

IV. Tabellen der Bauteile

zur Wahl der vorläufigen Abmessungen für stehende Dieselmotoren.

298. Steuerung für stehende Viertakt-Dieselmotoren.

Hilfswerte für Drehzahl der Steuerwelle, des Reglers, sowie Hubzahl der Brennstoffpumpe.

Nebenstehende Abbildung ist eine schematische Darstellung, wobei die Übertragung unmittelbar von der Kurbelwelle durch die Steuerwelle StW_1 auf die Nockenwelle StW_2 erfolgt. Andere Ausführungen sehen eine Übertragung durch Schraubenräder vor, vgl. 72a u. 87d. Preßluftflaschen sind tatsächlich nicht am Zylinder, sondern auf dem Boden des Maschinenraumes aufgestellt.

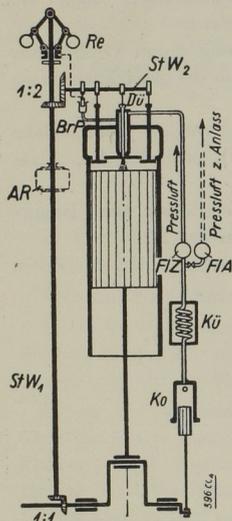
Steuerwelle StW_1 ($n_1 = n$) treibt den Regler an.

Der Regler beeinflusst die Brennstoffzufuhr. Neben dem Fliehkraftregler Re , meist auf dem oberen Ende der stehenden Steuerwelle angeordnet, findet man neuerdings Achsenregler AR angewandt.

Nockenwelle StW_2 ($n_2 = 1/2 n$) betätigt die Ventile.

Der Antrieb der Brennstoffpumpe BrP erfolgt von der Nockenwelle StW_2 aus.

Es bedeuten: Ko Kompressor (falls vorgesehen), $Kü$ Zwischenkühler, FIA Flasche für die Anlaßpreßluft, FIZ Flasche für die Einblasluft, $Dü$ Düse (Zerstäuber), BrP Brennstoffpumpe, Re Fliehkraftregler, AR Achsenregler, StW_1 senkrechte Steuerwelle, StW_2 wagerechte Nockenwelle.



Motorleistung in PS	20	50	100	200
Umdrehungen $n =$	210	170	160	140
Steuerwelle (StW_1) Umdrehungen $n_1 =$	210	170	160	140
Nockenwelle (StW_2) „ $n_2 =$	105	85	80	70
Regler „ $n =$	210	170	160	140
Kompressor „ $n =$	210	170	160	140
Brennstoffpumpe Hubzahl =	105	85	80	70

Andere Anordnung der Steuerwelle: Steuerwelle StW_1 parallel zur Hauptwelle angeordnet ($n_1 = 1/2 n$). Auf dieser Welle sitzen das Antriebsrad des Reglers sowie die Nocken, von denen aus mittelst langem Hohlgestänge die Betätigung der Ventile erfolgt.

298 a. Vorläufige Maße für die Steuerung.

298 b. Vorläufige Hauptmaße von Hebel und Nocken.

Wie weit man von den nachstehend angegebenen Werten abweichen muß, ergibt sich beim Aufzeichnen.

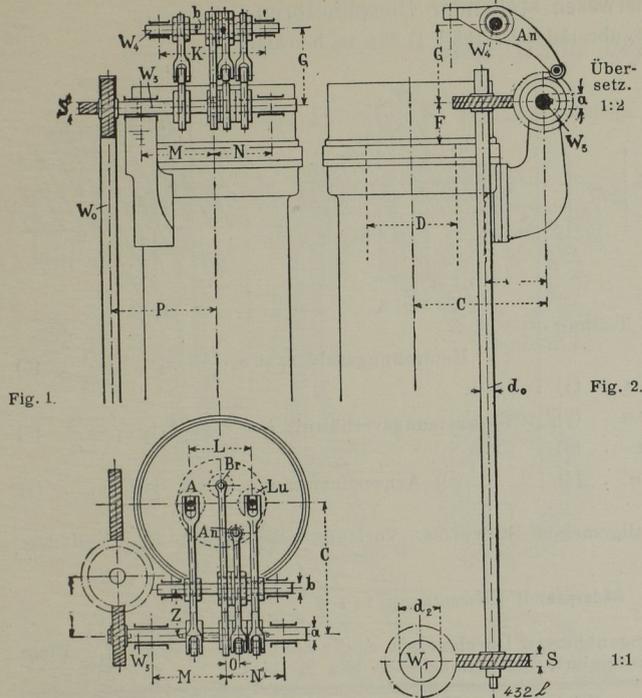


Fig. 1.

Fig. 2.

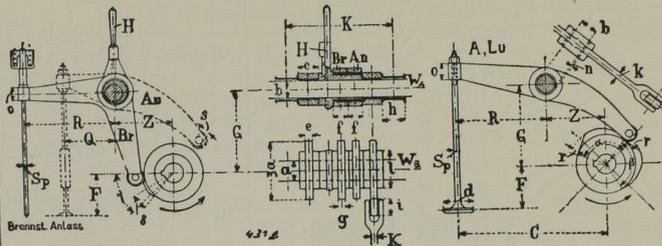


Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.

Anlaß u. Brennstoffeinlaß.

Auslaß u. Lufteinlaß.

Winkel: $\alpha = 118^\circ$, $\beta = 103^\circ$, $\gamma = 45^\circ$, $\delta = 20^\circ$.

r Nockenhöhe bzw. Hub des Ein- und Auslaßventiles nach ⌀ 86 a—c, Hub des Anlaßventiles nach ⌀ 86 e, des Brennstoffventiles nach ⌀ 96 n, Ventildurchmesser d und Spindelstärke Sp nach ⌀ 304.

