

V. ABSCHNITT.

Die Krane.

§ 30.

Zweck, Einteilung und Betrieb der Krane.

Die als Krane bezeichneten Hebezeuge dienen nicht nur zum Heben und Senken, sondern auch zum Versetzen von Lasten. Neben der vertikalen müssen sie also auch eine horizontale Bewegung der letzteren gestatten. Zu diesem Zwecke ist die Lastwinde auf oder an einem besonderen Gerüst, dem Krangestell, angebracht, das für sich oder im Verein mit einer zweiten Winde die gewünschte horizontale Transportbewegung der Last ermöglicht. Die Form des Gestelles ist abhängig von der Art, in welcher die Horizontalbewegung vollführt werden, und von den besonderen Zwecken und Verhältnissen, denen der Kran im Betriebe dienen soll. Neben der Gerüstform sind deshalb diese beiden Punkte mit für die **Einteilung** der Krane massgebend.

Wir unterscheiden:

1. Laufkrane. Das Gestell derselben hat die Form einer Bühne, und die Last kann innerhalb einer rechteckigen Grundfläche versetzt werden. Dazu ist einerseits die Lastwinde oder eine von dieser bewegte Laufkatze auf der Bühne in der Querrichtung, andererseits die Bühne selbst in der Längsrichtung dieser Grundfläche verschiebbar. Die Schienen für die Fahrbewegung der Bühne werden auf den Längswänden des zu befahrenden Gebäudes, auf Konsolen oder Säulen befestigt. Die vorliegenden Krane finden namentlich im Werkstättenbetrieb, neuerdings auch in Stahlwerken, seltener auf Lagerplätzen, wo die erforderliche Hochbahn für die Längsschienen gewöhnlich zu teuer ausfällt, Verwendung und dienen zum Versetzen oder Auf- und Abstapeln einzelner Stücke.

2. Bockkrane. Das Gestell ist, wie schon der Name sagt, bockähnlich aus einer oberen Bühne und den für diese erforderlichen Stützen zusammengesetzt. Steht es fest, so kann die Last vermittelt einer Winde, welche wie bei den Laufkranen auf der oberen Querbahn der Bühne verschiebbar ist, nur in einer Richtung versetzt werden, während bei fahrbarem Gestell die Last wieder

eine rechteckige Grundfläche bestreichen kann. Im letzteren Falle sind die Schienen für die Längsbewegung des Gestelles zum Unterschiede von den Laufkranen unten angeordnet. Da ihre Verlagerung hier in den meisten Fällen weniger Kosten verursacht, als wenn sie oben auf Säulen liegen, so kommen fahrbare Bockkrane namentlich auf grossen Lagerplätzen zur Verwendung. Feststehende Bockkrane findet man vielfach auf Bahnhöfen, wo sie zum Ein-, Aus- und Umladen der Güter benutzt werden und gewöhnlich zwei Geleise überspannen.

3. Ortsfeste Drehkrane mit unveränderlicher Ausladung. Das Krangestell hat hier die Form eines Auslegers oder Schnabels und ist um eine vertikale Achse drehbar. Durch einen Rollen- oder Flaschenzug am äussersten Ende des Auslegers wird das Lastorgan zur Winde geführt, welche die Last hebt oder senkt; durch Drehen des Krangestelles kann letztere auf einer Kreislinie bewegt werden, welche den konstanten Abstand des Lasthakens von der vertikalen Drehachse des Gestelles, die sogenannte Ausladung, zum Radius hat. Die Krane werden meistens beim Bahnhof- und Kaibetrieb zum Ein- und Ausladen der Waggons und Schiffe verwendet. In kleinster und einfachster Ausführung findet man sie wohl auch in Werkstätten und Magazinen.

4. Ortsfeste Drehkrane mit veränderlicher Ausladung. Um die Last mit einem Drehkran nicht nur in einer Kreislinie, sondern innerhalb einer Kreisfläche versetzen zu können, ist hier die Ausladung veränderlich gemacht. Zu diesem Zwecke sind die Krane entweder mit einer Laufkatze oder einem Rollhaken versehen, welche auf der horizontalen oberen Bahn eines Auslegers oder einer um eine vertikale Achse drehbaren Bühne verschoben werden können, oder aber der Ausleger ist um einen horizontalen Bolzen an seinem unteren Ende drehbar, sodass durch Einziehen und Auslegen des oberen Auslegerendes der Abstand der Last von der Krandrehachse verändert werden kann. Die Verwendung der Krane ist die gleiche wie im vorigen Falle; in sehr grossen Abmessungen kommen sie jetzt namentlich als Werftkrane zur Benutzung.

5. Drehkrane mit besonderem Unterbau. Zu diesen gehören alle fahrbaren Krane, wie Waggon-, Lokomotiv-, Portal- und Velocipedkrane, bei denen ein Drehkran der beiden vorhergehenden Fälle auf ein fahrbares Untergestell (bei Portalkranen bisweilen auch auf ein feststehendes) gesetzt ist. Mit Ausnahme der Velocipedkrane, die auf Lagerplätzen und in Werkstätten vorkommen, erstreckt sich die Verwendung der übrigen Krane namentlich auf den Kai- und Bahnhofsbetrieb.

6. Wipp- oder Scherenkrane. Es sind dies Ausleger- oder Strebenkrane, bei denen der Ausleger bezw. die Hauptstreben nur um eine horizontale Achse drehbar sind. Die Last hängt wie bei den Drehkranen an einem Rollen- oder Flaschenzug und wird durch Einziehen des äussersten Ausleger- oder Strebenendes in einer vertikalen Ebene versetzt. Die Krane werden meistens auf Werften zum Einbau der Kessel und Maschinen in die Dampfschiffe, zur Ausrüstung der Schiffe, Aufstellen der Maste usw. benutzt; an ihrer Stelle kommen aber jetzt vielfach Drehkrane mit veränderlicher Ausladung zur Anwendung.

7. Hochbahnkrane.¹⁾ Sie wurden von Amerika eingeführt und dienen namentlich dort zum Entladen von Massengütern (Kohlen, Erzen usw.) aus Schiffen oder Eisenbahnwagen und Aufstapeln derselben auf Lagerplätzen, wo Drehkrane eine zu grosse Ausladung erhalten müssten. Sie besitzen als wichtigsten Bestandteil eine durch entsprechende Gerüste gestützte und nach der Entladestelle geneigte Hochbahn, auf der sich eine Laufkatze mit der gehobenen Last bewegen kann. Sind die Krane fahrbar, so erfolgt die horizontale Bewegung der Last hier also genau wie bei den Laufkranen in zwei zu einander senkrechten Richtungen, von denen die eine durch die Laufkatze, die andere durch die verschiebbare Hochbahn durchlaufen wird.

Der **Betrieb** der Krane geschieht sowohl von Hand als auch durch Elementarkraft. Handbetrieb ist nur für mässige Geschwindigkeiten geeignet. Beim Elementarkraftbetrieb verschafft sich der elektrische immer mehr Eingang. So ist er z. B. bei Lauf- und Bockkranen neben dem Handbetrieb zur Zeit allein gebräuchlich, während der früher in Werkstätten vielfach übliche Transmissionsbetrieb dieser Krane durch endloses Seil oder Vierkantwelle fast gar nicht mehr zur Ausführung gelangt und deshalb auch in diesem Buche nicht weiter berücksichtigt ist. Bei Drehkranen findet der hydraulische und direkte Dampfbetrieb zwar noch immer Verwendung, aber der elektrische Antrieb erobert sich auch hier mehr und mehr das Feld. Die Gründe hierfür sind, dass der elektrische Antrieb den grossen Geschwindigkeiten und der hohen Leistungsfähigkeit, zu denen der moderne Kranbau drängt, durch sicher funktionierende Motoren und Anlasser im Verein mit einem äusserst einfachen mechanischen Triebwerk in vollkommenster Weise gerecht wird. Die Betriebskosten

elektrischer Krane fallen aber wegen der hohen Anschaffungskosten zur Zeit noch keineswegs geringer als die anderer Krane mit Elementarkraftbetrieb aus.

§ 31.

Das Gestell der Lauf- und Bockkrane.

Das Bühnengerüst der Laufkrane besteht zur Hauptsache aus zwei Haupt- oder Querträgern und zwei Neben- oder Seitenträgern. Jene tragen die Schienen für die Querbewegung der Laufwinde oder -katze, diese stützen die Hauptträger und enthalten die Achsen der Laufräder für die Längsverschiebung des Kranes. Bei den fahrbaren Bockkranen, wo die Nebenträger unten liegen, sind zur Verbindung von Haupt- und Nebenträger die Stützen eingeschaltet, bei den feststehenden Bockkranen, wo die Nebenträger fehlen, setzen sich die Stützen auf das Fundament.

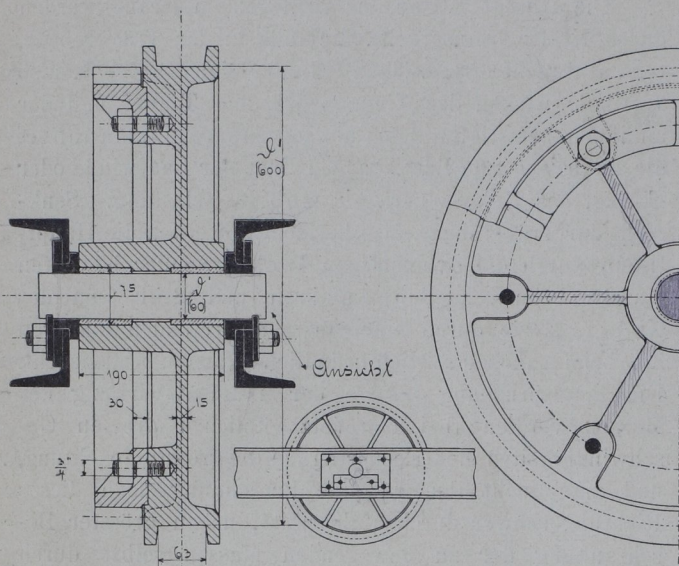
Die Hauptträger der vorliegenden Krane werden durch Kräfte beansprucht, die teils in der Trägerebene, teils senkrecht dazu wirken. In der eigenen Ebene, also vertikal, wirken das Eigengewicht der Träger und der an ihnen befestigten Teile als sogenannte permanente, die zu bewegendende Last, das Gewicht der Laufwinde oder -katze, des Hakens usw. als mobile Belastung. Senkrecht zur Trägerebene, also horizontal, werden die Hauptträger durch die dynamischen Wirkungen der bewegten Massen beim schnellen Anfahren und Stillsetzen des Kranes, sowie durch einen etwa auftretenden schrägen Zug beim Anheben seitlich befindlicher Lasten beansprucht. Die Beanspruchung infolge der Trägheitswirkung der Massen verdient bei den jetzt üblichen grossen Geschwindigkeiten elektrischer Krane die grösste Beachtung, und man sucht ihr, da eine Berechnung nach dieser Richtung schwer durchzuführen ist, neben grösster Beschränkung der zu bewegendenden Massen selbst durch möglichste Versteifung der Hauptträger gegen seitliches Ausweichen zu begegnen. Wo deshalb der Trägerquerschnitt für sich nicht schon die genügende Sicherheit in dieser Hinsicht bietet, nietet man der oberen Gurtung der Hauptträger, welche durch die angreifenden Biegemomente der äusseren Kräfte auf Druck beansprucht wird und deshalb neben der oberen Steghälfte vorwiegend dem seitlichen Ausweichen ausgesetzt ist, während die auf Zug beanspruchte untere Gurtung und Steghälfte dieser Gefahr weniger unterliegt, ein mit den Schenkeln nach unten gekehrtes —-Eisen auf oder ordnet, wenn dieses —-Eisen nicht genügt, neben den Hauptträgern besondere Podeste oder Laufstege an, die man mit jenen in zweckentsprechender Weise verbindet. Erforderlich, wenn auch in einfacherer Ausführung, sind diese Laufstege bei Lauf- und Bockkranen mit Hand(Kurbel-)betrieb von oben, wünschenswert aber auch in allen den Fällen, wo eine bequeme Besichtigung und Wartung des Windenriebwerkes geboten ist. Als Belag für diese Podeste wurden früher Holz und Riffblech verwendet; für Werkstättenlaufkrane mit Oberlicht bevorzugt man jetzt grossgelochte Bleche mit Rücksicht auf möglichste Helligkeit unter den Kranen.

1) Diese Bezeichnung wurde zuerst von Professor Ernst in Stuttgart gebraucht.

Die Seitenträger der Lauf- und Bockkrane, sowie die Stützen der letzteren können als nur durch ihr Eigengewicht und den Druck belastet angesehen werden, welchen die Hauptträger auf sie ausüben; die Trägheitskräfte der bewegten Massen rufen hier keine nennenswerten Beanspruchungen hervor. Der Druck der Hauptträger wird natürlich am grössten, wenn die voll belastete Laufwinde dem betreffenden Seitenträger und den Stützen an dieser Seite möglichst nahe steht.

Die jeweilige Ausführung des Bühnengestelles richtet sich nach der Spannweite und der Belastung des Kranes. Soweit diese beiden gewalzte Träger zulassen, benutzt man der billigeren Herstellung wegen stets solche. Genügt aber das Widerstandsmoment dieser Träger nicht mehr, so bildet man die Hauptträger als Blech- oder

Fig. 97.



Fachwerkträger aus. Jene erfordern weniger Arbeit und werden deshalb gern dann benutzt, wenn die Lieferzeit des Kranes kurz ist, diese besitzen ein geringeres Gewicht, so dass im allgemeinen die Material- und Herstellungskosten zusammen für beide Ausführungsarten ungefähr die gleichen sind. Die Nebenträger werden, wenn gewalzte Träger nicht mehr ausreichen, meistens als Blech-, seltener als Fachwerkträger ausgeführt, während für die Stützen der Bockkrane in dem genannten Falle wieder beide Ausführungsarten gebräuchlich sind. Die einzelnen Teile eines Krangestelles müssen natürlich in der Werkstatt sauber und genau zusammengepasst und, soweit dies der Transport zulässt, auch hier fertig zusammengesetzt werden; alle Schrauben sind sauber einzureiben und müssen stramm in ihre Löcher passen. An allen Verbindungsstellen sind Winkel und Laschen mit genügender Niet- oder Schraubenzahl vorzusehen; die Form der Laschen ist dabei möglichst einfach zu wählen. Dort, wo Triebwerksteile am Gestell befestigt werden, ist dieses zu bearbeiten und jeder Verschiebung dieser genau

zu verlagernden Teile im Betriebe in sicherster Weise vorzubeugen.

Das Material der Laufräder des Krangestelles ist jetzt seltener Gusseisen, sondern meistens Hart- oder Stahlguss. Der Kranz ist sauber abzdrehen und muss im Profil und Durchmesser bei allen Rädern eines Kranes genau übereinstimmen. Keilt man die Räder auf ihren Achsen fest, so ordnet man zur Verminderung der Zapfenreibung wohl Kugellager an; Fig. 2a, Taf. 20 giebt als Beispiel eines solchen Kugellagers eine Ausführung von Unruh & Liebig in Leipzig. Neuerdings pflegt man die Achsen festzulegen und die Räder sich auf ihnen drehen zu lassen. Dadurch wird nicht nur der Ein- und Ausbau der Räder erleichtert, sondern auch der Achsenummesser kann, da nun die Spannungen zwischen

Fig. 98.

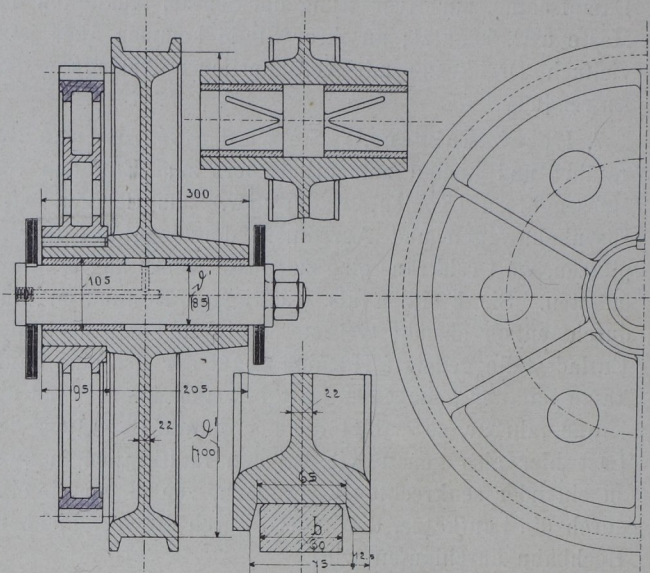


Fig. 99.

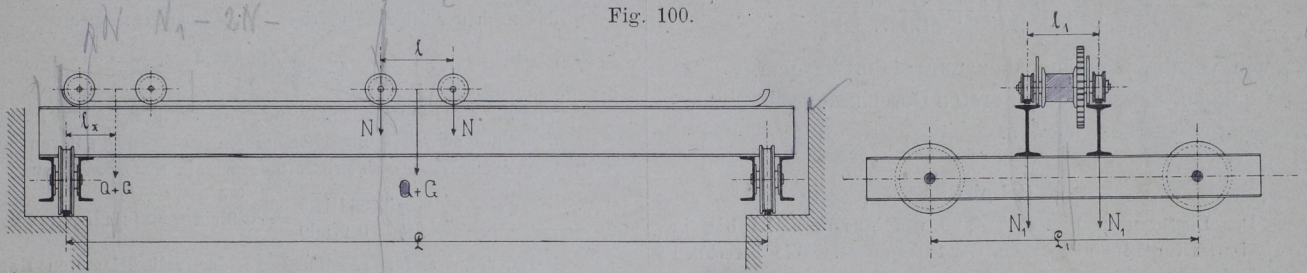
Null und einem grössten Werte wechseln, geringer als bei aufgekeilten Laufrädern genommen werden. Fig. 97 und 98 des Textes zeigen die neuere Anordnung nach Ausführungen von Gebr. Scholten in Duisburg und H. Rieche in Wetter a/Ruhr; sie gehören zum Laufkran auf Taf. 23 bzw. Bockkran auf Taf. 27. Die Laufachse ist in Fig. 97 durch zwei eingelassene Flacheisen, in Fig. 98 durch eine Nase an der Drehung verhindert. Zur Schmierung der langen, ausgebuchten Radnaben dienen Staufferbüchsen, welche das Fett durch eine achsiale und radiale Öffnung in die mittlere Aussparung der Nabe pressen, von wo es durch Schmiernuten an die Laufstellen gelangt. Die Antriebsräder erhalten ihr Drehmoment von einem Zahnrad, dessen Kranz entweder nach Fig. 97 dem Radkranz aufgeschraubt oder dessen Nabe nach Fig. 98 der Radnabe aufgekeilt wird; hierdurch wird eine Verdrehungsbeanspruchung von den Achsen ferngehalten. In Fig. 97 sind zur Verminderung der seitlichen Reibung der Radnabe an den Stegblechen noch kleinere Buchsen aus Schmiedeeisen

eingesetzt; jetzt lässt man dieselben gewöhnlich fort. Um kleine Ungenauigkeiten in der Laufbahn und namentlich Längenänderungen durch Temperaturwechsel unschädlich zu machen, laufen die Radkränze mit etwas Spiel auf ihren Schienen (s. Fig. 99 des Textes). Der Querschnitt der letzteren zeigt entweder richtiges Schienenprofil oder ist von rechteckiger Form. Als Schutz gegen etwaiges Entgleisen der Krane sieht man bisweilen die in Fig. 101 auf S. 139 angedeuteten Haken X an den Enden der Seitenträger vor. Die [-Eisen, an denen sie befestigt sind, können als Stützen des Kranes bei einem Radbruche dienen.

gestell weniger einfach und bedeutend teurer wird. Neuerdings benutzt man nun die nach dem Patent von Grey gewalzten Differdinger I-Eisen zum Kranbau, die sehr breite Flanschen (allerdings bei nicht zu kräftigem Steg) besitzen und bis zu 750 mm Höhe hergestellt werden. Mit solchen Eisen lassen sich die einfachen Laufkrangestelle aus Walzeisen nicht nur ohne besondere Seitenversteifung für höhere Fahrgeschwindigkeiten, sondern auch für grössere Spannweiten und Lasten, als dies bei den nach den Normalprofilen gewalzten I-Eisen möglich ist, verwenden.

Bei der **Berechnung** der Krangestelle aus gewalzten

Fig. 100.



a) Laufkrangestelle aus gewalzten Trägern.

Die gebräuchliche **Ausführung** solcher Gestelle geschieht nach Fig. 2, Taf. 20, wo zu den Hauptträgern I-, zu den Nebenträgern je zwei [-Eisen verwendet sind. Die Hauptträger sind nur an den Enden durch die Nebenträger, auf die sie sich legen, verbunden. Ein grösseres Zwischenblech, das zugleich die beiden [-Eisen der Nebenträger in deren Mitte zusammenhält, vermittelt an jeder Seite die Verbindung zwischen Haupt- und Nebenträger. An den Enden sind die [-Eisen der letzteren nochmals durch senkrechte [-Stücke vereinigt. Will man an Konstruktionshöhe sparen, so lässt man, wie unter b) näher angegeben, die I-Eisen der Hauptträger stumpf gegen die inneren [-Eisen der Nebenträger stossen, wodurch zugleich der Schwerpunkt des ganzen Krangestelles tiefer zu liegen kommt.

Nur in Fällen, wo die Höhe des zu befahrenden Raumes über den Laufschiene des Kranes äusserst beschränkt ist, dürfte die Ausbildung des Krangestelles nach Fig. 1, Taf. 20 am Platze sein. Die beiden Hauptträger sind hier an den Nebenträgern aufgehangen. Von den letzteren besteht jeder aus einem I-Eisen und einem Blech an der äusseren Seite, das die abgeschrägten Kopfenden der Hauptträger nochmals durch L-Laschen erfasst und an den Enden durch gebogene L-Eisen mit dem I-Eisen seines Nebenträgers verbunden ist.

Als I-Eisen wurden bislang die bekannten Normalprofile verwendet; dieselben werden aber nur bis zu 550 mm Höhe ausgeführt und leiden an dem Übelstande, dass sie nur schmale Flanschen besitzen und deshalb den horizontalen Seitenkräften schnellfahrender Krane nicht genügend Widerstand gegen Ausknicken in der Fahr- richtung entgegensetzen. Man ist deshalb bei grossen Geschwindigkeiten gezwungen, den I-Eisen, wie schon früher erwähnt, ein —-Eisen mit den Flanschen nach unten aufzunieten oder Podeste anzuordnen, wodurch das Kran-

Eisen braucht nur die Biegebungsbeanspruchung der letzteren berücksichtigt zu werden. Ist

Q die Nutzlast,

G das Gewicht des Hakens, der Hakenflasche und der Laufwinde oder Laufkatze,

q das Gewicht von 1 m eines Hauptträgers in kg,

L die Spannweite der Hauptträger,

l der Radstand der Laufwinde in cm,

so ruft $Q + G$, wenn gleichmässig verteilt auf die vier Laufräder der Katze angesehen, einen Raddruck

$$N = \frac{Q + G}{4}$$

hervor. Bei den Hauptträgern tritt die stärkste Beanspruchung annähernd in der Mitte auf, und zwar dann, wenn die Katze die in Fig. 100 des Textes angedeutete Mittellage einnimmt. Für diese ist das angreifende Biegemoment der mobilen Belastung in dem genannten Querschnitt

$$N \frac{L - l}{2}$$

Die permanente Belastung durch das Eigengewicht der Träger erzeugt daselbst ein Moment

$$\frac{q L^2}{100 \cdot 8}$$

Das erforderliche Widerstandsmoment w eines Hauptträgers folgt demnach aus

$$w = \left(N \frac{L - l}{2} + \frac{q L^2}{100 \cdot 8} \right) \frac{1}{k_b} \quad \dots \quad 157$$

worin, entsprechend dem Mittelwerte der Belastungsarten a und b der Bach'schen Tabelle, für Schweisseisen $k_b \leq 750 \text{ kg/qcm}$ zu setzen ist.

Bei den Nebenträgern liegt der am ungünstigsten beanspruchte Querschnitt ebenfalls in der Mitte. Ist

N_1 der stärkste Druck eines Hauptträgers auf den Nebenträger, also, wenn die Last Q (siehe Fig. 100 des Textes) bei ihrer äussersten Lage bis auf l_x an den Nebenträger kommt,

$$N_1 = 2N \left(1 - \frac{l_x}{L}\right) + \frac{q}{100} \frac{L}{2} \quad \dots \quad 158$$

q_1 das Eigengewicht von 1 m eines Nebenträgers in kg,
 l_1 der Abstand der beiden Hauptträger voneinander,
 L_1 der Radstand des Krangestelles in cm,

so erhält man für das erforderliche Widerstandsmoment eines Nebenträgers den Wert

$$w = \left(N_1 \frac{L_1 - l_1}{2} + \frac{q_1 L_1^2}{100 \cdot 8}\right) \frac{1}{k_b} \quad \dots \quad 159$$

k_b wie vorhin, meistens aber nur ≤ 600 kg/qcm.

q und q_1 müssen bei der ersten Berechnung schätzungsweise angenommen werden.

Beispiel.

Der Laufkran in Fig. 2, Taf. 20 von Unruh & Liebig in Leipzig ist für 12000 kg Maximallast bestimmt. Wie berechnen sich die Hauptteile des Krangestelles.

Wir schätzen das Gewicht des Hakens und seiner Flasche mit Belastungsgewicht und loser Rolle zu 750 kg, dasjenige der Laufkatze zu 550 kg. Die Summe beider ist $G = 750 + 550 = 1300$ kg und somit bei gleichmässiger Verteilung von Q und G auf die vier Räder der Katze der Raddruck

$$N = \frac{Q + G}{4} = \frac{12000 + 1300}{4} = 3325 \text{ kg.}$$

Der Kran besitzt eine Spannweite von $L = 1200$ cm, die Katze einen Radstand $l = 60$ cm. Nach Gl. 157 muss demnach für $k_b \leq 750$ kg/qcm das Widerstandsmoment eines Hauptträgers, dessen Eigengewicht zu 180 kg/m angenommen werde,

$$w \geq \left(3325 \frac{1200 - 60}{2} + 1,8 \frac{1200^2}{8}\right) \frac{1}{750} \text{ oder } w \geq 2960 \text{ cm}^3$$

betragen. Das nächst grössere Moment 3602 cm³ der Normal-I-Eisen gehört dem Träger No. 55 an, der auch in der Ausführung gewählt ist. Infolge seines grösseren Widerstandsmomentes steigt die grösste Spannung im mittleren Querschnitt nur auf

$$\sigma = 750 \frac{2960}{3602} = \sim 616 \text{ kg/qcm.}$$

Das Gewicht des I-Eisens für den laufenden Meter ist 166, das der Laufschiene (52×26 mm) 10,5 kg, sodass die Annahme von 180 kg genügend gross ist.

Bei der äussersten rechten Lage der Laufkatze steht die Last $l_x = 90$ cm von der zugehörigen Laufradmitte des Krangestelles ab. Der rechte Nebenträger empfängt dann nach Gl. 158 von jedem Hauptträger einen Druck

$$N_1 = 2 \cdot 3325 \left(1 - \frac{90}{1200}\right) + 1,8 \frac{1200}{2} = \sim 7230 \text{ kg.}$$

Der Radstand des Krangestelles ist $L_1 = 195$ cm, der Abstand der beiden Hauptträger von einander $l_1 = 50$ cm. Das Eigengewicht eines Nebenträgers sei zu 100 kg/m angenommen. Nach Gl. 159 müsste demnach für $k_b \leq 600$ kg/qcm das Widerstandsmoment eines Nebenträgers

$$w \geq \left(7230 \frac{195 - 50}{2} + 1 \frac{195^2}{8}\right) \frac{1}{600} \text{ oder } w \geq 881,5 \text{ cm}^3$$

sein. Es sind für jeden Nebenträger zwei I-Eisen, Normalprofil No. 30, gewählt, die zusammen ein Widerstandsmoment von $2 \cdot 535 = 1070 \text{ cm}^3$ besitzen.

Der grösste Druck auf den linken Nebenträger bleibt trotzdem die Winde an dieser Seite angebracht ist, unter demjenigen auf den rechten, da die Last bei ihrer äussersten linken Lage noch 188,5 cm von der Mitte der linken Laufräder absteht.

Nimmt man für die Laufradachsen des Kranes die gleichmässige Verteilung des Eigengewichtes $G_s = 6000$ kg des Krangerüsts und der Winde an, so empfangen dieselben bei der mittleren Lage der Laufkatze einen Druck von

$$\frac{Q + G + G_s}{4} = \frac{12000 + 1300 + 6000}{4} = 4825 \text{ kg.}$$

Das angreifende Moment für den Querschnitt in der Radmitte ist dann nach Fig. 2a, Taf. 20

$$4825 \frac{12 \cdot 20}{32} = 36187,5 \text{ kgcm,}$$

das nach der Biegungsfestigkeit einen Durchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{36187,5}{0,1 \cdot k_b}}$$

verlangt. Gestattet man für Flussstahl $k_b = 500$ kg/qcm (Spannungswechsel zwischen einem grössten positiven und negativen Werte), so erhält man wie in der Ausführung

$$d = \sqrt[3]{\frac{36187,5}{0,1 \cdot 500}} = \sim 9 \text{ cm} = 90 \text{ mm.}$$

Bei der äussersten rechten Lage der voll belasteten Katze wird der Druck auf die rechten Laufradachsen, G_s wieder gleichmässig verteilt auf alle 4 Räder angesehen,

$$2N \left(1 - \frac{l_x}{L}\right) + \frac{G_s}{4} = 2 \cdot 3325 \left(1 - \frac{90}{1200}\right) + \frac{6000}{4} = \sim 7650 \text{ kg}$$

und demnach die grösste Spannung in der Achse

$$\sigma = \frac{7650 \cdot 12 \cdot 20}{32 \cdot 0,1 \cdot 9^3} = 787 \text{ kg/qcm.}$$

Die Laufräder des Krangestelles haben $\varnothing = 60$ cm Durchmesser, die zugehörigen Laufschiene 6 cm Breite. Der Druck auf die Projektion des Spurrades ist somit bei der mittleren Lage der voll belasteten Katze

$$p = \frac{4825}{60 \cdot 6} = 13,4 \text{ kg/qcm,}$$

bei der äussersten rechten Lage der Katze

$$p = \frac{7650}{60 \cdot 6} = 21,25 \text{ kg/qcm.}$$

Für die Schienen der Laufkatze, die nur 5,2 cm breit sind, ergibt sich bei $\varnothing = 45$ cm Raddurchmesser eine Pressung

$$p = \frac{N}{45 \cdot 5,2} = \frac{3325}{45 \cdot 5,2} = \sim 14,2 \text{ kg/qcm.}$$

Für Gusseisenräder auf Schmiedeeisen- oder Stahlschienen soll p unter 20 kg/qcm bleiben; alle Werte für p dürften noch zulässig sein.

Fortsetzung des Beispiels s. § 32.

