

Will man nach dem Verfahren das Schwungmoment GD^2 bestimmen, so braucht C nur durch $C' = 182200$ für Gußeisen, 197300 für Stahlguß und C_1 durch $C'_1 = 7250$ für Gußeisen, 7850 für Stahlguß ersetzt zu werden.

Für das vorstehend berechnete Rad ergibt sich nach (723):

$$GD^2 = 39,2 J = 39380 \text{ kgm}^2.$$

D. Konstruktive Durchbildung der Schwungräder.

Der Werkstoff der Schwungräder, insbesondere des Kranzes, hängt in Rücksicht auf die Beanspruchung durch die Fliehkraft von der Kranzgeschwindigkeit ab. Bis zu 30 m/sek genügt Gußeisen, bei größeren Geschwindigkeiten müssen Gußeisensorten

hoher Festigkeit, besondere Verstärkungsmittel, Stahlguß und Stahl verwendet werden, die naturgemäß die Schwungräder erheblich verteuern.

Schwungräder für geringe Umfangsgeschwindigkeiten erhalten Formen nach Abb. 2188 und 2189. Das erste, für von Hand betriebene Maschinen, z. B. Rübenschneider, Häckselmaschinen usw., bestimmt, hat elliptischen Kranzquerschnitt und gekrümmte Arme. Auf einem von ihnen sitzt ein Auge zur Befestigung des Handgriffes. Das zweite bezweckt an einer Drehbank mit Fußbetrieb, die Strecklagen der an der Kröpfung angreifenden Treibstange überwinden zu helfen; es

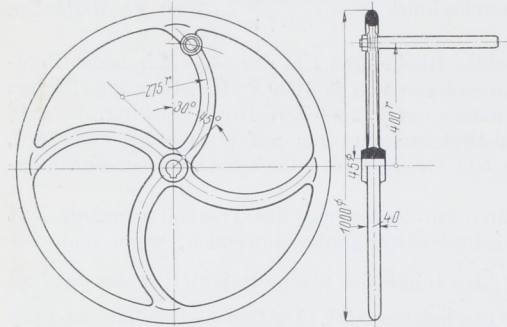


Abb. 2188. Schwungrad für von Hand betriebene Maschinen. M. 1:20.

ist gleichzeitig als Schnurscheibe mit mehreren Rillen zur Veränderung der Spindel-drehzahlen ausgebildet.

Räder für größere Laufgeschwindigkeiten können bis zu 4,4 m Durchmesser, sofern es der Einbau in die Maschine gestattet, aus einem Stück gegossen werden, größere

müssen in Rücksicht auf den Versand auf der Bahn geteilt werden. Beträchtliche Schwierigkeiten bietet die Vermeidung von Gußspannungen; sie zu beschränken, muß in Rücksicht auf die Wirkungen, die das Auseinanderfliegen von Schwungrädern hat, sowohl der Konstrukteur, als auch der Former und Gießer mit allen Mitteln bestrebt sein. Die Ursache der Gußspannungen ist, wie auf S. 161 näher dargelegt wurde, in ungleichmäßiger Abkühlung der Teile der Räder, des oft schweren Kranzes und der Nabe gegenüber den dünneren Armen, zu suchen. □- und T-förmige Kranzquerschnitte, Abb. 2201 und 2194 sind deshalb vorteilhafter als solche von rechteckiger Grundform.

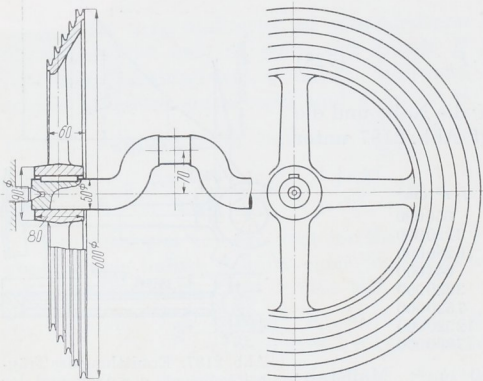


Abb. 2189. Schnurscheibenschwungrad. M. 1:10.

Größte Sorgfalt ist den Übergängen der einzelnen Teile ineinander zu schenken. Weiterhin lassen sich die Spannungen durch Sprengen der Nabe oder Teilen des Rades erheblich vermindern, Mittel, von denen fast stets an Rädern von drei Meter Durch-

messer an Gebrauch gemacht wird. Das nicht selten zu beobachtende starke Klaffen der Fuge, sowie die längs derselben auftretenden Verschiebungen beim Sprengen lassen auf oft recht beträchtliche Spannungen schließen. Erst nachdem sich die Spannungen ausgeglichen haben, wird das Rad an der Nabe und am Kranz bearbeitet und auf der Welle unter Vermeidung unnötiger zusätzlicher Spannungen befestigt. Dazu kann das Ausgießen der Fugen mit Zink nach dem Sprengen vorteilhaft sein, das sich namentlich bei mehr als zwei Fugen empfehlen dürfte. Den Armen nach Abb. 2188 durch Krümmen eine nachgiebige Form zu geben, ist nur bei ganz geringer Kranzgeschwindigkeit zulässig, da größere Fliehkräfte hohe Biegespannungen an Stelle der günstigeren Zugbeanspruchungen bei gerader Gestalt hervorrufen würden.