Betr. Hebelwelle b beachte auch ⌀ 87 g.

In Fig. 3 bis 5 bedeutet noch: **A** Auslaßventil, **An** Anlaßventil (Prebluft), **Br** Brennstoffventilhebel, **Lu** Lufteinlaßventil.

Motor	Wellendurchm.					Baumaße										Hebel, Rollen.								
	PS	D	a	b	d ₀	d ₂	F	G	K	L	M	N	O	P	Z	S	e	f	g	i	k	l	n	o
8—10	185	45	35	35	90	100	185	210	130	135	140	45	230	110	35	15	28	13	32	12	80	5	30	13
12—16	225	50	40	40	110	110	220	250	150	145	160	48	270	120	45	18	34	16	40	14	90	6	30	16
20—25	265	55	45	45	130	130	220	310	175	160	180	54	320	135	50	21	40	18	50	16	100	7	35	20
30—40	320	60	50	50	145	150	250	370	210	200	210	60	390	155	60	26	48	22	60	18	110	8	40	23
50—60	380	65	55	55	170	170	280	430	245	240	240	66	460	175	70	30	56	25	70	22	115	8	45	28
70—80	430	70	60	65	195	190	310	480	280	280	270	72	530	195	75	35	65	30	75	26	125	9	50	30
90—100	450	75	70	75	210	210	340	530	310	320	300	78	600	210	80	40	68	36	80	28	135	10	55	32
125—150	520	90	85	90	260	240	390	570	355	385	360	84	700	230	90	45	78	42	90	32	160	13	60	38
175—200	600	105	100	105	310	270	440	610	400	450	420	90	800	250	100	50	90	45	105	35	190	15	65	42

Maßtafel für die Schraubenräder befindet sich in ⌀ 298 c. Text in ⌀ 87 d—f.

298 c. Schraubenräder zum Antrieb der Steuerwellen stehender Dieselmotoren.

Bei der Wahl des Fräasers zum Herstellen der Schraubenräder ist Bd. I D 83a zu beachten.

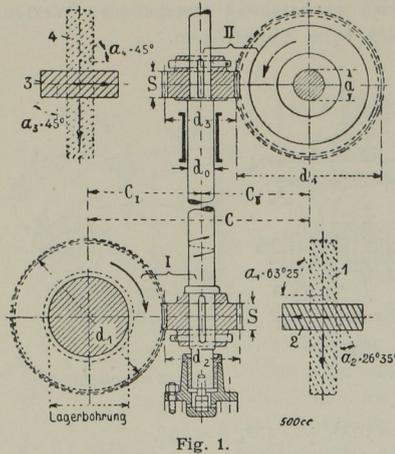


Fig. 1.

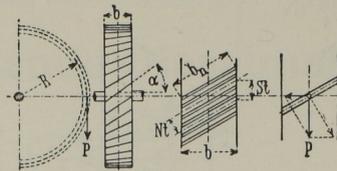


Fig. 2.

Bezeichnet Nt und St die Teilung in Modulen, so ist:

Normalteilung $Nt = St \cdot \cos \alpha$. (1)

Stirnteilung $St = Nt : \cos \alpha$. (2)

Teilkreisradius $R = \frac{1}{2} St \cdot z$. (3)

Normalbreite $b_n = b : \cos \alpha$. (4)

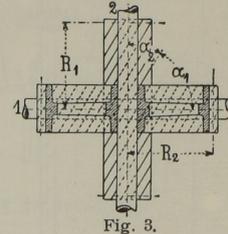


Fig. 3.

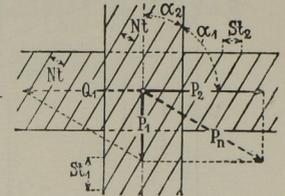


Fig. 4.

Umdrehungszahl $n_1 = n_2 \cdot \frac{z_2}{z_1}$; $n_2 = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2}$. (5)

Übersetzungsverhältnis $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1} \cdot \tan \alpha_1 = \frac{z_2}{z_1}$ (6)

Achsenentfernung $E = R_1 + R_2$. . (7)

Die Wellenentfernung C (Fig. 1) ergibt sich beim Aufzeichnen des allgemeinen Entwurfes. Vorläufig setze Maß $C \sim 1,2 \times$ Zylinderdurchmesser $+ 90$ mm; $d_1 \sim 1,8 \times$ Lagerbohrung.

Räderpaar I Übersetzung 1 : 2 $\left\{ \begin{array}{l} \alpha_1 = 63^\circ 25' \\ d_2 = 0,5 d_1, \quad C_I = 1,5 d_2 \end{array} \right.$

Räderpaar II Übersetzung 1 : 1 $\left\{ \begin{array}{l} \alpha_3 = \alpha_4 = 45^\circ \\ d_4 = 2 d_3, \quad C_{II} = 1,5 d_3 \end{array} \right.$

Man wählt zunächst die Normalteilung Nt und ermittelt für den angenäherten Durchmesser d_4 die Zähnezah $z_1 = d_1 : St_1$. Diese Zähnezah wird auf eine ganze Zahl abgerundet und d_1 entsprechend korrigiert. Berechnung nach 83a in Bd. I.