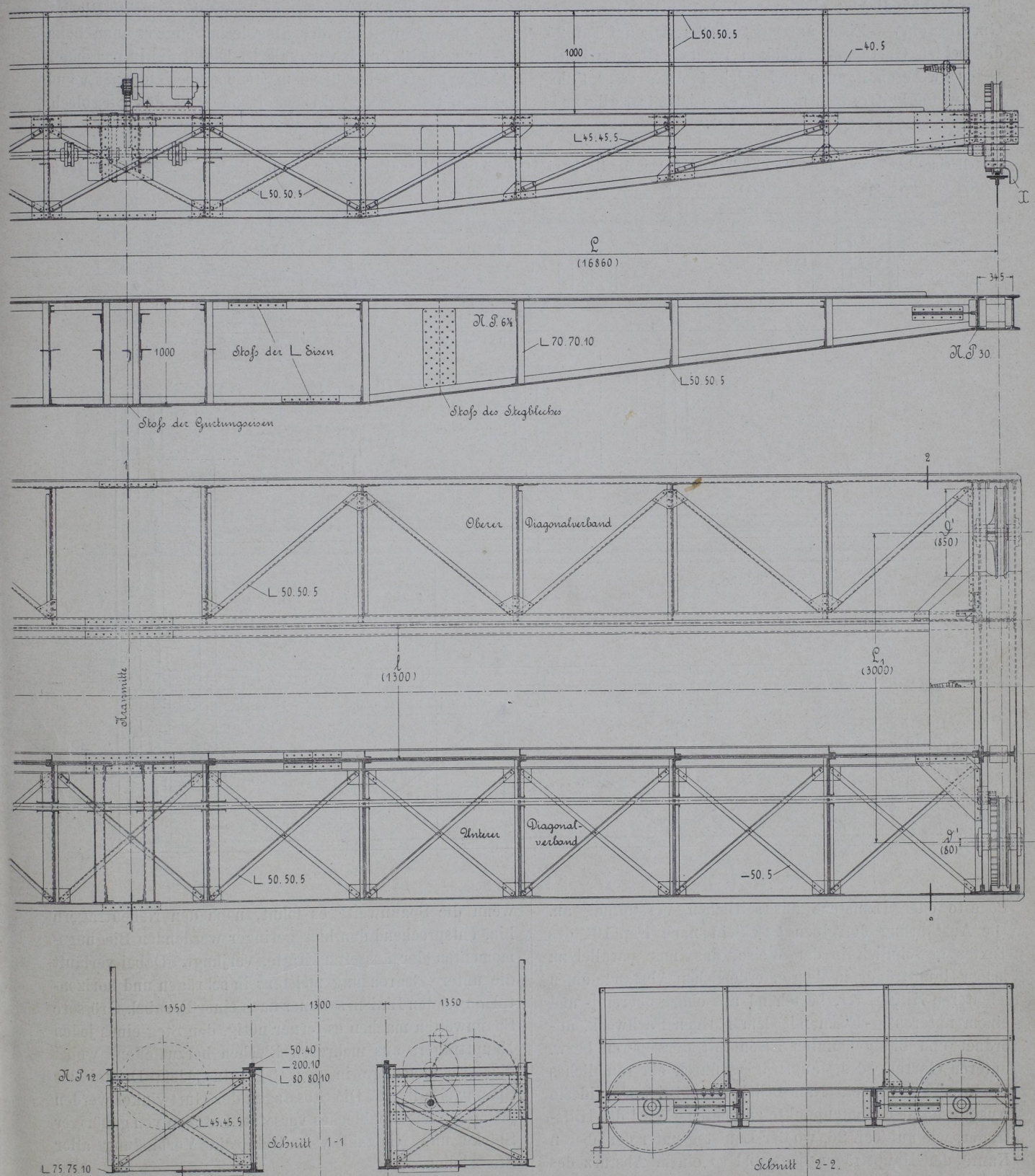
b) Laufkrangestelle aus genieteten Blechträgern.

Die Ausführung dieser Krangerüste zeigen die Taf. 21, 22, 25 u. 26, sowie die Textfiguren 101 u. 102. Der Querschnitt der Hauptträger ist entweder ein I- oder kastenförmiger. Der erstere ist bei uns für Laufkrane von mittlerer Spannweite und Belastung gebräuchlich, während der letztere in Amerika gern gewählt, jetzt aber auch bei uns von manchen Fabriken dem I-Querschnitt bei grossen Fahrgeschwindigkeiten vorgezogen wird. Der Kastenquerschnitt (s. Fig. 102 des Textes) besitzt nämlich infolge seiner breiten Gurtungen eine grosse Seitensteifigkeit und bedarf deshalb keiner besonderen

Versteifung gegen Kräfte, die in diesem Sinne wirken; auch kann die Welle für das Fahrwerk des Kranes, sowie

des Kastens befestigt werden. Allerdings fällt der Materialverbrauch grösser als bei Hauptträgern mit I-Querschnitt

Fig. 101. Gestell eines Laufkranes für 10000 kg Tragkraft von Herm. Findeisen in Chemnitz.



die zur Wartung und Besichtigung der Laufwinde nötige Galerie ohne weiteres excentrisch an den Seitenwänden

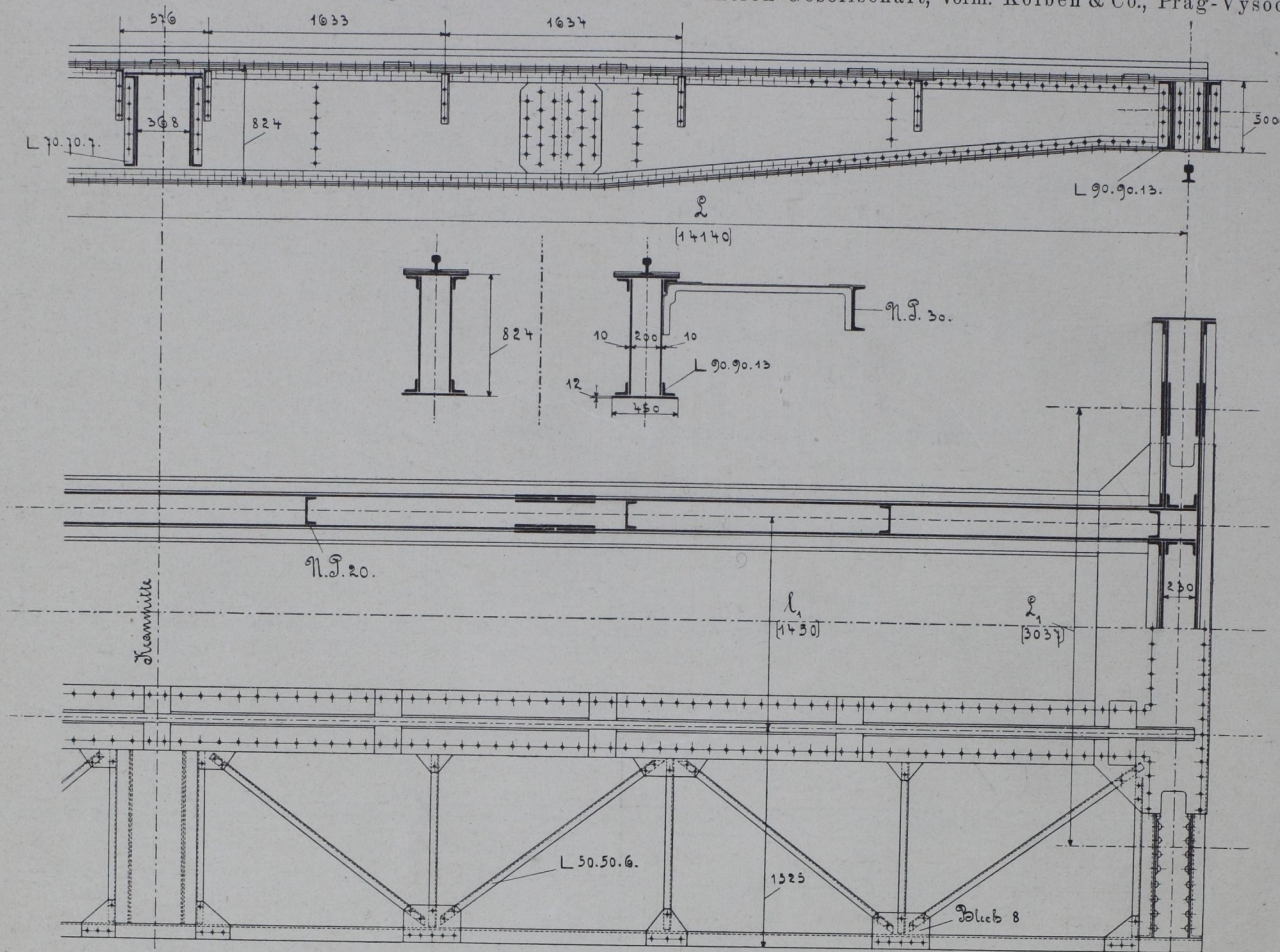
aus. Bei diesen ist aber eine besondere Versteifung der auf Druck beanspruchten oberen Gurtung in horizon-

taler Richtung fast stets geboten; auch ist etwaigen Schwankungen der unteren Gurtung durch eine entsprechende Versteifung bei schnell fahrenden Kranen vorzubeugen. Für leichtere Krane mit nicht zu grosser Fahrgeschwindigkeit genügt es deshalb wohl, der oberen Gurtung ein —Eisen aufzunieten oder, wie auf Taf. 25, die beiden Gurtungs-Flacheisen recht breit zu wählen. Bei schwereren Kranen und solchen mit grosser Fahrgeschwindigkeit ordnet man dagegen jetzt fast allgemein

Diese Art der Stützung des Podestes ist bei Laufkranen mit Handbetrieb (s. Fig. 2, Taf. 21) zulässig und genügt hier. Nach aussen wird jedem Podest ein Geländer aufgesetzt, als Belagplatten dienen, wie schon früher erwähnt, Holz, Riffel- oder weitmaschig gelochte Bleche. Das Ausweichen der Stegbleche hindert man beim I-Querschnitt durch vertikale —Eisen, die in passender Entfernung voneinander dem Stege sauber eingepasst und aufgenietet werden. In der Höhe wird das Stegblech,

Fig. 102.

Gestell eines Laufkranes für 20000 kg Tragkraft von der Elektrizitäts-Aktien-Gesellschaft, vorm. Kolben & Co., Prag-Vysocan



Podeste oder Laufstege zur seitlichen Versteifung an. Die Ausführung derselben geschieht nach Fig. 101 des Textes, gewöhnlich in der Weise, dass man parallel zu jedem Hauptträger in dem erforderlichen Abstände einen leichteren Hilfsträger, bestehend aus einem oberen — und einem unteren —Eisen mit dem nötigen Fachwerk, anordnet und die genannten Eisen mit der oberen bzw. unteren Gurtung des Hauptträgers durch ein räumliches Fachwerk verbindet. Namentlich ist dabei auf solideste Ausführung der Knotenpunkte zu achten. Wird der Hilfsträger, wie auf Taf. 26, wo der Laufsteg unter der oberen Kante der Hauptträger liegt und so einem Absturz des Wärters nach innen vorgebeugt wird, durch —Eisen gestützt, welche an dem Stegblech des Hauptträgers befestigt sind, so ist die Seitensteifigkeit des letzteren keine grosse.

wenn die Spannweite es lohnt, nach den Nebenträgern hin, entsprechend den hier geringer werdenden Biegemomenten der äusseren Kräfte, verjüngt. Dabei verläuft die untere Begrenzung meistens in schrägen und horizontalen geraden Linien, seltener nach einer Parabel. Grössere Spannweiten machen es ferner nötig, den Steg eines jeden Hauptträgers aus mehreren Blechen herzustellen, wobei die Trennungsfuge in der Regel in jedem Drittel der Spannweite liegt. Die Stossfugen der Gurtwinkel werden gegen die des Stegbleches versetzt; Laschen von gehöriger Stärke und Nietzahl vermitteln die Verbindung aller Stossstellen.

Die Schienen für die Laufwinde oder -katze legt man gewöhnlich auf die obere Gurtung der Hauptträger. Bisweilen findet man sie aber auch zwischen die letzteren

gelegt und hier durch L-Eisen am Stöge gestützt oder auf der unteren Gurtung befestigt. Diese Anordnung zeigt z. B. der Einmotorenkran auf Taf. 22. Sie hat den Vorteil, dass nun die Hauptträger durch horizontale, den oberen Gurtungen aufgenietete [- und —-Eisen gegen seitliches Ausweichen gesichert werden können. Ihr Nachteil besteht darin, dass die Hauptträger weiter auseinandergerückt und meistens auch höher, namentlich an den Enden, werden müssen, also schwerer und teurer ausfallen. Auch wird die Zugänglichkeit zur Laufkatze und dem Lastorgan erschwert.

Die Nebenträger der Laufkrane mit genieteten Blech-Hauptträgern werden, wenn möglich, aus gewalzten I- oder [-Eisen gebildet. Es ist dies z. B. bei den Kranen in Fig. 2, Taf. 21 und auf Taf. 22 der Fall, wo jeder Nebenträger aus zwei I-Eisen besteht, auf welche sich die Hauptträger mit ihren Enden unter Vermittelung entsprechender Zwischenbleche legen. In Fig. 101 des Textes stossen die Hauptträger stumpf gegen die inneren I-Eisen, wodurch die Konstruktionshöhe beschränkt wird und der Schwerpunkt des Krangestelles tief zu liegen kommt. Auf Taf. 25 endlich legen sich die Hauptträger zur Hälfte auf die Nebenträger, zur Hälfte stossen sie stumpf gegen die inneren [-Eisen derselben. Nicht nur die Verbindung der Haupt- und Nebenträger an den Stossstellen, sondern auch die Verbindung der beiden I- oder [-Eisen eines Nebenträgers unter sich muss eine äusserst solide sein. Reichen die Widerstandsmomente der gewalzten Eisen nicht mehr aus, so baut man die Nebenträger auch als Blechträger. Ihr Querschnitt ist dann ein doppel [- oder kastenförmiger, bestehend aus zwei Stegblechen und zwei L-Eisen an jedem derselben, sowie den erforderlichen Gurtungsplatten. Die Hauptträger stossen auch hier in der Regel stumpf gegen die Nebenträger. Dabei kann entweder das Stegblech der Hauptträger in die Nebenträger treten (s. Taf. 26), wobei die innere Wandung der Nebenträger unterbrochen werden muss, oder, was weniger gut, das Stegblech der Hauptträger geht nur bis an die innere Seite der Nebenträger (s. Fig. 1, Taf. 21), und zwischen den Wänden der letzteren werden besondere Bleche eingeschaltet und durch vertikale L-Eisen mit diesen verbunden.

Das Material der Blechträger ist jetzt meistens Flusseisen, seltener Schweisseisen.

Bei der **Berechnung** eines Blechträgers ist neben der Biegungs- auch die Scherbeanspruchung zu berücksichtigen. Auch handelt es sich hier, weil die Hauptträger aus Rücksicht auf Material- und Gewichtersparnis bei genügender Spannweite in ihrer Höhe nach den Enden hin abnehmen, nicht nur um die Berechnung des mittleren, sondern auch anderer, ausser der Mitte liegender Querschnitte. Die permanente Last des Eigengewichtes bewirkt nun für einen bestimmten Trägerquerschnitt immer dasselbe Biegemoment und dieselbe vertikale Scherkraft. Anders ist dies bei der mobilen Last der Katze. Diese erzeugt in einem bestimmten Trägerquerschnitt, wenn sie auf ihrer Querbahn verschoben wird, immer eine andere Grösse des Biegemomentes und

der Scherkraft. Es ist deshalb hier zunächst die Frage zu beantworten, bei welcher Stellung der voll belasteten Katze wird für einen bestimmten Vertikalschnitt der Hauptträger einmal das Biegemoment und das andere Mal die Scherkraft am grössten. Diese Stellung der Katze bzw. die durch sie bedingten Werte von Biegemoment und vertikaler Scherkraft sind der Berechnung des fraglichen Querschnittes zu Grunde zu legen.

Die Antwort auf die gestellte Frage lässt sich leicht mit Hilfe der Graphostatik geben.

Fig. 103.

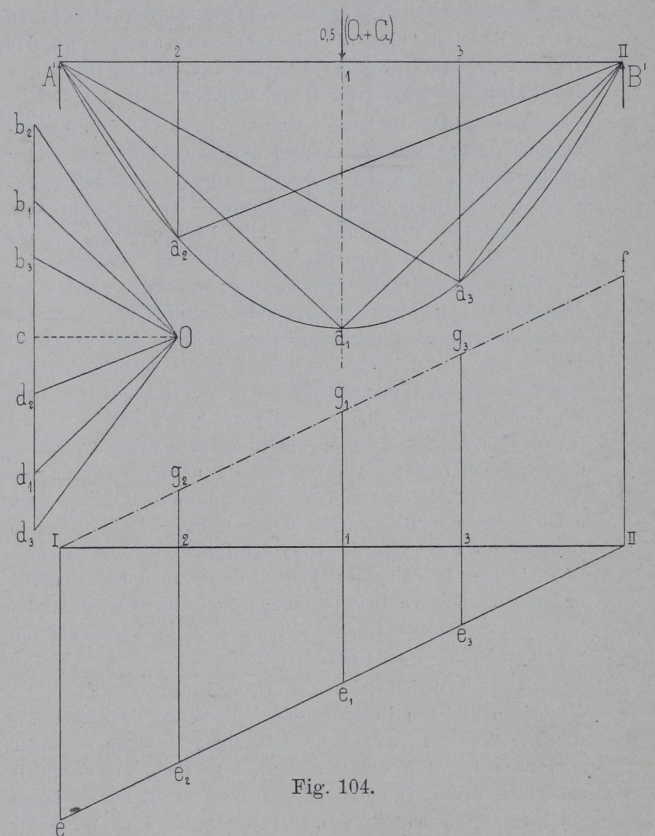


Fig. 104.

Ist nach Fig. 103 des Textes I—II ein Balken auf zwei Stützen, der durch die Einzellast $0,5(Q+G)$ belastet ist, so erhält man, wenn die Last in der Mitte 1 des Balkens steht, bekanntlich die dreieckige Biegemomentenfläche I a_1 II desselben in der Weise, dass man nach irgend einem Kräfte- und Längenmassstabe auf einer Vertikalen $b_1 - d_1 = 0,5(Q+G)$ macht, in der Mitte c von $b_1 - d_1$ die Poldistanz c — O horizontal aufträgt und I $a_1 \parallel b_1 O$, II $a_1 \parallel d_1 O$ zieht. Die Ordinaten der Fläche I a_1 II geben dann, bezogen auf den gewählten Kräfte- und Längenmassstab und multipliziert mit der Poldistanz, das Biegemoment in den zugehörigen Balkenquerschnitten. Am grössten wird dasselbe für die Balkenmitte, nämlich gleich $1 - a_1$.

Konstruiert man für weitere Lagen der Last $0,5(Q+G)$ die Momentenflächen, z. B. I a_2 II, wenn die Last in 2, I a_3 II, wenn sie in 3 steht, wobei die Ordinaten 2 — a_2 bzw. 3 — a_3 immer die grössten Biegemomente für die jeweilige Laststellung darstellen, so findet man, dass die Punkte a_2 , a_1 , a_3 usw. auf einer Parabel liegen, die durch I und II geht und deren Achse I a_1 ist. Bewegt sich also die Last $0,5(Q+G)$ von I nach II über den Balken hin, so tritt das grösste Biegemoment für jeden Querschnitt dann ein, wenn die Last über ihm steht; zugleich beschreibt der Eck-

punkta der jeweiligen Momentenfläche eine Parabel. Man nennt sie die Maximalmomentenkurve, weil für jeden Querschnitt des Balkens die zugehörige Ordinate der Parabel, wie z. B. $2 - a_2$ für 2, $1 - a_1$ für 1 usw., das Maximalmoment darstellt.

Die vertikale Scherkraft in irgend einem Querschnitt des Balkens ist gleich der Resultierenden aller Kräfte, welche auf einer und derselben Seite des betreffenden Schnittes liegen. Nehmen wir die linke Seite, so ist dies nach Fig. 103 des Textes die Reaktion A' in I, nehmen wir die rechte, so ist es B' in II. Für irgend einen Querschnitt der linken Balkenhälfte fällt nun A' am grössten aus, wenn die Last $0,5(Q+G)$ über diesem Querschnitt steht (oder richtiger, dicht rechts neben ihm), und es ist dann $A' > B'$; für irgend einen Querschnitt der rechten Balkenhälfte gilt Entsprechendes bezüglich B' . Die grösste vertikale Scherkraft in einem Balken tritt also immer dann auf, wenn die Last über demselben steht; sie ist dann gleich der Reaktion des kürzeren Balkenendes.

Man erhält die Reaktionen A' und B' in dem Kräftepolygon (s. Fig. 103), wenn man durch den Pol O Parallelen zu den schrägen Seiten des zugehörigen Momentendreiecks zieht, also z. B., wenn die Last $0,5(Q+G)$ in 2 steht, $O b_2 \parallel I a_2$ und $O d_2 \parallel II a_2$ macht; es ist dann $c - b_2 = A'$ und $c - d_2 = B'$ für die betreffende Laststellung. Befindet sich die Last im Endpunkte I des Balkens, so wird A' gleich der Last $0,5(Q+G)$ und $B' = 0$, steht sie in II, so gilt das Umgekehrte. Trägt man nun die jeweiligen Reaktionen A' und B' unter bzw. über der Balkenlänge in den zugehörigen Querschnitten als Ordinaten auf, macht also in Fig. 104 gemäss Fig. 103 $2 - e_2 = c - b_2$, $3 - e_3 = c - b_3$, $2 - g_2 = c - d_2$, $3 - g_3 = c - d_3$, so ergeben die Endpunkte dieser Ordinaten zwei gerade Linien, von denen die untere eII für die Reaktionen A' , die obere If für die Reaktionen B' gilt. Nach dem Obigen begrenzt dann die untere Gerade eII die grössten Scherkräfte in den Querschnitten der linken, die obere Gerade If diejenigen in den Querschnitten der rechten Balkenhälfte, und für irgend eine Laststellung, z. B. in 2, herrscht in den links von 2 gelegenen Querschnitten $2 - e_2$, in den rechts von 2 gelegenen $2 - g_2$ als Scherkraft.

Denkt man sich weiter anstatt der Einzellast $0,5(Q+G)$ die beiden gleichen Komponenten N derselben in einem Abstände l voneinander über die Balkenlänge bewegt, so erhält man nach Fig. 105 des Textes zwei Parabeln als Maximalmomentenkurven. Da die linke Komponente N nur so lange ein Biegemoment hervorruft, als sie von I nach 2 geht, woselbst die Mittelkraft $0,5(Q+G)$ über dem Stützpunkt II angelangt ist und die linke Komponente um $0,5l$ von II absteht, so muss die ausgezogene Parabel $I H 2$ als Achse die Vertikale $x - x$ haben, die um $0,25l$ links von der Mitte $X - X$ des Balkens liegt. Die rechte Komponente N wirkt dagegen erst auf Biegung bei dem Balken ein, sobald die Mittelkraft $0,5(Q+G)$ den linken Stützpunkt I verlässt und die genannte Komponente aus I tritt, wobei $I - 1$ wieder gleich $0,5l$ ist. Diese Einwirkung erstreckt sich so lange, bis dass die fragliche Komponente nach II gelangt ist. Die strichpunktierte Parabel $1 H' II$ der rechten Komponente hat somit als Achse die Vertikale $y - y$, die sich um $0,25l$ rechts von der Mitte $X - X$ des Balkens befindet. Beide Parabeln sind einander völlig gleich. Mit Hilfe derselben lässt sich nun leicht die Biegemomentenfläche für jede Stellung der beiden Kräfte N, N angeben. Stehen diese z. B. in 4, 4', so stellt die Ordinate $4 - b$ der linken Parabel das Biegemoment in 4, die Ordinate $4' - b_1$ der rechten Parabel dasjenige in 4' dar, und die Biegemomentenfläche für die angeführte Stellung der Kräfte N, N ist $I b b_1 II$. Entsprechend ergibt sich, wenn N, N in 7, 7' stehen, $I d d_1 II$ als Biegemomentenfläche.

Die Fig. 105 lässt nun die zuerst aufgeworfene Frage beantworten, bei welcher Katzenstellung bzw. bei welcher

Lage der Raddrücke N, N in einem bestimmten Balkenquerschnitt das für diesen grösstmögliche Biegemoment auftritt. Für den Querschnitt 4 der linken Balkenhälfte denken wir uns hierzu die Katze von I nach rechts über den Balken verschoben. Steht dann der Wagen vor dem zu untersuchenden Querschnitt, z. B. in 3, 3', so ist $I e e_1 II$ die Biegemomentenfläche und $4 - m$ das Biegemoment in 4. Befindet sich das linke Rad über dem Querschnitt 4 selbst, so ist $4 - b$ das Biegemoment daselbst. Kommt die Katze endlich hinter den zu untersuchenden Querschnitt, z. B. nach 5, 5', so ergibt sich $I H f_1 II$ als Momentenfläche und $4 - n$ als Moment in 4. Von allen drei Ordinaten in 4 ist $4 - b$ die

Fig. 105.

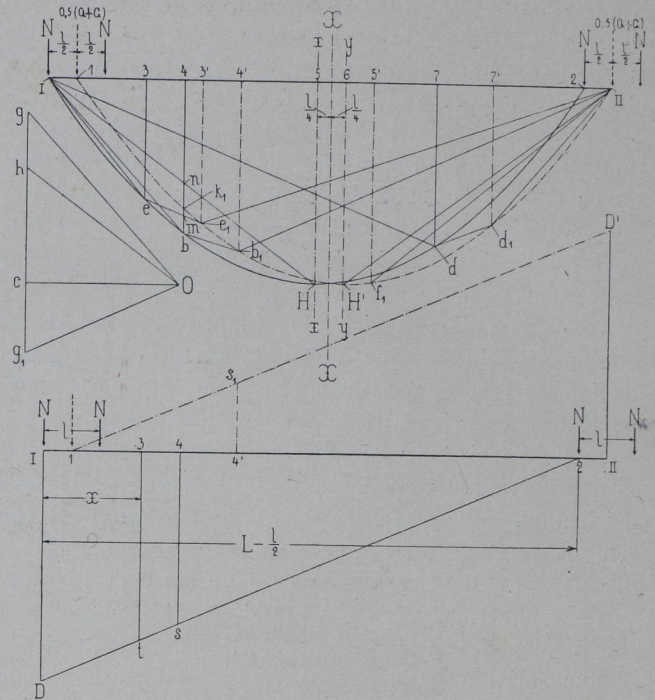


Fig. 106.

grösste. Würde ferner das rechte Rad über 4 stehen, so wäre das Biegemoment daselbst gleich $4 - k_1$, also ebenfalls kleiner als $4 - b$. Man ersieht hieraus, dass die Ordinate, welche das Biegemoment für einen Querschnitt der linken Balkenhälfte darstellt, dann am grössten wird, wenn das linke Wagenrad über diesem Querschnitt steht. Für einen Querschnitt der rechten Balkenhälfte gilt Entsprechendes bezüglich des rechten Rades. Wir merken uns deshalb das Folgende.

Das grösste Biegemoment, welches die Laufkatze in jedem Querschnitt der linken Balkenhälfte eines Hauptträgers hervorruft, tritt ein, wenn das linke Rad über demselben steht; für jeden Querschnitt der rechten Balkenhälfte ist dies der Fall, wenn das rechte Rad sich über demselben befindet. Das grösste Biegemoment des ganzen Balkens überhaupt entsteht in den Querschnitten 5 und 6 in Fig. 105, welche um $0,25l$ (1 Radstand der Katze) von der Balkenmitte $X - X$ abstehen. Nach Fig. 107 des Textes ergibt sich für den Querschnitt 5, sobald das linke Rad über demselben steht, mit der Reaktion

$$A_0' = \frac{N}{L} \left(\frac{L}{2} + \frac{1}{4} + \frac{L}{2} - \frac{3}{4}l \right)$$

oder

$$A_0' = N \left(1 - \frac{1}{2L} \right) \dots \dots \dots 160$$

das Biegemoment ($5 - H = 6 - H'$ in Fig. 105)

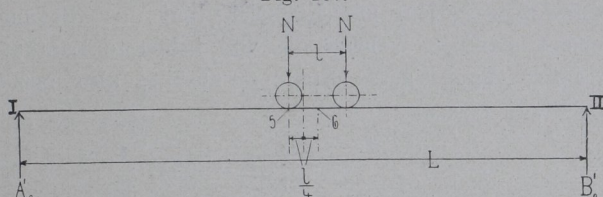
$$\max M_b' = A_0' \frac{L - 0,51}{2} = \frac{N}{2} \left(1 - \frac{1}{2L}\right) (L - 0,51)$$

oder

$$\max M_b' = \frac{N}{2L} (L - 0,51)^2 \quad . \quad . \quad 161$$

Will man die Maximalmomentenkurven aufzeichnen, so macht man nach Fig. 105 des Textes $c - h = A_0'$, wählt die Poldistanz $c - O$ und zieht durch I eine Parallele zu hO . Der Schnittpunkt H dieser Parallelen mit der Vertikalen $x - x$, die um 0,251 links von der Balkenmitte liegt, ist der Scheitelpunkt der linken Parabel, die durch I und 2 geht ($2 - II = 0,51$) und leicht in bekannter Weise konstruiert werden kann. Die rechte Parabel liegt entsprechend rechts von der Balkenmitte und hat H' zum Scheitelpunkt.

Fig. 107.



Verfolgen wir in ähnlicher Weise, wie dies mit den Biegemomenten geschah, auch die vertikalen Scherkräfte, welche die beiden gleichen Komponenten N hervorrufen, wenn sie über die Balkenlänge in konstantem Abstände l voneinander fortbewegt werden, so muss, wie früher für die Einzelast 0,5 (Q + G) gezeigt, nun jede Komponente als Begrenzung der Scherkraftordinaten eine gerade Linie ergeben. In Fig. 106 des Textes ist D2 diese Gerade für die linke, D'1 diejenige für die rechte Komponente, wobei $I - 1 = II - 2 = 0,51$ ist. Die Endordinaten $I - D = II - D'$ sind gleich den zugehörigen Reaktionen bei den Endlagen der Kräfte N—N. Nach Fig. 105 ergibt sich für diese Lage

$$\max V' = \max A' = \max B' = N + N \frac{L-1}{L} = 2N \left(1 - \frac{1}{2L}\right) = 2A_0'.$$

Stehen die beiden Kräfte in 4, 4', so ist 4—s (Fig. 106) die Scherkraft im Querschnitte 4, 4'—s₁ diejenige im Querschnitt 4'.

Die graphische Darstellung der maximalen Vertikal-Scherkräfte in den Querschnitten des Balkens bilden zwei Geraden D2 und D'1 (Fig. 106), die als Endordinaten I—D und II—D' den Wert

$$\max V' = 2A_0' = 2N \left(1 - \frac{1}{2L}\right) \quad . \quad . \quad 162$$

haben und die durch die Punkte 2 und 1 in den Abständen $II - 2 = I - 1 = 0,51$ von den Enden des Balkens gehen. Aus ihnen ergibt sich, dass die grösste Scherkraft in irgend einem Querschnitt der linken Balkenhälfte dann auftritt, wenn das linke Rad der Katze, und in irgend einem Querschnitt der rechten Balkenhälfte, wenn das rechte Rad über demselben steht. Für die linke Balkenhälfte begrenzt demnach die untere Gerade D2, für die rechte Balkenhälfte die obere Gerade D'1 die Ordinaten der grössten Scherkräfte.

Steht die Katze mit ihrem linken Rade im Abstände x vom linken Stützpunkte, also im Punkte 3 (Fig. 106),

so ist die Scherkraft $3 - t = V'$ daselbst gemäss der Beziehung

$$\frac{3 - t}{I - D} = \frac{L - 0,51 - x}{L - 0,51} = 1 - \frac{x}{L - 0,51},$$

$$V' = \max V' \left(1 - \frac{x}{L - 0,51}\right) = 2A_0' \left(1 - \frac{x}{L - 0,51}\right),$$

$$V' = 2N \left(1 - \frac{x}{L} - \frac{1}{2L}\right) \quad . \quad . \quad 163$$

Da dies zugleich die Reaktion A' bei der angegebenen Laststellung ist, so drückt sich das grösste Biegemoment, das die mobile Last in dem um x vom linken Auflager abstehenden Querschnitt erzeugt, durch

$$M_b' = V' \cdot x = 2N \left(1 - \frac{x}{L} - \frac{1}{2L}\right) x \quad . \quad . \quad 164$$

aus.

Für die permanente Belastung der Hauptträger gestaltet sich die Betrachtung einfacher. Die Einwirkung derselben lässt sich auf die einer verschiebbaren Einzelast zurückführen.

Das Eigengewicht des Trägers können wir als gleichmässig über die Länge verteilt annehmen. Bei q kg Eigengewicht für 1 m und L cm Länge des Balkens ist dann nach

Fig. 108.

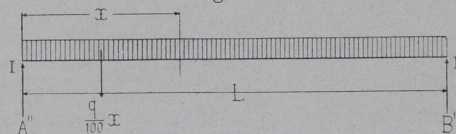


Fig. 109.

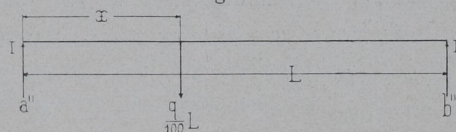


Fig. 108 des Textes das Biegemoment für den im Abstände x vom linken Auflager liegenden Querschnitt

$$M_b'' = A'' \cdot x - \frac{q \cdot x \cdot x}{100 \cdot 2} = \frac{q \cdot L}{100 \cdot 2} x - \frac{q \cdot x \cdot x}{100 \cdot 2} = \frac{q \cdot x \cdot L - x^2}{100 \cdot 2}.$$

Würde anstatt der gleichmässig verteilten Last eine Einzelast $\frac{q \cdot L}{100}$ wie in Fig. 109 des Textes in dem fraglichen Querschnitt wirken, so würde daselbst ein Biegemoment

$$m_b'' = a'' \cdot x = \frac{q \cdot L}{100} \frac{L - x}{L} x = \frac{q \cdot x}{100} (L - x)$$

wirken. Man ersieht, dass

$$M_b'' = \frac{1}{2} m_b''$$

ist, d. h. das Biegemoment, welches eine gleichmässig über die Länge des Balkens verteilte Last in irgend einem Querschnitt hervorruft, ist halb so gross wie dasjenige, welches die über dem Querschnitt stehende gleich grosse Einzelast in diesem bewirkt. Als Biegemomentenkurve für das Eigengewicht $\frac{q \cdot L}{100}$ kann demnach die Maximalmomentenkurve einer Einzelast $\frac{q \cdot L}{200}$ gelten.

