung um einen Betrag, welcher abhängig ist von der Art und Weise, wie der Dampf den Cylinder verläßt. In Kondensations-

maschinen mit gutem Vakuum beträgt der Gegendruck sehr häufig 0,2 kg/qcm und darüber, in Auspuffmaschinen 1,1—1,2 kg/qcm statt dem Druck der Atmosphäre; die Gegenwart von Wasser im Cylinder erhöht mitunter den Gegendruck beträchtlich; auch übt die Drosselung des Dampfes einen wesentlichen Einfluß auf denselben aus. Die Steuerorgane öffnen und schließen mehr oder minder langsam; es fehlen die scharf gekennzeichneten Übergänge; das Diagramm hat daher abgerundete Ecken bei *b* und *c* an Stelle der scharfen Winkel, welche diese Momente in dem theoretischen Diagramm Fig. 18 markieren. Man läßt aus diesen Gründen auch den Dampf etwas vor Hubende entweichen (Vorausströmen) und nimmt daher das Diagramm die in Figur 43 gezeichnete Form an. Die Schärfe des Dampfabschlusses für den Eintritt und in geringerem Maße auch für den Austritt des Dampfes hängt der Hauptsache nach von den Steuerorganen und der Steuerung selbst ab; Corlißdrehschiebersteuerungen und Ventilsteuerungen, beziehungsweise Präzisionssteuerungen im allgemeinen geben viel schärferen Abschluß als die gewöhnlichen Schiebersteuerungen, daher viel markiertere Diagramme.

**78. Schädlicher Raum.** Wenn der Kolben in seinen Totlagen steht, bleibt zwischen demselben und dem Cylinderboden beziehungsweise Deckel ein Spielraum; dieser Spielraum, vermehrt um das Volumen des Einström-, beziehungsweise Ausströmkanals, wird „schädlicher Raum“ genannt. Der schädliche Raum stellt daher ein Volumen dar, welches vom Kolben nicht durchlaufen wird, jedoch mit Dampf bei Beginn der Admission gefüllt ist und somit einen Teilbetrag der nach Schluß der Füllung im Cylinder expandierenden Dampfmenge bildet. Sei *AC* das vom Kolben bis zum Momente des Austrittes durchlaufene Volumen, *OA* das Volumen des

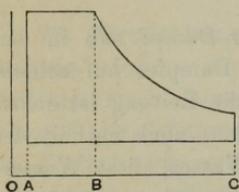


Fig. 44. Einfluß des schädlichen Raumes.

schädlichen Raumes, *AB* das Füllungsvolumen, dann ist das scheinbare Expansionsverhältnis  $\frac{AC}{AB}$ , das wirkliche Expansionsverhältnis jedoch

$$\frac{OA + AC}{OA + AB}.$$

Bei Konstruktion der Expansionslinie muß selbstverständlich auf den schädlichen Raum Rücksicht genommen werden. Wie in Figur 44 skizziert, pflegt man den schädlichen Raum *OA*, in Prozenten des Hubvolumens ausgedrückt, von der Totpunktlage aus aufzutragen; das Volumen des schädlichen Raumes beträgt gewöhnlich  $\frac{1}{10}$  bis  $\frac{1}{50}$  (10 bis 2%) des Hubvolumens; die Größe desselben hängt hauptsächlich von der Art

der Steuerorgane ab, doch haben in der Regel kleine Dampfmaschinen größere schädlichere Räume als große Maschinen.

**79. Kompression.** Der schädliche Raum beeinflusst den thermodynamischen Wirkungsgrad einer Maschine nur insofern, als durch denselben der Dampfverbrauch pro Kolbenhub verändert wird; diese Veränderung hängt ihrer materiellen Größe nach von dem Kompressionsgrade, d. h. von dem Verhältnisse der Kompressionsendspannung zur Admissionsspannung ab, worauf bereits in § 46 hingewiesen wurde. Bei fehlender Kompression, in welchem Falle das Auslaßorgan während des ganzen Kolbenhubes offen bliebe, würde der schädliche Raum mit Ende des Hubes nur mit Dampf von einer Spannung gleich dem Gegendrucke erfüllt sein; bei Beginn der Admission müßte daher dem Kessel zunächst so viel Dampf entnommen werden, als zur Füllung des schädlichen Raumes erforderlich ist; der Dampfkonsum pro Kolbenhub würde somit aus der Summe des Volumens des schädlichen Raumes und des Füllungsvolumens resultieren. Durch die Kompression kann jedoch diese Dampfverschwendung mehr oder minder vollständig vermieden werden. Die Ausströmung wird vor Ende des Hubes unterbrochen (in *d* Figur 43) und der im Cylinder zurückgebliebene Dampf komprimiert; das sich hierdurch bildende „Dampfkissen“ füllt schließlich den schädlichen Raum aus. Durch richtige Wahl des Anfangspunktes *d* der Kompression kann der Druck im schädlichen Raume auf die Eintrittsspannung des Dampfes gesteigert werden; in diesem Falle vollständiger Kompression hat der schädliche Raum keinen direkten Einfluß auf den Dampfverbrauch und den Wirkungsgrad der Maschine, denn derselbe bildet einfach ein permanentes Dampfkissen, welches abwechselnd ausgedehnt und zusammengepreßt wird, ohne einen Arbeitsgewinn oder Arbeitsverlust hervorzurufen; der Kesseldampf füllt dann lediglich nur das Füllungsvolumen *AB* Figur 44 bei jedem Kolbenhube. Bei fehlender oder unvollständiger Kompression hat der Dampf hingegen im Momente der Eröffnung des Einlaßorganes zunächst den schädlichen Raum im Ganzen oder teilweise zu füllen; dies vergrößert den Dampfverbrauch um einen Betrag, welcher nur zum Teil durch die Vergrößerung der Diagrammfläche ausgeglichen wird; infolgedessen findet eine Verminderung des Wirkungsgrades statt. Dieser Prozeß ist in Wirklichkeit ein Fall unvollkommener Expansion (siehe § 26) und es ist bekannt, daß hierdurch der in den Cylinder tretende Dampf bis zu einem gewissen Betrage getrocknet wird, wodurch eine Quelle von Verlusten, auf welche wir im folgenden zur Sprache kommen, günstig beeinflusst wird.

Die Kompression bringt andererseits auch den mechanischen Vorteil mit sich, daß der Stoß beim Eintritt des Dampfes verringert, beziehungs-

weise aufgehoben und hierdurch der Gang der Maschine weich und ruhig wird, weil der Kolben, während dessen Geschwindigkeit rapid abnimmt, den zunehmenden Kompressionsdruck zu überwinden hat.

Das Dampfleinlaßorgan öffnet gleichfalls etwas vor der Totlage des Kolbens, damit der Kanal genügend weit geöffnet ist, um den Dampf ungehindert einströmen zu lassen, wenn der Kolben seinen Füllungshub beginnt; man nennt dies das Voreinströmen (beziehungsweise Vorausströmen auf der Austrittsseite) oder summarisch das „Voreröffnen“; die relative Bewegung des Steuerorganes nennt man das „Voreilen“. Die Voreinströmung erhöht die oben besprochene Wirkung des schädlichen Raumes.

In allen Fällen, wo der Einfluß des schädlichen Raumes, ob nun die Kompression vollständig oder unvollständig sei oder gänzlich mangelt, in Betracht kommt, erscheint es zweckmäßig, die Arbeitssubstanz im Cylinder aus zwei Teilen bestehend zu betrachten und zwar: 1. aus jenem Teil, welcher im schädlichen Raume vom vorhergehenden Hube eingeschlossen ist und 2. aus der dem Kessel bei jedem Hube neuerdings entnommenen Arbeitsflüssigkeit. Während der Expansion bildet die Summe aus diesen beiden Mengen die Arbeitssubstanz; während der Kompression kommt jedoch nur der erstere Teil in Betracht. Wenn man den Dampf, welcher die Maschine verläßt, kondensieren und das Kondensat seinem Gewichte nach bestimmen würde, dann könnte man daraus auf die pro Hub den Cylinder passierende Dampfmenge schließen; dieser Betrag, vermehrt um die Dampfmenge, welche nach Abschluß des Auslaßorganes noch im Cylinder zurückblieb, gibt die pro Hub im Cylinder befindliche gesamte Dampfmenge.

**80. Einfluß der Cylinderwandung. Kondensation und Nachdampfen im Cylinder.** Es wurde bereits in § 1 auf die stete Wechselwirkung zwischen dem Dampfe und den metallenen, somit leicht wärmeleitenden Wandungen des Cylinders und Kolbens hingewiesen, wodurch sich die Wirkungsweise einer wirklichen Dampfmaschine von jener idealen, welche wärmedichte Materialien voraussetzt, wesentlich unterscheidet. Die fortwährenden Schwankungen und Veränderungen der Temperatur des Dampfes während der Admissions-, Expansions- und Ausströmperiode haben einen steten Wärmeaustausch zwischen demselben und den von ihm berührten metallenen Wandungen zur Folge; der Effekt desselben, obwohl im Indikatordiagramm nicht augenfällig zu erkennen, hat jedoch einen außerordentlich reduzierenden Einfluß auf den Wirkungsgrad infolge des hierdurch wesentlich erhöhten Dampfverbrauches. D. K. Clark

wendete bereits 1855 diesem Prozesse des Wärmeaustausches volle Aufmerksamkeit zu\*) und die Resultate seiner Versuche an Lokomotivmaschinen wurden durch die Versuche Isherwoods mit den Maschinen des Vereinigten-Staatendampfers „Michigan“ 1860 bestätigt und noch erweitert\*\*).

Rankine berührte diesen Gegenstand in seinem klassischen Werke „*On the steam-engine*“ nur sehr kurz, und nimmt auf den Einfluß der Cylinderwandungen bei seinen Berechnungen keine Rücksicht. Die Wichtigkeit dieses Gegenstandes ist jedoch heute über alle Zweifel erhaben und gebürt, abgesehen von früheren Versuchen, jenen von Loring und Emery an amerikanischen Schiffsmaschinen\*\*\*), sowie den eingehenden, von Hallauer und anderen elsässischen Ingenieuren unter der Anleitung Hirns durchgeführten Versuchen†), das Verdienst, diese für den Dampfmaschinenbau so hochwichtige Frage aufgerollt zu haben; speziell der Name Hirs bleibt für alle Zeit enge verknüpft mit der Entwicklung der Theorie der Dampfmaschine; auch war er einer der ersten, welche die Verluste infolge der Kondensation des Dampfes an den Cylinderwandungen beobachteten und die Bedeutung derselben richtig erfaßten. Die Überzeugung, welche man durch diese Versuche erlangte, fand zahlreiche Bestätigungen durch eine Unzahl von Versuchen, welche seither mit Maschinen aller Art und unter den verschiedensten Verhältnissen durchgeführt wurden. Im nächsten Abschnitt sollen Anhaltspunkte gegeben werden, in welcher Art und Weise Dampfmaschinen experimentell untersucht und aus den so gefundenen Ergebnissen hinsichtlich des Verhaltens des Dampfes auf den Wärmeaustausch zwischen Dampf und Cylinder geschlossen werden kann. Nachstehend seien jedoch die wichtigsten Versuchsergebnisse und deren Einfluß auf die Dampfökonomie der Maschine in Kürze besprochen.

Der mit Beginn des Kolbenhubes in den Cylinder einströmende Dampf trifft auf feuchtkalte metallene Flächen des Cylinders und Kolbens, welche während der vorhergegangenen Ausströmperiode mit Dampf von niedriger Spannung in Berührung waren. Ein Teil des Dampfes schlägt sich sofort nieder, und in dem Maße als sich der Kolben vorwärts bewegt und mehr

\*) *Railway Machinery*, oder *Steam-Engine*, *Encyclopaedia Britannica*, 8. Aufl., ebenso *Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, Vol. LXXII, S. 275.

\*\*\*) Siehe Isherwoods *Experimental Researches in Steam-Engineering*, Philadelphia 1863. Dieses interessante Werk beschreibt eine große Anzahl von Versuchen, durchgeführt zu einer Zeit, als der Wert solcher Versuche von den Ingenieuren im allgemeinen noch sehr wenig gewürdigt wurde.

\*\*\*\*) Einen Auszug des Berichtes von Loring und Emery enthält die Zeitschrift *Engineering*, Vol. XIX und XXI.

†) *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 1877.

und mehr Cylinderfläche freilegt, kondensiert immer mehr und mehr heißer Dampf. Mit Ende der Admission, wenn die Verbindung mit dem Kessel abgesperrt ist, enthält der Cylinder eine leichte, die Wandungen bedeckende Wasserschicht und gesättigten Dampf; der Kessel hatte daher eine größere Dampfmenge zu liefern als dem Admissionsvolumen entspricht; die Versuche haben ergeben, daß die auf diese Weise während der Admission kondensierte Dampfmenge gewöhnlich 30, oft sogar 50 Prozent der Dampfmenge beträgt, welche vom Kessel der Maschine geliefert wird; nur in seltenen Fällen ist dieselbe 25 Prozent; bei kleinen Maschinen wurden durch die Versuche sogar bis 70 Prozent konstatiert\*).

Mit beginnender Expansion werden neuerdings kalte Metallwände bloßgelegt und ein weiterer Teil des Dampfes kondensiert; andererseits tritt Kondensation als Folge der während der Expansion des Dampfes verrichteten Arbeit auf, eine Kondensation, welche auf jeden Fall, auch wenn die Wandungen wärmedicht und die Expansion rein adiabatisch wäre, eintreten würde. Infolge dieser Doppelwirkung wird die Mischung mit fortschreitender Expansion nasser; gleichzeitig sinkt aber die Dampfspannung und damit auch die Temperatur des Dampfes und sobald diese niedriger wird als die Temperatur des Niederschlages an den Wandungen fängt dieser an, wieder zu verdampfen. Es wird daher während des ersten Teiles der Expansion der Wassergehalt der Mischung zunehmen, jedoch in Bälde ein Moment eintreten, in welchem sich die Kondensation des Dampfes und die Wiederverdampfung des früheren Niederschlages das Gleichgewicht halten; in diesem Momente hat der prozentuelle Wassergehalt sein Maximum erreicht und von dieser Kolbenstellung an wird die Mischung aus Dampf und Wasser, welche nun den Cylinder füllt, im Maße des Nachdampfens mehr und mehr trocken.

**81. Nachverdampfen während der Ausströmung.** Wenn die anfängliche Kondensation nicht bedeutend war, kann die Nachverdampfung vollendet sein, bevor der Dampfaustritt beginnt; gewöhnlich jedoch ist der Niederschlag mit Ende des Hubes noch teilweise vorhanden und somit setzt sich der Prozeß des Nachdampfens während des Rückhubes, also während der Ausströmperiode fort. In außergewöhnlichen Fällen sehr bedeutender anfänglicher Kondensation kann es vorkommen, daß die Cylinderwand selbst während des Ausströmhubes nicht trocken wird, der

\*) Col. English beschreibt (*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Sept. 1887, Okt. 1889 und Mai 1892) Experimente nach dieser Richtung und gibt den Betrag der anfänglichen Kondensation, wie er bei vielen unabhängig durchgeführten Versuchen beobachtet wurde. In verschiedenen Fällen überstieg dieser Betrag 60 Prozent.

restliche Niederschlag somit als Wasser in den Kondensator gelangt oder im Falle dies durch die Situation des Auslaßorganes nicht möglich sei, sich im schädlichen Raume sammelt und durch die Abblähne entfernt werden muß.

Wenn das Kondensat auf diese Weise im Cylinder zurückgehalten wird, dann sind die anfänglichen Kondensationsverluste bedeutend erhöht, indem der eintretende heiße Frischdampf nicht nur verhältnismäßig kalte metallene Wandungen, sondern auch verhältnismäßig kaltes Wasser im Cylinder trifft; dieses verursacht lebhafte Kondensation, teils vermöge seiner hohen spezifischen Wärme, teils vermöge seiner innigen Mischung mit dem eintretenden Dampf.

Abgesehen von diesen außergewöhnlichen Fällen wird durch die Verdampfung des niedergeschlagenen Wassers, in welchen Quantitäten immer, während der Expansion und Ausströmung der Cylinderwand Wärme entzogen und diese hierdurch in einen Zustand versetzt, welcher die Kondensation des neu eintretenden Kesseldampfes unvermeidlich macht. Nur die in Rede stehende Kondensation und Wiederverdampfung, ob während der Expansion oder Ausströmung, ist die Ursache des Wärmeaustausches zwischen den metallenen Cylinderwandungen und der Arbeitssubstanz. Die bloße Berührung mit Niederdruckdampf während der vorgeschrittenen Expansion und Ausströmung würde das Metall nur wenig abkühlen, denn die Wärmemitteilung zwischen trockenem Metall und irgend einer gasförmigen Substanz erfolgt selbst bei großen Temperaturdifferenzen verhältnismäßig langsam. Die Abkühlung ist daher hauptsächlich eine Folge der Verdampfung des kondensierten Wassers; wenn man daher eine Maschine in Betrieb setzen würde, nachdem der Cylinder vorher auf die Temperatur des Kessels gebracht wurde, dann wäre die Abkühlung des Cylinders während des ersten Ausströmhubes und daher die Kondensation während der nachfolgenden Admission eine geringe; während der darauf folgenden Expansions- und Ausströmperioden würde jedoch das Metall mehr und mehr abgekühlt, da durch die Verdampfung des vorhergehenden Niederschlages der Wandung Wärme entzogen wird, bis sich ein gewisser Gleichgewichtszustand zwischen Kondensation und Wiederverdampfung einstellt. Derselbe Gleichgewichtszustand wird, wenn auch etwas später, erreicht, wenn die Maschine kalt angelassen wird.

Wann immer die Nachverdampfung beendet ist, resultiert aus derselben eine Abkühlung der Cylinderwandungen, welche durch die Kondensation des frisch eintretenden Dampfes während des nächsten Hubes wieder erhitzt werden müssen; die nachteiligen Folgen dieser Kondensation sind um so größer, je später das Nachverdampfen beendet ist. Wenn die Verdampfung des Kondensates vor Beginn des Austrittes beendet ist,

dann findet während der folgenden Ausströmung kaum eine weitere merkbare Abkühlung der Wandungen statt; falls jedoch Kondensat mit Beginn des Austrittes noch als Wasser vorhanden ist, um während des Ausströmhubes zu verdampfen, dann ist der schädigende Einfluß der Wandungen wesentlich erhöht. Nur in ausnahmsweise günstigen Fällen ist die Nachverdampfung vor Eröffnung des Auslaßorganes beendet; zumeist erstreckt sie sich noch auf die Ausströmperiode selbst.

Es ist von Interesse, zu bemerken, welche wichtige Rolle die infolge der Arbeitsverrichtung während der Expansion hervorgerufene Feuchtigkeit des Dampfes in der Wirkungsweise der Cylinderwandungen spielt. Trocken eintretender und während der Admission teilweise kondensierter Dampf gibt pro Gewichtseinheit eine Wärmemenge entsprechend der latenten Wärme  $L_1$  an die Wandung ab; wieder verdampft, bei niedrigerem Druck, nimmt derselbe pro Gewichtseinheit eine Wärmemenge entsprechend der latenten Wärme  $L_2$  auf; nachdem das Kondensat jedoch von der höheren auf die tiefere Temperatur abkühlt, gibt es eine Wärmemenge ab, entsprechend der Differenz der Flüssigkeitswärmen  $h_1 - h_2$ . Wenn man daher die Kondensation und Wiederverdampfung derselben Wassermenge im Auge behält, so müßte die Wandung Wärme gewinnen, da die Gesamtwärmemenge  $H_1$  größer ist als  $H_2$  und daher  $L_1 + h_1 - h_2$  größer ist als  $L_2$ ; der Prozeß der Kondensation und Wiederverdampfung könnte somit, falls die Wandung nicht auf andere Weise Wärme verlieren würde, einfach nicht platzgreifen. In Wirklichkeit verliert die Cylinderwand allerdings Wärme durch Ausstrahlung, allein die Hauptursache der in Rede stehenden Erscheinung ist in dem Umstande zu suchen, daß mehr Wasser verdampft als anfänglich kondensiert, weil die nachträgliche Kondensation, welche aus der während der Expansion verrichteten Arbeit resultiert, eine Vermehrung des Wassergehaltes zur Folge hat.