PS	Lagerbohr.	Räderpaar I, Übersetzung 1:2									Räderpaar II, Übersetzung 1:1									Radbreite S
		$\alpha_1 = 63^\circ 25'$				$\alpha_2 = 26^\circ 35'$				Abstand C_I	$\alpha_3 = 45^\circ$			$\alpha_4 = 45^\circ$			Abstand C_{II}			
		d_1	Nt^*	St_1^*	z_1	d_2	Nt^*	St_2^*	z_2		d_3	Nt^*	St_3^*	z_3	d_4	Nt^*		St_4^*	z_4	
8—10	100	178,8	5	11,173	16	89,4	5	5,591	16	134,1	113,1	5	7,071	16	226,2	5	7,071	32	169,7	40
12—16	115	214,9	5,5	12,291	17	107,4	5,5	6,150	17	161,1	132,3	5,5	7,782	17	264,6	5,5	7,782	34	198,4	45
20—25	130	241,4	6	13,410	18	120,7	6	6,708	18	181,1	152,8	6	8,490	18	305,6	6	8,490	36	229,2	50
30—40	160	290,5	6,5	14,525	20	145,2	6,5	7,268	20	217,8	165,5	6,5	9,197	18	331,1	6,5	9,197	36	248,3	60
50—60	190	344,1	7	15,643	22	172,1	7	7,827	22	258,1	188,2	7	9,905	19	376,4	7	9,905	38	282,3	70
70—80	210	393,3	8	17,877	22	196,7	8	8,946	23	295	203,6	8	11,31	18	407,2	8	11,31	36	305,4	80
90—100	230	429,1	8	17,877	24	214,5	8	8,946	23	321,7	203,6	8	11,31	18	407,2	8	11,31	36	305,4	90
125—150	260	482,7	9	20,112	24	241,3	9	10,06	25	362	229,1	9	12,73	18	458,3	9	12,73	36	343,8	100
175—200	310	563,2	9	20,112	28	281,6	9	10,06	28	422,4	254,6	9	12,73	20	509,2	9	12,73	40	381,9	110

* Die Teilungen Nt und St sind in Modulen angegeben. Durch Veränderung der Zähnezah kann man andere Raddurchmesser erreichen. Nachdem Zähnezahlen und Module festgelegt sind, ergeben sich die Raddurchmesser = $St \times z$ in mm.

Die genaue Wellenentfernung ist dann: $C = C_I + C_{II} = 0,5 (d_1 + d_2) + 0,5 (d_3 + d_4)$.

Hauptteile der Dieselmotoren.

300. Vorläufige Hauptmaße für den Rahmen und Zylinder der stehenden Viertakt-Dieselmotoren.

Betr. Kastengestell vgl. ⌀ 80b u. e in Bd. I. I.

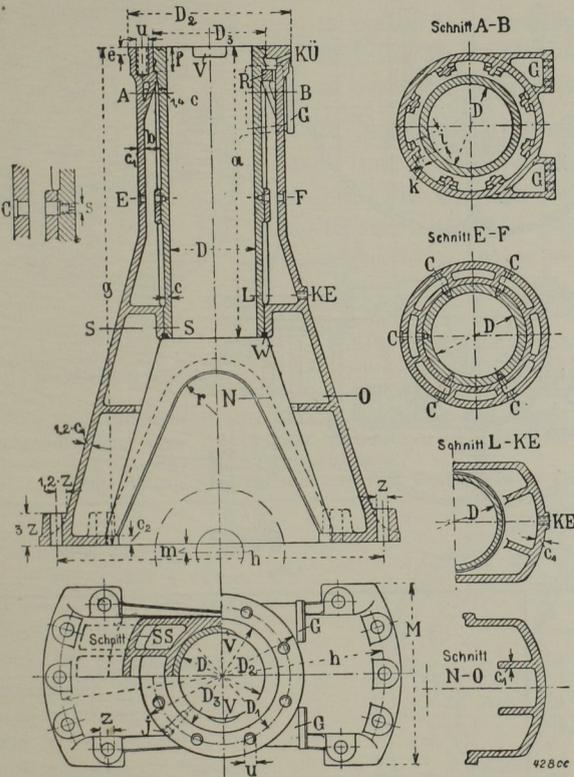


Fig. 1. Rahmen des 60-PS-Dieselmotors (1:30).

Es bedeutet: *KE* Kühlwassereintritt, *KÜ* Kühlwasserübertritt, *J* Indikatorstopfen, *C* Loch für Schmierstopfen, *G* Ansatz für die Bedienungsgalerie.

Beschreibung in ⌀ 80 a

Berechnung auf Festigkeit in ⌀ 475. Werkstattzeichnung in Tafel 555.

PS	D	Hub	D ₂	D ₃	b	c	c ₁	f	r	u
8—10	185	270	370	245	30	17	13	25	90	6×32
12—16	225	330	450	290	40	19	15	30	105	6×35
20—25	265	400	530	340	45	22	16	32	125	6×42
30—40	320	480	640	410	55	26	20	40	155	8×45
50—60	380	550	750	480	62	30	22	45	185	8×51
70—80	430	600	820	540	70	34	27	55	215	10×51
90—100	450	680	900	576	78	38	30	60	235	10×58
125—150	520	750	1040	668	85	45	34	65	260	12×64
175—200	600	800	1200	760	90	50	36	70	290	16×64

Maß *D* in Tabelle gibt den größeren Kolbendurchmesser des betreffenden Modelles.

Kühlmantelweite. Der 40 pferd. Motor erhält $D = 320$, dafür ist $b = 55$, der 30 pferd. Motor erhält $D = 280$, dafür wird b um $(320 - 280) : 2 = 20$ mm größer, wenn man die Wandstärke c beibehält. Der Durchmesser D_3 wird beibehalten, um wenig Maßänderungen vornehmen zu müssen.

