4. Berechnung der Dampfzylinder.

Zu berechnen ist der Zylinderdurchmesser (d Durchmesser bei einstufiger Dehnung, d_n Durchmesser des Niederdruckzylinders bei zweistufiger Dehnung) und der Kolbenhub s.

Bei der Berechnung der Dampfzylinder handelt es sich darum, von dem Zylinderinhalt auszugehen, der für die Aufnahme des Dampfes zur Verfügung stehen muß. Hierzu wird die mittlere oder meistgebrauchte effektive Zugkraft am Triebrad in Kraftrichtung von der Schiene auf die Lokomotive während einer Umdrehung Z_{emg} eingeführt. Es bestehen folgende Arbeitsgleichungen:

$$Z_{emg}\,\text{kg} \cdot \pi \cdot D^m = \left(d^2 \cdot \frac{\pi}{4}\right) \cdot (\eta \cdot p_{mig}\,\text{kg/cm}^2) \cdot 4 \cdot s^m \text{ für 2 Zylinder}$$

einstufige Dehnung (Zwilling),

$$Z_{emg}\,\text{kg} \cdot \pi \cdot D^m = \left(d^2 \cdot \frac{\pi}{4}\right) \cdot (\eta \cdot p_{mig}\,\text{kg/cm}^2) \cdot 6 \cdot s^m \text{ für 3 Zylinder}$$

einstufige Dehnung (Drilling),

$$Z_{emg}\,\text{kg} \cdot \pi \cdot D^m = \left(d^2 \cdot \frac{\pi}{4}\right) \cdot (\eta \cdot p_{mig}\,\text{kg/cm}^2) \cdot 8 \cdot s^m \text{ für 4 Zylinder}$$

einstufige Dehnung (Vierling),

$$Z_{emg}\,\text{kg} \cdot \pi \cdot D^m = \left(d_n^2 \cdot \frac{\pi}{4}\right) \cdot (\eta \cdot p_{mig}\,\text{kg/cm}^2) \cdot 2 \cdot s^m \text{ für 2 Zylinder}$$

zweistufige Dehnung (2 Zylinder-Verbund),

$$Z_{emg}\,\text{kg} \cdot \pi \cdot D^m = \left(d_n^2 \cdot \frac{\pi}{4}\right) \cdot (\eta \cdot p_{mig}\,\text{kg/cm}^2) \cdot 4 \cdot s^m \text{ für 4 Zylinder}$$

zweistufige Dehnung (4 Zylinder-Verbund).

Triebraddurchmesser D wird aus V_{gr} bestimmt; der mechanische Wirkungsgrad η sei 0,9.

Der mittlere Dampfdruck im Zylinder p_{mi} (indizierter) ist verschieden groß, je nach der Füllung. Ist ε_g die günstigste[1]) Füllung, d. h. die Füllung des kleinsten Dampfverbrauches, so ist p_{mig} der mittlere indizierte Dampfdruck bei dem Diagramm günstigster Dampfausnutzung; er ist etwa 4,0 kg/cm² und stellt sich bei den üblichen Kesseldrücken auf

$p_{mig} = 3{,}4$ bis 3,6 für überhitzten Dampf, zweistufige Dehnung (bezogen auf Niederdruckzylinder),
$p_{mig} = 3{,}6$ bis 3,8 für überhitzten Dampf, einstufige Dehnung,
$p_{mig} = 3{,}8$ bis 4,0 für Sattdampf, zweistufige Dehnung (bezogen auf Niederdruckzylinder),
$p_{mig} = 4{,}0$ bis 4,2 für Sattdampf, einstufige Dehnung.

p_{mi} wird bei Lokomotiven mit zweistufiger Dehnung (ebenso wie der Zylinderdurchmesser d_n in den Arbeitsgleichungen) auf den Niederdruckzylinder bezogen. Bei der größten Füllung ε_{gr} ergibt sich $p_{mi\text{-}gr}$. Dieser

---

[1]) $\varepsilon_g = 20 \div 25\,\%$ für einstufige Dehnung,
$\varepsilon_g = 15 \div 20\,\%$, bezogen auf den Niederdr.-Zyl. } f. zweistufige
$\varepsilon = 30 \div 40\,\%$, „ „ „ Hochdr.- „ } Dehnung.

