

mit Kondensation ergeben. Es möge jedoch an dem gefundenen Wert festgehalten werden, da Gründe der angedeuteten Art nicht vorliegen, vielmehr bei dem gefundenen Wert der Druckwechsel zeitig genug eintritt. Von einer Abrundung auf 0,45 werde abgesehen, einmal weil dann die Kompressionslinie noch einmal verzeichnet werden müßte, und weil nach Art. 280 der ideale Kompressionsbeginn doch nicht genau mit dem Abschlußpunkt zusammenfällt.

18. Für gesättigten Dampf hätte sich mit einem geschätzten Dampfverbrauch von 8,4 kg oder einem Wärmeverbrauch von $8,4 \cdot 662 = 5561$ WE pro PS_i-Stunde nach Formel 3 für $p v = \text{const}$ ergeben $\frac{7,5}{1,1 \cdot 8,4} = \log \frac{p_4}{p_3} = 0,812$; $\frac{p_4}{p_3} = 6,49$; $p_4 = 6,49 \cdot 0,21 = 1,36$; $p_5 = \frac{1}{2} \cdot p_4 = 0,68$; durch 5 wird dann wieder die Kompressionslinie mit $p v^\alpha = \text{const}$ gezeichnet, α werde bei gesättigtem Dampf und geheizten Deckeln $= 1,15$ gesetzt.

Für den vorliegenden Fall muß jedoch an dem in Art. 17 gefundenen Kompressionsweg festgehalten werden, weil die Maschine für überhitzten Dampf konstruiert werden soll und der einmal festgelegte Kompressionsweg betriebsmäßig nicht geändert werden kann. Die vorläufige Annahme von gesättigtem Dampf für die Expansionslinie usw. war auch nur gemacht, um für den Anfänger zunächst den Diagrammentwurf in der ihm geläufigen Form durchzuführen, dann einige Ausblicke auf die Unterschiede in der Wirkung und Ökonomie von überhitztem und gesättigtem Dampf zu geben und schließlich die Verhältnisse zu beurteilen, mit welchen die Maschine bei abgestellter oder versagender Überhitzung arbeitet.

19. Die Formel 3 ist nur dazu bestimmt, den wahrscheinlich wirtschaftlich günstigsten Kompressionsweg zu wählen. Die Rücksicht auf sanftes Ausschwingen der Massen verlangt zuweilen einen anderen (bei niedrigem Ausschubdruck nach dem Kondensator meist etwas größeren) Kompressionsweg.

Bestimmung des mittleren indizierten Druckes, Wahl der Füllung für Heißdampf.

20. Nachdem das Diagramm in der angegebenen Weise aufgetragen ist, wird die Arbeitsfläche ausgemessen (durch Ordinatenmessung oder mit dem Planimeter) und die mittlere Diagrammhöhe berechnet, welche im Atmosphärenmaßstab gemessen den mittleren indizierten Druck liefert. Dieser wird in dem vorliegenden Falle

$$p_i = 2,60 \text{ Atm.}$$

gefunden. Man trägt ihn am anschaulichsten von der Gegendrucklinie (anstatt von der absoluten Nulllinie) aus auf (Fig. 1). Bestimmung von p_i mittels Spannungskoeffizienten vgl. Art. 39.

21. Bei Verwendung von überhitztem Dampf fällt die Expansionslinie steiler ab. Wenn man von der gleichen ideellen Füllung ausgeht, ergibt sich daher eine kleinere Leistung und ein niedrigeres p_i . Geht man dagegen von der Expansionsendspannung aus mit der steileren Expansionslinie rückwärts, so kommt man auf eine größere Leistung und größere Füllung.

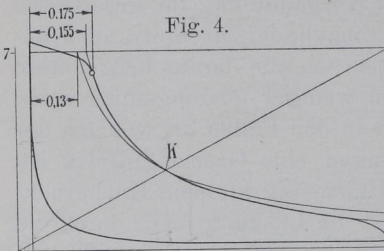
Die Annahme einer gleich großen Normalfüllung für gesättigten Dampf und überhitzten Dampf ist bei Einzylindermaschinen mit Kondensation jedenfalls unberechtigt, ebenso wie die daraus hergeleitete Behauptung, daß Heißdampfmaschinen weniger leistungsfähig seien wie Sattdampfmaschinen. Das gilt nur in den Fällen, in welchen der Erreichung ausreichend großer Füllungen eine Grenze gesetzt ist, wie bei Verbundmaschinen mit verhältnismäßig kleinem Hochdruckzylinder. Bei Einzylindermaschinen ist die Leistung mehr durch die Schwierigkeit begrenzt, die bei sehr großen Füllungen eingeführten großen Dampfmenngen abzuführen, als solche Füllungen baulich zu erreichen, d. h. es ist mehr der Enddruck p_2 beschränkt als die Füllung. Auch würde bei den baulich immerhin möglichen sehr großen Füllungen die Ökonomie so zurückgehen, daß die Füllungen für den Betrieb selbst in Ausnahmefällen nicht zu empfehlen sind.

