

Die Getriebeelage des Grundexzentrers wird zu r' symmetrisch über MH (wegen der außen abschneidenden Kanten) gefunden.

23. In Fig. 255 ist zu der Exzenteranordnung Fig. 254 das Steuerungsdiagramm gezeichnet, in welches wieder der Deutlichkeit wegen nur die relative Scheitelkurve und das Grundexzenter in ihren Diagrammlagen eingetragen sind. Die Überdeckung ist so gewählt, daß absolute Nullfüllung erreicht wird. Das Diagramm ist nach dem Vorausgehenden ohne weiteres verständlich.

Fig. 255.

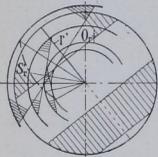
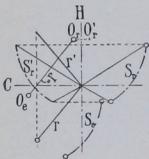


Fig. 256.



24. In Fig. 256 sind im übrigen für die gleichen Verhältnisse die Exzenterlagen für innen abschneidenden Grundschieber und außen abschneidenden Expansionsschieber gezeichnet. Die Getriebeelage der Scheitelkurve des Relativexzentrers ist über MH symmetrisch zu S_r' , die Getriebeelage r des Grundexzentrers ist über MC symmetrisch zu r' . O_e ist der Mittelpunkt des festen Exzentrers für das Drehexzenter. Das Diagramm ist das gleiche wie für Fig. 254. Es gilt also Fig. 255 sowohl für das Lagenschema Fig. 254 wie für dasjenige Fig. 256. Bezüglich der größeren konstruktiven Schwierigkeiten dieser Anordnung gegenüber der nach Art. 22 gilt das in Art. 21 Gesagte.

Doppelschiebersteuerungen nach dem Einkammersystem mit Stellexzenter und gleichseitig abschneidenden Kanten ergeben ebenso wie die übliche Anordnung der Rider-Steuerung recht ungünstige Verhältnisse für große Füllungen und gestatten kaum die Erreichung absoluter Nullfüllung. In der Ztschr. d. V. d. Ing. 1891 Tafel 34 ist eine Maschine mit einer solchen Steuerung (außen abschneidende Kanten an beiden Schiebern) ohne Diagramm abgebildet.

Anhang VIII.

Neues Verfahren zur Vorausberechnung des Dampfverbrauchs von Kolbendampfmaschinen.

Vorbemerkungen.

1. Die Berechnung des Dampfverbrauchs zerfällt in die Berechnung des verlustlosen Verbrauchs und in die Berechnung der Verluste. Unter den Verlusten hat man zu unterscheiden: 1. solche, welche

der theoretischen Feststellung einigermaßen zugänglich sind oder doch aus Dampfdiagrammen ohne Verbrauchsmessung entnommen werden können, und 2. solche, welche nur auf Grund von Verbrauchsmessungen ermittelt werden können (Verluste durch inneren Wärmeaustausch, durch äußere Abkühlung durch Dampflässigkeit).

Zu den ersteren gehören die Verluste durch den schädlichen Raum, durch die Kompressionsarbeit, unter Berücksichtigung des Rückgewinns an Kompressionsdampf und Kompressionsarbeitswärme, die Verluste durch Drosselung beim Ein- und Austritt und die Verluste durch Voraustritt und Voreintritt. Diese leichter übersehbaren Verluste sollen in dem ersten Teil des nachstehenden Aufsatzes mit behandelt werden, während in dem zweiten Teil neue Formeln und Regeln zur ungefähren Vorausbestimmung der Wärmeverluste durch inneren Wärmeaustausch usw. gegeben werden sollen.

2. Um eine klare Trennung der Verluste erster und zweiter Art zu ermöglichen, ist es notwendig, bei Aufstellung der Gleichungen für die Dampfarbeit auf die Adiabaten für die Expansion und Kompression zurückzugreifen und auf die gebräuchlich gewordene Benutzung der praktisch gefundenen Expansions- und Kompressionsgesetze, die eine mehr oder weniger starke Wärmez- und -abfuhr von den Wandungen zur Voraussetzung haben, zu verzichten (vgl. auch Art. 36). Der Übergang zu den praktisch erreichten Expansionskurven kann dann nach einem ähnlichen Verfahren unter Beibehaltung des mittleren indizierten Druckes erfolgen, wie es in Art. 22 und 23 S. 12 dargelegt ist.

3. Sehr erheblich wird sich das nachstehende Ermittlungsverfahren für den theoretischen Dampfverbrauch durch den Aufbau von dem üblichen unterscheiden. Es wird nämlich nicht von der Füllung, sondern von dem mittleren indizierten Druck ausgegangen werden. Der mittlere Druck bestimmt die Leistung der Maschine und sein Verhältnis zum Admissionsdruck einigermaßen das Verhältnis der Leistungsfähigkeit der Maschine zu ihrem Gewicht und ihren Kosten. Die zweckmäßige Wahl kann nach Annahme des Admissionsdruckes leichter und zuverlässiger getroffen werden wie die Wahl der Füllung.