Wert sollte bei jeder Lokomotive festgestellt werden, besonders bei Lokomotiven mit zweistufiger Dehnung. Bei diesen fällt $p_{mi\text{-}gr}$ — bezogen auf den Niederdruckzylinder — um so kleiner aus, je kleiner der Hochdruck- zum Niederdruckzylinder ist.

Kolbenhub s wird gewählt und dann in die Arbeitsgleichung eingesetzt. Er wird für Lokomotiven auf Hauptbahnen ausgeführt zu:

$s^{mm} = 550 \div 600 \div 630 \div 650$ (700) bei Personen- und Schnellzuglokomotiven,
$s^{mm} = 600 \div 630 \div 650 \div 700$ (800) bei Güterzuglokomotiven,
$s^{mm} = 450$ bei Lokomotiven auf Fabrikhöfen.

Die „Eisenbahntechnik der Gegenwart" schlägt für den Hub als Erfahrungswerte vor:

$s^{mm} = 0{,}3\, D^{mm} \div 0{,}4\, D^{mm}$ für Personen- und Schnellzuglokomotiven mit Tender,
$s^{mm} = 0{,}33\, D^{mm} \div 0{,}43\, D^{mm}$ für Personen- und Schnellzug-Tenderlokomotiven,
$s^{mm} = 0{,}45\, D^{mm} \div 0{,}55\, D^{mm}$ für Güterzug- und kleinere Lokomotiven.

Die kleineren Werte wähle man bei großem D, die größeren bei kleinem D; doch liefern diese Formeln nur bedingt richtige Werte.

Je größer der Zylinderinhalt, um so mehr ist man geneigt, ein größeres s zu nehmen, um nicht ein zu großes d zu bekommen, weil Zylinder mit großem d schwer unterzubringen sind. Bei Regelspur muß sein: $s^{cm} < D^{cm} - 46^{cm}$, damit die Stangenköpfe innerhalb der Umgrenzungslinie des lichten Raumes liegen.

Je höher Umdrehungszahl n, um so kleiner ist s zu wählen; denn Kolbenbeschleunigung wächst proportional mit r $\left(= \frac{s}{2}\right)$, was die Massendrücke ungünstig beeinflußt.

$\frac{s}{d}$ verhältnismäßig groß, $\cong \underbrace{1{,}2}_{\text{Heißd.}} \div \underbrace{1{,}3 \div 1{,}4}_{\text{Sattd.}}$, bei kleinem n (also bei G. L.)

$\frac{s}{d}$ verhältnismäßig klein, $\cong \underbrace{1{,}0}_{\text{Heißd.}} \div \underbrace{1{,}1 \div 1{,}2}_{\text{Sattd.}}$, bei hohem n (also bei P. und S. L.)

$$\frac{r}{l} = \frac{\text{Kurbelhalbmesser (d. h. halber Hub)}}{\text{Triebstangenlänge}} \cong \frac{1}{7} \div \frac{1}{8}.$$

Wenn $\frac{r}{l}$ zu groß, so treten folgende Nachteile ein: Kreuzkopfdruck zu hoch, so daß sich einmal die Reibung auf den Gleitbahnen erhöht, dann auch die Achsbelastungen verschoben werden; Füllungen vorn und hinten ungleich; Kolbenbeschleunigungen werden vorn und hinten zu ungleich, also auch die Massendrücke, also ungleichmäßiges Tangentialdruckdiagramm.

Beispiele für die Zylinderberechnung.