Der Gießer muß durch genügend nachgiebige Formstoffe und Formen und durch rechtzeitiges Freilegen des Gußstückes oder einzelner Teile desselben zur Verminderung der Spannungen beitragen. An Stahlgußrädern sind die letzteren durch nachträgliches Ausglühen und ganz langsames gleichmäßiges Abkühlen möglichst zu beseitigen.

Sehr große Räder werden häufig aus einzelnen, getrennt hergestellten Teilen zusammengebaut, Abb. 2072.

Die Schwungradkranz pflegt man wegen des ruhigeren Ein-drucks beim Laufen an der Außenfläche und längs schmaler Rand-leisten a , Abb. 2190, ab-zurehen.

Werden Schwungrä-der gleichzeitig als Pol-träger von Dynamomaschinen benutzt, so verbindet man die meist einzeln hergestellten Pole mit dem Kranz durch Schrauben nach Abb. 2190 bis 2192 oder durch Verspannen in schwalbenschwanzförmigen Nuten, Abb. 2193. Abb. 2190 und 2191

beziehen sich auf aus einem Ganzen bestehende geschmiedete oder gegossene Flußstahlpole. In Abb. 2190 sind zwei Armsterne oder Arme Γ -förmigen Querschnitts verwendet, um den Platz für die von innen her eingesetzten Befestigungsschrauben zu gewinnen. Ist der Kranz sehr dick, so empfiehlt es sich, die Pole durch radial von außen her eingesetzte Schrauben, Abb. 2191, zu halten. Abb. 2192 zeigt einen aus einzelnen Blechen zusammengenieteten Pol, bei dem ein hindurchgestecktes Rundisen als Mutter für die Schraube dient. Teurer ist die Befestigung der Pole mittels Schwalbenschwänzen, Abb. 2193, die hauptsächlich bei hohen Geschwindigkeiten an Maschinen mit massivem Anker verwendet wird und deshalb im Abschnitt 29 näher behandelt ist.

Beispiele von Schwungrädern für mittlere Umfangsgeschwindigkeit geben die Abb. 2194, 2201, 2212, 2214; vgl. auch Abb. 2072. Ein leichteres, einteiliges, am Ende einer Welle sitzendes Rad von 3 m Durchmesser ist in Abb. 2194 dargestellt. Der Γ -förmige Kranz und die hohl ausgebildete Nabe ermöglichen gute Übergänge zu den Armen. Auf der Welle ist das Rad durch Tangentkeile und zwei kräftige Schrumpringe befestigt.

Besondere Sorgfalt ist auf die Kranzverbindungen zwischen den Armen geteilter Räder zu verwenden. Die Verbindungsmittel müssen die Fliehspannungen im Kranz,

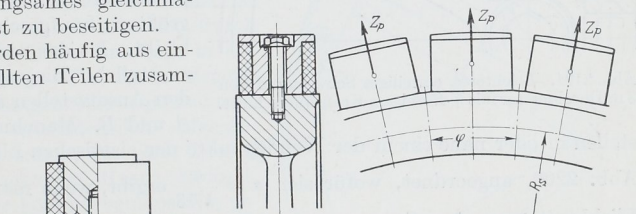


Abb. 2191.

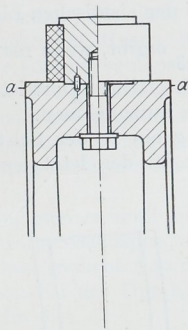


Abb. 2190.

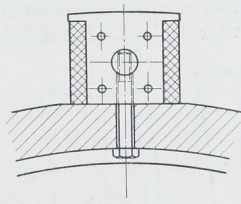


Abb. 2192.

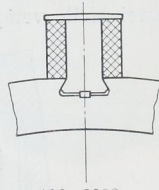


Abb. 2193.