Weiter ergibt sich aus Fig. 108 bei gleichmässig verteilter Last für den um x vom linken Auflager abstehenden Balkenquerschnitt eine vertikale Scherkraft

$$V'' = A'' - \frac{q \cdot x}{100} = \frac{q \cdot L}{200} - \frac{q \cdot x}{100} = \frac{q}{100} \left(\frac{L}{2} - x \right),$$

während die Einzellast in diesem Querschnitt nach Fig. 109 eine Querkraft

$$v'' = a'' = \frac{q \cdot L}{100} \frac{L - x}{L} = \frac{q}{100} (L - x)$$

ergibt. Es folgt

$$V'' = v'' - \frac{q \cdot L}{200},$$

d. h. die vertikale Scherkraft, welche die gleichmässig über die Balkenlänge verteilte Last in einem Querschnitt hervorruft, ist um $\frac{q \cdot L}{200}$ kleiner als diejenige, welche die in dem Querschnitt befindliche gleich grosse Einzellast in diesem er-

Fig. 110.

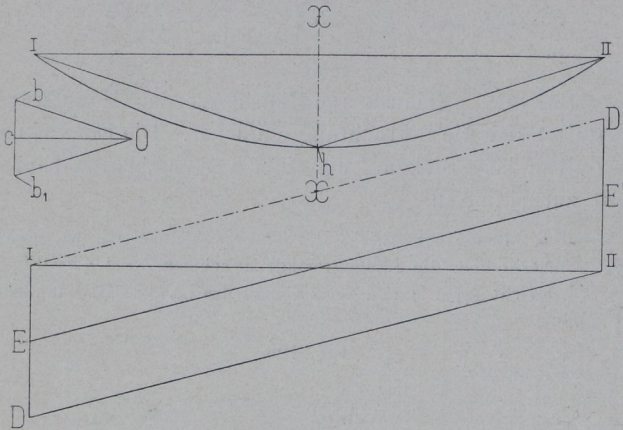


Fig. 111.

zeugt. Als graphische Darstellung der Scherkräfte einer Einzellast $\frac{q \cdot L}{100}$ erhielten wir nun früher zwei Geraden DII und D'I (Fig. 111 des Textes), welche als Endordinaten I—D und II—D' diese Einzellast hat. Für die gleichmässig verteilte Last $\frac{q \cdot L}{100}$ gilt somit die Gerade EE' als graphische Darstellung der Scherkräfte, da diese Gerade im Abstände $D-E = D'-E' = \frac{q \cdot L}{200}$ den Geraden DII und D'I parallel läuft.

Für die permanente Last der Hauptträger ergibt sich somit das Folgende.

Die Momentenkurve für die Eigenlast eines Querträgers ist eine Parabel IhII (Fig. 110 des Textes). Den Scheitelpunkt h derselben erhält man, wenn man im Kräftepolygon $c-b = \frac{q \cdot L}{400}$ macht, die Poldistanz

$c-O$ wählt und durch I eine Parallele zu bO zieht; die Parallele schneidet die Mitte X—X des Balkens in h.

Die vertikalen Scherkräfte, welche die Eigenlast in den einzelnen Querschnitten hervorruft, stellen sich graphisch durch eine Gerade EE' (Fig. 111 des Textes) dar, die als Endordinaten I—E=II—E' den Wert $\frac{q \cdot L}{200}$ hat.

Die Scherkraft in dem um x vom Auflager ab- stehenden Querschnitt betrug nach dem Obigen

$$V'' = \frac{q}{100} \left(\frac{L}{2} - x \right) \dots \dots \dots 165$$

welcher Wert für die Balkenmitte mit $x = \frac{L}{2}$ in Null,

für die Auflager mit $x = 0$ in den grössten Wert

$$\max V'' = \frac{q \cdot L}{200} \dots \dots \dots 166$$

übergeht. Für das Biegemoment dieses Querschnittes ergab sich

$$M_b'' = \frac{q \cdot x}{100} \frac{L - x}{2} \dots \dots \dots 167$$

In der Balkenmitte mit $x = 0,5 L$ hat dasselbe seinen grössten Wert

$$\max M_b'' = \frac{q}{100} \frac{L^2}{8} \dots \dots \dots 168$$

Kehren wir jetzt zur eigentlichen Berechnung der Hauptträger zurück, so dürfte es sich empfehlen, bei ihr den folgenden Weg einzuschlagen. Man bestimmt zunächst das erforderliche Widerstandsmoment des mittleren Trägerquerschnittes allein mit Rücksicht auf das Biegemoment $\max M_b'$, welches die voll belastete Laufkatze in ihrer ungünstigsten Stellung ausübt, also gemäss Gl. 161, S. 143, aus

$$w = \frac{\max M_b'}{k_b} = \frac{N}{2L} (L - 0,5l)^2 \frac{1}{k_b} \dots \dots 169$$

Hierin setzt man aber wegen des vernachlässigten Biegemomentes der permanenten Eigenlast und der auftretenden Scherkräfte nur $k_b = 500$ bis 600 kg/qcm, und zwar um so kleiner, je grösser die Fahrgeschwindigkeit und die Spannweite des Kranes ist. Aus dem berechneten w ermittelt man dann durch probeweises Rechnen die Dimensionen des mittleren Querschnittes, wobei man

die Höhe desselben zu 0,65L bis 0,85L für I-Querschnitt,

die Stärke der Stegbleche nicht unter 8, meistens 10 mm,

die Stärke der Gurtplatten 8 bis 14 mm,

die Schenkel der Gurt-Eisen nicht unter 65 mm bei einer Stärke wie die der Gurtplatten

wählt. Nun zeichnet man den Hauptträger, dessen Höhe an den Enden gewöhnlich gleich dem 0,5- bis 0,6fachen der Höhe in der Mitte ist, auf und berechnet mit Hilfe der auftretenden grössten Gesamt-Biegemomente und -Scherkräfte für eine Reihe von Querschnitten, deren Dimensionen aus der Zeichnung zu entnehmen sind, die maximalen Anstrengungen aus.

Die grössten Gesamt-Biegemomente und -Scherkräfte lassen sich nach dem Vorgehenden für jeden Querschnitt sowohl analytisch als auch graphisch ermitteln.

Auf analytischem Wege ergeben die Gl. 163 u. 165 für die gesamten Scherkräfte eines im Abstände x vom Auflager befindlichen Querschnittes den Wert

$$V = V' + V'' = 2N \left(1 - \frac{x}{L} - \frac{1}{2L} \right) + \frac{q}{100} \left(\frac{L}{2} - x \right) \dots 170$$

während das gesamte Biegemoment nach Gl. 164 u. 167 höchstens

$$M_b = M_b' + M_b'' = \left(V' + \frac{q}{100} \frac{L - x}{2} \right) x \dots 171$$

beträgt.

Auf graphischem Wege ermitteln sich die grössten Bieugungsmomente und vertikalen Scherkräfte nach Fig. 3, Taf. 19, wo das vollständige Diagramm gezeichnet ist, in der folgenden Weise. Man wählt die Poldistanz I—A, macht in irgend einem Kräftemassstabe

$$A - C = A'_0 = N \left(1 - \frac{1}{2L} \right)$$

und zieht IC bis zum Schnittpunkte H mit der Vertikalen x—x, welche um $\frac{1}{4}$ vor der Balkenmitte liegt. Dann konstruiert man nach irgend einem Verfahren die Parabel IHa $\left(a - II = \frac{1}{2} \right)$ für die mobile Last und das linke Rad. Die zweite Parabel bH'II für das rechte Rad liegt entsprechend auf der rechten Seite der Balkenmitte. Um die Parabel IJII der permanenten Last zeichnen zu können, bedarf man des Punktes J. Man macht zu diesem Zwecke.

$$A - B = \frac{q \cdot L}{400}$$

und zieht IB bis zum Schnittpunkte J mit X—X. Die Ordinaten zwischen der oberen und bezüglichen unteren Parabel geben die grössten Gesamt-Bieugungsmomente in den einzelnen Querschnitten. Für die Balkenmitte ist also z. B. J—d, für den Schnitt 1—1 e—f, für den Schnitt 1'—1' e'—f' dieses Moment.

Die geraden Linien Da und D'b,¹⁾ welche die Scherkraft-Ordinaten der mobilen Last begrenzen, erhält man durch Auftragen von

$$I - D = II - D' = \max A' = \max B' = 2A_0$$

Die entsprechende Linie E'F' für die permanente Last ergibt sich durch Auftragen von

$$I - E' = II - F' = \frac{q \cdot L}{200}$$

Dort, wo die Ordinaten eines Schnittes für die mobile und permanente Last beide oben oder unten liegen, sind diese Ordinaten zu addieren, sonst zu subtrahieren, um die Gesamt-Scherkraft zu erhalten. Dieses Addieren und Subtrahieren fällt fort, wenn man die zu E'F' entsprechend liegende Linie EF zieht. Dann stellt immer die zwischen Da und EF liegende Ordinate die Scherkraft für den Querschnitt unter dem linken, die zwischen D'b und EF liegende Ordinate die Scherkraft für den Schnitt unter dem rechten Rade dar. Befindet sich also z. B. das linke Rad in 1—1, so ist e₁—f₁ die Gesamt-Scherkraft in diesem Schnitt 1—1 und allen, welche links davon liegen.

Da man zur Berechnung der Träger immer nur die maximalen Bieugungsmomente und Scherkräfte der einzelnen Schnitte gebraucht, so genügt es, nur die Hälfte der Fig. 3, Taf. 20, zu zeichnen, also das Diagramm auf das zu beschränken, was z. B. die spätere Fig. 116 auf S. 150 enthält.

1) In der Figur ist I—D=II—D' irrtümlich zu klein aufgetragen worden; es muss I—D=II—D' gleich der doppelten Strecke A—C der Figur sein.

Mit Hilfe des grössten Bieugungsmomentes M_b eines Trägerquerschnittes erhält man nun die in diesem auftretende grösste Normalspannung zu

$$\max \sigma = \frac{M_b}{W} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 172$$

während die grösste Schubspannung sich aus der grössten Scherkraft V des Querschnittes zu

$$\max \tau = \frac{V S}{\delta J} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 173$$

oder annähernd zu

$$\max \tau = \frac{V}{\delta \cdot h_n} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 173a$$

ergibt, wenn

- δ die Stegdicke (beim kastenförmigen Querschnitt die Dicke beider Stegbleche),
- J das Trägheitsmoment des ganzen,
- S das statische Moment des halben Querschnittes,
- h_n der Abstand der Nietreihen in den vertikalen Schenkeln der Gurtungs-L-Eisen

ist. Die Normalspannung σ hat nun ihren grössten Wert max σ in den äussersten Kanten der Gurtung und nimmt von hier allmählich bis auf Null in der Querschnittsmitte ab, Symmetrie des letzteren zur Schwerpunktsachse vorausgesetzt. Die Schubspannung τ dagegen hat umgekehrt in der Querschnittsmitte ihren Maximalwert max τ, der bis zu den inneren Kanten der Gurtungen hin sich aber nur wenig verringert.¹⁾ Die genaue Ermittlung der grössten Materialanstrengung im Querschnitt würde deshalb nur sehr umständlich zu ermöglichen sein, und man nimmt der Sicherheit wegen gewöhnlich an, dass max σ und max τ noch an derselben Stelle, also vielleicht in der Nähe der inneren Gurtungskante, auftreten, was thatsächlich aber nicht der Fall ist. Dann beträgt die grösste Materialanstrengung jedenfalls nicht mehr als

$$\max \sigma_1 = 0,35 \cdot \max \sigma + 0,65 \sqrt{(\max \sigma)^2 + (2 \max \tau)^2} \quad 174$$

max σ₁ muss unter der zulässigen Materialspannung bleiben, die man hier zu 600 bis 800 kg/qcm annimmt, und zwar wieder um so kleiner, je grösser die Fahrgeschwindigkeit und Spannweite des Kranes ist. max τ hält man der besseren Materialausnutzung wegen in der Trägermitte unter 80 bis 100, in den Trägerenden unter 300 bis 400 kg/qcm.

Zur leichteren Benützung der Gl. 174 kann die nachstehende Tabelle dienen; setzt man nämlich

$$\max \tau = \alpha \cdot \max \sigma,$$

so erhält man aus der Gleichung

für α =	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
max σ =	1,015	1,05	1,11	1,18	1,27	1,36	1,47	1,58	1,69
für α =	1	1,25	1,5.						
max σ =	1,8	2,1	2,4.						

Die Teilung der Nietreihen, welche die Gurtungs-L-Eisen mit dem Stegblech verbinden, muss so gewählt werden, dass die Scherfestigkeit der Nieten gegenüber

1) Siehe „Ritter, Ingenieur-Mechanik“, Verlag von C. Rümpler, Hannover.

der horizontalen Scherkraft, die an jeder Stelle gleich der vertikalen daselbst ist, mindestens ebenso gross wie die Scherfestigkeit des Bleches wird. Die letztere beträgt auf einer Länge gleich der Nietteilung t unter der Annahme einer Spannung $\max \tau$ in der Nietreihe

$$(t - d) \delta \cdot \max \tau,$$

während die Scherfestigkeit der Niete

$$n \cdot d^2 \frac{\pi}{4} k_s$$

ist, unter n die Zahl der Niete, welche auf die Teilung entfallen,

k_s die zulässige Schubspannung des Nieteisens verstanden. Man erhält somit

$$(t - d) \delta \cdot \max \tau = n \cdot d^2 \frac{\pi}{4} k_s,$$

oder mit

$$\delta \cdot \max \tau = \frac{V}{h_n}$$

nach Gl. 173a,

$$t = n \cdot d^2 \frac{\pi}{4} \frac{h_n}{V} k_s + d \quad \quad 175$$

Für 1schnittige Nietnähte, wie sie beim kastenförmigen Querschnitt vorkommen, kann hierin $k_s = 600 \text{ kg/qcm}$ gesetzt werden, während für die 2schnittigen beim I-Querschnitt nur $k_s = 1,75 \cdot 600 = 1050 \text{ kg/qcm}$ zulässig ist.

Ergibt die Rechnung $t > 5d$, so wählt man, damit die Nietfugen nicht klaffen, $t = 5d$; manche Fabriken wählen aber auch noch $t = 6d$ bis $7d$ als Grenze. Wird nach der Rechnung $t < 2d + 8 \text{ mm}$, welcher Abstand mindestens für die Kopfbildung erforderlich ist, so muss man die Verhältnisse des Querschnittes (durch Vergrösserung der Stegstärke) solange ändern, bis dass die Rechnung eine grössere Teilung liefert.

Die Nietteilung zwischen den Gurtungs-L-Eisen und Gurtplatten wird gewöhnlich ebenso gross wie die zwischen diesen L-Eisen und dem Stegblech genommen, die Niete beider Reihen werden aber gegeneinander versetzt.

Der Nietlochdurchmesser d wird nach der grössten Stärke der miteinander zu verbindenden Teile gewählt. Ist diese Stärke

- 8 bis 10 mm, so nimmt man $d = 18 \text{ mm}$,
- 10 bis 12 mm, so nimmt man $d = 20 \text{ mm}$,
- 12 bis 14 mm, so nimmt man $d = 22 \text{ mm}$,
- 14 bis 16 mm, so nimmt man $d = 24 \text{ mm}$.

Den Stoss des Stegbleches bewirkt man durch Doppellaschen zwischen den Gurtwinkeln, vorteilhaft auch noch durch Laschen in den vertikalen Schenkeln der letzteren. Ihre Stärke nimmt man je $\frac{2}{3} \delta$ bis δ . Die Laschen müssen in den Nietlochreihen das Biegemoment und die vertikale Scherkraft an der Stossstelle übertragen können, ihr Trägheits- und statisches Moment muss also mindestens so gross wie das des Stegbleches daselbst sein, wenn dieses durchginge und nicht gestossen wäre. Für die Anzahl der Niete zu jeder Seite der

Stossfuge gilt nach dem Taschenbuch „Die Hütte“¹⁾ die Bedingung, dass die Spannung

$$\sigma = m \frac{M_n}{d \cdot \delta \cdot h_1} \quad \quad 176$$

in den Nieten unter der zulässigen Materialspannung von 600 bzw. 1050 kg bleibt. Dabei ist

bei nur einer lotrechten Nietreihe in den Laschen

$$m = m_1 = \frac{6(n-1)}{n(n+1)},$$

bei zwei lotrechten Nietreihen

$$m = m_2 = \frac{6(2n-1)}{2n(2n+1)},$$

bei drei lotrechten Nietreihen

$$m = m_3 = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$$

zu setzen, und es bedeutet

M_n das von den Laschen zu übertragende Biegemoment, das gewöhnlich gleich der grössten Normalspannung $\max \sigma$ mal dem Widerstandsmoment des durchgehend gedachten Stegbleches an der Stossstelle genommen wird,

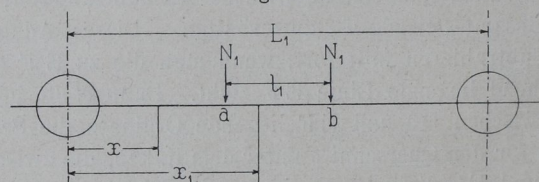
h_1 der Abstand der beiden am weitesten von der Mitte des Querschnittes entfernten Niete der vertikalen Nietreihen in den Laschen,

n die Zahl der Niete in der ersten Reihe zu jeder Seite der Stossfuge.

An der Stossstelle der Gurtungs-L-Eisen ordnet man ebenfalls Flacheisenlaschen auf den inneren oder äusseren Seiten eines jeden Winkels an. Den Querschnitt der Laschen macht man mindestens gleich dem der gestossenen L-Eisen, die Zahl der Niete zu jeder Seite der Stossfuge gleich dem 1,25fachen des letzteren.

Für den Stoss der Gurtungsplatten gilt Entsprechendes.

Fig. 112.



Die Berechnung der Nebenträger gestaltet sich, wenn diese als Blechträger ausgeführt werden, ähnlich wie die der Hauptträger. Nach Fig. 112 des Textes tritt in dem um x von der Mitte des Laufrades abstehenden Querschnitt zwischen Laufrad und Hauptträger derselben Seite eine vertikale Scherkraft

$$V = N_1 + \frac{q_1}{100} \left(\frac{L_1}{2} - x \right) \quad \quad 177$$

und ein Biegemoment

$$M_b = \left(N_1 + \frac{q_1}{100} \frac{L_1 - x}{2} \right) x \quad \quad 178$$

1) Siehe 18. Auflage, S. 331, Teil II.

auf, wenn N_1 die grösste Belastung des Nebenträgers durch einen Hauptträger (s. Gl. 158, S. 138)
 q_1 das Gewicht von 1 m des Nebenträgers,
 L_1 der Radstand des Krangestelles
 l_1 der Abstand der Hauptträger voneinander in cm ist.

Für einen Querschnitt zwischen den Hauptträgern a und b im Abstände x_1 von der Laufradmitte ist dagegen

$$V = \frac{q_1}{100} \left(\frac{L_1}{2} - x_1 \right) \dots 179$$

und

$$M_b = N_1 \frac{L_1 - l_1}{2} + \frac{q_1}{100} \frac{L_1 - x_1}{2} x_1 \dots 180$$

Da der Querschnitt der Nebenträger, wenn man von den Verbindungsblechen zwischen ihnen und den Hauptträgern absieht, auf der ganzen Länge gleich gehalten wird, so genügt es, die Momente und Scherkräfte für den am ungünstigsten beanspruchten Querschnitt zu bestimmen. Der weitere Rechnungsgang bleibt derselbe wie bei den Hauptträgern.

Beispiele.

1. Der elektrische Einmotorenkran von Theodor Wiede's Maschinenfabrik in Chemnitz auf Taf. 22 ist für $Q = 20000$ kg maximale Nutzlast bestimmt. Die Spannweite beträgt $L = 1480$ cm, der Radstand des Krangestelles $L_1 = 262$ cm, derjenige der Laufkatze $l = 114$ cm, der Abstand der Hauptträger voneinander $l_1 = 95$ cm. Die letzteren sind Blechträger von I-förmigem Querschnitt, die Nebenträger bestehen aus je 2 I-Eisen. Wie gestaltet sich die Berechnung der Haupt- und Nebenträger nach den hier gemachten Angaben?

Wir schätzen das Eigengewicht der Rollenflasche zu 600, das der Laufkatze zu 1250 kg und erhalten somit für

$$G = 600 + 1250 = 1850 \text{ kg}$$

einen doppelten Raddruck

$$N = \frac{Q + G}{4} = \frac{20000 + 1850}{4} = 5462,5 \text{ kg}$$

als mobile Last jedes Hauptträgers. Diese ruft in dem um $\frac{1}{4}$ vor der Balkenmitte liegenden Querschnitt nach Gl. 169, S. 144, das grösste Biegemoment

$$\max M_b' = \frac{5462,5}{2 \cdot 1480} (1480 - 0,5 \cdot 114)^2 = 3736883 \text{ kgcm}$$

hervor. Für $k_b = 600$ kg/qcm genügt demselben ein Widerstandsmoment

$$w = \frac{3736883}{600} = \sim 6223 \text{ cm}^3,$$

nach welchem wir die Dimensionen des Trägerquerschnittes in der Balkenmitte zu bemessen haben. Wählen wir wie in der Ausführung nach Fig. 3a, Taf. 19,

die Stegdicke $\delta = 1$ cm,

die Gurtungs-Eisen $10 \cdot 10 \cdot 1,4$ cm,

den Nietlochdurchmesser $d = 2,2$ cm,

die Höhe des Querschnittes gleich $= 0,075 L = 0,075 \cdot 1480 = \sim 110$ cm,

so ergibt sich nach den der Figur eingeschriebenen Massen ein Trägheitsmoment des Querschnittes in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse von

$$J = \frac{1}{12} \left[21 \cdot 110^3 - 2 \cdot 8,6 \cdot 107,2^3 - 2 \cdot 1,4 \cdot 90^3 - 3,8 (100,8^3 - 96,4^3) \right] = 352746 \text{ cm}^4,$$

dem ein Widerstandsmoment

$$w = \frac{352746}{0,5 \cdot 110} = 6414 \text{ cm}^3$$

entspricht, das genügend gross ist.

An Hand des gewählten Querschnittes setzen wir das Gewicht eines Hauptträgers für 1 m wie folgt fest:

1 Stegblech 110×1 cm	85,8 kg,
4 I-Eisen $10 \cdot 10 \cdot 1,4$ cm	81,6 kg,
1 Laufschiene	25 kg
	192,4 kg

15 Prozent Zuschlag für Nebenteile bei gleichzeitiger Berücksichtigung der abnehmenden Stegblechhöhe

	23,9 kg
Summa	221,3 kg

oder $q = \sim 225$ kg/m.

Ferner zeichnen wir den Träger in der Ansicht auf und lassen dabei seine Höhe nach den Enden hin bis auf 650 mm abnehmen.

Nun können wir für eine Zahl von Querschnitten die grössten Anstrengungen feststellen.

Für die Balkenmitte zunächst erhalten wir aus Gl. 170 u. 171, S. 144, mit $x = 0,5 L$ eine grösste vertikale Gesamtscherkraft

$$V = V' = N \left(1 - \frac{1}{L} \right) = 5462,5 \left(1 - \frac{114}{1480} \right) = \sim 5020 \text{ kg}$$

und weiter ein grösstes Gesamt-Biegemoment

$$M_b = \left(V' + \frac{q}{100} \frac{L}{4} \right) \frac{L}{2} = \left(5020 + 2,25 \frac{1480}{4} \right) \frac{1480}{2} = 4330850 \text{ kgcm}.$$

Die Kraft V ruft, da der Querschnitt in der Balkenmitte derselbe wie in Fig. 3a, Taf. 19 ist, h_n (die Entfernung der Nietreihen in den vertikalen Schenkeln der Gurtungs-Eisen) also $0,5 (96,4 + 100,8) = 98,6$ cm beträgt, nach Gl. 173a, S. 145, eine grösste Schubspannung

$$\max \tau = \frac{5020}{1,98,6} = \sim 51 \text{ kg/qcm},$$

hervor, während das Biegemoment M_b nach Gl. 172, S. 145, eine grösste Normalspannung

$$\max \sigma = \frac{4330850}{6414} = \sim 675 \text{ kg/qcm}$$

bewirkt. Beide Spannungen vereinigen sich, da

$$\alpha = \frac{\max \tau}{\max \sigma} = \frac{51}{675} = 0,075$$

ist, nach der Tabelle zu Gl. 174 auf S. 145 zu einer grössten Anstrengung von annähernd

$$\max \sigma_1 = 1,01 \cdot 675 = \sim 681 \text{ kg/qcm}.$$

In dem um $\frac{1}{4}$ aus der Balkenmitte liegenden Querschnitt fällt die Materialanstrengung nur wenig grösser aus.

Betrachten wir in der gleichen Weise den Querschnitt in der Stossfuge des Stegbleches, die nach Fig. 1, Taf. 22 um $x = 460$ cm vom Auflager entfernt ist, so erhalten wir nach Gl. 170 und 171, S. 144, eine grösste gesamte Vertikalscherkraft

$$V = 2 \cdot 5462,5 \left(1 - \frac{460}{1480} - \frac{114}{2 \cdot 1480} \right) + 2,25 \left(\frac{1480}{2} - 460 \right) = \sim 7109 + 630 = 7739 \text{ kg},$$

ein grösstes Gesamt-Biegemoment

$$M_b = \left(7109 + 2,25 \frac{1480 - 460}{2} \right) 460 = 3797990 \text{ kgcm}.$$

In der Fuge des Stegbleches hat der Hauptträger den in Fig. 3b, Taf. 19 dargestellten Querschnitt, während Fig. 113 auf S. 148 den Querschnitt durch die der Fuge zunächst liegende senkrechte Nietreihe der Doppellaschen zeigt. Berücksichtigt man nur die Nietlöcher für die Nietreihen der Gurtungs-Eisen, so hätte das Stegblech, wenn es in der

Die Vernietung der Doppellaschen, welche den Stoss des Stegbleches überdecken, besteht nach Fig. 1, Taf. 22 aus 3 senkrechten Nietreihen zu jeder Seite der Fuge. Die innere Reihe enthält $n = 8$ Niete, der Nietdurchmesser ist $d = 2,2$ cm. Um die Beanspruchung der Niete aus Gl. 176, S. 146 berechnen zu können, bedürfen wir des zu übertragenden Momentes M_n . Wir ermittelten für den Querschnitt des Stegbleches in der Nähe der Stossfuge ein Trägheitsmoment $J_s = 92\,032$ cm⁴, die grösste Normalspannung in dem genannten Querschnitt betrug bei Berücksichtigung der Laschen $\sigma = 625,5$ kg/qcm. Da weiter die Höhe des Stegbleches nach Fig. 113 an der genannten Stelle 107 cm ist, so folgt

$$M_n = \frac{92\,032}{0,5 \cdot 107} 625,5 = 1\,076\,000 \text{ kgcm.}$$

Der Abstand der äussersten Niete in der ersten lotrechten Nietreihe bestimmt sich nach Fig. 113 zu

$$h_1 = \frac{80,7 + 76,3}{2} = 78,5 \text{ cm,}$$

der Wert m in Gl. 176 mit $n = 8$ zu $m_3 = 0,211$. Hiermit folgt aus dieser Gleichung

$$\sigma = 0,211 \frac{1\,076\,000}{2,2 \cdot 1,78,5} = \sim 1315 \text{ kg/qcm,}$$

welcher Wert den für 2-schnittige Niete zulässigen übersteigt.

Der Stoss der beiden L-Eisen einer Gurtung wird durch 1 Lasche von 21,4 und 2 Laschen von 8,5 · 1,4 qcm Querschnitt gebildet. Der Gesamtquerschnitt derselben beträgt also bei Berücksichtigung zweier Nietlöcher

$$(21 + 2 \cdot 8,5 - 2 \cdot 2,2) \cdot 1,4 = 47,04 \text{ qcm}$$

und ist nur etwas grösser als der entsprechende Querschnitt

$$2(26,2 - 1,4 \cdot 2,2) = 46,24 \text{ qcm}$$

der beiden L-Eisen. Für die Nietzahl auf jeder Seite gilt die Bedingung, dass der Scherquerschnitt der Niete mindestens

$$1,25 \cdot 46,24 = 57,8 \text{ qcm}$$

beträgt. Man erreicht denselben durch

$$\frac{57,8}{2,2 \frac{\pi}{4}} = \sim 16$$

Niete im ganzen oder 4 Niete in jedem Schenkel eines L-Eisens.

Der rechte Nebenträger des Krangestelles empfängt nach, Gl. 158, S. 138, da die Lastmitte bei der äussersten Lage der Katze bis auf $l_n = 100$ cm an ihn herantritt, einen grössten Druck von

$$N_1 = 2 \cdot 5462,5 \left(1 - \frac{100}{1480}\right) + 2,25 \frac{1480}{2} = \sim 11\,852 \text{ kg,}$$

dabei ist aber nicht das Gewicht des Podestes, Kranfahrwerks und der Antriebswinde berücksichtigt. Nimmt man an, dass durch diese Teile der Druck N_1 auf der am stärksten belasteten Seite, 15 000 kg wird, so folgt aus Gl. 159, S. 138, für das erforderliche Widerstandsmoment der Nebenträger mit $L_1 = 262$, $l_1 = 95$ cm, $q_1 = 160$ kg/m, der Wert

$$w \geq \left(15\,000 \frac{262 - 95}{2} + 1,6 \frac{262^2}{8}\right) \frac{1}{600} \text{ oder } \geq 2110 \text{ cm}^3.$$

Demselben genügen die in der Ausführung gewählten beiden I-Eisen, Normalprofil No. 36, mit $w = 2 \cdot 1088 = 2176$ cm³.

Die Schienen für das Krangestell haben 6 cm Breite. Der Durchmesser der Laufräder ist $D' = 75$ cm. Die Flächenpressung beträgt deshalb allerhöchstens

$$p = \frac{N_1}{75 \cdot 6} = \frac{15\,000}{75 \cdot 6} = 33,3 \text{ kg/qcm,}$$

was als selten vorkommender Wert für Stahlgussräder auf Stahlschienen wohl zulässig ist.

Die Schienen für die Laufkatze bestehen ebenfalls aus Stahl, die Räder derselben wieder aus Stahlguss. Die Pressung zwischen beiden beträgt bei $D = 40$ cm Raddurchmesser und 6 cm Schienenbreite höchstens

$$p = \frac{N}{40 \cdot 6} = \frac{5462,5}{240} = \sim 22,75 \text{ kg/qcm.}$$

Fortsetzung des Beispiels s. § 33.

2. Wie bestimmen sich die Verhältnisse des Laufkrangestelles nach Fig. 102, S. 140, mit kastenförmigem Querschnitt der Haupt- und Nebenträger. Die grösste Nutzlast des Kranes ist $Q = 20\,000$ kg, die Spannweite $L = 1414$ cm, der Radstand der Laufkatze $l = 160$ cm, der des Krangestelles $L_1 = 303,7$ cm, der Abstand der Hauptträger voneinander $l_1 = 145$ cm.

Schätzen wir das Gewicht der Laufwinde und Hakenflasche zu $G = 7000$ kg, so beträgt der grösste Raddruck

$$N = \frac{Q + G}{4} = \frac{20\,000 + 7000}{4} = 6750 \text{ kg.}$$

Das durch ihn hervorgerufene grösste Biegemoment im Querschnitt $\frac{1}{4}$ vor der Balkenmitte ist nach Gl. 161, S. 143,

$$\max M_b' = \frac{6750}{2 \cdot 1414} (1414 - 0,5 \cdot 160)^2 = 4\,247\,526 \text{ kgcm}$$

und verlangt, wenn wir mit Rücksicht auf die grosse Fahrgeschwindigkeit, die der Kran erhalten soll, nur $k_b = 500$ kg/qcm zulassen, nach Gl. 169, S. 144, ein Widerstandsmoment

$$w = \frac{4\,247\,526}{500} = \sim 8495 \text{ cm}^3.$$

Ein solches besitzt der in Fig. 114 auf S. 150 angegebene kastenförmige Querschnitt nicht ganz. Für ihn berechnet sich nämlich das Trägheitsmoment in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse zu

$$J = \frac{1}{12} \{ (45 - 2 \cdot 2) 82,4^3 - (2 \cdot 2,5 + 20) 80^3 - 2(7,7 - 2) 77,4^3 \\ - 2 \cdot 1,3 \cdot 62^3 \} = \sim 352\,739 \text{ cm}^4$$

und das Widerstandsmoment zu

$$w = \frac{352\,739}{0,5 \cdot 82,4} = \sim 8459 \text{ cm}^3.$$

Behalten wir den Querschnitt bei, so kann der Träger im Aufriss aufgezeichnet werden; in Fig. 102, S. 140, ist die Höhe an den Enden 500 mm gemacht. Ferner kann das Gewicht der Hauptträger bestimmt werden. Dasselbe beträgt für 1 m wohl nicht über 300 kg im Mittel, denn es wiegen

4 L-Eisen 90 · 90 · 13 mm	68 kg,
2 Bleche 450 · 12 mm	84 kg,
2 Bleche 800 · 10 mm	124 kg,
1 Laufschiene 125 mm hoch	25 kg,

Summa 301 kg,

wofür wir ohne Zuschlag wegen der Abnahme der Stegblechhöhe nach den Enden hier $q = 300$ kg/m setzen wollen.

