

Berechnung des Schwungrades.

Erforderliche Energie.

143. Das Schwungrad hat bekanntlich eine Doppelaufgabe zu erfüllen: einmal soll es die innerhalb einer Umdrehung regelmäßig wiederkehrenden Ungleichheiten der Drehkräfte der Kraftmaschine und der Gegendrehkkräfte der Arbeitsmaschinen ausgleichen, soll, solange erstere überwiegen, den Überschuß aufnehmen, um ihn wieder abzugeben, wenn die Drehkraft der Kraftmaschine bei gewissen Kurbelstellungen nachläßt und unter die Gegendrehkraft sinkt; dann soll es aber auch die ungesetzmäßigen Veränderungen der Außenbelastung vorläufig ausgleichen, bis der Regulator die dem größeren oder geringeren Energiebedarf entsprechende Füllung eingestellt hat (vgl. Führer 40, 25, 27, 28).

144. Wenn die letzteren Rücksichten überwiegen und relativ starke Belastungswechsel vorkommen, so kann die Forderung ausreichender Schwungradenergie in die Form gekleidet werden, daß die totale Energie (lebendige Kraft, Wucht) des Schwungrades bei der mittleren Geschwindigkeit gleich sein soll der gesamten indizierten Arbeit der Maschine während x Umdrehungen, wobei x je nach der relativen Stärke der Belastungsschwankungen und den Anforderungen an die Gleichmäßigkeit des Ganges zwischen 5 bis 20 gewählt werden kann.

Ist die Belastungsart der vorliegenden Maschine derart, daß $x=8$ passend ist, so ist die lebendige Kraft des Schwungrades zu wählen $E=8 \cdot 2 \cdot s F p_i$, worin F der Mittelwert der wirksamen Kolbenflächen von Kurbel- und Deckelseite in Quadratcentimetern, s der Hub in Metern ist. Mit dem oben gefundenen Kolbenstangenquerschnitt von 44 qcm ist $F=1385-22=1363$ qcm und damit

$$E=8 \cdot 2 \cdot 0,6 \cdot 1363 \cdot 2,60 = \sim 34\,000 \text{ kgm.}$$

145. Es könnte zweifelhaft sein, ob als Maß für die Berücksichtigung der Außenschwankungen nicht die während einer gewissen Zeit (anstatt einer gewissen Zahl von Umdrehungen) geleistete Arbeit zu wählen ist, weil die Betriebsschwankungen von der minutlichen Umdrehungszahl unabhängig sind. Man dürfte bei dieser Grundlage die Schwungradenergie je nach den zu erwartenden Außenschwankungen etwa gleich der Kraftmaschinenarbeit in 3 bis 10 Sekunden setzen. Schnell laufende Maschinen würden bei dieser Rechnungsweise größere Schwungräder erhalten wie bei der ersteren,

auf eine gewisse Anzahl Touren Bezug nehmenden. Es bleibt jedoch zu berücksichtigen, daß die Regulierung sich bei schnell laufenden Maschinen auch etwas schneller vollzieht. Immerhin wird man, um ein unnötiges Hin- und Herregulieren zu vermeiden, auch der Bezugnahme auf die Zeit eine gewisse Berechtigung nicht absprechen können.

146. Meist werden die Schwunräder ohne Rücksicht auf die Außenschwankungen nach den innerhalb einer Umdrehung auftretenden Schwankungen der Drehkraft so berechnet, daß die periodische Ungleichförmigkeit ein gewisses Maß nicht überschreitet. Dies Maß wird durch Festsetzungen über den zulässigen Ungleichförmigkeitsgrad δ für verschiedene Betriebsarten bestimmt. Über die Entstehung und geringe Berechtigung dieser in fast allen Lehr- und Handbüchern (Hütte 21 I S. 999) seit Jahrzehnten gleichmäßig zu findenden Normalwerte vgl. Führer S. 816 Anm.

Im vorliegenden Falle möge ein Gleichförmigkeitsgrad von wenigstens 120 gefordert werden, d. h. $\delta = 1/120$ gesetzt werden.

147. Das Drehkraftdiagramm (Tangentialkraftdiagramm)

wird in bekannter Weise aus dem Triebdruckdiagramm (Fig. 11 S. 30) entwickelt (Fig. 63). (Für stehende Maschinen ist auch hier zu beachten, was S. 29 Anm. gesagt ist.)

Es genügt für den vorliegenden Zweck im allgemeinen eine Einteilung des Halbkreises in 12 gleiche Teile (von 15^0 zu 15^0), wenn man außerdem die markanten Punkte und gegen Hubende, wo die Kräfte schnell sich ändern, noch einen Punkt einschreibt. Als markante Punkte, deren Übertragung die Verzeichnung des Drehkraftdiagramms erleichtern, sind anzusehen der Schnitt der verlängerten Expansionslinie und Admissionslinie (Punkt I und II in Fig. 63 oben und unten) und der Punkt, in welchem die Stangenkraft gleich Null wird. Ferner mag man wenigstens nach Augenmaß die Stellen übertragen, in welchen die Kompression und die Vorausströmung beginnt, um beim Anlegen des Kurvenlineals an die gefundene Punktreihe sich bewußt zu sein, daß an diesen Stellen eine Änderung des Gesetzes der Druckänderungen eintritt.

148. Für die Ermittlung der Drehkraft aus der Triebkraft P kommen drei Verfahren zur Anwendung: das Verfahren der Kräftezerlegung, das mehr geometrische Verfahren mit radialer Auftragung von P und die Benutzung von Tabellen für das Verhältnis T:P.

Das erste Verfahren ist das umständlichste und, obwohl theoretisch korrekt, auch das zeichnerisch am wenigsten genaue; gleichwohl sollten Anfänger, wenigstens für einen Punkt in jedem Quadranten, die Drehkraft T durch Kräfte dreiecke oder Parallelogramme ermitteln, weil allein durch dies Verfahren das Kräftespiel im Kurbelgetriebe zur Anschauung kommt und die Kräfte in ihrer wahren Richtung erhalten werden. In Fig. 63

ist in dem verkleinert dargestellten Kurbelgetriebe (in der Mitte) für die Kurbelstellung 4 der Kräfteplan gezeichnet. Man erhält aus P , welches der Größe und Richtung nach bekannt ist, und den Richtungen der Pleuelstange und des Normaldruckes der Gleitbahn durch Zerlegung der Kräfte am Kreuzkopf zunächst die Stangenkraft S und den Normaldruck (vgl. auch Art. 94). Man kann die Kräfte dreiecke auch sofort (gleichliegend) am Kurbelzapfen konstruieren. Die Stangenkraft S wird dann in die arbeitende, also in die Bewegungsrichtung fallende Komponente T und die senkrecht zu ihr stehende arbeitslose Komponente R zerlegt.

149. Bei dem zweiten, mehrgeometrischen Verfahren wird die Kolbenkraft radial von der betreffenden Kurbelstellung aus aufgetragen (in Fig. 63 ist die Konstruktion für Punkt 4 am großen Kreise durchgeführt), dann vom Endpunkt der Kraft P eine Senkrechte zur Pleuelstange gezogen; auf dieser schneidet dann die durch den Anfangspunkt von P gehende Pleuelstangenrichtung die Tangentialkraft T ab.

Es ist dabei nicht erforderlich, das Kurbelgetriebe in dem gleichen Maßstab zu zeichnen, wie den Kreis, von welchem aus man die Kräfte P aufträgt, sondern es genügt und empfiehlt sich zur Vermeidung des jedesmaligen Gebrauchs des Stangenzirkels, das Kurbel-

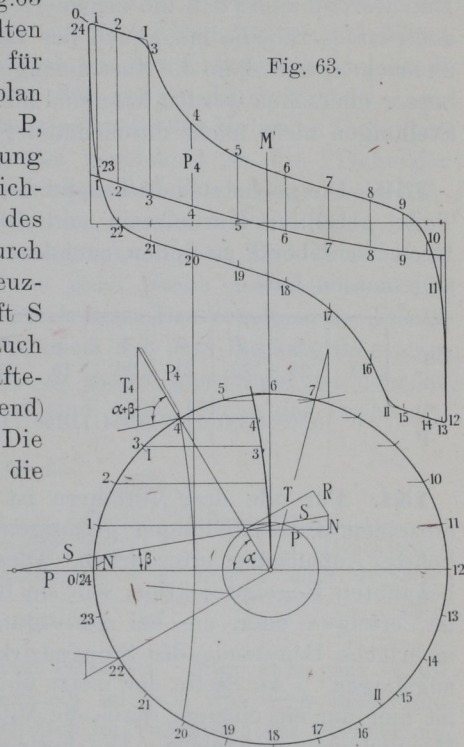


Fig. 63.

getriebe (nur zwecks Ermittlung der zugehörigen Pleuelstangenrichtung) kleiner zu zeichnen und durch den Ausgangspunkt des radial aufgetragenen P eine Parallele zur Pleuelstangenrichtung zu ziehen.

Der Durchmesser des Kreises, von welchem aus man die P radial aufträgt, kann beliebig gewählt werden; auch kann er gleich Null werden, ohne daß die zeichnerische Genauigkeit dadurch leidet; doch ist es ratsam, ihn gleich der Länge des Triebdruckdiagramms zu machen, weil dann die Zusammengehörigkeit der einzelnen Punkte besser übersehen werden kann und die Dreiecke für die verschiedenen Stellungen nicht leicht durcheinander kommen.

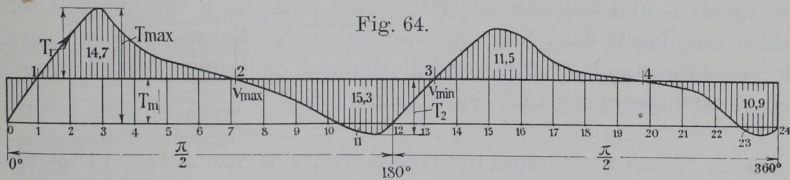
150. Die nachstehende Tabelle dient dazu, für einen in 24 gleiche Teile geteilten Kurbelkreis und 5fache Stangenlänge mit dem Rechenschieber T zu finden, nachdem man P im Triebdruckdiagramm abgemessen hat.

Ziffer	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12
$\frac{T}{P}$	0	0,309	0,590	0,808	0,954	1,0169	1,00	0,915	0,778	0,606	0,410	0,2088	0

151. Für alle drei Verfahren ist die Aufsuchung der zu den einzelnen Kurbelstellungen gehörigen Kolbenwege oder die umgekehrte Aufsuchung erforderlich. Dieselbe kann entweder mit der bekannten Bogenprojektion, wie sie für Punkt 4 und 20 angegeben ist, erfolgen oder, um bei Auftragung in größerem Maßstab die mehrfache Benutzung des Stangenzirkels zu umgehen, mittels „Bezugsbogen“. An Stelle der meist üblichen beiden Endbezugsbögen ist hier nur ein einziger durch die Mitte des Kurbelkreises gehender Bezugsbogen gezeichnet. Die horizontalen Abstände der einzelnen Kurbelpunkte vom Bezugsbogen liefern den Abstand des Kolbens von seiner Mittelstellung. Die Abstände werden am besten mit dem Zirkel in das Triebdruckdiagramm übertragen, z. B. ist die im Kreisdiagramm (Fig. 63 unten) zu entnehmende Länge $44'$ von der Mitte M' des Triebdruckdiagramms (Fig. 63 oben) abzutragen, um die Lage der Ordinate 4 zu finden, welche der Kurbelstellung 4 zugehört. Die paarweise korrespondierenden Kurbelstellungen 4 und 20 usw. geben gleiche Kolbenstellungen. Für die Aufsuchung von Kurbelwinkeln zu gegebenen Kolbenstellungen ist das Verfahren mit Bezugsbogen weniger geeignet wie das mit Bogenprojektion.

Wenn man die Endlichkeit der Pleuelstange vernachlässigt und die Kurbelpunkte geradlinig projiziert, muß selbstverständlich auch das Triebdruckdiagramm für unendliche Stangenlänge gezeichnet werden, mit geradliniger, geneigter Massendrucklinie.

152. Man trage nun, um die Arbeit der Drehkraft als Fläche zu erhalten, die Kräfte T senkrecht zu ihrer Wirkungsrichtung als Funktion des Weges, d. h. des abgewickelten Kurbelkreises, auf. Wenn der Kurbelweg im gleichen Maßstab wie der Kolbenweg dargestellt wird, d. h. wenn die Abwicklung des ganzen Kurbelkreises = πs gemacht wird (worin s die Darstellungsgröße des Hubes im Indikator-diagramm ist), so muß, wenn genau gezeichnet ist, die Fläche des Drehkraftdiagramms gleich der doppelten Fläche des Indikator-diagramms (Hin- und Rückgang) sein; denn es wurden bisher keine Verluste angenommen, und dementsprechend muß nach dem Gesetz von der Erhaltung der Arbeit an jeder Stelle des Getriebes die ursprüngliche Arbeit in Erscheinung treten. Der Vergleich der Fläche des aufgetragenen Drehkraftdiagramms mit dem Indikator-diagramm kann als eine Kontrolle dienen, ob genau gezeichnet ist oder ob irgendwelche Irrtümer begangen sind. Die Fläche des Drehkraft-



diagramms wird gleich 9350 qmm gefunden. Man kann das Drehkraftdiagramm auch kürzer zeichnen wie πs , was sich manchmal empfiehlt; dann ist die Fläche einfach im Verhältnis der Verkürzung kleiner wie die des Indikator-diagramms. Es möge an der Originallänge des abgewickelten Kurbelkreises festgehalten werden und entsprechend dem in Art. 2 empfohlenen Diagrammaßstabe mit $s = 150$ mm das Drehkraftdiagramm $150 \pi = 471,2$ mm lang gemacht werden. Die Fig. 64 ist wegen Platzmangels gekürzt und außerdem im ganzen verkleinert gezeichnet. Die Flächengrößeneinschriften beziehen sich auf die im Text vorausgesetzte Diagrammgröße.

Bei der Ausmessung hat man selbstverständlich die unterhalb der Nulllinie fallenden Flächenteile negativ einzuführen. Das gefundene Drehkraftdiagramm kann man, da es die Maschinenwiderstände noch nicht berücksichtigt, als indiziertes Drehkraftdiagramm bezeichnen.

153. Die Maschinenwiderstände werden meist mit den Nutzwiderständen zusammengefaßt und als Gegendrehkräfte gleichmäßig am Umfang wirkend angenommen, obwohl das Widerstandsgesetz ein viel verwickelteres ist und genauer angenähert wird durch teilweise gleichmäßige Übernahme der Widerstände auf den Kolbenweg und teilweise Übernahme auf den Kurbelweg.

154. Um die überschießenden und unterschießenden Drehkräfte, welche das Schwungrad beschleunigen und verzögern, zu finden, muß man das Drehkraftdiagramm der Gegenkräfte aufstellen.

Auch die Gegendrehkräfte sind in sehr vielen Fällen periodisch mit dem Kurbeldrehwinkel veränderlich, nicht nur, wenn von einer gegen die Dampfmaschinenkurbel versetzten Arbeitskurbel ein Kompressor, eine Pumpe, ein Stanzwerk od. dgl. betrieben, sondern auch oft, wenn die Gegendrehkraft am Umfange eines Rades wirkt: Dynamomaschinen, welche auf elektromotorische Gegenkräfte (z. B. Akkumulatorenbatterien) arbeiten, ergeben bei dem großen Einfluß, welchen verhältnismäßig kleine Geschwindigkeitsänderungen auf die Stromstärke ausüben, periodisch im Zusammenhang mit den treibenden Drehkräften ziemlich stark schwankende Gegendrehkräfte. Auch bei Riemen- und Seiltransmission treten periodisch veränderte Drehkräfte auf durch das Vor- und Nacheilen des Schwungrades gegen die gleichförmige Bewegung und die dadurch bedingten Veränderungen der Riemenspannung und Seildurchhänge.

155. Wenn gleichwohl die Gegendrehkraft, wenn sie am Umfange eines Rades wirkt, stets als konstant vorausgesetzt wird, so geschieht das einfach aus Bequemlichkeitsrücksichten, weil in den meisten Fällen die Feststellung der Veränderlichkeit der Gegendrehkräfte außerordentlich schwierig ist oder mangels der Kenntnis der genauen Bedingungen, unter welchen die Kraftabnahme stattfindet, überhaupt nicht möglich ist. Dessen sollte man sich aber stets bewußt bleiben und besonders in Lieferungsverträgen bei Vereinbarungen über den Ungleichförmigkeitsgrad stets hinzufügen: „konstante Gegendrehkraft vorausgesetzt“. Sonst kann, wenn in einem Rechtsstreit eine experimentelle Nachprüfung des Ungleichförmigkeitsgrades stattfindet und dieser den Bedingungen wegen der Art der Gegendrehkräfte nicht entspricht, leicht zuungunsten des Dampfmaschinenlieferanten entschieden werden. In der Zeit, als der Parallelbetrieb von Wechselstrommaschinen Schwierigkeiten machte, haben sich daraus mehrfach Differenzen zwischen den Dampfmaschinen- und Elektrofirmen ergeben.

156. Bei gleichförmiger oder gleichförmig angenommener Gegen-
drehkraft hat man einfach eine Horizontale in der mittleren Diagramm-
höhe zu ziehen. Die Diagrammfläche wurde gefunden = 9350 qmm.
Die Länge des Diagramms betrug 471,2 mm, die mittlere Höhe ist
demgemäß 19,8 mm. Nach Eintragung der Gegenkraftlinie in dieser
Höhe mißt man die über- und unterschließenden Arbeitsflächen aus
und findet die in Fig. 64 in Quadratcentimetern eingeschriebenen
Flächengrößen.

