

## **IX. Aufgaben und Rechnungsbeispiele.**

---

## Allgemeine Aufgaben über Ölmotoren.

## 430. Die Öle und Haupttypen der Ölmotoren. 5

1. Welche Ölartern kommen als Treiböle für Ölmotoren in Betracht? . . . . . (2)
2. Welche Hauptgruppen bezüglich Wirkungsweise kann man bei den Ölmotoren unterscheiden? . . (5 a)
3. Wie erfolgt die Zündung des Brennstoffes bei den verschiedenen Ölmotoren a) Benzin, b) Glühkopfmotoren, c) Dieselmotoren? . . . . . (5 a)
4. Die Haupttypen der verschiedenen Motoren sind zu skizzieren . . . . . (5 b)

## 431. Äußere Kennzeichnung der verschiedenen Motoren.

1. Woran kann man rein äußerlich erkennen, ob der Motor ein Leichtölmotor oder ein Schwerölmotor, ein Glühkopf- oder ein nach dem Dieselverfahren arbeitender Rohölmotor ist?

Lösung. Alle Leichtölmotoren haben elektrische Zündvorrichtung (entweder Abreiß- oder Kerzenzündung) und einen sogenannten Vergaser, seltener eine Einspritzpumpe. Abgesehen von kleinen Schnellläufern arbeiten alle Leichtölmotoren im Viertakt . . . . . (5 b)

Glühkopf-Schwerölmotoren sind durch die Glühhaube als Fortsetzung des Zylinderkopfes gekennzeichnet, dafür fehlen sowohl Karburator als auch elektrische Zündvorrichtung . . . . . (5 b)

Dieselmotoren besitzen weder Glühhaube noch Karburator und keinerlei Zündvorrichtungen, dafür aber ein Brennstoffventil im Zylinderkopf, große Motoren haben Kompressor . . . . . (5 b)

2. Unterschied zwischen Viertakt- und Zweitaktmotoren.

Wie unterscheidet man äußerlich Viertakt- und Zweitakt-Glühkopfmotoren?

Lösung. Während der Glühkopf bei Viertaktmotoren die Fortsetzung des Zylinderkopfes bildet und in diesem Zylinderkopf Ein- und Auslaßventil eingebaut sind, besitzt der Zweitaktmotor keine Ventile, weil Luft und Abgase durch in der Mitte des Zylinders angeordnete Kanäle treten, die durch den Kolben gesteuert werden . . . . . (5 b)

3. Skizziere die Wirkungsweise eines Viertakt- und Zweitakt-Schwerölverpuffungsmotors sowie eines Dieselmotors . . . . . (7—9)

## 432. Leistung der Ölmotoren.

1. Welche Leistung bezeichnet man mit „Nutzleistung“? (10d)
2. Wie berechnet man die Hauptabmessungen? . . . . . (10d)

## Aufgaben über Glühkopfmotoren.

## 433. Glühkopf-Viertaktmotor. 5

1. Wie unterscheidet sich der Glühkopf-Viertakt vom Glühkopf-Zweitakt? . . . . . (5 b)
2. Wann kann die Brennstoffeinspritzung erfolgen? . . (16)
3. Welchen Zweck hatte die Wassereinspritzung? . . (17)
4. Wie erfolgt die Berechnung des Verdichtungsraumes? (21)
5. Welchen Einfluß hat die Größe der lichten Weite des Vergaserhalses auf den Zündzeitpunkt? . . . (21 b)

## 434. Glühkopf-Zweitaktmotor.

1. Welche Bauarten unterscheidet man beim Kurbelkasten-Zweitaktmotor? . . . . . (26)
2. Nenne die Vor- und Nachteile des Kurbelkasten-Zweitaktmotors gegenüber dem Hornsby-Viertaktmotor . . . . . (28)
3. Welche charakteristischen Merkmale hat das Indikator diagramm des Zweitaktmotors? . . . . . (30)
4. Tritt bei einem richtig konstruierten Zweitaktmotor Druckwechsel im Gestänge während des Betriebes auf? (32)
5. Wann erfolgt (zeitlich) die Brennstoffeinspritzung beim Zweitaktmotor? . . . . . (35)
6. Wie berechnet man den nötigen Querschnitt der Ein- und Auslaßschlitze beim Zweitaktmotor? . . (40 c)
7. Worauf ist bei Konstruktion der Kurbelwellenlager des Zweitaktmotors zu achten? . . . . . (43)
8. Mit welchen Hilfsmitteln kann man eine Raumverkleinerung der Kurbelkammer erreichen? . . . . . (42 c)
9. Wie hat die Festigkeitsberechnung des Kurbelkammergehäuses zu erfolgen? . . . . . (42 f)
10. Welche Form gibt man dem Vergaser (Glühkopf) des Zweitaktmotors? . . . . . (44)
11. Wie wird Vergasermodell zweckmäßig eingeformt? (44 d)
12. Für welchen Höchstdruck im Zylinder sind die einzelnen Teile zu berechnen?

Lösung. Bei Viertakt-Glühkopfmotoren 20 Atm. (14)

„ Zweitakt- „ 20 „ (30)

## 436. Aufgaben über gemeinsame Bauteile der Glühkopfmotoren.

1. Wie unterscheidet sich der Brennstoffzerstäuber des Glühkopfmotors von dem des Dieselmotors? . . . (51)
2. Welche Bedingungen sind an einen guten Brennstoffzerstäuber zu stellen? . . . . . (51)

3. Welche Haupttypen von Zerstäubern kann man unterscheiden? . . . . . (52)  $\text{D}$
6. Bestimme die Hauptabmessungen eines Glühkopf-Zweitaktmotors von 25 PS . . . . .
7. Welche Punkte sind bei dem Bau von größeren Glühkopf-Zweitaktmotoren hauptsächlich zu berücksichtigen? . . . . . (66)
8. Wie groß macht man den Inhalt und den Halsquerschnitt der Glühköpfe bei Glühkopf-Viertakt- und Glühkopf-Zweitaktmotoren? . . . . .  $\left\{ \begin{array}{l} 21 \\ 44 \end{array} \right.$

## Aufgaben über Dieselmotoren.

## 437. Diesel-Viertaktmotor.

1. Skizziere die Wirkungsweise eines Diesel-Viertaktmotors . . . . . (71d)
2. Wodurch unterscheidet sich das Indikator-Diagramm eines Dieselmotors vom Verpuffungsmotor? . . . . . (73)
3. Wie erfolgt die Berechnung der Größe des Verdichtungsraumes? . . . . . (75)
4. Wann, d. h. in welcher Kolbenstellung erfolgt die Brennstoffeinspritzung beim Dieselmotor? . . . . . (77)
5. Skizziere den Rahmen eines stehenden 60-PS-Dieselmotors für  $n = 170$  im Maßstab 1:10 und schreibe Hauptmaße ein . . . . . (300)

## 438. Brennstoffventil (Düse) der Dieselmotoren.

1. Welche Hauptarten von Düsen unterscheidet man? (95)
2. Gebe den Unterschied zwischen geschlossener und offener Düse an . . . . . (96)
3. Welche Bedingungen sind an einen guten Brennstoffzerstäuber zu stellen? . . . . . (96)
4. Skizziere einen gutbewährten Plattenerstäuber für Dieselmotoren und trage die Hauptmaße ein . . . . . (96 a—b)
5. Was ist bei den Düsen für Teerölbetrieb in bezug auf das zu verwendende Material besonders zu beachten? . . . . . (98 b)
6. Welche Größe soll die Austrittsöffnung des Düsenplättchens haben? . . . . . (96 h)
7. Wann öffnet bzw. schließt das Ventil auf die Totpunktstellung des Arbeitskolbens bezogen? . . . . . (77)
8. Wie groß soll der Hub der Düsenadel sein? . . . . . (96 n)

## 440. Kompressoren für Dieselmotoren.

1. Skizziere die verschiedenen Antriebsarten des Kompressors . . . . . (102)

2. Welche Hauptabmessungen erhält der Kompressor für einen 60-PS-Dieselmotor? . . . . . (104)  $\text{D}$
3. Wie erfolgt die Berechnung der Kompressorventile? (107)
4. Skizziere die Schaltungen der Preßluftleitungen? . (111 a)

## Allgemeine Bauteile der Glühkopf- und Dieselmotoren.

## 442. Die Brennstoffpumpen.

1. Nenne den Zweck der Brennstoffpumpen
2. Auf welche Arten kann der Antrieb der Brennstoffpumpe erfolgen? . . . . . (100 c)
3. Wie erfolgt die Berechnung der Brennstoffpumpen?  $\left. \begin{array}{l} \text{a) beim Glühkopf-Viertaktmotor} \\ \text{b) - Glühkopf-Zweitaktmotor} \\ \text{c) - Dieselmotor} \end{array} \right\} (100 \text{ g})$
4. Welche Arten der Regulierung der Brennstoffzufuhr unterscheidet man? . . . . . (100 h, 101 a ÷ c)

## 443. Anlaßvorrichtungen.

1. Wie läßt man kleinere Motoren an? . . . . . (144)
2. Welche Anlaßvorrichtung gibt es bei größeren Motoren? . . . . . (145 b—146)

## 444. Kühlung der Motoren.

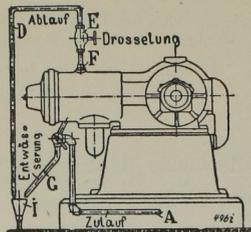
1. Welche Teile des Motors werden mit Wasser gekühlt und zu welchem Zwecke findet die Kühlung statt? . . . . . (148)
2. Was für Kühlungsarten unterscheidet man? . . . . . (149)
3. Nenne die gebräuchlichsten Kühlarten . . . . . (149)
4. Wieviel Frischwasserverbrauch rechnet man bei Durchflußkühlung für 1 PS/Std.? . . . . . (150 a)
5. desgl. für Umlaufkühlung . . . . . (150 c)

## 445. Verdichtungsraum der Ölmotoren.

1. Berechne den Verdichtungsraum für einen 20-PS-Dieselmotor für Rohöl . . . . . (153)
2. Wie hoch geht man mit den Verdichtungsendspannungen beim Viertakt- und Zweitakt-Glühkopf-motor sowie beim Dieselmotor? . . . . . (153)

Sämtliche Hinweise ohne D beziehen sich auf Buch Ölmotoren, Bd. I oder II unter D...

**Aufgabe:** Ein Kurbelkasten-Zweitakt-Motor zum Antrieb von Arbeitsmaschinen ist zu entwerfen und zu berechnen. **Nennleistung**  $N = 10$  PS. Brennstoff: Rohöl.



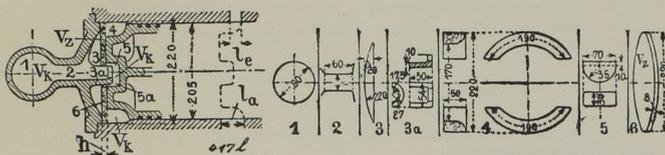
Reihenfolge der Ermittlungen:

**A. Hauptabmessungen.**

1. Wähle Kolbenhub.
2. Wähle Umdrehungszahl. Reche Kolbengeschwindigkeit  $c$  in m/sek.
3. Wähle spez. sekundl. Hubraum  $N'$  nach 10 i.
4. Erforderlicher sekundl. Hubraum.
5. Zylinderquerschnitt in  $\text{cm}^2$ , Zylinderbohrung.

**B. Der Verdichtungsraum.** Berechnung des Zwischenraumes  $h$ .

1. Verdichtungsdruck  $C$  in at abs. (153a).
2. Hubraum  $V_H$  in  $\text{cm}^3$  (153).



3. Rauminhalt von Glühkopf und Kolbenaussparungen in  $\text{cm}^3$ .  $V_k =$  Summe der Räume 1 + 2 + 3 + 4 + 5 abzügl. Raum 3a (153).
4. Ansaugspannung in at abs. und Verdichtungsexpon. (153).
5. Das Rauminhaltsverhältnis  $\omega$  (153).
6. Raum  $V_z$  zwischen Glühkopf und Kolbenboden in  $\text{cm}^3$  (153).
7. Die nötige Länge  $h$  des Zwischenraumes  $V_z$  in cm (153).

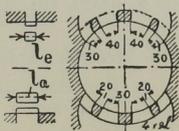
Über die Größe von  $\omega$  weichen die Ansichten voneinander ab. Je besser die Spülung des Zylinders, desto größer sollte der Verdichtungsraum  $V_k + V_z$  sein.

Man wird zweckmäßig vorerst Kolbenspiel ( $h \sim 1/30$  Hub) annehmen, dann  $V_k$  ausrechnen und die vorläufigen Abmessungen in 290 entsprechend berichtigen.

**C. Einlaß- und Auslaßschlitze.**

Reihenfolge der Ermittlungen.

1. Länge der Einlaßschlitze in mm (40c).
2. Mittlere Kolbengeschw. in m/sek (40c).
3. Mittl. Kolbengeschw. während der Einlaßperiode (40c).
4. Erforderlicher Querschnitt der Einlaßschlitze in  $\text{cm}^2$  (40c).
5. Gesamtbreite der Einlaßschlitze in cm.



**A. Hauptabmessungen.**

1. Der Kolbenhub sei gewählt zu  $H = 250$  mm . . . . . 10h
2. Umdrehungen angenommen zu  $n = 340$  je min und hieraus Kolbengeschwindigkeit:

$$c = \frac{H \cdot n}{30} = \frac{0,25 \cdot 340}{30} = 2,83 \text{ m/sek} = 28,3 \text{ dm/sek.}$$

3. Nach 10 i, ist  $N' \sim 9,4$  l/PS.
4. Erforderlicher sekundl. Hubraum: . . . . . 10d (7)

$$F \cdot c = N' \cdot N = 9,4 \cdot 10 = 94 \text{ l/sek} = 94 \text{ dm}^3/\text{sek.}$$

5. Zylinderquerschnitt

$$F = \frac{N' \cdot N}{c} = \frac{94}{28,3} = 3,32 \text{ dm}^2 = 332 \text{ cm}^2.$$

Gewählt wird  $D = 20,5$  cm mit  $F = 330 \text{ cm}^2$  . . . . . 10h T2

**B. Der Verdichtungsraum.**

1. Wir wählen Verdichtungsdruck  $C = 8$  at abs. . . . . 44k
2. Hubraum  $V_H = \frac{\pi}{4} \cdot 20,5^2 \cdot 25 = 330 \cdot 25 = 8252 \text{ cm}^3$  . 44k
3. Nachdem die Maße für Glühkopf und Kolben nach Tab. 290 und 291 bestimmt, errechnet sich der Rauminhalt des Glühkopfes und der Kolbenaussparung zu  $1171 \text{ cm}^3$  und zwar:

|                      |     |     |     |     |    |  |       |
|----------------------|-----|-----|-----|-----|----|--|-------|
| Raum                 | 1   | 2   | 3   | 4   | 5  |  | 1 ÷ 5 |
| Inhalt $\text{cm}^3$ | 382 | 118 | 256 | 284 | 79 |  | 1119  |

Rauminhalt der Glühkopfszone 3a mit  $34 \text{ cm}^3$  abgezogen ergibt  $V_k = 1119 - 34 = 1085 \text{ cm}^3$ .