Abb. 2190 bis 2193. Polbefestigungen an Dynamomaschinen.

die sich zu einer Mittelkraft in der Schwerlinie zusammenfassen lassen, möglichst aber auch die an den Stoßstellen auftretenden Biegemomente übertragen können. Der

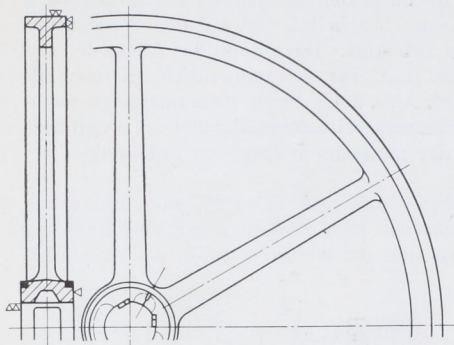


Abb. 2194. Leichteres, einteiliges Schwungrad von 3 m Durchmesser mit T-förmigem Kranzquerschnitt.

ersten Forderung wird am besten genügt, wenn man die Verbindungsmittel in der Schwerlinie selbst, Abb. 2212, oder symmetrisch zu ihr anordnet, Abb. 2197 und 2198. Biegemomente können durch Vorspannung an der Kranzaußen- und -innenfläche, z. B. durch Schrupftringe, Abb. 2199, oder durch Spreng- oder Arbeitsleisten in genügendem Abstände voneinander, Abb. 2212, übertragen werden, wenn die letzteren unter Vorspannung so stark aneinander gepreßt werden, daß ihre Anlage auch bei der größten Laufgeschwindigkeit sichergestellt bleibt. Ist das nicht der Fall, so entstehen zusätzliche Biegespannungen im Kranz an den Ansatzstellen der Arme, Abb. 2217, bei A und B. Manchmal findet man die Stoßstellen in oder nahe einem der Wendepunkte der elastischen Linie der Kranzabschnitte,

Abb. 2200, angeordnet, wofür sich $\alpha = \frac{\varphi}{4,73}$ ergibt, wenn man lediglich die durch die Fliehkraft erzeugten Spannungen in Betracht zieht. Dort ist das Biegemoment Null; es bleibt daher nur die Längskraft im Kranz aufzunehmen.

In Abb. 2212 dient zur Kranzverbindung ein in der Schwerlinie liegender, durch zwei Keile verspannter Bolzen. Die Löcher für den letzteren sind im Grunde weiter

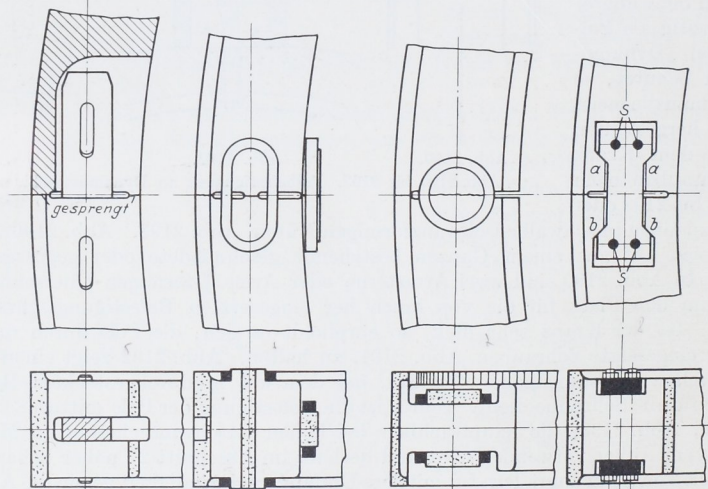


Abb. 2195 bis 2198. Kranzverbindungen.

gegossen und nur bei *a* aufgebohrt, so daß der Bolzen festsetzt. Einfacher und billiger ist eine nach innen zu offene Aussparung im Kranz, Abb. 2195, in welcher ein Flacheisen und zwei Keile die Kraftübertragung übernehmen. Abb. 2196 und 2197 zeigen Schrupftringe, Abb. 2198 Schrupfplatten, welche letztere sich beim Einziehen an den Flächen *a* und *b* verspannen und beim Laufen einen Teil der Kraft durch Paßschrauben *s*

aufnehmen. Bei mäßigen Kräften ordnet man die Verbindungsmittel auf den beiden Seitenflächen des Kranzes an, Abb. 2197 und 2198, bei größeren auch an der Innen- oder Außenfläche, Abb. 2199, um, wie oben erwähnt, die Biegemomente übertragen zu können, muß dann aber die äußeren gut sichern, damit sie nicht durch die Eigenfliehkraft weggeschleudert werden. Schwierig ist die zuverlässige Beurteilung der beim Zusammenschrupfen erzeugten Kräfte. Sind sie zu klein, so erfüllen die Verbindungsmittel ihre Aufgabe unvollkommen; sind sie zu groß, so entstehen unnötig hohe Spannungen. In beiden Fällen können beim Laufen beträchtliche Nebenbeanspruchungen auftreten.

Ein zwischen den Armen geteiltes und an der Fuge bearbeitetes leichteres Rad für mäßige Geschwindigkeiten zeigt Abb. 2201. Der Kranz ist U-förmig gestaltet und an den Stoßstellen durch Schrauben verbunden, die durch ihre Lage in der Hohlung an einem kleineren Hebelarm biegend wirken, als bei voll rechteckigem Kranzquerschnitt. Ungünstig ist die nicht unbeträchtliche Massenanhäufung zwischen den Armen, die beim Laufen zusätzliche Biegespannungen im Kranz bedingt. Die Hälften solcher Räder können voneinander getrennt hergestellt werden. Oft gießt man sie aber auch unter Einschalten einer Sprengfuge zusammen, weil sich dadurch die Übereinstimmung der Stoßflächen leichter und oft unter geringerer Nacharbeit erreichen läßt.