Die Maße g und a ergeben sich beim Aufzeichnen aus Treibstangenlänge, Kolbenlänge und Kolbenspiel.

Maße M , h und m sowie Lochweite z für die Fußschrauben nach ⌀ 302. Über 100 PS mit Führungsbacken im Kolben (nach ⌀ 81) oder mit besonderem Kreuzkopf (nach ⌀ 307a).

Schrauben u . Da grobes Stiftschraubengewinde in Gußeisen beim Schneiden leicht ausspringt, erhalten die Stiftschrauben von 50 mm aufwärts am unteren Ende feineres Gewinde (Gasgewinde), oben Withworthgewinde.

Rahmen mit Grundplatte zeigt Fig. 2 und 3. Die Rahmenschenkel (Schnitt $a-b$) werden auch vielfach in Hohlguß ausgeführt.

Festigkeitsberechnung des Rahmens nach ⌀ 80e.

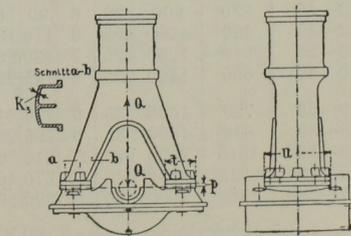
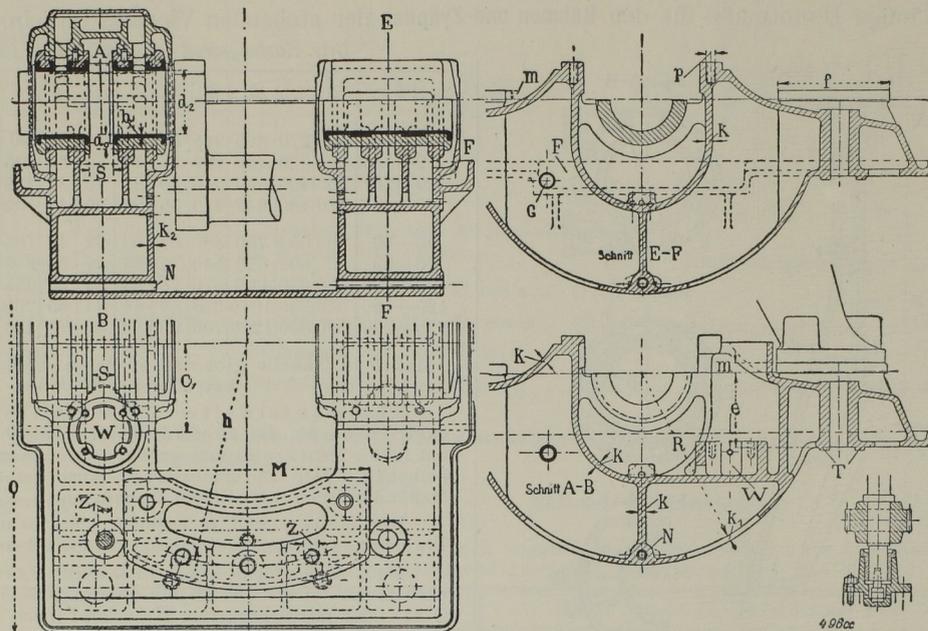


Fig. 2.

Fig. 3.

302. Vorläufige Abmessungen für die Grundplatte der stehenden Dieselmotoren.

In nachstehender Abbildung bedeutet: *W* Sitz für das Spurlager der stehenden Steuerwelle (Regulatorwelle), vgl. ⌀ 298 o. *F* Olfangrinne. Das sich hierin ansammelnde Schmieröl gelangt durch Gasrohr *G* in den Kurbeltrog. Von hier aus wird das Öl durch Rohr *N* nach außen geleitet und durch einen Hahn abgelassen.



PS	<i>M</i>	<i>O</i>	<i>a</i> ₀	<i>b</i>	<i>d</i> ₂	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>h</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>p</i>	<i>z</i>	<i>z</i> ₁
8—10	390	900	20	6	90	160	160	710	13	10	4 × 20	6 × 32	40
12—16	430	1000	25	6	110	180	200	810	14	15	4 × 20	6 × 35	40
20—25	510	1200	25	7	130	200	240	910	15	20	4 × 26	8 × 38	42
30—40	600	1400	30	8	145	220	280	1100	16	25	4 × 32	8 × 42	45
50—60	720	1600	35	9	170	240	320	1340	18	30	4 × 40	10 × 45	52
70—80	840	1800	35	9	195	260	360	1580	20	30	4 × 45	10 × 52	58
90—100	1015	2000	40	10	210	300	400	1860	22	35	4 × 48	12 × 58	64
125—150	1215	2300	45	10	270	400	460	2140	28	40	4 × 52*	12 × 64	70
175—200	1460	2600	50	12	320	500	520	2320	36	40	4 × 58*	12 × 70	78

Bei Mehrzylindermotoren wählt man *k* 10% stärker. Die Maße *S* und *C*₁ werden nach ⌀ 298 c ermittelt. Beschreibung in ⌀ 80 c. Berechnung auf Festigkeit nach ⌀ 475. Werkstattzeichnung in 556.

* Schrauben *p* und *z*: Über 50 mm Durchmesser unten Gasgewinde. Beachte Bemerkung in ⌀ 300.

303. Vorläufige Abmessungen für den Zylinderkopf der stehenden Viertakt-Dieselmotoren.

Fig. 1. Schnitt AA.