4. Ansaugspannung  $p_s = 0,9$  at abs., Verdichtungsexponent für mangelhafte Spülung  $\kappa = 1,25$  . . . . . 44k
5. Für unser Beispiel ist  $C : p_s = 8,9$  und Rauminhaltsverhältnis  $\omega = 4,9$  . . . . . 153a
6. Inhalt  $V_z = 0,18 V_H - V_k = 0,18 \cdot 8252 - 1085 = 1490 - 1085 = 405 \text{ cm}^3$  . 44k
7. Länge des Zwischenraumes  $h = \frac{405}{\frac{1}{4} \pi \cdot 22^2} = \frac{405}{380} = 1,06 \text{ cm.}$

Für gute Spülung des Zylinders wird  
Raum  $V_z = 0,21 V_H - V_k = 0,21 \cdot 8252 - 1085 = 1733 - 1085 = 648 \text{ cm}^3$  . 44k

$$\text{Zwischenraumlänge } h = \frac{648}{380} = 1,73 \text{ cm.}$$

**C. Einlaß- und Auslaßschlitze.**

1. Länge der Einlaßschlitze  $l_e = 0,1 \cdot 250 = 25$  mm . . . . . 40c (1)
2. Mittl. Kolbengeschw. (nach Lösung A2)  $c = 2,83$  m/sek . 40c
3. „ „ beim Einlaß  $c_e = 0,685 \cdot c = 1,94$  „ . . . . . (4)
4. Mindestquerschnitt der Einlaßschlitze:  
 $f_e = 2,5 \cdot 3 + 4 + 4 + 3 = 2,5 \cdot 14 = 35 \text{ cm}^2$  . . . . . (5)
5. Gesamtbreite  $= 3 + 4 + 4 + 3 = 14$  cm (vgl. Abb.)

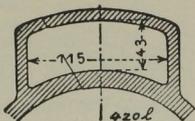
**460. Liegender 10-PS-Zweitakt-Glühkopfmotor (Fortsetzung).**

6. Mittlere Kolbengeschw. während der Auslaßperiode
7. Länge der Auslaßschlitze in cm
8. Breite " " " "

6. Kolbengeschw. beim Auslaß =  $0,95 \cdot 2,83 = 2,7$  Mtr/Sek. 40 c
7. Länge der Auslaßschlitze  $l_a = 0,16 \cdot 25 = 4$  cm (5)
8. Breite " " gleich der Breite der Einlaßschlitze = 14 cm, also (2)
- Durchgangsgeschw.  $v_a = \frac{\pi}{4} \cdot 20,5^2 \cdot 2,7 : 4 \cdot 14 = 16$  Mtr/Sek. 40 c

**D. Luftüberströmkanal. Bestimme:**

1. Querschnitt des Überströmkanals
2. Luftgeschwindigkeit in demselben.

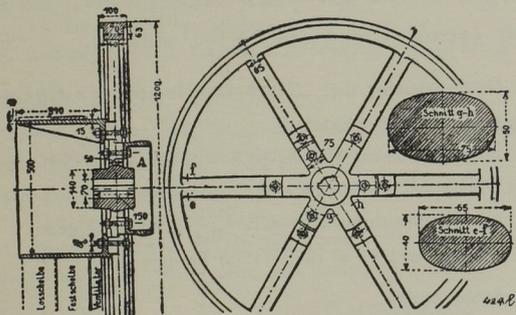


**D. Luftüberströmkanal.**

1. Querschnitt mindestens gleich dem der Einlaßschlitze, also  $f_u \geq 35$  qcm 40 d
- wir wählen **Breite = 115 mm, Höhe = 43 mm**, gibt
- $f_u = 11,5 \times 4,3 = 44,5$  qcm und  $v_u = \frac{1/4 \pi \cdot 20,5^2 \cdot 1,94}{44,5} \sim 14,5$  Mtr/Sek. 40 d
- (7)

**E. Schwungrad. Maßstäblich 1:10 skizzieren (293). (Auf jedem Wellenende sitzt ein Schwungrad, an dem einen Schwungrad ist die Antriebsriemenscheibe befestigt.)**

1. Vorläufige Maße des Schwungrades
2. Nötiges Schwungradgewicht für 2 Räder in kg
3. Berechnung der Arme auf Festigkeit



**E. Schwungräder.**

1. Vorläufige Hauptmaße des Schwungrades nach 293
2. Umfangsgeschw.  $V = 1,2 \cdot \pi \cdot 340 : 60 \sim 21,4$  Mtr/Sek. }
- für Zweitakt-Gewerbe  $\delta_0 = 1 : 50$ ,  $i = 450$ , demnach 50
- Kranzgewicht  $G = \frac{100 \cdot 450 \cdot 12}{840 (0,9 \cdot 21,4)^2} \cdot 50 = 215$  kg }
- also jedes Rad  $215 : 2 \sim 110$  kg Kranzgewicht }
- Gesamtgewicht je Rad  $1,3 \cdot 110 + 25 = 168$  kg }
- (ausgeführt mit  $G = 175$  kg).
3. Berechnung der Arme. Mit Rücksicht auf Federn und Zittern sind die Arme kräftiger gehalten als die Rechnung ergibt.

**F. Riemenscheibe, Riemen soll ausrückbar sein.**

1. Vorläufige Hauptmaße der Riemenscheibe
2. Die nötige Riemenbreite
3. Die Riemenscheibenbreite.

**F. Riemenscheibe. 1. Vorl. Hauptmaße nach 293**

2. Für die Riemscheibe  $d = 500$  mm,  $n = 340$  wird: 247
- Übertragb. Pferd. pro 10 cm Riemenbreite = 8,5 PS.
- Nöt. Riemenbreite (für  $N = 10$  PS) =  $(10 : 8,5) \cdot 10 = 11,8$  cm, gewählt wurde  $b = 12,5$  cm.
3. Riemen soll ausrückbar sein, deshalb: }
- Riemscheibenbreite  $2 \cdot 12,5 + 20 = 270$  mm,
- Bei fahrbaren Lokomob.  $270 + 40$  mm für Ventilatorriemen.

**G. Kurbelwelle. Material: Siemens-Martinstahl.**

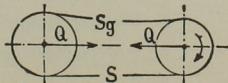
Welle im Maßstab 1:10 skizzieren (294); Berechnung

Reihenfolge der Ermittlungen:

**G. Kurbelwelle. Vorläufige Hauptabmessungen nach Tabelle in 294.**

**a) Riemenzug und Achsendruck.**

1. Höchstleistung des Motors in PS.
2. Drehmom. an der Riemenscheibe in kgcm
3. Riemenzug  $K$  in kg
4. Achsendruck  $Q$  in kg



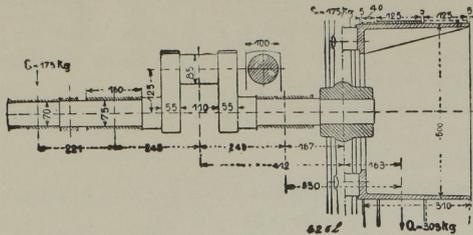
**a) Riemenzug und Achsendruck.**

1. Nach 10 d ist die Höchstleistung bis 20% größer als die Nennleistung. Wir wählen 20% und setzen Höchstleistung = 12 PS.
2. Für 12 PS Höchstleistung und  $n = 340$  Umdrehungen ist: }
- Drehmoment  $M_d = 71620 \cdot \frac{12}{340} = 2530$  kgcm.
3. Riemenzug  $K = \frac{M_d}{R} = \frac{2530}{25} = 101$  kg }
4. Achsendruck  $Q = 3K = 3 \cdot 101 = 303$  kg }

Hilfssstab

460. Liegender 10-PS-Zweitakt-Glühkopfmotor (Fortsetzung.) Hinweise G = Buch „Gasmotoren“, Ko = Buch „Konstruieren“.

b) Auflagerdrücke



Unter Annahme der ungünstigsten Verhältnisse, Riemenzug nach unten, also parallel Schwungradgewicht, bestimme

1. Max. Kolbendruck  $P$  in kg,
2. Auflagerdruck  $A_1$  u.  $A_2$  in kg,
3. Auflagerdruck  $V_2$  in kg,
4. Result. Druck  $R_2$  in kg,

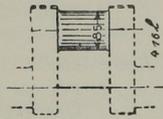
(Es genügt, die Kurbelwellenseite zu berechnen, von welcher Kraftabgabe erfolgt, die andere Seite wird gleich stark gemacht.)

5. Die für die Reibung in Betracht kommenden Lagerdrücke

c) Berechnung der Kurbelwelle auf Festigkeit.

I. Kurbelzapfen.

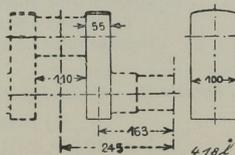
1. Biegemoment in kgcm,
2. Widerstandsmoment in  $\text{cm}^3$ ,
3. Biegebungsbeanspruchung in kg/qcm,



II. Kurbelschenkel rechts (Kraftabgabeseite).

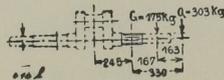
Reihenfolge der Ermittlungen:

1. Biegemoment in kgcm,
2. Widerstandsmoment in  $\text{cm}^3$ ,
3. Biegebungsbeanspruch. in kg/qcm,
4. Druckbeanspruch. in kg/qcm,
5. Gesamtbeanspruch. in kg/qcm,



III. Welle im Hauptlager.

1. Biegemoment in kgcm,
2. Widerstandsmoment in  $\text{cm}^3$ ,
3. Beanspruchung in kg/qcm,



b) Auflagerdrücke.

1. Maximaler Kolbendruck

$$P = p \cdot \frac{\pi}{4} D^2 = 18 \cdot \frac{\pi}{4} 20,5^2 = 6000 \text{ kg} \dots \dots \dots O 33$$

2. Horizontaler Lagerdruck

$$A_1 = A_2 = 6000 \cdot \frac{24,5}{49} = 3000 \text{ kg} \dots \dots \dots$$

3. Vertikaler Lagerdruck

$$V_2 = 303 \cdot \frac{49+33}{49} + 175 \cdot \frac{49+16,7}{49} - 175 \cdot \frac{22,1}{49} = 660 \text{ kg} \dots \dots \dots$$

Riemenzug + 504 kg      Schwungrad rechts + 235 kg      Schwungrad links - 79 kg

4. Result. Lagerdruck  $R_2 = \sqrt{3000^2 + 660^2} = 3070 \text{ kg} \dots \dots \dots$

5. Für die Lagerreibung Aufgabe e 12 kommt in Betracht: mittl. Kolbendr.  $P_r = 3,05 \cdot \frac{\pi}{4} 20,5^2 = 1000 \text{ kg}$ ;  $A_r = \frac{1}{2} P_r = 500 \text{ kg}$  33b

Result. Lagerdruck  $R_r = \sqrt{500^2 + 660^2} = 825 \text{ kg}.$

c) Berechnung der Kurbelwelle auf Festigkeit.

I. Kurbelzapfen. (Für Totpunktlage.)

1. Biegemoment  $M_b = R_2 \cdot 24,5 = 3070 \cdot 24,5 = 75215 \text{ kgcm}$
2. Widerstandsmoment  $W \sim 0,1 \cdot 8,5^3 = 61,4 \text{ cm}^3 \dots \dots \dots$
3. Biegebungsbeanspruchung  $\sigma_b = \frac{75215}{61,4} = 1224 \text{ kg/qcm} \dots \dots \dots$   
Zulässig sind  $k_b = 1000 - 1200 \text{ kg/qcm} \dots \dots \dots$

II. Kurbelschenkel rechts.

Bei Ölmotoren tritt die größte Beanspruchung der Schenkel in der Totpunktlage auf.

1. Biegemom.  $M_b = R_2 \cdot 16,3 = 3070 \cdot 16,3 = 50000 \text{ kgcm} \dots \dots \dots G$
2. Widerstandsm.  $W = \frac{1}{6} \cdot 5,5^3 \cdot 10 = 50,5 \text{ cm}^3 \dots \dots \dots 81$
3. Biegebungsbeanspruch.  $\sigma_b = \frac{50000}{50,5} = 990 \text{ kg/qcm} \dots \dots \dots O d.$
4. Druckbeanspruch.  $\sigma_d = \frac{0,5 \cdot 6000}{5,5 \cdot 10} = \sim 55 \text{ kg/qcm} \dots \dots \dots K o$
5. Gesamtbeanspruchung  $\sigma = 990 + 55 = 1045 \text{ kg/qcm} \dots \dots \dots 66$

III. Welle im Hauptlager.

Schwunradgewicht und Riemenzug, in einer Richtung wirkend angenommen, ergibt:

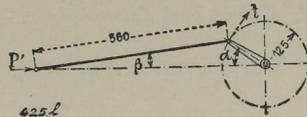
1. Biegemoment  $M_b = 175 \cdot 16,7 + 303 \cdot 33 \sim 12920 \text{ kgcm}$
2. Widerstandsmoment  $W = 0,1 \cdot 7,5^3 = 42,2 \text{ cm}^3 \dots \dots \dots$
3. Beanspruchung  $\sigma_b = \frac{12920}{42,2} = 306 \text{ kg/qcm} \dots \dots \dots$

460. Liegender 10-PS-Zweitakt-Glühkopfmotor.

Drehbeanspruchung der Welle im Hauptlager.

Drehbeanspruchung der Welle im Hauptlager.

4. Verpuffungsspannung in kg,
5. Kurbelwinkel  $\alpha$  für größtes Drehmoment in Grad,
6. Größtes Drehmoment der Welle in kgcm,
7. Widerstandsmoment in  $\text{cm}^8$ ,
8. Drehbeanspruchung in  $\text{kg/qcm}$ ,
9. Gesamtbeanspruchung in  $\text{kg/qcm}$ ,



e) Prüfung auf Heißlaufen.

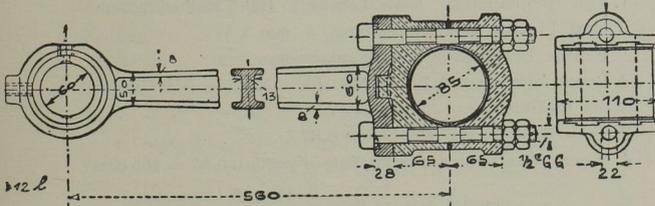
10. Die Durchbiegung der Welle an der Lagerkante,
11. Flächendruck  $q$  in  $\text{kg/qcm}$ ,
12. Reibungsarbeit in  $\text{mkg/Sek.}$  für den  $\text{qcm}$  Lagerfläche,

H. Treibstange. Im Maßstab 1:5 skizzierten

Material: Stahlguß, bei mehreren Ausführungen gepreßter Stahl. Reihenfolge der Ermittlungen:

Der Schaft der Treibstange. Im Maßstabe 1:5 skizzieren. Hauptabmessungen nach (292):

1. Gestängedruck in kg für den Schaft,
2. Kommt Zug, Druck oder Zerknickung in Betracht?



3. Tritt Druckwechsel in der Stange auf?
4. Das Trägheitsmoment des Schaftes, Elastizitätsmodul  $E$ ,
5. Den Sicherheitsgrad für die gewählten Abmess. nach
6. Druckbeanspruchung in  $\text{kg/qcm}$ ,

Treibstangenkopf an der Kolbenseite.

7. Kraft in kg für die linke Seite des Auges.

Kopf an der Kurbelseite nebst Deckelschrauben.

