

verteilt angenommener Belastung mit $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ als Achsendurchmesser

$$d' = \sqrt[3]{\frac{15625 \cdot 33}{8 \cdot 0,1 \cdot 1000}} = \sim 8,7 \text{ cm,}$$

während in der Ausführung $d' = 85 \text{ mm}$ gewählt ist.

Die Schienen für die Laufräder des Krangestelles, die ebenfalls aus Stahlguss bestehen und $\mathfrak{D}' = 70 \text{ cm}$ Durchmesser haben, müssen für $p \leq 40 \text{ kg/qcm}$ eine Breite

$$b \geq \frac{15625}{40 \cdot 70} \text{ oder } \geq 5,58 \text{ cm}$$

erhalten. Es sind Schienen von 60 mm Breite genommen.
Fortsetzung des Beispiels s. § 33.

§ 32.

Die Lauf- und Bockkrane mit Handbetrieb.

Das Anwendungsgebiet der vorliegenden Laufkrane beschränkt sich, wie schon früher bemerkt, zur Zeit auf solche Fälle, wo Lasten mit nur mässiger Geschwindigkeit zu heben sind und die Benutzung der Krane keine so häufige ist, dass sie die wesentlich höheren Anlagekosten des elektrischen Antriebes rechtfertigt. Hinsichtlich der Bedienung lassen die Laufkrane mit Handbetrieb wie die entsprechenden Winden zwei Ausführungen zu, nämlich eine solche mit Haspelradantrieb durch Zugkette von unten und eine solche mit Kurbelantrieb von oben. Jene Ausführungsart ist die gebräuchlichere, da sie sich einesteils infolge ihrer nicht sehr grossen Konstruktionshöhe auch in niedrigeren Gebäuden unterbringen lässt, andernteils auch die Arbeiter zur Bedienung des Kranes sofort nach Beendigung des Lasttransportes wieder zu anderen Zwecken verfügbar macht, was bei häufig unterbrochenem Betriebe von Wert ist. Laufkrane mit Kurbelantrieb von oben dagegen finden nur dann Verwendung, wenn der Raum unter der Kranbühne nicht für die Bedienung oder die herunterhängenden Ketten der Haspelräder frei ist, wenn ferner die Benutzung des Kranes eine mehr andauernde ist und die Arbeiter zu seiner Bedienung längere Zeit oben bleiben können. Die Konstruktion verlangt allerdings eine Höhe von mindestens 2,5 m oberhalb der Laufschienen. In Giessereien und ähnlichen Betrieben, wo ebenfalls die vom Kran zu bestreichende Grundfläche nur an den Seiten für die Bedienung zu haben ist, diese letztere aber oben im Gebäude von den aufsteigenden Gasen sehr belästigt würde, ordnet man Laufkatzen an und versieht die nach der einen Seite hin gelegte Antriebswinde derselben mit Haspelrädern und Haspelketten. Das Hubwerk und die Vorrichtung zum Querfahren der Last besitzen dann aber geringere Wirkungsgrade als Laufwinden mit unmittelbarem Antrieb.

Die beiden Krane auf Taf. 20 geben Beispiele für die **Ausführung** der Laufkrane mit Haspelradantrieb. Soweit das Hub- und Triebwerk dieser Krane in Frage kommt — über das Gestell derselben ist im vorigen Paragraphen das Nötige gesagt — ist hier das Folgende zu bemerken.

Der Kran Fig. 1, Taf. 20, von der Maschinenfabrik Rhein & Lahn in Oberlahnstein zunächst besitzt eine Laufwinde von sehr gedrängter Bauart mit schmiedeeisernen Schilden und eingesetzten Gusseisen-

buchsen. Von den beiden Laufradachsen dient die eine (im Schnitt 1—1 der Fig. 1a die linke) zugleich als Vorgelegewelle für das Lasthubwerk. In der Mitte zwischen beiden Laufradachsen ist etwas tiefer die Trommelwelle eingebaut, und über dieser sind die beiden Antriebswellen mit den Haspelrädern B und A angeordnet. Von ihnen leitet das erste den Hub der Last durch das doppelte Rädervorgelege $z_1 Z_1$ und $z_2 Z_2$ ein, das zweite dient zum Verschieben der Winde vermittelt des einfachen Vorgeleges $z_1 Z_1$. Die beiden Haspelradwellen ragen, damit die Arbeiter durch die Last beim Anheben nicht behindert werden, weit über die Fahrbahn vor und müssen deshalb recht kräftig gehalten sein. Die Führungsstücke s für die Ketten der Haspelräder sind an den beiden kleinen Naben y angebracht. Damit sie sich nicht vollständig mit ihren Wellen drehen, wohl aber kleine Bewegungen zum Einstellen je nach der Richtung des Kettenzuges gestatten, sind sie durch zwei Doppelschienen x miteinander verbunden. Das Ritzel z_2 muss ferner lose drehbar auf der einen Laufradachse sitzen und ist deshalb mit recht langer Nabe ausgebildet, der an dem einen Ende das Rad Z_1 aufgekeilt, am andern Ende die Zahnscheibe der Sperrradbremse K angegossen ist. Diese wird beim Heben und Stützen der Last durch das Gewicht G auf dem Bremshebel H angezogen. Beim Senken wird sie durch Anheben von G gelüftet, was durch Anziehen eines Handhebels H_1 vermittelt besonderer Kette geschehen kann. Die Last und das Gewicht der Hakenflasche, des Lastorganes usw. muss das Triebwerk beim Lastsenken durchziehen und dessen eigenen Widerstände überwinden, widrigen Falles durch Drehen des Haspelrades A im entgegengesetzten Sinne wie beim Heben kleinere Lasten oder der leere Haken nur sehr langsam niedergelassen werden können. Mit Rücksicht auf die angestrebte möglichste Beschränkung der Dimensionen dient endlich als Lastorgan eine kalibrierte Kette mit Kettennuss. Der letzteren ist das Rad Z_2 aufgekeilt, um Verdrehungsbeanspruchungen von der gemeinschaftlichen Welle fern zu halten. Die Lastkette ist an ihren beiden Enden vermittelt zweier Bügel auf der Trommelwelle und der einen Laufradachse aufgehängt.

Das Krahnfahrwerk kann von den beiden Seiten des Kranes bethätigt werden. Die hierzu dienenden Haspelräder C sind neben den Seitenträgern auf einer durchgehenden Welle befestigt, welche an dem einen Hauptträger verlagert ist. Der genannten Welle sind auch die beiden kleinen Räder z_1' des einfachen Vorgeleges aufgekeilt, während die grossen Räder z_1' auf den betreffenden Laufradachsen sitzen. Zur Stützung der letzteren und der Enden der durchgehenden Welle dient an jeder Seite ein Gusseisenbock, der unter dem I-Eisen des Seitenträgers befestigt ist und zugleich die Führungsbügel für die Ketten der Haspelräder C trägt. Der seitliche Antrieb des Kranfahrwerks erfordert eine recht kräftige Antriebswelle, soll das so unangenehme Verfahren des Krangestelles, wie es bei ungleichmässiger Verschiebung der beiden Kranseiten eintritt, vermieden werden.