Kontrollieren wir jetzt für eine Anzahl von Querschnitten die grössten Anstrengungen, so können wir Fig. 116 auf S. 150 die auftretenden Gesamt-Biegemomente und vertikalen Scherkräfte entnehmen. Das Diagramm in Fig. 116 ist nach den früher gemachten Angaben so konstruiert, dass gemäss Gl. 160, S. 142,

$$A_0' = 6750 \left(1 - \frac{160}{2 \cdot 1414}\right) = 6368 \text{ kg}$$

gleich O — C gemacht wurde, wobei I — O = 3,5 cm der gewählten Poldistanz entspricht. Die Gerade IC schneidet dann die um $\frac{1}{4}$ vor der Balkenmitte liegende Vertikale x — x im Punkte H, dem Scheitelpunkte der durch I gehenden Parabel

für die mobile Last. Den Scheitelpunkt K für die Parabel der permanenten Last erhält man, wenn man

$$O - B = \frac{q}{100} \frac{L}{4} = 3 \frac{1414}{4} = 1060,5 \text{ kg}$$

macht und IB bis zum Schnitt mit der Vertikalen X—X durch die Balkenmitte zieht. Die Punkte der Geraden Dd und EJ für die vertikalen Scherkräfte der mobilen und permanenten Last ergeben sich, wenn man durch C eine Horizontale bis nach x—x zieht, wodurch der Punkt d bestimmt ist, und

$$I - D = 2 \cdot O - C \text{ bzw. } I - E = 2 \cdot O - B$$

macht. In der Figur gilt hinsichtlich der Längen 1 cm = 100 cm und hinsichtlich der Kräfte 1 cm = 2000 kg.

Für den Balkenquerschnitt in der Vertikalen x—x ist nun b—H die Ordinate des gesamten Biegemomentes, c—d die Ordinate der gesamten Vertikalscherkraft. Die

Für den Querschnitt 2—2 des Trägers, welcher 1200 mm vom Auflager absteht, entnehmen wir Fig. 116 die beiden Ordinaten e—f = 4,2 cm und g—h = 5,93 cm. Es beträgt demnach in diesem Querschnitt das gesamte Biegemoment

$$M_b = 4,2 \cdot 100 \cdot 2000 \cdot 3,5 = 2\,940\,000 \text{ kgcm}$$

und die gesamte vertikale Scherkraft

$$V = 5,93 \cdot 2000 = 11\,860 \text{ kg.}$$

Nach Fig. 102 ist die Höhe des Trägers in dem fraglichen Querschnitt 68,4 cm, also 14 cm weniger als in Fig. 114. Wir erhalten somit für das Trägheitsmoment den Wert

$$J = \frac{1}{12} \left\{ (45 - 2 \cdot 2) 68,4^3 - (2 \cdot 2,5 + 20) 66^3 - 2(7,7 - 2) 63,4^3 - 2 \cdot 1,3 \cdot 48^3 \right\} = 228\,370 \text{ cm}^4$$

und für das Widerstandsmoment denjenigen

$$w = \frac{228\,370}{34,2} = 6677,5 \text{ cm}^3.$$

Fig. 114.

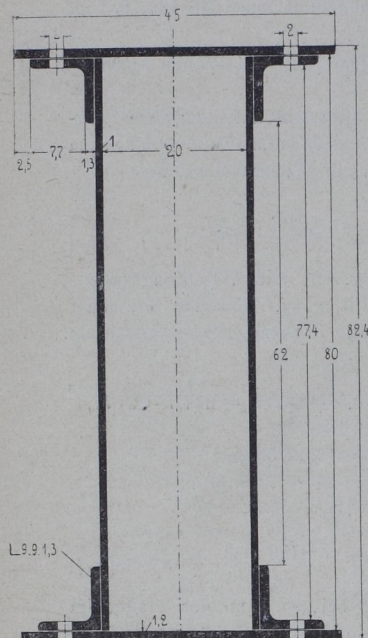


Fig. 115.

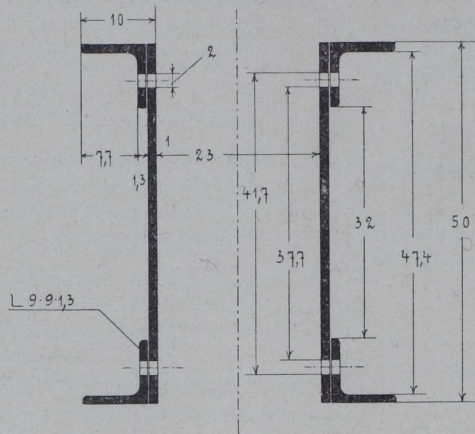
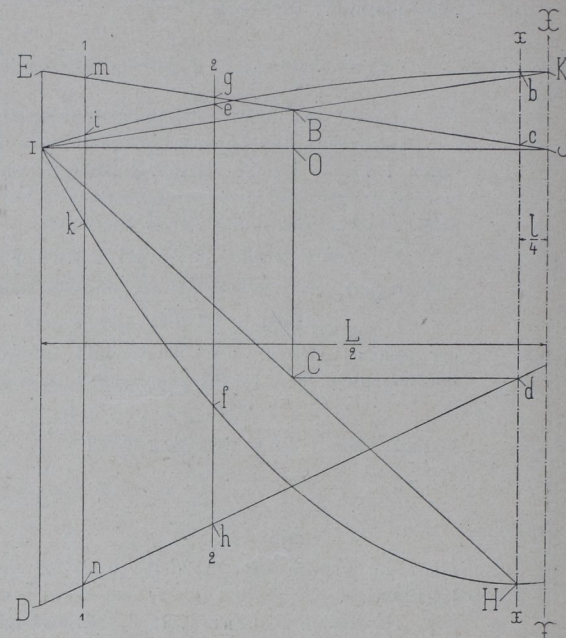


Fig. 116.



erstere ist 7,13 cm lang und entspricht also

$$M_b = 7,13 \cdot 100 \cdot 2000 \cdot 3,5 = 4\,991\,000 \text{ kgcm,}$$

die letztere ist 3,25 cm lang und entspricht

$$V = 3,25 \cdot 2000 = 6500 \text{ kg.}$$

Nach Gl. 172, S. 145, beträgt somit die grösste Normalspannung in dem fraglichen Querschnitt

$$\max \sigma = \frac{4\,991\,000}{8459} = \sim 591 \text{ kg/qcm}$$

und nach Gl. 173a, S. 145, die grösste Schubspannung für $h_n = 69,7$ cm als Abstand der Nietreihen in den vertikalen Schenkeln der Gurtungs-Eisen

$$\max \tau = \frac{6500}{2 \cdot 1 \cdot 69,7} = 46,6 \text{ kg/qcm.}$$

Beide vereinigen sich, da

$$\alpha = \frac{46,6}{591} = \sim 0,08$$

ist, nach Gl. 174, S. 145, und zugehöriger Tabelle annähernd zu einer resultierenden Anstrengung

$$\max \sigma_1 = 1,01 \cdot 591 = \sim 597 \text{ kg/qcm.}$$

Der Abstand von Mitte bis Mitte der Nietreihen im vertikalen Schenkel der Gurtungs-Eisen ist $h_n = 55,7$ cm. Es folgt mit diesen Werten wie oben

$$\max \sigma = \frac{2\,940\,000}{6677,5} = \sim 440 \text{ kg/qcm,}$$

$$\max \tau = \frac{11\,860}{2 \cdot 1 \cdot 55,7} = \sim 106,5 \text{ kg/qcm}$$

und, da

$$\alpha = \frac{106,5}{440} = 0,242$$

ist, die grösste Anstrengung

$$\max \sigma_1 = 1,07 \cdot 440 = \sim 471 \text{ kg/qcm.}$$

Für den Querschnitt 1—1 in Fig. 116 endlich, der 600 mm vom Auflager entfernt ist, erhält man mit i—k = 1,23 cm und m—n = 7,06 cm

$$M_b = 1,23 \cdot 100 \cdot 2000 \cdot 3,5 = 861\,000 \text{ kgcm,}$$

$$V = 7,06 \cdot 2000 = 14\,120 \text{ kg.}$$

Der Träger ist in diesem Querschnitt 52,4 cm hoch, sodass

$$J = \frac{1}{12} \left\{ (45 - 2 \cdot 2) \overline{52.4}^3 - (2 \cdot 2,5 + 20) \overline{50}^3 - 2(7,7 - 2) \overline{47,4}^3 - 2 \cdot 1,3 \cdot \overline{32}^3 \right\} = 122\,895 \text{ cm}^4,$$

$$w = \frac{122\,895}{0,5 \cdot 52,4} = 4690,7 \text{ cm}^3$$

zu setzen ist. h_n beträgt 39,7 cm. Somit wird

$$\max \sigma = \frac{861\,000}{4690,7} = \sim 184 \text{ kg/qcm},$$

$$\max \tau = \frac{14\,120}{2 \cdot 39,7} = \sim 178 \text{ kg/qcm}$$

und, da

$$\alpha = \frac{178}{184} = 0,97$$

ist,

$$\max \sigma_1 = 1,77 \cdot 184 = \sim 326 \text{ kg/qcm}.$$

In den betrachteten drei Querschnitten bleibt also die grösste Anstrengung noch unter dem kleinsten auf S. 145 angegebenen Werte der zulässigen Materialspannung von 600 kg/qcm.

Die grösste Beanspruchung der Nebenträger dürfte in dem Querschnitt stattfinden, der dicht vor den Blechen liegt, welche Haupt- und Nebenträger miteinander verbinden. Dieser Querschnitt ist $x = 23,7$ cm von der Mitte des nächsten Laufrades entfernt und hat die in Fig. 115 des Textes angegebenen Verhältnisse. Für ihn berechnet sich das Trägheitsmoment in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse

$$J = \frac{1}{12} 2 \left\{ 10 \cdot \overline{50}^3 - 7,7 \cdot \overline{47,4}^3 - 1,3 \cdot \overline{32}^3 - 2,3 (\overline{41,7}^3 - \overline{37,7}^3) \right\} = \sim 57\,307 \text{ cm}^4$$

und das Widerstandsmoment

$$w = \frac{57\,307}{0,5 \cdot 50} = \sim 2292 \text{ cm}^3,$$

während der Abstand $h_n = 39,7$ cm ist.

Tritt nun die Laufwinde mit der Lastmitte bis auf $l_x = 80$ cm an den Nebenträger heran, so empfängt dieser nach Gl. 158, S. 138, einen Druck

$$N_1 = 2 \cdot 6750 \left(1 - \frac{80}{1414} \right) + 3 \frac{1414}{2} = \sim 14\,860 \text{ kg}.$$

In dem oben erwähnten Querschnitt des Nebenträgers entsteht ferner nach Gl. 177 u. 178, S. 146, mit $q_1 = 250 \text{ kg/m}$, $L_1 = 303,7$ cm, $l_1 = 145$ cm eine vertikale Scherkraft

$$V = 14\,860 + 2,5 \left(\frac{303,7}{2} - 23,7 \right) = 15\,180 \text{ kg}$$

und ein Biegemoment

$$M_b = \left(14\,860 + 2,5 \frac{303,7 - 23,7}{2} \right) 23,7 = 360\,477 \text{ kgcm}.$$

Die erstere ruft nach Gl. 173a, S. 145, eine grösste Schubspannung

$$\max \tau = \frac{15\,180}{2 \cdot 1 \cdot 39,7} = \sim 191 \text{ kg/qcm},$$

die letztere nach Gl. 172, S. 145, eine grösste Normalspannung

$$\max \sigma = \frac{360\,477}{2292} = \sim 157 \text{ kg/qcm}$$

hervor, sodass die grösste Anstrengung mit

$$\alpha = \frac{191}{157} = 1,22$$

nach Gl. 174, S. 145, und zugehöriger Tabelle annähernd nur

$$\max \sigma_1 = 2,05 \cdot 157 = \sim 322 \text{ kg/qcm}$$

beträgt.

Die Verhältnisse der Nietnähte, Laschen usw. berechnen sich in der gleichen Weise wie beim vorigen Beispiel.

c) Laufkrangestelle mit fachwerkartigen Hauptträgern.

Dieselben kommen namentlich für grosse Spannweiten und schwere Lasten zur Verwendung und gewähren hier bei geringerem Materialaufwande und Gewicht mit ihren durchbrochenen Feldern einen gefälligeren Anblick als die hohen vollwandigen Blechträger; allerdings verursachen sie mehr Arbeit beim Entwurf und in der Werkstatt.

Die gebräuchliche **Ausführung** der vorliegenden Gestelle geschieht nach Fig. 1, Taf. 23. Die obere und untere Gurtung eines Hauptträgers besteht gewöhnlich aus je 2 $\perp$ -Eisen, zwischen denen sich die Knotenbleche zum Anschluss für die Vertikal- und Diagonalstangen befinden. Der Obergurt erhält dabei als Fahrbahn oft noch zur Versteifung eine Platte aufgenietet. Auf diese legt sich dann die Laufschiene mit Zwischenblechen über den Knotenpunkten, damit die obere Gurtung nicht auf Biegung beansprucht wird und der Raddruck nur auf die Knotenpunkte kommt. Die Vertikal- und Diagonalstangen sind ebenfalls $\perp$ -Eisen, und zwar einfache oder doppelte. In den Endfeldern ordnet man gewöhnlich nur eine Diagonale an, in den mittleren aber ausser dieser Hauptdiagonale aus später zu erklärenden Gründen noch eine Gegendiagonale. Gegen Ausweichungen in der Fahrriehtung des Krangestelles dient wieder für jeden Hauptträger ein diesem vorgebauter Hilfsträger in leichterem Fachwerk, der mit jenem durch einen oberen und unteren horizontalen, sowie durch den nötigen vertikalen Diagonalverband vereinigt ist und gleichzeitig die Stützung für den Laufsteg hergibt.

Selten, und zwar nur bei sehr grossen Spannweiten und sehr schweren Lasten, findet man zur oberen Gurtung der Hauptträger 2 $\perp$ -Eisen verwendet oder an Stelle der einzelnen Knotenbleche ein auf die ganze Trägerlänge durchgehendes Blech von gleicher Höhe benutzt.

An den Enden erhalten die Haupt- und Hilfsträger volle Bleche, die mit den Nebenträgern in sicherster Weise durch $\perp$ -Eisen und Laschen verbunden werden. Die Nebenträger selbst bestehen wieder aus je 2 Walzeisen oder sind Blechträger von meist kastenförmigem Querschnitt.

Bei der **Berechnung** eines Fachwerkträgers handelt es sich zunächst um die Ermittlung der Spannungen, welche permanente und mobile Last in den einzelnen Teilen hervorrufen. Es kann dies wieder auf analytischem oder graphischem Wege geschehen.

Beim analytischen Verfahren benutzt man gern die Rittersche Methode.¹⁾ Nach ihr denkt man sich durch eine Schnittfläche, welche 3 Stangen schneidet, die ganze Konstruktion in zwei Teile zerlegt und an den Schnittstellen des abgetrennten Teiles die zum Gleichgewicht erforderlichen Stangenkräfte angebracht. Stellt man dann die Gleichung der statischen Momente für den abgetrennten Teil auf und wählt als Drehpunkt denjenigen Punkt, in welchem sich zwei der durchschnittenen Stangen schneiden, so erhält man eine Gleichung, in

1) S. „Ritter, Technische Mechanik“. Verlag von Carl Rümpler, Hannover.

der als einzige Unbekannte die dritte Stangenkraft vorkommt. Wenden wir dies Verfahren zunächst an, um die Spannungen zu bestimmen, welche durch das Eigengewicht des Trägers, das wir in den einzelnen Knotenpunkten mit q bzw. $0,5q$ kg verteilt annehmen, hervorgerufen werden, so erhält man z. B. für die Vertikalstange 2—2' in Fig. 117 des Textes, welche von der Fläche $\alpha_1 - \beta_2$ durchschnitten gedacht ist, mit bezug auf den Schnittpunkt O_2 der beiden anderen Stangen 1—2 und 2'—3' die Momentengleichung¹⁾

$0 = -V_2''(c_2 + 2\lambda) - A'' \cdot c_2 + 0,5q \cdot c_2 + q(c_2 + \lambda)$, wenn rechtsdrehende Momente als positiv, links drehende als negativ angesehen werden. Aus dieser Beziehung folgt mit $A'' = 0,5q \cdot n$ (q Gewicht eines Feldes, n Zahl der Felder)

$$V_2'' = -\frac{(A'' - 0,5q)c_2 - q(c_2 + \lambda)}{c_2 + 2\lambda} = -q \frac{(0,5n - 1,5)c_2 - \lambda}{c_2 + 2\lambda} \quad 181$$

Fig. 117.

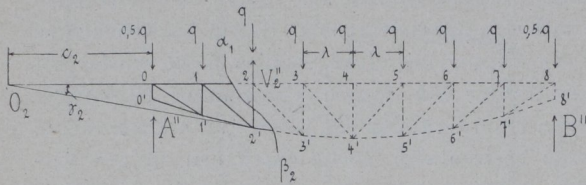
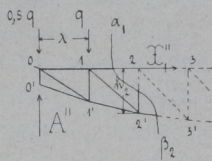


Fig. 120.



Die fragliche Vertikalstange erleidet infolge der permanenten Belastung eine Druckkraft, da die rechte Seite der letzten Gleichung negativ ist. Es gilt dies für sämtliche Vertikalstangen. Für die entsprechende Stange 6—6' der rechten Trägerhälfte erhält man die gleiche Kraft wie in 2—2', denn nach Fig. 118 des Textes ergibt sich für den stärker ausgezogenen Trägerteil mit bezug auf O_5 dieselbe Beziehung, da $A'' = B''$ und $c_2 = c_5$ ist. Die Endstangen 0—0' und 8—8' erleiden eine Druckkraft

$$V_0'' = V_8'' = -A'' = -B'' = -0,5q \cdot n \quad 182$$

Für die Mittelstange 4—4' lässt sich, wenn drei Stangen durchschnitten werden sollen, nur die Schnittlinie $\alpha_3 - \alpha_4$ in Fig. 119 des Textes legen. An dem abgetrennten, stärker ausgezogenen Teil muss die Summe der Vertikal-

kräfte gleich Null, also

$$V_4'' = -q \quad 183$$

sein.

Für die obere Gurtungsstange 1—2 der linken Trägerhälfte in Fig. 120 des Textes (und die entsprechende Stange 6—7 der rechten Trägerhälfte) ergibt sich, wenn man für den Schnittpunkt 2' von 2—2' und 2'—3' die Gleichung der statischen Momente

$$0 = +X_1'' \cdot h_2 + A'' \cdot 2\lambda - 0,5q \cdot 2\lambda - q \cdot \lambda$$

aufstellt, die Druckkraft

$$X_1'' = -\frac{(A'' - 0,5q)2\lambda - q \cdot \lambda}{h_2} = -q \frac{(n-2)\lambda}{h_2} \quad 184$$

Für die untere Gurtung 2'—3' (Fig. 121 des Textes) folgt entsprechend mit 2 als Drehpunkt

$$0 = -Z_2'' \cdot z_2 + A'' \cdot 2\lambda - 0,5q \cdot 2\lambda - q \cdot \lambda$$

die Zugkraft

$$Z_2'' = \frac{(A'' - 0,5q)2\lambda - q \cdot \lambda}{z_2} = q \frac{(n-2)\lambda}{z_2} \quad 185$$

Fig. 118.

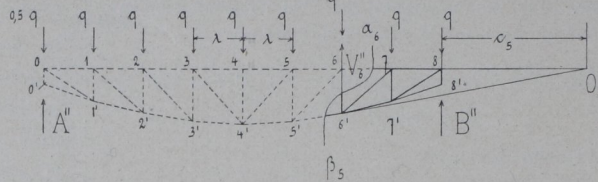


Fig. 121.

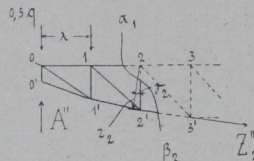


Fig. 122.

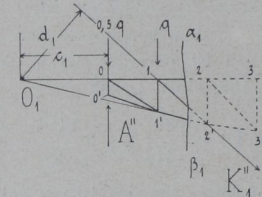
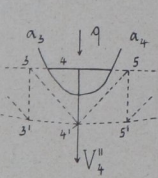


Fig. 119.



In 5'—6' herrscht die gleiche Kraft. Die erste und letzte untere Gurtungsstange 0'—1' und 7'—8' in Fig. 117 sind spannungslos, da in 0' bzw. 8' nur die Vertikalkraft A'' und V_0'' bzw. B'' und V_8'' wirkt. Es ist also

$$Z_0'' = Z_8'' = 0 \quad 186$$

Für die Diagonalstange 1—2' in Fig. 122 (und ebenso für 7—6') erhält man endlich, wenn man die Schnittlinie $\alpha_1 - \beta_1$ legt und O_1 als Drehpunkt wählt,

$$0 = K_1'' \cdot d_1 - A'' \cdot c_1 + 0,5q \cdot c_1 + q(c_1 + \lambda)$$

die Zugkraft

$$K_1'' = \frac{(A'' - 0,5q)c_1 - q(c_1 + \lambda)}{d_1} = q \frac{(0,5n - 1,5)c_1 - \lambda}{d_1} \quad 187$$

In entsprechender Weise lassen sich auch die Kräfte, welche die permanente Last in den übrigen Stangen des Trägers erzeugt, berechnen.

Einfacher als die analytische gestaltet sich die graphische Ermittlung der Stangenkräfte. Das graphische Verfahren besteht im allgemeinen darin, die

1) Die unteren Indizes der Stangenkräfte sind nach dem linken oberen Knotenpunkte des zugehörigen Feldes genommen. Ferner sind die durch die permanente Last hervorgerufenen Stangenkräfte durch zwei, die durch die mobile Last erzeugten durch einen oberen Strich angedeutet.

in den einzelnen Knotenpunkten des Fachwerkträgers wirkenden äusseren Kräfte und bekannten inneren Stangenkräfte nach der Richtung der noch unbekannten Stangenkräfte zu einem geschlossenen Linienzug zusammenzustellen. Dabei ist zu beachten, dass alle Druckkräfte nach dem betreffenden Knotenpunkte hin-, alle Zugkräfte von demselben fortgerichtet sind. In Fig. 123 bis 125 des Textes ist das Verfahren angedeutet.

Im Knotenpunkte 0 (Fig. 123) wirkt als äussere Kraft $0,5q$; ferner ist als Druckkraft der Vertikalstange $0-0'$ nach dem Früheren die Reaktion A'' als gegeben anzusehen. Machen wir deshalb nach irgend einem Kräftemassstabe in Fig. 124 $A-0$ gleich der Reaktion A'' , $0-1=0,5q$ und ziehen durch 1 eine Parallele zur

nehmen $2-c$ als Druckkraft in der oberen Gurtung $1-2$ und $c-b$ als Zugkraft in der Diagonalen $1-2'$.

Für den Knotenpunkt $2'$ ist noch aus Fig. 124 $A-b$ als Zugkraft in $1'-2'$ nach Fig. 125 herüberzutragen. Eine Vertikale durch c und eine Parallele zu $2'-3'$ durch A liefert dann das Kräftepolygon $AbcdA$ mit den punktierten Pfeilen und $c-d$ als Druckkraft in der Vertikalen $2-2'$, sowie $d-A$ als Zugkraft der unteren Gurtung $2'-3'$.

In dieser Weise kann das Verfahren fortgesetzt werden. Fig. 125 zeichnet man der Einfachheit wegen natürlich als Fortsetzung von Fig. 124, wie dies in Fig. 1a, Taf. 19 nochmals angedeutet ist.

Bei der mobilen Belastung des Trägers durch

Fig. 123.

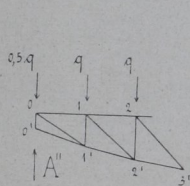


Fig. 124.

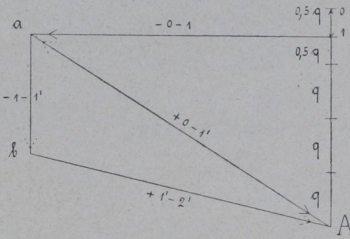


Fig. 125.

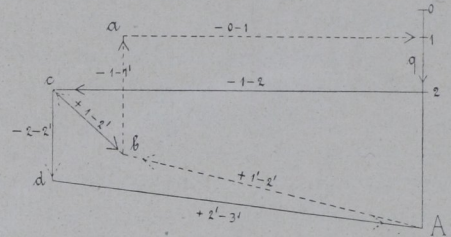


Fig. 126.

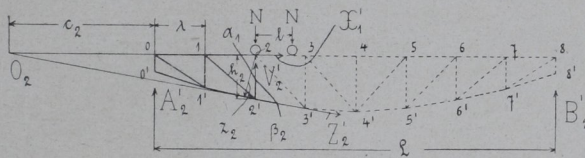
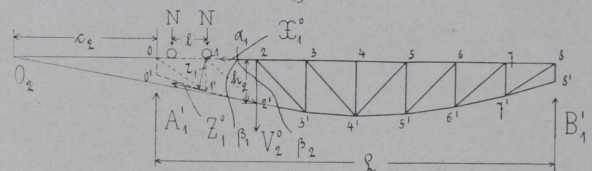


Fig. 127.



Stange $0-1$ (Fig. 123), durch A eine Parallele zur Stange $0-1'$ (Fig. 123), so ist $A01aA$ das Kräftepolygon. Die ausgezogenen Pfeile deuten den Kraftlinienzug an, und es ergibt sich $1-a$, als nach dem Knotenpunkt 0 in Fig. 123 hingerichtet, als Druckkraft in der oberen Gurtung $0-1$ (Fig. 123), $a-A$, als von 0 weggerichtet, als Zugkraft in der Diagonalen $0-1'$ (Fig. 123).

Im Knotenpunkte $1'$ (Fig. 123) wirkt die nun bekannte Zugkraft $A-a$ (Fig. 124) der Diagonalstange $0-1'$; die untere Gurtungsstange $0'-1'$ ist spannungslos. Da weiter in $1'$ die Vertikalstange $1-1'$ und untere Gurtungsstange $1'-2'$ zusammenstossen, so ziehen wir in Fig. 124 durch a eine Vertikale und durch A eine Parallele zu $1'-2'$. $AabA$ ist dann das Kräftepolygon für den Knotenpunkt $1'$, und die punktierten Pfeile ergeben den Kraftlinienzug. Es folgt $a-b$ als Druckkraft in der Vertikalen $1-1'$, $b-A$ als Zugkraft in der unteren Gurtung $1'-2'$.

Fig. 125 zeigt weiter das Kräftepolygon für die Knotenpunkte 1 und $2'$ in Fig. 123. Aus Fig. 124 wurden herübergetragen die punktiert angedeuteten Kräfte $1-a$ in der oberen Gurtung $0-1$ und $a-b$ in der Vertikalen $1-1'$. In 1 wirkt nun noch vertikal abwärts die Belastung q dieses Knotenpunktes. Macht man deshalb in Fig. 125 $1-2=q$ und zieht durch 2 eine Horizontale, durch b eine Parallele zur Diagonalen $1-2'$ (Fig. 123), so erhält man in $12cba1$ das Kräftepolygon mit den ausgezogenen Pfeilen für den Knotenpunkt 1; wir ent-

Nutzlast und Eigengewicht der Laufwinde, Hakenflasche usw. können die oben angegebenen Verfahren ebenfalls zur Bestimmung der Stangenkräfte benutzt werden. Dabei handelt es sich hier darum, immer die in den einzelnen Stangen auftretenden grössten Zug- oder Druckkräfte festzustellen und also diejenige Stellung der voll belasteten Laufwinde anzunehmen, welche diese grössten Kräfte in den zu untersuchenden Stangen hervorruft. Es kann dies in der folgenden Weise geschehen.

Sind z. B. $1-2$, $2-2'$ und $2'-3'$ die zu betrachtenden Stangen und ist $\alpha_1-\beta_2$ die gelegte Schnittfläche, so rücken wir die Laufwinde dieser letzteren von beiden Seiten möglichst nahe,¹⁾ also einmal von rechts, bis sie mit dem linken Rade in 2 (Fig. 126 des Textes), und das andere Mal von links, bis sie mit dem rechten Rade in 1 (Fig. 127) steht. Ist dann A_2' (unterer Index immer nach dem Knotenpunkt genommen, über dem sich das eine Rad befindet) die linke Reaktion, welche die beiden Raddrücke N bei der angegebenen Windenstellung in Fig. 126 erzeugen, so hat man nach der Ritterschen Methode für

O_2 als Drehpunkt

$$0 = -V_2'(c_2 + 2\lambda) - A_2'c_2,$$

$$V_2' = -A_2' \frac{c_2}{c_2 + 2\lambda} \quad \dots \quad 188$$

1) Wie bei den Blechträgern gezeigt, wird dann das Moment der betreffenden Auflagerreaktion, also auch die Stangenkraft am grössten.

2' als Drehpunkt

$$0 = +X_1' \cdot h_2 + A_2' \cdot 2\lambda,$$

$$X_1' = -A_2' \frac{2\lambda}{h_2} \quad \dots \quad 189$$

2 als Drehpunkt

$$0 = -Z_2' \cdot z_2 + A_2' \cdot 2\lambda$$

$$Z_2' = A_2' \frac{2\lambda}{z_2} \quad \dots \quad 190$$

Bei der Laufwindenstellung in Fig. 127 ergibt sich mit B_1' als rechte Auflagerreaktion für

O_2 als Drehpunkt

$$0 = V_2^0 (c_2 + 2\lambda) - B_1' (c_2 + L)$$

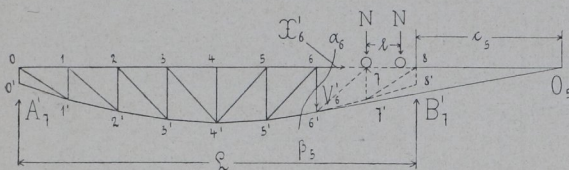
$$V_2^0 = B_1' \frac{c_2 + L}{c_2 + 2\lambda} \quad \dots \quad 188a$$

2' als Drehpunkt

$$0 = -X_1^0 \cdot h_2 - B_1' \cdot 6\lambda,$$

$$X_1^0 = -B_1' \frac{6\lambda}{h_2},$$

Fig. 128.



1 als Drehpunkt (Schnittfläche $\alpha_1 - \beta_1$)

$$0 = +Z_1^0 \cdot z_1 - B_1' \cdot 7\lambda$$

$$Z_1^0 = B_1' \frac{7\lambda}{z_1}$$

Sind die Diagonalen in den beiden Hälften des Trägers entgegengesetzt gerichtet, so wird, wie sich aus Fig. 128 des Textes ergibt, $V_6' = V_2^0$, $X_6' = X_1^0$ usw., da $A_7' = B_1'$ ist. Man kann deshalb zur Ermittlung der oben berechneten Kräfte, die Laufwinde mit ihrem linken Rade der Reihe nach über die Knotenpunkte 0, 1, 2, 3 ... 7, 8 stellen und mit Hilfe der entsprechenden Schnittflächen die betreffenden Stangenkräfte in der angeführten Weise bestimmen. Jede Vertikalstange der linken Trägerhälfte erleidet dann die grösste Druckspannung, wenn das linke Laufrad über ihr, jede Vertikale der rechten Trägerhälfte die grösste Zugkraft, wenn das linke Laufrad über der nächsten rechten Vertikalen steht. Würde man die Winde in der umgekehrten Weise mit ihrem rechten Rade der Reihe nach von rechts nach links über die einzelnen Knotenpunkte stellen, so würde natürlich das Umgekehrte gelten. In der oberen Gurtung tritt stets Druck, in der unteren stets Zug auf.