8. Welche Kraft wirkt am Deckel verbiiegend?
9. Auf welche Zugkraft sind die Deckelschrauben zu berechnen?

4. Verpuffungsspannung (Zweitakt-Rohöl)  $p = 18 \text{ Atm}^*$
5. Kurbelwinkel für größtes Drehmoment  $\alpha \sim 34 \text{ Grad}$
6. Größtes Drehmom.  $Ma = 0,5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 20,5^2 \cdot 18 \cdot 12,5 = 37150 \text{ kgcm}$
7. Widerstandsmoment  $Wa = 0,2 \cdot 7,5^3 = 84,4 \text{ cm}^8$
8. Drehbeanspruchung  $\tau = \frac{37000}{84,4} = 438 \text{ kg/qcm}$

9. Gesamtbeanspruchung

$$\sigma = 0,35 \cdot 306 + 0,65 \cdot \sqrt{306^2 + 4 \cdot 438^2} = 710 \text{ kg/qcm}$$

Riemenzug nach oben wirkend angenommen, ergibt:

$$(\text{zu 1}) M_b = 7080 \text{ kgcm} \text{ und (zu 9) } \sigma \sim 640 \text{ kg/qcm}$$

e) Prüfung auf Heißlaufen.

10. Durchbiegung  $y = 0,038$ ; zulässig (genau eingeschabt)  $y$  bis  $0,04 \text{ cm}$
11. Flächendruck  $q_{max} = \frac{3070}{7,5 \cdot 16} \sim 26 \text{ kg/qcm}$ ; zulässig bis  $40 \text{ kg/qcm}$  mittl. Flächendruck (für Lagerreibung)  $q = \frac{825}{7,5 \cdot 16} \sim 7 \text{ kg/qcm}$
12. Reibungsarbeit  $A = 7 \cdot 133 \cdot 0,05 = 0,47 \text{ mkg/Sek.}$ ; zulässig bis  $1,5 \text{ mkg/Sek.}$

G  
81  
od.  
Ko  
66

H. Treibstange des 10-PS-Zweitaktmotors.

Der Schaft. (Material: gepreßter Stahl.)

1. Gestängedruck  $P = 18 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = 18 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 20,5^2 \sim 6000 \text{ kg}$
2. Für den Schaft, Druck und Zerknickung.
3. Druckwechsel tritt nicht auf
4. Trägheitsmom. (für mittl. Querschnitt):  $J = 37,5 \text{ cm}^4$
5. Sicherheitsgrad  $m = \frac{10 \cdot J \cdot E}{P \cdot l^3} = 43$  genügen wird  $m = 15$
6. Druckbeanspruchung  $\sigma = \frac{P}{f_{min}} = \frac{6000}{9,2} = 650 \text{ kg/qcm}$  zulässig für Stahl  $\sigma$  bis  $900 \text{ kg/qcm}$

G  
150  
u.  
Ko  
86

Treibstangenkopf an der Kolbenseite.

7. Kraft im Betriebe = Null, da ja nach vorstehendem kein Druckwechsel eintritt.

Kopf an der Kurbelseite nebst Deckelschrauben.

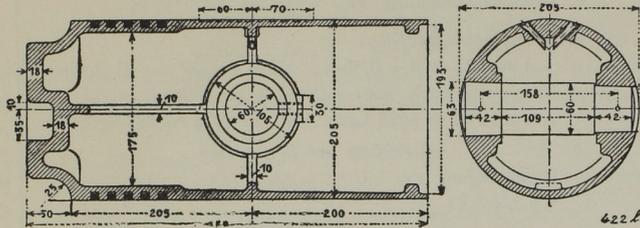
- 8.—9. Von dem Kolbendruck erhalten der Deckel und die Deckelschrauben keinen Anteil.

\* Entsprechend § 434 setze  $p=20$  (und nicht 18).

460. Liegender 10 PS-Zweitakt-Glühkopfmotor. (Fortsetzung).

J. Kolben und Kolbenbolzen. (Im Maßstab 1:5 skizzieren.)

Vorläufige Hauptabmessungen nach Tab. in 291, Kolbenbolzen und Ringe nach Buch „Gasmotoren“.



Reihenfolge der Ermittlungen:

1. Den größten auf den Kolbenbolzen wirkenden Druck
2. Das Biegemoment in kgcm
3. Widerstandsmoment in cm<sup>3</sup>
4. Biegebeanspruchung in kg/qcm
5. Bestimme die Abmessungen für die unbearbeiteten und für die bearbeiteten Kolbenringe

K. Brennstoffpumpe.

Die Pumpe wird von der Kurbelwelle des Motors mittels Exzenters angetrieben. Der kleine Hub der Pumpe (4 mm) ist bedingt durch die nötige kräftige Zerstäubung und die kurze Einspritzzeit.

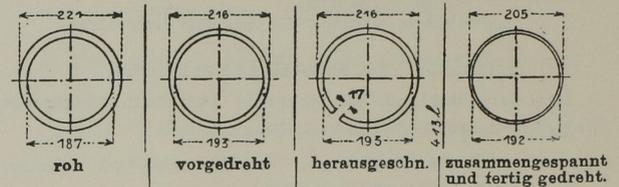
Reihenfolge der Ermittlungen:

1. Vorläufige Hauptabmessungen  
Genauere Ermittlungen der Hauptabmessungen:
2. Brennstoffverbrauch in Gramm pro PS/Stde
3. Das spez. Gewicht des Rohöls
4. Den Brennstoffverbrauch in ccm pro PS/Stde.
5. „ „ des Motors in der Min.
6. „ „ pro Ladehub.
7. „ nutzbaren Kolbenhub der Brennstoffpumpe
8. Aus 6 und 7 den nötigen Kolbenquerschn. der Brennstoffpumpe.

J. Kolben und Kolbenbolzen.

1. Größter Druck  $P = \frac{\pi}{4} \cdot 20,5^2 \cdot 18 = 6000 \text{ kg.}$  . . . . .  $\varnothing 33$
  2. Biegemom.  $M_b = \frac{6000}{2} \cdot \left( \frac{15,8}{2} - \frac{10,9}{4} \right) = 15525 \text{ kgcm}$
  3. Widerstandsmoment  $W = 0,1 \cdot 6^3 = 21,6 \text{ cm}^3$  . . . . . }  $G$
  4. Biegebeanspr.  $\sigma_b = \frac{15525}{21,6} = 720 \text{ kg/qcm.}$  . . . . . }  $137b$
- zulässig  $k_b = 800 - 900 \text{ kg/qcm.}$

5. Die verschiedenen Arbeitsvorgänge gestalten sich wie folgt:



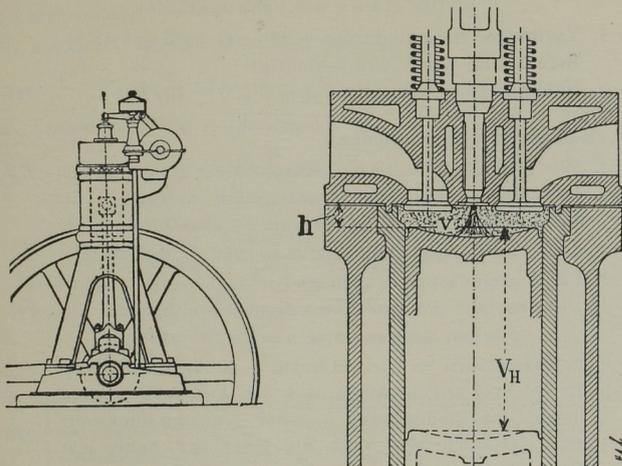
K. Brennstoffpumpe.

1. Vgl. Hauptabmess. nach Tabelle  $\varnothing 100$  f Kolbendurchm. etwa 11 mm, Brennstoffleitung 4 mm l. W.  
Genauere Ermittlung der Hauptabmessungen:
2. Brennstoffverbrauch bei 12 PS Höchstleistung 350 Gramm die PS/Stde . . . . .  $\varnothing 248c$
3. Spez. Gewicht des Rohöls  $\sim 0,87^*$  . . . . .
4. Brennstoffverbrauch pro PS/Stde.  $V = 350 : 0,87 = 405 \text{ ccm}$
5. „ in der Minute  $V_{min} = \frac{12 \cdot 405}{60} = 81 \text{ ccm.}$
6. „ pro Ladehub  $v = \frac{81}{340} \sim 0,24 \text{ ccm.}$  . . . . .  $\varnothing$
7. Nutzbarer Kolbenhub angenommen zu  $h = 0,3 \text{ cm.}$  . . . . . }  $100g$
8. Kolbenquerschn.  $= \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{v}{h} = \frac{0,24}{0,3} = 0,8 \text{ qcm.}$  . . . . .  
und hieraus Kolbendurchmesser  $d = 1 \text{ cm.}$

\* Manches Rohöl hat spez. Gewicht bis 0,89.

**470. Berechnung eines stehenden 70-PS-Viertakt-Dieselmotors m. Kompr.**

Ein stehender Dieselmotor von  $N = 70$  PS Nennleistung für Gewerbebetrieb ist in den Hauptteilen zu entwerfen und zu berechnen. Brennstoff Paraffinöl. Der Motor erhält Schwungrad für Gewerbebetrieb, Riemenscheibe neben dem Schwungrad und Außenlager, Drehzahl der Transmission  $n_1 = 180$  je min. Die effektive Nutzleistung  $N_e$  kann man nach 10a bis 20% größer wählen als die Nennleistung  $N$ . Wir setzen  $N_e = 80$  PS.



**A. Hauptabmessungen.** Wir wählen: ◇

1. Kolbenhub  $H = 600$  mm . . . . . 10 k

2. Drehzahl  $n = 160$  je min und hieraus:  
Kolbengeschw.  $c = \frac{1}{30} \cdot 160 \cdot 0,6 = 3,2$  m/sek = 32 dm/sek.

3. Für  $N = 70$  PS Nennleistung ist  
spezifische Leistungszahl  $N' = 5,7$  . . . . . 10 k  
 $F \cdot c = N' \cdot N = 70 \cdot 5,7 = 399$  dm<sup>3</sup>/sek,  
demnach  $F = \frac{N \cdot N'}{c} = \frac{399}{3,2} = 125,5$  dm<sup>2</sup>.

Der Zylinderdurchmesser errechnet sich aus  $F$   
zu  $D = 3,99$  dm = 39,9 cm,  
gewählt  $D = 40$  cm mit Querschnitt  $F = 1256$  cm<sup>2</sup>.

**B. Der Verdichtungsraum.**

1. Verdichtungsendspannung  $C = 35$  at abs. \*
2. Hubraum  $V_H = F \cdot H = 1256 \cdot 60 = 75360$  cm<sup>3</sup>.
3. Ansaugspannung  $p_s = 0,9$  at abs.,  
Verdichtungsexponent  $\kappa = 1,35$  . . . . . 75  
(4)

4. Rauminhaltsverhältnis  $\omega = 15$ . ◇
5. Rauminhalt  $v = \frac{V_H}{\omega - 1} = F \cdot h + \Sigma_z - \Sigma_a = 5357$  cm<sup>3</sup> 75 b
6. Vorsprünge  $\Sigma_a = 400$  cm<sup>3</sup> und  
Höhlungen  $\Sigma_z = 3150$  cm<sup>3</sup> für gewölbten Boden nach Tab. 75 b

Aus der Formel unter 5 rechnet sich die Höhe des Verdichtungsraumes:

$$h = \frac{v - \Sigma_z + \Sigma_a}{F} = \frac{5357 - 3150 + 400}{1256} = \frac{2607}{1256} \sim 2,1 \text{ cm.}$$

**C. Zylinderkopf mit Ventilen für Einlaß, Auslaß und Anlaß.**

1. Hauptabmessungen in . . . . . 304
2. Die Geschw. in den Ventilen soll sein  $v = 32$  m/sek . . 86
3. Einlaßventil.

Freier Querschnitt des Einlaßventils (bei 3,2 m/sek Kolbengeschwindigkeit):

$$f_e = \frac{F \cdot c}{v} = \frac{1256 \cdot 3,2}{32} = 125 \text{ cm}^2 . . . . . 86 c$$

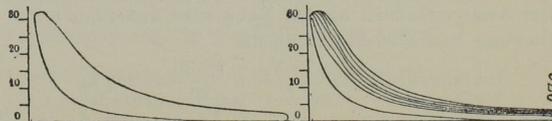
wir wählen  $d = 130$  mm mit  $f_e = \frac{\pi}{4} (13^2 - 2,8^2) \sim 127$  cm<sup>2</sup> 304

4. Auslaßventil.  
Durchmesser und Querschnitt macht man gleich dem des Einlaßventils.
5. Anlaßventil.  
Für den Durchmesser wählen wir  $d = 40$  mm . . . . . 86 e

**D. Das Diagramm des Dieselmotors.**

Das Diagramm des Dieselmotors unterscheidet sich von dem eines Viertakt-Verpuffungsmotors durch den hohen Verbrennungsdruck und den Verlauf der Verbrennungslinie. } 73

Nachstehend ist das normale Diagramm und das Regulierdiagramm eines Dieselmotors dargestellt.



Da der Verbrennungsdruck die gleiche Höhe hat wie die Verdichtungsendspannung  $C$  (bei unserem Motor 35 at), so berechnet man die Triebwerksteile mit  $P_{max} = 35 \times F$  in kg.

\* Betr. Größe  $C$  vgl. ◇ 471.

470. Berechnung eines stehenden 70-PS-Dieselmotors. (Fortsetzung.)

E. Das Schwungrad. Reihenfolge der Ermittlungen:

a) Hauptabmessungen des Schwungrades.

1. Übliche Umfangsgeschw. (außen)  $V = 29$  Mtr/Sec
2. Durchm. d. Schwungrad.  $D_s = \frac{V \cdot 60}{\pi \cdot n} = \frac{29 \cdot 60}{\pi \cdot 160} = 3,5$  Mtr
3. Den Ungleichförmigkeitsgrad wählen wir für Gewerbetrieb mit elektrischem Licht = 1:60
4. Koeffizient  $i$  für einzylindr. 4-Takt-Dieselm.  $i = 1100$
5. Schwungradkranzgewicht  $G = \frac{100 \cdot 1100 \cdot 80}{160 \cdot (0,9 \cdot 29)^2} \cdot 60 \sim 4850$  kg
6. Gesamtschwungradgewicht =  $1,3 \cdot 4850 + 25 \sim 6330$  kg
7. Kranzquerschnitt (angenähert)  $f = \frac{G}{2,2 \cdot D_s} = \frac{4850}{2,2 \cdot 3,5} = 630$  qcm
8. Bei angenommener Breite von 30 cm ergibt sich dann Kranzhöhe  $\sim 19,5$  cm.
9. Anordnung des Schwungrades auf der Welle nach

b) Berechnung der Arme des Schwungrades.