Auch der Giessereikran von Unruh & Liebig in Leipzig, der in Fig. 2, Taf. 20, wiedergegeben ist, zeichnet sich durch gedrängte Bauart aus. Dazu ist die Bedienung des Kranes eine sehr bequeme, weil alle Antriebsketten in nächster Nähe zusammenliegen. Als Lastorgan ist hier, wieder mit Rücksicht auf möglichste Beschränkung des Lastarmes, eine Gall'sche Gelenkkette gewählt, die an der rechten Kranseite festgelegt, in bekannter Weise über die tiefliegenden Leitrollen der Laufkatze geschlungen ist und zwischen diesen die Last mit einer losen Hakenrolle trägt. An der linken Kranseite wird die Lastkette von einem Daumenrade erfasst, dass mit seiner Welle aus einem Stück besteht. Das vom Daumenrade ablaufende Ende der Lastkette ist schliesslich an dem Führungsstück des Rades festgelegt und hängt mit der halben Ablaflänge frei herunter. Die Laufkatze ist zwischen die Enden einer kalibrierten Gliederkette geschaltet, die rechts um eine Leitrolle F, links um die Kettennuss E geschlungen ist.

Beim Heben der Last wird durch Drehen der Haspelräder A (Fig. 2c, Taf. 20) mit Hilfe des doppelten Vorgeleges $z_1 Z_1$ und $z_2 Z_2$ das oben erwähnte Daumenrad gedreht und von ihm die Lastkette in dem entsprechenden Sinne angezogen. Beim Lastsenken muss die Last mit ihrer Hakenrolle, nachdem zuvor durch Ziehen an einer besonderen Kette die Sperrradbremse gelüftet ist, die Lastkette nach der entgegengesetzten Richtung mit dem Triebwerk durchziehen. Infolgedessen macht sich, wenn kleine Lasten oder sogar der leere Haken mit der genügenden Geschwindigkeit niedergehen sollen, ein ziemliches Eigengewicht der Hakenflasche, im vorliegenden Falle über 700 kg, nötig, dass bei jedem Lasthube als totes Gewicht mitzuheben ist. Für kleinere Lasten kann durch Auswechseln des Räderpaares $z_1 Z_1$ gegen dasjenige $z_x Z_x$, was vermittelt Zugschnur zu ermöglichen ist, die Hubgeschwindigkeit verdoppelt werden. Das Querfahren der Katze und Last wird durch das Haspelrad B (Fig. 2b, Taf. 20) eingeleitet, das ebenfalls durch ein doppeltes Vorgelege $\beta_1 \beta_1$ und $\beta_2 \beta_2$, von dem das erste Räderpaar aber gleiche Zähnezahlen besitzt, auf die Kettennuss E einwirkt. Die kleinen Räder z_2 und β_2 des Hub- und Verschiebenvorgeleges sind mit ihrer Stahlwelle aus einem Stück geschmiedet, die eingreifenden grossen Räder Z_2 und β_2 innen verzahnt.

Das Kranfahrwerk besteht auch hier aus einer an dem einen Hauptträger verlagerten Längswelle, die auf der linken Kranseite das Haspelrad C, an beiden Enden aber die Ritzel β_1' trägt. Die letzteren greifen in die Zahnkränze β_1' der vorderen Laufräder. Zur Verringerung des Fahrwiderstandes laufen die Achsen der Laufräder in Kugellagern (Fig. 2a, Taf. 20).

Die seitliche Anordnung des Windwerkes bei dem vorliegenden Giessereikran hat den Übelstand, dass die von der Last zu bestreichende Breite der Grundfläche wesentlich kleiner als die Spannweite L des Kranes ausfällt. Vermindern lässt sich dieser Übelstand dadurch, dass man das Windwerk hoch und das Daumenrad bzw. die Kettennuss für die Last- und Fahrkette an das äusserste

Ende der Querbahn legt (s. den elektrischen Einmotorenkran auf Taf. 22).

Zwei Laufkrane mit Kurbelantrieb von oben sind auf Taf. 21 dargestellt. Der Montagekran in Fig. 1 von der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln besitzt eine Laufwinde mit kräftigen Gusseisenschilden, die durch Anker zusammengehalten werden. Das Vorgelege für den Lasthub $z_1 Z_1$, $z_2 Z_2$ und $z_3 Z_3$ ist ein dreifaches, von dem aber bei mittleren und kleinen Lasten das erste oder die beiden ersten durch einfaches Umstecken der Kurbeln auf die Zwischenwellen für die Kraftübertragung ausgeschaltet werden können. Die Senk- und Stützvorrichtung der Lastwinde zeigt noch die ältere Ausführung mit getrenntem Sperr- und Bremswerk. Das Kranfahren kann von beiden Seiten aus bewirkt werden, da links und rechts ein Bock mit dem doppelten Kegelräderpaar $\beta_1' \beta_1'$, $\beta_2' \beta_2'$ (Fig. 1a u. b) den beiden Nebenträgern aufgesetzt sind. Die gemeinschaftliche Welle der beiden Räder β_2' treibt dann in der Mitte durch ein drittes Räderpaar die ebenfalls durchgehende Achse der beiden vorderen Laufräder an.

Der Kran in Fig. 2, Taf. 21, von der Maschinenfabrik Rhein und Lahn in Oberlahnstein besitzt eine Laufwinde mit schmiedeeisernen Schilden und dreifachem Vorgelege $z_1 Z_1$, $z_2 Z_2$, $z_3 Z_3$ für den Lasthub und einfachem Vorgelege $\beta_1 \beta_1$ zum Querfahren. Um mittlere und kleinere Lasten schneller heben zu können, ist noch ein Zwischenräderpaar $z_x Z_x$ vorgesehen und sind die Zwischenwellen mit Vierkant zum Aufstecken der Kurbeln ausgerüstet. z_1 und z_x sind zusammengewossen und werden in der jedesmal gewünschten Lage durch eine Stellschraube auf ihrer Welle befestigt. Beim Niederlassen der Last sind die Kurbeln auf die Zwischenwelle zu stecken. Die mit dem Ritzel z_2 verbundene Bremse B (s. S. 95) auf dieser Welle verhütet dann ein Schlagen der Kurbeln und lässt die Last mit einer Geschwindigkeit niedergehen, welche von der Schnelligkeit, mit der die Kurbeln rückwärts gedreht werden, abhängig ist. Schaltet man die Bremse B aus, so kann die Last auch mit Hilfe einer zweiten Bremse K auf der Trommelwelle gesenkt werden. Die letztere liegt in der Mitte zwischen den Laufradachsen, die kalibrierte Lastkette ist mit zwei Bügeln an ihren Enden aufgehängt, ihrer Kettennuss ist das Rad Z_3 zur direkten Übertragung des Lastmomentes aufgekeilt. Zum Antrieb des Windenfahrwerkes sind hier zwei Handräder angeordnet.

Das Kranfahrwerk wird von der Mitte der Bühne aus durch Doppelkurbeln bethätigt. Zwei Kegelräderpaare $\beta_1' \beta_1'$ und $\beta_2' \beta_2'$ übertragen die Drehung auf eine vor dem einen Hauptträger durchgehende Welle, die dann von ihren Enden aus vermittelt der doppelt vorhandenen Räderpaare $\beta_3' \beta_3'$ und $\beta_4' \beta_4'$ die vorderen Laufradachsen gleichmässig antreibt.

Die **Berechnung** des Triebwerkes ist bei den vorliegenden Laufkränen genau in derselben Weise vorzunehmen, wie dies bei den Handwinden auf S. 84 angegeben wurde.

Für das Hubwerk der Last ergibt sich also bei einer einfachen Laufwinde mit

- P als Betriebskraft,
- R als Last-,
- a als Kraftarm

das erforderliche Übersetzungsverhältnis $\left(\frac{Z}{z}\right)$ bzw. $\left(\frac{Z_1}{m}\right)$

des Vorgeleges aus Gl. 116a u. b, und es sind hierin die einzelnen Grössen so zu wählen, wie dies auf S. 84 ausführlich erklärt ist. Besitzt die Laufwinde eine lose Lastrolle oder einen Faktorenflaschenzug, so ist die Betriebskraft dieser letzteren für Q in die erwähnten Gleichungen einzuführen. Das gilt auch für Laufkatzen mit festliegendem Windwerk (Fig. 2, Taf. 20), und Gl. 58 auf S. 40 giebt z. B. für die in Fig. 40 daselbst dargestellte Anordnung den Wert, der für Q in Gl. 116a einzusetzen ist.