Bei höheren Geschwindigkeiten muß jedoch in Rücksicht auf die ungünstige Beanspruchung des Kranzes die vorstehend beschriebene Anordnung der Teilfuge zwischen den Armen vermieden werden, wie schon bei der Durchbildung der Zahnräder und Riemenscheiben wiederholt betont und im Berechnungsbeispiel 5, S. 1212, zahlenmäßig nachgewiesen wurde. Ein längs zweier Arme geteiltes Schwunrad gibt Abb. 2214 wieder. Nahe dem Kranz und der Welle angeordnete Schrauben verbinden die beiden Radhälften.

Breite Seil- und Riemenscheibenschwunräder versieht man mit zwei oder mehr Armsternen, Abb. 2214, teilt sie bei sehr großen Abmessungen auch der Breite nach in Rücksicht auf Gewicht und Herstellung und verschraubt dann die einzelnen getrennten Scheiben miteinander.

Gußeiserner Kränze bei höheren Geschwindigkeiten als 30 m/sek zu benutzen, ist möglich, wenn die Gußspannungen oder Nebenbeanspruchungen der Kränze an den Ansatzstellen der Arme vermieden oder wenigstens beschränkt werden.

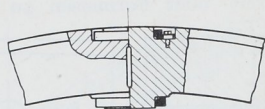


Abb. 2199. Kranzverbindung.

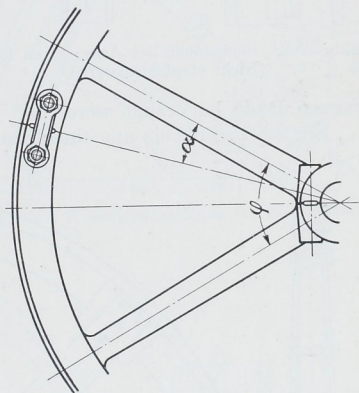


Abb. 2200. Kranzverbindung.

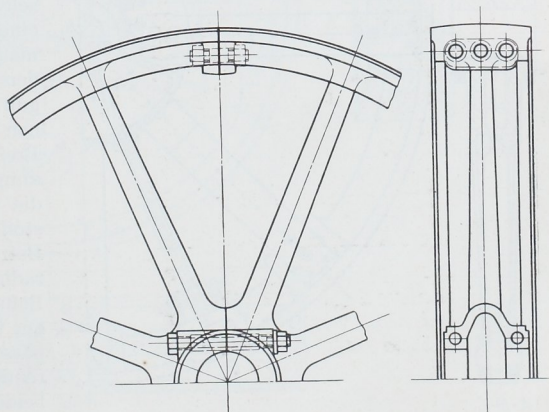


Abb. 2201. Zwischen den Armen geteiltes, an der Fuge bearbeitetes Rad.

Das führt dazu, den Kranz als einen einfachen, geteilten oder ungeteilten Ring zu gießen und ihn mit der Nabe durch getrennt gegossene Arme oder durch solche aus Breit- oder Formeisen zu verbinden. Noch vollkommener ist die Verwendung von Blechscheiben an Stelle von Armen, die durch eine genügende Zahl von Schrauben mit dem Kranz fest verbunden, einen Teil der Fliehkraftwirkung aufnehmen. Vgl. die Seilscheibe Abb. 2153 und 2154 für 40 m/sec Seilgeschwindigkeit mit zahlreichen Paßringen zwischen dem Kranz und den Blechscheiben. Hervorgehoben sei, daß an raschlaufenden Rädern vielfach einteilige Naben in Rücksicht auf den leichteren Zusammenbau, die sicherere Befestigung auf den Wellen und die gleichmäßige Ausbildung der Spannungen im

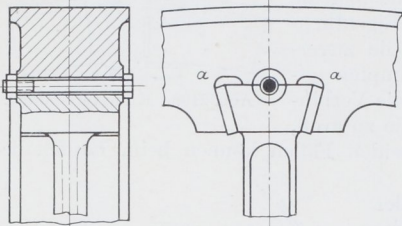


Abb. 2202. Verspannen der Arme durch Keile. (Nicht empfehlenswert.)

ganzen Rade bevorzugt werden.

Ein Beispiel für ein aus einzelnen Teilen zusammengesetztes Riemenscheibenschwungrad bietet Abb. 2072. Zweckmäßig

erscheint die Verbindung der Arme mit dem Kranz durch Schrauben, welche die an dieser Stelle auftretenden Kräfte auf einfache und naturgemäße Weise als Längskräfte aufnehmen.