1. Wir wählen vorläufige Armstärken (massiv oval) am Kranz  $a_1 \cdot b_1 = 14 \times 23$  cm;  $f_1 = \frac{\pi}{4} 14 \cdot 23 = 252$  qcm
- a. d. Nabe  $a_2 \cdot b_2 = 16 \times 25$  cm;  $f_2 = \frac{\pi}{4} 16 \cdot 25 = 315$  "
2. Zentrifugalkraft eines Ringsegmentes (wenn 6 Arme angenommen)  $C' = \frac{4500 \cdot 0,95 \cdot 29^2}{6 \cdot 9,81 \cdot 1,75} = 35200$  kg

Nehmen wir den ungünstigsten Fall, daß ein Arm nach unten steht, so kommt zu  $C'$  noch das halbe Kranzgewicht hinzu, also:

3. Zugkraft  $P = C' + \frac{1}{2} G = 35200 + 2425 = 37625$  kg
4. Zugbeanspruchung der Arme am Kranz:  
 $\sigma_z = P : f_1 = 37625 : 252 \sim 150$  kg/qcm  
 zulässig  $k_z = 150-180$  kg/qcm

5. Der Armquerschnitt an der Nabe wird außerdem auf Biegung beansprucht, durch die

$$\text{Umfangskraft } P = \frac{75 N_e}{U} = \frac{75 \cdot 80}{29} = 205 \text{ kg} \dots 245$$

6. Für  $z = 6$  Arme und  $l = 157$  cm Länge eines Armes von Nabe bis Schwungradumfang wird:

$$\text{Biegemoment } M_b = \frac{2 \cdot P}{z} \cdot l = \frac{2 \cdot 205}{6} \cdot 157 = 10700 \text{ kgcm} \dots 160$$

7. Widerstandsmoment  $W = 0,1 \cdot 16 \cdot 25^2 = 1000 \text{ cm}^3 \dots$
8. Biegebungsbeanspruchung  $\sigma_b = 10700 : 1000 = 10,7 \text{ kg/qcm}$
9. Zugbeanspruchung  $\sigma_z = 37625 : 315 \sim 120 \text{ kg/qcm} \dots$
10. Gesamtbeanspruchung  $\sigma = \sigma_b + \sigma_z \sim 131 \text{ kg/qcm} \dots$   
 zulässig  $k = 120-150 \text{ kg/qcm} \dots$

c) Die Nabe des Schwungrades:

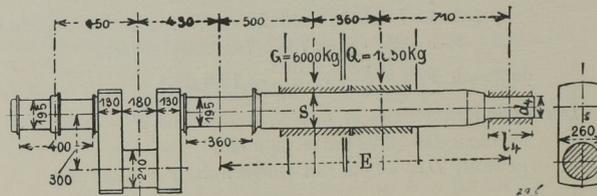
1. Vorläufige Nabenbohrung = 200 mm wird später bei Berechnung der Welle berichtigt.
2. Nabenlänge  $\sim 2 \times \text{Bohrung} = 2 \cdot 200 = 400$  mm . . . 316

F. Riemen und Riemscheibe.

1. Wir wählen: Riemscheibendurchmesser  $D = 1750$  mm 270
2. Der Motor soll eine Transmission antreiben, die  $n_1 = 180$  Touren in der Minute macht, also Durchmesser der Transmissionsriemscheibe =  $1750 \cdot \frac{160}{180} = 1550$  mm.
3. Für Durchmesser = 1550 und  $n = 180$  nimmt man: Übertragbare PS pro 10 cm Riemenbreite = 23 . . 247  
 folglich Riemenbreite  $b = \frac{80}{23} \cdot 10 = 35$  cm.
4. Scheibenbreite = Riemenbreite + 20 mm = 370 mm.
5. Es sei hier angenommen, daß die Ausrückkupplung neben der Riemscheibe auf der Transmissionswelle sitzt. (Häufig wird auch die Kupplung neben der Riemscheibe auf der Schwungradwelle angeordnet.) 270

G. Kurbelwelle. Material: Siemens-Martin-Stahl.

Hauptabmessungen nach 309 Welle im Maßstab 1:10 skizzieren . . . 309



Berechnung der Welle auf Festigkeit:

a) Riemenzug und Achsendruck.

1. Effekt. Nutzleistung  $N_e \sim 80$  PS.
2. Für  $N_e = 80$  PS und  $n = 160$  ist:

Beispiele.

470. Berechnung eines stehenden 70-PS-Dieselmotors (Fortsetzung).

Mittl. Drehmoment  $M_a = 71620 \cdot \frac{80}{160} = 35810 \text{ kgcm} \dots$

3. Riemenzug  $K = \frac{M_a}{R} = \frac{35810}{87,5} = 410 \text{ kg} \dots$   
 4. Achsdruck  $Q = 3 \cdot K = 3 \cdot 410 = 1230 \text{ kg} \dots$

Hilfs-  
tab.

b) Auflagerdrücke.

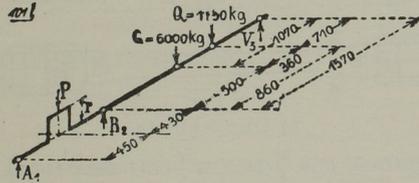
1. Maximaler Kolbendruck (im Totpunkt):

$P = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = 35 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 40^2 = 44000 \text{ kg} \dots$

2. Lagerdruck (aus Kolbendruck):

$A_2 = 44000 \cdot \frac{45}{88} = 22500 \text{ kg} \dots$

G  
81  
K<sub>0</sub>  
66



3. Lagerdruck durch Riemenzug und Schwungradgewicht. Unter Annahme der ungünstigsten Verhältnisse, Riemenzug nach unten, also parallel Schwungradgewicht, erhalten wir:

$V_2 = \frac{6000 \cdot (107:157)}{4100 \text{ kg}} + \frac{1230 \cdot (71:157)}{555 \text{ kg}} = 4655 \text{ kg} \dots$

4. Gesamtauflagerdruck.

$R_2 = A_2 + V_2 = 22500 + 4655 = 27155 \text{ kg} \dots$

5. Für Berechnung der Reibungsarbeit wird:

$P_r = \frac{\pi}{4} \cdot 40^2 \cdot 4 = 5024 \text{ kg}; A_2 = 5024 \cdot 45:88 = 2555 \text{ kg}$   
 Gesamt-Reibungsdruck  $R_r = 2555 + 4655 = 7210 \text{ kg}$

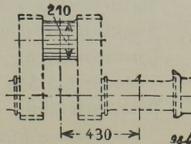
G  
81  
od.  
K<sub>0</sub>  
66

c) Berechnung der Kurbelwelle auf Festigkeit.

I. Kurbelzapfen.

Kraft  $A_2$ , Hebelarm 43 cm.

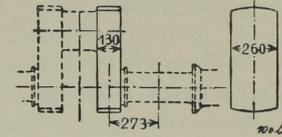
- Biegem. =  $22500 \cdot 43 = 970000 \text{ kgcm}$
- Widerstandsm. =  $0 \cdot 1 \cdot 21^3 = 926 \text{ cm}^3$
- Biegebeanspr.  $\tau = \frac{970000}{926} = 1050 \text{ kg/qcm}$ , zulässig = 1000—1200 kg/qcm



II. Kurbelschenkel rechts.

Es genügt, wenn wir die Seite der Kraftabgabe berechnen, da man die andere Seite gleich stark macht.

- Nach b(2) ist Lagerdruck  $A_2 = 22500 \text{ kg}$ , also  $M_b = 22500 \cdot 27,3 = 615000 \text{ kgcm}$ .
- Widerstandsmoment  $W = \frac{1}{8} \cdot b^2 \cdot h = \frac{1}{8} \cdot 13^2 \cdot 26 = 730 \text{ cm}^3$ .

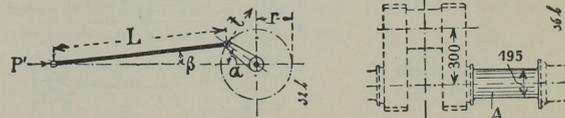


- Biegebeanspruchung  $\sigma_b = \frac{615000}{730} = 840 \text{ kg/qcm}$
- Druckbeanspruchung  $\sigma_d = 0,5 \cdot \frac{44000}{13 \cdot 26} = 65 \text{ kg/qcm}$  (Totpunktlage)
- Gesamtbeanspruchung  $\sigma = 840 + 65 = 905 \text{ kg/qcm}$   
 Zulässig 800—900 kg/qcm

G  
81  
od.  
K<sub>0</sub>  
66

III. Lagerhals im Hauptlager.

- Verbrennungsdruck  $p = 35 \text{ Atm}$
- Gestängedruck für größtes Drehmoment:  
 $P' = F \cdot 0,75 p = 1256 \cdot 0,75 \cdot 35 = 33000 \text{ kg}$
- Kurbelwinkel für größtes Drehmoment  $\alpha = 34^\circ$   
 (Abbildung zeigt die Kurbelstellung für größtes Drehmoment bei liegenden Motoren; für stehende Motoren gelten dieselben Verhältnisse).



- Größtes Drehmoment  $M_d \sim 0,5 \cdot F \cdot p \cdot r = 659400 \text{ kgcm}$
- Drehwiderstandsm.  $W_d = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 19,5^3 = 1483 \text{ cm}^3$
- Drehbeanspruchung  $\tau = \frac{659400}{1483} = 445 \text{ kg/qcm}$
- Hierzu kommt noch Biegebeanspruchung. Auf Drehbeanspruchung reduziert, ist schätzungsweise zu setzen:  
 Gesamtbeanspr.  $\sigma = 1,7 \cdot \tau = 1,7 \cdot 445 = 758 \text{ kg/qcm}$   
 Zulässig für reine Drehbeanspruchung bis 550 kg/qcm  
 mit Zuschlag nach 7: 750

G  
81  
od.  
K<sub>0</sub>  
66

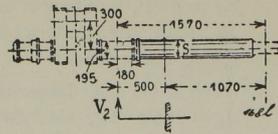
470. Berechnung eines stehenden 70-PS-Dieselmotors (Fortsetzung).

IV. Berechnung der Welle (Schwungradsitz).

Angenommen Riemenzug und Schwungradgewicht gleichgerichtet.

Wellendurchmesser im Schwungradsitz:

$$s = 1,1 \cdot 195 = 220 \text{ mm}$$

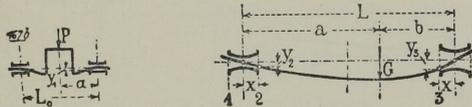


1. Nach b(3) ist:  $V_2 = 4655 \text{ kg}$ , demnach:  
Biegemoment  $M_b = V_2 \cdot l = 4655 \cdot 50 = 233\,000 \text{ kgcm}$
2. Widerstandsmoment  $W = 0,1 \cdot 22^3 = 1065 \text{ cm}^3$
3. Biegebbeanspr.  $\sigma_b = \frac{233\,000}{1065} = 220 \text{ kg/qcm}$
4. Da das größte Drehmom. (nach III(4)  $M_d = 659\,400 \text{ kgcm}$ ) nur bei jedem vierten Hub einmal auftritt, genügt es für  $M_d$  die Hälfte einzusetzen, also  
Drehmoment  $M_a = 0,5 \cdot 659\,400 = 329\,700 \text{ kgcm}$
5. Drehwiderstandsmoment  $W_a = 0,2 \cdot 22^3 = 2130 \text{ cm}^3$
6. Drehbeanspruchung  $\tau = \frac{329\,700}{2130} = 155 \text{ kg/qcm}$
7. Gesamtbeanspruchung  
 $\sigma = 0,35 \cdot 220 + 0,65 \cdot \sqrt{220^2 + 4 \cdot 155^2} = 324 \text{ kg/qcm}$   
zulässig ist  $\sigma = 350 - 400 \text{ kg/qcm}$ .

G  
81  
od.  
Ko  
66

V. Prüfung auf Heißlaufen.

1. Die Durchbiegung an der Lagerkante errechnet sich zu:



Lagerkante 1 (durch Kolbendruck)  $y_1 = 0,022 \text{ cm}$   
Lagerkante 2 (durch Riemenzug und Schwungradgewicht)  $y_2 = 0,01 \text{ cm}$

Da in beiden Fällen  $y > 0,005 \text{ cm}$ , so ist genaues Einschaben nach der gerechneten Durchbiegung  $y$  erforderlich

2. Flächendruck u. Reibungsarbeit im Hauptlager.

$$\text{Größter Flächendruck } q_{max} = \frac{R_2}{d \cdot l} = \frac{27\,155}{19,5 \cdot 36} = 39 \text{ kg/qcm}$$

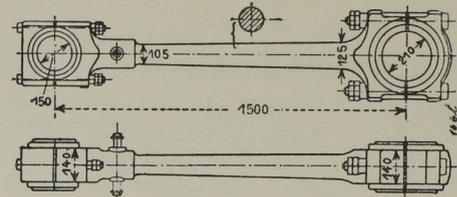
zulässig  $q_{max}$  bis  $40 \text{ kg/qcm}$ .

G  
81  
od.  
Ko  
66

Nach b(5) ist Reibungslagerdruck  $R_r = 7260 \text{ kg/qcm}$ .  
Demnach mittl. Flächendruck  $q = \frac{7210}{19,5 \cdot 36} = 10,3 \text{ kg/qcm}$   
Reibungsgeschw.  $v = 0,195 \cdot \pi \cdot 160 : 60 = 1,63 \text{ Mtr/Sek}$   
Reibungsarbeit  $A = 10,3 \cdot 1,63 \cdot 0,05 = 0,84 \text{ mkg/Sek}$   
zulässig  $A$  bis  $1,5 \text{ mkg/Sek}$

G  
81  
od.  
Ko  
66

- H. Treibstange. Material: Stahlguß. Hauptabmessungen nach 307. Treibstange im Maßstab 1:10 skizzieren.



a) Der Schaft.

1. Gestängedruck  $P = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot 40^2 \cdot 35 = 44\,000 \text{ kg}$
2. Für die Berechnung kommt Druck und Zerknickung in Frage.
3. Trägheitsmoment  $J = 0,05 \cdot d^4 = 0,05 \cdot 11,5^4 = 870 \text{ cm}^4$ ;  
für Stahlguß: Elastizitätsmodul  $E = 2\,150\,000 \text{ kg/qcm}$ .
4. Sicherheitsgrad  $m = \frac{10 \cdot 870 \cdot 2\,150\,000}{44\,000 \cdot 15^3} = 19$   
genügt  $m = 15$ , also
5. Zulässige Belastung für Knickung  
 $= \frac{10 \cdot 870 \cdot 2\,150\,000}{15 \cdot 150^2} = 55\,050 \text{ kg}$

- b) Kopf an der Kurbel- und Kolbenseite nebst Deckelschrauben.

Die Deckel und Deckelschrauben erhalten vom Kolbendruck keinen Anteil. Es kommt hier nur die Kraft zur Überwindung des Ansaugwiderstandes und zur Beschleunigung der Massen in Betracht, welche verhältnismäßig gering ist. In diesem Falle ergibt sich Zugkraft  $\sim 6000 \text{ kg}$   
Beanspruchung der Schrauben:  $\sigma_s \sim 255 \text{ kg/qcm}$ , zulässig bis  $550 \text{ kg/qcm}$   
Beanspruchung des Deckels:  $\sigma_b \sim 310 \text{ kg/qcm}$ , zulässig bis  $600 \text{ kg/qcm}$

G  
150  
od.  
Ko  
86

**470. Berechnung eines stehenden 70-PS-Dieselmotors** (Fortsetzung).

**J. Die Brennstoffpumpe.**

Vorläufige Hauptabmessungen nach § 100g. Kolbendurchmesser etwa 20 mm.

Genauere Ermittlung der Hauptabmessungen:

1. Brennstoffverbrauch (Paraffinöl)  $B = 185$  Gramm für die PS-Stde.

2. Das spez. Gewicht des Paraffinöls ist  $\gamma = 0,920$

3. Demnach Brennstoffverbrauch für die PS/Stde

$$V = 185 : 0,920 = \sim 205 \text{ ccm.}$$

4. Hieraus Brennstoffverbrauch für den Ladehub

$$B_h = 205 \cdot \frac{70 \cdot 2}{60 \cdot 180} = 2,65 \text{ ccm} \dots \dots \dots \text{§ 100g (1)}$$

5. Hubraum  $v_h = 2,65 : 0,75 \sim 3,5$  ccm  $\dots \dots \dots \text{§ 100g (5)}$

6. Für Durchm.  $d = 20$  mm wird  $\dots \dots \dots \text{§ 100g}$

$$\text{Hub } h = \frac{4 \cdot 3,5}{2^2 \cdot \pi} \sim 11 \text{ mm.}$$

**K. Der Kompressor** (Falls ein Kompr. vorgesehen.)

Mit dem Kompressor wird Preßluft (60 Atm.) erzeugt, die zum Anlassen sowie zum Einblasen des Brennstoffes dient. Berechnung und Ausführung sowie Zwischenkühler und Schaltung der Leitungen nach § 102 bis 114 in Band I und 317 und 327d in Band II.