Die Geschwindigkeit w der Last beim Heben folgt aus Gl. 49, S. 37, deren rechte Seite bei vorhandenem Rollenzug noch mit dem Umsetzungsverhältnis desselben zu multiplizieren ist.

Das Fahrwerk einer Laufwinde ist nach den Angaben auf S. 39 zu berechnen. Das erforderliche Übersetzungsverhältnis $\left(\frac{3}{3}\right)$ des Vorgeleges oder die Betriebskraft \mathfrak{P} , je nachdem diese oder jenes gewählt wird, ergibt sich also aus Gl. 57, in welcher die neben der Zapfen- und rollenden Reibung auftretenden Widerstände mit 100 Prozent von diesen beiden in Anschlag gebracht sind. Dabei ist

- a der Kraftarm,
- b der Zapfendurchmesser
- Q + G die Last und das Gewicht der Laufwinde, des Hakens, der Hakenflasche usw.

Für die Verschiebevorrichtung einer Laufkatze nach Fig. 40, S. 40, liefert Gl. 59, S. 41, das von der Kettennuss oder Daumenrolle, um welche die endlose Kette des Wagens geht, zu überwindende Drehmoment \mathfrak{M} , wenn nur die Spannungsdifferenz dieser Kette vor und hinter dem Wagen und der Zapfen- und rollende Widerstand des letzteren in Rücksicht gezogen werden. Die übrigen Widerstände, wie namentlich die Spurkranzreibung der Laufräder bei nicht genau geradem Anzuge, können der Sicherheit wegen mit 30 bis 50 Prozent des Wertes der Gl. 59 angesetzt werden. Alsdann ergibt sich der mit Hilfe der genannten Gleichung zu bestimmende Wert

$$1,3 \frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{R}} \text{ bis } 1,5 \frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{R}}$$

als grösste Belastung der endlosen Kette, für die zur Vermeidung von Dehnungen eine möglichst geringe Anstrengung zu wählen ist. Aus der bestimmten Kettenstärke und der zugehörigen Glieder- oder Baulänge folgt weiter bei gewählter Steg- oder Daumenzahl der Radius \mathfrak{R} der treibenden Kettennuss oder Daumenrolle, und mit diesem der Wert $1,3 \mathfrak{M}$ bis $1,5 \mathfrak{M}$ selbst. Letzterer, noch mit dem Verlustfaktor $(1 + \varphi)$ für die zugehörige

Welle multipliziert, ist für \mathfrak{M} in Gl. 54, S. 39, einzuführen, aus der sich schliesslich $\left(\frac{3}{3}\right)$ oder \mathfrak{P} ermitteln lässt.

Die Geschwindigkeit w beim Querfahren der Last beträgt nach Gl. 49, S. 37, für die Kraftgeschwindigkeit c bei einer Laufwinde mit dem Laufraddurchmesser \mathfrak{D}

$$\frac{w}{c} = \frac{\mathfrak{D}}{2a} \left(\frac{3}{3}\right) \dots \dots \dots 200$$

bei einer Laufkatze mit dem Radius \mathfrak{R} für die Kettennuss oder Daumenrolle der endlosen Kette

$$\frac{w}{c} = \frac{\mathfrak{R}}{a} \left(\frac{3}{3}\right) \dots \dots \dots 201$$

Das Rädervorgelege des Kranfahrwerks ist wieder aus Gl. 57, S. 38, zu bestimmen, nur hat man in dieselbe anstatt Q + G den Wert Q + G + G_s einzuführen, unter G_s das Gewicht des Krangestelles verstanden. Man erhält also, wenn hier mit

- \mathfrak{P}' die Betriebskraft,
- a' der Kraftarm,
- b' der Zapfendurchmesser der Laufradachsen

bezeichnet wird,

$$\left(\frac{3'}{3'}\right) = \varphi (Q + G + G_s) \frac{1 + b'}{\mathfrak{P}' \cdot a'} \dots \dots 202$$

mit $\varphi = 0,1$, wenn kein, = 0,109, wenn ein einfaches, = 0,119, wenn ein doppeltes Vorgelege gewählt werden muss.

Die Geschwindigkeit w' für das Längsfahren des Kranes ist wie oben durch die Beziehung

$$\frac{w'}{c'} = \frac{\mathfrak{D}'}{2a'} \left(\frac{3'}{3'}\right) \dots \dots \dots 203$$

bei den hier gewählten Bezeichnungen gegeben.

Die durchgehenden Wellen des Kranfahrwerks sind, um Verdrehungen und damit verbundenes Ecken des Gerüsts beim Fahren zu vermeiden, recht kräftig zu halten, vielleicht 10 bis 20 Prozent stärker, als Gl. 119a, S. 86, verlangt.

Das Windwerk der **Bockkrane** mit Handbetrieb kann ebenfalls von oben oder unten angetrieben werden. Im letzteren Falle findet man fast stets eine Laufkatze angeordnet und die Antriebswinde derselben an den Stützen befestigt.

Der feststehende Bockkran in Fig. 132 auf S. 166 hat für das Hubwerk der Last (Kurbeln vom Radius a) ein doppeltes Vorgelege $z_1 Z_1$ und $z_2 Z_2$, das in bekannter Weise auf die Last einwirkt. Zur Verschiebung der Katze ist eine senkrechte Welle I eingebaut, welche unten durch ein Kegelhäderpaar $\beta_1 \beta_1$ mit der Kurbelwelle (der Kurbel vom Radius a), oben durch ein ebensolches $\beta_2 \beta_2$ mit der Ritzelwelle eines Stirnräderpaares $\beta_3 \beta_3$ in Verbindung steht, dessen grosses Rad β_3 die Welle der Daumenrolle für die endlose Wagenkette treibt.

Der fahrbare Bockkran in Fig. 133 auf S. 167 trägt an den Stützen der linken Kranseite das Windwerk für den Lasthub (Kurbel vom Radius a), das ebenfalls doppeltes Vorgelege mit zweifacher Anordnung des ersten Räderpaares besitzt. Das Triebwerk für die Katzenverschiebung

(Kurbel vom Radius a) ist an den Stützen der rechten Kranseite befestigt und zeigt mit seiner vertikalen Welle I zwischen den Stützen die gleiche Einrichtung wie beim vorigen Kran. Das Verschieben des ganzen Kranes kann von beiden Seiten aus bewirkt werden, da durch zwei vertikale Wellen II, eine oben liegende horizontale III und die erforderlichen vier Kegelräderpaare β_2, β_2' die Kurbelwellen (Kurbeln vom Radius a') untereinander in Verbindung stehen. Die Lager dieser