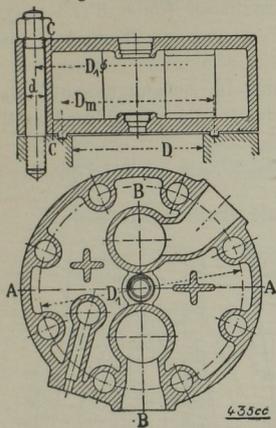


Fig. 2.

Die Kreuzrippen sind im Aufriß nicht eingezeichnet.

Motor	Durchmesser	Boden	Außen	Stopfen	Schraub.
PS	D bis	D_m a	c f g i	l Gasg.	m n
8—10	185	220 50	25 18 140 370	$10 \times \frac{3}{4}$ "	10
12—16	225	260 60	30 22 160 430	$10 \times \frac{3}{4}$ "	11
20—25	265	310 75	32 26 180 520	12×1 "	12
30—40	320	370 90	35 30 210 630	14×1 "	15
50—60	380	450 110	40 34 250 740	$20 \times 1\frac{1}{4}$ "	20
70—80	430	500 130	45 38 290 810	$22 \times 1\frac{1}{4}$ "	22
90—100	450	520 155	50 40 330 870	$24 \times 1\frac{1}{2}$ "	24
125—150	520	610 185	55 44 370 1000	$26 \times 1\frac{3}{4}$ "	26
175—200	600	700 215	60 48 420 1080	28×2 "	28

Entsprechend Schrauben u in Tab. 300.

Schrauben n . Über 50 mm Durchmesser in Grauß Gasgewinde.

Ein- und Auslaßventildurchmesser nach $\text{D } 304$;
 Brennstoffventil nach $\text{D } 95$; Anlaßventil nach $\text{D } 86$.
 Durchm. $i \sim 2D$. Höhe $g \sim 0,7 \div 0,85 D$.

Den Querschnitt des Zylinderkopfes in der Ebene A—A (Fig. 2) zeigt Fig. 1; das Brennstoffventil ist mit einem Gehäuse umgeben, das vom Kühlwasser umspült wird. Die Kreuzrippen im Grundriß Fig. 4 dienen zur Versteifung bzw. Verbindung des oberen und unteren Zylinderkopfbodens.

Beschreibung und Berechnung auf Festigkeit in $\text{D } 85$ u. folg. Beispiele in $\text{D } 376$. Werkstattzeichnung in 557.

Eine vom Zylinderkopf Fig. 1 bis 4 etwas abweichende Form zeigt Fig. 5 bis 6.

Die Arbeitsleisten N dienen zum Befestigen der Hebelwellenlagerung. (In Fig. 3 bis 4 dienen die vorspringenden Pratten zur Aufnahme von schmiedeisernen Säulen L für die Lagerung der Hebelwelle.) Vgl. 87 g in Bd. I.

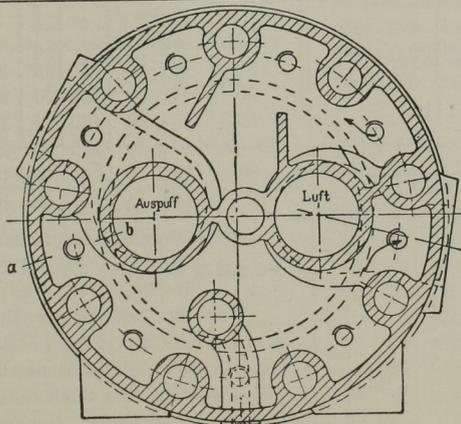


Fig. 5. Horizontalquerschnitt.

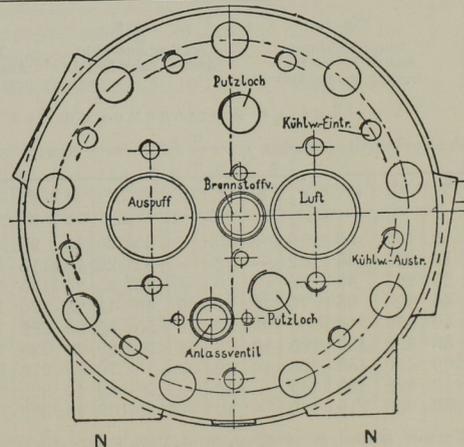


Fig. 6. Aufsicht.

304. Lufteinlaß- und Auslaßventile.

Die Auslaßventile werden bis 30 PS/zyl. nicht gekühlt, von 30 bis 60 PS nur Gehäusekühlung, über 60 PS auch Ventiltellerkühlung.

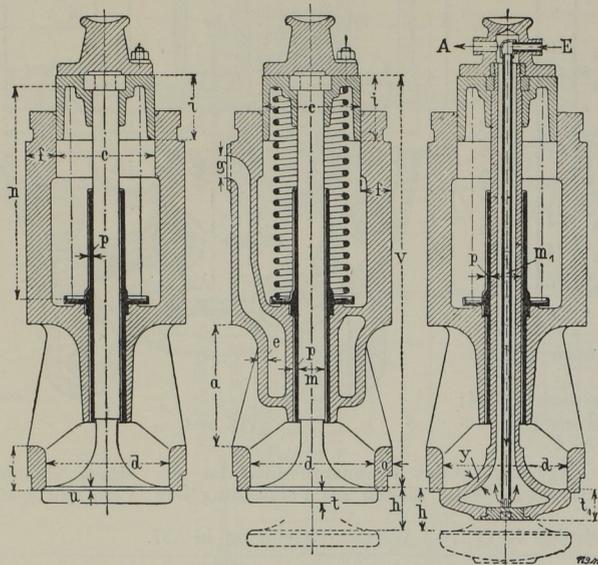


Fig. 1.
Ohne Kühlung
Auslaß bis 30 PS
Einlaß bis 200 PS.

