

**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 Biegungsbeanspruchungen, 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 Kraft<sup>1)</sup> 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

<sup>1)</sup> 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.

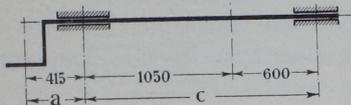
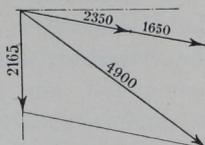


Fig. 88.



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

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

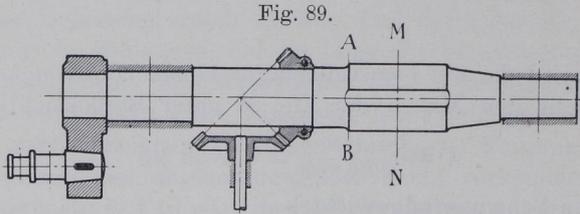
Der Zapfendurchmesser ergibt sich mit  $k_b = 400 \text{ kg/qcm}$  aus

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

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