Um die grössten Kräfte in den Diagonalstangen 1—2' bzw. 7—6' zu bekommen, denken wir uns zunächst in Fig. 129 des Textes die Schnittfläche $\alpha_1 - \beta_1$ gelegt und die Winde mit dem linken Laufrade in 2 gestellt. Man erhält dann für O_1 als Drehpunkt

$$0 = +K_1' \cdot d_1 - A_2' \cdot c_1,$$

$$K_1' = A_2' \frac{c_1}{d_1} \quad \dots \quad 191$$

Dann rücken wir die Laufwinde mit ihrem linken Rade nach 7 und bekommen nach Fig. 130 mit Hilfe der Schnittfläche $\alpha_6 - \beta_6$ und O_6 als Drehpunkt

$$0 = +K_6' \cdot d_6 + A_7' (L + c_6)$$

$$K_6' = -A_7' \frac{L + c_6}{d_6} \quad \dots \quad 191a$$

Die Diagonalen werden also ebenso wie die Vertikalen auf Zug und Druck beansprucht. In den mittleren Feldern findet man deshalb die in Fig. 130 punktiert eingetragenen Gegendiagonalen 3—2', 4—3', 4—5' und 5—6' angeordnet, welche eine Zugbeanspruchung erleiden, sobald die Hauptdiagonalen bei eintretender Druckbeanspruchung erschlaffen. Für die übrigen Felder sind solche Gegendiagonalen meistens nicht erforderlich, weil hier die resultierenden Druckkräfte (unter Berücksichtigung der durch die permanente Last in den Haupt-

Fig. 129.

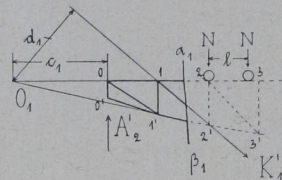
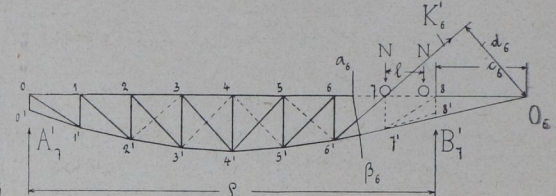


Fig. 130.

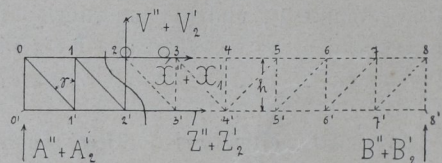


diagonalen hervorgerufenen Zugkräfte) nicht sehr gross ausfallen oder Zugkräfte auftreten.

✕ Auch die graphische Ermittlung der Stangenkräfte für die mobile Last kann in ähnlicher Weise wie für die permanente vorgenommen. Man hat dazu nur die Reaktion A' für jede einzelne Stellung der Laufwinde zu berechnen und diese Reaktion bis zu den durchschnittenen Stangen in der früher angegebenen Weise zu zerlegen. Im nachfolgenden 1. Beispiele ist auf S. 157 das Verfahren nochmals näher erläutert.

Laufen die obere und untere Gurtung eines Trägers parallel und horizontal, ist dieser also ein sogenannter

Fig. 131.



Parallelträger nach Fig. 131 des Textes so vereinfacht sich die Bestimmung der Stangenkräfte wesentlich.

Für die Vertikalstangen 2—2' und 6—6' zunächst erhält man aus Gl. 181 u. 188, da nun der Schnittpunkt O_2 der Gurtungen im Unendlichen liegt, die Beziehungen $V_2'' = V_6'' = -A'' - 0,5q - q = -q(0,5n - 1,5)$ 192 und

$$V_2' = -A_2', V_6' = A_7' \quad \dots \quad 193$$

für die permanente bzw. mobile Last. Die Druckkräfte in der End- und der Mittelstange bleiben wie früher.

Weiter lässt Gl. 184 u. 189 bzw. 185 u. 190 bezüglich der oberen und unteren Gurtungsstangen 1—2 und 2'—3' erkennen, dass hier, wo die Hebelarme z_2 und h_2 einander gleich, und zwar gleich der Trägerhöhe h allgemein, sind,

$$X_1'' = -q \frac{(n-2)\lambda}{h} = -Z_2'' \quad . \quad . \quad . \quad 194$$

und

$$X_1' = -A_2' \frac{2\lambda}{h} = -Z_2' \quad . \quad . \quad . \quad 195$$

wird. Die Kräfte in der oberen und unteren Gurtungsstange, welche in dem angedeuteten Sinne zu beiden Seiten derselben Vertikalen liegen, sind also gleich gross; die erste von ihnen ist eine Druck-, die zweite eine Zugkraft.

Die Diagonalstangen 1—2' und 7—6' endlich nehmen, V_2'' , V_2' und V_6' absolut genommen, eine Kraft

$$K_1'' = K_7'' = \frac{V_2''}{\cos \gamma} \quad . \quad . \quad . \quad 196$$

und

$$K_1' = \frac{V_2'}{\cos \gamma}, K_6' = -\frac{V_6'}{\cos \gamma} \quad . \quad . \quad . \quad 197$$

auf, wenn α der in Fig. 131 angegebene Winkel ist.

Für die graphische Ermittelung der Kräfte in den Vertikal- und Gurtungsstangen lässt sich das früher entwickelte Diagramm eines Blechträgers benutzen. Nach Gl. 193 ist die Druckkraft V_2' gleich der Auflagerreaktion A_2' bzw. gleich der ebenso grossen vertikalen Scherkraft eines Blechträgers, wenn das linke Rad der Laufwinde in 2 steht. Nach Fig. 2a, Taf. 19, begrenzt deshalb die Linie Dq, welche als Endordinate 0—D den Wert $2A_0'$ der Gl. 160, S. 142, hat, die Ordinaten für die Druckkräfte in den Vertikalstangen der linken Trägerhälfte (Fig. 2, Taf. 19). In den Vertikalen der rechten Trägerhälfte tritt gemäss der hier zu legenden Schnittflächen (s. Fig. 128, S. 154) als Zugkraft immer der Wert der nächsten Ordinate auf, über der dann das linke Wagenrad steht; in der rechten Hälfte gilt also $g_1 h_2 \dots m_2$ als Begrenzung der Zugkraftordinaten. Verschiebt man die Laufwinde von rechts nach links, indem man das rechte Rad der Reihe nach über die einzelnen Knotenpunkte stellt, so werden die Druckkräfte in den Vertikalen der rechten Trägerhälfte durch die zugehörigen Ordinaten der Geraden D'g', die Zugkräfte in den Vertikalen der linken Trägerhälfte durch die Ordinaten der durch g_2' parallel zur Verlängerung von D'g' gezogenen Geraden dargestellt. Die mittlere Vertikale bekommt, wenn die Diagonalen in den beiden Trägerhälften zu einander entgegengesetzt gerichtet sind, den Druck N.

Für die permanente Last kann bezüglich der Vertikalstangen die beim Blechträger gefundene Gerade EF bzw. E'F' (0—E=0—E'=14—F=14—F'=0,5q·n mit q als Gewicht eines Feldes, n Anzahl der Felder) auch hier benutzt werden. Dabei ist aber, da hier das Eigengewicht nicht gleichmässig über die ganze Länge, sondern in den einzelnen Knotenpunkten verteilt angenommen ist, das Folgende zu beachten. Die Endordinaten stellen

die wirkliche Grösse der Kräfte in den zugehörigen Vertikalen dar, die übrigen Ordinaten sind um 0,5q in dem gewählten Kräfte-masse zu klein. Die mittlere Vertikalstange erhält eine Druckkraft q.

Beachtet man dies und berücksichtigt ferner, dass die permanente Last in sämtlichen Vertikalstangen Druckkräfte erzeugt, so ergibt sich nach Fig. 2a, Taf. 19, z. B., sämtliche Ordinaten gemessen in dem zugehörigen Kräfte-massstabe, E—D als grösste Druckkraft für die Vertikale 0—0', $c_1 - c_1' + 0,5q$ als grösste Druckkraft für die Vertikale 3—3', $i_2 - i_1' - 0,5q$ als grösste Zugkraft für die Vertikale 9—9', sobald das linke Rad der Laufwinde in 0, 3 bzw. 9 steht.

Hinsichtlich der Gurtungsstangen zeigt Gl. 195, dass die Kraft X_1' gleich dem Moment der Reaktion A_2' , dividiert durch die Trägerhöhe h , ist. Die mit Hilfe von $A - C = A_0'$ (A_0' nach Gl. 160, S. 142) wie bei einem Blechträger konstruierte Parabel 0H14 in Fig. 2a, Taf. 19, giebt aber in ihren Ordinaten die Maximalmomente der Reaktion A' , sobald das linke Rad in der betreffenden Ordinate steht. Multipliziert man deshalb die Ordinaten der einzelnen Knotenpunkte nicht nur mit dem Längen-, dem Kräfte-massstabe und der Poldistanz, sondern dividiert sie auch noch durch die Trägerhöhe, so erhält man in ihnen die grössten Kräfte für die links und rechts von der betreffenden Ordinate liegende obere bzw. untere Gurtungsstange. Für die permanente Last gilt Entsprechendes bezüglich der mit $A - B = 0,25q \cdot n$ konstruierten Parabel 0a'b'c'...m'n'14. Die obere Gurtungsstange 2—3 (Fig. 2, Taf. 19) erleidet also nach Fig. 2a eine grösste Druckkraft, welche der Ordinate $c - c'$ in dem angegebenen Sinne entspricht; die untere Gurtungsstange 3'—4' erleidet eine ebenso grosse Zugkraft. Da in den Gurtungsstangen beider Hälften nur Druck- bzw. Zugkräfte auftreten, so hat man bezüglich der linken Trägerhälfte die Ordinaten der ausgezogenen, bezüglich der rechten Trägerhälfte die ebenso grossen Ordinaten der strichpunktirten unteren Parabel zu nehmen; für die linke Trägerhälfte ist dann immer das linke, für die rechte immer das rechte Wagenrad über den einzelnen Knotenpunkten gedacht.

Im entgegengesetzten Falle ergeben sich kleinere Kräfte in den Gurtungen. Steht z. B. die Laufwinde mit ihrem linken Rade über dem Knotenpunkte 12, so würde l'—v die Druckkraft in der oberen Gurtungsstange 11—12 und zugleich die Zugkraft in der unteren Gurtungsstange 10'—11' sein. v ist der Schnittpunkt von 0m mit der Vertikalen durch 11.

Die Kräfte in den Diagonalstangen berechnet man am einfachsten mit Hilfe der Kräfte in den Vertikalen nach Gl. 196 u. 197.

Die Dimensionen der einzelnen Stangen eines Fachwerkträgers sind natürlich für die grössten Kräfte, welche in ihnen auftreten, zu bemessen. Dabei soll die Zug- und Druckspannung nicht unter 750 kg/qcm (oft wird hierin bis 900 kg gegangen) betragen und die Sicherheit gegen Ausknicken, wenn keine Gegendiagonalen dies verhindern, mindestens eine 5fache sein. Die erforderliche

Nietzahl n zur Verbindung jeder Stange ergibt sich aus

$$Z = n \cdot d \frac{\pi}{4} k_s \quad \dots \quad 198$$

wenn Z die grösste Zug- oder Druckkraft ist und $k_s = 600 \text{ kg/qcm}$ für 1-, $k_s = 1050 \text{ kg/qcm}$ für 2schnittige Nieten gesetzt wird; d ist der Nietlochdurchmesser in cm.

Beispiele. *Knoten 200*

1. Der elektrische Dreimotorenkran auf Taf. 23 von Gebr. Scholten in Duisburg ist für eine grösste Nutzlast $Q = 5000 \text{ kg}$ bestimmt. Die Spannweite beträgt $L = 1745 \text{ cm}$, jeder Hauptträger (s. Fig. 1, Taf. 19 u. 23) besteht aus 14 Feldern, von denen die beiden äusseren eine Weite $\lambda' = 152,5 \text{ cm}$, die übrigen eine solche $\lambda = 120 \text{ cm}$ haben. Der Radstand der Laufwinde ist $l = 103 \text{ cm}$, derjenige des Krangestelles $L_1 = 204 \text{ cm}$, und die Hauptträger sind $l_1 = 84 \text{ cm}$ voneinander entfernt. Wie berechnen sich die einzelnen Teile des Krangestelles?

Schätzen wir das Gewicht der Laufwinde und Hakenflasche zu $G = 2400 \text{ kg}$, so beträgt bei gleichmässiger Verteilung auf die vier Räder der grösste Raddruck der Winde

$$N = \frac{Q + G}{4} = \frac{5000 + 2400}{4} = 1850 \text{ kg.}$$

Zur Berechnung der Hauptträger sei weiter als permanente Last für jeden Knotenpunkt $q = 250 \text{ kg}$ angenommen. Hiermit berechnet sich dann beispielsweise, wenn man sich wie in Fig. 117 auf S. 152 nun in Fig. 1, Taf. 19, eine Schnittfläche $\alpha_1 - \beta_2$ durch die Stangen 1—2, 2—2' und 2'—3' gelegt denkt,

die Druckkraft in den Vertikalen 2—2' und 12—12' nach Gl. 181, S. 152, zu

$$V_2'' = V_{12}'' = - \frac{(A'' - 0,5q) c_2 - q(c_2 + \lambda')}{c_2 + \lambda + \lambda'},$$

wobei die Verschiedenheit der beiden äusseren und übrigen Felder berücksichtigt ist. Der Hebelarm c_2 (Abstand des Punktes 0 vom Schnittpunkte der Verlängerung von 2'—3' mit der oberen Gurtungslinie) bestimmt sich aus

$$\frac{c_2 + \lambda' + \lambda}{\lambda} = \frac{2-2'}{3-3'-2-2'}$$

mit $2-2' = 96$ und $3-3' = 105 \text{ cm}$ zu

$$c_2 = 120 \frac{96}{9} - 272,5 = 1007,5 \text{ cm.}$$

A'' ist $7q = 7 \cdot 250 = 1750 \text{ kg}$. Hiermit folgt

$$V_2'' = V_{12}'' = - \frac{1625 \cdot 1007,5 - 250(1007,5 + 152,5)}{1007,5 + 272,5} = -1053 \text{ kg.}$$

Für die Druckkraft in den oberen Gurtungsstangen 1—2 und 12—13 folgt entsprechend nach Gl. 184, S. 152,

$$X_1'' = X_{12}'' = - \frac{(A'' - 0,5q)(\lambda' + \lambda) - q \cdot \lambda}{h_2},$$

oder mit $h_2 = 2-2' = 96 \text{ cm}$,

$$X_1'' = X_{12}'' = - \frac{1625(152,5 + 120) - 250 \cdot 120}{96} = -4300 \text{ kg.}$$

Die Zugkraft in den unteren Gurtungsstangen 2'—3' und 11'—12' ist nach Gl. 185, S. 152, mit

$$z_2 = 2-2' \cdot \cos \gamma_2 = 96 \cdot 0,997 = \sim 95,7 \text{ cm,}$$

wenn γ_2 der in Fig. 121, S. 152, eingetragene Winkel ist, der sich nach Fig. 117, S. 152, zu

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{2-2'}{c_2 + \lambda' + \lambda} = \frac{96}{1007,5 + 272,5} = 0,075$$

oder

$$\gamma_2 = 4^\circ 20'$$

berechnet,

$$Z_2'' = Z_{11}'' = \frac{1625(152,5 + 150) - 250 \cdot 120}{95,7} = -4303 \text{ kg.}$$

Für die Diagonalen 1—2' und 12'—13 endlich ergibt sich, wenn man sich wie in Fig. 122 auf S. 152 die Schnittfläche $\alpha_1 - \beta_1$ gelegt denkt, gemäss Gl. 187, S. 152, eine Zugkraft

$$K_1'' = K_{12}'' = \frac{(A'' - 0,5q) c_1 - q(c_1 + \lambda')}{d_1},$$

oder mit

$$c_1 = \lambda \frac{1-1'}{2-2'-1-1'} - \lambda' = 120 \frac{82}{14} - 152,5 = 550,35 \text{ cm}$$

und

$$d_1 = (c_1 + \lambda') \frac{2-2'}{1-2'} = (550,35 + 152,5) \frac{96}{153,6} = 439,3 \text{ cm,}$$

$$K_1'' = K_{12}'' = \frac{1625 \cdot 550,35 - 250(550,35 + 152,5)}{439,3} = \sim 1636 \text{ kg.}$$

Auf entsprechende Weise wurden die Kräfte in den übrigen Stangen ermittelt; die Tabelle auf S. 158 enthält dieselben.

Die graphische Berechnung der Kräfte, welche die permanente Last in den Stangen hervorruft, giebt Fig. 1a, Taf. 19; sie kann als Kontrolle der analytischen Kräftebestimmung gelten. In der Figur ist $A-0 = 0,5q \cdot n = 0,5 \cdot 250 \cdot 14 = 1750 \text{ kg}$ und $0-1 = A-7 = 0,5q = 125$, $1-2 = 2-3 \dots = 6-7 = q = 250 \text{ kg}$ gemacht worden. Wie auf S. 153 näher erklärt, liefert dann

der Kräftezug $A01aA$ mit $a-A \parallel 0-1'$ für den Knotenpunkt 0 die Druckkraft $1-a$ in der oberen Gurtung $0-1$ und die Zugkraft $a-A$ in der Diagonalen $0-1'$;

der Kräftezug $AabA$ mit $bA \parallel 1'-2'$ für den Knotenpunkt 1' die Druckkraft $a-b$ in der Vertikalen $1-1'$ und die Zugkraft $b-A$ in der unteren Gurtung $1'-2'$;

der Kräftezug $12cba1$ mit $cb \parallel 1-2'$ für den Knotenpunkt 1 die Druckkraft $2-c$ in der oberen Gurtung $1-2$ und die Zugkraft $c-b$ in der Diagonalen $1-2'$;

der Kräftezug $AbcdA$ mit $dA \parallel 2'-3'$ für den Knotenpunkt 2' die Druckkraft $c-d$ in der Vertikalen $2-2'$ und die Zugkraft $d-A$ in der unteren Gurtung $2'-3'$;

der Kräftezug $23edc2$ mit $ed \parallel 2-3'$ für den Knotenpunkt 2 die Druckkraft $3-e$ in der oberen Gurtung $2-3$ und die Zugkraft $e-d$ in der Diagonalen $2-3'$;

der Kräftezug $AdefA$ mit $fA \parallel 3'-4'$ für den Knotenpunkt 3' die Druckkraft $e-f$ in der Vertikalen $3-3'$ und die Zugkraft $f-A$ in der unteren Gurtung $3'-4'$; usw.

Da schliesslich der Punkt m oberhalb der Horizontalen durch 7 in Fig. 1a zu liegen kommt, so gilt für den Knotenpunkt 6 der Kräftezug $67nml6$ mit $n-m$ als Druckkraft in der Diagonalen $6-7'$.)

Der Kräftemassstab der Fig. 1a ist $1 \text{ mm} = 60 \text{ kg}$.

Um die Kräfte, welche die mobile Last in den Stangen des Fachwerkträgers erzeugt, zu bestimmen, haben wir zunächst die Auflagerreaktionen $A'_0, A'_1, A'_2 \dots A'_{13}$ zu berechnen, welche entstehen, wenn sich die voll belastete Laufwinde mit ihrem linken Laufrade in 0, 1, 2, ..., bzw. 13 befindet. Für den Knotenpunkt 0 ergibt sich

$$A'_0 = N + N \frac{L-1}{L} = N \left(2 - \frac{1}{L} \right) = 1850 \left(2 - \frac{103}{1745} \right) = 3590 \text{ kg,}$$

für den Knotenpunkt 1

$$A'_1 = N \frac{L - \lambda' + L - \lambda' - 1}{L} = N \left(2 - \frac{2\lambda' + 1}{L} \right) = 1850 \left(2 - \frac{2 \cdot 152,5 + 103}{1745} \right) = 3268 \text{ kg.}$$

1) Die Bezeichnung „7'—8'“ ist irrtümlich in Fig. 1a, Taf. 19, eingetragen und zu entfernen, da die zugehörige Kraftlinie sich nicht in der Figur befindet.

Bei den folgenden Knotenpunkten nimmt die Reaktion jedesmal um

$$N \frac{2\lambda}{L} = 1850 \frac{2 \cdot 120}{1745} = \sim 254,5 \text{ kg}$$

ab, so dass

$$\begin{aligned} A_2' &= 3268 - 254,5 = 3013,5 \text{ kg}, \\ A_3' &= 3013,5 - 254,5 = 2759 \text{ kg usw.}, \\ A_4' &= 2504,5 \text{ kg}, A_5' = 2250 \text{ kg}, A_6' = 1995,5 \text{ kg}, \\ A_7' &= 1741 \text{ kg}, A_8' = 1486,5 \text{ kg}, A_9' = 1232 \text{ kg}, \\ A_{10}' &= 977,5 \text{ kg}, A_{11}' = 723 \text{ kg}, A_{12}' = 468,5 \text{ kg}, \\ A_{13}' &= 214 \text{ kg wird.} \end{aligned}$$

Auf analytischem Wege ergibt sich nun, wenn man sich beispielsweise wie in Fig. 126, S. 153, eine Schnittfläche $\alpha_1 - \beta_2$ durch die Stangen 1—2, 2—2' und 2'—3' gelegt denkt,

die grösste Druckkraft der Vertikalstange 2—2' nach Gl. 188, S. 153, unter Berücksichtigung von λ' und λ

$$V_2' = -A_2' \frac{c_2}{c_2 + \lambda' + \lambda},$$

oder mit $c_2 = 1007,5 \text{ cm}$,

$$V_2' = -3013,5 \frac{1007,5}{1007,5 + 152,5 + 120} = -2372 \text{ kg},$$

die grösste Druckkraft in der oberen Gurtungsstange 1—2 nach Gl. 189, S. 154,

$$X_1' = -A_2' \frac{\lambda' + \lambda}{h_2},$$

oder mit $h_2 = 2 - 2' = 96 \text{ cm}$,

$$X_1' = -3013,5 \frac{152,5 + 120}{96} = -8554 \text{ kg},$$

die grösste Zugkraft in der unteren Gurtungsstange 2'—3' nach Gl. 190, S. 154,

$$Z_2' = A_2' \frac{\lambda' + \lambda}{z_2},$$

oder mit $z_2 = 95,7 \text{ cm}$,

$$Z_2' = 3013,5 \frac{152,5 + 120}{95,7} = \sim 8581 \text{ kg}.$$

Die Schnittfläche $\alpha_1 - \beta_1$ durch die Stangen 1—2, 1—2' und 1'—2' liefert ferner nach Gl. 191, S. 154, für die Diagonale 1—2' eine grösste Zugkraft

$$K_1' = A_2' \frac{c_1}{d_1},$$

oder mit $c_1 = 550,35 \text{ cm}$ und $d_1 = 439,3 \text{ cm}$,

$$K_1' = 3013,5 \frac{550,35}{439,3} = 3773 \text{ kg}.$$

Von den Stangen der rechten Trägerhälfte interessieren uns nur die Vertikalen und Diagonalen, da in ihnen die Kräfte anders gerichtet wie in der linken Trägerhälfte sind. Stünde das linke Rad der Laufwinde z. B. über dem Knotenpunkte 13, so würde bei einer Schnittfläche durch die Stangen 12—13, 12—12' und 11'—12' sich für die Vertikale 12—12' eine grösste Zugkraft

$$V_{12}' = A_{13}' \frac{c_{11} + L}{c_{11} + \lambda' + \lambda},$$

oder mit $c_{11} = c_2 = 1007,5 \text{ cm}$,

$$V_{12}' = 214 \frac{1007,5 + 1745}{1007,5 + 152,5 + 120} = 460 \text{ kg}$$

ergeben. Eine Schnittfläche durch die Stangen 12—13, 12'—13 und 12'—13' dagegen würde bei derselben Windenstellung für die Diagonale 12'—13' eine grösste Druckkraft

$$K_{12}' = -A_{13}' \frac{c_{12} + L}{d_{12}},$$

oder mit $c_{12} = c_1 = 550,35 \text{ cm}$ und $d_{12} = d_1 = 439,3 \text{ cm}$,

$$K_{12}' = -214 \frac{550,35 + 1745}{439,3} = -1118 \text{ kg}$$

liefern.

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

Die graphische Berechnung der Stangenkräfte, welche die mobile Last erzeugt, giebt Fig. 1b, Taf. 19. Auf der Vertikalen in A sind die Reaktionen $A_0' = A-0$, $A_1' = A-1$, $A_2' = A-2$ usw. aufgetragen worden. A—0 giebt dann zunächst die Druckkraft in der Vertikalen 0—0'. Die weitere Konstruktion des Kräftepolygons ist mit bezug auf Fig. 1, Taf. 19, kurz die folgende.

Linkes Wagenrad in 1.

Knotenpunkt 0: Horizontale durch 1 und Parallele zu 0—1' durch A. Kräftezug A 1 a A mit 1—a als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 0—1 und a—A als grösste Zugkraft in der Diagonalen 0—1'.

Knotenpunkt 1': Vertikale durch a und Parallele zu 1'—2' durch A. Kräftezug A a b A mit a—b als grösste Druckkraft in der Vertikalen 1—1' und b—A als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 1'—2'; die untere Gurtung 0'—1' ist spannungslos.

Linkes Wagenrad in 2.

Knotenpunkt 1: Horizontale durch 2, Hilfslinienzug 2 a₁ b₁, Parallele zu 1—2' durch b₁. Kräftezug 2 c b₁ a₁ 2 mit 2—c als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 1—2, c—b₁ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 1—2' (a₁—2 ist die Druckkraft in 0—1, a₁—b₁ diejenige in 1—1' für die vorliegende Laststellung).

Knotenpunkt 2': Vertikale durch c und Parallele durch A zu 2'—3'. Kräftezug A b₁ c d A mit c—d als grösste Druckkraft in der Vertikalen 2—2' und d—A als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 2'—3'.

Linkes Wagenrad in 3.

Knotenpunkt 2: Horizontale durch 3, Hilfslinienzug 3 a₂ b₂ c₁ d₁, Parallele zu 2—3' durch d₁. Kräftezug 3 e d₁ c₁ 3 mit 3—e als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 2—3 und e—d₁ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 2—3'.

Knotenpunkt 3': Vertikale durch e und Parallele durch A zu 3'—4'. Kräftezug A d₁ e f A mit e—f als grösste Druckkraft in der Vertikalen 3—3' und f—A als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 3'—4'.

Linkes Wagenrad in 4.

Knotenpunkt 3: Horizontale durch 4, c₂—c₃ wird gleich c₀—c₂ (m) gemacht, Hilfslinienzug c₃ d₂ e₁ f₁ und Parallele durch f₁ zu 3—4'. Kräftezug 4 g f₁ e₁ 4 mit 4—g als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 3—4 und g—f₁ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 3—4'.

Knotenpunkt 4': Vertikale durch g und Parallele durch A zu 4'—5'. Kräftezug A f₁ g h A mit g—h als grösste Druckkraft in der Vertikalen 4—4' und h—A als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 4'—5'.

Linkes Wagenrad in 5.

Knotenpunkt 4: Horizontale durch 5, e₂—e₃ wird gleich e₀—e₂ (m₁) gemacht, Hilfslinienzug e₃ f₂ g₁ h₁ und Parallele durch h₁ zu 4—5'. Kräftezug 5 i h₁ g₁ 5 mit 5—i als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 4—5 und i—h₁ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 4—5'.

Knotenpunkt 5': Vertikale durch i und Parallele durch A zu 5'—6'. Kräftezug A h₁ i k A mit i—k als grösste Druckkraft in der Vertikalen 5—5' und k—A als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 5'—6'.

Linkes Wagenrad in 6.

Knotenpunkt 5: Horizontale durch 6, g₂—g₃ wird gleich g₀—g₂ (m₂) gemacht, Hilfslinienzug g₃ h₂ i₁ k₁ und Parallele durch k₁ zu 5—6'. Kräftezug 6 l k₁ i₁ 6 mit 6—l als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 5—6 und l—k₁ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 5—6'.

Knotenpunkt 6': Vertikale durch l und Parallele durch A zu 6'—7'. Kräftezug A k₁ l n A mit l—n als grösste Druckkraft in der Vertikalen 6—6' und n—A als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 6'—7'.

Linkes Wagenrad in 7.

Knotenpunkt 6: Horizontale durch 7, i_2-i_3 wird gleich i_0-i_1 gemacht. Der entsprechend wie früher zu ziehende Hilfslinienzug, der nicht eingetragen ist, liefert den Punkt n_1 . Durch diesen Parallele zu 6—7'. Kräftezug $7on_1$ usw. mit 7—o als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 6—7 und o— n_1 als grösste Zugkraft in der Diagonalen 6—7'.

Knotenpunkt 7: Grösster Druck in der Vertikalen 7—7' gleich der äusseren Belastung N dieses Knotenpunktes.

Soweit dürfte die graphische Berechnung in den meisten Fällen schon genügen. Der besseren Übersicht wegen wird man bei dem Verfahren die Linien für die schon bestimmten

angegebenen Weise zu ziehende Hilfslinienzug liefert den Punkt n_2 . Durch diesen Parallele zu 6—7', durch den dann erhaltenen Punkt p Parallele zu 7'—8 und durch A Parallele zu 7'—8'. Kräftezug An_2pqA mit p—q als grösste Druckkraft in der Diagonalen 7'—8. Die Vertikale 7—7' ist für die vorliegende Laststellung spannungslos.

Linkes Wagenrad in 9.

Knotenpunkt 8': Horizontale durch 9, o_2-o_3 wird gleich o_0-o_2 gemacht, Hilfslinienzug o_3q_1r , durch r Parallele zu 8'—9 und durch A Parallele zu 8'—9'. Kräftezug Aq_1rst mit q_1-r als grösste Zugkraft in der Vertikalen 8—8' und r—s als grösste Druckkraft in der Diagonalen 8'—9.

Tabelle

der Stangenkräfte (Werte abgerundet) zum Fachwerk-Hauptträger in Fig. 1, Taf. 19 u. 23.

Linkes Wagenrad in	Vertikalen	Obere Gurtungen	Untere Gurtungen	Diagonalen	Linkes Wagenrad in	Vertikalen	Diagonalen	Bemerkung
0	0—0' — 1750 kg — 3590 kg — 5340 kg	—	—	—	8	7—7' — 250 kg 0 kg — 250 kg	7'—8 — 40 kg — 2454 kg — 2494 kg	Hauptdiagonalen
1	1—1' — 1270 kg — 2560 kg — 3830 kg	0—1 — 3020 kg — 6080 kg — 9100 kg	0'—1' 0 kg 0 kg 0 kg	0—1' + 3430 kg + 6905 kg + 10335 kg	9	8—8' — 220 kg + 1480 kg + 1260 kg	8'—9 + 165 kg — 2380 kg — 2215 kg	
2	2—2' — 1050 kg — 2370 kg — 3420 kg	1—2 — 4300 kg — 8555 kg — 12855 kg	1'—2' + 3045 kg + 6135 kg + 9180 kg	1—2' + 1635 kg + 3775 kg + 5410 kg	10	9—9' — 370 kg + 1360 kg + 990 kg	9'—10 + 475 kg — 2145 kg + 1670 kg	
3	3—3' — 775 kg — 2070 kg — 2845 kg	2—3 — 5215 kg — 10300 kg — 15515 kg	2'—3' + 4300 kg + 8580 kg + 12880 kg	2—3' + 1220 kg + 3300 kg + 4520 kg	11	10—10' — 585 kg + 1115 kg + 530 kg	10'—11 + 770 kg — 1960 kg — 1190 kg	
4	4—4' — 585 kg — 1940 kg — 2525 kg	3—4 — 5775 kg — 11360 kg — 17135 kg	3'—4' + 5225 kg + 10335 kg + 15560 kg	3—4' + 770 kg + 2740 kg + 3510 kg	12	11—11' — 775 kg + 870 kg + 95 kg	11'—12 + 1220 kg — 1530 kg — 310 kg	
5	5—5' — 370 kg — 1750 kg — 2120 kg	4—5 — 6115 kg — 11960 kg — 18075 kg	4'—5' + 5780 kg + 11350 kg + 17130 kg	4—5' + 475 kg + 2470 kg + 2945 kg	13	12—12' — 1050 kg + 460 kg — 590 kg	12'—13 + 1635 kg — 1120 kg + 515 kg	Gegendiagonalen
6	6—6' — 220 kg — 1690 kg — 1910 kg	5—6 — 6235 kg — 12110 kg — 18345 kg	5'—6' + 6120 kg + 11970 kg + 18090 kg	5—6' + 165 kg + 2160 kg + 2325 kg	7	7—7' — 280 kg — 2040 kg — 2320 kg	—	
7	7—7' — 250 kg — 1850 kg — 2100 kg	6—7 — 6205 kg — 11960 kg — 18165 kg	6'—7' + 6235 kg + 12110 kg + 18345 kg	6—7' — 40 kg + 2030 kg + 1990 kg	8	8—8' — 135 kg — 1980 kg — 2115 kg	7—8' + 40 kg + 2425 kg + 2465 kg	
Von den vier Zahlen einer Rubrik giebt die 1. die Stange nach Fig. 1, Taf. 19, die 2. die Stangenkraft infolge der permanenten, die 3. die grösste Stangenkraft infolge der mobilen Belastung und die 4. die resultierende Stangenkraft aus beiden.					9	9—9' — 250 kg — 1850 kg — 2100 kg	8—9' — 165 kg + 2350 kg + 2185 kg	

Stangenkräfte, soweit sie später nicht mehr gebraucht werden, fortlöschen, ehe man zu der nächsten Laststellung übergeht.