**82. Feuchtigkeit des Arbeitsdampfes.** Ein anderer Grund für die Möglichkeit des Prozesses der Kondensation und Wiederverdampfung liegt darin, daß der Dampf gewöhnlich etwas Wasser mit sich in den Cylinder bringt, welches gemeinschaftlich mit dem durch die Kondensation gebildeten Wasser gegen Ende des Hubes verdampft; die summarische zu verdampfende Wassermenge ist daher in dem Maße größer, als der Dampf naß in den Cylinder gelangt und somit ist auch die Einwirkung der Cylinderwand eine erhöhte als bei anfänglich trockenem Dampf.

Aus den vorhergehenden Betrachtungen ergibt sich, daß für jede Gewichtseinheit Wasser, welches zuerst im Cylinder kondensiert und dann wieder verdampft wurde, ein Nettowärmebetrag ent-

sprechend  $L_1 + h_1 - h_2 - L_2$  in irgend einer Weise der Wandung entzogen werden muß; diese Wärmemenge, welche auch durch  $H_1 - H_2$  oder  $0,305(t_1 - t_2)$  ausgedrückt werden kann, ist im Verhältnisse zur latenten Wärme  $L_2$  klein; sei z. B. die Admissionsspannung 6 kg/qcm und die Austrittsspannung 0,2 kg/qcm, dann ist ungefähr  $t_1 = 160^\circ$ ,  $t_2 = 60^\circ$ , somit  $t_1 - t_2 = 100^\circ$  und  $H_1 - H_2 = 0,305 \times 100 = 30,5$ ;  $L_2$  beträgt nach der Formel  $L_2 = 606,50 - 0,7 t_2$  angenähert 565; somit ist  $H_1 - H_2$  nur ca.  $\frac{1}{19}$  der latenten Wärme  $L_2$ . Wie bereits in § 81 bemerkt, resultiert aus der Kondensation des Dampfes als Folge der während eines adiabatischen Prozesses geleisteten Arbeit eine wenn auch verhältnismäßig geringe Vermehrung des Wassergehaltes der Mischung, daher auch etwas mehr Wasser wieder verdampft als anfänglich durch Berührung des Dampfes mit den Wandungen kondensiert wurde; aber auch der Dampf selbst enthält in den meisten Fällen, falls er nicht vorher eigens getrocknet wird, bei seinem Eintritte in den Cylinder eine kleinere oder größere Feuchtigkeitsmenge. Der Cylinder nimmt daher eine entsprechend niedrige mittlere Temperatur an, welche durch Leitung und Ausstrahlung nach außen eine weitere namhafte Reduktion erfährt\*).

Die in irgend einem Stadium der Expansion vorhandene Wassermenge kann daher aus zwei Partien bestehend betrachtet werden: aus jener Wassermenge, welche durch Kondensation des Dampfes während der Admission entsteht und einen Belag an den Wandungen des Cylinders und Kolbens bildet und aus jener Wassermenge, welche die Expansion selbst erzeugt; letztere dürfte als Nebel in dem ganzen Volumen verteilt schweben. Experimentell läßt es sich nicht nachweisen, in welcher Form das Wasser im Cylinder auftritt; auch würde eine solche Bestimmung, wenn überhaupt möglich, nur von geringem Interesse sein; für unsere Betrachtungen genügt es, eine Mischung vorauszusetzen von Dampf und Wasser veränderlichen Verhältnisses. Wasser in der Form eines Nebels, wenn diese Form überhaupt auftritt, ist viel schwerer zu verdampfen als

\*) Es sei hier auf eine wichtige Untersuchung der Professoren Callendar und Nicolson (*Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers, 1897—98*) hingewiesen, welche die Frage der Kondensation im Cylinder, sowie die cyklischen Änderungen der Temperatur der Cylinderwandung behandelt. Ein kurzer Auszug über diese Untersuchungen in französischer Sprache erschien in der *Revue de Mécanique* 1898 unter dem Titel: „*La condensation dans une machine à vapeur et l'action des parois. Analyse et critique du mémoire de MM. Calendar et Nicolson*“. Par M. Bryan Donkin. Über die in Rede stehenden Versuche, welche im thermodynamischen Laboratorium der McDonald-Ingenieurschule an der McGill-Universität in Montreal im Sommer 1895 durchgeführt wurden, berichtet auch Prof. A. Bantlin in der *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, Jahrg. 1899, S. 774 in einer Arbeit unter dem Titel: „*Der Wärmeaustausch zwischen Dampf und Cylinderwandung nach neueren Versuchen*“.

Wasser, welches als Belag oder Niederschlag an den Wandungen auftritt, und die Tatsache, daß bei manchen Versuchen der Dampf mit Ende der Expansion vollkommen trocken war, läßt vermuten, daß das auf eine oder die andere Weise gebildete Wasser sich vollständig oder doch zum größten Teil an den Oberflächen der Wandungen niederschlägt\*).

**83. Graphische Darstellung im Indikatordiagramm des während der Expansion vorhandenen Wassers.** Bei der Untersuchung von Maschinen nach Methoden, welche im folgenden Abschnitte beschrieben werden sollen, wird die Dampfmenge gemessen, welche den Cylinder pro Kolbenhub passiert; dieselbe sei für die Folge, der Abkürzung wegen, „Cylinderfüllung“ genannt. Die Gesamtmenge der Mischung aus Dampf und Wasser, welche sich während der Expansion im Cylinder befindet, summiert sich aus der Cylinderfüllung und dem schädlichen Raumdampf. Um letzteren zu berechnen, nimmt man im Indikatordiagramm nach Beginn der Kompression, beziehungsweise nach vollkommenem Schluß des Auslaßorganes einen Punkt an, notiert Druck und Volumen in demselben unter Berücksichtigung, daß das Volumen die Summe bildet aus dem bis zu jenem Punkte noch nicht durchlaufenen Hubvolumen und dem schädlichen Raume. Aus diesen beiden Bestimmungsstücken läßt sich die Dampfmenge des schädlichen Raumes leicht berechnen unter der Annahme, daß der Dampf einfach gesättigt und kein Wasser vorhanden sei, wenn die Kompression beginnt. In der Regel ist diese Annahme zutreffend; fallweise jedoch ist der schädliche Raumdampf feucht resp. naß, seine Menge daher entsprechend größer, aber in den meisten Fällen kann der Dampf bei Beginn der Kompression, ohne damit einen ernsteren Irrtum zu begehen, als trocken angenommen werden. Die totale Dampfmenge im Cylinder während der Expansion bestimmt sich nun zunächst durch Summierung der so ermittelten Dampfmenge des schädlichen Raumes und der Cylinderfüllung. Das Volumen, welches diese totale Dampfmenge, wenn trocken gesättigt, bei jeder beliebigen Spannung während der Expansion einnehmen würde, kann im Indikatordiagramm durch Einzeichnen einer „Sättigungskurve“ dargestellt werden. Als Beispiel diene das Indikatordiagramm Fig. 45, in welchem *SS* die Sättigungskurve darstellt.

\*) Im Zusammenhange hiermit sei auf die von Bryan Donkin mit Hilfe eines Apparates, „Revealer“ genannt, gemachten Beobachtungen hingewiesen. Siehe seine Schrift „*Sur les formes particulières prises par l'eau dans les cylindres de machines à vapeur*“ (*Revue universelle des Mines*, 1893, S. 276 und *Engineering*, Juni 1893); ferner „*Experiments on the Condensation of Steam*“ (*Min. Proc. Inst. C. E.*, Vol. CXV, 1893). Dieser Apparat ist in dem für wissenschaftliche Maschinenuntersuchungen eingerichteten Laboratorium der Maschinenfabrik Bryan Donkin & Co. in Bermondsey aufgestellt. Diese Versuche und deren Ergebnisse sind auch in der *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, Jahrg. 1894, S. 1434 besprochen.

Um diese Linie zu zeichnen, zieht man zunächst die Anfangsvertikale (entsprechend dem Volumen = 0) in einer Entfernung links vom Linienzug des Diagrammes, welche dem Volumen des schädlichen Raumes entspricht. Zieht man dann eine Horizontale  $ABS$ , welche die Expansionslinie in irgend einem Punkte  $B$  schneidet, dann ist  $AB$  das tatsächliche Volumen, welches die expandierende Mischung bei diesem Drucke füllt,  $AS$  hingegen das Volumen, welches dieselbe füllen würde, wenn trocken und gesättigt;  $BS$  ist somit das infolge der Feuchtigkeit verlorene Volumen,  $\frac{BS}{AS}$  das Verhältnis des Wassergehaltes der Mischung und  $\frac{AB}{AS}$  die Trockenheit  $q$ . Auf diese Weise kann der Wassergehalt für jedes Stadium der Expansion ermittelt werden und im Diagramme zur Darstellung gelangen.

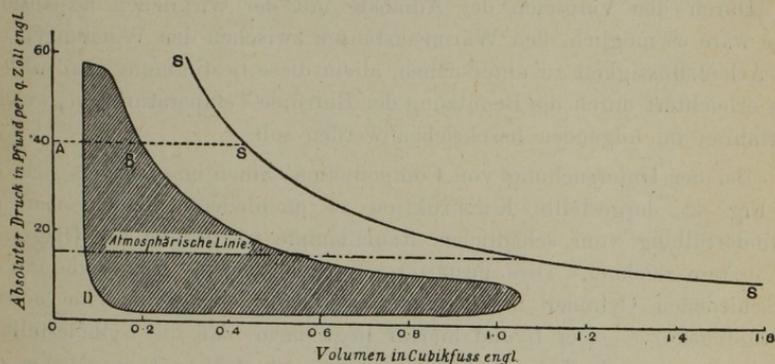


Fig. 45.

Fig. 45 ist das Diagramm einer kleinen englischen Schiffsmaschine, welche von Prof. Ewing untersucht wurde. Die Dampfmenge der Cylinderfüllung betrug pro Hub 0,0404 Pfund (0,0183 kg). Die Spannung in  $D$  wurde mit 4 Pfund pro Quadratzoll (0,27 kg/qcm) und das Volumen an dieser Stelle mit 0,12 Kubikfuß (0,0034 cbm) gemessen.

Nachdem das Volumen von 1 Pfund Dampf dieser Spannung 90,4 Kubikfuß (beziehungsweise 5,65 cbm pro 1 kg Dampf) beträgt, so ergibt sich die Dampfmenge des schädlichen Raumes mit 0,0013 Pfund (0,00059 kg). Daraus resultiert somit eine totale Dampfmenge von  $0,0404 + 0,0013 = 0,0417$  Pfund (0,0189 kg), für welche die Kurve  $SS$  gezeichnet wurde.

Bestimmt man die Werte von  $\frac{BS}{AS}$  in verschiedenen Punkten der Expansionslinie, dann findet man, daß das Verhältnis des Wassers der Mischung bei Schluß der Füllung 52 Prozent betrug, dann während des ersten Teiles der Expansion auf ungefähr 55 Prozent zunahm, im weiteren Verlaufe derselben abnahm und unmittelbar vor dem Austritte nur mehr 37 Prozent betrug.

Sobald der Feuchtigkeitsgehalt der Mischung mit Ende der Füllung bekannt ist, kann man durch den Punkt, welcher dem Abschlusse des Einlaßorganes entspricht, unter Benützung der Gleichung  $pv^n = \text{const.}$  und Annahme eines passenden Wertes von  $n$  (siehe § 42) eine Adiabate legen; diese Kurve verläuft im allgemeinen so, daß sie anfänglich etwas höher liegt als die wirkliche Expansionslinie, diese jedoch bald kreuzt und dann gegen Ende der Expansion merklich tiefer liegt wie diese. Diese Erscheinung ist dadurch begründet, daß die metallenen Wände noch einige Zeit nach Schluß der Füllung Wärme von der Arbeitsflüssigkeit aufnehmen, um später jedoch zufolge des Nachverdampfens des Kondensates Wärme wieder abzugeben.

Durch den Vergleich der Adiabate mit der wirklichen Expansionslinie wäre es möglich, den Wärmeaustausch zwischen den Wandungen und der Arbeitsflüssigkeit zu untersuchen, allein diese Bestimmung wird wesentlich erleichtert durch die Benützung der Entropie-Temperaturkurve, welches Verfahren im folgenden beschrieben werden soll.

Bei der Untersuchung von Compoundmaschinen empfiehlt es sich, die in Fig. 45 dargestellte Konstruktion zu modifizieren, indem man die Cylinderfüllung vom schädlichen Raumdampfe trennt und das Diagramm für erstere zeichnet. Dies gestattet, ein kombiniertes Diagramm für die verschiedenen Cylinder zu zeichnen und längs demselben eine einzige Sättigungskurve. Der Grund hierfür liegt darin, daß die Cylinderfüllung für beide oder sämtliche Cylinder dieselbe ist, während die Menge des schädlichen Raumdampfes sehr verschieden sein kann. Ein Beispiel dieser Konstruktion wird später bei Besprechung der Compoundmaschinen gegeben werden.

**84. Anwendung des Entropie-Temperaturdiagramms behufs Darstellung, des Verhaltens des Dampfes während der Expansion und des Wärmeaustausches zwischen Dampf und Cylinderwandung.** In dem Entropie-Temperaturdiagramm Fig. 46 sei die Linie  $ab$  so gezogen, daß sie der Temperatur des Dampfes im Momente des Abschlusses der Füllung entspricht; im Punkte  $c$  sei diese Linie so geteilt, daß  $\frac{ac}{cb}$  das Verhältnis des trockenen Dampfes zum Wasser der totalen im Cylinder vorhandenen Arbeitsflüssigkeit darstellt. In gleicher Weise seien die Linien  $a'b'$ ,  $a''b''$  etc., welche beliebigen niedrigeren, während der Expansion erreichten Temperaturen entsprechen, in den Punkten  $c'$ ,  $c''$  etc. so geteilt, daß die Abschnitte  $a'c'$ ,  $a''c''$  etc. dem jeweiligen Gehalte an trockenem Dampfe und  $c'b'$ ,  $c''b''$  etc. dem korrespondierenden Wasser-

gehalte der Mischung entsprechen. Unter Bezug auf das Indikatordiagramm Fig. 45 sei also für irgend eine korrespondierende Spannung

$$\frac{a'c'}{a'b'} = \frac{AB}{AS}.$$

Auf diese Weise kann man die Kurve  $cc'e''$  bestimmen, welche den wirklichen Expansionsprozeß darstellt und dieselbe mit der Linie  $eg$  des idealen adiabatischen Prozesses vergleichen. Sei im Punkte  $c''$  die Expansion beendet, also in diesem Punkte das Auslaßorgan eröffnet, dann kann das Diagramm durch eine Kurve konstanten Volumens, wie in § 64 beschrieben und durch die strichlierte Linie in Fig. 46 angedeutet, fortgesetzt werden.

Während des ersten Stadiums der Expansion, dargestellt durch das Kurvenstück  $cc'$ , nimmt das Verhältnis des Wassers im Cylinder zu und die von der Cylinderwand dem Dampfe entzogene Wärme ist durch die Fläche  $eghc'$  dargestellt. Von diesem Punkte an wird

der Dampf trockener und nimmt wieder Wärme von der Cylinderwand auf; der Gesamtbetrag der bis zum Momente des Dampfaustrittes wiedererlangten Wärme ist durch die Fläche  $c'c''eh$  gegeben.

Ein Diagramm dieser Art ist besonders geeignet, den Wärmeaustausch zwischen Arbeitsflüssigkeit und Cylinderwandungen durch alle Stadien der Expansion genau verfolgen zu können, indem in irgend einem Punkte des Prozesses die abgegebene oder wiedergewonnene Wärme der Fläche unter der korrespondierenden Partie der Expansionskurve  $cc'e''$  äquivalent ist. Verläuft diese Kurve abwärts nach links, dann geht Wärme vom Dampfe auf die Cylinderwand über und umgekehrt geben die Wandungen Wärme an den Dampf ab, wenn die sich senkende Kurve nach rechts verläuft.

Die dem Dampfe während der Kompression und Admission entzogene Wärme ist näherungsweise gleich der Fläche  $fbcg$ , jedoch nur näherungsweise, also nicht genau, weil in diesen Stadien des Arbeitsprozesses nicht die gesamte Kondensation bei der Spannung des betreffenden Dampfabschlusses erfolgt. Während der Kompression findet die Kondensation bei geringerem Drucke statt, weil die Temperatur des schädlichen Raumdampfes, notwendigerweise mit dem Drucke steigend, sich über die Temperatur der während der Ausströmung abgekühlten Cylinderwandung erhebt.

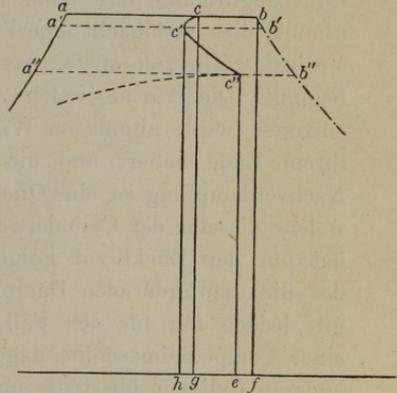


Fig. 46.

**85. Thermodynamischer Verlust infolge anfänglicher Kondensation.** Vom thermodynamischen Standpunkte aus ist jedwede anfängliche Kondensation des Dampfes schlecht, denn wann immer der Wasserbelag auch wieder verdampft, so kann dies doch nur stattfinden, nachdem dessen Temperatur unter jene des Kessels gesunken ist. Der in Rede stehende Prozeß hat daher eine unrationelle Wärmeausnützung zur Folge, nachdem die Arbeitssubstanz zuerst Wärme bei hoher Temperatur abgibt und diese dann bei tiefer liegenden Temperaturen wieder aufnimmt; dies verursacht eine Verminderung des Wirkungsgrades und dieser Verlust wächst, je später das Nachverdampfen während des Kolbenhubes beginnt. Die Wärme, welche durch die Wiederverdampfung dem Cylinder entzogen wird, nimmt an Wirksamkeit ab, je mehr sich die Expansion ihrem Ende nähert und die während der Ausströmperiode fortgesetzte Nachverdampfung ist eine Quelle direkter Arbeitsverluste, denn die Wärme, welche dieselbe der Cylinderwand entzieht, verrichtet keine Arbeit, sondern hat nur den Effekt zur Folge, daß der Gegendruck durch Vergrößerung des hinauszufördernden Dampfvolomens nachteilig vergrößert wird. Dies gilt jedoch nur für den Fall, daß der in Rede stehende Cylinder nicht einer Compoundmaschine angehört und der Dampf somit nicht in einen anderen Cylinder übertritt, um in demselben weiter zu expandieren.

Ein kleiner Betrag anfänglicher Kondensation übt auf den Wirkungsgrad einen nur unbedeutenden Einfluß; ein großer Betrag verursacht jedoch einen unverhältnismäßig großen Arbeitsverlust.

**86. Wirkung des Dampfmantels.** Der Einfluß der Cylinderwandung wird durch jeden Verlust an Wärme, welchen die Maschine infolge Ausstrahlung oder Leitung der äußeren Oberflächen derselben erleidet, erhöht. In § 82 wurde bereits angedeutet, in welcher Weise jeder derartige Verlust das Wärmegleichgewicht eines Kreisprozesses von Kondensation und Wiederverdampfung stört und daher die Kondensation nur fördert und wird somit in einem Cylinder, welcher auch nach außen Wärme verliert, die anfängliche Kondensation selbstverständlich noch größer sein. Es wird daher die Verminderung des Wirkungsgrades infolge Einflusses der Cylinderwandung in einem nach außen nicht geschützten Cylinder größer sein als in einem Cylinder, welcher mit schlecht wärmeleitendem Material eingehüllt ist; durch die Anwendung eines Dampfmantels kann somit der schädigende Einfluß der Wandungen wesentlich vermindert werden, da die Arbeitssubstanz in diesem Falle auf ihrem Wege durch den Cylinder im ganzen durch Leitung Wärme gewinnen statt verlieren wird. Der Dampfmantel erhöht die mittlere Temperatur der inneren Cylinderoberfläche, vermindert die Kondensation und beschleunigt

den Prozeß der Wiederverdampfung, nachdem infolge der höheren mittleren Cylindertemperatur sich dieser Prozeß unter höheren Temperaturen und Spannungen des Dampfes abwickelt. Ein Überhitzen des Dampfes im Cylinder durch den Dampfmantel nach beendetem Wiederverdampfungsprozeß ist ausgeschlossen, nachdem Leitung und Ausstrahlung zwischen trockenem Dampf und metallenen Wänden keinen beträchtlichen Wärmeaustausch hervorrufen können; je früher daher das Nachdampfen beendet ist, desto weniger kühlen die Wandungen ab, desto geringer ist die Kondensation. Nach beendetem Nachdampfen gibt der Dampfmantel während der restlichen Dauer einer Arbeitsperiode (Doppelhub) Wärme an die Wandungen ab und erwärmt dieselben vor Beginn der nächsten Admission auf eine der Kesseltemperatur näherliegende Temperatur.