Fig. 2.
Ventilgehäusekühl.
Auslaß über 30 PS.

Fig. 3.
Tellerkühlung.
Auslaß über 60 PS.

Vorläufige Abmessungen der Ventile.

Freier Ventilquerschn. $f_c = \frac{\pi}{4} (d^2 - m^2)$ bzw. $= \frac{\pi}{4} (d^2 - m_1^2)$. (1)

PS	D	d*	c	e	f	g	i	l	m	n	o, t	t ₁	u
10	185	50	40	—	10	—	25	20	15	90	9	—	2
16	225	65	52	—	13	—	32	26	18	115	10	—	2
25	265	80	64	—	16	—	40	35	20	145	12	—	3
40	320	95	76	8	19	20	48	45	23	170	14	—	3
60	385	110	88	8	22	4	55	55	25	200	16	22	4
80	430	130	105	10	26	28	65	60	28	235	19	26	4
100	450	150	120	12	30	33	75	70	33	270	23	30	5
150	520	180	145	—	36	—	90	82	40	325	27	36	6
200	600	210	170	—	42	—	105	100	45	380	32	42	7

Ferner a und $b = d$, $m_1 = 1,1 m$, $p = 0,1 m + 5 \text{ mm}$, $y = 0,1 d$.

* Durchmesser d und Ventilhub h nach □ 86 b-c wählen.

Rippenanordnung. Anstelle der in Fig. 1 bis 3 gezeichneten Einzelrippen (Strecke a) wählt man zweckmäßig zylindrische Form mit seitlichen Schlitz (nach Tafel 559). Der Ventilkörper wird dann stabiler und ein Verziehen ist weniger zu befürchten.

Das Entwerfen der Ventile muß im Zusammenhang mit dem Zylinderkopf geschehen, damit die Anschlüsse und Uebergänge richtig erfolgen.

Berechnung in □ 86 c. Werkstattzeichnung in Tafel 558.

305. Auslaßventile mit Gußkegel.

Das Gewinde im Kegel wird soviel kleiner geschnitten, daß ein Aufschauben in kaltem Zustand nicht möglich ist. Nach dem Schrumpfen wird der Kegel gegläht, warm auf die Spindel geschraubt und dann fertig bearbeitet. Das untere Spindelende wird vernietet. Der Spindeldurchmesser ist bei e verkleinert, damit sich kein Ansatz auf dem Schaft bildet.

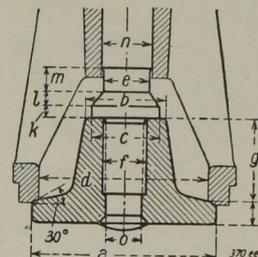


Fig. 4.

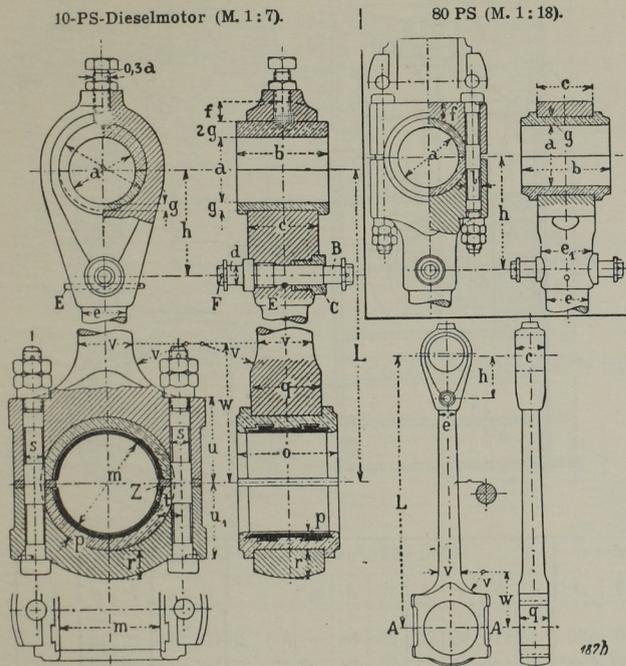
Abmessungen der Auslaßventile nach Abb. 4, angelehnt an Ausführungen.

PS	d	Ventil-Hub	a	b	c	e	f	g	i	k	l	m	n	o
25	74	20	80	35	30	20	3/4"	35	10	5	6	10	22	16
35	92	30	102	35	30	20	3/4"	45	13	6	10	10	22	16
50	110	30	120	45	35	24	7/8"	45	15	6	18	15	26	18
60—70	116	30	125	45	35	24	7/8"	55	15	6	18	20	26	18
80	128	40	138	52	40	26	1"	55	18	6	20	25	28	21
100	144	40	155	52	40	26	1"	65	20	6	20	35	28	21

Den Durchmesser der Ventilschindel rechne man nach der Formel $n \approx \frac{d}{8} + 1 \text{ cm}$.

Für die Ventile der liegenden Dieselmotoren ist im allgemeinen das in □ 86 im I. Bd. über Ventile für stehende Motoren Gesagte gültig. Die Abmessungen können nach Tab. □ 304 gewählt werden, die Bauhöhe richtet sich nach dem im Zylinderkopf zur Verfügung stehenden Raum. Ventilanordnung nach Fig. 4 bis 5 in □ 88 f oder Fig. 10 in □ 89 c.

