

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.

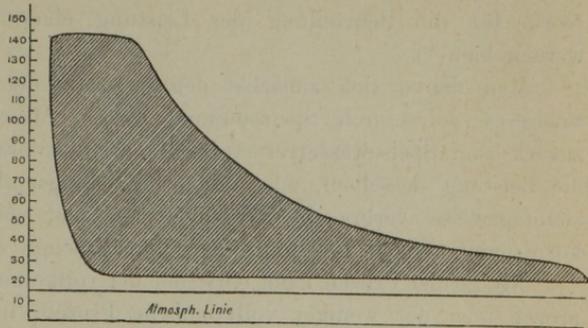


Fig. 47.

Nachdem das Niederdruckcylinderhubvolumen viermal so groß wie jenes des Hochdruckcylinders 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 Kondensatorabwassers 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%.

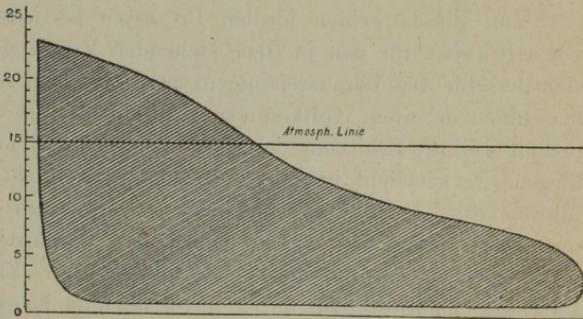


Fig. 48.

Die bei diesem Versuche erzielten Resultate 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 | $W$<br>Wärmeeinheiten | Absoluter Anfangsdruck in kg/qcm | $W$<br>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 | $W$<br>Wärmeeinheiten | Absoluter Anfangsdruck in kg/qcm | $W$<br>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. Ausnahmsweise 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