Sehr bedenklich ist demgegenüber das Verspannen der Arme durch Keile nach Abb. 2202, die bei unrichtigem Eintreiben beträchtliche Zusatzspannungen im Kranze, namentlich in den Kehlen bei *a* erzeugen.

An dem für 62 m/sec Kranzgeschwindigkeit bestimmten Rad für eine elektrisch betriebene Walzenzugmaschine, Abb. 2203, ist der zwischen den Armen geteilte Kranz aus Stahlguß hergestellt und mit der gußeisernen Nabe durch acht Paar Arme aus Breiteisen verbunden. Die Verwendung von Stahl war in Rücksicht auf die Festigkeit, aber auch auf den stoßhaften und stark schwankenden Betrieb geboten. Die Übertragung der radialen Kräfte ist durch besondere Paßringe und -schrauben, diejenige der tangentialen durch seitliches Einpassen der Arme sichergestellt, während die Stoßstelle des Kranzes durch beiderseits aufgesetzte, sehr kräftige Schrumpringe geschlossen und durch besondere Spannstangen mit der Nabe verbunden ist zwecks Ausschaltung

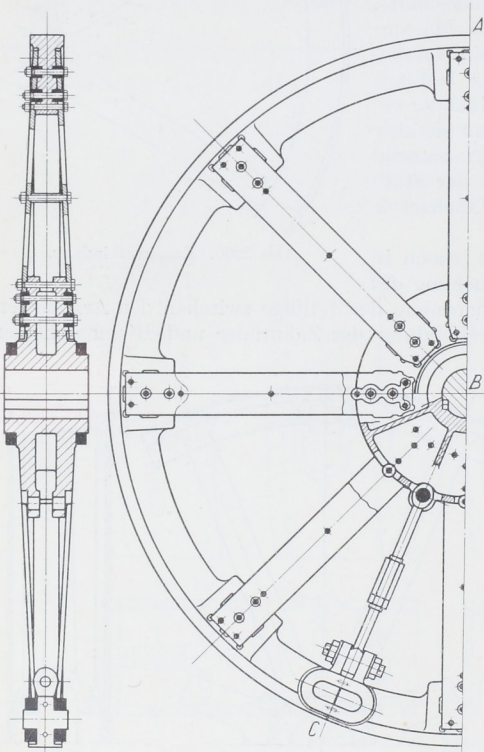


Abb. 2203. Schwungrad einer Walzenzugmaschine für 62 m/sec Kranzgeschwindigkeit.

der Biegebeanspruchung des Kranzes durch die Fliehkraft beim Laufen. Der Kranz wiegt 7160, das ganze Rad 14050 kg.

Eine amerikanische Ausführung eines Schwungrades für eine Walzenzugmaschine gibt Abb. 2204 wieder. Sein Kranz besteht aus zahlreichen miteinander vernieteten Blechscheiben, die mit der gußeisernen Nabe durch gegenseitig versteifte Blechtafeln verbunden sind. Neuerdings ersetzt man die Arme durch Scheiben mit größeren Aussparungen und geht schließlich bei sehr hohen Umfangsgeschwindigkeiten zu vollen Stahlscheiben über. So zeigen Abb. 2205 und 2206 Schwungräder der Motorenfabrik Deutz A.-G., Köln-Deutz, von gleichem Schwungmoment, das eine in geteilter Ausführung unter Verbindung der Hälften durch zwei kräftige Bolzen im Kranz und vier Schrauben an

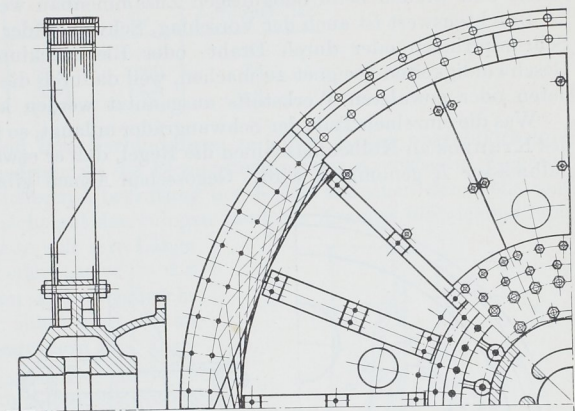


Abb. 2204. Schwungrad einer Walzenzugmaschine aus Blechplatten.