Obwohl der Dampfmantel in thermodynamischer Beziehung eine an und für sich unvollkommene Vorrichtung ist, indem durch denselben der Arbeitssubstanz Wärme bei Temperaturen zugeführt wird, welche niedriger sind wie die obere Grenztemperatur, so ist die Wirkung desselben im allgemeinen doch eine nutzbringende, nachdem sie die viel schädlichere Wirkung der abwechselnden Abkühlung und Wiedererhitzung der Cylinderwände bis zu einem gewissen Grade vermindert. Die Wärme, welche der Dampfmantel auf den Arbeitsdampf überträgt, erhöht sehr oft die Leistung der Maschine um einen Betrag, welcher wesentlich größer ist als jene Leistung, welche dem Verbräuche an Manteldampf entsprechen würde. Jeder Dampfmantel besitzt die unleugbare Schattenseite, daß derselbe den Verlust infolge äußerer Ausstrahlung vergrößert, indem nicht nur das Ausmaß der Ausstrahlungsfläche vergrößert, sondern auch die Temperatur derselben erhöht wird; nichtsdestoweniger ist durch viele und eingehende Versuche erwiesen, daß der Dampfmantel den Wirkungsgrad vorteilhaft beeinflusst, namentlich bei langsamgehenden und solchen Maschinen, welche mit hochgehender Expansion in einem einzigen Cylinder arbeiten. Dieser günstige Einfluß des Mantels beruht auf der Herabminderung, obgleich nicht gänzlichen Beseitigung der so schädigenden anfänglichen Kondensation und sei hier auf die an früherer Stelle angeführten diesbezüglichen Worte Watts hingewiesen: Der Mantel leistet gute Dienste, indem er den Cylinder so heiß erhält wie den in denselben eintretenden Dampf.

Um wirksam zu bleiben, muß der Mantel jedoch sorgfältig entwässert und beständig mit lebendem Dampf gefüllt sein, damit er nicht, wie dies vielfach konstatiert werden kann, ein Behälter für kondensiertes Wasser und Luft wird. In einem wirksam funktionierenden Mantel beträgt die kondensierte Dampfmenge gewöhnlich 7—12 Prozent des ganzen Dampfverbrauches; um das Mantelkondensat tunlichst auszunützen, empfiehlt sich die direkte Zurückleitung desselben in den Kessel. In manchen

Fällen wird die Wirksamkeit des Mantels dadurch gesichert, daß man den gesamten Dampf auf seinem Wege vom Kessel zum Cylinder durch den Mantel leitet; man muß bei diesem Verfahren jedoch Sorge tragen, daß das im Mantel niedergeschlagene Wasser nicht in den Cylinder gelangt.

Der Einfluß des Dampfmantels auf den Wirkungsgrad verschiedenartiger Maschinen soll durch die im nachfolgenden angeführten Versuche klargelegt werden; hier sei des Zusammenhanges wegen nur erwähnt, daß bei keinem einzigen dieser Versuche sich die Wirkung des Mantels als eine nachteilige ergeben hat oder mit anderen Worten, daß der Verbrauch an Manteldampf größer gewesen wäre, als die durch den Dampfmantel erzielte Ersparnis an Arbeitsdampf; in vielen Fällen, wie durch diese und andere Versuche ermittelt, beträgt der Nettogewinn an Dampf zwischen 10 und 20 Prozent. Die besten Resultate ergeben sich in jenen Fällen, wo durch die lokalen Verhältnisse bedingt, ohne Dampfmantel eine sehr bedeutende anfängliche Kondensation platzgreifen würde; hingegen ist bei Maschinen mit hoher Umlaufzahl der Einfluß des Mantels verhältnismäßig gering\*).

Der Vorteil des Dampfmantels kann durch Erhöhung seiner Temperatur über jene des Admissionsdampfes gesteigert werden; die Wiederverdampfung wird beschleunigt und nachdem sie beendet ist, gibt der Mantel nur wenig Wärme ab. Bryan Donkin erzielte gute Resultate durch den Versuch mit einer kleinen Maschine, den Cylinder derselben durch eine Gasflamme heiß zu erhalten und es wurde daher vorgeschlagen, die vom Kessel abziehenden heißen Gase zur Heizung des Dampfzylinders zu benützen\*\*).

### **37. Einfluß der Geschwindigkeit und Größe der Maschine, sowie des Expansionsverhältnisses.**

Es ist von größtem Interesse, wenn auch nur von allgemeinen Gesichtspunkten ausgehend, den Einfluß zu untersuchen, welchen die speziellen Arbeitsverhältnisse einer Maschine auf den durch die Cylinderwandungen verursachten Arbeitsverlust ausüben. Alle Verhältnisse, welche einerseits das Temperaturgefälle, welchem die Wandungen bei jedem Hube unterworfen sind, erhöhen, andererseits eine größere metallene Oberfläche der Einwirkung einer gegebenen Dampfmenge aussetzen, endlich die Berührungsdauer, während welcher Wärmeaustausch stattfindet, verlängern, erhöhen beziehungsweise fördern die an-

\*) Siehe die Berichte des von der *Institution of Mechanical Engineers* eingesetzten Komitees zur Untersuchung des Wertes des Dampfmantels; *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1889, 1892 und 1894.

\*\*) Bezüglich dieser Versuche siehe: *Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers* 1889, Vol. XCVIII.

fängliche Kondensation. Der Einfluß der Zeit ist von besonderer Wichtigkeit, denn die ganze Wirkung beruht auf der Geschwindigkeit, mit welcher die Wärme seitens der Arbeitssubstanz an das Metall abgegeben beziehungsweise von demselben aufgenommen wird.

Die Temperaturveränderungen, welche das Metall erfährt, erstrecken sich hauptsächlich nur auf die Oberfläche; die abwechselnde Erhitzung und Abkühlung der inneren Oberfläche erzeugt in dem Eisen Schwingungen höherer und niedriger Temperatur, welche sich jedoch nur auf geringe Tiefe erstrecken, und je rascher diese abwechselnden Erwärmungs- und Abkühlungsprozesse aufeinander folgen, desto mehr erstreckt sich der Einfluß derselben nur auf die Oberfläche\*).

In einer Maschine von ungemein hoher minutlicher Umlaufzahl würden sich die Cylinderwände wie wärmedicht verhalten und die Wirkungsweise der Arbeitssubstanz wäre adiabatisch. Man kann daraus schließen, daß eine Maschine, wenn sie mit hoher Tourenzahl arbeitet, unter sonst gleichen Verhältnissen einen höheren thermodynamischen Wirkungsgrad ergibt, als wenn sie mit geringerer Geschwindigkeit arbeiten würde.

Das Temperaturgefälle betreffend, wird der Einfluß der Wandungen, unter sonst gleichen Verhältnissen, mit zunehmender Spannung des Dampfes zunehmen und bei Kondensationsmaschinen größer sein als bei Maschinen ohne Kondensation. In großen Maschinen wird der Einfluß der Cylinderwandung geringer sein als in kleinen Maschinen, weil das Verhältnis der Wandungsoberfläche zum Cylindervolumen kleiner ist; es wird dies auch durch die Erfahrung bestätigt, daß kleine Dampfmaschinen nicht jene Wärmeökonomie erreichen wie größere und Großmaschinen.

Die Vergrößerung des Expansionsgrades erhöht unter sonst gleichbleibenden Verhältnissen die Cylinderkondensation, denn die bei adiabatischer Expansion gebildete Wassermenge nimmt mit der Vergrößerung des Expansionsgrades bekanntlich an und für sich zu; andererseits kommt hierdurch das Metall in dauerndere Berührung mit Dampf von niedriger Temperatur, und das Admissionsvolumen erfährt eine weitergehende Reduktion als die der Berührung des Dampfes während der Admissionsperiode ausgesetzten Wandungsoberflächen, da diese aus der veränderlichen Oberfläche des Cylindermantels und den konstanten Flächen des Cylinderbodens (oder Deckels) und des Kolbens bestehen; dem eintretenden Frischdampfe stellt sich daher bei abnehmender Admission eine verhältnismäßige

\*) Die Temperatur der Cylinderwandung bildete Gegenstand einer sehr interessanten experimentellen Studie Bryan Donkins, welche sich auf Maschinen mit und ohne Mantelheizung erstreckte. Siehe dessen Publikation: *Minutes of Proc. of the Inst. of Civil Engineers* 1890 u. 1891, sowie *Proc. of the Inst. of Mech. Eng.* 1895.

größere Abkühlungsfläche entgegen. Aus diesen und vielleicht anderen Gründen ist anzunehmen, daß bei frühzeitigem Dampfabschluß die anfängliche Kondensation verhältnismäßig groß sein wird; diese Annahme wird auch durch die Resultate der nach dieser Richtung durchgeführten Versuche vollinhaltlich bestätigt. Diese Versuche haben auch die wichtige Tatsache ergeben, daß die über eine gewisse Grenze gesteigerte Expansion keine Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades zur Folge hat, da von diesem Grenzwerte an der Verlust an Wärme infolge des erhöhten Einflusses der Wandung größer ist, als die Erhöhung der Ökonomie infolge Erweiterung der Expansion. Aus diesem Grunde, sowie mit Rücksicht auf den mechanischen Wirkungsgrad, auf welchen in § 100 weiter eingegangen werden soll, ist es nicht zweckmäßig, die Expansion zu weit, selbst nicht bis in die Nähe vollkommener Expansion zu treiben. Bei gegebener Kesselspannung und gegebener Kolbengeschwindigkeit gibt es für jede Maschinengröße und Type einen bestimmten Expansionsgrad, für welchen der Wirkungsgrad ein Maximum wird; die Bedingungen jedoch, auf welchen dieses Maximum beruht, sind zu kompliziert, um durch theoretische Untersuchungen klargelegt werden zu können; hier ist vor allem der Weg des Experimentes angezeigt, denn es kann z. B. eine Maschine, von welcher eine bestimmte Leistung verlangt wird, bei geringerer Dampfspannung und größerer Füllung bessere Resultate ergeben, als bei Verwendung hoher Spannungen und kleiner Füllungen.

### 88. Versuchsergebnisse mit verschiedenen Expansionsgraden.

Durch die an früherer Stelle besprochenen Versuche amerikanischer und elsässischer Ingenieure wurde die Verminderung des Wirkungsgrades infolge erhöhten Einflusses der Cylinderwandung bei zunehmender Expansion nachgewiesen; die in nachstehender Tabelle III enthaltenen Zahlen sind einer diesbezüglichen Arbeit Hallauers\*) über die mit einer Eincylinder-Corlißmaschine ausgeführten Versuche entnommen.

Tabelle III.

Expansionsverhältnis	Prozentueller Wassergehalt		Stündlicher Dampfverbrauch pro indizierte Pferdekraft in kg
	mit Ende der Admission	mit Ende der Expansion	
7,3	24,2	17,8	8,04
9,4	30,8	18,6	7,95
15,1	37,5	20,8	8,00

\*) *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, May 26, 1880.

Aus diesem Auszuge der Hallauerschen Versuche ergibt sich zunehmende Cylinderkondensation mit erhöhter Expansion; das Maximum des Wirkungsgrades, entsprechend dem geringsten stündlichen Dampfverbrauche, liegt zwischen den beiden Expansionsgrenzen, auf welche sich die Versuche erstreckten; der Wirkungsgrad variiert jedoch äußerst wenig, selbst innerhalb der weiten Expansionsgrenzen von 7,3 resp. 15,1. Die amerikanischen Versuche ergaben das beste Resultat bei noch geringeren Expansionsverhältnissen, beziehungsweise größeren Füllungen.

In nachstehender Tabelle IV sind einige Resultate der mit den Compoundmaschinen des Vereinigten Staaten - Dampfes „Bache“ ausgeführten Versuche zusammengestellt; die Maschine arbeitete mit ziemlich konstanter Kesselspannung von 6,5 kg/qcm absolut und nicht sehr veränderlicher Geschwindigkeit; während der Versuche arbeitete nur der Niederdruckcylinder mit Dampfmantel.

Tabelle IV.

Totales Expansionsverhältnis	Dampfverbrauch pro Stunde und indiz. Pferdekraft in kg
4,2	9,47
5,7	8,87
7,0	9,06
9,2	9,79
16,8	11,21

Auch bei diesen Versuchen ergab sich eine sehr geringe Beeinflussung des Wirkungsgrades, selbst durch weit auseinanderliegende Expansionsverhältnisse; wenn jedoch die Füllung sehr klein wird, zeigt sich eine rapide Vergrößerung des Dampfkonsums.

Die Resultate der von Willans mit einer seiner einfach wirkenden, schnellaufenden Auspuffcompoundmaschinen\*) bei einer absoluten Admissionsspannung von 8,8 kg/qcm ausgeführten Versuche sind in nachstehender Tabelle V zusammengestellt\*\*).

Die Anfangskondensation ist hier verhältnismäßig gering, wohl infolge der hohen Tourenzahl von durchschnittlich 404 pro M., mit welcher die Maschine während der Versuche arbeitete; aus demselben Grunde ist auch die Ökonomie des Dampfverbrauchs für eine so kleine Auspuffmaschine ziemlich hoch.

\*) Abbildung und Beschreibung derselben siehe Abschnitt XII, sowie *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, Jhrg. 1892, S. 960.

\*\*\*) Siehe Willans *On Non-Condensing Steam-Engine Trials. Minutes of Proc. of the Inst. of Civ. Engineers* 1888.

Tabelle V.

Willans Maschine ohne Kondensation. Einfluß der Veränderung der Expansion bei konstanter Anfangsspannung und Geschwindigkeit.

Totales Expansionsverhältnis	Prozent Wassergehalt i. Hochdruckcylinder mit Ende der Füllung	Stündlicher Dampfverbrauch pro indiz. Pferdekraft in kg
4	8,9	9,24
4,4	10,2	9,15
4,8	11,7	9,06
5,2	14,2	9,05
5,6	14,3	8,92
6	18,4	9,06
8	25,0	10,32

Eine andere Versuchsreihe wurde mit einer gleichen Maschine, jedoch mit Kondensation arbeitend, bei einer Dampfspannung von ca. 11,6 kg/qcm absolut, durchgeführt\*). Willans fand hierbei eine geringe Erhöhung des Dampfverbrauchs von 6,37 auf 6,58 kg pro indizierte Pferdekraftstunde, wenn das Expansionsverhältnis von 15,5 auf 20 erhöht wurde; gleichzeitig nahm der prozentuelle Wassergehalt im Hochdruckcylinder mit Schluß der Füllung von 31 auf 37 zu. Alle Resultate stimmen wie man ersieht darin überein, daß das Expansionsverhältnis innerhalb ziemlich weiter Grenzen verändert werden kann, ohne daß hierdurch der Wirkungsgrad wesentlich beeinflußt wird, weil der Gewinn an Arbeit durch Vergrößerung der Expansion aufgehoben wird durch den schädigenden Einfluß der vermehrten Anfangskondensation.

Jenes Expansionsverhältnis, welchem ein Maximum des Wirkungsgrades entspricht, ist niemals scharf abgegrenzt und sein Wert hängt namentlich von der Anfangsspannung und der Besonderheit der zu untersuchenden Maschine ab.

**89. Vorteil hoher Geschwindigkeit.** Der Vorteil hoher Kolbengeschwindigkeit, die Wirkungsweise der Maschine der adiabatischen näher zu bringen, wurde wiederholt durch Versuche erwiesen, und sollen hier im Zusammenhang mit den vorhin angeführten Versuchen zwei weitere Versuchsreihen Beachtung finden, welche von Willans mit einer seiner Compoundauspuffmaschinen und zwar erstere bei einer absoluten Anfangsspannung von 6 kg/qcm und einem fixen Expansionsverhältnis von 3,2, letztere bei einer absoluten Admissionsspannung von 8,8 kg/qcm und einem

\*) Siehe Willans *On Steam-Engine Trials*; *Min. Proc. Inst. of Civ. Eng.* 1893.

gleichfalls fixen Expansionsverhältnis von 4,8 durchgeführt wurden. Bei allen drei Versuchen jeder Reihe blieb nur die Kolbengeschwindigkeit beziehungsweise Tourenzahl veränderlich.

Tabelle VI.

Willans Versuche mit einer Auspuffmaschine. Einfluß der Geschwindigkeit.

	I. Versuche mit Dampf von 6 kg/qcm Spannung			II. Versuche mit Dampf von 8,8 kg/qcm Spannung		
Umdrehungen pro Minute . . .	401	211	122	405	216	131
Prozentueller Wassergehalt im Hochdruckcylinder mit Ende der Füllung . . . . .	5,0	12,6	20,2	11,7	19,1	29,7
Stündlicher Dampfverbrauch pro indiz. Pferdekraft in kg	10,81	11,28	12,05	9,06	9,51	10,59

Die Zunahme des Dampfverbrauches mit abnehmender Geschwindigkeit ist bei den vorstehenden Versuchen ziemlich bedeutend; noch bedeutender ist jedoch die Zunahme der Anfangskondensation.

Dasselbe Ergebnis zeigt nachstehende Tabelle VII einer ausgedehnten Versuchsreihe Willans mit einer Kondensationsmaschine bei 6 kg/qcm absoluter Admissionsspannung und einem mäßigen Expansionsverhältnisse 4,8. Diese Tabelle ist ein Auszug aus der vorhin erwähnten Schrift Willans, „*On Steam-Engine Trials*“; *Min. Proc. Inst. C. E.* 1893.

Tabelle VII.

Willans Versuche mit einer Kondensationsmaschine. Einfluß der Geschwindigkeit.

Umdrehungen pro Minute . . . . .	401	301	198	116
Prozentueller Wassergehalt im Hochdruckcylinder mit Ende der Füllung	8,9	12,2	17,9	20,9
Stündlicher Dampfverbrauch pro indiz. Pferdekraft in kg . . . . .	7,73	7,85	8,43	8,93

**90. Versuche über den Wert des Dampfmantels.** Im Jahre 1886 beauftragte die British Institution of Mechanical Engineers eine besondere Kommission mit der Ermittlung der Wirkungsweise und wirtschaftlichen Vorteile des Dampfmantels. Die Kommission stellte zu diesem Zwecke zunächst an einer einzylindrigen ohne Kondensation arbeitenden Corlißmaschine von 550 mm Cylinderdurchmesser und 1100 mm Kolbenhub des ummantelten Cylinders eine Reihe von Versuchen mit verschiedenen Spannungen und veränderlichen Expansionen des Arbeitsdampfes an. Ähnliche Versuche wurden auch an einer einzylindrigen Corlißkonden-

sationsmaschine, deren vollkommen ummantelter Cylinder dieselben Abmessungen besaß, wie der vorhin erwähnte Cylinder der Nichtkondensationsmaschinen, gemacht. Schließlich wurden noch Versuche an einer liegenden Tandemverbundmaschine mit Kondensation, deren Cylinder gleichfalls vollständig ummantelt waren, ausgeführt; der Dampf durchströmte, bevor er in den Cylinder gelangte, den zugehörigen Mantel\*).

Aus den Berichten dieser Kommission\*\*) geht mit voller Gewißheit der Wert des Dampfmantels hervor, und wenn auch einzelne Versuchsergebnisse sehr bedeutend variieren, so kann doch mit allgemein genügender Übereinstimmung angenommen werden, daß bei Kondensationsmaschinen durch den Dampfmantel eine Ersparnis an Arbeitsdampf von durchschnittlich 12 bis 15 Prozent erzielt wird. Bei Maschinen ohne Kondensation ist die Ersparnis geringer. Die nachstehende Tabelle VIII enthält im Auszuge die Resultate einer Reihe neuerer Versuche, welche seitens dieser Kommission mit Verbund- und Eincylindermaschinen durchgeführt wurden; die Werte dieser Tabelle sind dem erwähnten Berichte entnommen.