Will man auch die grössten Zugkräfte in den Vertikalen und die grössten Druckkräfte in den Diagonalen bestimmen, so hat man die Winde mit ihrem linken Laufrade über die Knotenpunkte der rechten Trägerhälfte zu setzen. Es ergibt sich dann das Folgende.

Linkes Wagenrad in 8.

Knotenpunkt 7': Horizontale durch 8. Der in der früher

Linkes Wagenrad in 10.

Knotenpunkt 9': Horizontale durch 10, q_1-q_2 wird gleich $q-q_1$ gemacht, Hilfslinienzug $q_2t_1s_1t$, Parallele durch t zu 9'—10 und durch A zu 9'—10'. Kräftezug As_1tuA mit s_1-t als grösste Zugkraft in der Vertikalen 9—9' und t—u als grösste Druckkraft in der Diagonalen 9'—10.

Fig. 1c, Taf. 19, giebt noch den Kräfteplan für die Gegendiagonalen 7—8' und 8—9', wenn man sich die Hauptdiagonalen 7'—8 und 8'—9 fort denkt. Bis zur Konstruktion des Punktes n_1 bleibt alles wie in Fig. 1b, dann aber gilt das Folgende.

Linkes Wagenrad in 7.

Knotenpunkt 7': Horizontale durch 7, Parallele durch n_1 zu 6—7', Vertikale durch o, Parallele durch A zu 7'—8'.

1) i_2 ist in der Figur nicht angegeben und liegt im Schnittpunkt der Horizontalen durch 7 mit i_1, h_2 . i_3 liegt 1 mm mehr nach links auf der Horizontalen durch 8, als wie in der Figur eingetragen.

Kräftezug $A n_1 o p A$ mit $o-p$ als grösste Druckkraft in der Vertikalen 7—7' und $p-A$ als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 7—8'.

Linkes Wagenrad in 8.

Knotenpunkt 7: Horizontale durch 8, die frühere Konstruktion liefert den Punkt l_3 . Hilfslinienzug $l_3 n_2 l_2^1 p_1$, durch p_1 Parallele zu 7—8'. Kräftezug $8 q p_1 l_2 8$ mit 8— q als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 7—8 und $q-p_1$ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 7—8'.

Knotenpunkt 8': Vertikale durch q und Parallele durch A zu 8'—9'. Kräftezug $A p_1 q r A$ mit $q-r$ als grösste Druckkraft in der Vertikalen 8—8' und $r-A$ als grösste Zugkraft in der unteren Gurtung 8'—9'.

Linkes Wagenrad in 9.

Knotenpunkt 8: Horizontale durch 9, es wird $p_1-p_2=p-p_1$ gemacht, Hilfslinienzug $p_2 o_1 r_1$, durch r_1 Parallele zu 8—9'. Kräftezug $9 s r_1 o_1 9$ mit 9— s als grösste Druckkraft in der oberen Gurtung 8—9 und $s-r_1$ als grösste Zugkraft in der Diagonalen 8—9'.

Knotenpunkt 9: Grösster Druck in der Vertikalen 9—9' gleich der äusseren Belastung N dieses Knotenpunktes.

Linkes Wagenrad in 10.

Knotenpunkt 9': Horizontale durch 10, es wird $r_1-r_2=r-r_1$ gemacht, durch r_2 Parallele zu $s-r_1$, durch den dann erhaltenen Punkt t Parallele zu 9'—10 und durch A Parallele zu 9'—10'. Kräftezug $A r_2 t u A$ mit $t-u$ als grösste Druckkraft in der Diagonalen 9'—10. Die Vertikale 9—9' ist bei der vorliegenden Laststellung spannungslos. Die Fortsetzung des Kräfteplanes erfolgt in der oben angegebenen Weise.

Die Berechnung der Stangenquerschnitte ergibt das Folgende.

Die grösste Druck- bzw. Zugkraft der Gurtungen findet in den Stangen 5—6 und 6'—7' statt und beträgt hier 18345 kg. Für $k_z = k \leq 750$ kg/qcm müsste demnach der erforderliche Nutzquerschnitt der beiden verwendeten $\perp$ -Eisen

$$f \geq \frac{18345}{750} \text{ oder } \sim \geq 24,5 \text{ qcm}$$

betragen. Thatsächlich ist der Querschnitt eines $\perp$ -Eisens 80·80·10 mm rund 15 qcm und somit der Nutzquerschnitt zweier Eisen unter Berücksichtigung zweier Nietlöcher von 20 mm Durchmesser in jedem derselben (an der Stossstelle)

$$2(15 - 2 \cdot 2) = 22 \text{ qcm.}$$

Die grösste Spannung in den Gurtungen beträgt also

$$\sigma = 750 \frac{24,5}{22} = \sim 835 \text{ kg/qcm.}$$

Die Sicherheit m gegen Zerknicken der oberen Gurtungsstange 5—6 ist aus der Gleichung

$$18345 = \frac{10 \cdot J \cdot E}{m \cdot \lambda^2}$$

zu bestimmen und ergibt sich selbst mit

dem kleinsten Trägheitsmoment $J = 2 \cdot 35,9 = 71,8 \text{ cm}^4$
(s. Tabelle der deutschen Normalprofile) der beiden $\perp$ -Eisen (diese nicht zusammen genietet gedacht),
dem Elastizitätsmodul $E = 2000000 \text{ kg/qcm}$ für Schweisseisen,

der Stangenlänge $\lambda = 120 \text{ cm}$ noch zu

$$m = \frac{10 \cdot 71,8 \cdot 2000000}{18345 \cdot 120^2} = \sim 5,44 \text{ fach.}$$

Die Laschenverbindung der unteren Gurtung, die ebenfalls die grösste Zugkraft von 18345 kg auszuhalten hat, verlangt, wenn man $k_s = 1050 \text{ kg/qcm}$ hier nur zulässt, nach Gl. 198, S. 156,

1) l_2 bezeichnet hier nicht die Mitte von l_0-l_3 .

$$n = \frac{18345}{2^2 \frac{\pi}{4} 1050} = \sim 6 \text{ Niete}$$

zu jeder Fugenseite, während in der Ausführung in jedem Schenkel 6, also im ganzen 12 vorhanden sind.

Von den Diagonalen erleidet die äusserste 0—1' die grösste Zugkraft, nämlich 10335 kg. Mit $k_z \leq 750 \text{ kg/qcm}$ muss also der Nutzquerschnitt der Stange

$$f \geq \frac{10335}{750} \text{ oder } \geq \sim 13,8 \text{ qcm}$$

betragen. Nach der Ausführung sind 2 $\perp$ -Eisen 50·50·7 mm benutzt worden, die bei Abzug von einem 18 mm Nietloch in jedem von ihnen einen Querschnitt von

$$2(5 + 4,3 - 1,8) = 15 \text{ qcm}$$

besitzen. Die grösste Spannung in den Diagonalen beträgt also

$$750 \frac{13,8}{15} = 690 \text{ kg/qcm.}$$

In den mittleren Feldern, wo jede Diagonale nur aus einem $\perp$ -Eisen besteht, erfährt die Gegendiagonale 7—8 die grösste Zugkraft, nämlich 2465 kg. Da diese aber noch nicht ein Viertel der obigen Kraft von 10335 kg ist, so dürfte das eine $\perp$ -Eisen mehr als ausreichen.

Die Nietzahl zur Verbindung der Diagonalen mit den Knotenblechen ergibt sich mit $k_s = 1050 \text{ kg/qcm}$ aus Gl. 198, S. 156,

für die Stange 0—1' zu

$$n = \frac{10335}{1,8^2 \frac{\pi}{4} 1050} = \sim 4,$$

für die Stange 1—2' zu

$$n = \frac{5410}{1,8^2 \frac{\pi}{4} 1050} = \sim 3,$$

für die Stange 2—3' und die folgenden zu

$$n = \frac{4520}{1,8^2 \frac{\pi}{4} 1050} = \sim 2,$$

während in der Ausführung 8,4 bzw. 3 Niete gewählt sind.

In den Feldern, welche keine Gegendiagonalen besitzen, erhält die Stange 9'—10 die grösste Druckkraft, nämlich 1670 kg. Das kleinste Trägheitsmoment der beiden $\perp$ -Eisen 50·50·7 mm ist, diese nicht zusammen genietet gedacht, $2 \cdot 6,02 = 12,04 \text{ cm}^4$, die Länge der Stange beträgt 169 cm und somit die Sicherheit gegen Zerknicken

$$m = \frac{10 \cdot 12,04 \cdot 2000000}{1670 \cdot 169^2} = \sim 5,05.$$

Zu den Vertikalen sind dieselben $\perp$ -Eisen wie zu den Diagonalen genommen. Da die Druck- und Zugkräfte in ihnen aber kleiner sind, so ist die Materialanstrengung eine noch geringere.

Die Nebenträger des vorliegenden Kranes empfangen nach Gl. 158, S. 138, wenn in diese für $q \cdot L$ hier $q \cdot n = 250 \cdot 14 = 3500 \text{ kg}$ gesetzt wird und die Lastmitte bis auf $l_x = 60 \text{ cm}$ an die Nebenträger herantritt, einen grössten Druck von

$$N_1 = 2 \cdot 1850 \left(1 - \frac{60}{1745}\right) + \frac{3500}{2} = \sim 3575 + 1750 = 5325 \text{ kg.}$$

Nehmen wir an, dass dieser Druck noch durch das Podest und das Kranfahrwerk auf $\sim 6500 \text{ kg}$ vergrössert wird, so ergibt sich für die Mitte der Nebenträger mit $k_b \leq 600 \text{ kg/qcm}$ nach Gl. 159, S. 138, ein Widerstandsmoment

$$w \geq \left(6500 \frac{204 - 84}{2} + 0,9 \frac{204^2}{8}\right) \frac{1}{600} \text{ oder } \geq 658 \text{ cm}^3,$$

das Gewicht von 1 m eines Nebenträgers zu 90 kg gerechnet. Die Ausführung zeigt für jeden Nebenträger 2 $\perp$ -Eisen, Normalprofil No. 22, die mit ihren einander zugewandten Stegen 220 mm voneinander abstehen, und 2 Gurtblechen von 10 mm

Stärke. Rechnen wir die Breite beider Bleche nur zu 380 mm (das obere Blech ist wegen des Anschlusses der Hauptträger bedeutend breiter), so erhält man, da das Trägheitsmoment der beiden [-Eisen nach der Normalprofil-Tabelle 2.2690 = 5380 cm⁴ beträgt, für das Widerstandsmoment des ganzen Querschnittes den Wert

$$w = \frac{1}{0,5 \cdot 24} \left\{ 5380 + \frac{38}{12} (24^3 - 22^3) - \frac{2 \cdot 2}{12} (24^3 - 17^3) \right\} = \sim 1030 \text{ cm}^3,$$

der den erforderlichen weit übersteigt.

Auf die Laufradachsen kommt von der voll belasteten Laufwinde, wie oben berechnet, höchstens ein Druck von 3575 kg. Schätzen wir das Gewicht des ganzen Kranes auf $G_s = \sim 13800$ kg und nehmen dasselbe auf alle vier Achsen gleichmässig verteilt an, so ist der Gesamtdruck auf eine derselben höchstens

$$3575 + \frac{13800}{4} = 7025 \text{ kg.}$$

Die Achsen haben nach Fig. 97 auf S. 136 eine freitragende Länge von Mitte bis Mitte Trägerlänge von 24 cm. Als gleichmässig über die Länge belasteter Balken angesehen, müsste demnach für $k_b = 1000$ kg/qcm (Flussstahl) der Achsendurchmesser

$$d' = \sqrt[3]{\frac{7025 \cdot 24}{8 \cdot 0,1 \cdot 1000}} = 5,95 \text{ cm}$$

betragen. In der Ausführung ist in Übereinstimmung hiermit $d' = 60$ mm gewählt. Die beiden Rotgussbuchsen der Radnaben haben je 7 cm Länge. Die Flächenpressung zwischen ihnen und den Achsen ist also höchstens

$$p = \frac{7025}{2 \cdot 7 \cdot 6} = \sim 83,6 \text{ kg/qcm.}$$

Der Kranz der Laufräder, die aus Stahlguss (nicht wie in der Zeichnung aus Gusseisen) bestehen, empfängt bei $D' = 60$ cm Durchmesser und 6 cm Schienenbreite

$$p = \frac{7025}{60 \cdot 6} = \sim 19,5 \text{ kg/qcm}$$

grösste Pressung.

Für die Laufräder der Lastwinde, die aus Gusseisen bestehen, berechnet sich die letztere bei $D = 35$ cm Durchmesser und 4 cm Schienenbreite zu

$$\frac{N}{35 \cdot 4} = \frac{1850}{35 \cdot 4} = \sim 13,2 \text{ kg/qcm.}$$

Die sämtlichen Pressungen sind wohl zulässig, da sie Grenzwerte sind und noch unter den zulässigen von 100 (Flussstahl auf Rotguss), 40 (Stahlguss auf Stahlschienen) und 20 kg/qcm (Gusseisen auf Stahl- oder Schmiedeeisenschienen) bleiben.

Fortsetzung des Beispiels s. § 33.

2. Es sind die grössten Stangenkräfte des Parallelträgers in Fig. 2, Taf. 19, auf graphischem Wege zu bestimmen. Er besitzt eine Spannweite $L = 1745$ cm und besteht aus 14 gleich weiten Feldern. Die Höhe des Trägers ist $h = 110$ cm, der Raddruck der Laufwinde von $l = 103$ cm Radstand $N = 1850$ kg. Das Eigengewicht eines Feldes soll zu $q = 250$ kg angenommen werden.

Wir bestimmen zunächst aus Gl. 160, S. 142, den Wert

$$A_0' = 1850 \left(1 - \frac{103}{2 \cdot 1745} \right) = \sim 1795 \text{ kg}$$

und die vom Eigengewicht des Trägers herrührende Auflagerreaktion

$$A'' = 0,5 q \cdot n = 0,5 \cdot 250 \cdot 14 = 1750 \text{ kg.}$$

Zur Ermittlung der Kräfte in den Vertikalen tragen wir

*) Abzug für 4 Nietlöcher.

dann nach Fig. 2a, Taf. 19, in dem Massstabe 1 mm = 60 kg in den Endpunkten 0 und 14 der Trägerlänge L

$$0 - D = 2 A_0' = 2 \cdot 1795 = 3590 \text{ kg}$$

und

$$0 - E = 14 - F = A'' = 1750 \text{ kg}$$

auf und verbinden den Punkt D mit dem um 0,51 vom rechten Ende 14 des Trägers abstehenden Punkt q, sowie E und F miteinander. Die zwischen den Linien D-q und E-F liegenden Ordinaten geben dann, unter Berücksichtigung des auf S. 155 hierzu Bemerkten, die Kräfte der einzelnen Vertikalen in dem gewählten Massstabe. Wir erhalten, wenn — wiederum eine Druck-, + eine Zugkraft bezeichnet, für die Stange

$$0-0' \dots - (E - D \cdot 60) = - 89 \cdot 60 = - 5340 \text{ kg,}$$

$$1-1' \dots - (a_1 - a_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (80,4 \cdot 60 + 125) = - 4950 \text{ kg,}$$

$$2-2' \dots - (b_1 - b_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (71,8 \cdot 60 + 125) = - 4435 \text{ kg,}$$

$$3-3' \dots - (c_1 - c_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (63,25 \cdot 60 + 125) = - 3920 \text{ kg,}$$

$$4-4' \dots - (d_1 - d_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (54,75 \cdot 60 + 125) = - 3410 \text{ kg,}$$

$$5-5' \dots - (e_1 - e_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (46,15 \cdot 60 + 125) = - 2895 \text{ kg,}$$

$$6-6' \dots - (f_1 - f_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (37,6 \cdot 60 + 125) = - 2380 \text{ kg,}$$

$$7-7' \dots - (N + q) = - (1850 + 250) = - 2100 \text{ kg,}$$

$$8-8' \dots + (h_2 - h_1' \cdot 60 - 0,5 q) = + (16 \cdot 60 - 125) = + 835 \text{ kg,}$$

$$9-9' \dots + (i_2 - i_1' \cdot 60 - 0,5 q) = + (7,5 \cdot 60 - 125) = + 325 \text{ kg,}$$

$$10-10' \dots - (k_2 - k_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (1,2 \cdot 60 + 125) = - 195 \text{ kg,}$$

$$11-11' \dots - (l_2 - l_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (9,7 \cdot 60 + 125) = - 705 \text{ kg,}$$

$$12-12' \dots - (m_2 - m_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (18,2 \cdot 60 + 125) = - 1215 \text{ kg.}$$

Bei Berücksichtigung der Gegendiagonalen 7-8' und 8-9' ergibt sich dagegen für die Stange

$$7-7' \dots - (7 - g_1 \cdot 60 + 0,5 q) = - (29 \cdot 60 + 125) = - 1865 \text{ kg,}$$

$$8-8' \dots - (8 - h_1 \cdot 60 + 8 - h_1' \cdot 60 + 0,5 q) = - (24,6 \cdot 60 + 4,1 \cdot 60 + 125) = - 1850 \text{ kg,}$$

$$9-9' \dots - (N + q) = - (1850 + 250) = - 2100 \text{ kg.}$$

Die Kräfte in den Diagonalen lassen sich am leichtesten berechnen, indem man gemäss Gl. 196 u. 197, S. 155, die absolut genommenen Kräfte in den Vertikalen mit

$$\frac{1}{\cos \gamma} = \frac{166,2}{110} = 1,51$$

multipliziert; 166,2 cm ist die Länge der Diagonalen. Man erhält dann für die Stange

$$0-1' \dots + 4950 \cdot 1,51 = + 7475 \text{ kg,}$$

$$1-2' \dots + 4435 \cdot 1,51 = + 6697 \text{ kg,}$$

$$2-3' \dots + 3920 \cdot 1,51 = + 5920 \text{ kg,}$$

$$3-4' \dots + 3410 \cdot 1,51 = + 5150 \text{ kg,}$$

$$4-5' \dots + 2895 \cdot 1,51 = + 4370 \text{ kg,}$$

$$5-6' \dots + 2380 \cdot 1,51 = + 3595 \text{ kg,}$$

$$6-7' \dots + 2100 \cdot 1,51 = + 3170 \text{ kg,}$$

$$8'-9 \dots - 835 \cdot 1,51 = - 1260 \text{ kg,}$$

$$9'-10 \dots - 325 \cdot 1,51 = - 490 \text{ kg,}$$

$$10'-11 \dots + 195 \cdot 1,51 = + 295 \text{ kg,}$$

$$11'-12 \dots + 705 \cdot 1,51 = + 1065 \text{ kg,}$$

$$12'-13 \dots + 1215 \cdot 1,51 = + 1835 \text{ kg,}$$

$$7-8' \dots + 1865 \cdot 1,51 = + 2815 \text{ kg,}$$

$$8-9' \dots + 1850 \cdot 1,51 = + 2795 \text{ kg.}$$

Für die Diagonale 7'-8 ist, wenn das linke Rad in 8 steht, hinsichtlich der mobilen Last zu berücksichtigen, dass dann die Vertikale 7-7' spannungslos ist. Es muss deshalb,

soll die Resultierende in 7 Null werden, die Druckkraft in 7'—8 gleich der Zugkraft in 6—7' und jede von ihnen gleich der halben Differenz der Zugkräfte in 7'—8' und 6'—7' bei der vorliegenden Laststellung, dividiert durch den $\sin \gamma$, sein, also im vorliegenden Falle

$$K_7' = -A_8' \frac{\lambda}{h} \frac{1}{\sin \gamma}$$

Hinsichtlich der permanenten Last gilt für die fragliche Diagonale

$$K_7'' = + \frac{q}{\cos \gamma}$$

Um endlich die Kräfte in den Gurtungsstangen zu bekommen, ist nach Fig. 2a, Taf. 19, die Poldistanz $p = 44$ mm gewählt und

$A-C = A_0' = 1795$ kg, $A-B = 0,25q \cdot n = 875$ kg gemacht. Die Linie OC schneidet dann die um $0,251$ vor der Balkenmitte liegende Vertikale $x-x$ im Scheitelpunkte H der einen, die Linie OB die Balkenmitte $X-X$ im Scheitelpunkte g' der anderen Parabel. Beide Parabeln können nun gezeichnet werden, wobei zu beachten ist, dass die untere Parabel durch die Punkte O und q , die obere durch die Punkte O und 14 geht. Nach den Angaben auf S. 155 ergeben alsdann die Summen der Ordinaten beider Parabeln in den einzelnen Knotenpunkten, multipliziert mit dem Längenverhältnis ($1:100$), dem Kräftemassstab ($1 \text{ mm} = 60$ kg), der Poldistanz ($p = 44$ mm) und dividiert durch die Trägerhöhe ($h = 1100$ mm), multipliziert also mit

$$\frac{100 \cdot 60 \cdot 44}{1100} = 240,$$

die Kräfte in den zu beiden Seiten der betreffenden Knotenpunkte liegenden Gurtungsstangen. Danach folgt für die Stangen

$$\begin{aligned} 0-1 \text{ und } 1'-2' \dots & \mp (a-a' \cdot 240) = \mp (23,2 \cdot 240) \\ & = \mp 5570 \text{ kg,} \\ 1-2 \text{ und } 2'-3' \dots & \mp (b-b' \cdot 240) = \mp (43 \cdot 240) \\ & = \mp 10320 \text{ kg,} \\ 2-3 \text{ und } 3'-4' \dots & \mp (c-c' \cdot 240) = \mp (59 \cdot 240) \\ & = \mp 14160 \text{ kg,} \\ 3-4 \text{ und } 4'-5' \dots & \mp (d-d' \cdot 240) = \mp (71,5 \cdot 240) \\ & = \mp 17160 \text{ kg,} \\ 4-5 \text{ und } 5'-6' \dots & \mp (e-e' \cdot 240) = \mp (80 \cdot 240) \\ & = \mp 19200 \text{ kg,} \\ 5-6, 6-7 \text{ und } 6'-7' \dots & \mp (f-f' \cdot 240) = \mp (85 \cdot 240) \\ & = \mp 20400 \text{ kg.} \end{aligned}$$

d) Gestell des Bockkrane.

Die Grösse der Last, Spannweite und Fahrgeschwindigkeit bedingt auch bei den Bockkranen die **Ausführung** des Gestelles, die wie bei den Laufkranen in Walzeisen, genieteten Blechträgern oder Fachwerk erfolgt. Fig. 132 auf S. 166 zeigt zunächst einen feststehenden Bockkran mit Walzeisengestell, wie man sie vielfach auf Bahnhöfen trifft. Zu den Hauptträgern und Stützen sind I-Eisen verwendet. Die letzteren sind nach unten auseinander gespreizt, um die Standfestigkeit zu erhöhen. Zur Verbindung der Hauptträger und Stützen sind aussen breite Bleche, innen $\perp$ -Eisen und Streben aus I-Eisen angeordnet. Diagonalen aus Flacheisen und quer aufgenietete $\perp$ -Eisen halten die beiden Streben einer jeden Seite zusammen und versteifen sie nach der Querrichtung. Auf dem Fundament sind die Stützen durch Anker und Grundplatte befestigt. Fig. 133 auf S. 167 zeigt weiter einen fahrbaren Bockkran mit Walzeisengestell. Zu den Hauptträgern und den Stützen sind hier zwei $\perp$ -Eisen genommen. Da letztere vertikal gestellt sind, so mussten zur Querversteifung in der Fahrriehtung des Kranes noch

besondere Diagonalstangen aus I-Eisen aufgesetzt werden. Die als Nebenträger dienenden unteren Doppel $\perp$ -Eisen sind durch starke, breite Bleche mit den Stützen verbunden und tragen die Laufräder.

Als zwei Blechträger von I-förmigem Querschnitt ist das Gestell des fahrbaren elektrischen Bockkranes auf Taf. 27 ausgebildet. Jeder Hauptträger und seine Stützen besitzen hier eine durchgehende Blechwand, die an den Rändern mit $\perp$ -Eisen gesäumt ist; hierdurch wird namentlich eine besonders kräftige und steife Eckverbindung zwischen beiden Teilen erzielt. Zur Erhöhung der Seitensteifigkeit ist den Hauptträgern noch ein $\perp$ -Eisen aufgenietet. Auch sind den Hauptträgern Podeste vorgebaut, die aber durch Quer $\perp$ -Eisen und $\perp$ -Eisen unten an diesen befestigt sind. Die Stützen einer jeden Seite werden auch hier durch Diagonalen und Quer $\perp$ -Eisen mit zwischenliegenden Verbänden zusammengehalten. Die kleinen Stützen X an den unteren Nebenträgern dienen als Sicherung gegen etwaige Radbrüche.

Bockkrane mit fachwerkartigem Gestell kommen nur bei sehr grossen Spannweiten und Fahrgeschwindigkeiten vor, wo äusserste Beschränkung der zu bewegenden Massen mit Rücksicht auf die nachteilige Trägheitswirkung derselben geboten ist. Die bezüglichen Ausführungen sind fast stets Spezialkonstruktionen, auf die hier nicht näher eingegangen werden kann.

Hinsichtlich der **Berechnung** der Hauptträger ist bei den vorliegenden Gestellen zu bemerken, dass bei besonders steifem und sicherem Anschluss der Stützen an die Hauptträger, wie in Fig. 1, Taf. 27, es zulässig und mit Rücksicht auf Materialersparnis auch geboten erscheint, die freitragende Länge der Hauptträger nicht gleich der Spannweite L , sondern gleich der Weite L' zwischen den Stützen oben in die Rechnung einzuführen. In Fig. 132 auf S. 166, wo die steife Eckverbindung fehlt, wird man die Stützung der Hauptträger durch die kleinen Streben am besten vernachlässigen, also die Spannweite L als massgebend für die Rechnung betrachten. Im übrigen gestaltet sich die letztere genau wie bei den Laufkranen.

Von den Stützen einer Seite empfängt jede den durch Gl. 158, S. 138, bestimmten grössten Druck N_1 . Stehen die Stützen unter einem Winkel α gegen die Vertikale geneigt, so vergrössert sich dieser Druck auf $\frac{N_1}{\cos \alpha}$. Auf Zerknicken berechnet, ergibt sich dann das erforderliche kleinste Trägheitsmoment

$$J = \frac{m \cdot N_1 \cdot l_s^2}{10 \cdot E} \dots \dots \dots 199$$

für den mittleren Querschnitt der in Frage kommenden Knicklänge l_s , wenn

E der Elastizitätsmodul (2000000 kg/qcm für Schweisseisen),

m die gestattete Sicherheit (mindestens 6fache) ist.

Bei den Nebenträgern vergrössert sich der vertikale Druck N_1 der Stütze auf $N_1 + G_1$, wenn G_1 das Gewicht der letzteren ist. Schliessen die Stützen zwischen den

Laufträgern des Kranes an die Nebenträger an, so folgt mit diesem Wert $N_1 + G_1$ anstatt N_1 das erforderliche Widerstandsmoment w eines Nebenträgers aus Gl. 159, S. 138, oder der letztere ist als Blechträger hierfür aus Gl. 177 bis 180, S. 146 u. 147, zu berechnen. Setzen sich dagegen wie in Fig. 1, Taf. 27, die Stützen direkt über den Laufträgern auf die Nebenträger, so haben diese nur die Stützen einer Seite zusammenzuhalten und werden nur von ihrem Eigengewicht auf Biegung beansprucht.

Beispiel.

Der auf Taf. 27 u. 28 dargestellte Bockkran von H. Rieche in Wetter a/Ruhr ist für $Q = 20000$ kg Nutzlast bestimmt. Er besitzt eine Spann- bzw. Spurweite $L = 1080$ cm bei $l = 126$ cm Radstand der Laufwinde. Welche Anstrengungen erleiden die Hauptteile des Gerüsts?

Wir schätzen das Gewicht der Laufwinde, Hakenflasche usw. zu $G = \sim 5000$ kg und erhalten damit bei gleichmässiger Verteilung auf die vier Räder der Laufwinde einen grössten Raddruck von

$$N = \frac{Q + G}{4} = \frac{20000 + 5000}{4} = 6250 \text{ kg.}$$

Die Hauptträger haben in ihrer Mitte den in Fig. 2a, Taf. 27, angedeuteten Querschnitt, dessen Trägheitsmoment bei Vernachlässigung der punktiert angedeuteten Teile des oberen — Eisens

$$J = \frac{1}{12} \left\{ (18 - 2 \cdot 2) 91^3 - 2 \cdot 1,6 \cdot 89^3 - 2 (6,1 - 2) 87,2^3 - 2 \cdot 0,9 \cdot 75^3 \right\} = \sim 174806 \text{ cm}^4$$

beträgt. Das Widerstandsmoment desselben in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse ist also

$$w = \frac{174806}{0,5 \cdot 91} = \sim 3840 \text{ cm}^3.$$

Die mobile Last ruft in dem um $\frac{1}{4}$ ausser der Mitte liegenden Querschnitt das grösste Biegemoment $\max M_b'$ wie es Gl. 161, S. 143, gibt, hervor, während das Eigengewicht des Trägers annähernd (genau in der Balkenmitte) in diesem Querschnitt das durch Gl. 168, S. 144, bestimmte Moment $\max M_b''$ erzeugt. Für die in beiden Gleichungen vorkommende Trägerlänge L kann aber hier aus den auf S. 161 angeführten Gründen der Abstand $L' = 953$ cm oben zwischen den Stützen (s. Fig. 1, Taf. 27) gesetzt werden. Wir erhalten dann als grösstes Gesamt-Biegemoment

$$\max M_b' + \max M_b'' = \frac{6250}{2 \cdot 953} (953 - 0,5 \cdot 126)^2 + 2 \frac{953^2}{8} = \sim 2824442 \text{ kgcm.}$$

wenn das Gewicht von 1 m des Hauptträgers und der an ihm hängenden Teile zu 200 kg angenommen wird. Die grösste Normalspannung ist dann nach Gl. 172, S. 145,

$$\max \sigma = \frac{2824442}{3840} = 735,5 \text{ kg/qcm.}$$

Die vertikale Scherkraft in dem erwähnten Trägerquerschnitt kann rund gleich dem Wert A_0' der Gl. 160, S. 142, gesetzt werden, da die vom Eigengewicht herrührende Scherkraft sehr gering, in der Balkenmitte ja Null, ist. Es berechnet sich mit $L = L' = 953$ cm

$$V = A_0' = 6250 \left(1 - \frac{126}{2 \cdot 953} \right) = \sim 5837 \text{ kg}$$

und hiermit aus Gl. 173a, S. 145, die grösste Schubspannung

$$\max \tau = \frac{5837}{0,8 \cdot 81,1} = \sim 90 \text{ kg/qcm,}$$

da die Stegdicke $\delta = 0,8$ cm,

die Entfernung h_n von Mitte bis Mitte Nietreihe im vertikalen Schenkel der Gurtungs — Eisen 81,1 cm ist.

Nach Gl. 174, S. 145, und zugehöriger Tabelle ergibt sich mit

$$\alpha = \frac{90}{735,5} = 0,122$$

als grösste Anstrengung des untersuchten Querschnittes annähernd

$$\max \sigma_1 = 1,025 \cdot 735,5 = \sim 754 \text{ kg/qcm,}$$

welcher Wert den von uns auf S. 145 noch als zulässig angeführten von 800 kg/qcm noch nicht erreicht und bei der angenommenen Vernachlässigung eines Teiles des oberen — Eisenquerschnittes wohl zulässig sein dürfte.

Als grösste vertikale Scherkraft des ganzen Balkens ist nach Gl. 162, S. 143, und Gl. 168, S. 144, mit $L = L' = 953$ cm

$$\max V' + \max V'' = 2A_0' + \frac{q \cdot L}{200} = 2 \cdot 5837 + 953 = 12627 \text{ kg}$$

zu rechnen. Nehmen wir auch hier noch die Gl. 173a, S. 145, als annähernd richtig an (den genauen Wert liefert hier nur Gl. 173, da die untere Gurtung an den Enden fehlt), so ergibt sich als grösste Schubspannung im Stegblech

$$\max \tau = \frac{12627}{0,8 \cdot 81,1} = \sim 200 \text{ kg/qcm;}$$

keinesfalls dürfte letztere also mehr als 250 kg/qcm betragen.