307. Tabelle. Abmessungen für die Treibstange.

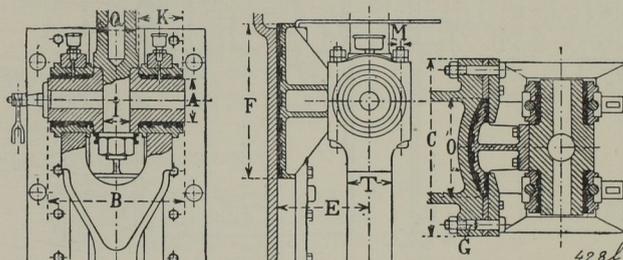


Mit Rücksicht auf Werkstattbearbeitung Maß $c = q$. Die Maße entsprechen der Zylinderbohrung nach D 300.

Der innere Raum der verhältnismäßig langen Kolben ist sehr beschränkt, und man wird bis 70 PS den geschlossenen Kopf anwenden. Ab 80 PS führt man den Stangenkopf geteilt aus nach Abbildung oben rechts.

307a. Besondere Schlittenführung für Motoren über 125 PS. Der Rahmen baut dementsprechend länger, der Kolben kann aber dafür kürzer gehalten werden. (Scheibenkolben).

Tab. 307a. Hauptabmessungen der Schlittenführung (über 125 PS).



Nach Ausführung eines 200-PS-Dieselmotors der Grazer Waggon- und Maschinenfabrik, vgl. auch Tafeln.

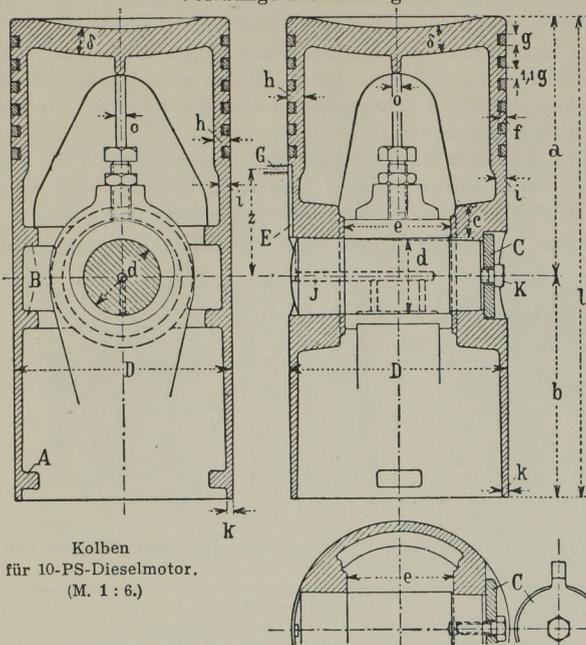
D	Hub	A	B	C	E	F	G	I	K	M Gasg.	O	Q	T
480	750	150	450	500	280	420	1 1/4"	80	150	3/4"	250	120	110
520	750	165	495	560	320	500	1 1/8"	90	165	1"	310	135	135
600	800	200	585	680	400	650	1 5/8"	110	190	1 1/4"	420	165	185

PS	Hub	L	a	b	c=q	e	m	o	v	e ₁	f	g	h	l	p	r	s	u	u ₁	w	d	t
8—10	270	675	65	90	70	45	100	90	55	65	18	8	100	—	15	26	23	78	72	135	20	24
12—16	330	825	80	130	95	55	125	125	65	75	20	9	120	—	17	30	26	90	80	155	25	27
20—25	400	1000	85	150	115	70	150	150	82	85	24	12	150	—	20	38	30	110	100	192	30	30
30—40	480	1200	110	170	135	85	180	180	100	110	26	14	180	—	24	44	35	122	110	222	35	37
50—60	550	1375	130	190	160	100	210	210	115	125	32	18	230	—	28	52	40	150	135	265	40	42
70—80	600	1500	150	220	185	105	240	240	125	135	36	20	290	30	32	60	45	160	150	285	45	48
90—100	680	1700	165	240	190	115	250	250	135	145	38	22	330	32	35	67		175	160	305	50	53
125	750	1875	180	270	230	125	270	270	150	160	42	25	400	35	36	75		190	180	340	55	60

Treibstangenschrauben. Wegen Übergang des Schaftes zum Kopf und Einbohren des Sicherungsstiftes vgl. Nachtrag zu D 292. Stellschraube des Kolbenbolzenlagers nach Fig. 5 in Bd. I D 47.

308. Kolben für stehende Dieselmotoren.

Vorläufige Abmessungen.



Kolben für 10-PS-Dieselmotor. (M. 1 : 6.)

PS	D bis	Kolbenkörper							Zapfen		Ringe	
		a	b	c	δ	h	i	k	d	e	f	g
10	185	230	175	28	22	14	10	6	65	90	6	9
16	225	280	215	32	25	15	10	6	80	130	7	10
25	265	330	250	38	28	17	12	8	95	150	8	12
40	320	400	300	42	32	20	14	10	110	170	10	12
60	385	470	365	50	40	22	16	10	130	190	11	13
80	430	540	410	60	45	24	18	12	150	220	12	13

Schmierung des Kolbenbolzens vgl. 81 u. 165 ff.

Für $D > 350$ zweckmäßig Ringrippen nach 308a.

Betr. Anordnung eines Kolbenringes am unteren Ende beachte auch Bemerkung unter 45 in Bd. I.

Kolbenlänge. Die Maße a und b des Kolbens findet man sehr verschieden: Ausführungen schwanken von $a = D$ bis $1,7 D$; $b = D$ bis $1,4 D$. Beachte auch Abschnitt Kolbenreibung in 155.