Tabelle VIII. Einfluß des Dampfmantels.

Art der Maschine	Totaler Dampfverbrauch pro Stde. u. indiz. Pferdekraft in kg		Prozentuelle Verminderung des Dampfverbrauches durch den Mantel	Verhältnis d. Manteldampfes zum totalen Dampfverbrauch in Prozent
	ohne Mantel	mit Mantel		
Zweicylindercompound***)	8,12	7,41	9	7
„***)	11,03	8,93	19	6
Dreifachexpansionsmaschine***)	7,70	6,88	10	11
„†)	7,32	6,07	17	—
Zweicylindercompound††)	9,42	8,71	7	12
Dieselbe Maschine mit ausgehängtem Hochdruckcylinder	14,34	11,91	17	7
Kleine Eincylindermaschine†††)	17,42	12,95	25	7

Mehrere dieser Fälle, namentlich aber der letztere, sind bemerkenswert durch den großen Nettogewinn an Dampf, welcher mit einer ver-

\*) Eine ausführliche Zusammenstellung der mit diesen Maschinen abgeführten Versuche siehe *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, Jhrg. 1893, S. 222.

\*\*) *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 1889, 1892 und 1895.

\*\*\*) Ebenda 1889, 1892 und 1895.

†) Prof. O. Reynolds Versuche. Siehe *Minutes of Proc. of the Inst. of Civ. Engineers*, XCIX, 1889.

††) Prof. Unwins Versuche. *Proc. Inst. of Mech. Engineers* 1892, S. 460.

†††) B. Donkins Versuche. Ebenda S. 464.

hältnismäßig kleinen Menge Manteldampf erzielt wurde; bei anderen mit derselben Eincylindermaschine ausgeführten Versuchen bei kleinerer Füllung fand Donkin, daß 8 oder 9 Prozent Manteldampf einen ca. 40-prozentigen Dampfgehalt erzielen; in diesem Falle bildete sich, wenn ohne Mantel gearbeitet wurde, eine außergewöhnlich große Anfangskondensation.

Bei Compoundmaschinen ist die Anwendung des Dampfmantels sehr wirksam, wenn die beiden, beziehungsweise sämtliche Mäntel mit Dampf von der Kesselspannung gefüllt sind. Bei den Versuchen Prof. Reynolds mit der Dreifachexpansionsmaschine wurde konstatiert, daß Dampf von der vollen Kesselspannung (13,6 kg/qcm) in allen Mänteln, die Anfangskondensation im zweiten Cylinder auf  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{4}$  jenes Betrages verminderte, welcher ohne Mantelheizung gefunden wurde, den Arbeitsdampf im zweiten Cylinder vor Ende der Expansion nahezu trocknete und die Kondensation im dritten Cylinder fast vollständig verhinderte. Ohne Dampf in den Mänteln war der zweite und dritte Cylinder sehr naß; der Wassergehalt in denselben betrug etwa 40 Prozent.

In Abschnitt VII sind einige Indikatordiagramme dieser Versuche wiedergegeben.

Bei den Versuchen Donkins wurde die Temperatur an verschiedenen Punkten zwischen der inneren und äußeren Oberfläche der Cylinder in der Weise gemessen, daß in kleine gebohrte Löcher der Wand Thermometer eingesetzt wurden. So lange die Mäntel in Benutzung standen, war die mittlere Temperatur des Metalles nahezu gleich der Temperatur des Admissionsdampfes; bei ausgeschalteten Mänteln sank die Temperatur um ungefähr 30° C. Die an den Thermometern abgelesenen Temperaturen waren auch von innen nach außen nahezu gleich; die periodischen Abkühlungen der innersten Metallschicht während der Wiederverdampfung des Kondensates sind eben zu sehr auf die innere Oberfläche beschränkt oder mit anderen Worten, gehen zu wenig in die Tiefe des Metalles, um auf diesem Wege gemessen werden zu können.

**91. Überhitzung.** Wirksamer als der Dampfmantel zur Verhütung der Anfangskondensation ist nach den bis heute vorliegenden Erfahrungen die Anwendung überhitzten Dampfes, weil beim Eintritt des Dampfes in den Cylinder eine Wärmeabgabe an die Wandung keinen Niederschlag zur Folge hat, sondern nur eine Annäherung des Dampfes an den Sättigungszustand; die Überhitzung muß selbstverständlich so hoch sein, daß der Dampf nicht schon während der Admissionsperiode in den gesättigten Zustand übergeht. Vom rein thermodynamischen Standpunkte bringt die Überhitzung nur einen geringen Vorteil mit sich, wie bereits in § 61 erwähnt wurde, weil nur ein kleiner Teil der aufgenommenen Gesamtwärme

des Dampfes bei Temperaturen aufgenommen wird, welche höher sind als die Kesseltemperatur; der indirekte Vorteil der Überhitzung ist jedoch bedeutend größer.

In der Anwendung des überhitzten Dampfes bestehen bekanntlich zwei Hauptrichtungen und zwar die ältere, unter Beibehaltung der Dampfkessel und Dampfmaschinen gewöhnlicher Bauart, und die neuere durch Wilhelm Schmidt 1892 begründete Richtung, welche mit hoch überhitzten Dämpfen arbeitet und Kessel sowie Maschinen konstruktiv dem speziellen Zwecke anpaßt.

Die ersten Versuche, überhitzten Dampf zum Betriebe von Maschinen zu benutzen, scheinen im Anfange der fünfziger Jahre in den Vereinigten Staaten gemacht worden zu sein; fast gleichzeitig begann man mit Versuchen auch in Frankreich und England. Diese ersten Versuche erstreckten sich auf eine mit mehr oder minder unvollkommenen, im Fuchse oder unteren Teile des Kamins eingebauten Apparaten, erzielte Überhitzung zum Zwecke der besseren Ausnützung der Heizgase. Im Jahre 1856 veröffentlichte Hirn seine Versuche und stellte schon damals die Grundlagen der Ökonomie des Überhitzungsbetriebes fest; diese Frage wurde sodann im Zusammenhange mit der kalorimetrischen Untersuchungsmethode der Elsässer 1880 bis 1883 lebhaft erörtert. Hirn erreichte seinerzeit bereits Dampftemperaturen von  $250^{\circ}$  bei 4 Atm. Kesselspannungüberdruck, somit eine Überhitzung von ca.  $100^{\circ}$  C; seine Überhitzer waren auch bereits in der heute üblichen Form angeordnet. Hirn hatte somit dem Wesen nach jene Anordnung gewählt, die heute als die richtige erkannt ist.

Die Ergebnisse, die allseitig erzielt wurden, waren geradezu bestechend; trotzdem stellten sich der Einführung der Dampfüberhitzung bedeutende Hindernisse in den Weg; die alten Hanfstopfbüchsen und Schmieröle konnten der Überhitzung nicht widerstehen, auch waren die Überhitzer selbst sehr mangelhaft konstruiert, zumeist aus gußeisernen Schlangengeröhren bestehend, deren Packungen verbrannten und eine stete Quelle von Dampfverlusten bildeten. Außerdem fürchtete man, daß sich der Wasserdampf bei weitgehender Überhitzung in ein explosives Gemenge aus Wasserstoff und Sauerstoff zerlegen würde. Man versuchte daher den Dampf für die Maschine dadurch unschädlich zu machen, daß man überhitzten Dampf durch Mischung von sehr hoch überhitztem Dampf mit nassem Dampf herstellte; diese Methode ging von Amerika aus und wurde dann auch in England und Deutschland vorübergehend eingeführt.

Seit Mitte der sechziger Jahre trat in der Anwendung der Dampfüberhitzung ein allmählicher Stillstand ein und wurde sehr wenig auf diesem Gebiete gearbeitet. Der Hauptgrund für die Vernachlässigung dieser nicht lange vorher mit Begeisterung aufgegriffenen Frage lag darin,

daß man zu jener Zeit anfang, der Erhöhung des Dampfdruckes, der Ausbildung der mehrstufigen Expansion, sowie der zwangsläufigen Ventilsteuerung größere Aufmerksamkeit zuzuwenden; auch hatte die Werkstättenarbeit inzwischen wesentliche Fortschritte gemacht.

Nachdem um das Jahr 1890 die auf dem Gebiete des Dampfmaschinenbaues durch Steigerung des Dampfdruckes im Vereine mit mehrstufiger Expansion erreichbaren Fortschritte bereits wieder an ihrer voraussichtlichen Grenze angelangt waren, die Entwicklung der modernen Dampfmaschine eine gewisse Vollendung erreicht hatte und der Bau derselben einförmig zu werden drohte, wendete sich die Aufmerksamkeit der Konstrukteure wieder der Bekämpfung des schlimmsten Feindes des ökonomischen Betriebes, der Eintrittskondensation, durch Anwendung der Dampfüberhitzung zu; auch war inzwischen über die Wechselwirkung zwischen Cylinderwandung und Dampf durch die wissenschaftlichen Arbeiten Hirns, der elsässer Schule u. a. Klarheit geschaffen und somit der Augenblick gekommen, wo der Dampfmaschinenbau zur Wiederaufnahme der Überhitzung vorbereitet war; die bisher bekannt gewordenen Ergebnisse lassen auch klar erkennen, daß auf diesem Wege das letzte Ziel der Entwicklung der Dampfmaschine, als Kolbenmaschine, liegen muß.

Die neue Bewegung wurde durch Überhitzer, welche an einzelnen Kesseln, namentlich an Wasserröhrenkesseln, angebracht wurden, eingeleitet und verfolgte anfänglich nur den Zweck der Dampftrocknung; darauf folgten die besonders geheizten Überhitzer von Uhler. Ausschlaggebend war jedoch der seit 1893 bekannte Überhitzer von Schwoerer, welcher infolge seiner besonderen Eignung für den Einbau bei den gewöhnlichen Kesselsystemen als auch für eigene Beheizung in kurzer Zeit eine ungemein verbreitete Anwendung gefunden hat. Schwoerer gebürt somit das Verdienst, die große Bedeutung der Dampfüberhitzung wieder zur Geltung gebracht zu haben; die Grenzen der verwendeten Überhitzungstemperaturen wurden durch ihn auf 250° bis 300° C hinaufgerückt; seit 1893 wurde in den meisten Fällen die Temperatur von 250° überschritten und stehen zahlreiche große Maschinenanlagen in anstandslosem Betriebe, welche mit Überhitzungstemperaturen arbeiten, die das Gebiet des sogenannten Heiß- oder Edeldampfes, das sind Temperaturen von 300° C gemessen am Cylinder, oder Überhitzungen von mindestens 100° C über die Sättigungstemperatur, erreichen.

Sehr beachtenswert ist, wie bereits vorhin bemerkt, unter den neueren Überhitzerkonstruktionen jene von W. Schmidt in Aschersleben, die mit sehr hoher Überhitzung zu arbeiten gestattet, ohne dabei das Material einer Temperatur auszusetzen, welche eine Verbrennung befürchten läßt.

Die Schmidtsche Konstruktion erregte seinerzeit gerechtes Aufsehen,

indem sie nicht nur mit großer Kühnheit das Ergebnis, worauf eine langsame Entwicklung führen mußte, gleich vorwegnahm und Überhitzungstemperaturen bis 350° C und darüber einfuhrte, sondern auch ganz neue und eigenartige konstruktive Mittel für Kessel und Maschinen benutzte, um einen verläßlichen und einfachen Betrieb zu sichern. Die Schmidtsche Heißdampfmaschine wurde anfänglich mit einfachwirkenden Dampfcylindern ausgeführt, wodurch die Kolbenstangen und Stopfbüchsen im Admissionsraume vermieden und auch die Kolbenringe in kühlere Partien des Cylinders verlegt wurden. Seit ihrem Bekanntwerden hat die Schmidtsche Konstruktion nicht nur in der Gesamtanordnung, sondern auch in der Detailausführung wesentliche Wandlungen und Klärungen erfahren; die Maschinen, welche bereits in zahlreichen, auch großen Ausführungen bis zu Leistungen von 1000 PS vorliegen, haben sich jedoch trotz der hohen Dampftemperaturen bei dauerndem Betriebe anstandslos bewährt\*).

Die Anwendung der Dampfüberhitzung ist auf Grund der mit Überhitzungsbetrieben erzielten Erfolge und unterstützt durch eine Reihe von vorzüglichen Aufsätzen und zahlreichen Berichten über die erzielten Versuchsergebnisse in technischen Journalen, namentlich auch in der *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, eine allgemeine geworden. Trotz der großen Verdienste, welche sich W. Schmidt in dieser Richtung erworben, hat sich die Tätigkeit weitester Kreise doch in erster Linie nur auf die Überhitzung in Maschinen gewöhnlicher Bauart geworfen und es ist nicht zu verkennen, daß gerade auf dieser Grundlage die rasche und erfolgreiche Verbreitung des Überhitzungsbetriebes erzielbar war.

Auf die Dampfökonomie übergehend, sei zunächst erwähnt, daß Hirn bei seinen ersten Versuchen mit einer Kondensationsmaschine und einer Überhitzung um ca. 45° C eine Verminderung des Dampfverbrauches von 8,7 auf 7,25 kg/qcm per PS<sub>i</sub>-Stunde konstatierte. Versuche, welche seitens der Gesellschaft Elsässischer Dampfkesselbesitzer 1892 mit einer großen Anzahl von Maschinen durchgeführt wurden, zeigten, daß durch die Überhitzung, wenn der Überhitzer in den letzten Kesselzug eingebaut ist, also ein Teil der sonst verlorenen Wärme nutzbar gemacht wird, eine Kohlenersparnis von ungefähr 20 Prozent erzielt werden kann; bei separat geheiztem Überhitzer verminderte sich die Ersparnis auf ungefähr 12 Prozent

\*) Ausführliche Beschreibung und Zeichnungen der Schmidtschen Heißdampfmaschine siehe *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, Jahrg. 1895, S. 5: „*Untersuchung einer Heißdampfmaschinenanlage System Schmidt*“, von Prof. Schröter; Jahrg. 1896, S. 1390: „*Untersuchung an Schmidtschen Heißdampfmaschinen*“, von Prof. Gutermuth und Jahrg. 1897, S. 1402: „*Über Heißdampfmaschinen*“, von Prof. Seemann.

im Mittel. Mehrere der benutzten Versuchsmaschinen waren Großmaschinen mit Leistungen von 500 bis 600 PS<sub>i</sub>; bei einem der Versuche, ausgeführt mit einer Sulzer Triplexmaschine von 300 PS<sub>i</sub>, ergab sich ein Dampfverbrauch von 6,53 kg/qcm ohne Überhitzung und 5,19 kg/qcm pro PS<sub>i</sub>-Stunde mit Überhitzung um 55° C; bei den übrigen Versuchen schwankte die Überhitzungstemperatur zwischen 30° und 50° C, in einzelnen Fällen auch mehr.

Die nachstehenden Versuche wurden von Willans mit einer schnelllaufenden Eincylinderkondensationsmaschine mit und ohne Überhitzung durchgeführt; die Maschine arbeitete mit halber Füllung. Obwohl somit die Verhältnisse derartige waren, daß kein besonderer Erfolg von der Überhitzung erwartet werden konnte, wurde doch, wie aus Tabelle IX hervorgeht, ein nicht unbedeutender Arbeitsgewinn erzielt.

Tabelle IX. Willans Maschine mit und ohne Überhitzung.

	3		2,4		1,7	
Anfangsspannung absolut in kg/qcm . . . . .	134	151	125	148	115	143
Temperatur des Admissionsdampfes in C° . . . . .	—	17	—	22	—	28
Überhitzungsbetrag . . . . .	21	17	24	19	25	15
Prozentueller Wassergehalt mit Schluß der Füllung	11,93	11,0	12,91	11,80	13,4	11,80

Sehr instructive Versuche über den Vorteil der Überhitzung wurden in Deutschland von Prof. Schröter, Prof. Gutermuth und Prof. Seemann, in Österreich von Prof. Dörfel durchgeführt und die Ergebnisse derselben in der *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure* veröffentlicht\*).

Die von Prof. Schröter mit der für eine Leistung von 1500 PS gebauten Dreifachexpansionsmaschine der Kammgarnspinnerei Augsburg durchgeführten Versuche erstreckten sich auf eine Leistung von 1000 beziehungsweise 1200 Pferdekkräfte, da die bestehende Kesselanlage nur einen Anfangsdruck im I. Cylinder von 6,8 kg/qcm gestattete; die Maschine selbst wurde jedoch für einen Admissionsdruck von 11 Atmosphären und eine Normalleistung von 1500 PS gebaut. Die Versuche wurden sowohl mit gesättigtem als auch mit überhitztem Dampf durchgeführt; die Dampftemperatur der Admission betrug für gesättigten Dampf im Mittel 164°, für überhitzten Dampf im Mittel 214° C, die Überhitzung selbst somit im Mittel 50° C.

Bei gesättigtem Dampfe und bei einer Leistung von 1200 PS betrug

\*) Siehe außer den vorhin erwähnten Arbeiten von Prof. Schröter, Gutermuth und Seemann, Jahrg. 1896, S. 249: „*Vergleichende Versuche mit gesättigtem und überhitztem Dampf*“ an einer 1500-pferd. Dreifachexpansionsmaschine der Kammgarnspinnerei Augsburg, von Prof. Schröter, sowie Jahrg. 1899, S. 601: „*Die Anwendung überhitzten Dampfes zum Betriebe von Dampfmaschinen*“ von Prof. Dörfel.

der mittlere stündliche Dampfverbrauch pro PS<sub>i</sub> 6,39, bei überhitztem Dampfe 5,66 kg; daraus resultiert eine stündliche Ersparnis von 0,73 kg oder 11,4% des Verbrauches an gesättigtem Dampfe.

Bei der kleineren Leistung von 1000 PS betrug der Dampfverbrauch per PS<sub>i</sub>-Stunde für gesättigtem Dampf 5,97, für überhitzten Dampf 5,38 kg; dies ergibt eine Ersparnis von 0,59 kg pro Stunde oder 9,9% des Verbrauches an gesättigtem Dampfe.

Für die Überhitzung um 50° C waren 24 W.E. erforderlich. Nehmen wir an, daß das kondensierte Wasser bei einer mittleren Temperatur von 40° C in den Kessel zurückgeleitet wurde, dann ist die pro kg Dampf aufgenommene Wärme abgerundet 616 W.E. bei gesättigtem und 640 W.E. bei überhitztem Dampf. Die pro PS<sub>i</sub>-Stunde zugeführte Wärmemenge ist daher für die Leistung von 1200 PS und gesättigten beziehungsweise überhitzten Dampf 3936 beziehungsweise 3622 W.E.; für die Leistung von 1000 PS hingegen 3677 beziehungsweise 3443 W.E.

Dividiert man 634 W.E. d. i. das Wärmeäquivalent einer Pferdekraftstunde durch diese Zahlen (siehe § 95), dann ergibt sich der thermische Wirkungsgrad von 0,161 beziehungsweise 0,175 für die Leistung von 1200 und 0,172 beziehungsweise 0,184 für die Leistung von 1000 PS. Es findet somit eine 9- bis 7-prozentige Erhöhung des Wirkungsgrades zu Gunsten der Überhitzung statt.