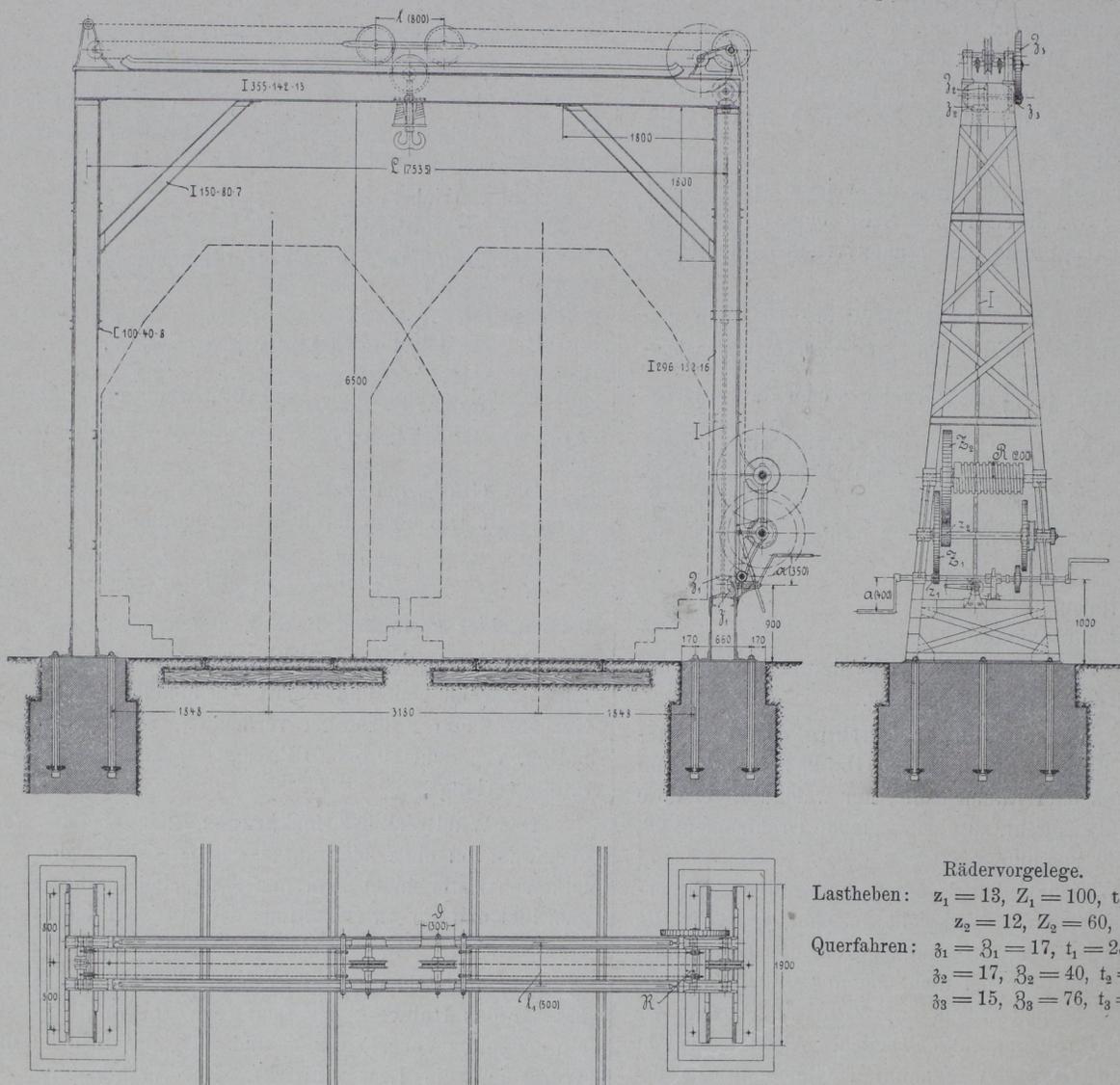
Die Berechnung des Triebwerkes hat in derselben Weise wie bei den Laufkranen zu erfolgen.

Beispiel.

Für den Giessereikran von Unruh & Liebig in Leipzig nach Fig. 2, Taf. 20, dessen Gestell auf S. 138 behandelt wurde, sind die Verhältnisse des Triebwerkes unter der Annahme zu bestimmen, dass 4 Arbeiter (zu je zweien an den beiden Haspelketten der Räder A) die Maximallast von 12000 kg noch heben und 2 Arbeiter (an den Ketten der Räder B bzw. C) sie noch verschieben können.

Fig. 132.

Feststehender Bockkran für Handbetrieb und 5000 kg Maximallast von van der Zypen & Charlier in Deutz.



Rädervorgelege.
 Lastheben: $z_1 = 13, Z_1 = 100, t_1 = 31,67;$
 $z_2 = 12, Z_2 = 60, t_2 = 58.$
 Querfahren: $\beta_1 = \beta_1' = 17, t_1 = 25;$
 $\beta_2 = 17, \beta_2' = 40, t_2 = 25;$
 $\beta_3 = 15, \beta_3' = 76, t_3 = 34.$

1. Das Hubwerk der Last.

Um das Übersetzungsverhältnis des Rädervorgeleges zu berechnen, benützen wir die Gl. 116a, S. 84. In dieselbe ist hier für Q die Betriebskraft P des Rollenzuges zu setzen, der ähnlich dem auf S. 40 in Fig. 40 dargestellten ist, nur eine Leitrolle weniger als dieser enthält. Mit Rücksicht hierauf ist also gemäss Gl. 58, S. 40,

$$P = (1 + \varphi_0) \frac{1 + \varphi_0}{2 + \varphi_0} Q$$

zu setzen. Da bei Ketten und kleinen Rollenradien nach den Angaben auf S. 24 für 90° Umschlingungswinkel $\varphi_0 = \varphi_0' = 0,04$ und für 180° $\varphi_0 = 0,05$ im Mittel ist, so ergibt sich, wenn

Kurbelwellen, die durch je zwei Stirnräderpaare β_1, β_1' und β_2, β_2' auf die vorderen Laufradachsen einwirken, finden ihre Stützung an den Diagonal T-Eisen, welche den Stützen beider Seiten zur Querversteifung aufgesetzt sind.

Die Laufkatzen der beiden vorliegenden Bockkrane besitzen doppelte Anzugsketten, die am Wagen stellbar befestigt sind. Eine Ausgleichvorrichtung für etwaige Spannungsdifferenzen in beiden Ketten ist nicht vorhanden. Die Leitrollen für die Lastkette sitzen lose auf den Laufradachsen der Katze, die von zwei Längsflacheisen festgehalten werden.

das Eigengewicht der mit zu hebenden Hakenflasche noch mit 750 kg in Rechnung gebracht wird,

$$P = 1,04 \frac{1,05}{2,05} (12000 + 750) = \sim 6790 \text{ kg}$$

als der in Gl. 116a einzuführende Wert für Q. Weiter kommt in dieser Gleichung der Lastarm R. vor. Derselbe ist von der Baulänge der Gallschen Lastkette und von der Zähnezahzahl Z der zugehörigen Daumenrolle abhängig. Als grösste Belastung der Lastkette gilt $P = 6790 \text{ kg}$. Hierfür ergibt sich aus der Tabelle auf S. 53 eine Gelenkkette von 70 mm Baulänge, während in der Ausführung, wahrscheinlich wegen der nur selten vorkommenden Maximalbelastung, eine solche von

$$l = 65 \text{ mm}$$

gewählt ist. Bei $Z = z = 8$ Zähnen der Daumenrolle bestimmt

so erhalten wir mit den kleinen Zähnezahlen

$$z_1 = 12 \text{ und } z_2 = 10$$

die grossen

$$Z_1 = 4 \cdot 12 = 48 \text{ und } Z_2 = 7,6 \cdot 10 = 76;$$

die Ausführung zeigt dieselben Zähnezahlen bis auf Z_2 , das 78 beträgt.