Als grössten Druck auf jede Stützhälfte des Krangestelles wollen wir der Sicherheit wegen den aus Gl. 158,

S. 138, unter Vernachlässigung des Wertes $\frac{l_x}{L}$ in der Klammer sich ergebenden Wert

$$N_1 = 2N + \frac{q}{100} \frac{L}{2} = 2 \cdot 6250 + 2 \frac{1080}{2} = 13580 \text{ kg}$$

annehmen. Infolge der schrägen Stellung der Stützen wird dieser Druck auf

$$\frac{N_1}{\cos \alpha} = \frac{13580 \cdot 7380}{7250} = \sim 13820 \text{ kg}$$

vergrössert, wobei 7250 mm als vertikale Höhe, 7380 mm als wirkliche Länge der Stützen gesetzt ist. Als ungünstigste Knicklänge kommt hier die untere Hälfte der Stützen mit $l_s = 373$ cm in Frage. In der Mitte dieser Länge haben die Stützen den in Fig. 2b, Taf. 27, angegebenen Querschnitt, für den sich als kleinstes Trägheitsmoment

$$J = \frac{1}{12} \left\{ 2 \cdot 1,1 \cdot 14,8^3 + 2 (5,9 - 2) 3^3 + 26 \cdot 0,8^3 \right\} = \sim 613 \text{ cm}^4$$

ergibt. Die Sicherheit der Stützen gegen Knicken folgt dann aus Gl. 199, S. 161, zu

$$m = \frac{613 \cdot 10 \cdot 2000000}{13820 \cdot 373^3} = \sim 6,37 \text{ fach.}$$

Die Schienenbreite für die Laufwindenräder, welche aus Stahlguss bestehen, muss bei $p \leq 40$ kg/qcm Pressung und $\Phi = 40$ cm Durchmesser

$$b \geq \frac{N}{p \cdot \Phi} \text{ oder } \geq \frac{6250}{40 \cdot 40} = 3,9 \text{ cm}$$

betragen. Die Ausführung zeigt $b = 45$ mm.

Das Krangestell wiegt $G_s = \sim 12500$ kg. Nimmt man dasselbe als gleichmässig auf die vier Laufträger des Kranes verteilt an und setzt den von der mobilen Last herrührenden grössten Druck auf diese Räder, wie oben angenommen, gleich $\sim 2N$, so erhält man grösste Gesamtbelastung eines Rades

$$2 \cdot 6250 + \frac{12500}{4} = 15625 \text{ kg.}$$

Da die freitragende Länge der feststehenden Gussstahlachsen (s. Fig. 98, S. 136) von Mitte bis Mitte Auge $l = 33$ cm ist, so ergibt sich bei gleichmässig über die ganze Länge

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 $d' = 70 \text{ cm}$ 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 mittelst 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 mittelst 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 mittelst zweier Bügel auf der Trommelwelle und der einen Laufradachse aufgehangen.

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 Querverfahren 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 Querverfahren. 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 zusammengelassen 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. $\left(\frac{Z_1}{z_1}\right)$

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 Verschiebvorrichtung 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 $(1 + \varphi_1)$ 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 Kegelhäderpaare $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ die Kurbelwellen (Kurbeln vom Radius a') untereinander in Verbindung stehen. Die Lager dieser

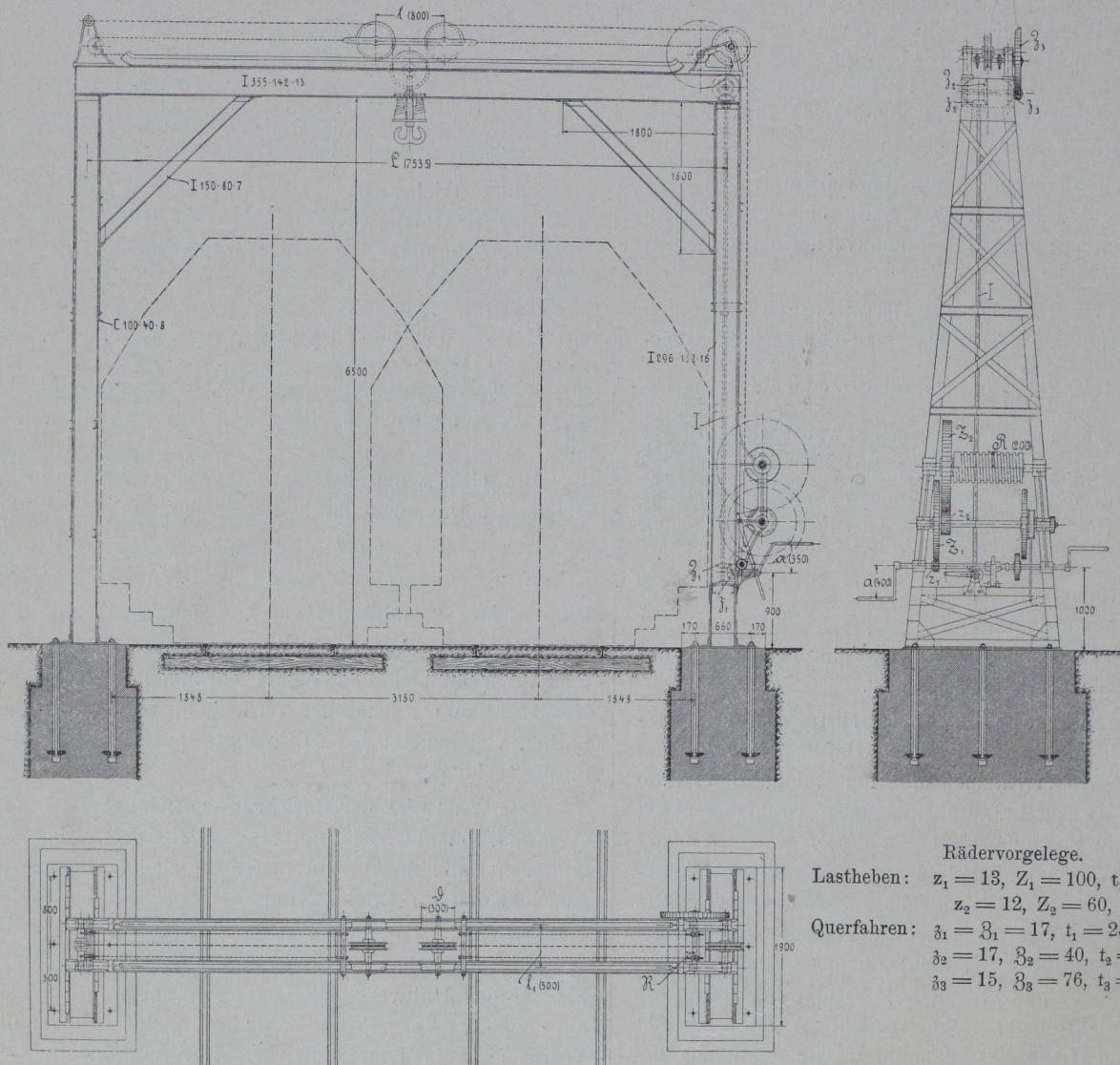
Die Berechnung des Triebwerkes hat in derselben Weise wie bei den Laufkranen zu erfolgen.

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

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 Zähnezah 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

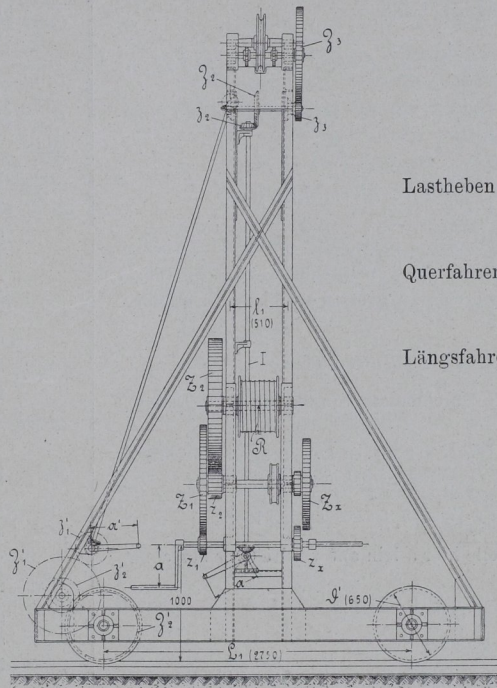
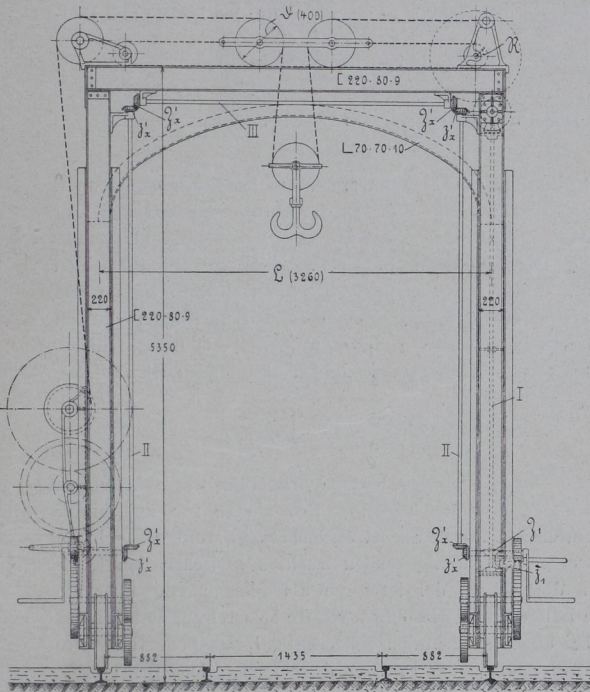
$$t_1 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{2208}{12}} = 3,015 \text{ cm},$$

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 Zahnfuss 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

$$r_2 = \frac{10 \cdot 12}{2} = 60 \text{ mm}, R_2 = 7,6 \cdot 60 = 456 \text{ mm};$$

die Zahnbreite 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

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

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

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

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 Zwischenraderpaares 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 $l = 65 \text{ mm}$ Bau-
länge

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

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 Querverfahren der Last und Laufkatze.

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

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

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 $P=2 \cdot 30=60$ 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

$$\left(\frac{3}{3}\right) = 1,19 \frac{19920}{30 \cdot 60} = \sim 13,2.$$

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 Räderpaare 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

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

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

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

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

$$M_d = 0,92 \cdot 1656 \frac{z_x}{z_2} = 0,92 \cdot 1656 \cdot 2,3 = 3504 \text{ kgcm}$$

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

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

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 z_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 z_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 z_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 Querverfahren 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

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

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

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 steigenden 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.

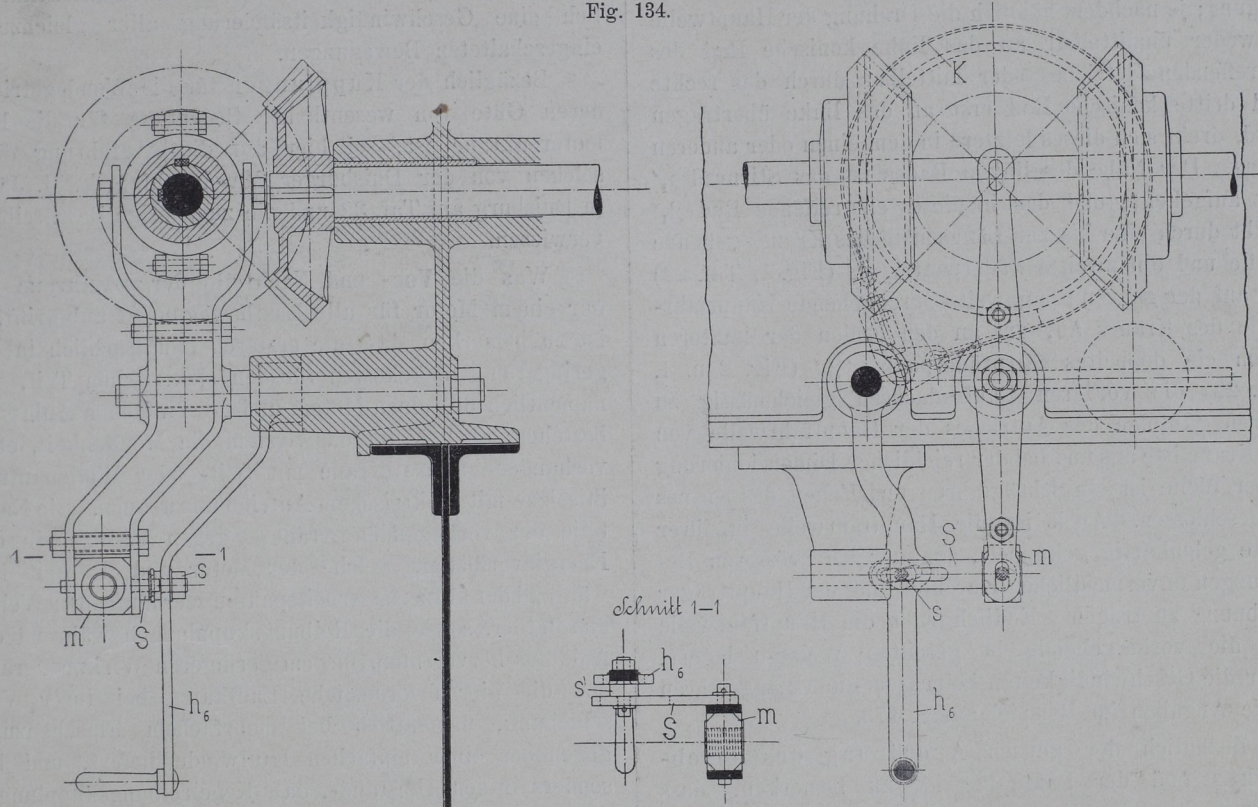
Die allgemeine **Einrichtung** eines solchen Kranes von 20000 kg Maximallast und 14,8 m Spannweite zeigt Taf. 22; sie entspricht einer Ausführung von Theodor Wiede's Maschinenfabrik in Chemnitz. Das Windwerk des Kranes ist an der einen Seite angeordnet und in zwei kräftigen Gusseisenschilden verlagert, 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 Haken- geschwindigkeiten 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

leicht aus dem Schilde und den davor sitzenden drei konischen Zahnrädern herausheben lässt, ohne dass die Teilungsebene mit der Richtung des Zahndruckes zusammenfällt.

Das Wendegetriebe I auf der Hauptwelle leitet den Lasthub ein, sobald durch Drehen des Handrades h_1 und des Gewindes seiner Spindel der Hebel der zugehörigen Reibungskupplung das rechte konische Rad mit der Hauptwelle verbindet. Durch das zu diesem senkrecht stehende dritte konische Rad des Getriebes und das doppelte Vorgelege $z_1 Z_1$, $z_2 Z_2$ wird dann die mit geschnittenen Nuten versehene Drahtseiltrommel in Drehung versetzt. Das Lastseil aus Pflugstahldraht geht von der

Gesenkt kann die Last in doppelter Weise werden. Entweder mit Hilfe einer Sperrradbremse K (Fig. 2 u. 5, Taf. 22), die mit einer Centrifugalbremse behufs Regelung der Niedergangsgeschwindigkeit verbunden ist, oder durch den Motor. Im ersteren Falle muss das Wendegetriebe I natürlich vollständig ausgeschaltet sein und die Bremse durch Drehen des Hebels h_6 nach rechts (in Fig. 2) gelüftet werden. Beim Senken durch den Motor dagegen wird vermittelt des Handrades h_1 das linke konische Rad des Wendegetriebes I auf der Hauptwelle eingerückt und zugleich durch eine an der Mutter m des Einrückhebels befestigte Schiene S (s. Fig. 134 des Textes) der Hebel h_6 für die Bremse nach rechts gezogen, diese

Fig. 134.



Trommel zunächst an das linke Ende des Kranes (Fig. 1, Taf. 22), umschlingt hier die Leitrolle B, geht zur Laufkatze zurück, wo es vermittelt eines Flaschenzuges, der aus einer festen und zwei losen Rollen besteht, die Last an vier Strängen trägt, und ist schliesslich an der rechten Kranseite bei A festgelegt. Die Tragrolle E des oberen Seiltrumes verhindert dabei ein Schlagen des Seiles und ein damit verbundenes ruckweises Bewegen des Hakens bei leichten Lasten. Das Räderpaar $z_1 Z_1$ (Fig. 2, Taf. 22) kann beim Heben von Lasten bis zu 10000 kg gegen ein zweites $z_x Z_x$ ausgewechselt werden, wodurch die Geschwindigkeit verdoppelt wird. Der Wechsel erfolgt durch eine vom Handrad h_5 und Hebel h_7 bewegte Kuppelmuße m , die auf einer Feder verschiebbar ist, und deren Klauen in die Gegenklauen der beiden lose auf ihrer Welle sitzenden Räder z_1 oder z_x passen. Die zu ermöglichenden Geschwindigkeiten beim Lastheben sind in dem Beispiel auf S. 173 angegeben.

also gelüftet. Die Schiene S erfasst den Hebel h_6 mit einem in ihm befestigten Bolzen s . Der Schlitz in der Schiene S ist ferner von der Lage des Bolzens s bei angezogener Bremse aus nach rechts länger gehalten als nach links, damit S beim Drehen des Hebels h_6 von Hand, wie es zum Senken durch die Bremse allein nötig ist, nicht bewegt wird. Der Schlitz im Hebel h_6 dient nur dazu, den Bolzen s einstellen zu können.

Das Querfahren der Last und Katze in dem einen oder anderen Sinne wird durch das Wendegetriebe II eingeleitet, sobald durch das Handrad h_2 (Fig. 2, Taf. 22) und die zugehörige Reibungskupplung das eine oder andere der beiden konischen Räder mit der Hauptwelle verbunden wird. Die Welle des dritten konischen Rades dreht dann durch das Vorgelege $z_3 Z_3$ die beiden Daumenräder D vom Radius R der endlosen Gallschen Ketten, in welche die Katze in bekannter Weise und unter Zuhilfenahme zweier entsprechender Rollen C am linken Kranende (s. Fig. 1,

Taf. 22), sowie verschiedener Stützrollen F eingeschaltet ist. Die beiden Gallschen Ketten greifen nicht unmittelbar, sondern vermittelt eines drehbaren Flacheisenarmes (Fig. 6 u. 7, Taf. 22) an der Katze an, wodurch eine stets gleichmässige Anspannung beider Ketten erreicht und ein Schrägziehen der Katze vermieden wird. An der letzteren befinden sich auch die erforderlichen Anspannvorrichtungen für die Ketten.

Das Längsfahren der Last und des ganzen Kranes endlich erfolgt, sobald durch das Handrad h_3 das eine oder andere der beiden konischen Räder des Wendetriebs III (Fig. 2, Taf. 22) eingerückt wird. Das dritte konische Rad sitzt hier drehbar auf einem feststehenden Bolzen und dient nur zur Umkehr der Bewegung; je nachdem nämlich die Drehung der Hauptwelle entweder unmittelbar an das linke konische Rad des betreffenden Getriebes oder mittelbar durch das rechte und dritte konische Rad erst an das linke übertragen wird, dreht sich dieses letztere in dem einen oder anderen Sinne. Der Nabe des linken Rades ist das Stirnrad $3_1'$ fest aufgekeilt, und das in dieses eingreifende Rad $3_1'$ treibt durch eine bis zur Längsmittle des Kranes gehende Welle und ein zweites Räderpaar $3_2' 3_2'$ (Fig. 1, Taf. 22) die auf der ganzen Spannweite durchgehende Hauptfahrwelle des Kranes an, um an den Enden der letzteren durch ein doppeltes Stirnräderpaar $3_3' 3_3'$ (Fig. 2 u. 4, Taf. 22) die vorderen Laufradachsen gleichmässig zu drehen. Infolge des Antriebes der Hauptfahrwelle von der Kranmitte aus und bei der reichlichen Dimensionierung dieser Welle ist ein Schrägfahren und Ecken des Kranes ausgeschlossen. Auch ist die Hauptfahrwelle in ihrer Mitte gelenkartig gekuppelt, um der bei grösseren Belastungen unvermeidlichen Durchbiegung der Hauptträger Rechnung zu tragen. Endlich ruht die Hauptfahrwelle und die vorhergehende in geteilten Weissgusslagern. Über die Geschwindigkeiten beim Quer- und Längsfahren s. die Angaben im Beispiel auf S. 173.

Bezüglich der ganzen Anordnung des Triebwerkes und der Laufkatze ist zu bemerken, dass die zwischen die Hauptträger gelegte Querbahn im Verein mit der hohen Lage des Windwerkes es ermöglicht, mit der Last unter dem letzteren durchzufahren und fast die ganze Breite der Grundfläche zu bestreichen. Die Schienen der Querbahn werden durch L-Eisenstützen getragen. Infolgedessen äussert allerdings der Raddruck ein Biegemoment auf das innere der beiden unteren Gurtungs-L-Eisen der Hauptträger, das aber teils durch L-Eisen, welche dem Stegblech aufgenietet sind, teils durch Streben aus Doppel-L-Eisen (s. Fig. 5 u. 6, Taf. 22), welche vom Fusse der Hauptträger zu den über diese quer gelegten L-Eisen gehen, vollständig aufgenommen und unschädlich gemacht wird. An den Enden der Hauptträger, wo die genannten L-Eisen und die zwischen ihnen befindlichen Diagonal L-Eisen wegen des Wind- und Triebwerkes nicht angebracht werden konnten, sind vertikale Diagonalverbände aus Flacheisen (s. Fig. 3 u. 4, Taf. 22) zwischen den Hauptträgern angeordnet, um ein seitliches Ausweichen der letzteren zu verhüten.

Als Motor, der während kleinerer Arbeitspausen durchläuft und dann das Triebwerk bis zu den Wendetriebsen leer mitnimmt, kommt bei den vorliegenden Kranen nur ein solcher in Frage, welcher nicht durchgehen kann. Es sind dies Nebenschluss- und Drehstrommotoren, die ihre Umdrehungszahl bei wechselnder Belastung nur wenig ändern. Der Nachteil des Nebenschlussmotors, ein geringes Anzugmoment zu entwickeln, ist hier nicht von belang, da der Anlauf fast ganz unbelastet (ohne eingerücktes Wendetriebsen) vor sich geht. Da ferner der Motor sich nur in einem Sinne zu drehen braucht, so kann der Anlasser mit seinem Widerstand sehr einfach gehalten sein. Eine Regulierung der Umdrehungszahl durch den Anlasswiderstand bewirkt natürlich eine Geschwindigkeitsänderung aller gleichzeitig eingeschalteten Bewegungen.

Bezüglich der Kupplungen für die Wendetriebsen, deren Güte von wesentlicher Bedeutung für die Einmotorenkrane ist, sei hier auf die Ausführung einer solchen von der Duisburger Maschinenfabrik, J. Jäger in Duisburg auf Taf. 32 und die zugehörige Beschreibung verwiesen.

Was die **Vor- und Nachteile** der Laufkrane mit nur einem Motor für alle Lastbewegungen anbetrifft, so ist zu bemerken, dass die ersteren hauptsächlich in den geringeren Anlagekosten für den elektrischen Teil, wie namentlich des einen Motors und des einfachen Anlassers, bestehen; auch bietet das System die Möglichkeit, etwa vorhandene ältere Krane mit Seil- oder Wellenantrieb in solche mit elektrischem Antrieb umzubauen. Die Nachteile der vorliegenden Krane dagegen beruhen in den Energieverlusten, welche der Motor und die mit ihm während der kürzeren Arbeitspausen leer laufenden Wellen und Räder, sowie die Reibungskupplungen während des Anlaufes hervorrufen, in dem geringeren Wirkungsgrade, den die hier erforderliche Laufkatze bei ihrer Verschiebung, namentlich bei mehrfachem Flaschenzuge, gegenüber einer einfachen Laufwinde liefert, und besonders in dem Umstande, dass Kegelreibungskupplungen grössere Geschwindigkeiten (bis zu 100 m/Min. Fahrgeschwindigkeit), wie sie der moderne Kranbau verlangt, überhaupt nicht zulassen und selbst bei mässigen Geschwindigkeiten einem sehr sanften Anheben und präzisen Halten nicht immer zu genügen vermögen.

Bei der **Berechnung** eines elektrischen Laufkranes mit nur einem Motor für alle Lastbewegungen sind zunächst die Geschwindigkeiten w , m und m' für das Lastheben, Quer- bzw. Längsfahren zu wählen. Die Hubgeschwindigkeit beträgt selten mehr als 2,5, 2 bzw. 1 m/Min. für Lasten von 5000, 10000 bzw. 20000 kg, die Geschwindigkeit beim Querfahren gewöhnlich nicht über 15, die beim Längsfahren nicht über 20 m/Min. Bestimmte Angaben über die Wahl der Geschwindigkeit lassen sich natürlich nicht machen.

Zur Berechnung der Leistungen in PS, welche jede der drei Lastbewegungen verlangt, kann dann die Hauptgl. VI, S. 23, benutzt werden, in welcher aber die Geschwindigkeit auf die Sekunde bezogen ist. Für das

Heben der Last gilt die Gleichung ohne weiteres, wenn in dem Faktor $1 + \varphi$ nicht nur die Nebenhindernisse des Windwerkes, sondern auch die des Flaschenzuges und der etwaigen Führungsrollen für das Lastorgan berücksichtigt werden. Für das Querfahren der Last erhält man die Leistung aus der Hauptgl. VI, sobald man für w die Querfahrsgeschwindigkeit w und für Q den Fahrwiderstand W der Katze einführt. Derselbe setzt sich zusammen aus der Spannungsdifferenz S_d des Lastorganes vor und hinter der Katze, welche Differenz in entsprechender Weise zu bestimmen ist, wie dies auf S. 40 für eine einfache Lastrolle gezeigt wurde, ferner aus dem Zapfen- und rollenden Reibungswiderstand des Wagens, wie er ebenfalls auf S. 40 zu

$$(1,5Q + G) \mu_1 \frac{b}{D} + (Q + G) \frac{2f}{D} = \frac{Q(1 + 1,5b) + G(1 + b)}{10D}$$

für G als Gewicht der Katze,

b als Zapfen-,

D als Laufraddurchmesser,

$\mu_1 = 0,1$ als Zapfenreibungskoeffizient,

$f = 0,05$ cm als Hebelarm der rollenden Reibung

ermittelt wurde, und endlich aus einem Zuschlag von 30 bis 50 Prozent der bislang bestimmten Widerstände für die nicht zu ermittelnden, wie namentlich die Spurkranzreibung. Man erhält somit

$$W = 1,3 \left\{ S_d + \frac{Q(1 + 1,5b) + G(1 + b)}{10D} \right\}$$

$$\text{bis } 1,5 \left\{ S_d + \frac{Q(1 + 1,5b) + G(1 + b)}{10D} \right\} \quad 204$$

Die zum Längsfahren erforderliche Leistung schliesslich ergibt sich aus Hauptgl. VI, wenn w durch die Geschwindigkeit w' und Q durch den Fahrwiderstand W' des Krangestelles ersetzt wird. Der letztere ermittelt sich, wenn die nicht bestimmaren Widerstände mit 100 Prozent der Zapfen- und rollenden Reibung in Ansatz gebracht werden, entsprechend wie auf S. 39 und oben zu

$$W' = 2(Q + G + G_s) \left(\mu_1 \frac{b'}{D'} + \frac{2f}{D'} \right),$$

oder wieder mit $\mu_1 = 0,1$ und $f = 0,05$ cm,

$$W' = 2(Q + G + G_s) \frac{1 + b'}{10D'} \quad 205$$

mit G_s als Gewicht,

b' als Zapfen-,

D' als Laufraddurchmesser des Krangestelles.

Für den Verlustfaktor $1 + \varphi$ in Hauptgl. VI ist wie früher das Produkt aus den entsprechenden Faktoren der Vorgelege-, der Trommelwelle, des Flaschenzuges usw. zu setzen. Der Verlustfaktor $1 + \varphi_v$ eines Rädervorgeleges mit Welle kann hier mit Rücksicht darauf, dass meistens gefräste Räder verwendet werden, zu 1,07 angenommen werden.

Nach den berechneten Leistungen ist die Grösse des Motors zu wählen. Soll jede der drei Bewegungen für die Maximallast einzeln ausgeführt werden, wie es wohl mit Rücksicht auf einen nicht zu teuren Motor geschieht, so ist natürlich die grösste der drei berechneten

Leistungen für die Motorgrösse massgebend. Im anderen Falle, wenn zwei oder drei Bewegungen von der Maximallast gleichzeitig zu vollführen sind, ist, sofern eine Überlastung des Motors nicht in Rücksicht gezogen werden soll, die Grösse des letzteren durch die Summe der betreffenden Leistungen bestimmt. Mit der Motorgrösse ist zugleich die Umdrehungszahl n desselben gegeben.

Die Übersetzungen, welche die Rädervorgelege des Windwerkes besitzen müssen, ergeben sich aus Gl. 143a, S. 116. Für das Hubwerk der Last bzw. für das ganze Vorgelege vom Motor bis zur Trommelwelle hin lautet diese Gleichung, wenn die Umsetzung des Flaschenzuges $\frac{h}{s}$ mit i_r bezeichnet wird,

$$\left(\frac{Z}{z} \right) = \frac{R \pi \cdot n}{30 w} i_r \quad 206$$

R ist der Trommelradius in m; er ist in bekannter Weise nach der Stärke des Lastorganes zu wählen.

Für die Fahrvorrichtung der Katze ist in Gl. 143a für R der Radius R des Daumenrades in m einzuführen, das die endlose Wagenkette zieht. Man erhält für das Vorgelege vom Motor bis zu diesem Daumenrade hin demnach mit w als Fahrgeschwindigkeit in m/Sek. den Wert

$$\left(\frac{3}{3} \right) = \frac{R \pi \cdot n}{30 w} \quad 207$$

Für das Kranfahrwerk endlich muss in Gl. 143a R durch $0,5 D'$ (D' Laufraddurchmesser) in m und für w die Geschwindigkeit w' in m/Sek. eingesetzt werden, womit dann für das betreffende Vorgelege, wieder vom Motor bis zu den Laufrädern hin, als Übersetzung

$$\left(\frac{3'}{3'} \right) = \frac{D' \pi \cdot n}{60 w'} \quad 208$$

folgt.

Im übrigen bleibt die Rechnung dieselbe wie bei den Winden mit Elementarkraftbetrieb. Die Wendegetriebe- und durchgehenden Fahrradwellen wird man auch hier zweckmässig um 10 bis 20 Prozent stärker nehmen, als Gl. 145, S. 117, verlangt.

In neuerer Zeit baut man auch Laufkrane mit nur einem Elektromotor, der aber nur das Heben der Last bewirkt, während das Quer- und Längsfahren derselben von Hand vermittelt Kurbel oder Haspelkette erfolgt. Das Hubwerk der Last ist dann eine Laufwinde, für deren Ausführung, Konstruktion und Berechnung das unter b) Gesagte gilt. Solche Krane haben ihre volle Berechtigung besonders bei kurzen Laufbahnen. Sie stellen sich nicht nur bedeutend billiger als die späteren Dreimotorenkrane, sondern der Handbetrieb liefert für das Lastfahren auch noch ganz annehmbare Geschwindigkeiten.

Beispiel.

Der elektrische Einmotorenkran von Theodor Wiede's Maschinenfabrik in Chemnitz auf Taf. 22 soll die Maximallast von 20000 kg mit den folgenden Geschwindigkeiten bei normalem Gange bewegen können: Heben ca. 1, Querfahren ca. 10 und Längsfahren ca. 20 m/Min. Bei langsamem Gange sollen diese Geschwindigkeiten auf $\frac{1}{4}$ verringert werden können, während Lasten bis zu

10000 kg mit ca. 2 m/Min. zu heben sind. Wie bestimmen sich die Hauptverhältnisse des Triebwerkes?

1. Das Lastorgan.

Als solches ist hier ein Pflugstahldrahtseil gewählt worden, dessen Stärke aus der grössten Belastung S desselben in dem auf die Trommel laufenden Trum folgt. Um diese zu erhalten, ermitteln wir zunächst mit Hilfe der Gl. 21, S. 28, die Betriebskraft des in die Laufkatze eingeschalteten 3rolligen Faktoren-Flaschenzuges. Derselbe besteht aus einer oberen festen und zwei unteren losen Rollen. Da von einer der letzteren das Seil abläuft, so erhalten wir aus Gl. 22, S. 28, mit $n = 3 + 1 = 4$ (s. die Bemerkung auf S. 29 rechts unten) und $\varphi_0 = 0,05$

$$1 + \varphi_f = \frac{1}{1,05} \frac{4 \cdot 0,05}{1 - \left(\frac{1}{1,05}\right)^4} = \sim 1,075$$

und hiermit aus Gl. 21

$$P = 1,075 \frac{20000 + 600}{4} \text{ kg,}$$

wenn das Gewicht der Hakenflasche zu 600 kg angenommen wird. Dies ist zugleich die Spannung S_1 in dem in Fig. 7, Taf. 22, angedeuteten Seiltrum. Die Spannung S_0 daselbst ist $1,04 \cdot P$ und die Spannung in dem auf die Trommel laufenden Seilende, entsprechend der Umschlingung der Leitrolle B (Fig. 1) am linken Kranende,

$$S = 1,05 \cdot 1,04 P = 1,05 \cdot 1,04 \cdot 1,075 \frac{20000 + 600}{4} = \sim 6045 \text{ kg,}$$

wobei 1,04 für 90, 1,05 für 180 Grad Umschlingung gerechnet sind. Nach der Ausführung hat das Lastseil $\Delta = 26 \text{ mm}$ Durchmesser und nach der Tabelle auf S. 46 ca. 44700 kg Bruchlast. Dasselbe würde also eine

$$\frac{44700}{6045} = \sim 7,4 \text{ fache}$$

Sicherheit gegen Zug bieten; unter Berücksichtigung der Biegungsbeanspruchung in dem Sinne der Gl. 68, S. 46, würde die Gesamt-Anstrengung den dort als zulässig angegebenen Wert von 3000 kg/qcm allerdings bedeutend übersteigen.