Man übersieht sofort, daß die Unterschubfläche von 15,3 qcm
die maßgebende ist. Da jedoch bei Mehrzylindermaschinen sich
meist nicht sofort übersehen läßt, wo das höchste Maximum und
niedrigste Minimum liegt, soll nach einem allgemein anwendbaren
Verfahren vorgegangen werden: Man bezeichne die Schnittpunkte
des Drehkraftdiagramms mit der Gegenkraftlinie mit Ziffern, und
zwar etwa derart, daß die Schnittpunkte am Ende der positiven
Flächen gerade Zahlen erhalten; dann bestehen an den Punkten 2,
4, 6 . . . Geschwindigkeitsmaxima, an den Punkten 1, 2, 3 . . . Ge-
schwindigkeitsminima; denn es findet so lange eine Beschleunigung
statt, wie die treibenden Drehkräfte größer sind als die Gegendreh-
kräfte, und umgekehrt.

Man gehe dann (um negative Werte zu vermeiden) von einer
beliebigen Anfangsfläche, z. B. 10 qcm an einem Minimum aus und
addiere und subtrahiere die Überschub- und Unterschubflächen der
Reihe nach in einer Tabelle von nebenstehender Form. Man suche
dann den höchsten Wert in den geraden Reihen (hier
Reihe 2) und den niedrigsten in den ungeraden Reihen
(hier Reihe 3) auf. Der Unterschied beider, hier 24,7—9,4
= 15,3, ist der für die Berechnung des Ungleichförmig-
keitsgrades eines gegebenen Schwungrades oder für die
Berechnung des Schwungrades aus einem gegebenen
Ungleichförmigkeitsgrad maßgebende. Die maßgeben-
den Punkte folgen nicht immer unmittelbar aufeinander.

1	10,0 14,7
2	24,7 15,3
3	9,4 11,5
4	20,9 10,9
1	10,0

Maßstab der Überschub- und Unterschubflächen.

157. Für Maßstabermittlungen möge an Stelle des Gleichheits-
zeichens das Zeichen \neq eingeführt werden, welches bedeutet „stellt
dar“ oder „stellen dar“ oder „wird dargestellt durch“. Der Maßstab
für die durch die Flächen dargestellte Arbeit wird gefunden durch
Multiplikation des Kräftemaßstabes mit dem Wegmaßstabe.

Kräftemaßstab:

$$12 \text{ mm} \mp 1 \text{ kg/qcm oder } F \text{ kg,}$$

$$\text{mit } F = 1363 \text{ qcm;}$$

$$12 \text{ mm} \mp 1363 \text{ kg;}$$

$$1 \text{ mm} \mp \frac{1363}{12} = 113,6 \text{ kg.}$$

Wegmaßstab:

$$471,2 \text{ mm} \mp 0,6 \cdot \pi = 1,885 \text{ m;}$$

$$1 \text{ mm} \mp \frac{1,885}{471,2} = 0,00400 \text{ m.}$$

Arbeitsmaßstab: $1 \text{ qmm} \mp 113,6 \cdot 0,00400 = 0,4544 \text{ kgm;}$
 $15,3 \text{ qcm} = 1530 \text{ qmm} \mp 1530 \cdot 0,4544 = 695 \text{ kgm.}$

158. Wenn die Drehkräfte mehrerer Triebwerke zusammenzusetzen sind, muß natürlich der Maßstab der Einzelkräfte der gleiche sein, und man hat daher schon die Drehkräfte oder auch schon die Triebkraft- und Indikatordiagramme auf eine bestimmte Kolbenfläche (bei verschieden großem Hub allgemeiner auf ein bestimmtes Hubvolumen) zu reduzieren.

Beispiel. Verbundmaschine, Kolbenfläche des HDZ = 832 qcm, des NDZ = 2210 qcm. Hub = 0,5 m. Zu untersuchen sei der Ungleichförmigkeitsgrad nach aufgenommenen Indikatordiagrammen mit folgenden Federmaßstäben: HDZ: 1 kg/qcm \mp 4,07 mm; NDZ: 1 kg/qcm \mp 10,02 mm. Das Hochdruckdiagramm möge im Höhenmaßstab unverändert für die Auftragung der Drehkräfte benutzt werden.

Kräftemaßstab:

Indikator- und Drehkraftdiagramm

$$4,07 \text{ mm} \mp 1 \text{ kg/qcm} = 832 \text{ kg,}$$

$$1 \text{ mm} \mp \frac{832}{4,07} = 204 \text{ kg.}$$

Wegmaßstab:

Länge des Indikatordiagramms gleichgültig; gewählte Länge des Drehkraftdiagramms

$$200 \text{ mm für } 360^\circ,$$

$$200 \text{ mm} \mp 0,5 \pi \text{ m,}$$

$$1 \text{ mm} \mp \frac{0,5 \pi}{200} = 0,00785 \text{ m.}$$

Arbeitsmaßstab: $1 \text{ qmm} \mp 204 \cdot 0,00785 = 1,60 \text{ kgm.}$

Die Reduktion des Niederdruckdiagramms auf gleichen Maßstab der Kolbenkräfte wird wie folgt gefunden:

Im Originaldiagramm werden 2210 kg dargestellt durch 10,02 mm, die Darstellungsgröße dieser Kraft muß aber, damit sie mit der des als Grundlage gewählten HDZ-Diagramms übereinstimmt, sein $= \frac{2210}{204} = 10,84$, also ist das NDZ-Diagramm in der Höhe im Verhältnis $\frac{10,84}{10,02}$ zu vergrößern.

Der Atmosphärenmaßstab entworfenen Verbunddiagramme wird für den HDZ und NDZ in der Regel gleich groß gewählt. Wenn

man dann auch das HDZ-Diagramm direkt benutzt, ist das NDZ-Diagramm in der Höhe einfach im Verhältnis der Hubräume (bei gleich großem Hub der Kolbenflächen) zu vergrößern. Die Längenreduktion findet durch die Annahme gleicher Längen für 360° statt.

Das vorstehend über die Vereinheitlichung des Kraft- und Arbeitsmaßstabes Gesagte gilt auch, wenn die Kolbenkräfte oder Drehkräfte von Arbeitszylindern (Pumpenzylindern, Gebläsezylindern) mit denen von Dampfzylindern zusammengesetzt sind.

159. Die im Art. 157 gefundene Arbeit von 695 kgm muß vom Schwungrad, welches im Punkte 2 seine höchste Geschwindigkeit erreicht hat, hergegeben werden, wobei es seine Geschwindigkeit verlangsamt, bis es seine kleinste Geschwindigkeit im Punkte 3 erreicht hat. Die Geschwindigkeitsabnahme hängt von der Größe des Schwungrades oder allgemeiner von der mittleren lebendigen Kraft ab. Die bekannte Beziehung zwischen Ungleichförmigkeitsgrad mittlerer lebendiger Kraft und Überschuß- oder Unterschubarbeit des Drehkraftdiagramms (welche mit ΔA bezeichnet werden möge) werde hier noch einmal kurz entwickelt.

Die größte Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades werde mit ω_2 , die kleinste mit ω_1 bezeichnet (Indices ohne Rücksicht auf die Punktbezeichnung in Fig. 64).

Die größte Wucht (lebendige Kraft) E_2 hat das Schwungrad bei der Geschwindigkeit v_{\max} oder der Winkelgeschwindigkeit ω_2 , die kleinste E_1 bei der Geschwindigkeit v_{\min} (vgl. Fig. 64) oder der Winkelgeschwindigkeit ω_1 , nämlich

$$E_2 = J \frac{\omega_2^2}{2} \text{ und } E_1 = J \frac{\omega_1^2}{2},$$

worin J das Trägheitsmoment des Schwungrades ist. Der Unterschied $E_2 - E_1$ muß gleich der von den überschießenden oder unterschießenden Drehkräften geleisteten oder verbrauchten Arbeit sein, also

$$\Delta A = E_2 - E_1 = J \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2}.$$

Der Ungleichförmigkeitsgrad wird definiert durch die Gleichung

$$\delta \equiv \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m},$$

worin ω_m der „Grenzmittelwert“ $= \frac{\omega_2 + \omega_1}{2}$ ist. Die Benennung mittlere Winkelgeschwindigkeit, ohne diese Definition, genügt nicht und hat schon zu Verwechslungen mit anderen Mittelwerten, z. B. dem Zeitmittelwert, geführt.

$$\begin{aligned}\Delta A &= J \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} = J \frac{1}{2} (\omega_2 + \omega_1) (\omega_2 - \omega_1) = J \frac{1}{2} \frac{\omega_2 + \omega_1}{2} 2 (\omega_2 - \omega_1) \\ &= J \frac{1}{2} \omega_m 2 (\omega_2 - \omega_1) = J \frac{1}{2} \omega_m^2 2 \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m} = J \frac{1}{2} \omega_m^2 2 \delta.\end{aligned}$$

$J \frac{\omega_m^2}{2}$ ist aber die Wucht des Schwungrades bei der mittleren Geschwindigkeit. Sie werde mit E_m bezeichnet; dann ist

$$\Delta A = E_m 2 \delta \text{ oder } E_m = \frac{1}{2} \Delta A \frac{1}{\delta}. \quad (7)$$

160. Die erforderliche mittlere Wucht E_m ergibt sich also aus ΔA und dem zugelassenen Ungleichförmigkeitsgrad. Wird dieser im vorliegenden Falle $\delta = 1/120$ gesetzt, $1/\delta$ also $= 120$, so wird

$$E_m = \frac{1}{2} 695 \frac{1}{\delta} = \frac{1}{2} 695 \cdot 120 = 41700 \text{ kgm.}$$

Die Berechnung auf äußere, unregelmäßige Belastungsstöße hatte (Art. 144) mit der Forderung $x \geq 8$ eine Wucht $E \geq 34000$ kgm ergeben. In diesem Falle ergibt also die Forderung des Gleichförmigkeitsgrades mit $\delta = 1/120$ eine größere Wucht und ist maßgebend. Bei einer Zweikurbelmaschine mit 90° Kurbelversatz hätten jedoch bei gleichen Anforderungen nach beiden Richtungen leicht die Außenschwankungen mit 34000 kgm erforderlicher Schwungradwucht maßgebend werden können, weil die Überschuß- oder Unterschubarbeit ΔA bei solchen Maschinen kleiner wird wie bei Einkurbelmaschinen oder Zweikurbelmaschinen mit 180° Kurbelversatz.

Überschlägliche Berechnung von ΔA .

161. Wenn auch auf die überschießende oder unterschießende Arbeit sehr viele Größen einwirken, so ist doch das Verhältnis derselben zur Arbeit einer halben Umdrehung bei ein und derselben Maschinengattung auch für verschiedene Bedingungen kein allzu ungleiches, so daß es möglich ist, ein mittleres Verhältnis anzugeben, mit welchem die Arbeit einer halben Umdrehung multipliziert werden kann, um ΔA zu erhalten (vgl. den Wert a im Führer S. 814, ferner K. Mayer, Ztschr. d. V. d. Ing. 1889, S. 113, und Tolle, Regelung der Kraftmaschinen 2. Aufl. S. 87 bis 90). Bei Einkurbelmaschinen und Verbundmaschinen mit gegenläufigen Kolben kann man das Verhältnis $a = 0,26$ bis $0,33$ setzen.

Die Arbeit einer halben Umdrehung ist im vorliegenden Falle

$$= F s p_1 = 1363 \cdot 0,6 \cdot 2,6 = 2126 \text{ kgm;}$$

mit $a = 0,3$ als Mittelwert ergibt sich $\Delta A = 0,3 \cdot 2126 = 637,8$ kgm statt 695 . Die Genauigkeit reicht vollkommen aus, um in Zweifelsfällen, in denen die äußeren Belastungsstöße vielleicht überwiegende

Rücksicht verlangen, darüber klar zu werden, ob es überhaupt erforderlich ist, die immerhin etwas umständliche (für Anfänger aber sehr lehrreiche) Bestimmung von ΔA mittels Triebkraft- und Drehkraftdiagramm durchzuführen.

Auch wenn die Anforderungen an den Gleichförmigkeitsgrad $1/\delta$ ausschlaggebend sind, wird bei der Unsicherheit und Willkürlichkeit in der Festsetzung von δ das Verfahren mit der Verhältniszahl oft genügen, besonders wenn man sich der genauer spezifizierten Werte in dem Tolleschen Werk bedient. Vorsicht ist jedoch bei vertraglich festgesetztem δ geboten. Für Verbundmaschinen mit 90° Kurbelversatz ist für wechselnde Belastung und unveränderte Füllung des Niederdruckzylinders die Verhältniszahl unsicher (0,15 bis 0,3).

Einschaltung über Maßverhältnisse von Schwungrädern für ein gegebenes E.

162. Da sich in die Literatur über die Berechnung der Schwungradabmessungen manche Unklarheiten eingeschlichen haben, indem besonders der Begriff des Trägheitsradius und des Schwerkreisradius des Kranzes und des ganzen Rades nicht immer auseinander gehalten werden und auch die Reduktion der Massen auf den einen oder anderen Radius nicht immer richtig durchgeführt ist, soll hier noch einmal die Sache entwickelt werden.

Der am einfachsten zu übersehende Fall ist der, daß ein Schwungrad mit allen Maßen und dem spezifischen Gewicht des Materials gegeben ist und das sogenannte Trägheitsmoment¹⁾ bestimmt werden soll.

Die Wucht (lebendige Kraft) eines kleinen Massenteiles m ist $m \frac{v^2}{2}$. Bei einem rotierenden Körper stehen die v sämtlicher Massenteile in einer festen Beziehung zueinander durch die für alle gleiche Winkelgeschwindigkeit ω . Es ist $v = \omega x$, wenn x die Entfernung des Massenteils von der Drehachse ist, und somit

$$m \frac{v^2}{2} = m \frac{\omega^2}{2} x^2.$$

Die Wucht des ganzen mit der Winkelgeschwindigkeit ω rotierenden Körpers ist also

$$E = \frac{\omega^2}{2} (m_1 x_1^2 + m_2 x_2^2 + \dots) = \frac{\omega^2}{2} \Sigma m x^2, \quad (8)$$

¹⁾ Ein guter Ersatz für den Namen Trägheitsmoment wäre Wuchtvermögen oder Drehwuchtvermögen.

oder, wenn die Beziehung von m und x in analytischer Form gegeben ist und man die Massenteile m mit dM bezeichnet:

$$E = \frac{\omega^2}{2} \int dM x^2. \quad (9)$$

Meist ist man genötigt, die Formel 8 zu benutzen und den Summenwert durch Addition kleiner endlicher Größen zu bilden.

Die Größe $\sum m x^2$ oder $\int dM x^2$ nennt man das Trägheitsmoment des Körpers und bezeichnet sie in der Regel mit J . Es ist also

$$E = \frac{\omega^2}{2} J. \quad (10)$$

163. Wenn der Stoff des Körpers homogen ist, kann man γ/g , die Masse der Raumeinheit, vor die Summe nehmen und erhält, wenn man den Raum der kleinen Körperteile mit ΔV oder dV bezeichnet:

$$E = \frac{\omega^2}{2} \frac{\gamma}{g} \sum \Delta V x^2 \quad \text{und} \quad E = \frac{\omega^2}{2} \frac{\gamma}{g} \int dV x^2.$$

Zuweilen bezeichnet man auch die Größe $\sum \Delta V x^2$ oder $\int dV x^2$ allein, ohne den Faktor γ/g , als Trägheitsmoment. Jedenfalls ist es zweckmäßig, die Multiplikation mit γ/g erst nach Ausführung der Summation vorzunehmen. Im Nachstehenden soll unter Trägheitsmoment stets das wirkliche Massenträgheitsmoment verstanden werden, also einschließlich des Faktors γ/g . Die Unsicherheit in der Begriffsbestimmung verschwindet übrigens bei Einführung des Trägheitsradius. Das Trägheitsmoment ist also

$$J = \frac{\gamma}{g} \sum \Delta V x^2 \quad \text{oder} \quad J = \frac{\gamma}{g} \int dV x^2. \quad (11)$$

164. Erweitert man die Gleichung 10

$$E = \frac{\omega^2}{2} J \quad \text{mit} \quad r^2, \quad \text{so erhält man} \quad E = \frac{J}{r^2} \frac{(\omega r)^2}{2};$$

r sei hierin zunächst ein beliebiger, nach irgendwelchen Zweckmäßigkeitsrücksichten gewählter Radius. Nennt man $\frac{J}{r^2}$ die auf r reduzierte Masse und bezeichnet sie mit M_r , setzt also $\frac{J}{r^2} \equiv M_r$, so hat man, wenn man noch die Geschwindigkeit im Abstände r mit v_r und das Gewicht der Masse M_r mit G_r bezeichnet:

$$E = M_r \frac{v_r^2}{2} = \frac{G_r}{g} \frac{v_r^2}{2}. \quad (12)$$

Bei den Schwungradermittlungen wird die Masse des Kranzes vielfach auf den Abstand des Schwerpunktes des Kranzquerschnittes reduziert. Die so reduzierte Masse des Kranzes stimmt mit der wirklichen Masse nicht überein.

165. Man kann aber offenbar den Arm auch so bestimmen, daß die reduzierte Masse gerade gleich der wirklichen wird. Bezeichnet man den Arm, welcher dieser Bedingung genügt, mit ρ und nennt ihn, wie üblich, Trägheitsarm, Trägheitsradius, Trägheitshalbmesser, so wird

$$E = \frac{J}{\rho^2} \frac{(\omega \rho)^2}{2} = M \frac{(\omega \rho)^2}{2} = M \frac{v_0^2}{2}; \text{ aus } \frac{J}{\rho^2} = M$$

bestimmt sich der Trägheitsarm

$$\rho = \sqrt{\frac{J}{M}} \quad (13)$$

v_0 bedeutet die Geschwindigkeit im Abstände ρ .