Den mittleren indizierten Druck p_i bei normaler Leistung kann man etwa wählen, wenn mit p der absolute mittlere Admissionsdruck (Art. 30, S. 15 und 16) bezeichnet wird:

für Einzylindermaschinen mit Kondensation	$p_i = 1,2 + 0,2 p$
für Einzylindermaschinen mit Auspuff	$p_i = 1,2 + 0,25 p$
für Zweiverbundmaschinen mit Kondensation	$p_{i\text{red}} = 1,2 + 0,09 p$

für Dreiverbundmaschinen $p_{i \text{ red}} = 1,2 + 0,05 p$

für Dreiverbundmaschinen mit großem Spannungsabfall in allen drei Zylindern (Schiffsmaschinen) $p_{i \text{ red}} = 1,5 + 0,07 p$.

Will man die Maschine reichlicher bemessen, so geht man mit p_i um 0,1 bis 0,2 herab, will man sie knapper bemessen, so geht man mit p_i um 0,1 bis 0,2 herauf.

Wenn eine bestimmte Füllung zum Ausgangspunkt gewählt wird, ändert sich bei jeder Veränderung in den Annahmen über die Größe des schädlichen Raumes, über die Drosselung, über die Voraustrittsverluste, über das Expansions- und Kompressionsgesetz auch die wichtige Größe des indizierten Druckes. Es ist aber, wie in Art. 21 schon bezüglich verschiedener Expansionsgesetze dargelegt ist, nicht gerechtfertigt, bei solchen Veränderungen an der Füllung festzuhalten. Dort wurde auch (Art. 22), nachdem zunächst in Anlehnung an das herkömmliche Verfahren der mittlere indizierte Druck für gesättigten Dampf bestimmt war, für überhitzten Dampf die Füllung so bestimmt, daß der mittlere Druck unverändert blieb.

4. Seit Einführung des überhitzten Dampfes haben die sogenannten praktischen Expansionslinien bei Bestimmung des Dampfverbrauchs und des indizierten Druckes für den Gebrauch sehr an Bedeutung verloren. Man muß für jeden Überhitzungsgrad ein besonderes Gesetz benutzen und ist nicht einmal sicher, das Richtige zu treffen, weil die relative Größe und der Zustand der schädlichen Flächen einen nicht unbedeutenden Einfluß auf den Verlauf der Expansionslinie haben. Hrabák rechnet mit vier verschiedenen Exponenten der Expansionslinie und bestimmt für gleiche Füllung das Verhältnis der verschiedenen p_i zu dem mit $p v = \text{const}$.

Wenn man sich nicht so fest an eine bestimmte Füllung als Grundlage für den Entwurf anklammert, sondern nachträgliche Änderungen zugunsten der Unveränderlichkeit eines gewählten p_i zuläßt, wie sie S. 12 und 25 vorgenommen sind, und den Rest der Unsicherheit dem Regulator zu korrigieren überläßt, schwinden auch die Schwierigkeiten durch die Unsicherheit im Verlauf der Expansionslinie.

Auch die Expansionslinie von gesättigtem Dampf befolgt gar nicht so regelmäßig das praktische Gesetz $p v = \text{const}$, wie meist angenommen wird, und es hat der Regulator schon oft unbemerkt die ihm hier planmäßig zugewiesene Aufgabe der Korrektur irrtümlicher Annahmen über das Expansionsgesetz übernommen. Für den Anfänger wird freilich die Zugrundelegung einer bestimmten Füllung stets leichter verständlich sein wie der hier gewählte Weg.

In den nachstehenden Entwicklungen über den Dampfverbrauch soll unter Zugrundelegung eines für die Normalleistung geeignet scheinenden p_i von einem einfachen Arbeitsvorgange ohne Verluste in einem Zylinder ohne schädlichen Raum ausgegangen werden und bei den nachträglichen Änderungen in den Voraussetzungen an dem einmal gewählten p_i festgehalten werden, d. h. Füllung und Dampfzufuhr so geändert gedacht werden, daß p_i den ursprünglichen Wert behält.

Für die Konstruktion der Steuerung wird es dann genügen, zum Schluß (ähnlich Art. 48) die Füllung für die verlangte Maximalleistung zu bestimmen und die Einstellung derjenigen Füllung zwischen Nullfüllung und Maximalfüllung, welche das gewollte p_i ergibt, dem Regulator zu überlassen.