Die Teilung der beiden Räderpaare ist aus Gl. 118a, S. 85, zu berechnen. Für das erste Räderpaar ist hierin das zu übertragende Drehmoment

$$M_d = M_d' = 0,92 P \cdot a = 0,92 \cdot 80 \cdot 30 = 2208 \text{ kgcm}$$

und $z = z_1 = 12$ einzuführen. Hiermit folgt dann

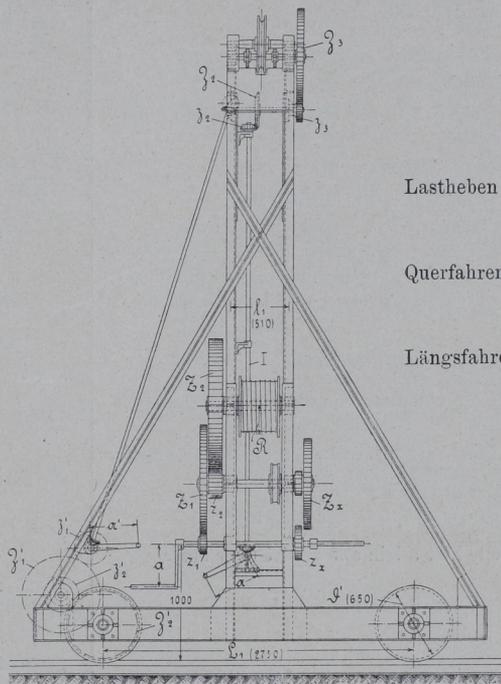
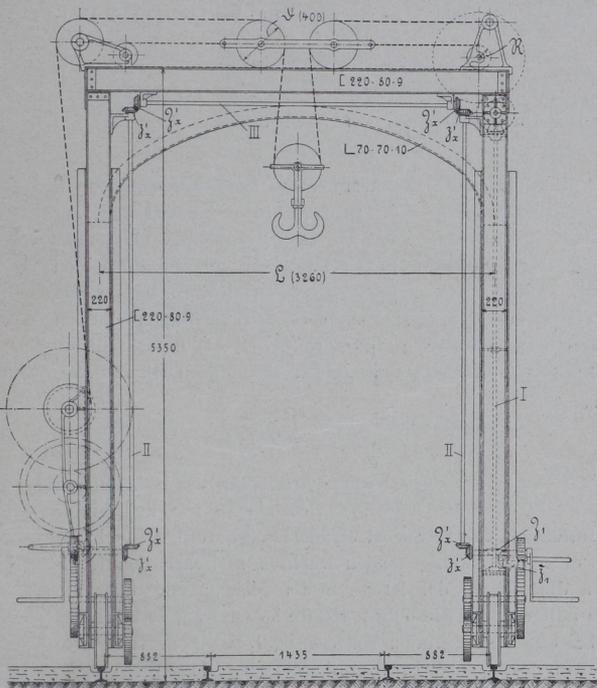
$$t_1 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{2208}{12}} = 3,015 \text{ cm,}$$

wofür wohl besser

$$t_1 = 10\pi = 31,4 \text{ mm}$$

Fig. 133.

Fahrbarer Bockkran für Handbetrieb und 5000 kg Maximallast von van der Zypen & Charlier in Deutz.



Rädervorgelege.

Lastheben: $z_1 = 14, Z_1 = 100, t_1 = 10\pi;$
 $z_x = 30, Z_x = 76, t_x = 33,8;$
 $z_2 = 12, Z_2 = 74, t_2 = 48,4.$

Querfahren: $\beta_1 = \beta_1' = 17, t_1 = 25;$
 $\beta_2 = 17, \beta_2 = 40, t_2 = 25;$
 $\beta_3 = 15, \beta_3 = 76, t_3 = 34.$

Längsfahren: $\beta_x' = \beta_x' = 17, t_x' = 25;$
 $\beta_1' = 12, \beta_1' = 53, t_1' = 10,5\pi;$
 $\beta_2' = 15, \beta_2' = 58, t_2' = 10,4\pi.$

sich dann der Teilkreisradius der letzteren und der Lastarm mit Hilfe der Tabelle zu Gl. 74 auf S. 54 zu

$$R = 1,3066 \cdot 65 = \sim 85 \text{ mm.}$$

Schliesslich sind in Gl. 116a noch die Betriebskraft P der Winde, der Kraftarm a und der Verlustfaktor $1 + \varphi$ des Vorgeleges derselben anzunehmen bzw. zu schätzen. Nach den Angaben auf S. 84 setzen wir für die Betriebskraft P, die Zugkraft eines Arbeiters zu 20 kg angenommen,

$$P = 4 \cdot 20 = 80 \text{ kg,}$$

für den Verlustfaktor des doppelten Rädervorgeleges mit Daumenrolle

$$1 + \varphi = 1,265;$$

den Radius des Haspelrades wählen wir nach der Ausführung zu

$$a = 300 \text{ mm.}$$

Wir bekommen hiermit aus Gl. 116a als gesamtes Übersetzungsverhältnis der beiden Zahnradpaare

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = 1,265 \frac{6790 \cdot 85}{80 \cdot 300} = 30,4.$$

Zerlegen wir diesen Wert in die beiden Faktoren

$$\frac{Z_1}{z_1} = 4 \text{ und } \frac{Z_2}{z_2} = \frac{30,4}{4} = 7,6,$$

zu wählen ist, so dass

$$r_1 = \frac{12 \cdot 10}{2} = 60 \text{ mm, } R_1 = 4 \cdot 60 = 240 \text{ mm, } b_1 = 2t_1 = \sim 65 \text{ mm}$$

wird. Bei dem zweiten Räderpaar ist nach den Angaben zu Gl. 118a in diese

$$M_d = M_d'' = 0,92 \cdot 2208 \cdot 4 = \sim 8125 \text{ kgcm}$$

und $z = z_2 = 10$ zu setzen. Auch ist zu beachten, dass das Ritzel des vorliegenden Räderpaares aus Stahl geschmiedet, die Zähne des grossen Rades aber wegen der inneren Verzahnung einen sehr starken Zahnfluss besitzen. Setzen wir mit Rücksicht hierauf den für Stahlgusszähne angegebenen kleinsten Wert der Gl. 118a, also

$$t_2 = 0,42 \sqrt[3]{\frac{8125}{10}} = \sim 3,92 \text{ cm,}$$

so kommen wir in ziemlich nahe Übereinstimmung mit der Ausführung, die

$$t_2 = 12\pi = 37,7 \text{ mm}$$

zeigt. Die Teilkreisradien des zweiten Räderpaares ergeben sich hiermit zu

$$r_2 = \frac{10 \cdot 12}{2} = 60 \text{ mm, } R_2 = 7,6 \cdot 60 = 468 \text{ mm;}$$

die Zahnweite ist $b_2 = 100 \text{ mm}$ gemacht.

Von den Wellen des Hubwerks ist zunächst die Antriebswelle wegen der weit vorstehenden Haspelräder und der sonstigen auf Biegung hinwirkenden Umstände mit Recht stärker gemacht, als die Rechnung verlangt, nämlich $d = 45 \text{ mm}$.

Bei der Zwischenwelle beträgt das eingeleitete Drehmoment nach den Angaben auf S. 86

$$M_d = 0,92 P \cdot a \frac{Z_1}{z_1} = 0,92 \cdot 80 \cdot 30 \cdot 4 = \sim 8830 \text{ kgcm.}$$

Die Biegemomente für die einzelnen Querschnitte lassen sich wegen der langen Lageraugen nicht genau feststellen. Für die Mitte des rechten Lagers der Welle (Fig. 2c, Taf. 20) würde sich z. B. unter der Annahme, dass das Biegemoment daselbst gleich dem Zahndruck des Ritzels z_2

$$D_2' = \frac{8830}{r_2} = \frac{8830}{6} = \sim 1472 \text{ kg}$$

mal dem Abstand (16 cm) von Mitte Ritzel bis Mitte Lagerauge, also

$$M_b = 1472 \cdot 16 = \sim 23550 \text{ kgcm}$$

ist, ein ideelles Biegemoment

$$M_i = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 23550 + 5 \sqrt{23550^2 + 8830^2} \right) = \sim 24550 \text{ kgcm}$$

und hiermit aus Gl. 120, S. 86, für $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl) ein Durchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{24550}{0,1 \cdot 600}} = \sim 7,5 \text{ cm} = 75 \text{ mm,}$$

genau wie in der Ausführung, notwendig machen. Zwischen den Lageraugen würde die entsprechend durchgeführte Rechnung wohl einen etwas zu grossen Durchmesser ergeben. Gl. 119a verlangt nur

$$d = 0,24 \sqrt[3]{8830} = \sim 5 \text{ cm,}$$

sodass der ausgeführte Durchmesser von 60 mm wohl genügen dürfte.

