

vergrößert, also ein größeres Längenverhältnis unter ungefährer Beibehaltung des Flächendruckes eingeführt werden mit

$$d = 210; l = 360; d_1 = 195; l_1 = 185;$$

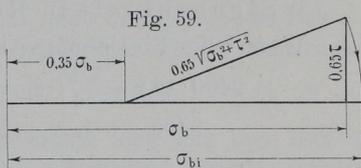
$$a = 40 + 10 + 185 + 180 = 415;$$

das Längenverhältnis wird damit = 1,71, der Flächendruck

$$= \frac{9400 \cdot 1,25}{21 \cdot 36} = \sim 15,5 \text{ kg/qcm.}$$

Die ideelle Biegungsbeanspruchung ergibt sich mit diesen Maßen $\sigma_{bi} \sim 460 \text{ kg/qcm}$; angemessen.

Eine gute Übersicht über den (geringen) Anteil der Torsionsspannungen an den ideellen Biegungsspannungen gibt die graphische Auftragung nach Fig. 59.



Die weitere Wellenbemessung kann erst nach Ermittlung des Schwungrades stattfinden.

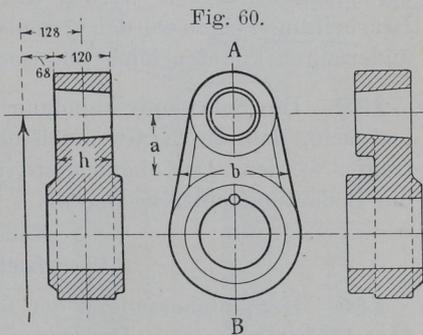
Kurbelarm.

137. Die Wandstärke der Kurbelnabe wähle man (Fig. 58 S. 74):

$$\delta = 0,4 \cdot d_1 + 10 \text{ mm} = 0,4 \cdot 195 + 10 = 88 \text{ mm.}$$

Nach den Seiten hin kann die Nabe abgesetzt werden und schwächer genommen werden. Ein solcher Absatz erweist sich im vorliegenden Falle auf der Außenseite auch als erforderlich, damit der Pleuelstangenkopf frei durchschlagen kann; auch wäre bei fehlendem Absatz ein Nacharbeiten an der Übergangsstelle zwischen den auf der Drehbank hergestellten Flächen und den mit der Stoßmaschine oder Fräsmaschine bearbeiteten erforderlich.

Die Nabenlänge für den Kurbelzapfen mache man etwas größer wie den Zapfendurchmesser, so daß der Zapfen gut befestigt werden kann. Gewählt werde eine Nabenlänge von 120 mm (Fig. 60).



Die Naben der Kurbelzapfenbohrung und der Wellenbohrung rücken hier bei dem verhältnismäßig kleinen Hub und bei den großen Kräften so nahe aneinander, daß es nicht angezeigt erscheint, die in Fig. 60 rechts angedeutete Einziehung auszuführen, die aus Festigkeitsrücksichten vielleicht

zulässig ist. Es würden daraus nur erhebliche Bearbeitungsschwierigkeiten ohne jeden Nutzen entstehen. Man wähle die Fig. 60 links dargestellte Form. In der Ansicht (Fig. 60 Mitte) mag man die dünn ausgezogene Einziehung ausführen, wenn auf eine Einschränkung der nicht ausgeglichenen Gewichte Wert zu legen ist.

138. Die Nachrechnung des Kurbelarmes (Fig. 60) hat für zwei Hauptkurbelstellungen zu erfolgen:

1. Stangenkraft in Richtung A B.

Wenn keine Einziehungen stattfinden, ist mit $b = 280 \text{ mm}$, $h = 120 \text{ mm}$

$$9400 \cdot 12,8 = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \sigma_b = \frac{28 \cdot 12^2}{6} \cdot \sigma_b; \quad \sigma_b = 179 \text{ kg/qcm};$$

$$9400 = b \cdot h \cdot \sigma_z = 28 \cdot 12 \cdot \sigma_z; \quad \sigma_z = 28 \text{ kg/qcm};$$

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_z = 207 \text{ kg/qcm}; \text{ zulässig.}$$

2. Stangenkraft senkrecht zur Richtung A B.

Es wird b zur Höhe, h zur Breite.

$$9400 \cdot a = \frac{28^2 \cdot 12}{6} \sigma_b, \text{ mit } a = 14,5 \text{ wird } \sigma_b = 87 \text{ kg/qcm};$$

außerdem wird der Arm auf Torsion beansprucht mit einem Moment

$$9400 \cdot 12,8 = \frac{2}{9} \cdot 12^2 \cdot 28 \cdot \tau; \quad \tau = 134 \text{ kg/qcm.}$$

Die Nachrechnung der auftretenden Hauptspannung oder Hauptdehnung erübrigt sich, da schon die Summe $\sigma_b + \tau$ unter der zulässigen Spannung bleibt. Eine Verminderung der Abmessungen des Armes auf das kleinste Maß, mit welchem die zulässigen Maximalbeanspruchungen erreicht werden würden, bringt keinen Gewinn. Die Bearbeitungskosten würden vermutlich größer werden; auch die Formänderungen könnten leicht unzweckmäßig hoch ansteigen.

139. Die Schrumpfungverbindung der Kurbel mit der Welle muß so fest sein, daß die Kräfte auch ohne Anwendung eines Keils übertragen werden. Der angedeutete, empfehlenswerte Rundkeil hat nur die Bedeutung einer Sicherung.

Kurbelwellenlager.

140. Hauptabmessungen der Lauffläche nach dem Wellenzapfen (Art. 136) zu bemessen. Die Lagerdeckelschrauben erhalten bei liegenden Maschinen nur geringe Kräfte. Bei stehenden sind sie auf Zug im Kern zu berechnen; als Kraft ist der auf das betreffende Lager entfallende Anteil der nach oben wirkenden Kolbenkraft einzuführen.