Zur Beförderung von 10 D-Wagen zu je 40 t ($G_w = 400$ t) mittels Lokomotive nebst Tender von $G_L = 110$ t (also gesamtes Zuggewicht $G_{gz} = 400 + 110 = 510$ t) mit $V = 100$ km/st auf $1 : \infty$ ist nötig eine

Zugkraft $Z_e = 2550$ kg, wobei $w^{kg/t} = 2{,}5 + (V^2 : 4000)$ war. Angenommen $Z_e = 2550$ kg sei die meistvorkommende Zugkraft im Fahrdienst der Lokomotive, also $Z_{emg} = 2550$, und es sei $D = 1980$ mm und $s = 600$ mm, so ist bei einer 2 Zylinder-Sattdampflokomotive mit einstufiger Dehnung $2550 \cdot \pi \cdot 1{,}98 = \left(\frac{\pi d^2}{4}\right) \text{cm} \cdot 0{,}9 \cdot p_{mig} \cdot 4 \cdot 0{,}6$ und für $p_{mig} = 4{,}1$ im Mittel $d = 478$ mm $\cong 480$ mm. Bei einer 2 Zylinder-Sattdampflokomotive mit zweistufiger Dehnung ist $2550 \cdot \pi \cdot 1{,}98 = \left(\frac{\pi d_n^2}{5}\right) \text{cm} \cdot 0{,}9 \cdot p_{mig} \cdot 2 \cdot 0{,}6$ und für $p_{mig} = 3{,}9$ im Mittel $d_n = 693$ mm. Den Hochdruckzylinder macht man etwa $d_h = 0{,}73 \div 0{,}67\, d_n$.[1] Im vorliegenden Beispiel würde also zu wählen sein in den Grenzen zwischen $d_h = 465$ und 506 mm.

Erstes Zugkraftkennzeichen[2] C_1 und zweites Zugkraftkennzeichen C_2.

Sie stehen in unmittelbarer Beziehung zur Zylinderberechnung. Die Arbeitsgleichung $Z_e^{kg} \cdot \pi \cdot D^m = \left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^{cm} \cdot (\eta \cdot p_{mi}) \cdot 4 \cdot s^m$ (oder 2s, oder 6 s, oder 8 s)[3]) läßt sich allgemein folgendermaßen schreiben:

$$Z \cdot \pi \cdot D^{dm} = 100 \cdot \left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^{dm} \cdot 4\, s^{dm} \cdot p_{me}$$ (für 2 Zylinder einstufige Dehnung), oder

$$Z \cdot \pi \cdot D^{dm} = 200 \cdot \frac{\pi\, d^{2dm} \cdot 2\, s^{dm}}{4} \cdot p_{me}, \text{ oder}$$

$$Z \cdot \pi \cdot D^{dm} = 200 \cdot J^l \cdot p_{me} = 200 \cdot J^l \cdot (\eta \cdot p_{mi}),$$

worin $J = \frac{\pi\, d^{2dm} \cdot 2\, s^{dm}}{4}$ der Hubinhalt in Litern sämtlicher vorhandenen Auspuffzylinder, also auch des Auspuffzylinders (Niederdruckzylinder) bei 2 Zylindern mit zweistufiger Dehnung, oder der Auspuffzylinder bei einstufiger Dehnung oder bei mehrfacher Dehnung mit mehr als einem Niederdruckzylinder. Hieraus ergibt sich

$$Z_e = (200 \cdot J^{dm^3}) : (\pi \cdot D^{dm}) \cdot (\eta \cdot p_{mi}).$$

$C_1 = (200 \cdot J) : (\pi \cdot D)$ heißt das „erste Zugkraftkennzeichen". Es geht über

in $C_1 = \frac{2}{2} \cdot \frac{d^{cm} \cdot s^{cm}}{D^{cm}}$ für 2 Zylinder-Lokomotiven mit einstufiger Dehnung, oder $C_1 = \frac{d^2 \cdot s}{D}$;

in $C_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{d_n^{2\,cm} \cdot s^{cm}}{D^{cm}}$ für 2 Zylinder-Lokomotiven mit zweistufiger Dehnung, oder $C_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{d_n^2 \cdot s}{D}$;

in $C_1 = \frac{2}{2} \cdot \frac{d_n^{2\,cm} \cdot s^{cm}}{D^{cm}}$ für 4 Zylinder-Lokomotiven mit zweistufiger Dehnung, oder $C_1 = \frac{d_n^2 \cdot s}{D}$;

---

[1]) Entstanden aus $\frac{\pi d_n^2}{4} = (1{,}9 \div 2{,}2) \cdot \frac{\pi d_h^2}{4}$.