Hauptabmessungen: Wir wählen.

Niederdruckzylinder  $D = 200$  mm  $\dots \dots \dots 104$  a

Hochdruckzylinder  $d = 65$  mm  $\dots \dots \dots 104$  a

Gemeinschaftlicher Hub = 200 mm  $\dots \dots \dots 104$  a

**471. Der Höchstdruck für Kurbelwellen und Hauptgestänge.**

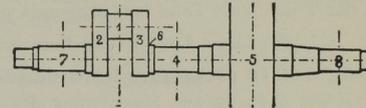
In vorstehendem Beispiel 470 ist

der Höchstdruck  $p = 35$  at.

eingesetzt.

Für kompressorlose Dieselmotoren rechnet man  $p = 40 \div 42$  at.

Den Unterschied beider Rechnungsarten zeigt nachstehende Tabelle.



| Gerechnet mit | Querschnitt         | 1         | 3        | 4   | 5          |
|---------------|---------------------|-----------|----------|-----|------------|
|               |                     | Totp.     | Totp.    | 34° | 34°        |
| 35 at         | Beanspr. $\sigma =$ | 1050      | 905      | 758 | 321 kg/qcm |
| 40 at         | Beanspr. $\sigma =$ | 1190      | 1034     | 850 | 350 "      |
| " "           | zulässig $k =$      | 1000—1200 | 800—1000 | 900 | 450—550 "  |

Mit 40 at gerechnet wird man etwas höhere Beanspruchung zulassen als wenn mit 35 at gerechnet wird.

Für Heißlaufen der Lager ist nicht die Beanspruchung sondern hauptsächlich der Flächendruck und Durchbiegung der Welle an der äußeren Lagerkante maßgebend. (Ausführlicher behandelt in Buch „Konstruieren und Rechnen“ 74).



IV. Grundplatte, Querschnitt 4—4. Den nach der Zeichnung\* ermittelten Querschnitt denken wir uns in ein Rechteck verwandelt, unter Vernachlässigung der 2 Mittelrippen. Es ist dann nach Fig. 7:

$$B = 32 \text{ cm}, b = 28,4 \text{ cm}, H_4 = 45,5 \text{ cm}, h_4 = 41,9 \text{ cm}.$$

1. Biegunskraft in kg, 2. Hebelarm  $l_4$  in cm (Fig. 8),
3. Biegemoment  $M$  in kgcm,
4. Widerstandsmoment  $W$  in  $\text{cm}^3$ ,
5. Biegebeanspruchung  $\sigma_b$  in kg/qcm.

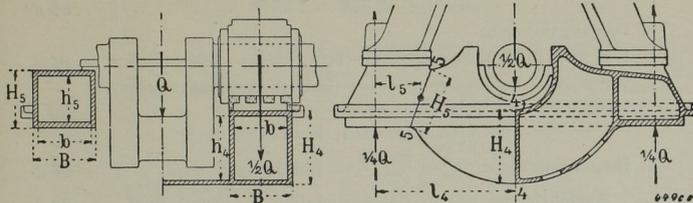


Fig. 7.

Grundplatte.

Fig. 8.

V. Querschnitt 5—5. Nach Zeichnung\* ermittelte Abmessungen in cm:  $B = 32$ ,  $b = 28,4$ ,  $H_5 = 25$ ,  $h_5 = 21,4$ ,  $l_5 = 25$  cm. Reihenfolge wie unter IV.

VI. Kühlmantel, Querschnitt 6—6 in Fig. 1.

Aus Zeichnung

$$b = 19 \text{ cm}, s = 2,5 \text{ cm}, \\ l = 0,5 \text{ cm}, R = 30,25 \text{ cm}.$$

1. Schraubenzugkraft in kg,
2. Belastung  $Q_1$  einer Schraube in kg,
3. Querschnitt des Kühlmantels in qcm,
4. Hebelarm  $l$  in cm,
5. Biegemoment  $M$  in kgcm,
6. Trägheitsmoment  $J$  in  $\text{cm}^4$ ,
7. Faserabstand  $e_z$  in cm,
8. Biegebeanspruchung  $\sigma_b$  in kg/qcm,
9. Zugbeanspruchung  $\sigma_z$  in kg/qcm,
10. Gesamtbeanspruchung  $\sigma$  in kg/qcm.

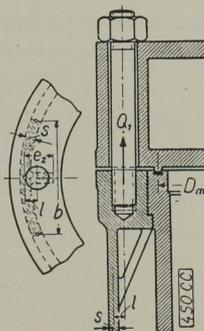


Fig. 9. Kühlmantel.

VII. Fußschrauben für die Ständerfüße.

Nach Zeichnung\*: Anzahl der Schrauben = 10 Stück je 2" engl. Kerndurchm. = 43,4 mm.

1. Vertikalkraft
2. Die Schraubenzugkraft in kg
3. Gesamtkernquerschnitt in qcm,
4. Zugbeanspruchung  $\sigma_z$  in kg/qcm.

\* Vgl. „Ölmotoren II“ Tafel 556.

IV. Querschnitt 4—4 (Fig. 7 und 8).

D

1. Biegunskraft. Wir nehmen an, daß nur die seitlichen Pratten aufliegen und der Auflagedruck für jede Lagerseite =  $\frac{1}{4}Q$  in der Mittellinie der äußersten Ständerschraube angreift, also Biegunskraft =  $\frac{1}{4} \cdot 44180 = 11045 \text{ kg}$  . . . 80
2. Hebelarm  $l_4 = 70 \text{ cm}$ ,
3. Biegemoment  $M = 11045 \cdot 70 = 773150 \text{ kgcm}$  . . . 80
4. Widerstandsmoment  $W = 3300 \text{ cm}^3$ ,
5. Biegebeanspruchung  $\sigma_b = \frac{773150}{3300} \sim 235 \text{ kg/qcm}$  . . . 80

Das ist zulässig, da ja die Grundplatte vollständig mit Zement untergossen ist.

V. Querschnitt 5—5 (Fig. 7 und 8).

Hierfür (nach Fig. 7)  $W = 1460 \text{ cm}^3$ ;  $l_5 = 25 \text{ cm}$ . Dann ist:

1. Biegemoment  $M = 11045 \cdot 25 = 276125 \text{ kgcm}$  . . . 80
2. Biegebeanspruchung  $\sigma_b = 276125 : 1460 \sim 190 \text{ kg/qcm}$  80

VI. Querschnitt 6—6 (Kühlmantel, Fig. 9).

1. Schraubenzugkraft = Deckeldruck (nach A, 1) + Dichtungsdruck =  $1,2 \cdot Q = 1,2 \cdot 59600 = 71500 \text{ kg}$  . . . . . 80
2. Belastung  $Q_1 = 71500 : 10 = 7150 \text{ kg}$  . . . . . 80
3. Querschnitt  $f = 2 \cdot 30,35 \cdot \pi \cdot 2,5 = 475 \text{ qcm}$ ,
4. Hebelarm  $l = 0,5 \text{ cm}$ ,
5. Biegemoment  $M = Q_1 \cdot l = 7150 \cdot 0,5 = 3575 \text{ kgcm}$  . . . 80
6. Trägheitsmoment  $J = 25 \text{ cm}^4$ ,
7. Faserabstand  $e_z = 2 \text{ cm}$ ,
8. Biegebeanspruchung  $\sigma_b = 3575 \cdot \frac{2}{25} = 285 \text{ kg/qcm}$  . . . 80
9. Zugbeanspruchung  $\sigma_z = \frac{71500}{475} = 150 \text{ kg/qcm}$  . . . . . 80
10. Gesamtbeanspruchung  $\sigma = 285 + 150 = 435 \text{ kg/qcm}$ .

Im allgemeinen ist der Flansch am Kühlmantel so stark, daß das oben gerechnete Biegemoment nicht auftritt und der Mantel nur auf Zug beansprucht wird.

VII. Berechnung der Fußschrauben S in Fig. 1.

1. Vertikalkraft  $Q = 44180 \text{ kg}$  . . . . . 80
2. Schraubenzugkraft =  $1,42 \cdot 44180 = 62800 \text{ kg}$ ,
3. Gesamtkernquerschnitt  $z \cdot f = 10 \cdot \frac{1}{4} \pi \cdot 4,34^2 = 148 \text{ qcm}$ ,
4. Zugbeanspruchung  $\sigma_z = 62800 : 148 \sim 425 \text{ kg/qcm}$ ,

Zulässig ist 450 bis 550 kg/qcm.

Der Zylinderkopf\* eines 65 pferd. stehenden Dieselmotors sei auf Festigkeit nachzuprüfen.

Zu ermitteln sind die Beanspruchungen †:

- für den Schnitt A—A,
- für den Schnitt B—B,
- für den Dichtungskreis  $D_m$ ,
- für die Deckelschrauben.

Der Zeichnung sind vorerst folgende Abmessungen in cm zu entnehmen:

- I. Zylinderdurchm.  $D = 37,5$  cm,  
 Dichtungskreis  $D_m = 43,6$  cm,  
 10 Stück 2" Deckelschrauben  
 Schraubenlochkreis  
 $D_1 = 58$  cm.

II. Querschnitt A—A.

Maße aus Zeichnung\* in cm:

- $B = 69$ ;  $b = 63,8$ ;
- $H = 27$ ;  $h = 19,4$ .

Reihenfolge der Berechnung:

1. Deckeldruck in kg,
2. Schraubenkraft in kg,
3. Biegemoment in kgcm,
4. Widerstandsmom. in  $\text{cm}^3$ ,
5. Biegebungsanspruch. in  $\text{kg/qcm}$ .

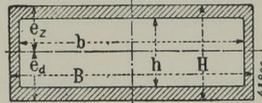
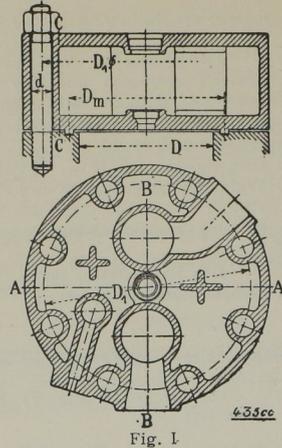


Fig. II. Schnitt A—A aus Fig. I.

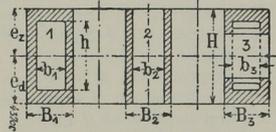


Fig. III. Schnitt B—B aus Fig. I.

Maße nach Zeichnung\* in cm:  $H = 27$ ;  $h = 19,4$ ;  $B_1 = B_3 = 13,2$ ;  $b_1 = b_2 = b_3 = 8,6$ ;  $B_2 = 12,6$ .

Bestimme:

1. Biegekraft in kgcm,
2. Widerstandsmom. in  $\text{cm}^3$ ,
3. Biegebungsanspruch in  $\text{kg/qcm}$ .

IV. Querschnitt im Umfange des Dichtungskreises  $D_m$ .

Man betrachtet hier ein Segment (wie unter 480, III angedeutet) oder man denkt sich den Dichtungskreis, also  $D_m \cdot \pi$  als gerade Linie abgewickelt.

Reihenfolge der Berechnung:

1. Biegekraft (Schraubenkraft) in kg,
2. Biegebungsmoment in kgcm.

† Ausführliche Erklärung der Festigkeitsberechnung in „Ölmotoren“ Bd. I unter 85 d.

\* Tafel 557 in „Ölmotoren“ II. Bd.

Wegen der komplizierten Form des Kopfes läßt sich eine einwandfreie und genaue Festigkeitsrechnung kaum durchführen. ▷

II. Querschnitt A—A.

1. Der Deckeldruck ist wie im Beispiel 475

$$Q = 40 \cdot \frac{\pi}{4} 43,6^2 = 59\,600 \text{ kg} \dots\dots 85 d$$

2. Als biege Kraft im Schraubenkreis setzen wir hier:

$$\text{Deckeldruck } Q + \text{Dichtungsdruck } 0,2 Q = 1,2 Q, \\ \text{also } 1,2 \cdot 59\,600 = 71\,500 \text{ kg} \dots\dots 85 d$$

3. Biegebungsmoment

$$M = 0,5 \cdot 59\,600 \cdot (0,38 \cdot 58 - 0,27 \cdot 43,6) = 305\,000 \text{ kgcm} \dots\dots 85 d$$

4. Nach den unter „Aufgaben“ (linke Seite) gegebenen Abmessungen ermitteln wir

$$\text{Widerstandsmoment } W = 2160 \text{ cm}^3.$$

5. Biegebungsanspruch.  $\sigma_b = \frac{305\,000}{2160} = 140 \text{ kg/qcm} \dots\dots 85 d$

Ausführungen zeigen Beanspruch. 75 bis 100  $\text{kg/qcm}$   $\dots\dots 85 d$

III. Querschnitt B—B.

1. Biegebungsmoment (nach II, 3)  $M = 305\,000 \text{ kgcm} \dots\dots 85 d$

2. Aus den unter „Aufgaben“ gegebenen Abmessungen ergibt sich Widerstandsmoment  $W = 2950 \text{ cm}^3$ ,

3. Biegebungsanspruch.  $\sigma_b = \frac{305\,000}{2950} = 103 \text{ kg/qcm} \dots\dots 85 d$

Ausführungen zeigen Beanspruchungen 75 bis 110  $\text{kg/qcm}$   $\dots\dots 85 d$

IV. Querschnitt im Umfange des Dichtungskreises  $D_m$ .

Abmessungen nach Zeichnung\* in cm:

$$B = 65,5; H = 27; h = 19,4; l = 7,2 \text{ cm.}$$

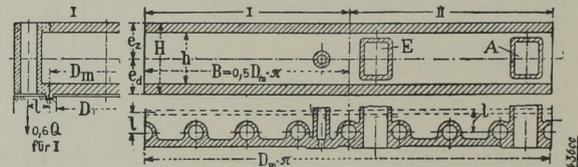


Fig. IV. Abwicklung des Querschnittes im Durchmesser  $D_m$ .

1. Biegekraft. Strecke I (gleich der halben Länge des Umfanges) ist am meisten gefährdet. Auf diese Strecke wirkt die Hälfte der Biegekraft (nach II, 2), also

$$\frac{1}{2} \cdot 1,2 Q = 0,6 \cdot 59\,600 = 35\,750 \text{ kg} \dots\dots 85 d$$

2. Wir denken uns die Dichtungsleiste als Auflage, es wirkt dann im Schraubenkreis die Hälfte der Schraubenkraft mit Hebelarm  $l$ , also

$$\text{Biegebungs. } M = 35\,750 \cdot 7,2 = 258\,000 \text{ kgcm} \dots\dots 85 d$$

\* Tafel 557 in „Ölmotoren“ Band II.

3. Widerstandsmoment  $W$  in  $\text{cm}^3$ ,
4. Biegebungsbeanspruchung  $\sigma_b$  in  $\text{kg/qcm}$ .

V. Die Befestigungsschrauben für den Zylinderkopf.

1. Belastung der Schrauben in  $\text{kg}$ ,
2. Anzahl der Größe der Schrauben,
3. Gesamtkernquerschnitt in  $\text{qcm}$ ,
4. Zugbeanspruchung  $\sigma_z$  in  $\text{kg/qcm}$ .