5. Den nachstehenden Entwicklungen werde für die Benutzung bei den eingeschalteten Zahlenbeispielen ein kurzer Auszug aus den ausführlichen Dampftabellen der Hütte nach Mollier vorausgeschickt, auf welche im übrigen verwiesen sei: Hütte, 21. Aufl. Bd. 1 S. 434 bis 438, Mollier, Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf, Berlin 1906, S. 22 bis 26.¹⁾

Es sind hier etwas andere (größtenteils bisher gebräuchliche) Bezeichnungen benutzt wie in den angeführten Quellen; sie mögen den neueren (von Mollier), noch nicht überall angenommenen gegenübergestellt werden. Die Bezeichnungen von Mollier sind in Klammern gesetzt. Es bedeutet:

p (p) den Druck des Dampfes in Atmosphären (kg/qcm),

t (t) die Temperatur des Dampfes in Celsiusgraden,

t_s (t_s) die Temperatur des gesättigten, trockenen oder nassen Dampfes bei dem Drucke p ,

$t_u = t - t_s$ die Übertemperatur des überhitzten Dampfes,

v (v) das spezifische Volumen des Dampfes in cbm/kg, d. h. das Volumen in Kubikmeter von 1 kg Dampf in irgend einem näher zu bezeichnenden Zustande (Art. 12),

v (v'') das spezifische Volumen des trockenen, gesättigten Dampfes,

γ (γ'') das spezifische Gewicht in kg/cbm des trockenen, gesättigten Dampfes,

¹⁾ Schüle hat auf Grund neuerer Versuche verschiedener Autoren neue Tabellen und Tafeln aufgestellt und in der Ztschr. d. V. d. Ing. 1911 S. 1506 und 1561 veröffentlicht. Es wurde hier noch an den durch die Hütte leicht zugänglichen Tabellen von Mollier festgehalten.

i (i) die Gesamtwärme oder den Wärmehalt des Dampfes in irgend einem näher zu bezeichnenden Zustande in WE/kg (Art. 16),
 λ (i'') die Gesamtwärme des trockenen, gesättigten Dampfes.

Gebiet der Admissionsdrücke:

p	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4
λ	669,7	668,9	668,1	667,1	666,1	664,9	663,5	662,0	660,2	658,1	655,4
v	0,145	0,156	0,168	0,182	0,199	0,220	0,246	0,279	0,322	0,382	0,471
γ	6,89	6,43	5,96	5,49	5,02	4,54	4,07	3,59	3,11	2,62	2,12
t _s	194,0	190,6	186,9	183,1	178,9	174,4	169,5	164,0	157,9	151,0	142,8

Gebiet der Gegendrucke:

p	1,2	1,15	1,1	1,0	0,9	0,25	0,22	0,21	0,20	0,15	0,1
λ	641,3	(640,0)	640,7	639,3	626,4	624,6	(623,3)	(622,8)	622,4	619,7	616,0
v	1,452	(1,511)	1,575	1,722	5,32	6,31	(7,09)	(7,41)	7,78	10,19	14,92
γ	0,689	(0,662)	0,635	0,581	0,188	0,159	(0,141)	(0,135)	0,129	0,098	0,067
t _s	104,2	(103,3)	101,8	99,1	68,7	64,6	(61,7)	(60,8)	59,8	53,7	45,6

Die eingeklammerten Werte von λ, γ und t_s sind durch lineare Interpolation zwischen den Nachbarwerten gefunden, die betreffenden v sind die Kehrwertwerte (reziproken Werte) von γ.

Bestimmung des adiabatischen Dampfverbrauchs.

6. Unter adiabatischem Dampfverbrauch möge der Verbrauch in einer Kolbenmaschine ohne schädlichen Raum verstanden werden, in welcher der Dampf zwischen zwei Druckgrenzen bei beschränktem Endraum ohne Wärmeverluste, ohne Voröffnungs- und Drosselverluste arbeitet (Clausius-Rankinesche Vergleichsprozess). Die hier gemachten Voraussetzungen sind für die obige Benennung des Verbrauchs

Fig. 257.

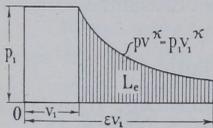


Fig. 258.

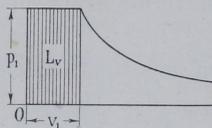
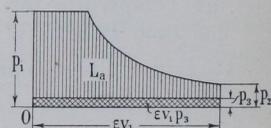


Fig. 259.



weder alle selbstverständlich, noch allgemein gebräuchlich. Es bedarf daher der besonderen Festsetzung, daß in nachfolgendem mit dem Ausdruck adiabatischer Dampfverbrauch oder adiabatische Arbeit pro 1 kg Dampf diese Voraussetzungen gedanklich zu verbinden sind. Die Gleichung für die adiabatische Arbeit werde des Zusammenhanges wegen hier noch einmal entwickelt.

Mit dem Expansionsgesetz

$$p v^{\kappa} = \text{const.} \tag{1}$$