Bei der Trommelwelle ist in den Lageraugen eine Stärke von 80 mm gewählt. Da das eingeleitete Drehmoment

$$M_d = 0,84 \cdot 80 \cdot 30 \cdot 4 \cdot 7,8 = \sim 62900 \text{ kgcm}$$

beträgt, so ist die Welle hier allein auf Verdrehung berechnet, denn die Gleichung

$$0,2d^3 \cdot k_d = M_d$$

ergibt mit $k_d = 600 \text{ kg/qcm}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{62900}{0,2 \cdot 600}} = 8,06 \text{ cm;}$$

auf den ausserhalb des rechten Lagers angreifenden Zahndruck und das daselbst wirkende Eigengewicht des grossen Zahnrades Z_2 ist hier also bei der Rechnung keine Rücksicht genommen. Zwischen den Lagern ist die Welle neben dem Ansatz für die Zähne der Daumenrolle 100 mm stark. In der Mitte der letzteren wirkt der Lastzug mit 6790 kg auf Biegung. Nehmen wir ohne Rücksicht auf den Zahndruck an, dass sich diese 6790 kg gleichmässig auf die beiden Lager verteilen, und rechnen als auftretendes Biegemoment für die angeführte Mitte, die um 18 cm von der Mitte des linken Lagerauges absteht,

$$M_b = \frac{6790}{2} \cdot 18 = 61110 \text{ kgcm,}$$

so folgt das ideelle Moment zu

$$M_i = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 61110 + 5 \sqrt{61110^2 + 62900^2} \right) = \sim 77700 \text{ kgcm}$$

und weiter aus Gl. 120, S. 86, mit $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{77700}{0,1 \cdot 600}} = 10,9 \text{ cm}$$

welche Stärke die Welle an der fraglichen Stelle wohl besitzen dürfte.

Die Geschwindigkeit, mit welcher sich die Last hebt, folgt aus Gl. 49, S. 37, unter Berücksichtigung der Rollenübersetzung mit $\frac{1}{2}$ und $c = 25 \text{ m}$ abgezogener Haspelkettenlänge in der Minute zu

$$w = \frac{25 \cdot 85 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{60 \cdot 300 \cdot 4 \cdot 7,8 \cdot 2} = \sim 0,0019 \text{ m}$$

oder 1,9 mm/sek.

Bei Einschaltung des Zwischenräderpaares mit den Zähnezahlen

$$z_x = 20 \text{ und } Z_x = 40$$

können Lasten bis zur halben Maximallast mit doppelt so grosser Geschwindigkeit, wie eben berechnet, gehoben werden, da

$$\frac{z_x}{Z_x} = \frac{20}{40} = \frac{1}{2} = 2 \frac{z_1}{Z_1} = 2 \frac{1}{4}$$

ist.

2. Die Laufkatze.

Die Leitrollen für die Lastkette haben $z = 18$ Zähne und gemäss der Tabelle zu Gl. 74, S. 54, bei $l = 65 \text{ mm}$ Baulänge

$$R = 2,8794 \cdot 65 = 187,16 \text{ mm}$$

Teilkreisradius.

Der Durchmesser der Laufräder beträgt

$$\mathfrak{D} = 450 \text{ mm.}$$

Die Achsen der letzteren werden auf Biegung beansprucht, und zwar zunächst in ihrer Mitte horizontal durch den Zug der endlosen Wagenkette, der, wie unter 3. gezeigt, zu höchstens 1740 kg angenommen werden soll. Ferner durch die beiden Bleche, welche die Leitrollen für die Lastkette tragen und von diesen mit den Spannungen in den vertikalen Trumen der Kette nach unten gezogen werden. Als grösste dieser Spannungen ist die im ablaufenden Trum nach Gl. 7, S. 25, für $\varphi_1 = 0,025$ mit

$$1,025 \frac{12000 + 750}{2} = 6540 \text{ kg}$$

anzusetzen. Die nicht bedeutende Differenz der Spannungen in den horizontalen Trumen der Lastkette vor und hinter der Laufkatze kann hier wohl vernachlässigt werden. Nehmen wir wegen der durchgehenden Buchsen zwischen den Laufrädern die Achsen der letzteren als gleichmässig über die ganze Länge durch die obigen Kräfte belastet an, so bestimmt sich bei einer horizontalen Entfernung $l_1 = 50 \text{ cm}$ von Mitte bis Mitte Laufrad das grösste Biegemoment zu

$$\sqrt{1740^2 + 6540^2} \frac{50}{8} = \sim 42310 \text{ kgcm,}$$

und dieses verlangt mit $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ (feststehende Flussstahlachsen) einen Durchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{42310}{0,1 \cdot 1000}} = \sim 7,5 \text{ cm} = 75 \text{ mm,}$$

genau wie in der Ausführung.

3. Die Vorrichtung zum Querfahren der Last und Laufkatze.

Nach den Angaben auf S. 165 berechnen wir hier zunächst den Wert der Gl. 59, S. 41,

$$\frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{R}} = \frac{1}{10 \cdot 45} \left\{ (12000 + 750) (0,63 \cdot 45 + 1 + 1,5 \cdot 7,5) + 550 (1 + 7,5) \right\} = \sim 1160 \text{ kg,}$$

wenn G das Gewicht der Laufkatze allein (da das Gewicht der Hakenflasche schon bei Q berücksichtigt ist) zu 550 kg angenommen wird. Bei 50 Prozent Zuschlag für die nicht in Gl. 59 berücksichtigten Widerstände bei der Laufkatzenverschiebung erhalten wir dann als grösste Belastung der Wagenkette

$$1,5 \cdot 1160 = \sim 1740 \text{ kg.}$$

Für diese ist die gewählte Stärke von 20 mm der kalibrierten Kette nach der Tabelle von Georg Kieffer auf S. 50 mehr als

ausreichend, so dass unliebsame Dehnungen der Kettenglieder wohl ausgeschlossen sind. Bekommt die treibende Kettennuss für diese kalibrierte Kette $z = 6$ Zähne, so muss dieselbe bei $l = 55$ mm innerer Gliederlänge nach Gl. 72, S. 51, einen Radius¹⁾

$$R = \frac{1}{2 \sin 30^\circ} \sqrt{2(55^2 + 20^2) + 2(55^2 - 20^2) \cos 30^\circ} \\ = \sim 108 \text{ mm}$$

erhalten. Hiermit ergibt sich das von der Kettennusswelle zu überwindende Drehmoment, zugleich mit 0,06 als Zuschlag für die eigenen Nebenhindernisse dieser Welle, zu

$$1,06 \cdot 1740 \cdot 10,8 = \sim 19920 \text{ kgcm},$$

und dieser Wert, in Gl. 54, S. 39, für M eingeführt, verlangt selbst mit $\beta = 2 \cdot 30 = 60$ kg als Betriebskraft zweier Arbeiter an der Haspelkette, einem Haspelradradius $a = 30$ cm und einem Verlustfaktor $1 + \varphi_v = 1,19$ für das doppelte Räder-vorgelege als Übersetzungsverhältnis des letzteren