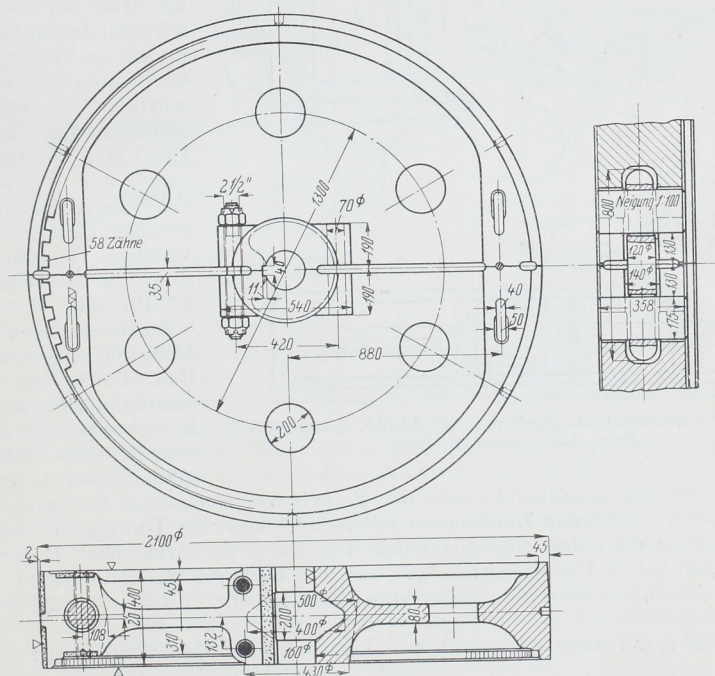


Abb. 2205. Schwungrad mit durchbrochener Scheibe. Motorenfabrik Deutz A. G., Köln. M. 1:25.

der Nabe, das andere einteilig, um zwischen die Kuppelflansche der Kurbel- und der Anschlußwelle geschaltet werden zu können. Die Leistung der Maschine wird im zweiten Falle durch zehn eingepaßte Schrauben an das Rad abgegeben und durch fünf, durch

beide Flansche hindurchgehende Schrauben an die Anschlußwelle weitergeleitet. Die Zentrierscheiben Z dienen nur als Paßmittel während des Aufreibens der Schraubenlöcher und werden beim endgültigen Zusammenbau weggelassen.

Beachtenswert ist auch der Vorschlag, Schwungräder durch Aufziehen von stählernen Schrumpfringen oder durch Draht- oder Blechwicklungen unter Spannung für hohe Geschwindigkeiten geeignet zu machen, weil dadurch die hohe Festigkeit durchgeschmiedeten oder gewalzten Werkstoffs ausgenutzt werden kann [XXVIII, 7].

Was die einzelnen Teile der Schwungräder anlangt, so gilt für den Außenhalbmesser R_a des Kranzes an Kolbenmaschinen die Regel, daß er etwa gleich dem fünffachen Kurbelhalbmesser R genommen wird. Gegossenen Armen gibt man meist elliptischen Querschnitt und ordnet dabei

die große Achse in der Radebene an, man findet aber auch I-förmige, seltener dagegen hohlrunde Formen. Die meist angewandte Verjüngung nach außen zu liegt gewöhnlich zwischen 3:4 und 4:5. Nicht unbeträchtlich ist der Widerstand, den die Arme bei höheren Geschwindigkeiten in der Luft finden, ein Verlust, der sich durch Anbringen einer Verschalung erheblich einschränken läßt. Scholtes [XXVIII, 8] stellte fest, daß das unverschaltete Schwungrad mit Armen I-förmigen Querschnitts einer Maschine von 450 PS Leistung bei 95 Umdr./min. 5,7 PS oder 1,2% mehr brauchte als dasselbe durch Blechscheiben verkleidete Rad. Die Kosten der Verschalung machten sich durch Energieersparnisse schon innerhalb eines Jahres bezahlt. An der Hauptdampf-

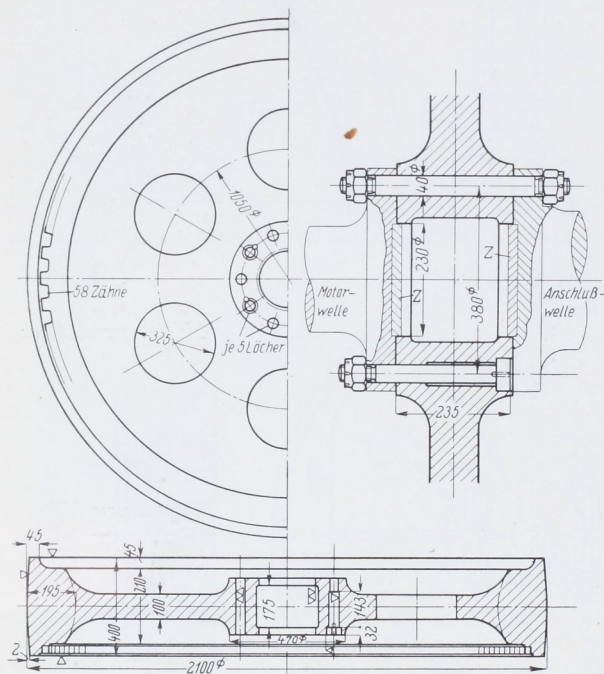


Abb. 2206. Schwungrad mit durchbrochener Scheibe. Motorenfabrik Deutz A.-G., Köln. M. 1:25.

maschine des Ingenieurlaboratoriums der Technischen Hochschule Stuttgart, die ein Schwungrad von 4000 mm Durchmesser mit sechs Armen von I-förmigem Querschnitt besitzt, betrug die Arbeitersparnis durch Verschalen der Arme nach E. Heinrich [XXVIII, 9] bei 90 Umläufen/min. 1,66, bei 111 Umläufen 2,77, bei 130 Umläufen 4,4 PS. Der Luftwiderstand wuchs annähernd mit der dritten Potenz der Umlaufzahl.