Für gewisse einfache Körperformen hat man den Trägheitsradius analytisch als Funktion der Körpermaße berechnet und in Formel-form gebracht. Indem man kompliziertere Körper aus solchen einfachen Formen sich zusammengesetzt denkt, wird die Rechnung wesentlich vereinfacht und die Zahl der Summanden in $\Sigma \Delta V r^2$ vermindert.

In der Hütte sind solche Formeln zusammengestellt. Für die Berechnung des Trägheitsmomentes von Schwungrädern ist Nr. 17 (Hütte 21. Aufl. Bd. I S. 239) von Bedeutung. Danach ist mit den Bezeichnungen in nebenstehender Figur 65 (welche von denen in der Hütte etwas abweichen)

$$\rho^2 = \left(\frac{r_1 + r_2}{2}\right)^2 + \frac{1}{4} h^2,$$

woraus man erkennt, daß Schwerpunktradius und Trägheitsradius nicht identisch sind.

Die Nabe wird man ähnlich wie den Kranz aus Hohlzylindern sich zusammengesetzt denken und sich bei Rundungen ohne große Fehler einen Flächenausgleich gestatten dürfen.

Für die Arme beachte man, daß für eine Gerade, welche senkrecht auf der Drehachse steht und bis an die Drehachse heranreicht, ist

$$\rho^2 = \frac{1}{3} \cdot 1^2 = \left(\sqrt{\frac{1}{3}} \cdot 1\right)^2 = (0,5774 \cdot 1)^2, \rho = 0,5774 \cdot 1,$$

also nicht unbedeutend über die Mitte hinausreicht (Fig. 66a). Für die Arme, welche nur bis zur Nabe heranreichen, ist der Abstand des Endpunktes des Trägheitsradius von der Armmitte etwas kleiner (unverjüngte Form vorausgesetzt; Fig. 66b).

Bei der üblichen Verjüngung der Arme nach dem Kranz zu (Fig. 66c) wird man für Überschlagsrechnungen den Trägheitsradius etwa bis Mitte Radarm reichend annehmen können.

Fig. 65.

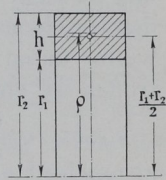
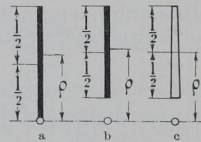


Fig. 66.



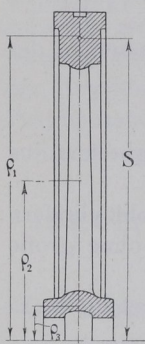
Das Trägheitsmoment des ganzen Rades ist dann

$$J = M_1 \varrho_1^2 + M_2 \varrho_2^2 + M_3 \varrho_3^2 \dots = \frac{\gamma}{g} (V_1 \varrho_1^2 + V_2 \varrho_2^2 + V_3 \varrho_3^2 \dots), \quad (14)$$

worin $M_1, M_2, M_3 \dots$ die Massen, $V_1, V_2, V_3 \dots$ die Volumina größerer zusammenhängender Teile, $\varrho_1, \varrho_2, \varrho_3$ die zugehörigen Trägheitsradien sind.

166. Wenn ein Schwungrad für ein bestimmtes Trägheitsmoment entworfen werden soll, so bestehen für den Entwurf natürlich unendlich viele Möglichkeiten; es gibt unendlich viele sehr ungleich gestaltete Schwungräder, welche alle dasselbe Trägheitsmoment haben. Es wird darauf ankommen, die Abmessungsverhältnisse zweckmäßig zu wählen. Den größten Einfluß auf die Maßverhältnisse von Kranz und Armstern sowohl wie auf das Gewicht des Rades bei einem gegebenen Trägheitsmoment hat der Durchmesser des Rades. Über die Wahl des Durchmessers wird weiter unten noch einiges gesagt werden. Nachdem die Wahl getroffen ist, entwirft man zunächst das Kranzprofil unter der Annahme, daß der Kranz den weitaus größten Teil des Trägheitsmomentes des Rades ausmacht. Man wird den Anteil, welchen Nabe und Armstern an dem Trägheitsmoment haben, nur ganz roh schätzungsweise auf Grund von Ausführungen ähnlicher Räder annehmen können.

Fig. 67.



167. Bei Berechnung des erforderlichen Kranzquerschnittes bezieht man sich in der Regel nicht auf den Trägheitsradius des Kranzes, sondern (der bequemen Anwendung der Guldinschen Regel wegen) auf den Radius des Schwerpunktkreises des Kranzquerschnittes, der, wie oben bemerkt, etwas kleiner ist wie der Trägheitsradius des Kranzes, so daß auch für den Kranz eine (häufig unterbleibende) Reduktion vorzunehmen ist.

Bezeichnet man das Gewicht des ganzen Rades mit G , das des Kranzes mit G_1 , das der Arme mit G_2 , das der Nabe mit G_3 , womit wird

$$G = G_1 + G_2 + G_3,$$

so wird das auf den Halbmesser S des Schwerpunktkreises reduzierte Gewicht G_s sein

$$G_s = a G_1 + b G_2 + c G_3,$$

worin a, b, c Reduktionsfaktoren sind, welche sich aus dem Verhältnis der Trägheitsradien zu S bestimmen. Es ist (Fig. 67)

$$a = \left(\frac{\varrho_1}{S}\right)^2; \quad b = \left(\frac{\varrho_2}{S}\right)^2; \quad c = \left(\frac{\varrho_3}{S}\right)^2.$$

Im Durchschnitt kann man setzen

$$a = 1,01; \quad b = 0,27; \quad c = 0,035;$$

bei Treibschwungrädern (Seil- und Riemenschwungrädern) kann genau genug $a = 1,00$ gesetzt werden.

168. Die Verteilung des Gesamtgewichtes auf den Kranz, die Arme und die Nabe ist ziemlich verschieden, je nachdem das Rad mehr oder weniger gedrungen gebaut ist. Die nachstehende Tabelle gibt zur Schätzung der Gewichtsverteilung Anhaltswerte.

Bauart	$\frac{S^2}{F} = \beta$	in Teilen des Gesamtgewichtes			$\frac{G}{G_1}$	$\frac{G_2}{G}$	$\frac{G_3}{G_1}$	$\frac{G_1}{G_3} = \varphi$
		Kranz	Arme	Nabe				
Gedrungen . . .	12	0,85	0,07	0,08	1,175	0,878	1,033	0,968
Mittel	20	0,76	0,12	0,12	1,315	0,804	1,059	0,945
Luftig { a	50	0,67	0,20	0,13	1,500	0,730	1,09	0,918
	b	53	0,61	0,25	0,14	1,650	0,688	1,13

β bedeutet hierin das Verhältnis des Quadrates des Schwerpunktkreisradius zur Querschnittsfläche des Kranzes $S^2:F$ und kann als ein Maß der Gedrungenheit angesehen werden. Luftig werden die Räder gebaut, wenn bei nur mäßiger Tourenzahl hohe Umfangsgeschwindigkeiten verlangt werden. Die Reihe a gilt in solchen Fällen für Treibschwungräder (Riemenscheiben, Seilscheiben), die Reihe b für Massenschwungräder von Gasmaschinen, Dieselmotoren usw.

169. Die Ziffern der Spalten 2, 3, 4 stellen die Faktoren dar, mit welchen das Gesamtgewicht zu multiplizieren ist, um das Gewicht des Teils zu erhalten. Wenn v die Geschwindigkeit des Schwerpunktes des Kranzquerschnittes ist, auf welchen alle Massen bezogen werden sollen, so ist

$$E = \frac{v^2}{2} \frac{1}{g} (a G_1 + b G_2 + c G_3),$$

also für Räder mittlerer Gedrungenheit

$$E = \frac{v^2}{2} \frac{1}{g} G (1,01 \cdot 0,76 + 0,27 \cdot 0,12 + 0,035 \cdot 0,12) = \frac{v^2}{2} \frac{G}{g} 0,8042.$$

Da zunächst der Kranzquerschnitt für ein gefordertes E bestimmt werden soll, bezieht man sich besser auf G_1 und ersetzt G durch $(G/G_1)G_1$, dann wird für ein Rad mittlerer Gedrungenheit mit $G_1/G = 0,76$ oder $G/G_1 = 1,315$

$$E = \frac{v^2}{2} \frac{G_1}{g} 1,315 \cdot 0,8042 = \frac{v^2}{2} \frac{G_1}{g} 1,059;$$

$$G_1 = 0,945 \frac{2g}{v^2} E.$$

Der Zahlenfaktor der rechten Seite, welcher in der Zusammenstellung mit φ bezeichnet ist, wird in der Literatur fast allgemein = 0,9 angegeben, bei der gleichzeitigen Angabe, daß Arme und Nabe etwa $\frac{1}{3}$ des Kranzgewichts ausmachen, d. h. $G/G_1 = 1,333$. Mit Einführung von φ wird allgemein

$$G_1 = \varphi \frac{2g}{v^2} E. \quad (15)$$

Die Zusammenstellung, welche sich auf die Nachrechnung einer größeren Anzahl von Rädern stützt, zeigt, daß der Anteil des Radsterns, $1 - \varphi$, an der Schwungwirkung relativ viel kleiner ist wie gewöhnlich angenommen wird und daß ein 10prozentiger Anteil erst erreicht wird bei einem G/G_1 von mehr wie 1,5.

170. Die Gleichung 15, in welcher v die Geschwindigkeit des Schwerpunktes des Kranzquerschnittes, E die für die besondere Maschinenart und die besonderen Betriebsbedingungen als erforderlich gefundene lebendige Kraft bedeutet, hat ganz allgemeine Geltung sowohl für Dampfmaschinen wie für Gasmaschinen, gleichviel, ob das erforderliche E mit Rücksicht auf Außenschwankungen oder durch Forderung eines bestimmten periodischen Gleichförmigkeitsgrades ermittelt ist. Auch für Werkzeugmaschinen (Walzenzugmaschinen, Lochwerke, Scheren usw.) hat sie Gültigkeit. Verschieden sind nur die Grundsätze und Verfahren zur Bestimmung von E und später die Berechnung der Arme. Deshalb sollte die Formel bei der allgemeinen Behandlung der Schwungräder nicht, wie es vielfach geschieht, unmittelbar mit der Gleichung für den Ungleichförmigkeitsgrad verbunden werden durch die Gleichung $\Delta A = M v^2 \delta$.

Auch die nunmehr zu besprechenden Grundsätze für die Wahl des Raddurchmessers oder der Radgeschwindigkeit haben allgemeinere Gültigkeit.

Wahl des Raddurchmessers.

171. Für die Wahl des Raddurchmessers kommen die verschiedensten Rücksichten in Frage; zunächst ist der Durchmesser begrenzt durch die zulässig höchste Geschwindigkeit (man überschreitet bei Gußeisen nicht gern 35 m). Wenn auch das Rad um so leichter wird, je größer sein Durchmesser wird, so gibt es doch eine Grenze, bei welcher der Preis nicht mehr abnimmt, weil die Modellkosten für den großen Armstern zu groß werden, auch der an der Schwungwirkung nur wenig beteiligte Radstern relativ um so schwerer wird, je größer der Raddurchmesser gewählt wird (vgl. die Aufstellung S. 93).

Ferner kann bei einem im Vergleich zum Gewicht zu großen Durchmesser der Kranz die nötige Steifigkeit entbehren. Man überzeugt sich am besten davon, ob die gemachten Annahmen zweckmäßig sind, indem man das Kranzprofil in großen Zügen mit anschließenden Armen aufzeichnet.

Weiter kann für den Durchmesser die Forderung einer ganz bestimmten, durch äußere Verhältnisse bedingten Riemen- oder Seilgeschwindigkeit maßgebend sein.

Zoll- und Transportverhältnisse können ebenfalls von Einfluß sein. Bei hohen Zöllen auf die Gewichtseinheit (nach Rußland) kann man sich zu großen, leichten Rädern entschließen. Für Schwungräder sehr großer Maschinen kann andererseits die Rücksicht auf den Transport durch das Normalprofil der Eisenbahnen auf den Durchmesser beschränkend wirken.

Die vielfach zu findende Regel, daß man den Durchmesser gleich dem 10fachen des Kurbelradius macht, ist nicht allgemein verwertbar und führt oft zu unzuweckmäßigen Maßverhältnissen.

172. Bei der Wahl des Raddurchmessers kann, wenn E und n festliegen, folgende vom Verfasser aufgestellte Formel in Verbindung mit der Tabelle auf S. 93 benutzt werden

$$D = 1,054 \sqrt[5]{\varphi \beta} \sqrt[5]{\frac{E}{n^2}} \quad \text{oder} \quad D = \varepsilon \sqrt[5]{\frac{E}{n^2}}, \quad (16)$$

worin ε für die in der Tabelle S. 93 enthaltenen Grenzen von β gerundet zwischen den Grenzen 1,7 und 2,3 liegt. D ist der Durchmesser des Schwerpunktkreises des Kranzquerschnittes, d. h. = 2 S. Die Formel ergibt mit einem bestimmten ε geometrisch ähnliche Räder für verschiedene Leistungen.

173. Wenn man hiermit D nach Wahl eines geeignet scheinenden ε berechnet hat oder D mit Rücksicht auf die gewünschte Umfangsgeschwindigkeit gewählt hat, kann der Kranzquerschnitt ermittelt werden. Bezeichnet man denselben mit F , so ist nach der Guldinschen Regel

$$F \pi D = V_1 \quad \text{oder mit } \gamma \text{ multipliziert } F \pi D \gamma = G_1; \\ F = \frac{G_1}{\pi D \gamma}; \quad (17)$$

wenn F in Quadratmetern, D in Metern eingeführt wird, ist γ in Kilogramm pro Kubikmeter zu setzen; wenn F in Quadratcentimetern, D in Metern eingeführt wird, was im allgemeinen bequemer ist, so

ist γ in Kilogramm pro 100 ccm zu setzen. Das spezifische Gewicht des Gußeisens ist je nach der Zusammensetzung verschieden und liegt zwischen 7,2 und 7,4, wenn das Eisen keine Hohlräume enthält. Da jedoch kompakte Gußstücke wie Schwungräder leicht kleine Hohlräume in Blasenform enthalten, rechne man etwa mit 7,0 (sonst wird bei Gußstücken meist mit 7,25 gerechnet). Mit den oben angenommenen Maßeinheiten ist γ also = 7000 bzw. 0,70 zu setzen.

174. Bei reinen Masseschwungrädern ist wegen der Wahlunsicherheit von ε die Querschnittsermittlung für einige Nachbarwerte des vorläufig gefundenen D erwünscht. Es gilt dabei zunächst nach Gleichung 15

$$\begin{aligned} G_1 v^2 &= \varphi 2 g E; & G_1 \left(\frac{\pi D n}{60} \right)^2 &= \varphi 2 g E; \\ G_1 D^2 &= \frac{3600 \cdot 2 g \varphi E}{\pi^2 n^2}, & \text{oder wegen } \pi^2 &= \sim g \\ & & G_1 D^2 &= 7200 \cdot \varphi \frac{E}{n^2} \end{aligned} \quad (18)$$

Aufstellung einer Tabelle für G_1 bei Annahme verschiedener D , in welche auf Grund der in der Zusammenstellung S. 93 enthaltenen Werte von G/G_1 auch die schätzungsweisen Werte des Gesamtgewichtes G aufgenommen werden können.

Fortsetzung der Schwungradberechnung.

175. Mit dem oben (Art. 160) gefundenen $E = 41700$ kgm ergibt sich nach Formel 18

$$G_1 D^2 = 7200 \varphi \frac{41700}{130^2} = 7200 \varphi 2,468.$$

Es muß nun D gewählt und φ geschätzt werden. Wählt man ε in der Formel 16 S. 95 zwischen den Grenzwerten 1,7 und 2,3 liegend = 2,0, so wird, da $\sqrt[5]{2,468} = 1,198$ ist, $D = 2 \cdot 1,198 = 2,396$ m.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Schwerpunktkreises wird damit bei 130 Umdrehungen pro Minute = $\frac{1}{60} \cdot 130 \pi 2,369 = 16,1$ m, das ist etwas wenig; D möge daher etwas größer = 2,6 m gewählt werden. Mit 2,6 m wird $\varepsilon = \frac{2,6}{1,198} = 2,17$, womit sich das Rad schon dem Typ der luftig gebauten Räder mit verhältnismäßig schwerem Radstern und leichtem Kranz nähert. Es werde demgemäß in Anlehnung an die Tabelle auf S. 93 geschätzt (zwischen Reihe 2 und 3)

$$\varphi = 0,925; \quad G = 1,4 G_1;$$

damit wird $G_1 D^2 = 7200 \cdot 0,925 \cdot 2,468$ und mit $D = 2,6$

$$G_1 = 2432,5 \text{ kg}; \quad G = 1,4 \cdot 2432,5 = 3405,5 \text{ kg}.$$

176. Die Radgeschwindigkeit im Schwerpunktkreis wird mit $D = 2,6 \text{ m}$ $v_s = 17,7$. Wenn das Rad als Seilscheibe ausgebildet ist und man die Entfernung der etwas in die Seilrillen eingedrückten Seilmitten von dem Schwerpunktkreis (etwa mit Benutzung von Führer 40, 50) = 65 mm schätzt, so wird die Triebgeschwindigkeit $v_t = \frac{1}{60} 130 \pi (2,6 + 2 \cdot 0,065) = 18,6 \text{ m}$. Wenn eine bestimmte Seilgeschwindigkeit vorgeschrieben oder durch die Antriebsbedingungen der Transmission gegeben gewesen wäre, hätte man den Seilscheibendurchmesser nach derselben wählen müssen. Die Seilgeschwindigkeit von 18,6 m liegt zwischen praktisch vorkommenden Grenzwerten (15 bis 30). Sehr viel höhere Seilgeschwindigkeiten kommen vereinzelt vor (vgl. den Bericht von C. Bach in der Ztschr. d. V. d. I. 1883 S. 351 u. f. ¹⁾).