$$\left(\frac{\beta}{z}\right) = 1,19 \frac{19920}{30 \cdot 60} = \sim 13,2.$$

Nach Fig. 2b, Taf. 20, sind in der Ausführung zwei Räderpaare vorgesehen, von denen das erste keine Übersetzung bietet, da die beiden Räder desselben gleich sind, das zweite nur eine Übersetzung von 1:6 besitzt. Im Interesse der bequemen und sicheren Verschiebung der Laufkatze, auch wenn diese die Maximallast trägt, dürfte es aber empfehlenswert sein, neben dem vorhandenen ersten Räderpaar noch ein solches mit einer Übersetzung von vielleicht 1:2,3 anzuordnen und je nach der Grösse der Last dieses oder jenes einzuschalten. Nach der Zeichnung ist

$$\beta_1 = z_1 = 33 \text{ und } \beta_2 = 10, z_2 = 6 \cdot 10 = 60.$$

Das gegen $\beta_1 z_1$ auswechselbare Räderpaar müsste dann bei einer Übersetzung 1:2,3 eine Zähnezahl von

$$\beta_x = \frac{2 \cdot 33}{1 + 2,3} = 20 \text{ und } z_x = 2 \cdot 20 = 40$$

bekommen, soll die Summe der Teilkreisradien für beide Räderpaare bei derselben Teilung gleich sein.

Die Teilung der vorliegenden Zahnräder ist wieder nach Gl. 118a, S. 85, zu berechnen. Für

$$M_d = 0,92 \cdot 60 \cdot 30 = 1656 \text{ kgcm}$$

und $z = z_x = 20$ erhält man

$$t_x = t_1 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{1656}{20}} = \sim 2,31 \text{ cm}.$$

Nehmen wir wie in der Ausführung $t_x = t_1 = 26$ mm, so folgt

$$r_1 = R_1 = \frac{33 \cdot 26}{2\pi} = 136,5 \text{ mm}, b_1 = 2 \cdot 26 = 52 \text{ oder } \sim 60 \text{ mm},$$

$$r_x = \frac{20 \cdot 26}{2\pi} = 82,75 \text{ mm}, R_x = 2,3 \cdot 82,75 = 190,32 \text{ mm}.$$

Das zweite Räderpaar hat ein Drehmoment

$$M_d = 0,92 \cdot 1656 \frac{\beta_x}{z_x} = 0,92 \cdot 1656 \cdot 2,3 = 3504 \text{ kgcm}$$

zu übertragen. Das Ritzel ist wieder mit seiner Welle aus einem Stück geschmiedet, das grosse Rad hat innere Verzahnung. Setzen wir deshalb auch hier wie beim Hubwerk der Last den für Stahlgusszähne in Gl. 118a angegebenen kleinsten Wert, so folgt für $z = z_2 = 10$

$$t_2 = 0,42 \sqrt[3]{\frac{3504}{10}} = \sim 2,96 \text{ cm}.$$

Nach der Ausführung ist die Teilung bedeutend grösser, nämlich

$$t_2 = 11\pi = 34,558 \text{ mm}$$

und dementsprechend

$$r_2 = \frac{10 \cdot 11}{2} = 55 \text{ mm}, R_2 = 6 \cdot 55 = 330 \text{ mm}.$$

1) In Fig. 2b, Taf. 20, ist irrtümlich R anstatt R eingetragen. 

Von den Wellen der Verschiebevorrichtung ist die Haspelradwelle wieder mit Recht stärker genommen, als die Rechnung ergibt, nämlich $d = 40$ mm.

Die Zwischenwelle empfängt nach den Angaben auf S. 86 ein Drehmoment

$$M_d = 0,92 \cdot 60 \cdot 30 \cdot 2,3 = \sim 3810 \text{ kgcm}.$$

Im Teilkreis des Ritzels β_2 wirkt demnach ein Druck

$$\frac{3810}{5,5} = \sim 693 \text{ kg},$$

der bei 15 cm Abstand von Mitte Ritzel bis Mitte des nächsten Lagers der Welle auf letztere ein Biegemoment

$$M_b = 693 \cdot 15 = 10395 \text{ kgcm}$$

äussert. Beide Momente vereinigen sich zu einem ideellen Moment

$$M_i = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 10395 + 5 \sqrt{10395^2 + 3810^2} \right) = \sim 10820 \text{ kgcm}$$

und verlangen daher nach Gl. 120, S. 86, für $k_b = 600$ kg/qcm (Flussstahl) einen Wellendurchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{10820}{0,1 \cdot 600}} = 5,65 \text{ cm}.$$

Nach der Ausführung ist die Welle in ihrem linken Lager 65 mm und zwischen beiden Lagern, wo das Biegemoment bedeutend kleiner ist, sowie im rechten Lager 55 mm stark, was als völlig hinreichend gelten kann.

Auf die Kettennusswelle wird ein Drehmoment

$$M_d = 0,84 \cdot 60 \cdot 30 \cdot 2,3 \cdot 6 = 20865 \text{ kgcm}$$

übertragen. Durch den grössten Kettenzug von 1740 kg wird die Welle ferner zwischen ihren Lagern gemäss den Abständen von 25 und 21 cm der Mitte der Nuss von der Mitte der Lager (s. Fig. 2b, Taf. 20) durch ein grösstes Biegemoment von

$$M_b = 1740 \frac{25 \cdot 21}{25 + 21} = 19860 \text{ kgcm}$$

beansprucht. Lassen wir den Zahndruck am grossen Rade β_2 , der die Welle zwischen den Lagern bis zu einem gewissen Grade entlastet, unberücksichtigt, so erhalten wir mit den obigen Werten ein ideelles Moment

$$M_i = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 19860 + 5 \sqrt{19860^2 + 20865^2} \right) = \sim 25450 \text{ kgcm}$$

und mit $k_b = 600$ kg/qcm einen Wellendurchmesser von

$$d = \sqrt[3]{\frac{25450}{0,1 \cdot 600}} = 7,5 \text{ cm}.$$

Die Ausführung zeigt $d = 90$ mm. In der Mitte des Rades β_2 wirkt ein Druck

$$\frac{M_d}{R_2} = \frac{20865}{33} = \sim 632 \text{ kg},$$

der bis zur Mitte des nächsten Lagers, die wieder 15 cm von der Zahnradmitte absteht, ein Biegemoment

$$M_b = 632 \cdot 15 = 9480 \text{ kgcm}$$

äussert. Entsprechend wie oben folgt hiermit für den Querschnitt der Welle in der fraglichen Lagermitte

$$M_i = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 9480 + 5 \sqrt{9480^2 + 20865^2} \right) = \sim 17930 \text{ kgcm}$$

und

$$d = \sqrt[3]{\frac{17930}{0,1 \cdot 600}} = 6,69 \text{ cm},$$

während nach der Ausführung $d = 75$ mm an der fraglichen Stelle ist.