Bei großen Dreifachexpansionsmaschinen mit Kesselspannungen von 12 Atmosphären Überdruck und auf rund 300° C überhitztem Dampf, kann man einen Dampfverbrauch pro PS<sub>i</sub> und Stunde von 4,5 kg annehmen; die gleiche Maschine mit gesättigtem Dampf gespeist würde etwa 5,25 kg Dampf benötigen; daraus ergibt sich eine Ersparnis von 0,75 kg Dampf pro Stunde und PS<sub>i</sub> oder rund 14 Prozent des Verbrauches an gesättigtem Dampfe. Die pro kg Dampf aufgenommene Wärme beträgt in diesem Falle 663,5 W.E. für den gesättigten und 717,7 W.E. für den überhitzten Dampf; nimmt man auch in diesem Falle an, daß das kondensierte Wasser mit einer Temperatur von 40° C in den Kessel zurückgeleitet wird, dann ist die pro PS<sub>i</sub> und Stunde zugeführte Wärmemenge 3273 für gesättigten und 3050 W.E. für überhitzten Dampf, der thermische Wirkungsgrad nach früher somit 0,194 beziehungsweise 0,208; die Erhöhung des Wirkungsgrades zu Gunsten der Überhitzung beträgt daher 7 Prozent. Prof. Dörfel gibt in seiner vorhin erwähnten Arbeit (*Z. d. Ver. deutscher Ing.* 1899) den Verbrauch der Dreicylindermaschinen mit Kondensation und 10 bis 12 Atmosphären Eintrittsdruck mit 5,5 bis 6 kg Speisewasser für 1 PS<sub>i</sub>-Stunde oder 3650 bis 4000 W.E. für gesättigten Dampf, welche Werte bei den besten bekannten Maschinen in großen Ausführungen 3400 bis 3500 W.E. erreichen. Bei einer Über-

hitzung auf etwa  $260^{\circ}$  ergab sich in einer Reihe von Fällen ein Verbrauch von rund 3300 W.E. Die letzteren Werte stehen mit den oben angegebenen Verbrauchsziffern in Übereinstimmung.

Bei der von Prof. Schröter untersuchten Dreifachexpansionsmaschine war, wie die Untersuchungen ergaben, die Überhitzung nicht hinreichend um zu verhindern, daß der Dampf während der Admission feucht wurde. Mit Schluß der Füllung im Hochdruckcylinder war der Dampf nahezu, aber doch nicht vollkommen trocken und nahm der Feuchtigkeitsgehalt während der Expansion in diesem Cylinder zu. Der Vorteil geringer Überhitzung liegt nur in der Reduktion der Verluste infolge des Wärmeaustausches zwischen Cylinderwandung und Dampf; obwohl der Dampf bis zum Eintritte in den Cylinder überhitzt bleibt, fällt er auf die Sättigungstemperatur ab, wenn er mit den Wandungen des Cylinders in Berührung kommt. Um denselben daher während der Admission trocken erhalten zu können, ist eine Überhitzung von mindestens  $55^{\circ}$  bis  $60^{\circ}$ , mitunter bedeutend mehr erforderlich, denn das Maß der Überhitzung hängt mit von dem Expansionsverhältnisse und von der Art des Cylinderschutzes gegen Abkühlung nach außen ab; um den Dampf auch während der Expansion trocken zu erhalten, ist selbstverständlich ein bedeutend höherer Überhitzungsgrad erforderlich. Mäßige Überhitzung kann somit als ein Mittel betrachtet werden, um die Wirkung der Cylinderwandung durch Annäherung der Expansionslinie des Indikatorgramms an die Sättigungskurve (Figur 45 § 83) zu vermindern; gewöhnlich erreicht in solchen Fällen die Expansionslinie die Sättigungskurve kaum mit Expansionsbeginn, und in dem Maße, als die Expansion fortschreitet, vergrößert sich der Abstand zwischen beiden Kurven. Das ideale Diagramm (Figur 25 § 61) ist weit entfernt von dem Entropie-Temperaturdiagramm einer mit mäßig überhitztem Dampf arbeitenden Maschine, denn unter dem Einflusse der Cylinderwandung bleibt der Expansionsprozeß zur Linken der Sättigungskurve *cf*; und wenn auch die Arbeitssubstanz, bevor sie den Cylinder betritt, der Linie *cr* folgt, so fällt dieselbe jedoch sofort längs dieser Linie wieder ab, wenn sie in den Cylinder gelangt, bevor noch die Expansion beginnt, indem sie an die Wandungen die durch die Fläche unter *cr* dargestellte, während der Überhitzung aufgenommene Wärme abgibt; häufig gibt die Arbeitssubstanz sogar einen Teil ihrer latenten Wärme ab und wird noch während der Admission feucht. Bei höheren Überhitzungsgraden liegen diese Verhältnisse günstiger und wird nur ein Teil der Kurve *rc* von *r* gegen *c* zurückgelegt, bevor die Expansion beginnt.

**92. Vorteile des hochüberhitzten Dampfes.** Unter hochüberhitztem oder Edeldampf versteht man bekanntlich Dampf, welcher um mindestens  $100^{\circ}\text{C}$  über seine Sättigungstemperatur überhitzt ist; gewöhnlich beträgt die Überhitzung jedoch  $120^{\circ}$  bis  $150^{\circ}$ , somit die Dampftemperatur  $300^{\circ}$  bis  $350^{\circ}\text{C}$ . Man hatte die Vorteile so hoher Überhitzung schon frühzeitig erkannt, doch scheiterte die allgemeine Einführung zunächst an der Frage der Schmierung. Zu jener Zeit war man noch auf die dem Pflanzenreich entstammenden, leicht siedenden Öle angewiesen; erst mit Entwicklung der Petroleumindustrie begann man die Mineralöle herzustellen, deren Verdampfungstemperatur bis  $400^{\circ}\text{C}$  geht. Nach diesem für die Anwendung stark überhitzten Dampfes bedeutungsvollen Schritte nach vorwärts, mußten auf Grund inzwischen gesammelter bitterer Erfahrungen die bisher üblichen Konstruktionen der Cylinder und namentlich der Steuerungen, welche den Anforderungen so hoch überhitzten Dampfes nicht genügten, zweckentsprechend abgeändert werden.

Eine neue Anregung auf diesem Gebiete ging, wie bereits an früherer Stelle erwähnt, von W. Schmidt aus; Schmidt lieferte durch seine, dem speziellen Zwecke eigens angepaßten Kessel und Maschinen den Beweis, daß der größte Erfolg der Dampfüberhitzung erst bei Temperaturen über  $300^{\circ}\text{C}$  einsetzt; er erzielte, wie aus den nachfolgenden Mitteilungen hervorgeht, mit seinen Heißdampfmaschinen so bestechende Resultate, daß eine Reihe hervorragender Firmen das Ausführungsrecht für Schmidtsche Heißdampfmaschinen erwarben. Diese ersten Fabriken, welche sich für die Heißdampfmaschine bahnbrechend einsetzten, erlebten leider sehr bittere Enttäuschungen, welche eine ganze Reihe derselben veranlaßte, die Fabrikation der Heißdampfmaschinen wieder aufzugeben, denn in erster Linie entsprachen die Schmidtschen stehenden Quersiederkessel mit darüber aufgebauten Spiralrohrüberhitzern den gehegten Erwartungen nicht; sie gaben einen außerordentlich schlechten Nutzeffekt, gaben zu steten Betriebsstörungen Veranlassung und der Gewinn an Dampf wurde größtenteils wieder durch den Mehrverbrauch an Kohle aufgewogen. Diese und andere Übelstände konnten gründlich nur durch Aufgeben dieser Konstruktion und Verwendung bewährter Großwasserraumkessel mit Überhitzern aus Flachschlangen, welche je nach Größe des Kessels reihenweise nebeneinander angeordnet und beliebig situiert werden können, behoben werden. Auch bezüglich der Dampfmaschinen machten die Fabriken anfänglich böse Erfahrungen, und wurden namentlich in vielen Fällen die Cylinder zu klein bemessen, indem man sie ebenso wie für gesättigten Dampf berechnete und somit übersah, daß Dampf von so hohen Temperaturen ( $300^{\circ}$  bis  $350^{\circ}$ ) bei gleicher Füllung weniger leistet als gesättigter Dampf, weil die Spannung des überhitzten Dampfes während der Expan-

sion viel rascher abfällt als jene gesättigten Dampfes. Auch die ungleichartige Ausdehnung der mit angegossenen Steuergehäusen versehenen Cylinder hatte ein Krummwerden des Cylinders, Brummen des Kolbens etc. zur Folge; man mußte daher den Cylinder von den Steuergehäusen trennen und als glattes cylindrisches Rohr, welches volle Gewähr für gleichmäßige Ausdehnung bietet, mit den seitlich vollständig symmetrisch angeordneten massiven Steuergehäusen verbinden. Auch bezüglich der allgemeinen Anordnung der Maschine ist man zumeist wieder auf die Form der modernen Betriebsmaschine zurückgekommen, nachdem man gelernt hat, Stopfbüchsen auszuführen, welche gegen so hohe Temperaturen widerstandsfähig sind, die Schieber genügend sicherwirkend zu entlasten und die Steuerventile derartig herzustellen, daß die Ausdehnung durch die Wärme einen möglichst geringen Einfluß auf ihr Dichthalten ausübt\*).

Für die Beurteilung der Vorteile der Verwendung hochüberhitzten Dampfes liegen bereits viele verlässliche Versuche, namentlich mit Schmidtschen Heißdampfmaschinen vor, welche entweder an ein und derselben Maschine mit überhitzten und gesättigten Dampf durchgeführt wurden oder durch den Vergleich der mit überhitztem Dampfe erzielten Dampfverbrauchsziffern mit den unter gleichen oder ähnlichen Verhältnissen an anderen Maschinen gewonnenen und bekannten Verbrauchsziffern für gesättigten Dampf, ein genügend verlässliches Urteil gestatten.

Kleinere Eincylinderheißdampfmaschinen von 15 bis 60 Pferdestärken ergaben bei einer mittleren Dampftemperatur von  $300^{\circ}$  C einen Dampfverbrauch von 8,4 bis 8,9 kg entsprechend 6000 bis 6400 W.E.; bei einer mittleren Dampftemperatur von  $360^{\circ}$  hingegen 6,5 bis 7 kg entsprechend 5100 bis 5500 W.E. pro PS<sub>i</sub>-Stunde. Ohne Überhitzung mit nur gesättigtem Dampf arbeitend, benötigten die kleineren Maschinen von 15 bis 30 PS (auf größere Maschinen wurden diese Versuche nicht ausgedehnt) durchschnittlich 17 bis 18 kg Dampf, entsprechend 11000 bis 11700 W.E. pro PS<sub>i</sub>-Stunde.

Von Prof. Ripper wurden mit einer nominell 18pferdigen Schmidtschen Heißdampfmaschine des Laboratoriums der technischen Schule in Sheffield eingehende Versuche über den Einfluß der Überhitzung und Dampfspannung durchgeführt\*\*). Dieselben ergaben bei Dampftemperaturen von 310, 345, 357 und  $374^{\circ}$  C beziehungsweise Überhitzung über die betreffenden Sättigungstemperaturen ( $165^{\circ}$  resp.  $175^{\circ}$ )

\*) Einige neue Anordnungen von Kessel und Maschine siehe *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, Jahrg. 1901, S. 597.

\*\*\*) *Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, Bd. CXXVIII, 1896—97, II. Teil.

von	145,	170,	182	und	199°
einen Dampfkonsum von	9,59,	7,85,	7,57	und	7,98 kg
entsprechend	6970,	5820,	5650	und	6030 W.E.

pro PS<sub>i</sub>-Stunde. Im letzteren Falle wurde der Einfluß der Überhitzung durch die Verringerung des Füllungsgrades benachteiligt.

Bei der Sättigungstemperatur von 165° wurde die Maschine auch mit gesättigtem Dampfe untersucht und ergab sich ein Verbrauch von 17,3 bis 17,6 kg entsprechend 11200 bis 11400 W.E. für die PS<sub>i</sub>-Stunde. Die Versuche zeigten auch, daß bei sehr starker Überhitzung auf 350° und darüber der Dampf bis Ende der Expansion überhitzt blieb, während etwa 300° Anfangstemperatur erforderlich waren, damit nicht schon vor Beginn der Expansion Sättigung eintrat. Je größer die Füllung, mit um so geringerer Überhitzung war dies zu erreichen, das besagt, daß man um so stärker überhitzen muß, je kleiner die Füllung ist, um einen dauernd ökonomischen Betrieb zu erzielen.

Größere Einfachexpansionsmaschinen mit Kondensation verbrauchen bei 6 bis 7 kg/cm Admissionsdruck durchschnittlich 8,5 bis 11 kg gesättigten Dampf, entsprechend 5500 bis 7200 W.E. pro PS<sub>i</sub>-Stunde; ein Verbrauch unter 5000 W.E. kommt nur vereinzelt unter besonders günstigen Verhältnissen vor. Das große Temperaturgefälle, mit welchem diese Maschinen zumeist arbeiten, bringt es mit sich, daß der Einfluß der Wände sehr bedeutend wird; der Vorteil hoher Überhitzung tritt daher bei diesen Maschinen sehr in den Vordergrund.

Der Auspuffbetrieb solcher Maschinen, welche den Abdampf zur Vorwärmung des Speisewassers ausnützen, ist hinsichtlich der Ökonomie ziemlich auf einer Höhe mit dem Kondensationsbetrieb, wenn die Verhältnisse der Steuerung etc. entsprechend günstig liegen. Der Dampfverbrauch schwankt zumeist zwischen 10 bis 12 kg entsprechend 6700 bis 8000 W.E. pro PS<sub>i</sub>-Stunde; das Speisewasser kann durch den Auspuffdampf auf 80° bis 90° erwärmt, somit eine Ersparnis bei der Dampferzeugung von 800 bis 1000 W.E. erzielt werden, während bei Kondensationsmaschinen das Speisewasser durchschnittlich höchstens 40° (wenn nicht eigens vorgewärmt) erreicht, was einer Ersparnis von nur 400 bis 500 W.E. pro PS<sub>i</sub>-Stunde entspricht.

Die Verbundbauart vermindert bei Kondensationsbetrieb und Admissionsspannungen von 7—8 Atmosphären den Dampfverbrauch durchschnittlich auf etwa 6,5 bis 7,5 kg entsprechend 4300 bis 5000 W.E. pro PS<sub>i</sub>-Stunde. Nur große und vorzüglich gebaute Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit kommen auch noch unter diese Werte und wurden in vereinzelt Fällen Verbrauchsziffern bis 4500 sogar 4000 W.E. konstatiert.

Die mit einer Reihe älterer Schmidtscher und neuerer verbesserter

Konstruktionen von Compoundheißdampfmaschinen durchgeführten Versuche haben die aus nachstehender Zusammenstellung ersichtlichen Durchschnittsergebnisse ergeben.

Leistung der Maschine in PS . . . . .	200	200	120	100	100	70	60
Dampf Temperatur beim Eintritt in den Cylinder in C° . . . . .	328	346	350	337	360	350	318
Dampfverbrauch pro PS;-Stunde in kg. .	4,87	4,48	4,44	5,05	4,91	4,71	5,85
entsprechend Wärmeinheiten . . . . .	3580	3330	3300	3730	3650	3500	4280

Sämtliche Werte, mit Ausnahme jenes der 60 PS-Maschine, blieben bedeutend unter der oben für Verbundmaschinen mit gesättigtem Dampf als Minimalgrenze angegebenen Verbrauchsziffern.

Nach allen bis heute vorliegenden Versuchs- und Betriebsresultaten steht die dampfersparende Wirkung der Verwendung hochüberhitzten Dampfes außer allem Zweifel; die Frage der Ökonomie des Betriebes wird jedoch auch durch andere Faktoren, als Anschaffungs- und Erhaltungskosten der Überhitzer, vermehrter Brennmaterialverbrauch mit Rücksicht auf die Überhitzung, erhöhter Verbrauch an Schmieröl und erhöhte Ausstrahlungsverluste in der Dampfleitung\*) wesentlich beeinflusst. Bei Großmaschinen mehrstufiger Expansion kann nach den bis heute vorliegenden Erfahrungen durch Überhitzung auf mindestens 300° C eine Erhöhung der Betriebsökonomie von 6 bis 10 Prozent gegenüber der Verwendung gesättigten Dampfes erzielt werden; bei kleineren Anlagen mit nur zweistufiger Expansion oder bei Einfachexpansionsmaschinen ist die Erhöhung der Ökonomie entsprechend den vorhin gegebenen Versuchsergebnissen höher und erreicht nicht selten 25 Prozent und darüber.

**93. Vorteil der Compoundexpansion.** Das wichtigste der gebräuchlichen Mittel, die Cylinderkondensation soweit als möglich zu vermindern, ist die Compoundexpansion. Wären die Dampfzylinder vollkommen wärmedichte Gefäße, dann würde es vom thermodynamischen Standpunkte gleichgiltig sein, ob die Expansion in einem einzigen Cylinder oder geteilt in zwei oder mehreren Cylindern stufenweise erfolgt, vorausgesetzt, daß durch den Übergang des Dampfes von einem Cylinder

\*) Die Rohrleitung spielt für den wirtschaftlichen Betrieb einer Heißdampfmaschine eine nicht unwesentliche Rolle. Die Durchmesser der Dampfleitungen gewöhnlicher Maschinen rechnet man bekanntlich unter Zugrundelegung der mittleren Kolbengeschwindigkeit und einer Dampfgeschwindigkeit von 30 m; diese Formel gibt verhältnismäßig weite Leitungen, daher große Abkühlungsflächen, welche für Heißdampf unrationell sind. Man macht daher die Leitungen der Heißdampfmaschinen von kleinerem Durchmesser, so daß die Fläche nur ca.  $\frac{1}{2}$  jener gewöhnlicher Leitungen wird; die geringe dadurch hervorgerufene Drosselung schadet nicht.

in einen anderen die Expansion nicht nachteilig beeinflußt wird. In Wirklichkeit hat, durch die baulichen und andere Verhältnisse bedingt, dieser Übergang des Dampfes während der Expansion immer einen Spannungsabfall zur Folge; der dadurch herbeigeführte Verlust ist jedoch stets wesentlich geringer als der Arbeitsgewinn infolge des verminderten Einflusses der Cylinderwandungen.

Die Aufteilung der Expansion auf zwei oder mehrere Cylinder vermindert das Temperaturgefälle, daher auch die Temperaturdifferenz in den metallenen Wandungen der einzelnen Cylinder; aus diesem Grunde ist auch der Betrag der anfänglichen Kondensation im Hochdruckcylinder einer Compoundmaschine geringer, als wenn die Admission direkt im Niederdruckcylinder erfolgen und die ganze Expansion sich in demselben vollziehen würde; auch verrichtet der im ersten Cylinder während der Ausströmung durch Wiederverdampfen gebildete Dampf Arbeit im zweiten Cylinder u. s. f. und nur jene Dampfmenge, welche sich während der Ausströmung im letzten Cylinder durch Wiederverdampfen bildet, geht für die Leistung der Maschine gänzlich verloren.

Der Vorteil der mehrstufigen Expansion gegenüber der in nur einem Cylinder innerhalb derselben Temperaturgrenzen sich vollziehenden Expansion läßt sich schwer durch Rechnung bestimmen, wenngleich, wie die Erfahrung lehrt, auf einen gewissen Gewinn an Wärme beziehungsweise Arbeit mit Sicherheit geschlossen werden kann; denn wenn man eine Compoundmaschine zuerst mit Compoundexpansion und dann unter Ausschaltung des Hochdruckcylinders mit dem gleichen totalen Expansionsverhältnisse im Niederdruckcylinder allein arbeiten läßt, so findet man, daß im letzteren Falle pro PS-Stunde mehr Dampf erforderlich ist als im ersteren Falle.

Mit der Maschine des amerikanischen Dampfes „Bache“ wurden in diesem Sinne Versuche mit Compound- und Einfachexpansion durchgeführt; im ersteren Falle brauchte dieselbe 20 Pfund (8,9 kg), im letzteren Falle 24 Pfund (10,7 kg) Dampf pro PS<sub>1</sub>-Stunde bei derselben Kesselspannung, derselben totalen Expansion und Mantelheizung in beiden Fällen. Die von Prof. Unwin durchgeführten Versuche, auf welche bereits in Tabelle VIII hingewiesen wurde, ergaben bei einer Maschine 21 Pfund (9,4 kg) mit Compoundexpansion und 32 Pfund (14,3 kg) pro PS<sub>1</sub>-Stunde, wenn der Niederdruckcylinder allein, jedoch ohne Mantelheizung, benutzt wurde; mit Dampf im Mantel war die Differenz selbstverständlich kleiner, weil hierdurch die übermäßige Kondensation im Cylinder reduziert wurde. Ähnliche Resultate wurden auch bei anderen Versuchen gefunden.