[2]) Glasers Annalen, Februar 1911, S. 77; Organ 1918, S. 134.

[3]) Vgl. S. 68.

in $C_1 = \frac{3}{2} \cdot \frac{d^{2\,cm} \cdot s^{cm}}{D^{cm}}$ für 3 Zylinder-Lokomotiven mit einstufiger Dehnung, oder $C_1 = {}^3/_2 \cdot \frac{d^2 \cdot s}{D}$;

in $C_1 = \frac{4}{2} \cdot \frac{d^{2\,cm} \cdot s^{cm}}{D^{cm}}$ für 4 Zylinder-Lokomotiven mit einstufiger Dehnung, oder $C_1 = 2 \cdot \frac{d^2 \cdot s}{D}$.

Bei allen diesen Formeln ist vorausgesetzt, daß die gleichartigen Zylinder unter sich gleich groß sind; andernfalls ist J zu berechnen aus der allgemeinen Formel $C_1 = (200 \cdot J) : (\pi \cdot D)$ und dieses in gewollter Weise nach Querschnitt und Hub der Zylinder zu zerlegen. Es ist also $Z_e = C_1 \cdot p_{me}$.

C_1 wird aus den bekannten Abmessungen d, s und D einer Lokomotive errechnet und ist diejenige Zahl, welche, mit dem jeweiligen p_{mi} bzw. $p_{me} = \eta \cdot p_{mi}$ vervielfältigt, die indizierte bzw. die effektive Zugkraft ergibt. Das zweite Zugkraftkennzeichen $C_2 = C_1 : Gr^t$ ist diejenige Zahl, welche, mit dem jeweiligen p_{me} vervielfältigt, angibt, wieviel effektive Zugkraft hierbei auf 1 t Reibungsgewicht am Triebradumfang ausgeübt wird.

Die effektive Zugkraft Z_e setzt man auch in unmittelbare Beziehung zum Reibungsgewicht und nennt $\alpha = \frac{Z_e^{kg}}{(1000 \cdot Gr^t)\ kg}$ den Ausnutzungsgrad des Reibungsgewichts bei der jeweiligen Zugkraft Z_e; also $Z_e^{kg} = 1000 \cdot \alpha \cdot Gr^t$. Hieraus und aus $Z_e^{kg} = C_1 \cdot p_{me}$ folgt $1000 \cdot \alpha \cdot Gr^t = C_1 \cdot p_{me}$, und hieraus $C_1 : Gr^t = C_2 = (1000 \cdot \alpha) : p_{me}$. Als Bedingung für α gilt $\alpha \leqq \mu$, d. h. Ausnutzungsgrad α kann niemals größer sein als der Reibungskoeffizient, oder die jeweilige effektive Zugkraft kann niemals größer sein als die Reibungszugkraft $Z_r = 1000 \cdot \mu\, Gr^t$.

In Zusammenstellung 13 sind mit Hilfe der Zugkraftkennzeichen Zylinderdurchmesser-Berechnungen durchgeführt worden, und zwar für eine Lokomotive von $G_r = 32$ t, $D = 1280$ mm und $s = 600$ mm. Die meistgebrauchten Zugkräfte am Triebrad sind demnach: für $\alpha = 0{,}08$, 0,09, 0,10 und 0,11 (Spalte 1), da $Z_{emg}\ kg = 1000 \cdot \alpha \cdot Gr^t$, für $G_r = 32$ t: $Z_{emg} = 2560$, 2880, 3200 und 3520 kg (Spalte 2). Aus $Z_{emg} = C_1 \cdot \mu \cdot p_{mi}$ ergibt sich für den mechanischen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}9$ und die verschiedenen für p_{mi} einzusetzenden Werte (Spalte 3) das erste Zugkraftkennzeichen C_1 in Spalte 5 der Zusammenstellung 13. C_2 wird aus $C_1 : G_r$ bestimmt (Spalte 6). Die Zylinderdurchmesser in Spalte 7 bis 16 sind aus $C_1 = \frac{Z_{emg}}{p_{mi}}$ für die jeweilig vorkommenden mittleren Drücke, Dampfdehnungen, Zylinderanzahlen und Dampfarten errechnet worden.