Aus dem Gewicht des Kranzes und dem Durchmesser des Schwerpunktkreises ergibt sich der Kranzquerschnitt nach Formel

$$F = \frac{2432,5}{\pi \cdot 2,6 \cdot 0,70} = 425,4 \text{ qcm.}$$

177. Wenn das Schwungrad ein reines Massenschwungrad sein soll und nicht gleichzeitig als Triebrad dienen soll, kann man dem Kranz die Maße der Fig. 68 geben, welche die berechnete

Fig. 68.

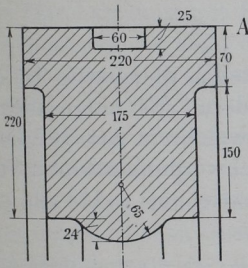
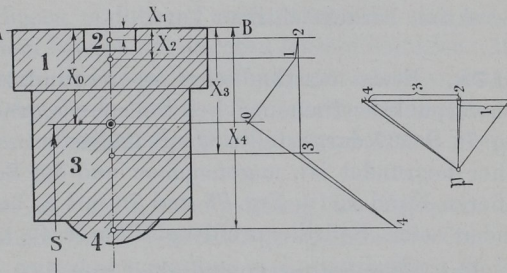


Fig. 69.



Querschnittsfläche liefern. Der Schaltzahnkranz außen ist dabei mit dem halben Querschnitt in Rechnung gestellt (Lücke gleich Zahn angenommen).

¹⁾ Seilschwungräder für große Seilgeschwindigkeiten bei mäßiger Tourenzahl werden außerordentlich schwer, weil der Kranz, um die nötige Steifigkeit zu erhalten, über das aus Rücksichten auf die Massenträgheit erforderliche Maß verstärkt werden muß. Solche Räder, die als reine Triebräder zu konstruieren sind, aber trotzdem als Schwungräder reichlich genügen, sind in der Aufstellung S. 93 nicht mit enthalten; das Verhältnis G/G_1 erreicht bei ihnen oft den Wert 2.

Es muß alsdann die Lage des Schwerpunktes dieses Querschnittes bestimmt werden, was rechnerisch oder graphisch geschehen kann, rechnerisch mittels der Gleichung

$$x_0 = \frac{\sum f x}{\sum f},$$

in welcher die x auf eine beliebige auf der Symmetrieebene senkrecht stehende Gerade, z. B. auf AB , zu beziehen sind (Fig. 69).

Im vorliegenden Falle rechnet man am besten das äußere Rechteck voll und zieht das halbe Rechteck des Schaltkranzes ab:

$$x_0 = \frac{f_1 x_1 - 1/2 f_2 x_2 + f_3 x_3 + f_4 x_4}{f_1 - 1/2 f_2 + f_3 + f_4};$$

x_0 wird gefunden = 110,8 mm = 0,1108 m und damit der Außendurchmesser des Schwungrades $D_a = 2,6 + 2 \cdot x_0 = 2,8216$ m.

Graphisch ist die Ermittlung des Schwerpunktes in Fig. 69 rechts durchgeführt. Dabei ist ebenfalls das volle äußere Rechteck eingeführt und der Abzug des halben Schaltzahnkranzquerschnittes durch eine entgegengesetzt gerichtete Kraft bewirkt.

Wenn man den äußeren Durchmesser auf ein volles Maß abrundet, so tritt eine Veränderung des Durchmessers des Schwerpunktkreises ein, die man durch erneute Berechnung von G_1 mit dem veränderten Durchmesser und durch eine kleine Querschnittskorrektur berücksichtigen kann.

178. Etwas umständlicher, aber grundsätzlich gleichartig ist die Schwerpunktbestimmung bei Seilchwungrädern. Es möge die in Fig. 75 S. 107 dargestellte Querschnittsform, welche in Art. 192 noch näher begründet ist, angenommen und der Schwerpunktabstand vom äußeren Rand x_0 (in Fig. 75 und 76 mit c_0 bezeichnet) = 114 mm gefunden sein. Seilrillenprofil vgl. Führer 40, 50.

Bei einer Seilgeschwindigkeit von 18,6 m ist die bei normaler Leistung zu übertragende mittlere Umfangskraft $U = \frac{N \cdot 75}{v_t} = \frac{110 \cdot 75}{18,6} = 444$ kg, bei maximaler Leistung von 160 PS_e ist $U = 646$ kg. Wenn pro Quadratcentimeter Seilquerschnitt 6 bis 8 kg übertragen werden können, so ergibt sich mit Annahme von Seilen mit 50 mm Durchmesser bei 7 kg pro Quadratcentimeter eine übertragbare Kraft von 137 kg pro Seil. Es werden also für 646 kg 4,71, voll gerechnet 5 Seile erforderlich; ein sechstes werde als Reserve zugegeben, damit nicht sogleich Kürzen und Neuspleißen notwendig wird, wenn sich einige Seile gestreckt haben und schlaff geworden sind.

Festigkeitsberechnungen des Rades.

179. Die Zugbeanspruchung des frei gedachten Ringes ist

$$\sigma_z = \frac{\gamma}{g} v^2,$$

wenn alle Größen auf m bezogen werden, also die Geschwindigkeit v des Schwerpunktkreises in Metern, das spezifische Gewicht in Kilogramm pro Kubikmeter, die Spannung in Kilogramm pro Quadratmeter. Mit den üblichen Maßeinheiten (γ in Kilogramm pro Liter, σ in Kilogramm pro Quadratzentimeter) ist

$$\sigma_z = 0,1 \frac{\gamma}{g} v^2. \quad (19)$$

Im vorliegenden Falle wird mit $v_s = 17,7$

$$\sigma_z = 0,1 \frac{7,25}{9,81} 17,7^2 = 23,15 \text{ kg/qcm.}$$

Das spezifische Gewicht des Gußeisens ist entgegen Art. 173 hier wieder mit seinem vollen Wert eingesetzt, weil eingeschlossene Blasen den Zugquerschnitt mindestens in gleichem Maße schwächen, wie sie das Gewicht vermindern.

Für die weitere Rechnung ist jedoch diese Unterscheidung des spezifischen Gewichtes unbequem. Bei Berechnung der Gesamtkräfte aus den Spannungen müßte man reduzierte Querschnittsflächen wegen der Durchsetzung mit Blasen einführen; auch entspricht eine solche Rechnungsweise nicht dem Brauch bei anderen Maschinenteilen. Man berücksichtigt ja allgemein derartige in ihrer Größe nicht vorauszu- sehende Schwächungen des Querschnitts schon durch die Einführung entsprechend niedrigerer zulässiger Spannungen für den voll gerechneten Querschnitt.

Es möge daher hier wie bei der Berechnung des Volumens aus dem erforderlichen Gewicht (Art. 176) mit einem spezifischen Gewicht des Gußeisens von 7,0 gerechnet werden und die größere Gefahr der Blasenbildung in den massigen Gußstücken durch Einführung niedrigerer zulässiger Materialbeanspruchungen berücksichtigt werden. Die unter diesen Annahmen berechnete, durch die Fliehkraft am frei gedachten Ringe hervorgebrachte Zugspannung möge mit σ_0 bezeichnet werden.

$$\sigma_0 = 0,1 \frac{7,0}{9,81} 17,7^2 = 22,35 \text{ kg/qcm.}$$

Es ist zu beachten, daß die Formel 19 den Raddurchmesser nicht enthält, sondern außer dem spezifischen Gewicht nur noch die Geschwindigkeit. Daher ergibt sich für die Zugbeanspruchung im

frei gedachten Radkranz folgende einfache Tabelle mit einem spezifischen Gewicht von 7,0 für Gußeisen:

$v =$	10	12	15	18	20	22	25	30	35 ¹⁾	40	m/sec.
$\sigma =$	7,14	10,28	16,06	23,12	28,54	34,54	44,60	64,22	87,41	114,17	kg/qcm.

Zu der Zugbeanspruchung treten Biegungsbeanspruchungen durch die radiale Zugkraft der Arme; denn der Ring dehnt sich infolge der Tangentialspannungen, der Umfang wird größer und damit auch der Durchmesser. Dieser Vergrößerung des Durchmessers widersetzen sich die Arme mit ihrer Zugfestigkeit.

Näheres über Festigkeitsberechnung von Schwungrädern vgl. u. a.

Grashof, Theorie der Elastizität und Festigkeit S. 278 ÷ 282,

Tolle, Die Regelung der Kraftmaschinen 3. Kap.,

Demuth, Ztschr. d. V. d. Ing. 1893 S. 1077,

Goebel, „ „ „ „ „ 1898 S. 352,

„ „ „ „ „ 1899 S. 237,

Bredt „ „ „ „ „ 1901 S. 267,

Köchy, Über Schwungradexplosionen, Verhandlungen des Vereins für Gewerbefleiß 1886 S. 25 ÷ 80.

Hier sollen nur roh die Hauptmaße bestimmt werden, welche dann wieder die Grundlage einer Nachrechnung der Spannungen mit den genaueren Methoden bilden können.

Kranzverbindungen.

180. (Verschiedene Verbindungen vgl. Führer 40, 56 ÷ 58, ferner die Figuren daselbst S. 830 bis 832.)

Die Kranzverbindung hat die Kräfte aufzunehmen, welche bei ungeteiltem Kranz das volle Material zu übertragen hat, d. h. im vorliegenden Falle dem Querschnitte von 425,4 qcm und der Zugspannung von 22,35 kg/qcm entsprechend $425,4 \cdot 22,35 = \sim 9500$ kg.²⁾ Diese Kraft hat jede Schnittstelle aufzunehmen.

¹⁾ Bei Gas- und ölmaschinen sind Radgeschwindigkeiten von 35 m keine Seltenheit.

²⁾ Meist wird die Zugkraft an der Teilungsstelle (weniger zweckmäßig) ohne Bezugnahme auf die Ringspannungen so gerechnet, daß man die Fliehkraft des halben Kranzes, angreifend in dem Schwerpunkt der Halbkreislinie, mit dem Radius S (Abstand vom Mittelpunkt = 0,637 S) auf die beiden Teilungsquerschnitte verteilt.

Mit einem Kranzgewicht von 2432,5 kg, also einem Gewicht des halben Kranzes von 1216,25 kg, einem Abstände des Schwerpunktes von der Drehachse von $0,637 \cdot 1,3 = 0,8281$ m, einer Geschwindigkeit des Schwerpunktes von 11,27 m wird die Fliehkraft des Halbringes senkrecht zu den Teilflächen gleich rund 19 000 kg. Auf jeden der Schnitte entfällt die Hälfte dieser Kraft, also 9500 kg (wie oben).

Unbequem wird die Rechnungsweise, wenn das Rad mehrfach geteilt ist dann muß man die Schnittkräfte jedes Abschnittes zunächst paarweise zu einer

Der Schwerpunkt aller Verbindungsquerschnitte muß mit dem Schwerpunkt des Kranzprofils zusammenfallen, damit Biegebbeanspruchungen möglichst vermieden werden. Die Erfüllung dieser Bedingung ist bei reinen Massenschwungrädern (besonders bei Verwendung des Keilankers als Verbindungsmittel) leichter möglich wie bei Treibschwungrädern. Wenn dieser Forderung nicht voll entsprochen werden kann, so müssen die Verbindungsquerschnitte erheblich verstärkt werden.

Keinesfalls dürfen die Stoßflächen an der Teilungsstelle so angeordnet sein, daß die Verbindungsteile die Biegungskräfte noch vergrößern (vgl. über eine infolge einer solchen fehlerhaften Konstruktion eingetretene Schwungradexplosion Ztschr. d. V. d. Ing. 1900 S. 605).

181. Bei erheblichen Abweichungen des Schwerpunktes der Verbindungsquerschnitte von dem des Kranzquerschnittes ist es zu empfehlen, von der Teilung des Rades zwischen den Armen abzuweichen und das Rad auf einem Armpaar zu teilen oder aber bei Teilung zwischen zwei Armen die Verbindungsstelle durch eine anspannbare Verankerung mit der Nabe zu verbinden (Notbehelf bei vorhandenen Rädern, welche durch Vernachlässigung der obigen Regel und schwache Bemessung der Verbindungsteile gefährdet erscheinen). Die Verankerung nach der Nabe, welche anspannbar sein muß, braucht dabei nicht erheblich stärker zu sein, als zur Aufhebung des durch die exzentrische Lage der Kranzverbindung geschaffenen Momentes erforderlich ist. Solche Hilfsverbindungen sollten, um die statische Unbestimmtheit zurücktreten zu lassen, bei ausreichender Festigkeit möglichst elastisch sein, d. h. über die ganze Länge gleich beansprucht werden, also als Körper gleicher Festigkeit ausgeführt sein.

182. Um die Zugkraft von 9500 kg durch eine Keilankerverbindung nach Fig. 70 aufzunehmen, ist bei Verwendung von Schmiedeeisen (Flußeisen) für den Anker und Zulassung einer Zugbeanspruchung von 600 kg/qcm^1 ein Querschnitt von $\frac{9500}{600} = 15,83 \text{ qcm}$ ausreichend,

radialen Resultierenden zusammensetzen und diese dann den Fliehkräften des Abschnittes gleichsetzen. Es ist daher in allen Fällen die obenangegebene Rechnungsweise vorzuziehen.

¹⁾ Die Zugbeanspruchung ist eine gleichsinnige und ruhende, weshalb nach den üblichen Grundsätzen für die Wahl der Beanspruchungen mit k_z noch höher gegangen werden dürfte. Angesichts der Möglichkeit einer Überschreitung der Radgeschwindigkeit durch Unvollkommenheiten in der Regulierung oder Versagen derselben und der schweren Folgen von Schwungradexplosionen möge jedoch bei einfacher Verbindung der Wert 600 nicht überschritten werden.

wenn der Schwerpunkt aller Verbindungsquerschnitte mit dem Schwerpunkt des vollen Kranzprofils zusammenfällt.

Läßt man bei Schrauben (Fig. 74) wegen unvermeidlicher Nebenbeanspruchungen nur 450 kg¹⁾ zu, so ist ein Querschnitt von 23,75 qcm erforderlich, der durch zwei Schrauben von 1 $\frac{3}{4}$ " mit einem Kernquerschnitt von 2·11,3 qcm genau genug erreicht wird.

183. Empfehlenswert ist es jedoch, die Verbindungsquerschnitte reichlicher zu bemessen, solange die Unterbringung größerer Querschnitte keine Schwierigkeiten bietet. Das trifft bei zentraler Anordnung etwa zu bis zu Radgeschwindigkeiten von 25 m. Bei 25 m ist die Zugbeanspruchung des Kranzes $\sigma_0 = 44,6$ kg/qcm (Art. 179).

Wenn der Baustoff der Verbindungsglieder eine Zugfestigkeit von 600 kg/qcm zuläßt, dürfte der kleinste Zugquerschnitt der Verbindungsglieder $= \frac{44,6}{600} \sim 0,0743$ des Kranzquerschnittes sein. Setzt man beim Keilanker (Fig. 70) das Verhältnis des vollen Querschnittes zu dem durch das Keilloch geschwächten $= \frac{1}{0,6}$, so muß der volle Querschnitt des Keilankers $= \frac{0,0743}{0,6} = 0,124$, das ist rund $\frac{1}{8}$ des Kranzquerschnittes, sein.

Für eine zentrale Schraubenverbindung ergibt sich mit einer zulässigen Zugbeanspruchung im Kern von 450 kg/qcm für 25 m Radgeschwindigkeit ein kleinster Querschnitt von $\frac{44,6}{450} = 0,099$. Wenn man bei Verwendung von feinem Kraftgewinde (vgl. Art. 74) das Verhältnis des Kernquerschnittes zum Bolzenquerschnitt im Mittel $= 0,8$ annimmt, ergibt sich auch hier ein Verhältnis des Bolzenquerschnittes zum Kranzquerschnitt von $\frac{0,099}{0,8} = 0,124 =$ rund $\frac{1}{8}$. Bei Verwendung von Whitworthgewinde werden die Bolzen etwas stärker anzunehmen sein.

184. Mit der einfachen Regel: voller Verbindungsquerschnitt in der Teilfläche $= \frac{1}{8}$ des Kranzquerschnittes, wird man also für alle Räder bis zu 25 m Geschwindigkeit die Verbindung vorläufig disponieren können, um zunächst zu prüfen, ob es möglich ist, den

¹⁾ Die Einführung dieser Zugbeanspruchung setzt jedoch schon eine Bearbeitung der Schraube und der Auflageflächen voraus, welche eine axiale Kraftwirkung gewährleistet: Gewinde schneiden auf der Drehbank, Bearbeitung der Mutterauflagefläche in einer Aufspannung mit dem Muttergewinde auf der Drehbank; Fräsen der Auflageflächen am Radkörper nach einem Verfahren, durch welches mit Sicherheit Parallelismus der Auflageflächen erreicht wird (vgl. auch Führer 38, 9).

Schwerpunkt der Verbindungsquerschnitte mit dem des Kranzquerschnittes¹⁾ zusammenzubringen.

Eine Nachrechnung der auftretenden Beanspruchungen sollte auch dann stattfinden, wenn dies gelingt und daher bei Geschwindigkeiten unter 25 m anzunehmen ist, daß die Beanspruchungen unter denjenigen Werten bleiben, deren Zugrundelegung auf das Querschnittsverhältnis $\frac{1}{8}$ führte. Unbedingt erforderlich ist eine solche Nachrechnung, wenn es nicht gelingt, die beiden Schwerpunkte zusammenzubringen (Art. 192 ÷ 195).