Die Zahl i_0 der Arme eines Armsterns kann nach der Erfahrungsformel:

$$i_0 = \frac{1}{9} \cdot \sqrt{D_a^{\text{mm}}}, \quad (729)$$

entsprechend folgenden Zahlen genommen werden:

$i_0 =$	4	6	8	10	12 Arme
bei Durchmessern bis	2100	2100...4000	4000...6600	6600...9800	über 9800 mm.

53 Schwungräder wiesen folgende Armzahlen und Durchmesser auf:

Armzahl	Durchmesser		Anzahl der Schwungräder
	von	bis	
6	1800	5000	21
8	3200	7500	26
10	6000	11400	3
12	7500	8000	3

Je nachgiebiger die Arme und ihre Verbindungen mit dem Kranz ausgebildet und je größer ihre Zahl ist, um so niedriger ist die Beanspruchung des Kranzes auf Biegung.

Die Nabe muß wegen der sicheren Überleitung der Kräfte zwischen der Welle und den Armen kräftig und in Rücksicht auf den ruhigen Lauf des Kranzes hinreichend lang sein. Selbst bei schmalen Kranzen soll ihre Länge sichern Sitzes halber $> 1,5 d$ oder besser $> 2 d$ genommen werden, wenn d den Bohrungsdurchmesser bedeutet. Viel länger führt man sie an breiten Riemen- oder Seilswungrädern aus, allerdings unter Einschalten von Aussparungen im Innern. Die Verbindungsschrauben geteilter Naben ordnet man nahe der Welle an unter möglicher

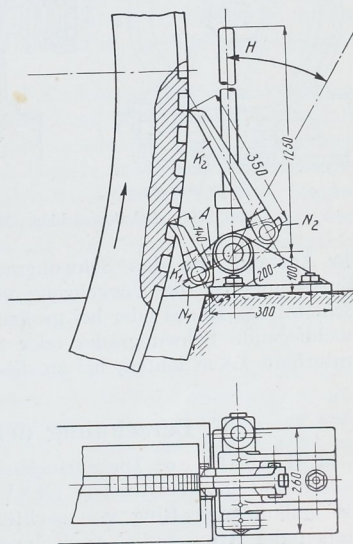
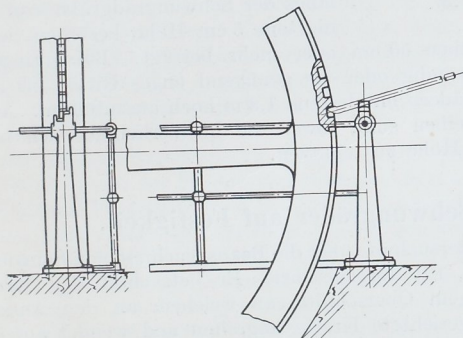


Abb. 2207. Schalten des Schwungrades mittels Schaltstange. Abb. 2208. Andrehvorrichtung. M. 1:15.

Einschränkung von Hebelarmen, an denen sie die Nabe auf Biegung beanspruchen können. Zur Übertragung der wechselnden Kräfte reichen nur bei kleinen Drehmomenten Klemmverbindungen oder einfache Treibkeile aus; bei größeren Kräften muß man zwei zueinander senkrecht angeordnete Keile oder besser Tangentkeile, Abb. 2203 und 2212, anwenden.

Dem Zwecke, die Maschinen beim Zusammenbau, insbesondere beim Einstellen der Steuerung oder beim Anlassen in bestimmte Kurbel- oder Kolbenstellungen zu bringen, dienen Schaltwerke oder Andrehvorrichtungen, die in eine Verzahnung am Kranze eingreifen. Einige Beispiele zeigen die Abb. 2207 bis 2209. Die einfachste Form ist ein Bock, Abb. 2207, zur Stützung einer Brech- oder Schaltstange. Sehr häufig benutzt man an mittelgroßen Maschinen doppelt wirkende Schaltwerke nach Abb. 2208. Die beiden an dem zweiarmigen Hebel A sitzenden Klinken K_1 und K_2 greifen beim Hin- und Herbewegen des Handhebels H abwechselnd in die Zähne des Schwungradkranzes ein und bewegen dabei das Rad im Sinne des Pfeils. Beim Zurücklegen des Hebels kommen beide Klinken außer Eingriff, stützen sich dabei aber gegen die Nasen N_1 und N_2 , um beim Aufrichten wieder betriebsbereit zu sein. Große Maschinen verlangen besondere, meist elektrisch betriebene Andrehvorrichtungen, die beim Anspringen der

Maschine selbsttätig außer Eingriff treten müssen, z. B. nach Abb. 2209, wo das mit der Verzahnung Z an der Innenfläche des Kranzes K kämmende Ritzel R auf einem steilen Schraubengewinde S sitzt, längs welchem es sich nach rechts schraubt und außer Eingriff kommt, wenn die Umfangsgeschwindigkeit des Rades größer als die des Ritzels wird.