Auch die Zusammenstellung 14 kann benutzt werden zur Berechnung der Zylinderdurchmesser einer zu entwerfenden Lokomotive. Sind als bekannt oder vorher berechnet anzunehmen: G_r, $\alpha = Z_{emg} : G_r$, p_{emg}, D und s, so ergibt sich aus α (Spalte 1) und p_{emg} ein Wert $C_2 = (1000 \cdot \alpha) : (\eta \cdot p_{mi})$ und hieraus ein Wert $C_1 = C_2 \cdot G_r$. Der Zahlenwert für C_1 wird eingesetzt in $C_1 = (200 \cdot J^l) : (\pi \cdot D^{dm})$, um den

Gesamtinhalt der Auspuffzylinder zu berechnen, aus dem die Wahl des Hubes s der Zylinderdurchmesser d bzw. d_n sich ergibt. Statt der allgemeinen Formel $C_1 = (200 \cdot J^l) : (\pi \cdot D^{dm})$ können die vordem angegebenen Gleichungen je nach Bauart der Lokomotive gesetzt werden.

Zusammenstellung 13.

Berechnung von Zylinderdurchmessern, wenn $G_r = 32$ t, $D = 1280$ mm, $s = 600$ mm.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
							Sattdampf					Heißdampf				
Lfd. Nr.	Ausnutzungsgrad	Z_e^{mg} kg $= 1000 \cdot \alpha \cdot G_r^t$	p_{mi}	$p_{me} = \eta \cdot p_{mi}$ bei $\eta = 0,9$	Zugkraftkennzeichen		Zwilling	Drilling	Vierling	2 Zyl.-Verb.	4 Zyl.-Verb.	Zwilling	Drilling	Vierling	2 Zyl.-Verb.	4 Zyl.-Verb.
	α				C_1	C_2	d	d	d	d_n	d_n	d	d	d	d_n	d_n
1			3,4	3,06	835,2	26,1	—	—	—	—	—	—	—	—	743	525
2			3,6	3,24	790,4	24,7	—	—	—	—	—	511	417	361	722	511
3	0,08	2560	3,8	3,42	748,8	23,4	—	—	—	703	497	497	406	351	—	—
4			4,0	3,60	710,4	22,2	484	395	343	684	484	—	—	—	—	—
5			4,2	3,78	678,4	21,2	473	387	334	—	—	—	—	—	—	—
6			3,4	3,06	940,8	29,4	—	—	—	—	—	—	—	—	788	557
7			3,6	3,24	889,6	27,8	—	—	—	—	—	542	442	383	766	542
8	0,09	2880	3,8	3,42	841,6	26,3	—	—	—	746	527	528	430	373	—	—
9			4,0	3,60	800,0	25,0	514	420	363	727	514	—	—	—	—	—
10			4,2	3,78	761,6	23,8	502	410	355	—	—	—	—	—	—	—
11			3,4	3,06	1046,4	32,7	—	—	—	—	—	—	—	—	831	587
12			3,6	3,24	988,8	30,9	—	—	—	—	—	571	466	404	807	571
13	0,10	3200	3,8	3,42	937,6	29,3	—	—	—	786	556	556	454	393	—	—
14			4,0	3,60	889,6	27,8	542	442	383	766	542	—	—	—	—	—
15			4,2	3,78	848,0	26,5	528	431	374	—	—	—	—	—	—	—
16			3,4	3,06	1148,8	35,9	—	—	—	—	—	—	—	—	865	616
17			3,6	3,24	1088,0	34,0	—	—	—	—	—	599	488	423	840	599
18	0,11	3520	3,8	3,42	1030,4	32,2	—	—	—	824	583	583	476	412	—	—
19			4,0	3,60	979,2	30,6	568	463	402	803	568	—	—	—	—	—
20			4,2	3,78	931,2	29,1	554	452	392	—	—	—	—	—	—	—

Zusammenstellung 14.
Berechnung von Zylinderdurchmessern aus C_2, wenn α, G_r, D und s bekannt sind.