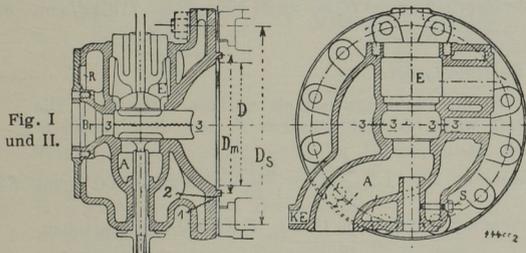
3. Widerstandsmoment (nach Zeichnung)  $W = 5600 \text{ cm}^3$  . . . □
4. Biegebungsbeanspruchung  $\sigma_b = \frac{258\ 000}{5600} = 46 \text{ kg/qcm}$  . . . 85 d

V. Die Befestigungsschrauben für den Zylinderkopf.

1. Belastung der Schrauben =  $1,6 \cdot 59\ 600 = 95\ 000 \text{ kg}$  . . . 85 d
2. Schrauben = 10 Stück 2" engl. (Kerndurchm. 43,4 mm),
3. Gesamtquerschnitt =  $10 \cdot \frac{1}{4} \pi 4,34^2 = 148 \text{ qcm}$  . . . 85 d
4. Zugbeanspruchung  $\sigma_z = 95\ 000 : 148 = 640 \text{ kg/qcm}$  . . . 85 d  
Zulässige Beanspruchung 400 bis 600  $\text{kg/qcm}$  . . . 85 d

480. Festigkeitsberechnung des Zylinderkopfes eines 35 PS liegenden Dieselmotors.

Zu berechnen\* sind die in Fig. 1 bezeichneten Querschnitte 1 bis 4 sowie die Befestigungsschrauben für den Zylinderkopf.



I. Der Entwurf ergibt:  $D = 30 \text{ cm}$ ,  $D_m = 34,6 \text{ cm}$ ,  $D_s = 49,5 \text{ cm}$ .  
Schraubenzahl 10 Stück je  $1\frac{5}{8}$ " engl.

II. Berechnung der in Betracht kommenden Kräfte.

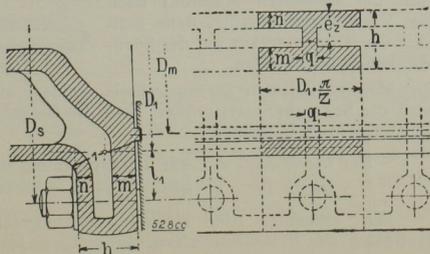
1. Deckeldruck  $Q$  in  $\text{kg}$ ,
2. Schraubenzugkraft in  $\text{kg}$ ,

III. Berechnung des Flansches im Querschnitt 1—1.

$D_m = 34,6 \text{ cm}$ ,  $D_1 = 38 \text{ cm}$ ,  $D_s = 49,5 \text{ cm}$ ,  $l_1 = 5,75 \text{ cm}$ ,  
 $h = 7,5 \text{ cm}$ ,  $m = 3 \text{ cm}$ ,  $n = 2 \text{ cm}$ ,  $q = 2 \text{ cm}$ ,  $\frac{1}{10} D_1 \cdot \pi = 11,9 \text{ cm}$ .

Reihenfolge:

1. Biegemoment  $M$  in  $\text{kgcm}$ ,
2. Trägheitsmoment  $J$  in  $\text{cm}^4$ ,
3. Faserentfernung  $e_z$  in  $\text{cm}$ ,
4. Beanspruchung.



\* Ausführliche Erklärung der Festigkeitsberechnung in „Ölomotoren“ Band I.

Fig. III.

II. Berechnung der in Betracht kommenden Kräfte.

Die Berechnung auf Festigkeit geschieht ähnlich wie beim Zylinderkopf des stehenden Motors (□ 476) angegeben. Die in Rechnung zu stellenden Kräfte sind auch hier:

$$1. \text{ Deckeldruck } Q = \frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \cdot 40 = \frac{\pi}{4} \cdot 34,6^2 \cdot 40 = 37\ 500 \text{ kg} \quad 89 d$$

(Die Zahl 40 in  $\text{kg/qcm}$  ist der höchste Verbrennungsdruck, den man für Festigkeitsberechnungen einführt.)

2. Nach □ 91 d im I. Band setzt man für den Dichtungsdruck der Schrauben einen Zuschlag von  $0,2 Q$ , dann wird:

$$\text{Schraubenzugkraft} = 1,2 \cdot 37\ 500 = 45\ 000 \text{ kg} \quad 89 d$$

(2)

III. Berechnung des Flansches im Querschnitt 1—1.

Man denkt sich den Kopf in der gefährdeten Stelle (im Durchmesser  $D_1$ ) abgewickelt, wie Fig. III zeigt.

Als Hebelarm der Kraft ist zu setzen die Entfernung von Schraubenmitte bis Schwerpunkt der Bruchfläche; für unser Beispiel ist  $l_1 = 5,75 \text{ cm}$ .

$$1. \text{ Biegemoment } M = \frac{1,2 Q}{Z} \cdot l_1 = \frac{45\ 000}{10} \cdot 5,75 = 25\ 800 \text{ kgcm} \quad 89 d$$

2. Aus den unter III (links) gegebenen Abmessungen ermitteln wir:  
Trägheitsmoment  $J = 404 \text{ cm}^4$ .

3. Faserentfernung vom Schwerpunkt  $e_z = 3,95 \text{ cm}$ .

$$4. \text{ Beanspruchung } \sigma = 25\ 800 \cdot \frac{3,95}{404} = 253 \text{ kg/qcm} \quad 89 d$$

Als zulässig mag gelten 150 bis 250  $\text{kg/qcm}$  . . . 89 d

IV. Flansch im Querschnitt 2-2.

A. Erste Berechnungsart.

Wir nehmen an, der Deckelflansch sei bis zum Querschnitt 2-2 fest eingeklemmt. Der Deckeldruck greift im Schwerpunktkreis der Fläche ( $D_s = \frac{1}{3} D_m : \pi$ ) an. Als Hebelarm gilt die Entfernung bis zur inneren Kühlmantelwandung.

Aus der Entwurf-Zeichnung ergibt sich (vgl. auch Fig. IV A):

$$m = 3 \text{ cm}, b = 10,8 \text{ cm}, h = 8,6 \text{ cm}, l_2 = 6,5 \text{ cm}.$$

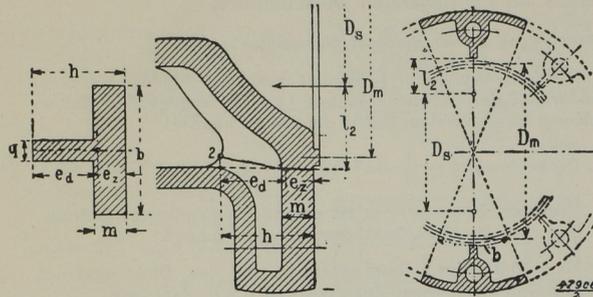


Fig. IV A.

Reihenfolge der Berechnung:

1. Biegemoment  $M$  in kgcm,
2. Trägheitsmoment  $J$  in  $\text{cm}^4$  (nach III A, 3),
3. Faserabstand  $e_z$  in cm, 4. Faserabstand  $e_d$  in cm,
5. Zugbeanspruchung  $\sigma_z$ , Druckbeanspruchung  $\sigma_d$  in kg/qcm.

B. Zweite Berechnungsart.

Nach Zeichnung:

$l_2 = 7,5 \text{ cm}$ , die übrigen Maße nach IV A.

Die Berechnung erfolgt in ähnlicher Weise wie bei Querschnitt 1-1. Wir nehmen an, der äußere Mantel trage zur Festigkeit nicht bei, bzw. sei bei  $a$  schon gerissen.

Reihenfolge der Berechnung:

1. Biegemoment  $M$  in kgcm,
2. Trägheitsmoment  $J$  in  $\text{cm}^4$ ,
3. Faserabstand  $e_z$  in cm,
4. Beanspruchung in kg/qcm.

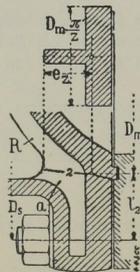


Fig. IV B.

IV. Flansch im Querschnitt 2-2.

A. Erste Berechnungsart.

§

Wir betrachten ein Segmentstück, der gefährliche Querschnitt (Fig. IV A) liegt zwischen Dichtungsleiste und innerem Kühlmantel, also im Kreis von  $D_s + 2 l_2$  Durchmesser.

1. Biegemoment  $M = \frac{Q}{Z} \cdot l_2 = \frac{37\,500}{10} \cdot 6,5 = 24\,300 \text{ kgcm}$  89 d
2. Trägheitsmoment  $J = 207 \text{ cm}^4$ ,
3. Faserabstand  $e_z = 2,6 \text{ cm}$ , 4. Abstand  $e_d = 6 \text{ cm}$ ,
5. Zugbeanspruchung  $\sigma_z = M \frac{e_z}{J} = 24\,300 \cdot \frac{2,6}{207} = 306 \text{ kg/qcm}$  89 d
6. Druckbeanspruchung  $\sigma_d = M \cdot \frac{e_d}{J} = 24\,300 \cdot \frac{6}{207} = 710 \text{ kg/qcm}$  89 d

B. Zweite Berechnungsart.

Hierbei ist die Dichtungsleiste als Auflage betrachtet. Die Schraubenkraft wirkt im Dichtungskreis  $D_s$  mit dem Hebelarm  $\frac{1}{2} (D_s - D_m)$ .

1. Biegemom.  $M = 1,2 \frac{Q}{Z} \cdot l_2 = \frac{45\,000}{10} \cdot 7,5 = 33\,700 \text{ kgcm}$  89 d
- Schraubenkraft  $1,2 Q$  nach II, 2;  $Z$  Anzahl der Schrauben.
2. Trägheitsmoment  $J = 207 \text{ cm}^4$ ,
3. Faserabstand  $e_z$  (Fig. IV B) =  $6 \text{ cm}$ ,
4. Beanspruchung  $\sigma = 33\,700 \cdot \frac{6}{207} = 980 \text{ kg/qcm}$ .

Diese hohe Beanspruchung (in der Rippe) tritt jedoch (§ 89 d) nur auf, wenn die Wand  $a$  nachgibt, bzw. bereits gerissen ist. Ist der Bruch der äußeren Wand bei  $a$  bereits erfolgt, dann wird auch der Querschnitt 2 unmittelbar gefährdet, denn die Rippe würde außen  $980 \text{ kg/qcm}$  Beanspruchung erleiden.

Das Durchführen der Schrauben (wie bei stehenden Motoren) nach Fig. V wäre zweckmäßig, dann muß aber der Austrittsstutzen auf der Stirnseite angeordnet werden.

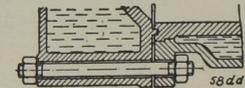


Fig. V.

Macht man den Dichtungskreis größer, also  $l_2$  kleiner, so wird die Schraubenkraft größer, aber die Biegebeanspruchung im Querschnitt 2 kleiner.

- Bei  $D_m = 34,5 \text{ cm}$  war Beanspruchung =  $980 \text{ kg/qcm}$ ,  
 „  $D_m = 42$  „ ist „ =  $720 \text{ kg/qcm}$ .

Man erkennt: Eine schmale Dichtungsleiste ist für die Festigkeit des Flansches umso nachteiliger, je größer die Entfernung der Dichtung vom Schraubenkreis ist.

Einfluß der Temperaturunterschiede.

VI. Berechnung der Beanspruchung des äußeren Mantels (Kühlmantels) des Zylinderkopfes infolge Ausdehnung durch die Betriebswärme.

Maße aus Zeichnung: Länge  $L=0,37$  Mtr Kühlmantelumfang 123 cm, Wandstärke 2 cm; Halsumfang 48 cm, Wandstärke 3 cm.

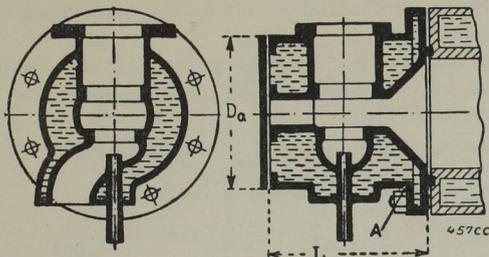


Fig. VI.

Temperaturunterschied zwischen Halswandung und Mantelwandung sei auf  $t=200^0$  geschätzt.

Reihenfolge der Berechnung:

1. Längenausdehnung  $\lambda$  in mm,
2. Querschnitt der inneren Wandungen  $F_1$  in qcm,
3. Kühlmantelquerschnitt  $F_a$  in qcm,
4. Dieser Ausdehnung entsprechende Kraftäußerung  $P$  in kg,
5. Zugbeanspruchung  $\sigma_z$  in kg/qcm.

VII. Berechnung der Befestigungsschrauben (beachte auch I und II).

1. Gesamtkernquerschnitt in qcm,
2. Kraft zur Berechnung der Deckelschrauben,
3. Zugbeanspruchung  $\sigma_z$  in kg/qcm.

Einfluß der Temperaturunterschiede.

VI. Die Beanspruchung des äusseren Mantels des Zylinderkopfes infolge Ausdehnung durch die Betriebswärme.

Die inneren Wandungen und die Kühlmantelwandung sind durch die Wandungen der Ventilsitze, der Ein- und Auslaßstutzen, sowie durch Rippen so verbunden, daß das Ganze als ein Gefäß mit doppelter Wandung zu betrachten ist.

Infolge Ausdehnung der inneren Wandung des Zylinderkopfes entstehen im Kühlmantel beträchtliche Spannungen.

1. Längenausdehnung  $\lambda = 1,07 \cdot \frac{200}{100} \cdot 0,37 = 0,8 \text{ mm} \dots 89 d$
2. Querschnitt  $F_1 \sim 48 \cdot 3 = 144 \text{ qcm}$ ,
3. Querschnitt  $F_a \sim 123 \cdot 2 = 246 \text{ qcm}$ ,
4. Kraft  $P = 10,7 \cdot 200 \cdot 144 = 308000 \dots 89 d$
5. Die Zugbeanspruchung, die infolge dieser Kraft der äußere Mantel erleidet, ist:  

$$\sigma_z = \frac{308000}{246} = 1260 \text{ kg/qcm} \dots 89 d$$

Diese Art Berechnung kann auf Genauigkeit keinen Anspruch machen. Rechnet man mit  $100^0$ , so ergibt sich Zugbeanspruchung = 630 kg/qcm.

VII. Berechnung der Befestigungsschrauben.

1. Kernquerschnitt  $f \cdot z = \frac{\pi}{4} \cdot 3,53^2 \cdot 10 \sim 98 \text{ qcm}$ .
2. Einschließlich Dichtungsdruck und Drehbeanspruchung rechnet man  
 Schraubenbelastung =  $1,6 Q = 1,6 \cdot 37500 = 60000 \text{ kg} \dots 85 d$   
 (2)
3. Zugbeanspruchung  $\sigma_z = 60000 : 98 \sim 610 \text{ kg/qcm} \dots "$   
 Nutzlast  $\sigma_z = 500$  bis  $600 \text{ kg/qcm} \dots (3)$

489. Berechnung der Motorlokomotiven.

Beispiel: Eine Ziegelei und Moorwerk verlangt eine Motorlokomotive und wünscht Rentabilitätsberechnung. Die Lokomotive ist im Jahr 150 Tage im Betrieb. Geleise und Transportwagen sind vorhanden, da zum Betrieb bisher Pferde verwendet wurden. Der Lokomotive sind folgende Verhältnisse zugrunde zu legen:

- Länge der Lokomotive einschl. Puffer =  $\sim 3000 \text{ mm}$ ,
- Höhe von Oberkante Schienen bis Dach =  $2100 \text{ ,,}$
- Pufferhöhe über Schienenoberkante =  $400 \text{ ,,}$
- Lokomotivbreite =  $900 \text{ ,,}$
- Radstand (Entfernung der Radachsen) =  $900 \text{ ,,}$
- Spurweite  $S$  (nach Fig. I) =  $550 \text{ ,,}$
- Nutzlast =  $15$  Wagen je  $500 \text{ kg} \dots = 7,5 \text{ t}$ ,
- Länge der Strecke  $3 \text{ km}$  ohne Steigung,
- Fahrgeschwindigkeit  $15 \text{ km/Stde} = \frac{15000}{60 \cdot 60} = 4,2 \text{ Mtr/Sek}$ .