Es scheint hiernach richtiger, bei der Wahl der Füllung einer Einzylindermaschine für Sattdampf oder Heißdampf nicht gleiche Füllungen, sondern gleiche Enddrucke zugrunde zu legen, zumal der Enddruck ein ungefähres Maß für den Verzicht an Arbeit ist, welche der Dampf bis zur Erreichung des Ausschubgegendruckes p_3 (Fig. 1) durch Fortsetzung der Expansion noch leisten könnte. Mit dieser Vergleichsgrundlage würde die Heißdampfmaschine sogar noch leistungsfähiger wie die Sattdampfmaschine.

22. Es soll hier nun weder das Eintrittsvolumen noch der Enddruck für beide Dampfarten gleich gewählt werden, sondern ein vermittelnder Weg eingeschlagen werden, der auch für Verbundmaschinen in den meisten Fällen gangbar sein wird, nämlich an dem für Sattdampf ermittelten p_i bzw. p_i red. bei Verbundmaschinen festgehalten werden. Das wird angenähert erreicht, wenn man durch den Schnittpunkt K der Diagonale des durch $s + s_0$ und p gebildeten Rechtecks mit der Hyperbel $p v = \text{const}$ (Fig. 4) die Polytrope legt, welche als die Expansionslinie des überhitzten Dampfes angenommen werden

soll. Der adiabatische Volumenexponent des überhitzten Dampfes ist $= 1,3$. Der praktisch erreichte liegt zwischen 1,1 und 1,25, weil der Dampf während der Expansion Wärme von den Wandungen her empfängt (ebenso wie statt des Exponenten der adiabatischen Expansion von anfangs trocken gesättigtem Dampf 1,135 praktisch aus gleichem Grunde 1,00, d. h. $p v = \text{const}$, erreicht wird).

23. Angesichts der hohen Überhitzung mit $320 - 164 = 156^\circ$ Über-
temperatur werde mit 1,2 gerechnet. Die Kurve kann von K aus
nach dem gleichen Verfahren wie die Kompressionslinie (Art. 16)



konstruiert werden. Man findet (Fig. 4) als diejenige Füllung, welche den gleichen mittleren indizierten Druck liefert wie die Satt-
dampf-
füllung von 0,13, die ideale Heiß-
dampf-
füllung 0,155.

Eine Nachprüfung, ob bei Benutzung von K als Ausgangspunkt tatsächlich der gleiche mittlere indizierte Druck erreicht wird wie bei Satt-
dampf, kann für die Normal-
leistung unterbleiben, indem es dem Regulator überlassen werden kann, diejenige Füllung genau herzustellen, welche bei der Normal-
belastung der Maschine $p_i = 2,60$ erzeugt, was um so eher gerech-
fertigt ist, als auch die Unsicherheit in der Schätzung des Füllungs-
zuschlages (Art. 28) es notwendig macht, dem Regulator die gleiche Aufgabe zuzuweisen. Für die Maximalleistung wird etwas mehr
Vorsicht oder ein sehr reichlicher Füllungszuschlag geboten sein.

Bei Verbundmaschinen ist nachzuprüfen, ob die geforderte Maximal-
leistung mit der im Hochdruckzylinder zulässigen Maximalfüllung
erreichbar ist; andernfalls ist entweder der Hochdruckzylinder allein
zu vergrößern oder die Normalfüllung herabzusetzen, d. h. die Maschine
für überhitzten Dampf im ganzen etwas reichlicher zu bemessen.

24. Man kann den mittleren indizierten Druck auch ohne Auf-
tragung des Diagramms mittels Rechnung finden; um diese Rechnung
zu vereinfachen, hat man sogenannte Spannungskoeffizienten einge-
führt für das Gesetz $p v = \text{const}$. Bevor auf das Rechnungsverfahren
mit Spannungskoeffizienten eingegangen wird, müssen einige Begriffs-
bestimmungen, welche die Grundlage für die Berechnung bilden und
nicht überall gleichartig gewählt sind, erläutert und verglichen werden.
Anfänger mögen die Art. 25 bis 38 überschlagen und sich an die
im Art. 39 gegebene Rechnungsweise halten.