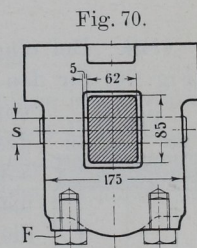
185. Die gleichartige Bemessung der Verbindungs konstruktion für alle Räder gleichen Kranzquerschnittes bis zu 25 m Geschwindigkeit ohne Rücksicht auf die Geschwindigkeit gestattet einmal eine Normalisierung und gewährt dann für Räder mit geringeren Geschwindigkeiten, ohne daß die Kosten der Verbindung übermäßig groß werden, eine größere Sicherheit bei etwaiger erheblicher Überschreitung der Geschwindigkeit infolge Durchgehens der Maschine.

Die Verbindungen von Rädern über 25 m Geschwindigkeit mögen einzeln gerechnet werden (vgl. Art. 191).

186. Es möge zunächst als Sonderbeispiel eine durch den Schwerpunkt des Kranzquerschnittes gehende Keilankerverbindung für ein reines Massenschwungrad mit dem Querschnitt Fig. 68 auf S. 97 im einzelnen berechnet werden, jedoch nicht für eine Geschwindigkeit von 17,7 m, sondern von 25 m.

Die Rechnung ist ganz ähnlich wie die der Verbindung von Kolbenstange und Kreuzkopf bei zylindrischem Einsatz nach Art. 93. Die geringeren Beanspruchungen waren dort durch die wechselnde Belastung bedingt.

Die Keilanker (Fig. 70) bleiben außen meist roh oder werden doch nur oberflächlich bearbeitet, ebenso bleiben die Ankerlöcher im Radkörper roh. Daher ist auch die rechteckige Querschnittsform, welche andernfalls größere Bearbeitungskosten verursachen würde wie die runde, der runden hier vorzuziehen wegen der besseren Einfügung in den annähernd rechteckigen Querschnitt des Kranzes selbst. Wegen der rohen Flächen muß zwischen Keilanker und Ankerlochwandung ein



¹⁾ Als Kranzquerschnitt ist hierbei der Querschnitt des Kranzes außerhalb der Verbindung einzuführen, nicht etwa der durch Löcher, Augen usw. für die Verbindung veränderte Querschnitt.

Spielraum bleiben, welcher unvermeidlich die Traglänge des Keils etwas vergrößert.

Um bei rohem Keilanker eine zufällige Verschiebung der beiden Stoßflächen gegeneinander zu verhindern, wendet man zweckmäßig eine oder zwei Fugenschrauben F an F (Fig. 70 und Führer 40, 56).

Es ist selbstverständlich, daß auch bei äußerlich roh bleibenden Keilankern alle Kraftaufgestellen und die Keile selbst sorgfältig zu bearbeiten sind.

187. Wenn man zuläßt, daß der Auflagedruck des Keils im Keilanker das 1,5fache der Zugbeanspruchung in dem schwächsten Querschnitt ist, ergibt sich das Verhältnis des schwächsten Zugquerschnittes f_z zum Gesamtquerschnitt f des prismatischen Zugankers, wenn nach f_a die Auflagefläche des Keils im Keilanker ist

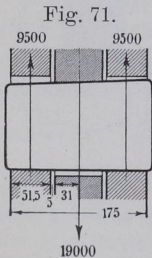
$$f_a 1,5 k_z = f_z k_z; \quad f_a + f_z = f; \quad f_a = f - f_z; \quad (f - f_z) 1,5 = f_z; \quad 1,5 f = 2,5 f_z; \\ f_z = 0,6 f.$$

Bei einer Radgeschwindigkeit von 25 m ist die Zugkraft in dem unterbrochenen Kranzquerschnitt von 425,4 qcm $Z = 44,6 \cdot 425,4 = \sim 19\,000$. Mit $k_z = 600$ wird $f_z \cdot 600 = 19\,000$; $f_z = 31,7$ qcm; $f = \sqrt[3]{1,7/0,6} = 52,8$ qcm.

Wählt man die Seitenmaße dieses Querschnittes = 85 und 62 mm, so wird die Keilstärke $s = 85 \frac{52,8 - 31,7}{52,8} = 34$ mm.

Der Flächendruck wird damit, wie zur Kontrolle festgestellt werden mag, $= \frac{19\,000}{3,4 \cdot 6,2} = 900$ kg/qcm, d. h. wie angenommen = $1,5 \cdot 600$.

188. Bei einem Spielraum von 5 mm rings um den Anker bleibt (Fig. 70) für den Keil eine Auflagelänge im gußeisernen Radkörper von $175 - 62 - 2 \cdot 5 = 103$, womit sich ein Flächendruck des Stahlkeils auf Gußeisen von $\sqrt[3]{19\,000/10,3} \cdot 3,4 =$ rund 550 kg/qcm ergibt, der noch zur Not zugelassen werden mag (sonst ist entweder durch Anguß von Nocken die Auflagelänge zu vergrößern oder durch Wahl anderer Seitenmaße für den Keilanker, z. B. 96 und 56 mm, mit welchen die Keilbreite = 38,5 mm wird, die Auflagefläche zu vergrößern).



Wenn für den Keil guter Flußstahl gewählt wird, darf die Beanspruchung $= \frac{4}{3}$, die des Flußeisens $= \frac{4}{3} \cdot 600 = 800$ kg/qcm gewählt werden. Mit Rücksicht darauf, daß die Annahme konzen-

trierter Belastung zu ungünstig ist, möge $k_b = 900$ eingeführt werden. Das Biegemoment ist nach Fig. 71

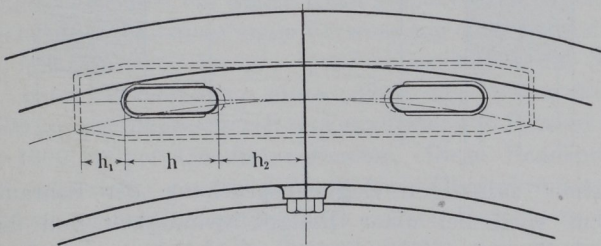
$$M_b = 9500 (3,1 + 0,5 + \frac{1}{2} \cdot 5,15) = \sim 58\,700 \text{ kgcm};$$

$$\text{aus } 58\,700 = \frac{b h^2}{6} \cdot 900 = \frac{3,4 h^2}{6} \cdot 900 \text{ folgt } h = 10,7 \text{ cm} = 107 \text{ mm.}$$

Es mögen halbkreisförmige Abrundungen eingeführt werden und die Höhe auf 115 mm durch Schätzung vergrößert werden.

189. Für die Höhen h_1 und h_2 Fig. 72 sind bekanntlich einfache Rechnungen auf Schub nicht anwendbar oder doch nur unter Einführung ganz kleiner Schubbeanspruchungen zulässig.

Fig. 72.



Setzt man nach Bach h_1 bei abgerundeten Keilauflageflächen $= 0,5$ der errechneten Keilhöhe $= 0,5 \cdot 107 = \sim 54$ mm, so wird man h_2 , um gleiche Festigkeit zu erzielen wie im Anker, in Erwägung, daß die Schubfestigkeit des Gußeisens etwa $= 0,4$ des Flußeisens ist, setzen können

$$0,4 \cdot 2 \cdot 10,3 \cdot h_2 = 2 \cdot 6,2 \cdot 5,4; \quad h_2 = 8,1 \text{ cm.}$$

Da jedoch beim Antreiben der Keile durch Schläge leicht starke Überanstrengungen auftreten und da solche stoßweisen Überanstrengungen für Gußeisen besonders gefährlich sind, möge hier weitergehende Vorsicht geübt werden und h_2 gleich dem 1,5fachen des errechneten Wertes gemacht werden

$$h_2 = 1,5 \cdot 8,1 \text{ cm} = \sim 120 \text{ mm.}$$

Alle Spannungen und Flächendrucke werden bei der Radgeschwindigkeit der Aufgabe von 17,7 m sich zu den bei einer Radgeschwindigkeit von 25 m hier zugrunde gelegten verhalten wie $17,7^2$ zu 25^2 , wie 313,3 zu 625, rund wie 1 zu 2, also nur halb so groß sein wie die zugelassenen.

190. In Fig. 74 ist noch eine Verbindung mit Schrauben für ein reines Massenschwungrad dargestellt, dessen Kranzquerschnitt (Fig. 73) einerseits zur gedeckten Unterbringung der Schrauben und dann um den Schwerpunkt der Verbindungsquerschnitte mit dem Kranzquerschnitt zur Deckung zu bringen, dieser Verbindungsart angepaßt ist.

Fig. 73.

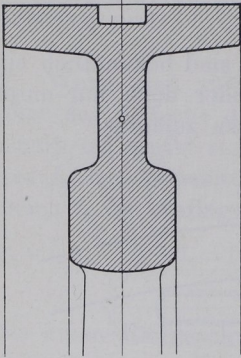
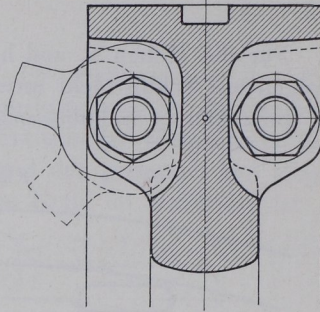


Fig. 74.



Mit einer zulässigen Zugbeanspruchung der Schrauben von 450 kg/qcm wird bei einer Radgeschwindigkeit von 25 m ein Kernquerschnitt von $\frac{19000}{450} = 42,3 = 2 \cdot 21,15$ qcm erforderlich, der durch zwei Schrauben von $2\frac{1}{2}$ " mit je 24,1 qcm Kernquerschnitt bei Anwendung von Whitworthgewinde reichlich gewonnen wird. Mit feinem Kraftgewinde (Art. 74 und 110) würden zwei Schrauben von $2\frac{1}{4}$ " mit $2 \cdot 21,7$ qcm Querschnitt genügen.

191. Mit der gewählten Querschnittsform ist es noch gelungen, den Schwerpunkt des Kranzes mit dem der Verbindungssteile zur Deckung zu bringen. Wenn das mit den bisher besprochenen Verbindungsmitteln nicht möglich ist, muß man bei schnell laufenden Rädern Schrumpfbverbindungen zu Hilfe nehmen, welche eine vorteilhaftere Placierung gestatten, aber der Schraubenverbindung nicht gleichwertig zu erachten sind. Sie werden dann in der Regel gemeinsam mit einer Schraubenverbindung oder Keilankerverbindung angewandt.

Wenn möglich, sollte wegen der ungleichen Vorspannung der geschrumpften und angezogenen Verbindungssteile wenigstens bei schnell laufenden Rädern der Schwerpunkt der Glieder jeder der beiden Verbindungsarten für sich mit dem Schwerpunkt des Kranzquerschnittes zusammenfallen.

Es ist üblich, wenn Schrumpfverbindungen neben anderen Verbindungen angewandt werden, jede Verbindung für sich so zu berechnen, daß sie zur Not allein die auftretenden Kräfte aufzunehmen im stande ist. Natürlich geht man mit der Spannung der einzeln gerechneten Verbindungsteile über die obenangegebenen Werte hinaus.

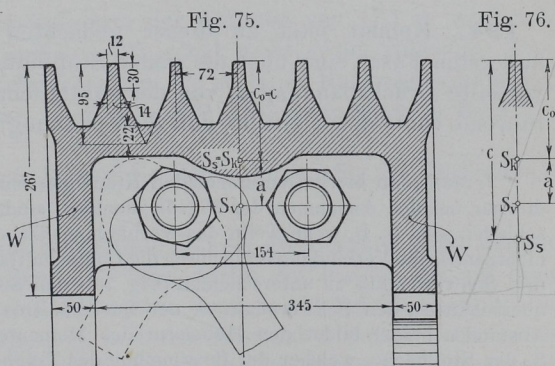
Bei Schwungrädern von Verbrennungsmotoren mit 30 bis 38 m Geschwindigkeit macht die Unterbringung ausreichender Verbindungsquerschnitte Schwierigkeiten. Man verwendet für die Verbindungsglieder dann ganz besonders zuverlässiges Material, sorgt für durchaus zentrale Belastung der Zugquerschnitte und geht mit der zulässigen Beanspruchung weit hinauf.

Indem man die Annahme macht, daß die Querschnitte jeder Verbindungsart für sich die ganze Kraft aufzunehmen haben, belastet man die Schrumpfverbindung unter Verwendung eines besonders zähen Materials mit $750 \div 800$ kg pro Quadratcentimeter, die Schrauben im Kern, unter Verwendung eines zähen und festen Stahls von $5000 \div 5500$ kg/qcm Zugfestigkeit und mindestens 20 Prozent Dehnung, mit $900 \div 1000$ kg pro Quadratcentimeter. Diese Beanspruchungen erscheinen angesichts der Möglichkeit einer Überschreitung der Geschwindigkeit unverhältnismäßig hoch. Doch liegt ja in der unzutreffenden Annahme, daß jeder Querschnitt für sich die ganze Kraft aufzunehmen habe, eine weitergehende Sicherheit.

192. Bei Seil- und Riemenschwungrädern macht es meist einige Schwierigkeiten, Schraubenverbindungen so unterzubringen und die Querschnittsform des

Kranzes so zu wählen, daß der Schwerpunkt des Kranzquerschnittes und der Schwerpunkt der Verbindungsquerschnitte zusammenfallen. Fig. 75 zeigt für die vorliegende Aufgabe die Querschnittsform des Kranzes eines Seil-

schwungrades mit sechs Rillen für Seile von 50 mm Durchmesser (gemäß Art. 178) mit einer Querschnittsfläche von 425,4 qcm (gemäß Art. 176).



Obwohl weit nach innen reichende Seitenwände W angeordnet sind und die Schrauben so weit nach außen gertickt sind, als es der in der Figur angegebene notwendige Schraubenschlüsselausschlag irgend gestattet, ist es nicht gelungen, den Schwerpunkt S_k des Kranzquerschnittes mit dem Schwerpunkt S_v der Verbindungsquerschnitte zur Deckung zu bringen. Der Abstand a beider Schwerpunkte bildet den Hebelarm eines Momentes mit der tangentialen Kranzzugkraft als Momentenkraft. Dieses Moment ruft in der Stoßfuge Biegungsbeanspruchungen hervor, die sich bei freier, d. h. nicht eingepaßter Durchführung der Schraubenbolzen durch die Löcher als erhöhte Zugbeanspruchungen in den Schrauben äußern werden.

193. Die Mehrbeanspruchung der Schrauben durch dies Moment läßt sich unter gewissen Voraussetzungen und Forderungen wie folgt bestimmen:

Wenn J das Trägheitsmoment der Stoßfläche ist, a der Abstand des Schwerpunktes des Kranzquerschnittes von dem der Verbindungsquerschnitte, c der Abstand des Schwerpunktes der Stoßfläche¹⁾ von der äußersten Faser, F_s der Querschnitt der Stoßfläche, F_k derjenige des Kranzes ist, so ist bei der Forderung, daß die Verbindungsschrauben eine solche zusätzliche Druckspannung in der Stoßfläche erzeugen sollen, daß beim Auftreten der Biegemomente die Fuge außen eben nicht klappt:

$$P a = \sigma_b \frac{J}{c}; \quad \sigma_b = P \frac{a c}{J}; \quad P = \sigma_0 F_k;$$

$$\sigma_b = \sigma_0 \frac{F_k}{J} a c.$$

194. Kommt jetzt zu dieser gedachten Zugspannung in der äußersten Faser eine über die ganze Stoßfugenfläche F_s gleichmäßig verteilte Druckspannung σ_d von der zusätzlichen Schraubenkraft herührend von solcher Größe, daß die Spannung in der äußersten Faser

¹⁾ Man muß hierbei unterscheiden Kranzquerschnittsfläche und Stoßfläche, die nur bei den Annahmen der Fig. 75 identisch sind. Man hat, wenn sie verschieden sind (z. B. wenn Teile des Verbindungsflansches aufliegen oder wenn nichtzentrische Verbindungsteile durch die Querschnittsfläche des Kranzes gehen), drei Schwerpunkte zu unterscheiden (Fig. 76): den Schwerpunkt S_k des Kranzquerschnittes, den Schwerpunkt S_v der Querschnitte der Verbindungsteile (der Abstand a beider bildet den Hebelarm des Momentes) und den Schwerpunkt S_s der Stoßfläche, welcher der Bestimmung des Trägheitsmomentes für die vorliegende Betrachtung zugrunde zu legen ist. Fig. 76 setzt voraus, daß Stoßfläche und Kranzquerschnittsfläche nicht identisch sind. In der Fig. 75 fallen S_k und S_s zusammen.

eben = 0 wird entsprechend der Forderung, daß die Fuge gerade eben noch nicht klappt, so muß sein $\sigma_d = \sigma_b$ und

$$\sigma_d = \sigma_0 \frac{F_k}{J} a c.$$

Die zusätzliche Schraubenkraft ist $P_z = \sigma_d F_s$;

$$P_z = \sigma_0 F_k \frac{F_s}{J} a c.$$

Im vorliegenden Falle ist, wie eine besondere hier nicht ausgeführte Rechnung für den in Fig. 75 dargestellten Querschnitt ergibt, das Trägheitsmoment in bezug auf eine durch den Schwerpunkt der Stoßfläche gehende horizontale Achse $J = 19\,621,4 \text{ cm}^4$; $F_k = 425,4 \text{ cm}^2$; $a = 5,1 \text{ cm}$; $c = 11,4 \text{ cm}$; damit wird

$$\sigma_d = \sigma_0 \frac{425,4}{19621,4} \cdot 5,1 \cdot 11,4 = 1,26 \sigma_0.$$

Die zusätzliche Schraubenkraft ist also

$$P_z = 1,26 \sigma_0 F_s,$$

die gesamte von den Schrauben aufzunehmende Zugkraft

$$Q = 1,26 \sigma_0 F_s + \sigma_0 F_k \text{ oder, da hier } F_k = F_s \text{ ist:}$$

$$Q = \sigma_0 (1,26 + 1) F_k = 2,26 \sigma_0 F_k,$$

also über doppelt so groß wie bei zentraler Verbindung. Wenn zunächst die Verbindung für eine Radgeschwindigkeit von 25 m nachgerechnet wird, ergibt sich $Q = 2,26 \cdot 44,6 \cdot 425,4 = 42\,890 \text{ kg}$. Auf zwei Schrauben von $2\frac{1}{4}''$ mit feinem Kraftgewinde und $2 \cdot 21,7 \text{ qcm}$ Querschnitt verteilt ergibt sich eine Zugbeanspruchung von $\sigma_z = 988 \text{ kg/qcm}$, ganz unzulässig.