Lfd. Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	p_{mi}	=	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4
	$p_{mi} \cdot \eta = p_{me}$	=	3,24	3,33	3,42	3,51	3,60	3,69	3,78	3,87	3,96
	α	$Z_{emg} = 1000 \cdot \alpha \cdot G_r$ t	Werte des zweiten Zugkraftkennzeichens $C_2 = \frac{1000 \cdot \alpha}{\eta \cdot p_{mi}}$								
1	$0{,}05 = \frac{1}{20}$	$50 \cdot G_r$	15,4	15,0	14,6	14,2	13,9	13,6	13,2	12,9	12,6
2	$0{,}06 = \frac{1}{16{,}7}$	$60 \cdot G_r$	18,5	18,0	17,6	17,1	16,7	16,3	15,9	15,5	15,2
3	$0{,}07 = \frac{1}{14{,}3}$	$70 \cdot G_r$	21,6	21,0	20,5	20,0	19,5	19,0	18,5	18,1	17,7
4	$0{,}08 = \frac{1}{12{,}5}$	$80 \cdot G_r$	24,7	24,1	23,4	22,8	22,2	21,7	21,2	20,7	20,2
5	$0{,}09 = \frac{1}{11{,}1}$	$90 \cdot G_r$	27,8	27,0	26,3	25,6	25,0	24,4	23,8	23,3	22,7
6	$0{,}10 = \frac{1}{10}$	$100 \cdot G_r$	30,9	30,0	29,2	28,5	27,8	27,1	26,5	25,8	25,3
7	$0{,}11 = \frac{1}{9{,}1}$	$110 \cdot G_r$	34,0	33,1	32,2	31,4	30,6	29,9	29,1	28,5	27,8
8	$0{,}12 = \frac{1}{8{,}3}$	$120 \cdot G_r$	37,1	36,0	35,1	34,2	33,4	32,5	31,8	31,0	30,3

5. **Berechnung des Kessels** (Rost- und Heizfläche).

Um die Größe des Kessels zu berechnen, stellt man die „Widerstand- und Leistungtafeln" auf, die sich nach den Vorschriften der Leistungen für den Entwurf der Lokomotive ergeben. Zusammenstellung 15 gibt eine solche für einen aus 10 D-Wagen zu je 40 t bestehenden Zug mit 110 t schwerer Lokomotive (einschl. Tender).

Die Bestimmung der Rostfläche R und der Heizfläche H muß von der größten Dampfmenge $\mathfrak{D}$ ausgehen, die der Kessel dauernd erzeugen soll. Zu ihrer Bestimmung muß N_{gr}, die größte Dauerleistung der Lokomotive und der stündliche Dampfverbrauch für 1 PS_i bekannt sein. Für die Berechnung des Kessels wird also die Leistung gewählt, bei der $W \cdot V$ am größten ist:

$$(W \cdot V)_{gr} : 270 = (Z \cdot V)_{gr} : 270 = N_{egr}, \quad N_{igr} = N_{egr} : \eta.$$

Z_x sei die Zugkraft, bei der $Z \cdot V$ am größten ist; zu Z_x gehöre V_x. Die Zugkraft am Kolben ist Z_{ix}, die am Radumfange Z_{ex}.

Dampfverbrauch $\delta_i = \mathfrak{D} : N_i$, $\delta_e = \mathfrak{D} : N_e$, und der größte Dampfverbrauch in der Stunde $\mathfrak{D} = \delta_i \cdot N_{igr}$. δ_i hängt ab: von der Füllung ε, demnach von der Art der Schaulinie des Dampfdruckes oder p_m; von der Umdrehungszahl n, da bei kleinen Geschwindigkeiten die Verluste durch Niederschlag, bei großen die durch Drosseln größer sind; von der Art und der Spannung des Dampfes; von der