Die Geschwindigkeit beim Querfahren der Last und Laufkatze ergibt sich aus Gl. 201, S. 165, für $c = 25$ m/Min., wenn das erste Räderpaar mit der Übersetzung 1:2,3 eingrückt ist, zu

$$v = \frac{25 \cdot 108 \cdot 1 \cdot 1}{60 \cdot 300 \cdot 2,3 \cdot 6} = \sim 0,011 \text{ m} = 11 \text{ mm/Sek.},$$

wenn das erste Räderpaar mit der Übersetzung 1:1 eingeschaltet ist, zu

$$w = 2,3 \cdot 11 = 25,3 \text{ mm/Sek.}$$

4. Das Kranfahrwerk.

Die erforderliche Übersetzung des Vorgeleges ist aus Gl. 202, S. 165, zu berechnen. Nach den Angaben auf S. 138 wurde das Gewicht des Krangestelles zu $G_s = 6000 \text{ kg}$ geschätzt. Die Betriebskraft soll für 2 Arbeiter zu $\mathfrak{P}' = 2 \cdot 30 = 60 \text{ kg}$, der Kraftarm bzw. Haspelradradius $a' = 30 \text{ cm}$ angenommen werden. Die Achsen des Krangestelles sind mit Kugellagern nach Fig. 2a, Taf. 20, versehen. Wie weit bei einem solchen die Zapfenreibung geringer als bei einem gewöhnlichen Gleitlager gesetzt werden darf, entzieht sich zur Zeit noch der Beurteilung. Für $\mu_1 = 0,04$ anstatt 0,1, wie in Gl. 202 angenommen, würde in letztere 0,4 b' anstatt b' einzuführen sein. Mit $b' = 6,27 \text{ cm}$ nach Fig. 2a folgt dann für das einfache Vorgelege

$$\left(\frac{\mathfrak{z}_1'}{\mathfrak{z}_1'}\right) = 0,109 (12000 + 750 + 550 + 6000) \frac{1 + 0,4 \cdot 6,27}{60 \cdot 30} \\ = \sim 4,1.$$

Nach der Ausführung ist

$$\mathfrak{z}_1' = 15 \text{ und } \mathfrak{z}_1' = 4 \cdot 15 = 60$$

gewählt.

Für die Teilung der Räder folgt aus Gl. 118a, S. 85, mit dem ganzen Drehmoment für jedes Räderpaar

$$M_d = 0,92 \cdot 60 \cdot 30 = 1656 \text{ kgcm}$$

und $z = \mathfrak{z}_1' = 15$

$$t_1' = 0,53 \sqrt[3]{\frac{1656}{15}} = 2,54 \text{ cm.}$$

In der Ausführung ist t_1' aus anderen Rücksichten grösser, nämlich $10\pi = 31,4 \text{ mm}$ gewählt und demgemäss

$$r_1' = \frac{15 \cdot 10}{2} = 75 \text{ mm, } \mathfrak{R}_1' = 4 \cdot 75 = 300 \text{ mm}$$

gemacht.

Für die durchgehende Antriebswelle des Kranfahrwerks ist aus den auf S. 165 angeführten Gründen ein um ca. 20 Prozent grösserer Wert als Gl. 119a, S. 86, verlangt, zu nehmen, also mit

$$M_d = 60 \cdot 30 = 1800 \text{ kgcm}$$

für Flusseisen

$$d = 1,2 \cdot 0,28 \sqrt[3]{1800} = \sim 4,1 \text{ cm,}$$

oder besser ein Durchmesser

$$d = 45 \text{ mm}$$

wie in der Ausführung zu wählen.

Die Kranverschiebung beträgt nach Gl. 203, S. 165, für $\mathfrak{D}' = 600 \text{ mm}$ Raddurchmesser und $c' = 25 \text{ m/Min.}$ Ketten- geschwindigkeit

$$w' = \frac{25 \cdot 600}{60 \cdot 2 \cdot 300 \cdot 4} = 0,104 \text{ m} = 104 \text{ mm/Sek.}$$

§ 33.

Die Lauf- und Bockkrane mit elektrischem Antriebe.

Die Entwicklung des elektrischen Antriebes hat bei den Lauf- und Bockkranen zwei verschiedene Ausführungen gebracht, nämlich die ältere mit nur einem Motor und die neuere mit drei Motoren. Jene besitzt nur einen einzigen Motor für die sämtlichen Lastbewegungen und bildet den Übergang der Laufkrane mit Seil- oder Wellenantrieb zu den elektrischen Kranen unter wesentlicher Beibehaltung des mechanischen Triebwerkes der ersteren und möglichst einfacher Gestaltung der elektrischen Apparate. Diese hat für jede der drei Lastbewegungen einen besonderen Motor und zeigt bei

bedeutender Vereinfachung des Triebwerkes die auf Grund der gemachten Erfahrungen vorgeschrittenere Entwicklung im elektrischen Teile solcher Krane. Den sich mehr und mehr steigernden Anforderungen, welche an die Geschwindigkeit, Sicherheit und Ökonomie der elektrischen Lauf- und Bockkrane gestellt werden, vermag aus später zu erklärenden Gründen nur der Dreimotorenkran zu genügen. Die Anwendung des Einmotorensystems beschränkt sich zur Zeit nur auf weniger gebrauchte Krane mit mässiger Geschwindigkeit; in absehbarer Zeit wird sie wohl ganz aufhören.

a) Laufkrane mit nur einem Motor.

Die allgemeine **Einrichtung** eines solchen Kranes von 20000 kg Maximallast und 14,8 m Spannweite zeigt Taf. 22; sie entspricht einer Ausführung von Theodor Wiede's Maschinenfabrik in Chemnitz. Das Windwerk des Kranes ist an der einen Seite angeordnet und in zwei kräftigen Gusseisenschilden verlagert, welche den Hauptträgern aufgesetzt sind. Unterhalb des Windwerkes befindet sich der Führerkorb. Zum Antrieb der drei Bewegungen des Lasthakens — Heben bzw. Senken, Quer- und Längsfahren — dient ein Nebenschlussmotor von 14,5 PS, der stets nach derselben Richtung umläuft und hinter dem Windwerk an der äussersten rechten Seite auf den Hauptträgern befestigt ist. Der Anlasswiderstand für den Motor ist im Führerkorb untergebracht. Durch ein gefrästes Räderpaar $z'Z'$ (s. Fig. 2, Taf. 22), dessen kleines Rad Rohhautzähne besitzt, treibt der Motor eine Vorwelle und vermittelt eines weiteren Räderpaares $z''Z''$ oder $z_x''Z_x''$ die Hauptwelle an, von welcher aus die drei Hakenbewegungen durch Reibungskupplungen und Wendegetriebe abgeleitet werden können. Die Übertragung von der Vorwelle auf die Hauptwelle kann mit zwei verschiedenen Übersetzungen erfolgen, je nachdem das Räderpaar $z''Z''$ oder dasjenige $z_x''Z_x''$ eingerückt wird. Die Räder Z'' und Z_x'' sitzen nämlich lose auf der Hauptwelle und können je nach Wunsch mit ihr durch eine vierte Reibungskupplung, die entsprechend wie diejenigen der drei Wendegetriebe eingerichtet ist, vom Handrade h_4 aus gekuppelt werden. Das Räderpaar $z_x''Z_x''$ hat ungefähr eine vier mal so grosse Übersetzung als das Paar $z''Z''$, so dass die sämtlichen Hakengeschwindigkeiten ausser mit der normalen ($z''Z''$ eingerückt) noch mit einer sehr geringen Geschwindigkeit ($z_x''Z_x''$ eingerückt) vorgenommen werden können, was sich z. B. beim Einlegen von Kernen, Zusetzen von Formkästen usw. in Giessereien notwendig macht. Die Umschaltung der beiden Getriebe, von denen das Ritzel z_x'' ebenfalls mit Rohhautzähnen versehen ist, kann während des Betriebes erfolgen; hierdurch wird der Übergang von der einen zur anderen Geschwindigkeit in sehr bequemer und sicherer Weise bewirkt. Die Vorwelle läuft in Ringschmierlagern, die Hauptwelle in geteilten Bronzelagern, deren Körper mit dem einen Hauptschilde zusammengelassen sind. Die Teilung der zuletzt genannten Lager ist so vorgenommen, dass sich die Welle mit den gesamten Kupplungen nach Entfernung der Einrückhebel