Mit dem Vorteile der Verminderung der Kondensationsverluste durch Compoundexpansion geht der Vorteil gleichzeitiger Erhöhung der Dampf-

spannung Hand in Hand, denn die Verwendung hochgespannten Dampfes in Eincylindermaschinen wäre mit außerordentlichen Wärmeverlusten infolge der großen Temperaturunterschiede, welchen die metallenen Wandungen bei jedem Hube unterworfen sind, verbunden; Compoundexpansion ist daher eine notwendige Folge der Erhöhung der Dampfspannung. So lange die Dampfspannung 7 kg/qcm nicht wesentlich überschreitet, genügt die Teilung des Temperaturgefälles in zwei Teile, also die Anwendung der zweicylindrigen Compoundmaschine; für wesentlich höhere Spannungen, welche heutzutage bei größeren Landdampfmaschinen und in erster Linie bei den Schiffsmaschinen fast allgemein verwendet werden, genügt die zweifache Expansion nicht mehr und sind Dreifachexpansionsmaschinen allgemein, in einzelnen Fällen auch Vierfachexpansionsmaschinen in Anwendung. Bei Zweicylindercompoundmaschinen beträgt das Temperaturgefälle pro Cylinder zumeist  $50^{\circ}$  bis  $55^{\circ}$  C; bei Dreifachexpansionsmaschinen hingegen, je nach der Eintrittspannung im Hochdruckcylinder,  $40^{\circ}$  bis  $45^{\circ}$  C pro Expansionsstufe; bei Vierfachexpansionsmaschinen  $32^{\circ}$  bis  $35^{\circ}$  C.

Der Vorteil der dreistufigen Expansion steht außer Frage; ob jedoch selbst bei den heutigen Maximalspannungen von 15 bis 16 kg/qcm Überdruck die Vorteile der vierfachen Expansion die mit den höheren Gestehungskosten und der größeren Kompliziertheit der Maschine verbundenen Nachteile überwiegen, ist zweifelhaft und kann nur fallweise beurteilt werden.

**94. Zusammenfassung der Verlustquellen.** In den vorhergehenden Abschnitten wurden die Ursachen erörtert, welche zur Folge haben, daß die wirkliche Leistung einer Dampfmaschine hinter jener Leistung zurückbleibt, welche erreicht werden könnte, wenn sich der Dampf in jeder Beziehung dem idealen Kreisprozesse § 46 anpassen würde.

Diese Verlustquellen seien hier der Übersicht und des Zusammenhanges wegen nochmals in Kürze zusammengefaßt.

1. Drosselung während der Ein- und Ausströmung.
2. Unvollständige Expansion bei Beginn des Austrittes.
3. Unvollständige Kompression, daher Verluste infolge des schädlichen Raumes.
4. Kondensation des Dampfes während der Admission und Kompression verbunden mit Wiederverdampfung während der Expansion und Ausströmung, hervorgerufen durch den Einfluß der metallenen Wände des Cylinders und Kolbens.
5. Wärmeübertragung an die Luft durch Ausstrahlung und Wärmeleitung seitens der Dampfleitung, Steuergehäuse und aller heißen Teile der Maschine.

6. Direkte Dampfverluste durch Undichtheiten, sowie Eindringen von Luft in den Kondensator.

7. Entweichen des Dampfes infolge Undichtseins des Kolbens.

8. Drosselung oder zurückgehaltene Expansion des Dampfes beim Übergang von einem Cylinder zu einem anderen in Compoundmaschinen.

Wenn man bei einem Vergleiche der Leistung einer wirklichen Maschine mit jener der idealen Maschine als untere Temperaturgrenze die Temperatur des dem Kondensator zugeführten kalten Wassers statt jener des Speisewassers zu Grunde legt, dann kommt noch jener Verlust in Betracht, welcher sich aus der Differenz der Kondensatorspannung und jener Spannung ergibt, welche der niedrigeren Temperatur des Injektionswassers entspricht.

**95. Bestimmung der Leistung einer Dampfmaschine.** Es erübrigt nunmehr einige der besten Resultate anzugeben, welche durch Leistungsversuche an ausgeführten Maschinen gewonnen wurden, um daraus auf den summarischen Effektverlust infolge der im vorigen angeführten Unvollkommenheiten der Wirkungsweise der Maschine einen Rückschluß ziehen zu können; die Versuchsmethoden selbst finden im nächsten Abschnitt eingehende Berücksichtigung.

Die Bestimmung der Leistung einer Maschine kann auf verschiedene Weise erfolgen. Vergleicht man die geleistete Arbeit mit der von der Arbeitsflüssigkeit aufgenommenen Gesamtwärme, dann kann man entweder den thermodynamischen Wirkungsgrad berechnen, indem man die geleistete Arbeit durch das mechanische Äquivalent der aufgenommenen Wärme dividiert oder man drückt denselben Gedanken in etwas geänderter Form aus, indem man die Anzahl Wärmeeinheiten bestimmt, welche zur Erzeugung der Leistungseinheit, das ist der Leistung einer Pferdekraftstunde erforderlich sind. Nachdem eine Pferdekraftstunde gleich ist 270000 kgm, somit das Wärmeäquivalent derselben  $\frac{270\,000}{426} = 634$  W.E. beträgt, so ist die Beziehung dieser beiden Bestimmungsmethoden gegeben durch die Gleichung

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{634}{\text{Anzahl Wärmeeinheiten erforderlich pro PS-Stunde}}$$

Bei Berechnung der geleisteten Arbeit und der hierzu verbrauchten Wärme ist es sehr empfehlenswert und bequem diese Mengen pro kg Dampf der Cylinderfüllung auszudrücken. Eine genaue Berechnung der von der Maschine geleisteten Arbeit sollte auch auf jene Arbeit Rücksicht nehmen, welche in der Speisepumpe und bei Kondensationsmaschinen in der Luftpumpe auf die Arbeitsflüssigkeit übertragen wird; der Betrag

derselben ist jedoch verhältnismäßig so gering, daß man darauf gewöhnlich keine Rücksicht nimmt. Nehmen wir z. B. den Fall an, eine Dampfmaschine benötige 7 kg Dampf pro PS-Stunde bei einer Kesselspannung von 8 Atmosphären absolut. Die Speisepumpe muß daher 7 kg Wasser pro PS-Stunde an den Kessel abgeben. Die zur Beförderung dieser Wassermenge vom Kondensator zum Kessel erforderliche Arbeit ist daher abgerundet 578 kgm, ein Betrag, welcher im Vergleiche mit der vom Dampfe geleisteten Arbeit pro 270000 kgm verschwindend klein ist.

Der namentlich in der Praxis gebräuchlichste Weg, die Ergebnisse der mit Dampfmaschinen durchgeführten Versuche auszudrücken, ist die Bestimmung der pro Pferdekraftstunde verbrauchten Dampfmenge. Der Verbrauch an Wärme ist nahezu proportional dem Verbräuche an Dampf, da die totale Wärme des Dampfes innerhalb der gebräuchlichen Kesselspannungen sehr wenig verschieden ist und selbst zwischen den Spannungsgrenzen 6 und 16 Atmosphären nur um ca. 13 W.E. variiert; die Kenntnis des letzteren gibt daher sofort ein klares Bild der Güte einer Maschine.

Der wunde Punkt bei dieser Art der Beurteilung der Leistungsfähigkeit oder Güte einer Dampfmaschine ist die Unsicherheit hinsichtlich des Feuchtigkeitsgehaltes, beziehungsweise der Trockenheit des Dampfes; wenn der Kessel speit oder wenn der Dampf auf seinem Wege zum Cylinder sehr naß wird, dann kann die Wärmemenge pro kg der Cylinderfüllung sehr verringert sein. Bei allen schlecht angelegten oder überanstrengten Kesseln ist die Menge des mitgerissenen Wassers zumeist bedeutend; unter normalen Verhältnissen soll dieselbe kleiner als 5 Prozent des gesamten Verbrauches sein; gewöhnlich dürfte sie wesentlich unter diesem Werte liegen; der genaue Betrag läßt sich im Wege des Experimentes schwer ermitteln.

Wenn die Kesselspannung, die Temperatur des Wassers, sowie der Feuchtigkeitsgrad des Dampfes bekannt sind, dann läßt sich die pro Gewichtseinheit Dampf aufgenommene Wärmemenge mit genügender Genauigkeit berechnen; aber selbst ohne diese umständlichere Rechnung kann man, solange nur gesättigter Dampf in Betracht kommt, ein verlässliches Urteil hinsichtlich der Leistungsfähigkeit verschiedener Maschinen durch die Bestimmung des pro Pferdekraft-Stunde verbrauchten Dampfgewichtes allein erhalten, welcher Weg auch den weiteren Vorteil bietet, daß die so gewonnenen Resultate eine einfachere vergleichende Schätzung gestatten und leichter zu merken sind.

Bei Verwendung überhitzten Dampfes ist jedoch dieser Weg, die Versuchsergebnisse durch den Verbrauch an Dampf pro Pferdekraft-Stunde auszudrücken, insofern nicht einwandfrei, weil die Dampfverbrauchsziffer auch von dem Überhitzungsgrade abhängig ist; es wäre daher speziell in

diesem Falle und des Vergleiches wegen allgemein empfehlenswert, die Versuchsergebnisse durch die Anzahl der pro PS-Stunde zugeführten Wärmeinheiten auszudrücken, ein Verfahren, welches unter anderem von einem Komitee der *Institution of Civil-Engineers* (siehe Bericht 1897) empfohlen wurde. Ist das Gewicht des pro PS-Stunde verbrauchten Dampfes ( $n$ ) bestimmt und sind die Daten für die Ermittlung der Wärmemenge  $Q$  pro kg Dampf gegeben (wobei auf den Feuchtigkeitsgehalt beziehungsweise die Überhitzung des Dampfes entsprechende Rücksicht zu nehmen ist), dann ist die pro PS-Stunde erforderliche Wärmemenge  $nQ$  in Wärmeinheiten nach früher gleich 634 dividiert durch den Wirkungsgrad.

**96. Wirkungsgrad des Kessels und der Feuerung. Wirtschaftlicher Wirkungsgrad.** Auf den Wirkungsgrad der Kesselanlage wurde bei den bisherigen Erörterungen keine Rücksicht genommen. Die Leistungsfähigkeit eines Kessels wird gewöhnlich in der Weise beurteilt, daß man das Wassergewicht von bestimmter Temperatur ermittelt, welches durch die Verbrennung von 1 kg Kohle bekannten Heizwertes in Dampf von bestimmter Spannung verwandelt wird. Man nimmt hierbei gewöhnlich an, daß das Wasser die Temperatur von  $100^{\circ}$  C besitze und unter atmosphärischem Drucke verdampft werde; man mißt somit jenes Wassergewicht von  $100^{\circ}$  C, welches durch 1 kg Kohle bei  $100^{\circ}$  C Temperatur in Dampf verwandelt wird. Unter dem Wirkungsgrade einer Kesselanlage, als ein einziger Apparat betrachtet, versteht man das Verhältnis der nutzbar gemachten Wärme zu der im Brennmaterial aufgespeicherten potentiellen Energie. Dieses Verhältnis beträgt bei guten Kesselanlagen ungefähr 0,7. Nimmt man z. B. beste Steinkohle von 8500 W.E. Heizwert pro 1 kg, dann könnte man mit derselben theoretisch näherungsweise 16 kg Dampf atmosphärischer Spannung aus Wasser von  $100^{\circ}$  C bilden (innere latente Wärme = 497,05 + äußere latente Wärme = 40,10 gibt 537,15 W.E.;  $\frac{8500}{537,15} = 15,8$ ). In Wirklichkeit gibt jedoch 1 kg dieser Kohle unter den gleichen Verhältnissen nur etwa 11 kg Dampf, was einem Wirkungsgrade der Anlage von  $\frac{11}{16} = 0,7$  entspricht; bei einer Temperatur des Speisewassers von  $35^{\circ}$  bis  $40^{\circ}$  C und einer Dampfspannung von 7 Atmosphären würde die wirkliche Verdampfungsziffer ungefähr 9,5 kg, die theoretische jedoch 13,7 kg, somit das Verhältnis gleichfalls 0,7 betragen.

Der Wirkungsgrad der Maschine multipliziert mit dem Wirkungsgrad der Kesselanlage gibt eine Zahl, welche das Verhältnis der in Arbeit umgesetzten Wärmemenge zur potentiellen Energie der hierzu verbrauchten Brennstoffmenge ausdrückt, eine Zahl, welche somit den Wirkungsgrad

der zu einem Ganzen vereint gedachten Maschinen- und Kesselanlage darstellt; man kann diese Zahl daher mit Recht den wirtschaftlichen Wirkungsgrad nennen. In der Praxis pflegt man die Wirtschaftlichkeit der kompletten Anlage gewöhnlich durch den Verbrauch an Kohle pro Pferdekraft-Stunde auszudrücken, wobei selbstverständlich Kohle bestimmten Heizwertes vorausgesetzt wird, weil für den Benützer der Maschine der Kohlenverbrauch weit mehr Interesse bietet, als das Resultat einer, wenn auch noch so gewissenhaften thermodynamischen Analysis und andererseits der Brennstoffkonsum leicht zu messen und ständig zu kontrollieren ist.

In England war seinerzeit ein anderer Ausdruck für die Beurteilung des Gesamtwirkungsgrades von Maschine, Kessel und Feuerung, „*duty*“ genannt, sehr gebräuchlich; man verstand darunter die in Fußpfunden ausgedrückte Arbeit, welche pro 1 Centner (112 Pfund) Kohle geleistet wurde, also das Verhältnis

$$\frac{112 \times 550 \times 60 \times 60}{\text{pro PS-Stunde verbrauchte Kohle in Pfunden}}$$

Dieser Ausdruck ist jedoch heute bereits veraltet.

Große, gut ausgeführte Zweicylindercompoundmaschinen mit Kondensation und guter Kesselanlage brauchen durchschnittlich 0,9 kg Steinkohle von 7500 W.E. mittlerem Heizwert pro PS<sub>7</sub>-Stunde; bei den besten modernsten Anlagen mit Dreifachexpansionsmaschinen sinkt die Verbrauchsziffer auf im Mittel 0,6 kg. Der wirtschaftliche Wirkungsgrad (bezogen auf die indizierte Leistung der Maschine) beträgt daher nach dem Verhältnisse

$$\frac{\text{Wärmewert der geleisteten Arbeit}}{\text{Wärmewert des hierzu verbrauchten Brennstoffes}}$$

0,09 bis 0,1 für die Compound-, beziehungsweise 0,13 bis 0,14 für die Dreifach-Expansionsanlage. Auf die effektive Leistung bezogen ist diese Zahl natürlich im Verhältnis des mechanischen Wirkungsgrades der Maschine kleiner. Bei unseren besten, größten Dampfmaschinenanlagen sind daher pro PS<sub>7</sub>-Stunde durchschnittlich 4500 W.E. erforderlich, während der Wärmewert der geleisteten Arbeit nur 634 W.E. beträgt; es gehen somit von dem Wärmewerte des Brennstoffes unter Ausnützung aller Errungenschaften der Neuzeit auf dem Gebiete des Dampfkessel- und Dampfmaschinenbaues noch immer 86 bis 87 Prozent verloren.

**97. Versuchsergebnisse. Maschinen ohne Kondensation.** Im folgenden sollen nun, wie vorhin bemerkt, einige Resultate, welche an gut ausgeführten Maschinen im Wege sorgfältig durchgeführter Versuche gewonnen wurden, daher gleichsam typisch sind, namhaft gemacht werden.

Über Auspuffmaschinen liegen verhältnismäßig wenig genaue Ver-

suche vor, mit Ausnahme der ausführlichen, von Willans mit seinen einfachwirkenden Schnellläufern durchgeführten Versuchsreihen, auf welche bereits an früherer Stelle hingewiesen wurde. Die von Emery mit den Eincylindermaschinen des Vereinigten-Staaten-Dampfers „Gallatin“ durchgeführten Versuche enthielten einige Versuche ohne Kondensation; der Dampfverbrauch betrug 11,5 kg pro PS<sub>i</sub>-Stunde mit Mantelheizung und 13,4 kg ohne Mantelheizung\*). Das Expansionsverhältnis war etwas über 4, die Kesselspannung 5 kg/qcm Überdruck. Mit Kondensation und Mantelheizung sank der Dampfkonsum auf 9 kg/qcm. Drei Eincylindermaschinen, mit Corlißschiebern gesteuert, ohne Mantelheizung, ergaben anlässlich einer von J. W. Hill\*\*) durchgeführten Versuchsreihe bei einer Kesselspannung von 6½ kg/qcm, 1/6 Füllung, 95 Touren pro Minute und einer durchschnittlichen Leistung von 140 PS, einen Dampfverbrauch von 11,5 bis 10,6 kg pro PS<sub>i</sub>-Stunde ohne Kondensation, beziehungsweise 9,3 bis 8,6 kg mit Kondensation.

Mit einer Corlißmaschine von 500 mm Cylinderdurchmesser und 1100 mm Hub wurden von Delafond\*\*\*) Versuche hinsichtlich des Dampfverbrauches durchgeführt; dieselben ergaben ohne Kondensation bei einer Kesselspannung von 7,24 kg/qcm Überdruck bei 62 minutlichen Umdrehungen und einer Leistung von 197 resp. 240 PS<sub>i</sub> einen Speisewasserverbrauch von 10,0 beziehungsweise 9,6 kg pro PS<sub>i</sub>-Stunde entsprechend einem Wärmeverbrauche von 6585 resp. 6335 W.E.

Als Mittelwert des Dampfverbrauches einer guten Eincylinderexpansionsmaschine ohne Kondensation kann daher ein Betrag von 10 bis 11 kg pro PS<sub>i</sub>-Stunde angenommen werden.

Es bietet ein gewisses Interesse, diese Werte mit jenen zu vergleichen, welche erforderlich wären, wenn die idealen Bedingungen des § 46, vollständige adiabatische Expansion inbegriffen, erfüllt werden könnten. § 54 Gleichung (8) gibt das Maximum an Arbeit, welches unter diesen Bedingungen von der Gewichtseinheit Dampf geleistet werden kann; diese Gleichung lautet:

$$W = (T_1 - T_2) \left(1 + \frac{I_1}{T_1}\right) - T_2 \log_e \frac{T_1}{T_2}.$$

Für die in dem früheren Beispiele gegebene Kesselspannung von 6½ Atmosphären Überdruck beträgt die Dampftemperatur 166,8° C, somit die absolute Temperatur  $T_1 = 439,8^\circ \text{C}$ ; nachdem der in die Atmosphäre entweichende Dampf eine Temperatur von mindestens 100° C besitzt, ist

\*) Siehe Peabodys *Thermodynamics of the Steam-Engine*, S. 272.

\*\*) Ebendasselbst, S. 263.

\*\*\*) Dinglers *Polyt. Journal*, 1885.

$T_2 = 373^\circ$ . Für diese Temperaturen wird  $\frac{L_1}{T_1} = \Phi_s - \Phi_w = 1,106$ ; somit

$$W = (439,8 - 373) (1 + 1,106) - 373 \log_e \frac{439,8}{373} = 78 \text{ W.E.}$$

Um eine Pferdekraft, welche 634 W.E. äquivalent ist, zu erzeugen, sind somit nach dem idealen Kreisprozesse (siehe § 46)  $\frac{634}{78} = 8,13$  kg Dampf erforderlich, während die unter gleichen Verhältnissen durchgeführten Versuche einen Dampfverbrauch von 11,5 bis 10,6, im Mittel 11 kg pro PS,-Stunde ergaben.

Legt man dem Vergleiche die vorhin angeführten Mittelwerte des Dampfverbrauches einer guten Eincylindermaschine ohne Kondensation zu Grunde, so ergibt sich für je 1 kg verbrauchten Dampf eine Arbeit äquivalent  $\frac{634}{10}$  bis  $\frac{634}{11}$  oder 63,4 bis 57,6 W.E., während das theoretische, dem idealen Prozesse entsprechende Äquivalent 78 W.E. beträgt. Das Verhältnis der geleisteten Arbeit zu jener Arbeit, welche die Maschine leisten könnte, wenn keine der in § 94 angeführten Verlustquellen bestehen würde, ergibt sich aus diesen Vergleichen mit 74 bis 80 Prozent. Man nennt dieses Verhältnis den indizierten Wirkungsgrad der Maschine.

Vergleicht man hingegen den Wärmewert der pro kg Dampf im Cylinder geleisteten Arbeit mit der pro kg Dampf aufgenommenen Wärmemenge, dann erhält man den thermischen Wirkungsgrad.