Zur Verhütung von Unfällen sind alle Schwungräder von Kraftmaschinen, aber auch alle übrigen im Verkehrsbereich liegenden Schwungräder samt den anschließenden

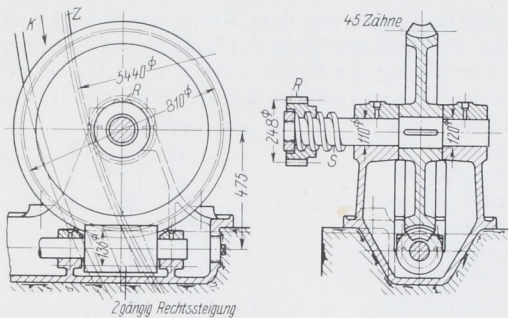


Abb. 2209. Schaltmaschine. M. 1:25.

Riemen- oder Seilzügen zu umfrie-digen. Diese Umwehrungen müssen genügende Höhe und hinreichenden Abstand vom Rad haben oder so beschaffen sein, daß man nicht hindurchgreifen kann. Wegen der Einzelheiten vgl. die Vorschriften der verschiedenen Berufsgenossenschaften [XXVIII, 14]. Z. B. können die Umfriedigungen nach denjenigen der chemischen Industrie aus Geländern mit Zwischenstangen von mindestens einem Meter Höhe und Fußleisten längs der Schwungradgrube von wenigstens 5 cm Höhe bestehen, wenn ihr Abstand von den Schwungradarmen 50 cm oder mehr beträgt. Bei geringerer Entfernung ist die Umwehrung vollwandig oder als genügend enges Gitter bis zum Scheitel des Rades oder bei großen Rädern mindestens 1,8 m hoch auszuführen. Auch hochliegende Schwungräder oder Scheiben sind, soweit sie im Verkehrsbereich noch unterhalb 1,8 m laufen, bis zu dieser Höhe zu schützen.

E. Berechnung der Schwungräder auf Festigkeit.

1. Grundlagen. Die genaueste Untersuchung über die Beanspruchung von Schwungrädern hat K. Reinhardt [XXVIII, 10] durchgeführt. Er betrachtet den Kranz als umlaufenden Ring von rechteckigem Querschnitt, an welchem an den Ansatzstellen der Arme radial nach innen gerichtete Kräfte angreifen und wendet auf ihn die allgemeinen Grundgleichungen der Elastizitätslehre an. Dabei setzt er lediglich einen ebenen Spannungszustand in allen zur Drehachse senkrechten Ebenen voraus. Die Ableitung und der Rechnungsgang sind naturgemäß ziemlich verwickelt. Auf die größte Beanspruchung hat in erster Linie das Verhältnis der Kranzdicke zum Durchmesser Einfluß, in zweiter aber auch die Größe der Strecke, längs welcher die radialen Kräfte wirken, an der also die Arme ansetzen. Lange Ansatzflächen sind günstig. Auf der Theorie der gekrümmten Balken, also der Annahme, daß auch die Querschnitte des Kranzes eben bleiben und hyperbolische Spannungsverteilung gelte, fußen Grashof [XXVIII, 11] und Tolle [XXVIII, 3]. In noch weiterer Vereinfachung nehmen u. a. Goebel [XXVIII, 12] und Schenk [XXVIII, 13] ebene Spannungsverteilung in den Kranzquerschnitten an, benutzen also die für gerade Balken gültigen Beziehungen. Durch eingehende Vergleichsrechnungen wies nun Reinhardt nach, daß die einfacheren Verfahren der zweiten und dritten Art bei starken Kränzen gegenüber der genaueren Rechnung 15 bis 25% Abweichung ergeben. Die Abweichungen wachsen mit zunehmender Dicke der Kränze, können aber in Kauf genommen werden, da die Gußspannungen gegossener Räder erhebliche, durch Rechnung nicht verfolgbare Störungen bedingen und da die Voraussetzung aller Festigkeitsrechnungen, daß Verhältnismäßigkeit zwischen Spannungen und Formänderungen bestehe, für das am häufigsten verwendete Gußeisen nur annähernd zutrifft. Man pflegt diese Umstände, ebenso wie