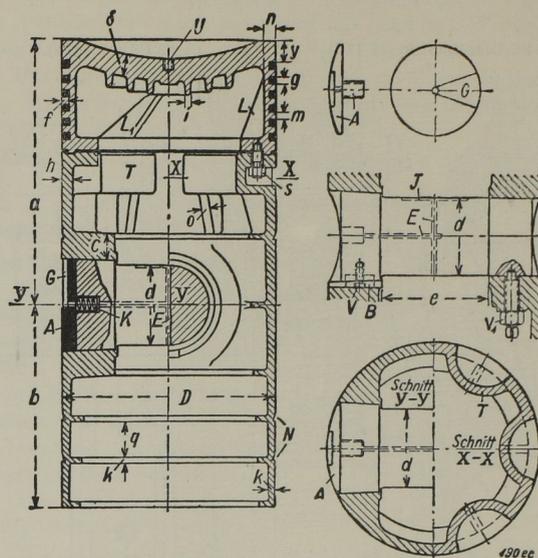
Bodenstärke. Je nach der Ansicht des betreffenden Konstrukteurs zeigen Ausführungen $\delta = 0,18$ bis $0,25 D$.

Betr. Abstand des ersten Ringes von Kolbenboden beachte Fig. 24 in 155.

Beschreibung in 81. Festigkeitsberechnung nach 81c. Beispiel in 470.

308 a. Geteilter Kolben für stehende Viertakt-Dieselmotoren.

(Ausführliche Erklärung in 81.)

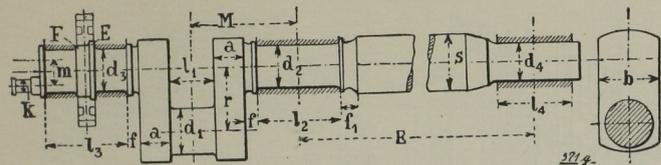


Motor	PS	D	Kolbenkörper							Zapfen		Ringe	
			a	b	c	h	n	δ	δ ₁ *	o	d	e	f
80	430	540	410	60	22	25	45	—	6 × 20	150	220	12	13
100	450*	560	430	65	24	28	48	30*	7 × 22	165	260	13	14
125	480*	600	460	70	26	30	50	35*	8 × 26	180	270	14	14
150	510*	640	490	80	28	32	55	40*	8 × 26	200	290	16	16
200	600*	740	560	95	30	35	60	42*	8 × 30	220	330	18	18

Rippen im Oberteil: Manche Konstrukteure begnügen sich mit den Rippen L , andere ordnen Rippen L_1 an, die allerdings die Luftzirkulation behindern. Anzahl der Kolbenringe = 5 bis 6, Ringentfernung $m = 1,1 g$, Anzahl der Bodenschrauben 6 bis 8, Wandstärke $k = 0,6 h$.

309. Vorläufige Maße der Kurbelwelle für stehende Dieselmotoren.

Fig. 1. Schraubenrad im Nebenlager angeordnet.

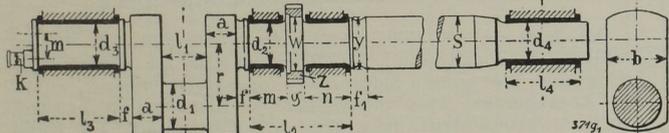


Werkstoff der Welle: Siemens-Martin-Stahl.
 Zapfen k dient zum Kompressorantrieb (erklärt in $\text{D } 102$).
 Kompressorhub vorläufig $m \sim 0,7 d_3$ (vgl. $\text{D } 104a$).
 Durchmesser und Längen abgerundete Zahlen wählen (hinten eine Null). Maß m soll hinten Null oder Fünf haben.
 Lagerentfernung usw. nach Angaben in $\text{D } 270$.
 Beispiel für Wellenberechnung in Aufg. $\text{D } 470$.

PS	D bis	Kurbelzapfen		Hauptlager		Außenlager		Schenkel		f	s	k
		d_1	l_1	d_2	l_2	d_4	l_4	a	b			
8—10	185	100	100	100	190	65	130	55	145	20	110	40
12—16	225	125	125	120	230	80	160	70	180	20	135	45
20—25	265	150	150	140	265	95	190	80	215	25	155	50
30—40	320	180	180	170	325	110	220	100	260	25	195	55
50—60	380	210	210	200	380	135	270	110	300	30	230	60
70—80	430	240	240	230	440	150	300	130	350	30	270	70
90—100	450	250	250	240	460	160	360	140	360	35	285	75
125—150	520	290	290	275	500	180	380	155	420	35	345	80
175—200	600	335	335	320	600	210	420	180	485	40	410	95

Zapfen- und Wellendurchmesser: Nebenlager d_3 und l_3 meist $= d_2$ und l_2 . d_1 nicht kleiner als $0,55 D$, Hauptlager d_2 nicht kleiner als $0,5 D$, Nebenlager d_3 nicht kleiner als $0,47 D$, Lagerlänge $l_3 \sim 2 d_3$, Außenlager $d_4 \sim 0,35 D$, Schenkelbreite $b \sim 1,6 d_1$.

Fig. 2. Schraubenrad im Hauptlager (auf der Schwungradseite).



Hauptlagerdurchmesser d_2 nach $\text{D } 309$.
 Übliche Lagerlängen: $m = 0,9 d_3$, $n = 1,1 d_2$.
 Schraubenradbreite g nach Tab. $\text{D } 298a$.
 Bunddurchmesser w größer als Wellendurchmesser s und Spritzring y , um das Schraubenrad über die Welle schieben zu können.

V. Liegende Dieselmotoren.