Um diesen bestimmen zu können, muß vorerst eine Annahme hinsichtlich der Speisewassertemperatur getroffen werden. Nimmt man den günstigsten Fall an, daß der ausströmende Dampf von der Temperatur  $100^\circ \text{C}$  als Wasser dieser Temperatur gesammelt und in den Kessel zurückbefördert werde, dann ergibt sich die pro kg Dampf aufgenommene Wärme unter Voraussetzung der heute gebräuchlichen Spannungsgrenzen für Eincylinderauspuflmaschinen mit

$$H_1 - h_2 = 657 - 100 = 557 \text{ W.E.}$$

Bei einem Dampfverbrauche von 10 bis 11 kg pro PS,-Stunde ist das Wärmeäquivalent der pro kg Dampf geleisteten Arbeit 63,4 bis 57,6, im Mittel rund 60 W.E. Der thermische Wirkungsgrad beträgt daher

$$\frac{60}{557} = 0,108.$$

Der thermische Wirkungsgrad der idealen Maschine wäre jedoch

$$\frac{78}{557} = 0,140.$$

Daraus ergibt sich ein mittlerer indizierter Wirkungsgrad von

$$\frac{0,108}{0,140} = 0,77.$$

Mit dem Carnotschen Kreisprozeß verglichen würde sich ein idealer thermischer Wirkungsgrad

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{439,8 - 373}{439,8} = 0,152,$$

somit ein indizierter Wirkungsgrad von

$$\frac{0,108}{0,152} = 0,71$$

ergeben.

Eine Einfachexpansionsmaschine ohne Kondensation leistet somit um durchschnittlich 30 Prozent weniger als eine thermodynamisch vollkommene, zwischen denselben Temperaturgrenzen arbeitende ideale Maschine, deren Ausströmdampf unter atmosphärischem Drucke kondensiert und in den Kessel ohne Wärmeverlust zurückgespeist wird.

Die früher erwähnten, von Willans mit Schnellläufern seiner Spezialtype durchgeführten interessanten Versuche umfaßten Versuche sowohl mit Eincylinder- als auch mit Compoundmaschinen ohne Kondensation\*).

Mit einer kleinen Eincylindermaschine wurde bei 400 minutlichen Umläufen das günstigste Resultat mit 11,6 kg Dampf pro PS<sub>i</sub>-Stunde bei einer mittleren Admissionsspannung von 7,2 kg/qcm absolut und einem Expansionsverhältnis von ungefähr 4½ (ca. 22 Prozent Füllung) erreicht. Höhere Effekte wurden mit Compoundmaschinen bei derselben Umlaufzahl erzielt. Bei einer Kesselspannung von im Mittel 7 kg/qcm Überdruck benötigte die Maschine 10,3 kg Dampf pro PS<sub>i</sub>-Stunde. Bei etwas über 9 kg/qcm Kesseldruck sank der Dampfverbrauch auf 9,2 kg, bei 11 kg/qcm auf 8,5 kg. Diese gewiß sehr bemerkenswerten Resultate wurden noch bei einigen Versuchen mit Dreifachexpansion übertroffen; bei 11,7 kg/qcm Kesselüberdruck betrug der Dampfkonsum nur 8,2 kg pro PS<sub>i</sub>-Stunde als Mittelwert von drei unabhängigen, sorgfältig durchgeführten Versuchen, sämtlich natürlich ohne Kondensation.

Für dieses letzte Resultat berechnet sich nach der Gleichung für  $W$  das Maximum an Arbeit, welches nach dem idealen Prozesse von 1 kg Dampf geleistet werden kann, durch das Wärmeäquivalent  $W = 97,7$  W.E. Die Maschine lieferte hingegen pro 1 kg Dampf eine Arbeit äquivalent zu  $\frac{634}{8,2} = 77,3$  W.E. Der indizierte Wirkungsgrad beträgt daher 0,79. Alle übrigen bekannt gewordenen Versuche mit niedrigeren Spannungen haben ähnliche Resultate wie die hier mitgeteilten ergeben.

**98. Versuchsergebnisse. Maschinen mit Kondensation.** Hinsichtlich des Dampfverbrauches der Kondensationsmaschinen liegt eine

\*) Siehe *Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, Vol. XCIII und XCVI.

Reihe vorzüglich durchgeführter Versuche vor, welche auch zum Teil veröffentlicht worden sind. Mit Ausnahme der bereits an früherer Stelle für Kondensationsmaschinen namhaft gemachten Verbrauchsziffern sollen hier nur die Resultate einiger der interessantesten Versuche hervorgehoben werden.

Zunächst seien die Versuche Mair-Rumleys\*) mit einer langsam gehenden Eincylindermaschine mit Dampfmantel erwähnt; die Maschine leistete bei 20 Umdrehungen pro Minute rund 120 PS und verbrauchte bei nur 3 Atmosphären Kesselspannung Überdruck 9,8 bis 9,5 kg Dampf pro PS<sub>1</sub>-Stunde. Diese Zahlen ergeben einen thermischen Wirkungsgrad von 0,10.

Versuche von Hill mit Corlißmaschinen höherer Kolbengeschwindigkeit ergaben bei 7 Atm. Kesselspannungüberdruck einen Dampfverbrauch von 8,7 bis 9,2 kg. Willans Versuche mit einer kleinen schnellaufenden Maschine seines Systems ergaben bei ca. 7 Atm. Kesselüberdruck einen Konsum von 9,8 kg Dampf pro PS<sub>1</sub>-Stunde. Die Maschinen arbeiteten sämtlich mit Dampfmänteln.

Prof. Linde untersuchte eine Eincylindersulzermaschine von 300 PS; dieselbe benötigte bei etwas über 7 kg/qcm Kesseldruck absolut 8,5 kg Dampf pro PS<sub>1</sub>-Stunde. Der indizierte Wirkungsgrad resultiert daraus mit 0,45, der thermische Wirkungsgrad mit 0,12.

Bezüglich des Dampfverbrauches von Compoundmaschinen seien wieder in erster Linie die Versuche Mair-Rumleys mit drei Maschinen von je ca. 130 PS namhaft gemacht; die Maschinen arbeiteten mit Dampfmänteln bei einer Kesselspannung von im Mittel 4,2 kg/qcm Überdruck und 25 Touren pro Minute; der Dampfverbrauch wurde mit 6,6 bis 6,9 kg pro PS<sub>1</sub>-Stunde ermittelt. Das Gesamtexpansionsverhältnis war bei diesen Versuchen ungefähr 14; bei dieser hohen Expansion und geringen Umlaufzahl erwies sich die Dampfheizung als äußerst wirksam. Aus vorstehenden Zahlen resultiert ein thermischer Wirkungsgrad der untersuchten Maschinen von 0,14 bis 0,15, welcher in Berücksichtigung der niedrigen Kesselspannung als sehr günstig bezeichnet werden muß.

Um diese und andere Versuchsergebnisse von Kondensationsmaschinen mit der theoretisch erreichbaren Leistung vergleichen zu können, nehmen wir als untere Temperaturgrenze jene Temperatur an, bei welcher die Kondensation gewöhnlich erfolgt, d. i. 35° bis 40°, also im Mittel 38° C. Die Werte von  $W$  nach Gleichung (7) oder (8) § 54, unter Zugrundelegung dieser unteren Temperatur für verschiedene Werte der oberen

\*) Beschrieben in zwei Arbeiten (J. G. Mair) in *Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, Vol. I, XX und I, XXIX.

Temperaturgrenze beziehungsweise Eintrittsspannung gerechnet, sind in Tabelle XI § 99 zusammengestellt und können daher zum Vergleiche der wirklichen mit der idealen Leistung einer Kondensationsmaschine direkt benutzt werden.

Ziehen wir das beste der vorstehenden Versuchsergebnisse in Betracht (6,6 bis 6,9 kg Dampf bei 4,2 kg/qcm Überdruck), dann ergibt sich für die absolute Kesselspannung von 5,2 kg/qcm

$$W = 151;$$

die pro kg Dampf wirklich geleistete Arbeit ist hingegen in Wärmeinheiten ausgedrückt

$$\frac{634}{6,6} = 96 \text{ W.-E.}$$

oder

$$0,63 \text{ W.}$$

Dieser Prozentsatz der theoretischen Leistung ist wesentlich geringer wie jener guter Maschinen ohne Kondensation; es ist dies eine bei allen Kondensationsmaschinen zu beobachtende Eigentümlichkeit; der indizierte Wirkungsgrad erreicht selten 0,60, während derselbe bei Maschinen ohne Kondensation zwischen 0,74 und 0,80 liegt; diese Tatsache ist zum Teil dadurch begründet, daß bei Kondensationsmaschinen die tiefer liegende untere Temperaturgrenze nicht genügend ausgenützt werden kann, weil selbst eine Annäherung an die vollständige Expansion mit gewissen Schwierigkeiten verbunden ist. Auch bringt das größere Temperaturgefälle der Kondensationsmaschine eine erhöhte ungünstige Wirkung der Cylinderwandung hervor.

Als ein weiteres Beispiel diene ein von Prof. Unwin mit einer Worthingtonpumpmaschine, welche als direkt wirkende Compounddampf-pumpe mit Dampfmantel und ohne Schwungrad ausgeführt ist, ausgeführter Versuch\*). Die Maschine machte 17 Doppelhübe pro Minute; die Kesselspannung betrug bei zwei getrennt vorgenommenen Versuchen 6 beziehungsweise 5 Atmosphären absolut; die indizierte Leistung 292 und 252 PS. Der totale Dampfverbrauch ergab sich mit 7,8 bzw. 7,9 kg pro PS<sub>i</sub>-Stunde. Daraus bestimmt sich  $W$  mit 157 und 151; der indizierte Wirkungsgrad mit 0,51 bzw. 0,53, der thermische Wirkungsgrad mit 0,13.

Versuche mit einer Compoundpumpmaschine von 250 PS der Boston Main Drainage Works ergaben bei 13 Umdrehungen pro Minute, einer absoluten Kesselspannung von 7,8 kg/qcm und Dampfmantelheizung einen Dampfverbrauch von 6,2 bis 6,3 kg pro PS<sub>i</sub>-Stunde. Daraus resultiert pro

\*) *Engineering*, Dezember 1888.

kg Dampf eine Arbeit äquivalent 100 Wärmeeinheiten; ein indizierter Wirkungsgrad von 0,60 und ein thermischer Wirkungsgrad von 0,16\*).

Bezüglich des Dampfverbrauches der Dreifachexpansionsmaschine sei zunächst auf eine Reihe von Versuchen an großen, modern konstruierten Schiffsmaschinen hingewiesen, welche von einer Untersuchungskommission der Institution of Mechanical Engineers unter Leitung Professor Kennedys durchgeführt wurden\*\*). Die Leistungen der untersuchten Maschinen waren nicht in allen Fällen von gleicher Güte; das beste Resultat der bis zum Jahre 1892 durchgeführten Versuche ergab die Triplexmaschine des Dampfers „Jona“ von 650 PS, deren Hochdruckcylinder mit Dampf geheizt wurde. Der Kesseldruck betrug 12,2 kg/qcm absolut; der Dampfverbrauch 5,95 kg pro PS<sub>i</sub>-Stunde. Die pro kg Dampf geleistete Arbeit war somit 106,6 Wärmeeinheiten äquivalent; der indizierte Wirkungsgrad betrug 0,58, der thermische Wirkungsgrad 0,17.

Prof. Busley gibt in seinem Werke „Die Schiffsmaschine“, 3. Aufl., S. 444, 461 und 557 Zusammenstellungen über die mit Schiffsmaschinen der deutschen Kriegs- und Handelsmarine anlässlich von Probefahrten erzielten Verbrauchsziffern, welche im allgemeinen Resultate ergaben, die mit jenen der Versuche der Institution of Mechanical Engineers übereinstimmen.

Prof. Osborne Reynolds veröffentlichte einen ausführlichen Bericht über Versuche, welche mit der Dreifachexpansionsmaschine des Whitworth Engineering Laboratoriums in Owens College durchgeführt wurden und einige bemerkenswerte Resultate ergaben\*\*\*).

Bei einer absoluten Kesselspannung von rund 14 Atm., einer Leistung von 72 PS<sub>i</sub>, bei 300 Umdrehungen per Minute, mit Dampf geheizten Cylindern, ergab sich ein Dampfverbrauch von 5,65 kg per PS<sub>i</sub>-Stunde. Daraus ergibt sich die Äquivalenz der pro kg Dampf geleisteten Arbeit mit 112 Wärmeeinheiten; der indizierte Wirkungsgrad mit 0,59, der thermische Wirkungsgrad mit 0,18. Diese Resultate sind in Anbetracht der verhältnismäßig geringen Leistung der Maschine außerordentlich günstig.

Die Versuche von Willans, auf deren Wichtigkeit bereits wiederholt hingewiesen wurde, ergaben nahezu gleich günstige Resultate.

Bei verschiedenen mit Triplexkondensationsmaschinen seines Systems abgeführten Versuchen blieb der stündliche Dampfverbrauch pro PS<sub>i</sub> unter

\*) Boston Soc. of Civil Engineers 1885, sowie Peabodys *Thermodynamics of the Steam-Engine*, S. 293.

\*\*\*) *Proceedings of the Inst. of Mech. Engineers* 1889. Über die Versuche mit den Maschinen der „Jona“ wurde April 1891 berichtet. Der Bericht Mai 1892 enthält eine Zusammenstellung der Resultate dieser und anderer Versuche.

\*\*\*\*) *Minutes of Proc. of the Inst. of Civil-Engineers*, Dez. 1889.

5,8 kg. Bei einem dieser Versuche, bei einer absoluten Spannung von 12,6 kg/qcm vor Eintritt in den ersten Cylinder (die etwas höhere Kesselspannung ist in dem Berichte der Versuche nicht angegeben), einer Umlaufszahl von 375 pro Minute, ergab sich der geringste Dampfverbrauch von 5,66 kg; die Cylinder waren nicht geheizt. Das Wärmeäquivalent der pro kg Dampf geleisteten Arbeit beträgt  $\frac{634}{5,66} = 112$  Wärmeinheiten; nimmt man obige Spannung von 12,6 kg/qcm als obere Grenze für die Berechnung von  $W$ , dann resultiert ein indizierter Wirkungsgrad 0,60 und ein thermischer Wirkungsgrad 0,18.

Die Versuche Willans mit seinen Zweicylinder-Compoundkondensationsmaschinen ergaben selbst bei den höchsten Umlaufszahlen eine pro kg Dampf geleistete Arbeit von 0,5 bis 0,55  $W$ . Der geringste erzielte Dampfverbrauch betrug 6,35 kg pro PS<sub>i</sub>-Stunde, bei einer Dampfspannung von ungefähr 12 kg/qcm absolut vor Eintritt in die Maschine. Der indizierte Wirkungsgrad betrug daher 0,54.

Von Prof. Schröter (München) wurden mehrere Versuche mit Dreifachexpansionsmaschinen veröffentlicht, welche, insofern sie die Anwendung überhitzten Dampfes betreffen, bereits früher (§ 91) besprochen worden sind; hier seien nur die auf die Verwendung gesättigten Dampfes bezugnehmenden Resultate herausgezogen.

Bei den Versuchen mit einer 200 PS-Maschine wurde bei einer absoluten Dampfspannung von 11,7 kg/qcm, geheizten Cylindern, ein Dampfverbrauch von 5,4 beziehungsweise 5,6 kg per PS<sub>i</sub>-Stunde ermittelt (im zweiten Werte ist das in der Rohrleitung kondensierte Wasser inbegriffen). Die pro kg Dampf geleistete Arbeit ist daher 117 Wärmeinheiten äquivalent; ferner ist  $W = 180$  Wärmeinheiten, somit der indizierte Wirkungsgrad 0,65 und der thermische Wirkungsgrad rund 0,19.

Die Versuche mit einer Triplexsulzermaschine von 600 PS ergaben bei einer absoluten Dampfspannung von 10,9 kg/qcm einen stündlichen Dampfverbrauch von 5,63 kg pro PS<sub>i</sub>.

Zweicylindercompoundmaschinen derselben Type ergaben als Mittelwert einer größeren Reihe von Versuchen 6,37 kg Dampf pro PS<sub>i</sub>-Stunde bei absoluten Spannungen von 6,8 bis 7 kg/qcm.

Die bereits früher benutzten Versuche Schröters mit der Dreifachexpansionsmaschine der Kammgarnspinnerei in Augsburg<sup>\*)</sup> ergaben bei Verwendung gesättigten Dampfes von 5,9 kg/qcm mittleren Admissionsspannungsüberdruck, einer mittleren Leistung von 1070 PS, einen effektiven Speisewasserverbrauch von 6,10 kg pro PS<sub>i</sub>-Stunde. In Anbetracht der nie-

<sup>\*)</sup> Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jhrg. 1896.

drigen Dampfspannung ist auch das Versuchsergebnis verhältnismäßig ungünstig.

Prof. Stodola (Zürich) ermittelte bei den Versuchen mit der dreistufigen Dampfmaschine des Wasserwerkes der Stadt St. Gallen\*) bei einer mittleren Leistung von 160 PS<sub>e</sub>, einer mittleren Dampfspannung im Kessel von 10,45 kg/qcm Überdruck, einen mittleren Speisewasserverbrauch (abzüglich Leitung) von 5,36 kg per PS<sub>i</sub>-Stunde. Aus diesen Ergebnissen resultiert  $W = 179$  Wärmeeinheiten, die pro kg Dampf geleistete Arbeit in Wärmeeinheiten 118, somit ein indizierter Wirkungsgrad von 0,66 und ein thermischer Wirkungsgrad von 0,178.

Unter den in neuester Zeit durchgeführten Versuchen sei die Untersuchung einer Dreicylinderdampfmaschine der Norddeutschen Portlandzementfabrik zu Misburg in Hannover von H. Lorenz hervorgehoben\*\*).

Die Maschine wurde für eine Normalleistung von 700 PS<sub>i</sub> beziehungsweise Maximalleistung von 900 PS<sub>i</sub> gebaut; wegen mangelnder Belastung konnte dieselbe jedoch während der zweitägigen Versuchsdauer nur mit 600 PS<sub>i</sub> mittlerer Leistung auf ihren Dampfverbrauch untersucht werden. Die Versuche erfolgten in zwei Reihen und zwar mit Mantelheizung und ohne Mantelheizung. Bei einer mittleren Tourenzahl von 74,6 pro Minute und einem mittleren Kesselspannungsüberdruck von 11,95 beziehungsweise 11,98 kg/qcm, betrug der Dampfverbrauch pro PS<sub>i</sub>-Stunde

mit Mantelheizung 5,45 kg  
und ohne Mantelheizung 5,67 „

Der auffallend geringe Unterschied des Gesamtdampfverbrauches von nur ca. 0,2 kg pro PS<sub>i</sub>-Stunde des Versuches mit Heizung der Mäntel und Zwischenkammern gegenüber den Versuchen ohne Heizung war durch die Art der Heizung und Entwässerung bedingt.

Nach der allgemeinen Gleichung (7) oder (8) § 54 ergibt sich für vorstehende Beobachtungswerte  $W = 183,5$  Wärmeeinheiten. Ferner das Wärmeäquivalent der pro kg Dampf geleisteten Arbeit mit  $\frac{634}{5,45} = 116,3$  beziehungsweise  $\frac{634}{5,67} = 111,8$  Wärmeeinheiten.

Daraus ergibt sich für die Versuche mit Mantelheizung der indizierte Wirkungsgrad = 0,64, der thermische Wirkungsgrad = 0,186; für die Versuche ohne Heizung der indizierte Wirkungsgrad = 0,62 und der thermische Wirkungsgrad = 0,179.

In Tabelle X sind die wichtigsten Resultate der im vorstehenden besprochenen Versuche mit Kondensationsmaschinen und gesättigtem Dampf

\*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jhrg. 1898.

\*\*) Ebenda, Jhrg. 1901.

zusammengestellt. Die Ergebnisse der Versuche mit überhitztem Dampf wurden bereits in § 91 und 92 angeführt.

Tabelle X. Versuchsergebnisse mit Kondensationsmaschinen.