Für die Radgeschwindigkeit der Aufgabe von 17,7 m wird mit $\sigma_0 = 22,35$, $Q = 21\,490$ und $\sigma_z = 495$, nicht mehr recht zulässig. Das Rad ist mit dieser Verbindung nur bis zu einer Radgeschwindigkeit von 16,9 m verwendbar, wenn $k_z = 450 \text{ kg/qcm}$ zugelassen wird.

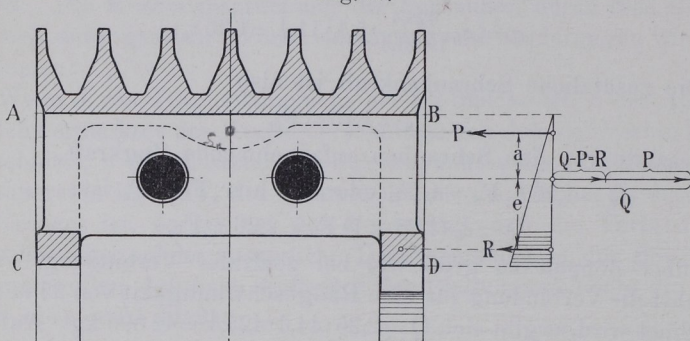
195. Es lassen sich jedoch die Bedingungen für die Verbindung noch etwas verbessern:

Zunächst haftet der Forderung, daß die Fuge außen nicht klaffen soll, eine gewisse Willkür an. Man dürfte ein Klaffen bis auf eine mäßige Grenze zulassen. Es müßte dann das Trägheitsmoment, die Lage des Schwerpunktes S_s und der Abstand c für den von innen bis zur angenommenen Klaffgrenze reichenden Querschnitt gerechnet werden, ähnlich wie das bei Stabilitätsberechnungen von gemauerten Schornsteinen mit klaffend angenommenen Fugen geschieht.

Dann aber belasten die in der Nähe des Stoßflächenschwerpunktes liegenden Flächen die Verbindungsteile unnötig, ohne an der Aufnahme der Biegemomente namhaften Anteil zu nehmen. Deshalb ist es zweckmäßig, die Flächen in der Mitte auszusparen und nur innen und außen aufliegen zu lassen, wie das in Fig. 77, in welcher die aufliegenden Stoßflächen als Ansichtsflächen leicht schraffiert sind, angegeben ist.

Wenn man jetzt noch zuläßt, daß die Fuge bis zur Innenbegrenzung A B (Fig. 77) der äußeren Auflagefläche klappt, so ergibt sich für die innere Auflagefläche das in Fig. 77 rechts dargestellte Spannungsbild: Die Resultierende R der Flächenkräfte der inneren

Fig. 77.



Auflage bildet dann mit der von den Biegemomenten in der Verbindung herrührenden zusätzlichen Schraubenkraft $Q-P$ ein Kräftepaar mit dem Hebelarm e , welches dem aus der exzentrischen Lage der Schraubenverbindung herrührenden Moment das Gleichgewicht zu halten hat. Es ist

$$eR = Pa; \text{ mit } e = 8,0 \text{ a} = 5,1 \text{ cm wird } R = \frac{5,1}{8,0} P = 0,64 P.$$

Mit $P = 9500$ wird $R = \sim 6100$ kg und $Q = P + R = 15600$.

Hieraus ergibt sich für eine Radgeschwindigkeit von 17,7 m in zwei Schrauben mit $2 \cdot 21,7$ qcm Kernquerschnitt eine Zugspannung in dem Schraubenkern von 359 kg/qcm. Läßt man eine Zugspannung von 450 kg pro Quadratcentimeter unter Beibehaltung der Querschnitte zu, so ergibt sich die Geschwindigkeit, bis zu welcher das Rad mit der gewählten Verbindung verwendbar ist, aus

$$1,64 P = 1,64 \sigma_0 425,4 = 2 \cdot 21,7 \cdot 450,$$

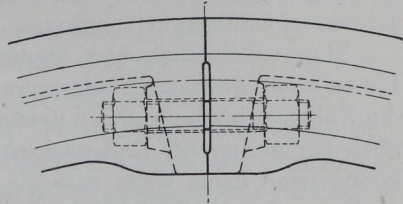
woraus $\sigma_0 = 27,96$ folgt. Setzt man diesen Wert in die Gleichung 19 S. 99 mit $\gamma = 7,0$ ein, so findet man $v = 19,79$ m.

196. Die innere Auflagefläche (Stützfläche) muß so bemessen sein, daß der Flächendruck an der inneren Kante das zulässige Maß (welches man 150 bis 200 kg/qcm setzen mag) nicht überschreitet.

Die Rechnung unter der Annahme der inneren Profilkante CD (Fig. 77) als Kippkante durchzuführen ist unzulässig oder doch nur für den vorläufigen Entwurf der Verbindung statthaft, weil die Annahme einen unendlich großen Flächendruck in der Kippkante voraussetzt.

Um den Hebelarm e zu vergrößern und damit R zu verkleinern, kann man mit der Stützfläche nach innen aus dem Profil des Kranzes herausgehen (Fig. 78).

Fig. 78.



197. Ob das in den Art. 193 bis 195 vorausgesetzte Klaffen oder Nichtklaffen der Fuge tatsächlich eintritt, hängt natürlich nicht von den bei der Entwicklung gemachten Annahmen ab, sondern davon, wie stark der Arbeiter die Schrauben anzieht, oder bei einer Keilanker-Verbindung, wie stark er die Keile antreibt. Die auf diese Weise in eine Verbindung gebrachten Vorspannungen werden ja aber niemals bei Berechnung der Verbindungsteile in Rechnung gestellt, weil beim Eintreten der Betriebskräfte die Vorspannungen sich vermindern und bei übermäßiger Vorspannung eine beim Hinzutreten der Betriebskräfte eintretende kleiner bleibende Formänderung der Verbindungsteile dieselben für die Zukunft dauernd so weit entlastet, daß eine nochmalige Überanstrengung nicht eintritt.

Im vorliegenden Falle sind bei den Annahmen über das Klaffen der Fuge die Vorspannungen so weit unberücksichtigt geblieben, als sie das für die Erfüllung dieser Annahmen erforderliche Maß überschreiten.

198. Die Verbindung der beiden Radhälften an der Nabe wird in der Regel so gerechnet, als ob sie die ganze Fliehkraft einer Radhälfte aufzunehmen habe, also die Kranzverbindungen wirkungslos seien. Die Annahme entspricht ebensowenig den Tatsachen wie die unten, in Art. 210 bis 222 ausführlicher besprochene, daß die Arme die ganze Fliehkraft der einzelnen Ringsegmente aufzunehmen haben. Läßt man die übliche Annahme gelten, so kommt man auf die gleichen Verbindungsquerschnitte wie am Kranz. Die an der Radhälfte wirkende

Kraft wird meist nach dem auf S. 100 Anm. 2 angegebenen Verfahren gerechnet, besser aber gleich $2\sigma_0 F_k$ gesetzt; auf jeden Halbschnitt kommt dann die Hälfte davon.

Vielfach hält man auch mit Rücksicht darauf, daß die Annahme sehr ungünstig ist, für die Nabenverbindung einen schwächeren Verbindungsquerschnitt wie am Kranz für ausreichend, etwa 0,8 des Kranzverbindungsquerschnittes.

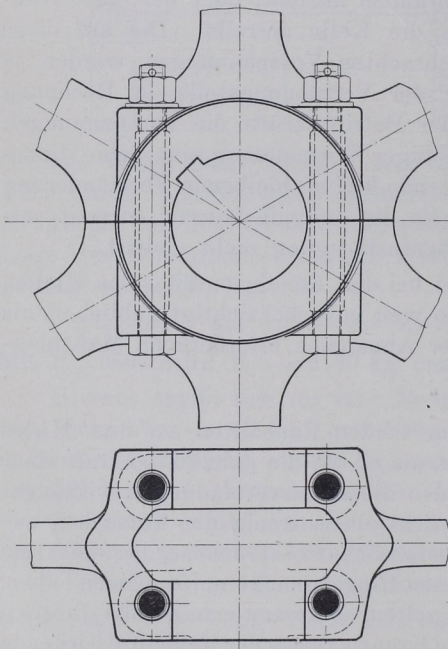
Man sollte auch hier ähnlich wie bei den Kranzverbindungen bis zu einer gewissen Radgeschwindigkeit, etwa wieder bis zu 25 m, die Nabenverbindung gleich großer Räder gleich stark ausführen, d. h. auch bei geringerer Radgeschwindigkeit mit 25 m rechnen. Damit kommt man dann, wenn man an der Rechnungsweise mit der Vollwirkung der Fliehkräfte festhält, mit einer gleichen Betrachtung wie im Art. 183 zu einer Verhältniszahl.

199. Obwohl die Rechnungsweise nach gewisser Richtung eine überreichliche Sicherheit gewährt, läßt sie doch die hauptsächlichsten Kraftwirkungen ganz außer acht und liefert daher in manchen Fällen

unzureichende Verbindungsquerschnitte. Die Verbindung wird vor allem durch Kräfte beansprucht, welche von den Keilen bei Übertragung der Drehmomente auf die Nabe ausgeübt werden, ferner durch die Anzugkräfte der Keile.

Bezüglich der verschiedenen Größen und wechselnden Richtung der bei Übertragung der Drehmomente an den Keilanlagen auftretenden Kräfte gilt fast das gleiche, was in Art. 203 bis 205 über die Biegebungsbeanspruchung der Arme gesagt ist. Man hat auch hier zu unterscheiden Treibschwungräder und reine Massenschwungräder; letztere wieder danach, ob an der Arbeitsmaschine plötzlich auftretende starke Widerstände zu erwarten sind oder nicht.

Fig. 79.



200. Für Treibschwungräder bis zu 25 m Geschwindigkeit empfehle ich den Querschnitt f der Nabenschrauben im Kern (statt der unzutreffenden Berechnung auf Zug) nach einer Verhältniszahl und zu wählen für einen Halbschnitt (Fig. 79) zu setzen

$$f = (2 + D) 0,02 F_k, \quad (20)$$

wörin D der Durchmesser in Metern, F_k der Kranzquerschnitt in gleichen Maßeinheiten wie f (Quadratcentimeter) ist.

Für die vorliegende Aufgabe würde sich ergeben

$$f = (2 + 2,6) \cdot 0,02 \cdot 425,4 = 39,1 \text{ qcm.}$$

Zwei Schrauben von $2\frac{1}{4}$ " mit Whitworthgewinde mit einem Kernquerschnitt von $2 \cdot 18,87$ qcm genügen nicht ganz. Bei Anwendung von feinem Kraftgewinde verbleibt ein Kernquerschnitt von $2 \cdot 21,7$ qcm. Es ist bei der mit der vorstehenden Formel sich ergebenden Schraubensstärke für Treibschwungräder nicht gerade erforderlich, noch Schrumpfringe um die Nabe zu legen; doch sind sie auch hier häufig zu finden.

201. Die obige Formel ist auch für reine Massenschwungräder bis zu 25 m Geschwindigkeit verwendbar, wenn plötzlich an der Arbeitsmaschine auftretende Widerstände ausgeschlossen sind. Die Hinzufügung von Schrumpfringen ist hier jedoch zu empfehlen.

Wenn aber solche Widerstände zu erwarten sind, verstärke man die Schrauben nach Gutdünken und lege kräftige Schrumpfringe um die Nabe. Eine besonders kräftige Verbindung ist wegen der Kurzschlußgefahr beim Antrieb von Gleichstromgeneratoren sowohl für die Nabe des Schwungrades wie für die Nabe des Generatorankers erforderlich.

Die Nabenverbindung von Schwungrädern von mehr wie 25 m Kranzgeschwindigkeit mag man nach der üblichen, in Art. 198 angegebenen Regel berechnen und sie, wenn ungewöhnliche Inanspruchnahmen durch plötzliche an der Arbeitsmaschine auftretende Widerstände zu erwarten sind, so gut es geht nach Gutdünken noch verstärken.

202. Um die Verbindung des Rades mit der Welle schon an dieser Stelle im Entwurf fertigzustellen, möge das Ergebnis der Berechnung und Feststellung der Wellenstärke am Schwungradsitz hier vorweggenommen werden. Bei dem in Art. 227 gefundenen Wellendurchmesser von 288 mm im Schwungradsitz werde nach Führer 40, 16 ein Keil von $35 \cdot 65$ qmm Querschnitt gewählt. Die Nutenmittelebene werde gegen die Teilebene um 45° geneigt. Die Anwendung von Tangentialkeilen hat für Treibschwungräder keinen Zweck; für reine Schwungräder von größeren Abmessungen ist sie aus den im Führer 40, 21 ÷ 23 angegebenen Gründen zu empfehlen.

Berechnung der Arme.

203. Die Arme werden, wie bemerkt, durch die Fliehkraft auf Zug beansprucht. Zu dieser Zugbeanspruchung tritt eine Biegebungsbeanspruchung durch die Drehkräfte. Wenn man von Rädern mit sehr hoher Kranzgeschwindigkeit absieht, überwiegt im allgemeinen die Biegebungsbeanspruchung.

Man hat bezüglich der Übertragung der Drehkräfte auf den Kranz mehrere Fälle zu unterscheiden, deren Auseinanderhaltung für die Beurteilung der Beanspruchung der Arme notwendig ist:

1. Die Kraft wird am Umfange des Schwungrades abgeleitet:
 - a) Riemenschwungräder und Seilschwungräder;
 - b) Schwungraddynamos; der Dynamoanker ist gleichzeitig Schwungrad (bei Gleichstrom selten).
2. Die Kraft wird von der Welle abgeleitet durch eine besondere Riemen- oder Seilscheibe (bei kleinen Gas- und Ölmaschinen häufig) oder durch einen besonders aufgesetzten Dynamoanker (bei Gleichstrom das Übliche).

204. Im Falle 1 ist durch die Arme das durch die ganze Maximalkraft T_{\max} (Fig. 64 S. 83) hervorgebrachte Moment auf das Schwungrad zu übertragen; im Falle 2 dagegen fließt der zur Überwindung der Gegendrehkräfte dienende Teil direkt durch die Welle weiter, so daß nur der maximale Überschuß oder Unterschuß T_1 und T_2 der Tangentialkraftmomente auf den Schwungradkranz zu übertragen ist.

Während aber im ersten Falle die Biegemomente (abgesehen von ganz kleinen Gegendrehkräften in der Nähe des Hubwechsels) gleichgerichtet sind, wechseln sie im zweiten Falle von einem größten positiven zu einem etwa ebenso großen negativen Wert. Die Abmessungen der Arme werden daher im zweiten Falle kaum kleiner sein dürfen wie im ersten.

205. Bei den reinen (d. h. nicht gleichzeitig als Treibrad wirkenden) Schwungrädern kommt jedoch noch ein Umstand hinzu, durch welchen sie oft ungünstiger dastehen wie Riemen- und Seilschwungräder. Die bisherigen Betrachtungen setzen eine gleichmäßige oder langsam mit der Außenbelastung sich verändernde Gegenkraft voraus. Wenn aber an der Arbeitsmaschine plötzlich große Widerstände auftreten, so werden die Arme durch dieselben außerordentlich stark auf Biegung beansprucht (z. B. bei Walzenzugmaschinen im normalen Betrieb, bei Dynamomaschinen, besonders Gleichstrommaschinen, durch Kurzschluß).

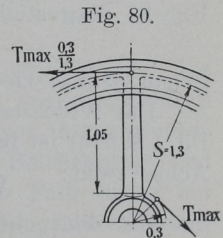
Von solchen an den Arbeitsmaschinen auftretenden plötzlichen Widerständen bleiben die Arme von Schwungrädern mit Kraftabnahme am Umfang (Fall 1) fast ganz unberührt, weil die Wuchtkräfte des Kranzes, ohne die Arme zu passieren, unmittelbar auf die Arbeitsmaschine übertragen werden, während beim Antrieb der Arbeitsmaschine durch die Kraftmaschinenwelle die Wuchtmomente des durch die Widerstände aufgehaltenen Schwungradkranzes durch die Arme nach der Welle geleitet werden müssen.

Wenn solche plötzlichen Widerstände zu erwarten sind, ist das Schwungrad bei Überwindung derselben eigentlich als Schwungrad der Arbeitsmaschine und nicht der Kraftmaschine anzusehen und nach besonderen Grundsätzen zu berechnen. Walzenzugmaschinen erhalten aus diesem Grunde meist schmiedeeiserne Arme.