**Leistungsberechnung.**

Gewicht der Lokomotive 3850 kg (geschätzt nach Tab. 351)  
 Nutzlast (Wagen mit Förderlast) 7500 „  
 zusammen also  $G = 11\,350$  kg

Für ebene Strecken setze  $s = 0,001$ . Nach 196 b (2) ist dann  
 Nöt. Zugkraft  $Z = 11\,350 \cdot 0,007 + 11\,350 \cdot 0,001 = 80 + 11 = 91$  kg.  
 Demnach nach Gleich. 3 in 196 b:

$$N = \frac{Z \cdot v}{75} = \frac{91 \cdot 4,2}{75} = 5,1 \text{ PS.}$$

Nötige Motorleistung  $N \sim 1,5 \cdot 5,1 = 7,65$  PS.

Hierfür wählen wir eine 8-PS-Lokomotive nach Tab. 351.  
 Bei gleichbleibender Tourenzahl ( $n \sim 1000$ ) kann die Lokomotive am Zughaken ansetzen:

|                      |      |     |      |             |
|----------------------|------|-----|------|-------------|
| wenn Geschwindigkeit | 3    | 5   | 10   | 15 km/Stde  |
|                      | 0,83 | 1,4 | 2,78 | 4,2 Mtr/Sek |
| Zugkraft $Z \sim$    | 460  | 270 | 136  | 90 kg       |

**490. Beispiel, Dieselmotor für Triebwagen.**

Zu einem Eisenbahn-Triebwagen für Personenverkehr soll ein Zweitakt-Dieselmotor berechnet werden.

Gegeben ist: Gewicht des Triebwagens einschl. 95 Personen  
 $G = 48$  Tonnen.

Drehzahl des Motors  $n = 500$ . Fahrgeschwindigkeit  $V = 70$  km/st.  
 Ebene Strecke, doch soll gerechnet werden mit Steigung  $s = 1 : 500$ .  
 Brennstoff Gasöl.

Wir benutzen zur Berechnung der Zugkraft die für einen Eisenbahnzug, bestehend aus Lokomotive und Wagen, vielfach benutzte Formel:

$$\text{Zugkraft } Z = G \cdot \left( 2,4 + \frac{V^2}{1300} \right) + G \cdot 1000 s \text{ in kg} \dots (1)$$

Für unser Beispiel ergibt sich also:

$$\begin{aligned} \text{Zugkraft } Z &= 48 \cdot \left( 2,4 + \frac{70^2}{1300} \right) + 48 \cdot 1000 \cdot \frac{1}{500} \\ &= 296 + 96 = 392 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Geschwindigk.  $V = 70$  km/st entspricht  $v = \frac{70 \cdot 1000}{60 \cdot 60} = 19,72$  m/sek,  
 mithin ist nach 196 b, Gl. 3 die nötige

$$\text{Betriebskraft} = \frac{Z \cdot v}{75} = \frac{392 \cdot 19,72}{75} \sim 100 \text{ PS.}$$

Nimmt man infolge Reibung in den Getrieben usw. den Wirkungsgrad (ohne Motor) zu  $\eta = 0,84$  an, so ist

die effekt. Nutzleistung des Motors  $N_e = \frac{100}{0,84} \sim 119$  PS.

entspr. einer Nennleistung „ „  $N \sim 100$  PS nach 10a.

Hauptabmessungen des Motors.

Zylinderzahl = 6, um Erschütterungen möglichst zu vermeiden.

Nennleistung eines jeden Zylinders =  $\frac{100}{6} \sim 17$  PS.

Die Leistungszahl kann für Zweitakt-Dieselmotoren gewählt werden zu  $N' = 4,4$  . . . . . } Ölm.

Sekundl. Hubraum  $F \cdot c = N' \cdot N = 4,4 \cdot 17 = 75$  l/sek . . . . . } Bd. I

Drehzahl  $n = 500$  je min und

Kolbengeschwind.  $c = 4$  m/sek = 40 dm/sek entspricht

$$\text{Kolbenhub } H = \frac{30 \cdot c}{n} = \frac{30 \cdot 4}{500} = 0,24 \text{ m} = 2,4 \text{ dm.}$$

Zylinderquerschn.  $F = \frac{75}{40} = 1,87$  dm<sup>2</sup>. Diesem  $F$  entspricht

Zylinderdurchm.  $D \sim 1,55$  dm = 155 mm.

## 500. Gebäude und Einrichtung einer Motorenfabrik.

Nachstehend sei die innere Einrichtung einer Maschinenfabrik beschrieben, in der Ölmotoren und Sauggasmotoren als Sonderfabrikation hergestellt werden sollen.

Die Fabrik ist besonders für den Neubau von Motoren bis 80 PS eingerichtet, jedoch sind die Werkzeugmaschinen so gewählt, daß zur Not auch eine 100-PS-Maschine gebaut werden kann. Der verfügbare Raum

Fig. 1. Grundriß der Werkstatt.

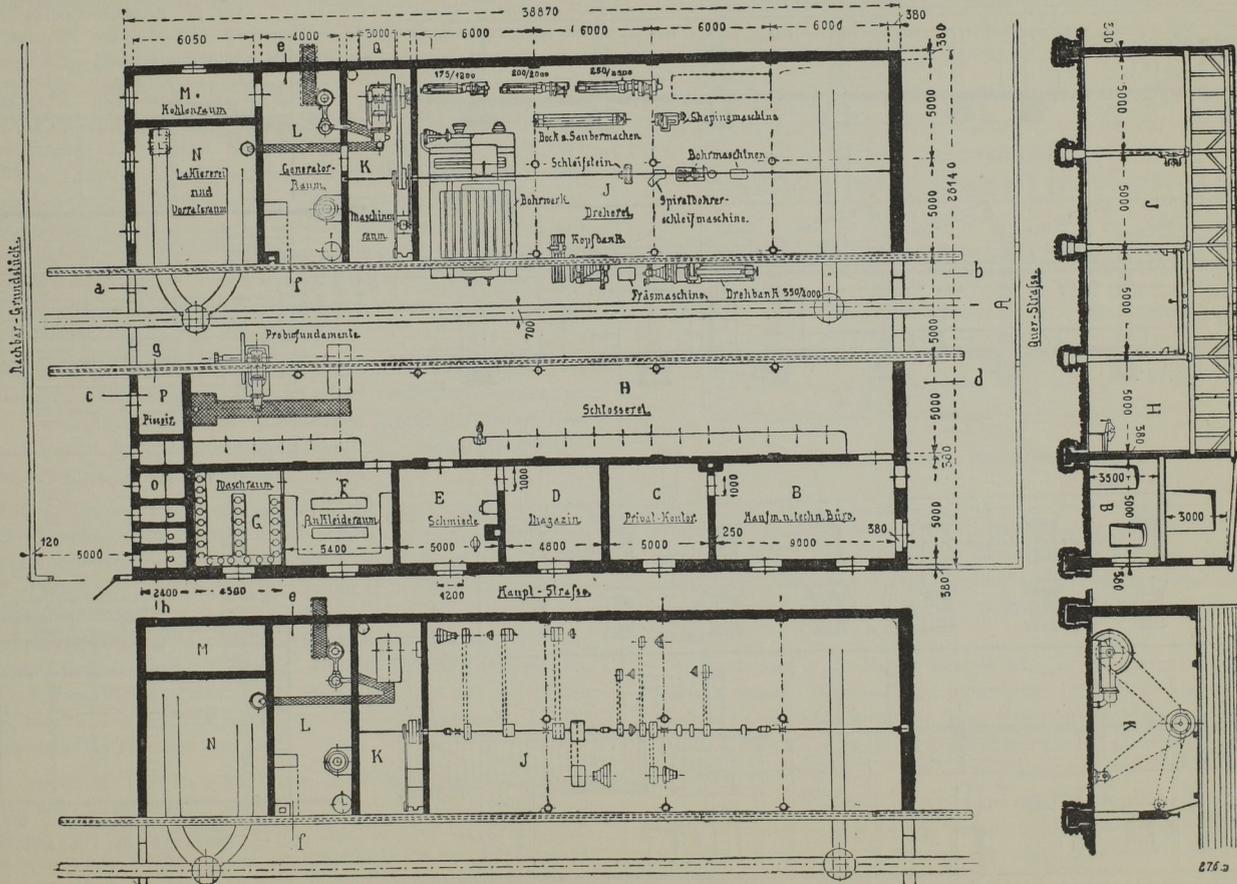


Fig. 2. Anordnung der Transmission.

genügt zur Unterbringung von 45 Arbeitern. Sollte sich das Unternehmen ausdehnen, so wird der in der Dreherei noch verfügbare Raum zur Unterbringung von weiteren Arbeitsmaschinen verwendet, besonders 1 bis 2 mittlere Horizontalbohrmaschinen, um etwaige Ausbesserungen, wie Ausbohren beschädigter Zylinder, ausführen zu können.

Wie Fig. 1 zeigt, kann die Fabrik durch Anbau nach der Seite leicht vergrößert werden. Die Fabrik liegt an einer Straßenkreuzung. Die Hauptfront ist der verkehrsreichen Straße zukehrt. Durch drei Tore ist eine bequeme Ein- und Ausfahrt für Fuhrwerke geschaffen. Tor A rechts ist der allgemeine Ein- und

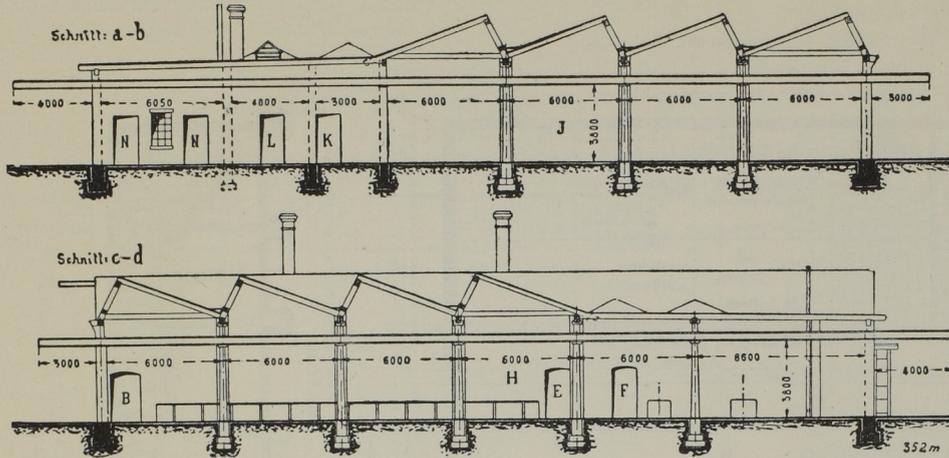


Fig. 5-8

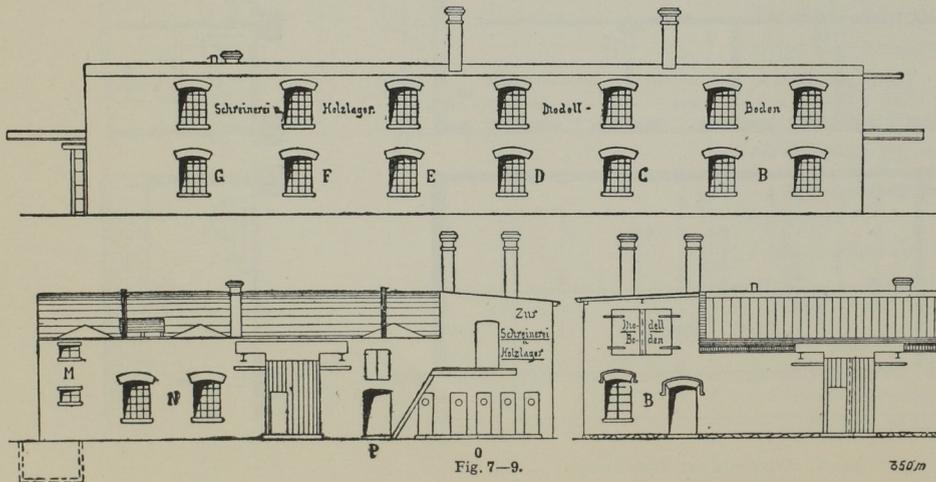


Fig. 7-9.

Fig. 10. Probierfundament.

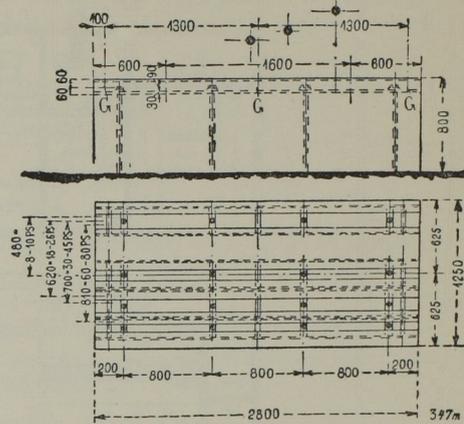


Fig. 11. Grundriß.

Fig. 12. Querschnitt des Fundamentes.

Ausgang für das gesamte Personal. Die einzelnen Räumlichkeiten und der Zweck derselben ist aus dem Grundriß Fig. 1 ersichtlich.

Raum *B* ist das Bureau für einen technischen und kaufmännischen Beamten, *C* das Privatkontor des Chefs. *B* hat von außen einen besonderen Eingang und ist mit der Werkstatt noch durch eine Tür verbunden.

*D* das Magazin und *E* die Schmiede mit einem Schmiedefeuer und Härteofen. Durch die Schmiede gelangt man in das Magazin.

*F* ist der Arbeiterankleideraum, und mit diesem durch eine Tür verbunden ist *G* der Waschraum mit 26 in einem Blechkasten beweglich gelagerten Waschschüsseln.

*H* die Schlosserei mit 18 Schraubstöcken und zwei Probierfundamenten. Diese sind so hoch gemauert, daß, wenn eine 80-PS-Maschine auf dem Fundament steht, das Schwungrad noch 100 mm über dem Erdboden steht. Um das ganze Fundament, mit Ausnahme der Schwungradseite, ist eine Holztribüne gebaut, auf welcher sich die Schlosser beim Ausprobieren bewegen können. Von Anbringung einer Schwungradgrube wurde abgesehen, da diese zu Unfällen Anlaß gibt und das Aufbringen des Schwungrades bei einer Grube nur unnötige Arbeit ist.

Das große Fundament ist nach Fig. 10—12 ausgeführt. Da die Rahmen auf der Auflagerfläche nicht bearbeitet werden, so sah man vom Aufbringen einer gußeisernen Platte ab. Durch Einbetonieren von I-Eisen erhält man Schlitzlöcher, welche die Befestigungsschrauben für den Motor aufnehmen.