Art der Maschine	Kesseldruck in kg/qcm absolut	Dampf- verbrauch pro PS <sub>1</sub> -Std. in kg	Indizierter Wirkungs- grad	Thermischer Wirkungs- grad
Langsamgehende Eincylinder- balanciermaschine (Mair- Rumley) .....	4,0	9,65	0,46	0,10
Eincylindercorlißmaschine (Hill) .....	8,0	8,95	0,44	0,12
Eincylindersulzermaschine (Linde) .....	7,0	8,47	0,45	0,12
Zweicylindercompoundbalan- ciermaschine (Mair-Rumley)	5,2	6,75	0,63	0,15
Zweicylindercompound- Worthingtonpumpmaschine	5,0 6,0	7,9 7,8	0,53 0,51	0,13
Zweicylindercompoundpump- maschine (Boston Main Drainage Works) .....	7,8	6,25	0,60	0,16
Zweicylindercompoundmasch., einfach wirkend, Schnell- läufer (Willans) .....	12,2	6,35	0,54	0,16
Triplexschiffsmaschine „Jona“ (Kennedy) .....	12,2	5,95	0,58	0,17
Triplexversuchsmaschine (Reynolds) .....	14,0	5,65	0,59	0,18
Triplexmaschine, einf. wirkend, Schnellläufer (Willans) .....	12,6	5,66	0,60	0,18
Triplexsulzermaschine (Schröter) .....	11,7	5,5	0,65	0,19
Triplexpumpmaschine (Stodola)	11,45	5,36	0,66	0,178
Triplexbetriebsmaschine (Lorenz) .....	13,0	5,45	0,64	0,186

Die vorstehenden Versuche seien schließlich noch ergänzt durch einen interessanten Versuch an einer langsamgehenden Zweicylindercompoundmaschine mit Kondensation, welche mit einer für derlei Maschinen ausnahmsweise hohen Admissionsdampfspannung von 10 kg/qcm absolut arbeitete\*). Beide Cylinder sowie der Receiver wurden durch Dampf von der Admissionsspannung geheizt; dieser Umstand, sowie die geringe Tourenzahl der Maschine (34 pro Minute) bewirkten, daß der Dampf trotz der geringen Füllung des Hochdruckcylinders (ungefähr  $\frac{1}{6}$ ) während der Expansion verhältnismäßig trocken blieb. Der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes war mit Schluß der Füllung im Hochdruckcylinder ca 25%; hingegen mit

\*) Chief Engineers Report of the Engine, Boiler and Employer's Liability Insurance Co., 1895.

Schluß der Expansion nur etwa 11%. Im Niederdruckcylinder betrug der Feuchtigkeitsgehalt 22% mit Schluß des Eintrittes und 12% bei Beginn der Ausströmung. Die beistehenden Figuren 47 und 48 sind diesem Versuche entnommene Indikator-diagramme des Hoch- und Niederdruckcylinders; die Spannungen sind den Originaldiagrammen entsprechend in Pfund englisch pro Quadratzoll eingetragen.

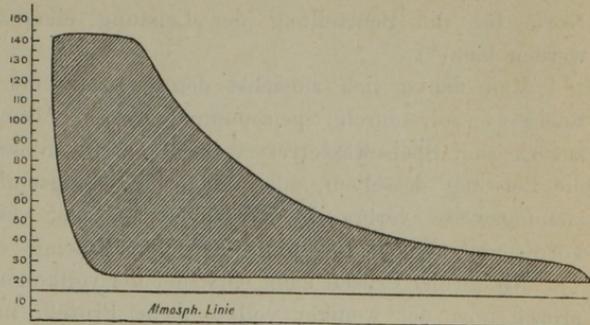


Fig. 47.

Nachdem das Niederdruckzylinderhubvolumen viermal so

groß wie jenes des Hochdruckzylinders angenommen wurde, war das Gesamtexpansionsverhältnis ein für Compoundmaschinen außergewöhnlich großes. Die Maschine entwickelte eine Leistung von 220 PS<sub>i</sub> bei einem Dampfverbrauche von 5,72 kg pro PS<sub>i</sub>-Stunde (gemessen aus der Summe des Kondensatorab-

wassers und des Mantelwassers). Der indizierte Wirkungsgrad berechnet sich daraus mit 0,62, der thermische Wirkungsgrad mit 0,17. Von dem Gesamtdampfverbrauche konsumierte die Mantelheizung ungefähr 8%.

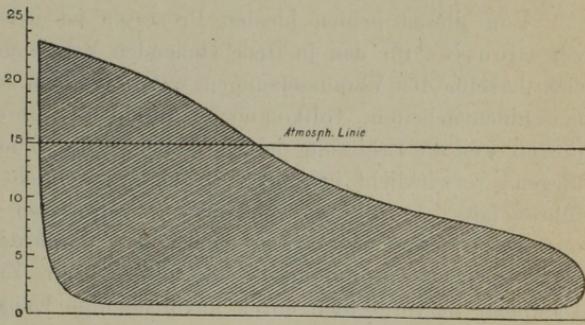


Fig. 48.

Die bei diesem Versuche erzielten Re-

sultate sind nahezu gleichwertig wie jene der besten Dreifachexpansionsmaschinen und zeigen, daß unter besonders günstigen Verhältnissen eine Zweicylindermaschine praktisch ebenso vorteilhaft zu arbeiten vermag, als die infolge des dritten Cylinders kompliziertere Triplexmaschine. Insofern bietet der in Rede stehende Versuch besonderes Interesse.

**99. Normen für die Beurteilung der Versuchsergebnisse.** Bei Besprechung der im vorhergehenden angeführten Versuchsergebnisse wurde

des besonderen Interesses wegen der Vergleich der pro kg Dampf wirklich geleisteten Arbeit zu jener Arbeit gezogen, welche erreicht werden könnte, wenn der Dampf den idealen Prozessen folgen würde. Es soll nunmehr eingehender untersucht werden, welcher der idealen Prozesse als Norm für die Beurteilung der Leistung einer Maschine angenommen werden kann\*).

Man denke sich zunächst den Kreislauf der Arbeitsflüssigkeit vom Speisereservoir durch Speisepumpe, Kessel, Maschine und Kondensator zurück zum Speisewasserreservoir als ein geschlossenes Ganzes, bestimme die Leistung desselben, oder die pro Leistungseinheit aufgenommene, beziehungsweise verbrauchte Wärmemenge und vergleiche diese mit der korrespondierenden Leistung oder Wärmemenge eines idealen Prozesses.

Als idealer Prozeß kann entweder der vollkommene Carnotsche Kreisprozeß oder der weniger vollkommene Prozeß, in welchem die Arbeitssubstanz zwar eine vollständige adiabatische Expansion durchläuft, jedoch ohne vorhergehende Temperaturerhöhung durch adiabatische Kompression in den Kessel zurückgeleitet wird, angenommen werden. Man nennt diesen in § 46 beschriebenen Prozeß den Kreisprozeß von Clausius. Dieser Prozeß ist unter Bezug auf das Wärmediagramm Fig. 23 für anfänglich gesättigten Dampf durch den Linienzug *abcd* und für überhitzten Dampf durch den Linienzug *abersa* Fig. 25 dargestellt.

Von diesen beiden idealen Prozessen ist jedenfalls der Kreisprozeß von Clausius für den in Rede stehenden Vergleich vorzuziehen, nachdem sich derselbe den Voraussetzungen, unter welchem selbst die besten Dampfmaschinen arbeiten, vollkommener anschließt, als der Carnotsche Kreisprozeß, weil die Erhitzung des Speisewassers durch adiabatische Kompression nirgend verwirklicht ist und sich auch tatsächlich praktisch nicht durchführen läßt. Je vollkommener man alle fallweisen Verluste durch Leitung und Ausstrahlung von Wärme nach außen, durch den Einfluß der Cylinderwandungen sowie infolge nicht umkehrbarer Zustandsänderungen des Dampfes, hervorgerufen durch unvollständige Expansion oder Drosselung desselben, zu vermeiden sucht, desto mehr nähert sich der wirkliche Kreisprozeß jenem von Clausius. Für überhitzten Dampf ist der Carnotsche Prozeß überhaupt nicht geeignet, weil derselbe den Fall ausschließt, daß die Arbeitssubstanz Wärme bei einer Temperatur unter der oberen Grenztemperatur des Prozesses, wie dies bei Anwendung überhitzten Dampfes der Fall ist, aufnimmt.

Sowohl im Carnotschen als auch im Kreisprozeß von Clausius ist der ideale Wirkungsgrad für gesättigten Dampf bedingt durch die Grenz-

\*) *Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, Vol. CXXV, 1896, S. 182 bringt eine Abhandlung über diesen Gegenstand von Kapitän Sankey.

temperaturen bei welchen der Dampf einerseits erzeugt, andererseits kondensiert wird. Für die Berechnung des Wirkungsgrades nach dem Prozesse von Clausius für überhitzten Dampf muß ferner noch die Überhitzungstemperatur angegeben sein.

Um einen Vergleich der wirklichen Leistung des Dampfes in einer Maschine mit jener Leistung zu ziehen, welche unter voller Ausnützung des totalen Temperaturgefälles der Arbeitssubstanz erreichbar wäre, müßte der Clausiusprozeß mit der Kesseltemperatur als oberer und der Temperatur des zugeführten Kondensationswassers als unterer Temperaturgrenze berechnet werden. Die wirkliche Leistung fällt jedoch sehr von dieser idealen Leistung ab, da einerseits der Dampf auf dem Wege vom Kessel zur Maschine Wärme verliert, andererseits die Wirkung des Dampfes im Cylinder der Maschine selbst durch den Einfluß der Wandungen, sowie infolge unvollständiger Expansion nachteilig beeinträchtigt wird und endlich vermöge der Unvollkommenheit des Kondensators die Spannung, bei welcher der Dampf kondensiert wird, höher ist als jene Spannung, welche der Temperatur des zur Kondensation dienenden Wassers entsprechen würde.

Will man jedoch den Wärmeverlust durch die Leitung aus dem Vergleiche der Leistungen eliminieren, beziehungsweise die Maschine davon entlasten, dann erhält man einen näher liegenden theoretischen Wert, wenn man als obere Temperatur die Temperatur des Dampfes unmittelbar vor Eintritt in den Cylinder annimmt; will man andererseits die Maschine von der Unvollkommenheit des Kondensators entlasten, dann wird man als untere Grenztemperatur des Prozesses die Temperatur im Kondensator selbst annehmen. Letzterer Wert ist natürlich bei verschiedenen Maschinen verschieden, doch kann man als Regel, wie schon an früherer Stelle bemerkt annehmen, daß derselbe zwischen 35° bis 40° C liegt; diese Temperatur wurde auch den Berechnungen des Wertes von  $W$  im vorhergehenden Paragraph zugrunde gelegt. Auch die nachstehende Tabelle XI wurde unter Annahme einer mittleren Kondensatortemperatur von 38° C berechnet; die Werte dieser Tabelle wurden für den Vergleich der wirklichen und theoretischen Leistung in der vorhergehenden Tabelle X benützt.

Tabelle XI. Theoretisch erreichbare Arbeit von 1 kg gesättigtem Dampf bei kompletter adiabatischer Expansion und einer angenommenen unteren Temperaturgrenze von 38° C.

Absoluter Anfangsdruck in kg/qcm	$W$ Wärmeeinheiten	Absoluter Anfangsdruck in kg/qcm	$W$ Wärmeeinheiten
4,0	142,2	6,0	156,4
4,5	146,3	6,5	159,2
5,0	151,0	7,0	162,0
5,5	153,4	7,5	164,3

Absoluter Anfangsdruck in kg/qcm	$W$ Wärmeeinheiten	Absoluter Anfangsdruck in kg/qcm	$W$ Wärmeeinheiten
8,0	166,5	12,5	182,4
8,5	168,7	13,0	183,7
9,0	170,7	13,5	185,0
9,5	172,7	14,0	186,3
10,0	174,6	14,5	187,6
10,5	176,3	15,0	188,8
11,0	177,9	15,5	190,1
11,5	179,4	16,0	191,3
12,0	180,9		

**100. Mechanischer Wirkungsgrad der Maschine.** Die numerischen Werte der Tabellen X und XI, sowie der Leistung und des Dampfverbrauches der in den vorhergehenden Paragraphen herangezogenen Beispiele beziehen sich auf die indizierte Leistung, welche vom Dampf an den Kolben der Maschine abgegeben wird. Die indizierte Leistung einer Maschine, oder die durch indizierte Pferdekkräfte ausgedrückte Arbeit derselben, ist immer um die Eigenreibungsarbeit der Maschine selbst größer als die an die Kurbelwelle beziehungsweise nach außen abgegebene, durch effektive oder Bremspferdekkräfte ausgedrückte Nutzarbeit der Maschine. Das Verhältnis dieser beiden Leistungen ( $\frac{\text{effektive Leistung}}{\text{indizierte Leistung}}$ ) nennt man den mechanischen Wirkungsgrad der Maschine; derselbe ist unter allen Umständen kleiner als Eins und kann für Dampfmaschinen guter Bauart mit im Mittel 0,85 angenommen werden; 15 Prozent der indizierten Arbeit werden daher durch die passiven Widerstände der Bewegung der Maschine unter normalen Verhältnissen aufgezehrt. Ausnahmeweise erreicht die Nutzarbeit 90 Prozent der indizierten Arbeit; im allgemeinen bleibt sie jedoch unter diesem Werte und fällt bei kleineren Maschinen auch bis 80 Prozent ab.

Dient eine Dampfmaschine zum direkten Antrieb einer einzigen Arbeitsmaschine, dann wird die effektive Leistung der Maschine zumeist durch die Leistung der betreffenden Arbeitsmaschine bestimmt; so wird z. B. in dem Falle des direkten Antriebes einer Dynamomaschine gewöhnlich der Vergleich zwischen der elektrischen, im Falle einer direkt gekuppelten Pumpe der Vergleich zwischen der Förderleistung (aus Volumen und Förderhöhe der Flüssigkeit) derselben und der indizierten Leistung des Motors gezogen; in beiden Fällen setzt sich somit, Kraft- und Arbeitsmaschine als ein einziger Mechanismus aufgefaßt, der mechanische Wirkungsgrad aus jenem der Dampfmaschine und der Dynamomaschine beziehungsweise Pumpe zusammen. Bei der in § 98 als Beispiel besprochenen Worthington-Maschine betrug die Förderleistung der Pumpe 84 bis 85 Prozent der indizierten Dampfleistung; bei den Versuchen

mit der Pumpmaschine der Boston Main Drainage Works wurde diese Leistung mit 84 Prozent gemessen; die Versuche von Prof. Reynolds ergaben das Verhältnis der mittels Bremse gemessenen Leistung und der indizierten Arbeit der Maschine unter den günstigsten Verhältnissen mit 0,82.

Wenn eine Maschine mit unveränderter Tourenzahl läuft, dann ist die Eigenreibungsarbeit derselben gewöhnlich nahezu konstant, ob die Maschine mehr oder weniger belastet ist; der mechanische Wirkungsgrad wird daher bei abnehmender Belastung der Maschine gleichfalls abnehmen. Im folgenden Abschnitt wird auf diesen Gegenstand näher eingegangen und der Weg zur Ermittlung der Energieverluste der Maschine erörtert werden.

Mit Rücksicht auf den mechanischen Wirkungsgrad einer Maschine ist es unrationell, mit der Expansion des Dampfes bis zur Vollständigkeitsgrenze zu gehen; der Grund hierfür hängt jedoch in keiner Weise mit der in § 87 besprochenen Vermehrung der Kondensationsverluste zusammen.

Wenn das Indikatordiagramm bis zur Grenze vollständiger Expansion ausgedehnt wird, dann ist der letzte Teil des Kolbenhubes hinsichtlich der äußeren Arbeit nicht nur unwirksam, sondern geradezu nachteilig, denn obgleich durch diese Diagrammspitze die Fläche des Diagramms etwas vergrößert wird, wird dennoch die zu leistende äußere Arbeit vermindert. Der Verlust an effektiver Arbeit beginnt, sobald mit zunehmender Expansion der Druck auf den Kolben eben noch ausreicht, um die Eigenbewegungswiderstände der Maschine zu überwinden; es ist daher hinsichtlich der Nutzleistung der Maschine ein entschiedener Vorteil, die Diagrammspitze abzuschneiden, beziehungsweise das Auslaßorgan zu öffnen, sobald diese Grenze erreicht ist. Aus demselben Grunde wäre es unrationell, die Ökonomie des Betriebes schädigend, wenn die Expansion über die Grenze der Vollständigkeit ausgedehnt, das heißt die Spannung über die Austrittsspannung vermindert würde, in welchem Falle sich im Diagramm eine Schlinge bilden würde.

#### **101. Wahl der Expansionslinie bei Entwurf des Indikatordiagrammes einer Dampfmaschine gegebener Abmessungen.**

So sehr auch der Dampfverbrauch einer Maschine durch die Wechselwirkung zwischen Cylinderwandung und Dampf beeinträchtigt wird, so wenig bemerkbar macht sich der Einfluß derselben auf die Form und den Verlauf der Expansionslinie; in Wirklichkeit ist diese Kurve sehr wenig von einer rechtwinkligen Hyperbel verschieden. Die einfache Annahme, daß sich der Druck während der Expansionsperiode im umgekehrten Verhältnisse zum Volumen ändert, genügt zur Konstruktion des

mutmaßlichen Indikatordiagramms behufs Bestimmung der zu erwartenden Leistung einer Maschine von gegebenen Cylinderdimensionen, angenommener Kolbengeschwindigkeit und Anfangsspannung, sowie entsprechend gewähltem Gegendruck und Expansionsverhältnis.

Wäre der schädliche Raum gleich Null, die volle Anfangsspannung  $p_1$  während der Admissionsperiode konstant, der Schluß der Füllung sowie der Beginn der Ausströmung scharf begrenzt, würde die Expansion sich bis Ende des Hubes erstrecken und die Gegenspannung, ohne Kompression, während der vollen Ausströmperiode  $p_b$  sein, dann würde sich unter der Annahme, daß die Expansionslinie als gemeine Hyperbel betrachtet werden kann, der mittlere effektive Druck nach der Gleichung berechnen

$$\frac{p_1 (1 + \log_e r)}{r} - p_b,$$

worin  $r$  das Expansionsverhältnis bedeutet, d. i. das Verhältnis des vollen Hubvolumens zum Füllungsvolumen.

Die Fläche des Indikatordiagramms ergibt sich aus der Gleichung

$$p_1 v_1 + \int_{v_1}^{v_2} p dv - p_b v_2,$$

wenn  $v_1$  und  $v_2$  das Füllungsvolumen beziehungsweise das Volumen mit Beginn der Ausströmung bezeichnen, somit

$$r = \frac{v_2}{v_1}.$$

Unter der vorigen Annahme des Charakters der Expansionslinie ist in irgend einem Punkte derselben  $p v = p_1 v_1$ , somit die Fläche des Diagramms

$$\begin{aligned} p_1 v_1 \left( 1 + \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} \right) - p_b v_2 \\ = p_1 v_1 (1 + \log_e r) - p_b v_2. \end{aligned}$$

Die mittlere effektive Pressung ergibt sich daraus durch Division mit  $v_2$ , entsprechend der vorhin angeführten Gleichung.

Für Compoundmaschinen kann dieselbe Gleichung benutzt werden, wenn  $r$  das Gesamtexpansionsverhältnis bedeutet und vorausgesetzt wird, daß auf dem Wege des Dampfes von einem Cylinder zum nächsten keine Druckverluste eintreten.

In Wirklichkeit werden diese Bedingungen jedoch nicht erfüllt; infolgedessen ist der wirkliche mittlere effektive Druck  $p_m$  stets kleiner

als der so gerechnete theoretische, welche Beziehung man durch einen Koeffizienten  $e$  in der Art auszudrücken pflegt, daß

$$p_m = e \left\{ \frac{p_1 (1 + \log_e r)}{r} - p_b \right\}.$$

Dieser „Diagrammfaktor“  $e$ , von Prof. Unwin\*) so genannt, ist natürlich eine Erfahrungszahl kleiner als Eins und bestimmt sich aus dem Vergleich von Maschinen gleicher Type, welche unter verwandten Voraussetzungen arbeiten.

---

\*) Siehe *The Practical Engineer*, 17. Juni 1892; sowie *Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, Vol. CXIV, S. 83 und *Engineering*, Okt. 1893.