206. Aber auch wenn solche plötzlich auftretenden Widerstände nicht zu erwarten sind, sollte man, um die Rückwirkungen kleiner unvorhergesehener plötzlicher Widerstände zu berücksichtigen, die Arme von reinen Schwungrädern reichlicher bemessen als die von Treibschwungrädern, was dadurch geschehen kann, daß man etwa das 2- bis 3fache der mittleren Tangentialkraft der Biegungsrechnung zugrunde legt. Bei dieser Rechnungsgrundlage wird man für die zulässige Biegungsbeanspruchung pro Quadratzentimeter dann aber etwa die gleichen Werte einführen dürfen wie bei Treibschwungrädern.

207. Da hier ein Seilchwungrad Anwendung finden soll, ist die größte Tangentialkraft T_{max} für die Biegungsbeanspruchung der Arme ohne Zuschlag maßgebend.

T_{max} wird gemessen = 49,5 mm. Es bedeutet 1 mm nach Art. 157 113,6 kg, also $49,5 \pm 113,6 \cdot 49,5 = 5623$ kg, also pro Arm $\frac{1}{6} 5623 = 937$ kg. Läßt man das Einspannungsmoment am Kranz vorläufig außer acht und reduziert diese Kraft von dem Kurbelradius auf den Schwerpunktkreisradius S , so erhält man eine Umfangskraft an jedem Arm von $937 \cdot 0,3 / 1,3 = 216$ kg, welche nach Ausmaß (vgl. Fig. 80) an einem Hebelarm von 105 cm wirkt, und demgemäß ein Biegungsmoment von $105 \cdot 216 = 22680$ kgcm ausübt.



208. Für die Bemessung der Arme sind, wenn sie mit dem Kranz zusammengelassen werden, nicht allein Festigkeitsrücksichten maßgebend: der Anschlußquerschnitt des Armes darf in keinem zu

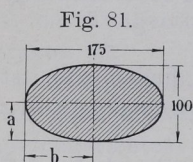
großen Mißverhältnis zu dem Kranzquerschnitt stehen. Ferner ist es im Interesse einer Normalisierung wünschenswert, die Armsterne für Räder von gleichem Durchmesser und gleichem Querschnitte solange für verschiedene Geschwindigkeiten und Drehkräfte gleich stark auszuführen, als diese Größen reichliche Mittelwerte nicht überschreiten. Damit werden dann Räder für verhältnismäßig kleine Geschwindigkeiten und Drehkräfte niedrigere Beanspruchungen aufweisen wie gleich große Räder für höhere Geschwindigkeiten, Drehkräfte oder Drehkraftschwankungen.

Um diesen Gründen Rechnung zu tragen, habe ich die nachstehende Faustformel für den kleinsten Armquerschnitt an der Anschlußstelle an den Kranz aufgestellt, welche sich an Mittelwerte einer größeren Zahl ausgeführter Schwungräder und Treibschwungräder anlehnt und auf Erwägungen allgemeiner Art stützt: Der Querschnitt f_a eines Armes an der schwächsten Stelle sei

$$f_a = 0,2 \text{ cm } D + 0,6 \frac{F_k}{m}. \quad (21)$$

Hierin bedeutet D den Durchmesser des Schwerpunktkreises in Zentimetern, F_k den Kranzquerschnitt in Quadratzentimetern, m die Armzahl (vgl. auch Art. 216).

209. Im vorliegenden Falle wird, wenn man die Armzahl $m=6$ wählt mit $D=260 \text{ cm}$ und $F_k=425,4 \text{ qcm}$, der Armquerschnitt am



Kranz = 95 qcm. Vergrößert man die linearen Querschnittsmaße der Arme nach der Nabe zu auf das 1,2fache, was bei geometrisch ähnlichen Querschnitten mit einer Querschnittsvergrößerung auf das 1,44fache gleichbedeutend ist, so kommt man auf einen Querschnitt des Armes an der Nabe von 136 qcm, der bei Wahl eines elliptischen Querschnittes durch die in Fig. 81 dargestellte Querschnittsfläche

$$f_n = \pi a b = \pi 8,75 \cdot 5 = 137 \text{ qcm}$$

genau genug wiedergegeben wird.

Das Widerstandsmoment dieses Querschnittes (vgl. u. a. Hütte 21 Bd. I S. 555) ist für Momente, deren Ebene senkrecht auf der kleinen Achse steht:

$$W = \pi/4 b^2 a = \pi/4 8,75^2 \cdot 5 = 300 \text{ cm}^3.$$

Mit dem oben gefundenen Biegemoment ergibt sich die Biegebungsbeanspruchung an der Armwurzel aus

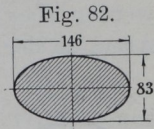
$$M = W \sigma_b; \quad 22\,680 = 300 \sigma_b; \quad \sigma_b = 75,4 \text{ kg/qcm}.$$

Hierzu kommt die in nachstehenden Artikeln berechnete Zugbeanspruchung.

An den Kranz mögen die Arme mit dem in Fig. 82 dargestellten Querschnitt mit sanften Rundungen angeschlossen sein, welcher die Querschnittsfläche der Faustformel (95 qcm) ungefähr wiedergibt mit

$$\pi 7,3 \cdot 4,15 = 95,24 \text{ qcm.}$$

210. Die Zugbeanspruchung der Arme wird häufig unter der (einen großen Sicherheitsgrad darstellenden) Annahme berechnet, daß die Arme allein die Fliehkraft der zugehörigen Kranzsegmente aufzunehmen haben und die Ringspannungen im Kranz bei der Tragung nicht mitwirken. Es wird unten gezeigt werden, daß bei den gebräuchlichen Querschnittsverhältnissen von Kranz und Armen die tangentialen Ringspannungen den Hauptteil der Fliehkräfte aufnehmen.



Hier mögen zunächst die Zugkräfte nach dem üblichen Verfahren gerechnet werden: Die Fliehkraft Z_k des ganzen Kranzes ist

$$\frac{G_1}{g} \frac{v_1^2}{S} = \frac{2432,5}{9,81} \frac{17,7^2}{1,3} = \text{rund } 60\,000 \text{ kg.}$$

Bei sechs Armen kommt auf jeden $\frac{1}{6}$ hiervon, also rund 10 000 kg. Die von der Kranzfliehkraft herrührende Zugspannung im kleinsten Querschnitt von 95 qcm (Fig. 82) wird damit = 105,26 kg/qcm.

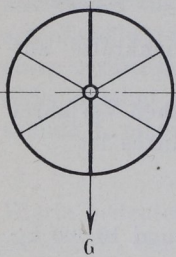
211. In dem am stärksten auf Biegung beanspruchten Armquerschnitt an der Armwurzel treten zu der Zugbeanspruchung durch die Fliehkräfte des Kranzes, welche in einem Querschnitt von 137 qcm bei 10 000 kg eine Zugspannung von 73 kg/qcm ergeben, noch die Zugspannungen durch die Fliehkraft der Arme selbst. Eine rohe Überschlagsrechnung ergibt das Gewicht des Armes = 80 kg, seinen Schwerpunktradius = 0,78 m, seine Fliehkraft = 1178 kg. Daraus folgt eine von der Eigenfliehkraft der Arme herrührende Zugbeanspruchung (im Querschnitt von 137 qcm) von 8,6 kg/qcm.

212. Schließlich werden die Arme noch durch das Gewicht des Schwungrades, und wenn dasselbe ein Treibrad ist, auch noch durch den Seilzug beansprucht. Es wird, da die hiervon herrührenden Beanspruchungen gering sind, eine ganz rohe Betrachtung und Spannungsberechnung genügen: Der ungünstigste Fall dürfte bei sechs Armen der sein, daß zwei Arme in die Hauptkrafttrichtung fallen. Der eine dieser beiden Arme wird hierbei auf Druck, der andere auf Zug beansprucht. Die Druckspannung kann außer acht gelassen werden, weil sie nur die viel stärkeren anderweitigen Zugbeanspruchungen vermindert.

Wz. II / S. 224

Die seitlichen Arme üben wegen der starken Neigung und wegen der Formänderungsmöglichkeit des Kranzes mit ihren Zugkräften und Druckkräften nur eine geringe Tragwirkung aus. Die Biegemomente in den seitlichen Armen und ihr Anteil an der Tragwirkung können deshalb nicht groß sein, weil die Druck- und Zugsteifigkeit der in die Hauptkraftrichtung fallenden Arme eine starke Deformation nicht zuläßt. Einen gewissen kleinen Anteil werden aber auch die seitlich von der Hauptkraftrichtung stehenden Arme an der Aufnahme der Kräfte haben. Es ist also die Annahme, daß nur zwei Arme an der Aufnahme der Kräfte beteiligt sind, ungünstiger als die Wirklichkeit.

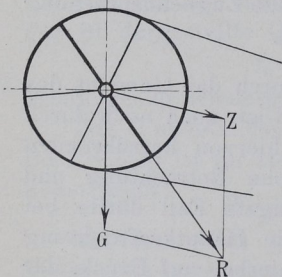
Fig. 83.



213. Wenn vom Seilzug abgesehen wird oder zunächst der Fall behandelt wird, daß das Schwungrad nur als Schwungrad und nicht gleichzeitig als Treibrad dient, so hat jeder der beiden tragenden Arme das halbe Gewicht des Kranzes und eines Teiles der Arme aufzunehmen. Der Kranz wiegt (nach Art. 175) 2432,5 kg, das ganze Rad 3405,5 kg; das von den Armen zu tragende Gewicht werde = 3000 kg geschätzt, so daß auf jeden der beiden Arme eine Zug- oder Druckkraft von 1500 kg komme, welche in dem nach unten gerichteten Arm an der Wurzel in dem Querschnitt von 137 qcm eine Zugspannung von 10,9 kg erzeugt (Fig. 83).

214. Wenn noch der Seilzug hinzukommt, der für die vorliegende Rechnung gleich dem 4fachen der zu übertragenden Kraft (vgl. Art. 178 und 224) gesetzt werden möge, so wird man wieder sehr

Fig. 84.



sicher gehen, wenn man die Resultierende aus Radgewicht G und Seilzug Z für die Berechnung der Armbeanspruchung zugrunde legt; denn die Seilkräfte beanspruchen fast nur die Arme des umspannten Bogens, und zwar auf Druck. Die Beanspruchung auf Druck kommt aber aus dem in Art. 212 angegebenen Grunde nicht in Betracht. Auf dem nicht umspannten Bogen können die Seilkräfte nur kleine sekundäre Zugspannungen durch Kranzdeformationen hervorbringen. Wenn man trotzdem statt G für das Seilrad die Resultierende R (Fig. 84) einführt, so kommt man mit der in der Skizze angenommenen mittleren Richtung des Seilzuges auf eine Zugspannung von 16 kg/qcm.

215. Die an der Armwurzel auftretenden sich addierenden Zugspannungen sind also:

die von der Fliehkraft des Kranzes herrührende	= 73 kg/qcm
die von der Fliehkraft des betreffenden Armes herrührende	= 8,6 „
die von dem Radgewicht und dem Seilzug her- rührende	= 16,0 „
	97,6 kg/qcm
hierzu kommt die Bieigungsbeanspruchung mit	75,4 „
so daß die Gesamtspannung	173,0 kg/qcm
beträgt.	

Für einen bei einem auftretenden Bruch so gefährlich werdenden Maschinenteil, wie es ein Schwungrad ist, wird man mit der Beanspruchung nicht gerne über 150 kg/qcm gehen. Da jedoch die Annahmen über die Aufnahme der Fliehkkräfte für die Armbeanspruchung viel zu ungünstig sind (wie noch gezeigt werden wird), auch das durch den ungelenkigen Anschluß der Arme an den Kranz bedingte äußere Einspannungsmoment außer acht gelassen wurde, kann man bei der vorstehenden Rechnungsweise unbedenklich bis zu 200 kg/qcm im ganzen gehen und damit die gewählten Abmessungen als passend beibehalten.

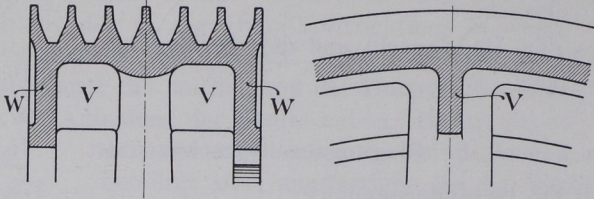
216. Das an den Kranz anschließende Ende der Arme wird in ähnlicher Weise beansprucht wie die Wurzel. Die Beanspruchung durch die Fliehkraft der Arme selbst kommt in Fortfall. Mit der gleich ungünstigen Annahme über die Aufnahme der Kranzfliehkkräfte wie vorher wird bei dem vorläufig gewählten Querschnitt Fig. 82

die Zugbeanspruchung durch dieselben (nach Art. 210)	105,26 kg/qcm
die Zugbeanspruchung durch Radgewicht und Seilzug	23,00 kg/qcm
	zusammen 128,26 kg/qcm

Die Bieigungsmomente am äußeren Armende werden von der Bieigungssteifigkeit des Kranzes und von der Steifigkeit des Anschlusses abhängen. Je elastischer der Anschluß ist, desto kleiner wird das Einspannungsmoment sein, desto geringer wird die Beanspruchung des äußeren Armendes auf Biegung sein, desto mehr werden sich aber die Bedingungen dem für die Beanspruchung der Armwurzel an der Nabe weniger vorteilhaften, in Art. 207 vorausgesetzten Zustand nähern.

Das hier gewählte Kranzprofil ist zwar wegen der Wangen W (Fig. 85) als Ganzes ziemlich steif, jedoch ist der Anschluß der Arme an die Wangen durch die Platten V, welche nachgeben werden,

Fig. 85.



einigermaßen elastisch. Die Biegebungsbeanspruchung des äußeren Armendes wird daher wahrscheinlich geringer sein wie die des Armes an der Wurzel.

Wenn der Kranz und der Anschluß sehr steif sind, wie das bei reinen Massenschwungrädern der Fall ist, empfiehlt es sich, die Arme nach außen hin weniger stark zu verjüngen und den äußeren Querschnitt etwas stärker zu wählen.

Es sei daher für die erste Wahl des äußeren Armquerschnittes solcher Räder an Stelle der Formel 21 für Räder bis zu 25 m Geschwindigkeit empfohlen:

$$f_a = 0,2 \text{ cm } D + 0,8 \frac{F_k}{m} \quad (22)$$

bei einer Vergrößerung der linearen Maße nach der Nabe zu auf nur das 1,1 fache.

Vielfach erhalten die Arme statt des elliptischen Querschnittes einen gedrungenen I-Querschnitt, um bei mäßigem Querschnitt die Biegebungsbeanspruchungen besser aufzunehmen.

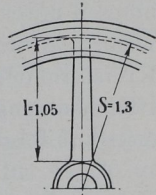
217. Um sich über den Anteil der tangentialen Ringspannungen an der Aufnahme der Fliehkräfte ein Bild zu machen, ohne eine vollständige Nachrechnung des Schwungrades als statisch unbestimmtes System durchzuführen, werde die nachfolgende Betrachtung angestellt:

Der freie Ring erfährt durch die Beanspruchung von 22,35 kg/qcm (Art. 179) bei einem zu 900 000 angenommenen Elastizitätsmodul des Gußeisens eine Längung pro Meter Umfang = $22,35/900\,000$ m oder $22,35/900$ mm = 0,0248 mm, d. h. bei $2,6 \cdot \pi$ m Umfang $0,0248 \cdot 2,6 \pi = 0,202$ mm.

Der Radius vergrößert sich durch die elastische Erweiterung des frei gedachten Ringes um $0,0248 \cdot 1,3 = 0,0322$ mm.

Ein unendlich dünner Arm, welcher der freien Dehnung des Ringes keinen Widerstand entgegengesetzt, würde (wenn man die Länge des Armes wegen der Starrheit der Nabe nach Fig. 86 = 1,05 m setzt) eine Streckung von $0,0322/1,05 = 0,0307$ mm pro Meter erfahren und damit eine Zugbeanspruchung von nur $0,0307 \cdot 900 = 27,6$ kg pro Quadratcentimeter erhalten.

Fig. 86.



Das gleiche Resultat hätte man übrigens auch unmittelbar aus der Erwägung finden können, daß pro Längeneinheit die radiale Vergrößerung gleich der des Umfanges ist und daß die radiale Gesamtdehnung von der Armlänge l , welche kürzer ist wie der Radius, hergegeben werden muß. Demgemäß wird die Zugspannung unendlich dünner Arme sein

$$= 22,35 S/l = 22,35 \cdot 1,30/1,05 = 27,6 \text{ kg/qcm.}$$

218. Denkt man sich jetzt den Querschnitt der Arme allmählich vergrößert, so werden die Spannungen pro Quadratcentimeter zunächst ziemlich unverändert bleiben, weil die kleinen Armquerschnitte den Ring an seinem Dehnungsbestreben nur wenig hindern, so daß die Spannungen aus der Dehnungsgleichung, welche den Querschnitt nicht enthält, näherungsweise berechnet werden dürfen. Je größer dann aber der Querschnitt des Armes angenommen wird, desto mehr hält der Arm den Ring davon ab, sich radial so zu dehnen, wie er es unter dem Einfluß der Fliehkräfte und der tangentialen Ringspannungen allein tun würde.

Die Dehnung der Arme ist also pro Meter Armlänge kleiner wie 0,0307 mm und damit sind auch die Spannungen kleiner wie 27,6 kg/qcm.

219. Man erkennt, daß die oben gemachte und der meist üblichen Rechnungsweise entsprechende Sicherheitsannahme, nach welcher die Ringspannungen bei der Berechnung der Arme auf Zug außer acht gelassen werden, sich sehr weit von der Wirklichkeit entfernt, indem sich oben eine Zugbeanspruchung von 73 kg/qcm ergab, während sie nach vorstehender Betrachtung kleiner wie 27,6 kg/qcm sein muß.