Die I-Eisen sind so verlegt, daß die gewonnenen Schlitzlöcher für die verschiedenen Größen ohne weiteres passen. Das kleine Fundament wurde mit einer gehobelten Eisenplatte Fig. 13 versehen. Diese Platte soll unter Umständen auch für größere Stücke als Anreißplatte benützt werden, auch sollen auf dieser die fremden Motoren, welche zur Reparatur eingehen und an der Auflagefläche bearbeitet sind, ausprobiert werden. Die Schlitzlöcher sind eingegossen, die Platte, um sie möglichst leicht zu halten, nur mit schwachen Wandstärken und Rippen versehen. Die eingegossenen Löcher dienen zum Entweichen der Luft.

In manchen Fabriken wird das Außenlager beim Probieren auf ein altes gußeisernes Fundament oder Holzbock gestellt. Das bei jedem Verbrennungshub erzeugte Durchbiegen der Kurbelwelle verursacht ein fortwährendes Hin- und Herwerfen des Außenlagers, und zu manchem Wellenbruch wird in der Probierstation schon der Grund gelegt.

Mit Rücksicht auf diese Erfahrung wurde der bereits als gut erkannte, in Fig. 15—16 abgebildete Lagerstuhl für das Außenlager vorgesehen. Durch Einstellen der Spindeln *a* kann das Lager genau eingestellt werden. Der Lagerstuhl steht auf einer im Boden eingemauerten, gehobelten und mit Schlitzlöchern versehenen gußeisernen Platte, auf welche er festgeschraubt wird. Der Ausstoß der

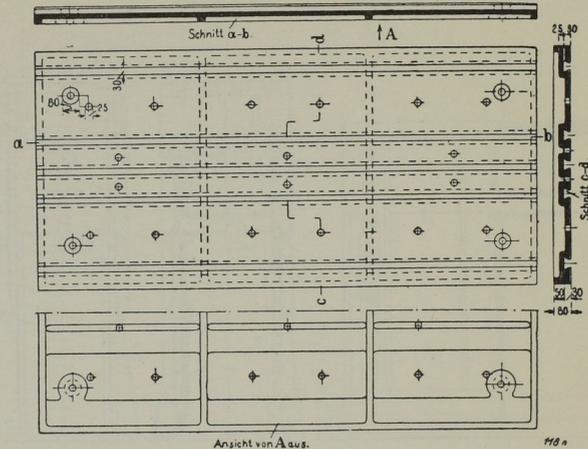


Fig. 13. Kleines Probierfundament.

Abgase wird in einen mit Riffelplatten abgedeckten Kanal abgeleitet. Das Gas wird auf die gleiche Weise von der Gasanlage zugeleitet. Schlosserei und Probierfundament werden von dem durch die ganze Fabrik gehenden Laufkran noch genügend bestrichen.

Buchstabe *J* in Fig. 1 bezeichnet die Dreherei mit den verschiedenen Werkzeugen, Bohrwerk, Kopfbank und große Drehbank, sie wird ebenfalls noch von dem Laufkran bestrichen. Der Laufkran ist für 5000 kg eingerichtet und genügt den vorläufigen Ansprüchen.

Das Bohrwerk dient zum Bohren, Andrehen, Flächenandrehen sowie Gewindeschneiden für Stehbolzen bei Fundamenten und Zylinderköpfen. Auch werden hier Zylinderbüchsen, Treibstangen, Regulatorständer gebohrt sowie Treibstangen und Kurbelwellen mittels Messerkopfs eingefräst.

Die *K o p f b a n k* dient zum Drehen und Bohren von Schwungradern, Riemenscheiben, zum Außenüberdrehen von Zylinderbüchsen, auch zum Andrehen von Zylinderköpfen und Bohren von Treibstangenköpfen, wenn das Bohrwerk überlastet ist.

Die *D r e h b a n k 350/2000* dient in der Hauptsache zum Drehen von Kurbelwellen, die hier für Motoren bis zu 50 PS gedreht werden können, wenn man unter Reitstock und Spindelstock Eisenunterlagen anbringt.

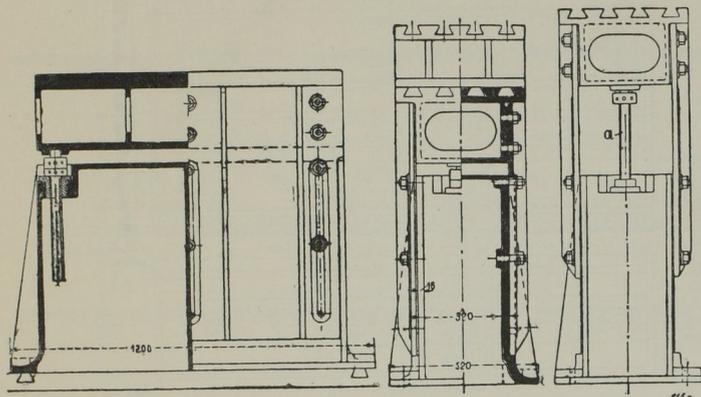


Fig. 15—16. Lagerstuhl für Außenlager.

Die vorhandene *S h a p i n g* maschine hat feststehenden Tisch und querbeweglichen Stößel. Es wurde diese Bauart gewählt, weil unter Umständen auf der Shapingmaschine auch die Schenkel von Kurbelwellen zu hobeln sind, wenn das Bohrwerk überlastet ist. Die Shapingmaschine mit gesteuertem Werkzeugtisch ist für diesen Fall dann unbrauchbar. Die Kurbelwellen für Maschinen über 50 PS werden vorläufig vom Eisenwerk bezogen.

Die vorhandenen *D r e h b ä n k e 175/1200, 200/2000, 250/2000* dienen zum Anfertigen der anderen Teile. Eine weitere Drehbank, aus einem alten Spindelstock und Reitstock bestehend, beide auf mit Winkelisen beschlagenen Balken ruhend, dient zum Richten und Saubermachen.

Eine *B o h r m a s c h i n e* zum Bohren von Löchern bis 30 mm und eine Schnellbohrmaschine zum Bohren von Löchern von 1—15 mm, eine Spiralbohrmaschine, eine kleine Fräs-

*m a s c h i n e* zum Fräsen von Nuten und Kolbenringen sowie ein *S c h l e i f s t e i n* vervollständigen die nötigsten Werkzeugmaschinen.

Von der Anschaffung einer größeren Hobelmaschine wird man vorerst absehen, da diese für den eigenen Bedarf nicht genügend ausgenützt werden könnte.

*K r a f t a n l a g e.* Im Raum *K* ist des 30-PS-Betriebsmotor nebst Dynamo, eine Luftanlaßvorrichtung und eine Wasserpumpe untergebracht. Die Dynamo liefert das Licht für die ganze Fabrik.

Die Wasserpumpe fördert das Wasser für Motor und Reinigungsapparate in ein im Generatorraume *L* an der Decke ange-

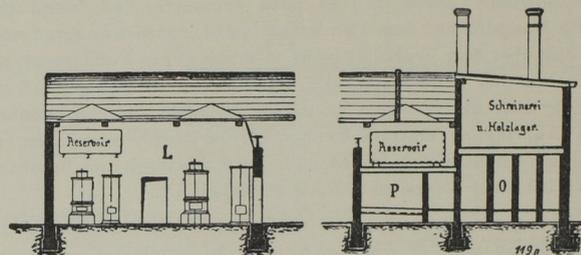


Fig. 17. Schnitt e—f.

Fig. 18. Schnitt g—h zu Fig. 1.

brachtes Reservoir (vgl. auch Fig. 17). Von dort läuft es dem Motor und Reiniger zu.

Mit der gleichen Pumpe kann durch Umschalten das im gemauerten Reservoir *Q* (Fig. 1) aufgefangene warme Kühlwasser in das Reservoir (Fig. 18), über dem Pissoir und Abort stehend, gepumpt werden. Dieses warme Wasser wird dann in den Waschraum *G* (Fig. 1) gedrückt. Eine im Raum *K* über Mitte Motor angebrachte Eisenschiene mit Flaschenzug ermöglicht leicht und sicher alle am Motor vorkommenden Reparaturen, Aus- und Einbauen von Ventilen, Kolben usw.

Raum *L* birgt die Betriebsauggasanlage, eine Proberanlage von 70—80 PS sowie einen Niederdruckkessel, mittels welcher die ganze Fabrik im Winter geheizt werden kann. Der Generatorraum ist mit dem Kohlenraum *M* durch eine feuerfeste Tür bzw. ein Schiefenster verbunden, durch das die Kohlen aus Raum *M* auf dem kürzesten Wege herübergeholt werden können. *N* ist die

Lackiererei und zugleich Vorratsraum für fertige Motoren. Der Ausstoß des Betriebsmotors ist in die Lackiererei gelegt, die auströmende Hitze soll gleich zum Trocknen mitbenutzt werden. Von der Anlage eines Trockenofens wurde vorläufig abgesehen, da derselbe nicht voll ausgenutzt werden konnte.

**T r a n s p o r t.** Das durch die ganze Fabrik laufende Geleise ist mit der Lackiererei durch eine Drehscheibe und zwei Geleistränge verbunden. Die ausprobierten Motoren können also mittels Krans vor die Lackiererei gefahren werden, von dort kommen sie dann mittels Rollwagens in die Lackiererei.

Der Konstrukteur, der die Einrichtung übernimmt, muß selbstverständlich Spezialist sein und den gesamten Motorenbau beherrschen. Er muß alle Bezugsquellen, die in Frage kommen, ferner auch Modellkosten, Rohmaterialien und Akkordsätze kennen. Er muß tüchtiger Praktiker sein, da das vorhandene Arbeitermaterial meist erst angelernt werden muß.

Mindestens 10 Wochen vor dem Einbau der Werkzeugmaschinen muß mit der Anfertigung der Zeichnungen für die zu bauenden Maschinen begonnen werden. Der Konstrukteur braucht zur Herstellung der Zeichnungen für einen Motor 7 bis 10 Wochen, für eine Sauggasanlage 4 bis 5 Wochen. In den ersten 3 bis 4 Monaten können Konstrukteur und Chef die kaufmännischen Arbeiten erledigen und die Aufsicht über die Werkstatt mit führen. Dann muß, wenn die ersten Motoren fertig sind, ein Kaufmann und ein Werkmeister angestellt werden, da die Arbeit nun so angewachsen ist, daß die Werkstatt eine besondere Aufsicht haben muß, und der Kaufmann zur Erledigung der kaufmännischen Korrespondenzen und Reisen benötigt wird.

---

### Kraftbedarf und Antriebsscheiben verschiedener Anlagen.

Der Kraftbedarf verschiedener Arbeitsmaschinen ist ausführlich angegeben in Haeder, Hilfstabellen, 10. A. S. 98. Die nachstehenden Angaben mögen hierzu als Ergänzung dienen.

#### Kraftbedarf und Leistung von Mahlgängen.

|   | 1 Gang |     |     |     | 2 Gänge |      |       |           | Nachträge |
|---|--------|-----|-----|-----|---------|------|-------|-----------|-----------|
|   | 36     | 39  | 42  | 48  | 2×36    | 2×39 | 2×42  | 2×48 Zoll |           |
| Steindurchmesser in Zoll . . . . . ~      | 36     | 39  | 42  | 48  | 2×36    | 2×39 | 2×42  | 2×48 Zoll |           |
| "    "    cm . . . . . ~                  | 91     | 99  | 106 | 123 | 2×91    | 2×99 | 2×106 | 2×122 cm  |           |
| Umdrehung von Stein- und Antriebswelle    | 200    | 190 | 180 | 170 | 200     | 190  | 180   | 170       |           |
| Stündliche Leistung an Mahlgut bis . . .  | 160    | 280 | 360 | 500 | 320     | 560  | 720   | 1000 kg   |           |
| Nötige Antriebskraft . . . . .            | 6      | 8   | 10  | 13  | 12      | 15   | 20    | 25 PS     |           |
| Antriebsscheiben, Durchmesser . . . . . ~ | 100    | 110 | 110 | 120 | 120     | 130  | 140   | 150 cm    |           |

#### Kraftbedarf und Leistung von Dreschmaschinen.

|  | 18×33 | 20×36 | 22×42  | 24×48  | 24×54 Zoll  | Nachträge |
|--|-------|-------|--------|--------|-------------|-----------|
|  | 46×84 | 51×91 | 56×106 | 61×122 | 61×137 cm   |           |
| Trommeldurchmesser × Länge in Zoll . . .       | 18×33 | 20×36 | 22×42  | 24×48  | 24×54 Zoll  |           |
| "    "    "    "    cm . . . . .               | 46×84 | 51×91 | 56×106 | 61×122 | 61×137 cm   |           |
| Leistung pro Stunde Garbenzahl bis . . .       | 300   | 350   | 420    | 480    | 600 Stück   |           |
| "    an Korn in kg bis . . . . .               | 800   | 1000  | 1250   | 1950   | 2500 kg     |           |
| Notwendige Antriebskraft bis . . . . .         | 5     | 8     | 10     | 16     | 20 PS       |           |
| Antriebsscheibe, Umdrehungszahl <i>n</i> . . = | 520   | 490   | 450    | 400    | 350 minütl. |           |
| "    Durchmesser . . . . . ~                   | 46    | 52    | 56     | 66     | 71 cm       |           |

#### Kraftbedarf zum Antrieb elektrischer Maschinen.

Anzahl der Watt = E·J (also = Spannung × Stromstärke).

| Effekt. Leistung }<br>der Kraftmasch. } <i>N<sub>e</sub></i> = | Gleichstrom             | Wechselstrom            | Drehstrom               |
|--|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
|  | $\frac{E \cdot J}{676}$ | $\frac{E \cdot J}{750}$ | $\frac{E \cdot J}{432}$ |

Bei Neuanlagen wähle das 1,1 fache.  
(Ausführlicher in „Konstruieren u. Rechnen“ § 335 u. f.)

#### Vorläuf. Abmessungen von Dynamos (für Übungsbeisp.).

| Kraftbedarf <i>N</i> =  | 5    | 10   | 15   | 20   | 30   | 50   | 100 | 200 | 300 PS   |
|-------------------------|------|------|------|------|------|------|-----|-----|----------|
| Touren <i>n</i> . . . = | 2000 | 1600 | 1500 | 1400 | 1200 | 1050 | 850 | 600 | 500 min. |
| Riemen- } Durchm. .     | 12   | 15   | 17,5 | 23   | 30,5 | 36   | 52  | 77  | 96 cm    |
| scheibe } Breite .      | 8    | 11   | 13   | 16   | 20   | 25   | 30  | 54  | 54 "     |

Jeder Fabrikant von Dynamos wählt andere Größe der Antriebsscheibe, deshalb muß man die entsprechenden Preislisten beachten. —

#### Elektrische Beleuchtung.

Kohlenfadenlampen pro NK . . . . . 3 Watt  
Metallfadenlampen „ „ . . . . . 1,20 „  
    „    mit Gasfüllung . 0,5 „

1 PS Leistung der Antriebskraft bei Berücksichtigung des Wirkungsgrades der Dynamo, Riemen- und Leitungsverlust = 625 Watt gerechnet, ergibt:

|                      | Lichtstärke | Verbrauch | folglich         |
|----------------------|-------------|-----------|------------------|
| Kohlenfadenlampe . . | 16 NK       | 50 Watt   | 12 Lampen = 1 PS |
| Metallfadenlampe . . | 16 NK       | 20 „      | 31 „ = 1 „       |
| „    . .             | 25 NK       | 30 „      | 20 „ = 1 „       |
| „    . .             | 50 NK       | 60 „      | 10 „ = 1 „       |
| „    mit             |             |           |                  |
| Gasfüllung . . . . . | 50 NK       | 25 „      | 25 „ = 1 „       |

\* E = Volt, J = Ampère (am Schaltbrett abgelesen.)