Führt man diesen letzteren Wert statt 73 kg/qcm ein, so kommt man bei der Summation der Spannungen in Art. 215 auf 127,6 kg/qcm. Hervorzuheben ist noch, daß die einfache Summation der von den Kranzfliehkräften herrührenden Spannungen zu den von den Armfliehkräften herrührenden nicht korrekt ist und rechnungsmäßig größere

Spannungen ergibt, als sie tatsächlich auftreten. Statt $27,6 + 8,6 = 36,2$ wird unter gleichzeitiger Berücksichtigung des in Art. 218 Gesagten schätzungsweise etwa zu setzen sein $0,9 \cdot 27,6 + 4 = \sim 29$ kg/qcm.

220. Die Berechnung der in den Armen auftretenden Zugspannungen unter Berücksichtigung der Ringspannungen bietet übrigens, wenn man die Fliehkraft der Arme selbst und die Veränderung der Kreisform des Ringes außer acht läßt, keine Schwierigkeiten. Durch Gleichsetzung der radialen Dehnung der Arme und des Kranzes wird man auf folgende Gleichung geführt:¹⁾

$$\sigma_a = \sigma_0 \frac{1}{\beta + 0,159 \cdot \alpha}, \text{ worin } \beta \equiv \frac{l}{S} \frac{E_1}{E_2} \text{ ist} \quad (23)$$

und σ_a die Zugspannung in dem mittleren Armquerschnitt bedeutet, σ_0 die Spannung des frei gedachten Ringes (im vorliegenden Falle $= 22,35$ kg/qcm), l die (zur Berücksichtigung einer gewissen kleinen Nebenelastizität etwas reichlich abzugreifende) Armlänge (Fig. 86), S den Radius des Schwerpunktkreises des Kranzes, E_1 den Elastizitätsmodul des Kranzmaterials, E_2 den des Armmaterials, in der Regel $E_1 = E_2$, α das Verhältnis des mittleren Gesamtquerschnittes aller Arme zum Kranzquerschnitt.²⁾

221. Im vorliegenden Falle ist der mittlere Armquerschnitt $= \frac{1}{2} (137 + 95) = 116$ qcm, der Querschnitt von sechs Armen somit $= 696$ qcm und das Verhältnis zu dem Kranzquerschnitt von $425,4$ qcm $\alpha = 1,636$. Mit $\beta = 0,80$ wird $\sigma_a = 0,943 \sigma_0$, d. h. im vorliegenden Falle, da σ_0 nach Art. 179 $= 22,35$ ist, $\sigma_a = 0,943 \cdot 22,35 = 21,08$ kg/qcm, während die Rechnung nach Art. 209 ergab $105,26$ bzw. 73 kg/qcm, also für den mittleren Armquerschnitt $89,13$ kg pro Quadratzentimeter.

Bei praktischen Ausführungen liegt α in der Regel zwischen $1,2$ und $2,2$, womit sich bei einem mittleren β von $0,8$ ergibt

$$\sigma_a = (1,01 \text{ bis } 0,87) \sigma_0.$$

Im vorliegenden Falle ist die tatsächliche Zugspannung der Arme noch nicht $\frac{1}{4}$ derjenigen Spannung, welche sich bei Außerachtlassung der radialen Tragwirkung der tangentialen Ringspannungen ergibt.

¹⁾ Die Formel setzt voraus, daß das Rad im ruhenden Zustande spannungslos ist. Man kann durch Montagespannungen (welche bei Zusammensetzung des Rades aus mehreren Teilen erzeugt werden können) im Betriebe jede gewollte Spannungsverteilung erzielen. Die durch die Arme verursachten Biegungsbeanspruchungen des Kranzes fallen fort, wenn die Montagespannungen so gewählt werden, daß bei voller Tourenzahl $\sigma_a = 0$ wird.

²⁾ Wenn die Arme nach außen zu verjüngt sind, ist der mittlere Armquerschnitt einzuführen, auf den auch die Spannung σ_a zu beziehen ist.

222. Obwohl hiernach die Annahme, daß die Arme allein die Fliehkräfte des Kranzes aufzunehmen haben, nicht einmal ganz roh die tatsächlichen Verhältnisse wiedergibt, wird doch meist mit dieser Annahme gerechnet und eine Zugbeanspruchung von 160 kg/qcm im kleinsten Armquerschnitt zugelassen. Die Biegebungsbeanspruchungen, welche fast stets bedeutend größer sind wie die korrekt gerechneten Zugbeanspruchungen, werden dabei außer acht gelassen.

Die Rechnungsweise, welche hiernach kaum die gleiche Berechtigung hat wie die Einführung guter Verhältniszahlen, liefert für kleine und mittlere Radgeschwindigkeiten (etwa für $v < 20$ m) zu schwache Arme. Im vorliegenden Falle hätte sich mit $v = 17,7$ und einer Zugkraft von 10 000 kg pro Arm ein Querschnitt von $10000/160 = 62,5$ qcm am Kranz, und bei der in Art. 209 empfohlenen Verstärkung nach der Nabe hin ein Querschnitt von 90 qcm an der Nabe ergeben, während 95 qcm und 137 als passend gefunden wurden.

Für schnell laufende Räder von Verbrennungsmotoren liefert das Rechnungsverfahren mit der angegebenen Zugbeanspruchung für die Vorwahl der Armquerschnitte ganz brauchbare Verhältnisse. Da die Formel 21 S. 116 und Formel 22 S. 120 nur bis etwa 25 m Geschwindigkeit für die Vorwahl der Armquerschnitte passende Werte liefern, mag von 25 m an aufwärts das übliche Rechnungsverfahren benutzt werden.

223. Nachdem alle Schwungradmaße feststehen, kann nun eine genauere Ausrechnung des Trägheitsmomentes und des Gewichtes aus den tatsächlichen Abmessungen stattfinden und nachgeprüft werden, wie weit die in den Art. 166 ÷ 169 gegebenen Anhaltspunkte über die Verteilung der Massen für den besonderen Fall zutreffen. Bei erheblichen Abweichungen wird man, wenn Wert auf die genaue Innehaltung des vorgeschriebenen oder gewählten Gleichförmigkeitsgrades zu legen ist, Korrekturen anbringen. Hier mag diese Nachrechnung unterbleiben und auch für die nachfolgende Berechnung der Kurbelwelle das mit einer Verhältniszahl zum Kranzgewicht in Beziehung gebrachte Gesamtgewicht des Schwungrades von 3405,5 kg (Art. 175) zugrunde gelegt werden.

Kurbelwelle.

224. Es kann nun, nachdem das Schwungradgewicht festliegt, anschließend an Art. 136 und 139 die Kurbelwelle weiter berechnet werden.

Zunächst werde der Stirnzapfen am Wellenende berechnet, welcher belastet wird durch den von der Triebwerkskraft herrührenden Auflagerdruck, den auf das Außenlager entfallenden Anteil des Schwungradgewichtes und des Seilzuges.

Hält man vorläufig an dem der Berechnung des Wellenhalses zugrunde gelegten Lagerabstand (Art. 134 Fig. 57) mit $b/c = 1,25$ entsprechend $a/c = 1/4$ fest, so kommen von der Triebwerkskraft von 9400 kg auf das Außenlager $1/4 \cdot 9400 = 2350$ kg.

Für die Belastung durch Seilzug und Schwungradgewicht ist die Richtung des Seilzuges und die Lage des Schwungradsitzes auf der Welle maßgebend. Man wird für den Seilzug im allgemeinen nicht die in dem besonderen Falle anzunehmende (vielleicht schräg nach oben oder nach verschiedenen Höhen gerichtete) Neigung zugrunde legen, sondern einen ungünstigen, aber leicht vorkommenden Fall. Ein sehr ungünstiger Fall wäre der, daß der Seilzug mit der Gewichtsbelastung zusammenfällt. Nach unten gehende Seile kommen aber nicht oder doch nur ganz ausnahmsweise vor. Es möge als verhältnismäßig ungünstig eine mäßige Neigung nach unten gleich der größten Pleuelstangenneigung angenommen werden; dann fallen die von der Triebwerkskraft und vom Seilzug herrührenden Auflagerkräfte zusammen.

Der Seilzug werde wegen des beim Auflegen der Seile stets angewendeten Übermaßes an Spannung gleich dem 4fachen der zu übertragenden Kraft¹⁾ gesetzt.

225. Bei einseitigen Stirnkurbelwellen rückt man das Schwungrad nahe an das Außenlager heran, um das schon durch die Triebwerkskräfte stark belastete Hauptlager von der Belastung durch das Schwunradgewicht und den Seilzug möglichst frei zu halten, ferner um für die Bedienung der Innenseite der Maschine, auf welcher die Steuerung liegt, Platz zu gewinnen, was besonders bei rückwärts laufenden Seilen zu beachten ist und oft noch eine Vergrößerung

¹⁾ Eine Spannkraft von dem 2- bis 3fachen der zu übertragenden Kraft, in beiden Seilsträngen zusammengenommen, würde bei der üblichen Keilform der Seilrillen genügen, wenn alle Seile gleichmäßige Spannung hätten und behielten. Wegen der Längung, welche die Seile im Betriebe erfahren, müssen sie mit größerer Spannung aufgelegt werden. Nicht selten erreicht die anfängliche Zugkraft beider Seilstränge zusammen kurz nach dem Auflegen das 6fache der zu übertragenden Kraft und übersteigt selbst diesen Wert zuweilen noch. Dem Verfasser ist ein Fall bekannt, in welchem ein für normale Verhältnisse ausreichend schwer bemessenes Fundament eines Seilscheibenlagers beim Auflegen der Seile hochkippte.

des Maßes c (Fig. 87) über das sonst übliche Maß notwendig macht. Hier möge vorläufig ein Abstand der Schwungradmitte von der Lagermitte von 600 mm angenommen werden.

Fig. 87.

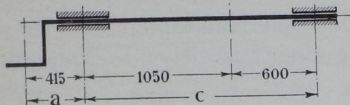
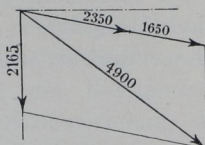


Fig. 88.



Dann wird die auf das Außenlager kommende Komponente des Seilzuges mit den Maßen der Fig. 88 unter Berücksichtigung von Art. 178

$$4 \cdot 646 \frac{1050}{1050+600} = \sim 1650 \text{ kg}$$

und die des Schwungradgewichtes

$$3405,5 \frac{1050}{1050+600} = \sim 2165 \text{ kg.}$$

Die graphische Zusammensetzung dieser Kräfte mit der vom Triebwerk herrührenden Auflagerkraft ergibt nach Fig. 88 eine Belastung des Außenlagers von 4900 kg.

226. Die Außenlager dürfen, weil hier die Pumpwirkung für das Schmieröl wegen des fehlenden Druckwechsels fortfällt und die einseitige Anlage des Zapfens die Wärmeentwicklung auf eine Lagerschale konzentriert, nicht so stark pro Quadratzentimeter belastet werden wie die Lager des Kurbelgetriebes. Setzt man die Zapfenlänge nach Bach (vgl. auch Anhang IV Art. 4)

$$l = \frac{Pn}{w}$$

und wählt w nur = 20000, so wird

$$l = \frac{4900 \cdot 130}{20000} = \sim 32 \text{ cm.}$$

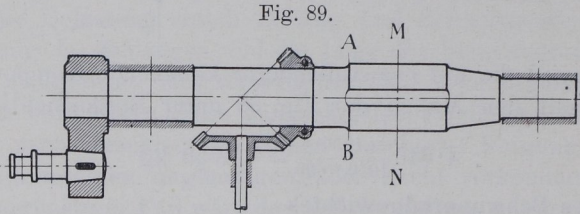
Der Zapfendurchmesser ergibt sich mit $k_b = 400 \text{ kg/qcm}$ aus

$$\pi/32 d^3 400 = 4900 \cdot 16; \quad d = 12,6.$$

Gewählt werde, damit die Zapfenstärke in keinem gar zu großen Mißverhältnis zum Wellendurchmesser steht, $d = 16$.

227. Das Biegemoment der Welle im Schwungradsitz ist = $4900 \cdot 60 = 294000 \text{ kgcm}$. Das vom Schwungrad aus nach dem Außenlager hin gelegene Wellenstück ist nur auf Biegung, das nach dem Hauptlager hin gelegene auch noch auf Verdrehung mit einem Moment von $9400 \cdot 30 = 282000 \text{ kgcm}$ beansprucht.

Die Berechnung der Wellenstärke für die zulässige Beanspruchung ergibt bei den im vorliegenden Falle verhältnismäßig günstigen Lagerungsbedingungen einen so geringen Durchmesser im Schwungradsitz, daß gleich dazu übergegangen werden möge, den Durchmesser frei nach anderen Rücksichten zu wählen: Die Welle werde neben dem Hauptlager gegenüber den Halszapfen um die doppelte Bundhöhe verstärkt, welche, um eine ausreichende Anlauffläche zu



erhalten, in üblicher Weise gewählt werde $= \frac{1}{15} d + 5 \text{ mm} = \frac{1}{15} \cdot 210 + 5 = 19 \text{ mm}$. Mit der Stärke von $210 + 2 \cdot 19 = 248 \text{ mm}$ werde die Welle zylindrisch, mit einem kleinen Absatz von 1 mm für die Anlage des Steuerungszahnrades, also schließlich mit einer Stärke von $248 + 2 \cdot 1 = 250 \text{ mm}$ bis an den Schwungradsitz geführt (Fig. 89).

Für den Schwungradsitz werde die Welle abermals verstärkt durch einen Absatz von reichlich der halben Keilhöhe. Wird die Keilhöhe nach dem Führer S. 809 $= 35 \text{ mm}$ gewählt und der Absatz $= 19 \text{ mm}$ gemacht, so ergibt sich ein Durchmesser im Schwungradsitz von $250 + 2 \cdot 19 = 288 \text{ mm}$.

Es ergibt sich hiermit die ideelle Biegungsspannung, wenn man die Schwächung durch die Keilnute zunächst vernachlässigt, aus der Gleichung

$$\pi_{/32} 28,8^3 \sigma_{bi} = 0,35 \cdot 294000 + 0,65 \sqrt{294000^2 + 282000^2}$$

$\sigma_{bi} = 157 \text{ kg/qcm}$. Für den Schnitt AB mit dem Wellendurchmesser von 250 mm erübrigt sich bei der voraussichtlich sehr niedrigen Spannung die Aufstellung der Biegemomente. Man findet für einen gedachten Wellendurchmesser von 250 mm in der Mitte des Schwungradsitzes $\sigma_{bi} = 240 \text{ kg/qcm}$. Da im Schnitte AB das Biegemoment geringer ist wie im Schnitt MN, wird auch die Spannung kleiner sein wie 240 und damit weit unter dem zulässigen Werte bleiben.

228. Die Verstärkung der Welle am Schwungradsitz empfiehlt sich aus verschiedenen Gründen, auch wenn sie wegen der Festigkeit nicht notwendig ist: einmal braucht die Keilnute nur so lang

zu sein wie der verstärkte Wellenteil, dann werden die Drehmomente von der Welle auf das Schwungrad und umgekehrt besser bei einer stärkeren Welle übertragen, und schließlich wird die Durchbiegung und die Durchbiegungsneigung der Zapfen infolge der Verstärkung geringer.

Für zweiseitige Stirnkurbelwellen mit schwerem Schwungrad in der Mitte ergibt die Festigkeitsrechnung verhältnismäßig stärkere Dimensionen, so daß wenigstens zunächst die Bestimmung des Wellendurchmessers auf Grund einer Festigkeitsrechnung mit den üblichen zulässigen Beanspruchungen zu erfolgen hat.

In allen Fällen ist eine Nachrechnung weit gelagerter Wellen auf Durchbiegungsneigung in den Lagern durchzuführen, wofür auf C. Bachs Maschinenelemente verwiesen sei.

Nachdem die Wellenmaße vorläufig berechnet sind, wird man die Welle mit dem Schwungrad, den Lagern und den Fundamenten maßstäblich in großen Zügen auftragen und prüfen, ob die vorläufigen Annahmen über die Lagerentfernung und die Lage des Schwungradsitzes passend waren, und dann erst die genauere Nachrechnung vornehmen. (Gestellberechnung vgl. Art. 495 und 496.)

Steuerung.

229. Der Entwurf und schon die Bestimmung der wenigen geometrischen Hauptgrößen einer von einem Geschwindigkeitsregulator zu beeinflussenden Reguliersteuerung bieten besonders dem Anfänger nicht unerhebliche Schwierigkeiten, welche zum großen Teil darin liegen, daß es eine bestimmte Lösung selbst dann nicht gibt, wenn die Art der Steuerung genau vorgeschrieben ist. Die Möglichkeiten bei der Wahl gewisser Grundgrößen und die dabei zu nehmenden Rücksichten sind so zahlreich, daß der weniger Geübte leicht fehlgehen kann und auch der Vorgeschrittene nicht immer das Zweckmäßigste trifft.

Die Schwierigkeiten in der Abwägung gewisser widerstreitender Rücksichten sind bei den einfacheren Steuerungen oft größer wie bei den komplizierteren. So fällt bei den Doppelschiebersteuerungen die Einwirkung der Füllungsverstellung auf die Voreinströmung fort, welche bei Steuerungen mit Einfachabschluß (Einschiebersteuerungen und Ventilsteuerungen) Schwierigkeiten verursacht, indem sie besonders bei kleinen Füllungen zu kleinen Öffnungen führt und, wenn man übergroße Exzentrizitäten vermeiden will, zu starker Drosselung