Der Trommel- und Rollenradius ist zu

$$R = 260 \text{ bzw. } 250 \text{ mm}$$

gewählt worden.

2. Die Wagenketten.

Als grösste Spannung derselben ist der Fahrwiderstand der Laufkatze anzusehen, wie ihn die Gl. 204, S. 173, giebt. In derselben ist zunächst die Spannungsdifferenz im Lastorgan vor und hinter dem Wagen, also die Differenz $S_0 - S_5$ nach Fig. 7, Taf. 22, zu bestimmen. Es fand sich oben

$$S_0 = 1,04 S_1,$$

und weiter folgt nach dem Satze auf S. 24

$$S_1 = 1,05 S_2 = 1,05^2 S_3 = 1,05^3 S_4 = 1,04 \cdot 1,05^3 S_5,$$

also

$$S_5 = \frac{S_1}{1,04 \cdot 1,05^3}.$$

Hiermit und mit dem obigen Werte von $S_1 = P$ erhält man dann

$$S_0 - S_5 = S_1 \left(1,04 - \frac{1}{1,04 \cdot 1,05^3} \right) = 1,075 \frac{20000 + 600}{4} \left(1,04 - \frac{1}{1,04 \cdot 1,05^3} \right) = \sim 1160 \text{ kg.}$$

Die Laufräder der Katze haben $\mathfrak{D} = 40$, die Zapfen derselben $\mathfrak{d} = 7,5 \text{ cm}$ Durchmesser. Als Mittelwert der in Gl. 204 angegebenen Grenzen ergibt sich nun, $G = 1250 \text{ kg}$ als Eigengewicht der Katze angenommen,

$$W = 1,4 \left\{ 1160 + \frac{20600 (1 + 1,5 \cdot 7,5) + 1250 (1 + 7,5)}{10 \cdot 40} \right\} = \sim 2545 \text{ kg.}$$

Die grösste Spannung in jeder der beiden Ketten ist also 1272,5 kg. Hierfür reicht nach der Tabelle auf S. 53 eine Gallsche Gelenkkette von $l = 40 \text{ mm}$ Teilung aus.

Die Daumenrollen der Wagenketten haben $z = 18$ Zähne und gemäss der Tabelle auf S. 54

$$\mathfrak{R} = 2,8794 \cdot 40 = \sim 115 \text{ mm}$$

Teilkreisradius.

3. Die Leistungen für die drei Lastbewegungen.

Nach den Angaben auf S. 172 kann zur Berechnung der Leistungen die Hauptgl. VI, S. 23, benützt werden.

Für den Lasthub ist in dieselbe $Q = 20600 \text{ kg}$, $w = \frac{1}{60} \text{ m/Sek.}$ und $1 + \varphi$ unter Berücksichtigung des eingebauten Flaschenzuges einzuführen. Nach dem Obigen betrug der Verlustfaktor des letzteren bis zur Windentrommel

$$1,04 \cdot 1,05 \cdot 1,075 = \sim 1,175.$$

Rechnet man weiter auf ein doppeltes Rädervorgelege in der eigentlichen Lastwinde und setzt für jedes 1,07, für die Trommelwelle 1,03 als Verlustfaktor, so erhält man für die ganze Winde den Verlustwert

$$1,07^2 \cdot 1,03 = \sim 1,18.$$

Zwischen Motor- und Antriebswelle der Winde ist schliesslich auch noch ein doppeltes Rädervorgelege nötig das mit dem Kegelrädertrieb des Wendegetriebes zusammen einen Verlustfaktor von annähernd

$$1,07^3 = 1,225$$

ergiebt, 1,07 wieder für jedes einzelne Vorgelege gerechnet. Insgesamt folgt somit

$$1 + \varphi = 1,175 \cdot 1,18 \cdot 1,225 = \sim 1,7,$$

entsprechend einem Wirkungsgrade

$$\eta = \frac{1}{1,7} = 0,588,$$

für den Lasthub. Hauptgl. VI verlangt für die angegebenen Werte eine Leistung von

$$N = 1,7 \frac{20600 \cdot 1}{75 \cdot 60} = \sim 7,8 \text{ PS.}$$

Die zum Querverfahren der Maximallast nötige Leistung erhält man aus Hauptgl. VI, wenn man in diese für Q den oben berechneten Widerstand $W = 2545 \text{ kg}$ und $w = \frac{10}{60} \text{ m/Sek.}$ einsetzt. Für das einfache Rädervorgelege der Verschiebevorrichtung soll als Verlustfaktor 1,07, für die Daumenradwelle der Gallschen Gelenkkette 1,06 gesetzt werden; für die Vorgelege zwischen Motor und Antriebswelle gilt auch hier der obige Wert 1,225. Man erhält also

$$1 + \varphi = 1,07 \cdot 1,06 \cdot 1,225 = 1,39$$

und weiter die Leistung

$$\mathfrak{N} = 1,39 \frac{2545 \cdot 1}{6 \cdot 75} = \sim 7,9 \text{ PS.}$$

Das Kranfahrwerk schliesslich hat ein 3faches Vorgelege. Man hat deshalb wieder unter Berücksichtigung des Wertes 1,225 für die Räder zwischen Motor- und Antriebswelle hier

$$1 + \varphi = 1,07^3 \cdot 1,225 = \sim 1,5$$

zu setzen. Der Fahrwiderstand bestimmt sich aus Gl. 205, S. 173, wenn das Eigengewicht des Kranes ausser Haken, Hakenflasche und Laufkatze zu $G_s = 13500 \text{ kg}$ geschätzt und der Laufraddurchmesser nach der Ausführung $\mathfrak{D}' = 75$, der Zapfendurchmesser $\mathfrak{d}' = 9,5 \text{ cm}$ genommen wird, zu

$$W' = 2(20000 + 600 + 1250 + 15000) \frac{1 + 9,5}{40 \cdot 75} = \sim 1032 \text{ kg,}$$

welcher Wert in Hauptgl. VI für Q einzuführen ist. w ist in

der letzteren durch $w' = \frac{20}{60} = \frac{1}{3}$ m/Sek. zu ersetzen. Es folgt als erforderliche grösste Leistung für das Kranfahren

$$N' = 1,5 \frac{1032}{3 \cdot 75} = 6,88 \text{ PS.}$$

Die vorstehenden Leistungen sind für die Grösse des zu wählenden Motors massgebend. Im vorliegenden Falle wurde ein Nebenschlussmotor von

$$14,5 \text{ PS und } n = 840$$

Umdrehungen genommen. Derselbe dürfte, wenn man berücksichtigt, dass für das Katzenfahren die nicht bestimmbar Widerstände mit 40 Prozent der bestimmbar in Ansatz gebracht wurden, bei geringer Überlastung wohl im stande sein, immer 2 der erforderlichen drei Hakenbewegungen gleichzeitig auszuführen.

4. Die Übersetzung und Zähnezahlen der Rädervorgelege.

Für die Hubbewegung der Last macht sich nach Gl. 206, S. 173, mit $i_f = \frac{1}{4}$ (Last hängt an 4 Seilsträngen) als Umsetzung des Flaschenzuges, $R = 0,26 \text{ m}$, $w = \frac{1}{60}$ m/Sek. eine Übersetzung

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{0,26 \pi \cdot 840 \cdot 60}{30 \cdot 4} = 343$$

nötig. Zerlegen wir dieselbe in die beiden Faktoren

$$343 \approx 8 \cdot 43$$

und nehmen den ersten derselben als Übersetzung der beiden Rädervorgelege zwischen Motor und Wendegtriebwelle, den zweiten als Übersetzung der Räder zwischen Wendegtriebe- und Trommelwelle, so erhalten wir in naher Übereinstimmung mit der Ausführung für

$$8 \approx 6 \cdot 1,33$$

und

$$z' = 18, Z' = 6 \cdot 18 = 108, z'' = 35, Z'' = 1,33 \cdot 35 \approx 46$$

Zähne, sowie weiter für

$$43 \approx 6 \cdot 7,2$$

und

$$z_1 = 12, Z_1 = 6 \cdot 12 = 72, z_2 = 11, Z_2 = 7,2 \cdot 11 \approx 80$$

Zähne.

Die Wendegtriebe bieten keine Übersetzung.

Das gegen $z''Z''$ auswechselbare Räderpaar z_x'' und Z_x'' für langsamen Gang muss bei dem gleichen Abstand der Radmitten eine ca. 4 mal so grosse, also ca. $4 \cdot 1,33 = 5,32$ fache Übersetzung besitzen. Da die Teilung beider Räderpaare sich wie 10:9 verhält, so ist

$$z_x'' = \frac{35(1 + 1,33)10}{(1 + 5,32)9} \approx 14$$

und

$$Z_x'' = \frac{(35 + 46)10}{9} - 14 = 76$$

genommen, wodurch die Bedingung gleicher Radmittenentfernung gewahrt ist.

Das Zwischenräderpaar $z_x Z_x$ der Lastwinde soll die doppelte Übersetzung (1:3) wie das gegen es auswechselbare $z_1 Z_1$ mit der Übersetzung 1:6 ermöglichen. Auch hier müssen beide Räderpaare den gleichen Achsenabstand besitzen. Bei derselben Teilung muss also

$$z_x = \frac{12(1 + 6)}{1 + 3} = 21$$

und

$$Z_x = 3 \cdot 21 = 63$$

Zähne sein.

Die Räderübersetzung für das Fahrwerk der Laufkatze folgt aus Gl. 207, S. 173, für $R = 0,115 \text{ m}$ und $w = \frac{10}{60} = \frac{1}{6}$ m/Sek. zu

$$\left(\frac{3}{3}\right) = \frac{0,115 \pi \cdot 840 \cdot 6}{30} \approx 60,7.$$

Da vom Motor bis zur Wendegtriebwelle die Übersetzung nach dem Obigen schon durch

$$\frac{108 \cdot 46}{18 \cdot 35} = 7,9$$

gegeben ist, so verbleibt für das Fahrwerk nur noch eine solche von

$$\frac{60,7}{7,9} \approx 7,7,$$

welcher durch ein einfaches Vorgelege mit

$$3_1 = 12 \text{ und } 3_1 = 12 \cdot 7,7 \approx 92$$

Zähne genügt wird; in der Ausführung ist $3_1 = 94$ gewählt.

Das Kranfahrwerk endlich muss nach Gl. 208, S. 173, für $w' = \frac{20}{60} = \frac{1}{3}$ m/Sek. Fahrgeschwindigkeit und $D' = 0,75 \text{ m}$ Laufraddurchmesser ein Vorgelege mit der Übersetzung

$$\left(\frac{3'}{3'}\right) = \frac{0,75 \pi \cdot 840 \cdot 3}{60} = 98,96$$

bekommen. Unter Berücksichtigung der Übersetzung zwischen Motor und Wendegtriebwelle verbleibt für das eigentliche Fahrwerk noch eine Übersetzung von

$$\frac{98,96}{7,9} \approx 12,5.$$

Zerlegen wir dasselbe in die beiden Faktoren

$$12,5 = 2,5 \cdot 5$$

und wählen weiter

$$3_2' = 28, 3_3' = 14$$

Zähne, so erhält man in Übereinstimmung mit der Ausführung (s. Fig. 4 u. 6)

$$3_2' = 2,5 \cdot 28 = 70 \text{ und } 3_3' = 5 \cdot 14 = 70$$

Zähne. Das Räderpaar $3_1' 3_1'$ besteht aus zwei gleichen Rädern, liefert also keinen Beitrag zur Übersetzung.

5. Die Teilung der Räder und Stärke der Wellen.

Die Teilung der Räderpaare, welche Motor- und Wendegtriebwelle miteinander verbinden, ist mit Rücksicht auf den Verschleiss nach Gl. 144, S. 116, zu berechnen.

Für das 1. Räderpaar, dessen Ritzel Rohhautzähne besitzt, ist das zu übertragende Drehmoment

$$M_d = \frac{1}{1,07} 71620 \frac{N}{n} = \frac{1}{1,07} 71620 \frac{14,5}{840} = 1156 \text{ kgcm.}$$

Dies in Gl. 144 mit $z = z' = 18$, $\frac{t}{b} = \frac{1}{3}$ und $k = 6 \text{ kg/qcm}$ (Mittelwert für Rohhautzähne) eingeführt, liefert als Teilung

$$t' = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 1156}{18 \cdot 6 \cdot 3}} = 2,82 \text{ cm}$$

in sehr naher Übereinstimmung mit der Ausführung, welche $t' = 9\pi = 2,827 \text{ mm}$ und $b' = 3t' \approx 85 \text{ mm}$ zeigt.

Die beiden nächstfolgenden Räderpaare $z_x'' Z_x''$ und $z'' Z''$ haben ein Viertel bzw. den ganzen Betrag des Drehmomentes

$$M_d = \frac{1}{1,07} 1156 \frac{Z'}{z'} = \frac{1}{1,07} 1156 \cdot 6 \approx 6485 \text{ kgcm}$$

überzuleiten. Das erste Paar $z_x'' Z_x''$ hat dieselbe Teilung und Breite wie dasjenige $z' Z'$, auch besitzt das Ritzel Rohhautzähne. Da die Zähnezahl z_x'' aber gleich 14 ist und beim Paare $z' Z'$ der Koeffizient $k = 6 \text{ kg/qcm}$ beträgt, so steigt derselbe hier auf den zu hohen Wert

$$k = \frac{6 \cdot 6485}{4 \cdot 1156} \frac{z''}{z_x''} = \frac{6 \cdot 6485}{4 \cdot 1156} \frac{18}{14} \approx 10,8 \text{ kg/qcm.}$$

Von dem Paare $z''Z''$ hat das kleine Rad $z''=35$ Zähne und macht $\frac{840}{6}=140$ Umdrehungen. Nach den Angaben auf S. 116 ist deshalb in Gl. 144 der Koeffizient

$$k=20-\sqrt{140}=8,17$$

einzuführen. Das Verhältnis $\frac{t}{b}$ sei gleich $\frac{1}{2,75}$ gesetzt. Man erhält

$$t''=\sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 6485}{35 \cdot 8,17 \cdot 2,75}} \approx 3,72 \text{ cm,}$$

während die Ausführung nur

$$t''=10\pi=31,4 \text{ mm und } b''=85 \text{ mm}$$

aufweist.

Die Zahnräder der eigentlichen Lastwinde, welche als Krafträder, also nach Gl. 118a, S. 85, zu berechnen sind, empfangen, wie unter 3. gezeigt, höchstens 7,8 PS. Das erste Räderpaar z_1Z_1 der Lastwinde hat demnach ein Drehmoment

$$M_d=\frac{1}{1,07^2} 6485 \frac{7,8}{14,5} \frac{46}{35} \approx 4000 \text{ kgcm}$$

zu übertragen. Für $z=z_1=12$ liefert dann Gl. 118a als Teilung

$$t_1=0,53 \sqrt[3]{\frac{4000}{12}} \approx 3,7 \text{ cm,}$$

in Übereinstimmung mit der Ausführung, die

$$t_1=12\pi=37,7 \text{ mm}$$

angibt.

Für das nächste Räderpaar z_2Z_2 , das aus Stahlguss besteht, ist $z_2=11$ und

$$M_d=\frac{1}{1,07} 4000 \frac{Z_1}{z_1}=\frac{1}{1,07} 4000 \cdot 6 \approx 22400 \text{ kgcm}$$

in Gl. 118a einzuführen. Man erhält mit den kleinsten Werten der letzteren

$$t_2=0,42 \sqrt[3]{\frac{22400}{11}} \approx 5,33 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt nur

$$t_2=16\pi=50,265 \text{ mm.}$$

Die Berechnung der Teilung der übrigen Zahnräder hat in entsprechender Weise zu erfolgen.

Zur Berechnung der Wellenstärken vom Motor bis zum eigentlichen Windwerk möge hier Gl. 145, S. 117, Anwendung finden. Die Welle mit den Rädern z_x'' , z'' und Z' empfängt ein Drehmoment

$$M_d=\frac{1}{1,07} 71620 \frac{14,5}{840} \frac{Z'}{z'}=\frac{1}{1,07} 71620 \frac{14,5}{840} 6 \approx 6930 \text{ kgcm,}$$

die Welle mit den Wendegetrieben ein solches

$$M_d=\frac{1}{1,07} 6930 \frac{46}{35} \approx 8510 \text{ kgcm.}$$

Für die erste Welle ergibt sich demnach, Flusseisen als Material vorausgesetzt,

$$d=0,31 \sqrt[3]{6930} \approx 5,92 \text{ cm,}$$

für die zweite

$$d=0,31 \sqrt[3]{8510} \approx 6,35 \text{ cm.}$$

Für die Ausführung ist $d=55$ bzw. 70 mm gewählt, die Wendegetriebewelle also mit Recht verstärkt worden.

Die Wellen der Windwerke zum Lastheben und Katzenfahren sind auf Biegung und Verdrehung in der früher schon gezeigten Weise zu berechnen.

Das Kranfahrwerk erfordert nach der Ermittlung unter 3. höchstens $9\mathcal{W}=6,88$ PS. Die Welle mit den Rädern β_1' und β_2' empfängt demnach ein Drehmoment

$$M_d=\frac{1}{1,07^2} 8510 \frac{6,88}{14,5} \approx 3530 \text{ kgcm,}$$

die nächste Welle ein solches

$$M_d=\frac{1}{1,07} 3530 \frac{\beta_2'}{\beta_1'}=\frac{1}{1,07} 3530 \frac{70}{28} \approx 8250 \text{ kgcm.}$$

Für Flusseisen als Material würde sich hiermit nach Gl. 145, S. 117, ein Durchmesser

$$d=0,31 \sqrt[3]{3530} \approx 4,7 \text{ cm}$$

und

$$d=0,31 \sqrt[3]{8250} \approx 6,27 \text{ cm}$$

ergeben, während in der Ausführung aus den auf S. 173 angeführten Gründen

$$d=60 \text{ bzw. } 70 \text{ mm}$$

gemacht ist.

Die vorderen Lauftrachachsen des Krangestelles sind auf Biegung und Verdrehung zu berechnen. Das eingeleitete Drehmoment beträgt unter der Annahme, dass der ganze Fahrwiderstand nur an einer Seite angreift,

$$M_d=\frac{1}{1,07} 8250 \frac{\beta_3'}{\beta_3}=\frac{1}{1,07} 8250 \frac{70}{14} \approx 38550 \text{ kgcm.}$$

Der grösste Raddruck gegen die Schienen wurde auf S. 149 zu 15000 kg geschätzt. Nimmt man denselben als gleichmässig über die Achsenlänge von 29 cm von Mitte bis Mitte I-Eisen eines Seitenträgers an, vernachlässigt weiter das nicht bedeutende Biegemoment, welches der Zahndruck des Rades β_3' und der Fahrwiderstand in der Achsenmitte hervorrufen, so ergibt sich für letztere der Wert

$$M_b=15000 \frac{29}{8}=54375 \text{ kgcm.}$$

M_d und M_b vereinigen sich zu einem ideellen Biegemoment

$$M_i=\frac{1}{8} \left(3 \cdot 54375 + 5 \sqrt{54375^2 + 38550^2} \right) \approx 62050 \text{ kgcm,}$$

und dieses erfordert nach Gl. 120, S. 86, für $k_b=600 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl) einen Durchmesser

$$d=\sqrt[3]{\frac{62050}{0,1 \cdot 600}} \approx 10,1 \text{ cm.}$$

Die Ausführung weist in der Achsenmitte **105 mm** auf, während in der Nabe des Zahnrades die Stärke auf 95 mm abgesetzt ist. Für die Zahnradmitte, die ca. 12,5 cm von der Mitte des nächsten I-Eisens absteht, beträgt das Biegemoment, da der Zahndruck

$$\frac{38550}{\beta_3'}=\frac{38550}{42} \approx 918 \text{ kg}$$

ist,

$$M_b=918 \cdot 12,5 \approx 11480 \text{ kgcm,}$$

womit sich wie oben

$$M_i=\frac{1}{8} \left(3 \cdot 11480 + 5 \sqrt{11480^2 + 38550^2} \right) \approx 29450 \text{ kgcm}$$

und

$$b'=\sqrt[3]{\frac{29450}{0,1 \cdot 600}} \approx 7,89 \text{ cm}$$

ergibt. Die Stärke von **95 mm** ist also völlig hinreichend.

b) Laufkrane mit drei Motoren.

Sie bilden die jetzt fast allgemein, namentlich aber für grosse Geschwindigkeiten und Lasten übliche Bauart der elektrischen Laufkrane. Von den drei umsteuerbaren Elektromotoren stehen zwei, nämlich die für das Lastheben bzw. -senken und das Querverfahren auf der Laufwinde, während der dritte für das Längsfahren sich auf der Kranbühne befindet. Die Vor- und Nachteile des Systems zunächst sind die folgenden.

Die Anordnung eines besonderen Motors und Vorgeleges für jede der drei Lastbewegungen ermöglicht die Regulierung einer jeden derselben unabhängig von den anderen, sie schafft eine einfache, gedrängte und übersichtliche Anordnung des Triebwerkes unter Fortfall aller Wechselgetriebe und gewährt bei richtiger und sorgfältiger Ausbildung der elektrischen Apparate sanftes

Anheben, präzises Halten und genaues Einstellen der Last, verbunden mit grösster Sicherheit und bequemer Bedienung. Stromkosten für Leerlaufarbeiten entstehen hier nicht, dagegen muss die beträchtliche Energie des auslaufenden Motors beim jedesmaligen Anhalten in der Regel nutzlos vernichtet werden, was im Verein mit den hohen Anschaffungskosten der Motoren und Steuerapparate die gesamten Betriebskosten nicht immer in dem gepriesenen Grade verringert.

Die allgemeine Bauart der vorliegenden Krane, soweit das Gestell nicht in Frage kommt, ist gewöhnlich durch die nachstehenden Punkte bedingt. Das Vorgelege besteht entweder nur aus Zahnrädern oder aus Schnecke mit Schneckenrad und Zahnrädern. Von beiden Ausführungen gewinnt die letztere mit gemischtem Vorgelege, wobei die Schnecke mit ihrem Rade vom Motor aus den ersten, die Zahnräder den zweiten Teil der Übersetzung zwischen Kraft und Last bzw. Fahrwiderstand bilden, wegen der vielen Vorzüge sorgfältig ausgeführter Schneckenvorgelege immer mehr an Anwendung, wenn auch manche Firmen dem reinen Zahnrädervorgelege wegen des sicher und unter allen Betriebsverhältnissen zu erzielenden guten Wirkungsgrades treu bleiben. Das Gestell der Laufwinden wird in Schmiedeeisen, d. h. in Profileisen und Blechen ausgeführt, oder in Gusseisen oder Stahlguss gegossen; in der Regel findet man jetzt schmiedeeiserne Wagengestelle wegen der billigeren Herstellung und des geringeren Gewichtes gewählt. Die Bedienung des Kranes kann von oben oder unten erfolgen. In jenem Falle befindet sich der Wärter in dem gewöhnlich seitlich unter der Fahrbühne angeordneten Führerkorbe, der auch die Widerstände und Steuerapparate enthält, in diesem Falle dienen herunterhängende Ketten oder Zugseile zum Anlassen der Motoren. Die weitaus meisten Ausführungen weisen einen Führerkorb mit Bedienung von oben auf, da bei einer Bedienung von unten, abgesehen von der Behinderung durch die herabhängenden Zugketten und -seile, der Wärter, der dann während der Betriebspausen des Kranes auch für andere Arbeiten frei bleibt, sich mit der Bühne bewegen muss und dabei seine Aufmerksamkeit auch auf seinen eigenen Weg, also nicht ausschliesslich auf die Last, richtet. Als Motoren kommen nur Hauptstrom- und Drehstrommotoren zur Verwendung, von denen die jetzige Praxis, wenn die Stromart nicht vorgeschrieben oder durch andere Rücksichten bedingt ist, dem Hauptstrommotor wegen dessen Eigenschaft, kleinere Lasten schneller zu heben und zu fahren, den Vorzug giebt. Die Stütz-, Senk- und Haltvorrichtungen bildet man als rein mechanische, elektrisch-mechanische und rein elektrische Bremsen aus. Die rein elektrische Bremsung findet jetzt mehr und mehr für alle drei Zwecke Eingang, während rein mechanische Bremsen nur noch zum Stützen und Senken der Last, weniger zum Anhalten beim Fahren benutzt werden; die elektrisch-mechanischen oder sogenannten elektromagnetischen Lüftbremsen dagegen dienen in der Regel zum Anhalten.

Nach diesem Hinweis auf die allgemeine Bauart der elektrischen Laufkrane sollen im Nachstehenden einzelne

Ausführungen besprochen, sowie auf die Berechnung, Konstruktion und Anordnung der einzelnen Teile eingegangen werden.

1. Ausführungen.

Taf. 23 und Fig. 1, Taf. 24, zeigen zunächst einen elektrischen Dreimotorenkran von Gebr. Scholten in Duisburg. Die Laufwinde besitzt einen Rahmen aus [-Eisen, auf dem der Hub- und Querfahrmotor zu entgegengesetzten Seiten der ungefähr in der Mitte liegenden Trommelwelle montiert sind. Das Vorgelege ist ein gemischtes, bestehend aus einer 2 gängigen Stahlschnecke mit Bronze-Schneckenrad und einem Stirnräderpaar $z_2 Z_2$ für das Lastheben und $z_3 Z_3$ für das Querfahren. Die Trommel hat auf ihren beiden Hälften eingeschnittene Nuten von entgegengesetzter Steigung für das mit seinen beiden Enden beim Lastheben aufzwickelnde Drahtseil. Dasselbe trägt die Last in einer Hakenflasche mit Zwillingssrolle (Fig. 1, Taf. 23) und ist zur Ausgleichung der Seillängen und -spannungen über eine feste Rolle X geschlungen. Infolge dieser Anordnung werden beide Seilhälften von der Trommel bis zur Rolle X hin immer in demselben Sinne gebogen, und nur auf der letzteren ändert sich der Biegungssinn, was aber ohne Belang ist, da das Seil auf der Ausgleichrolle nur ganz geringe oder gar keine Bewegungen vollführt. Die Rolle X ist endlich um den achsialen Abstand der Zwillingssrollen in der Hakenflasche schräg gestellt. Die beiden Motoren sind weiter durch eine elastische Kupplung (s. unter 3.) mit ihrer Schneckenwelle verbunden. Zum Stützen und Senken der Last ist eine Lamellenbremse A (s. Schnitt 4—4, Taf. 24) auf der Schneckenradwelle und eine elektromagnetische Lüftbremse (s. unter 4.) mit keilförmigen Holzbacken K auf der Schneckenwelle vorgesehen. Die erste Bremse wird selbstthätig durch die Last angezogen, sobald diese von selbst niedergehen will, und der Motor muss beim Senken der Last die Differenz zwischen dem Reibungsmomente der Lamellen und dem Lastmomente überwinden, wobei die Bremse die Niedergangsgeschwindigkeit bis zu einem gewissen Grade reguliert. Die Lüftbremse ist beim Stillstande des Motors durch ein Belastungsgewicht auf dem Bremshebel H, der durch die Hebel h , h_1 und h_2 auf die Bremsbacken K wirkt, angezogen und wird gelüftet, wenn der Motor anläuft und der auch durch den Elektromagneten B gehende Betriebsstrom desselben den Hebel H hochhebt. Beim Ausschalten des Stromes schwächt ein Hubdämpfer den durch das Niederfallen des Bremshebels entstehenden Stoss, und die lebendige Kraft des rotierenden Ankers und der Triebwerkmassen wird von der Bremse schnell vernichtet. Sämtliche Wellen der Laufwinde drehen sich in Rotgusschalen, von denen die wichtigsten nachstellbar sind. Die Schneckenwelle besitzt Kugellager zur Aufnahme des achsialen Druckes und Ringschmierung für die Halslager (Fig. 3, Taf. 23); Schnecke und Schneckenrad laufen im Ölbad.

Der Motor für das Längsfahren ist in der Mitte der Kranbühne vor dem einen Hauptträger aufgestellt und ebenfalls durch eine nachgiebige Kupplung mit

der Schneckenwelle seines Vorgeleges verbunden. Das Schneckenrad sitzt auf der durchgehenden Fahrwelle, deren Enden die Räder β_2' aufnehmen; diese greifen dann in die Zahnkränze β_3' , welche den vorderen Laufrädern aufgeschraubt sind.

Zum Kranfahrmotor und seinem Schneckenvorgelege führt von dem einen Laufstege eine Leiter. Dasselbe ist bei dem an der einen Seite unter diesem Laufstege angebrachten Führerkorbe der Fall. Derselbe enthält neben dem Schaltbrett mit den nötigen Ausschaltern und Sicherungen als Steuerapparate der drei Motoren zwei sogenannte Kontroller der Union-Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin (s. unter 5.) als Umkehranlasser, von denen der eine das Heben und Senken, der andere das Quer- und Längsfahren einleitet und reguliert. Sie sind so aufgestellt, dass der Führer, die Augen nach dem Lasthaken gerichtet, den Hebel des Hubkontrollers mit der linken, den des Fahrkontrolles mit der rechten Hand bequem erfassen kann. Jede Bewegung eines dieser Hebel aus seiner Nulllage hat eine entsprechende Bewegung der Last zur Folge, also Hochheben des linken Hebels Heben, Niederdrehen desselben Senken, Vorwärtsdrehen des rechten Hebels Vorwärtsfahren der Laufwinde, Seitwärtsdrehen desselben entsprechendes Längsfahren des Krangestelles usw. Die Anlass- und Regulierwiderstände sind getrennt von den Kontrollern im Führerkorb aufgestellt und mit diesen durch isolierte Kabel verbunden.

Die sämtlichen Motoren sind Gleichstrommotoren, welche die Hub- und Fahrgeschwindigkeit bei geringerer Belastung selbstthätig steigern. Der Strom für dieselben wird zwei blanken Kupferdrähten, die an das Stromnetz anschliessen und an der linken Seite der Längsfahrbahn angebracht sind, vermittelt federnden Kontaktrollen entnommen und geht dann zu den Widerständen und Kontrollern im Führerkorbe. Von hier aus wird er durch 7 Kupferdrähte an dem einen Hauptträger und ebenso viele Schleifkontakte zu den Motoren auf der Laufwinde hin- bzw. zurückgeführt. Für den Kranfahrmotor dient hierzu eine einfache Hin- und Rückleitung. Weiteres hierüber s. unter 5.

Angaben über die Lastgeschwindigkeiten und Motorgrössen befinden sich im nächsten Beispiel.

Ein Laufkran mit Drehstrommotoren für einen Betriebsstrom von 500 Volt Spannung und 25 Perioden i. d. Sek. von Kolben & Co. in Prag-Vysočan ist auf Taf. 26 dargestellt. Derselbe arbeitet in der Giesshalle eines grossen Stahlwerkes.

Die Laufkatze ist wieder aus [-Eisen, Winkeln und Blechen zusammengesetzt und die Lasttrommel tief gelegt, um störenden Einflüssen von Kippmomenten vorzubeugen, die sich sonst bei den grossen Geschwindigkeiten, unter denen der Kran arbeitet, leicht bemerkbar machen würden. Als Lastorgan ist weiter eine kalibrierte Gliederkette gewählt worden mit Rücksicht auf die oft meterhoch aus den Giesspfannen emporsteigenden Flammen. Um kleine Trommelradien zu ermöglichen, wird dieselbe mit zwei Enden aufgewickelt. Die Last hängt auch hier an vier Strängen, und eine Rolle a , die mit einer Schneide

auf einem Bolzen b ruht, sorgt für die Ausgleichung der Spannung in den einzelnen Trumen. Die beiden Motoren der Laufwinde liegen auf derselben Seite der Trommel. Als Vorgelege ist für das Hub- und Fahrwerk eine dreigängige Schnecke und ein Stirnräderpaar $z_3 Z_3$ bzw. $\beta_2 \beta_3 \beta_2$ vorgesehen. Die Schneckenvorgelege sind in der jetzt allgemein üblichen Weise mit Kugellagern, Ringschmierung usw. ausgebildet und laufen im Ölbade. Auf der Schneckenwelle des Hubwerks befinden sich zwei Bremsen B_1 und B_2 ; jene ist als elektromagnetische Lüftbremse (s. unter 4.) gebaut, indem der Elektromagnet M_1 den Hebel H_1 nur anzieht und die Bremse lüftet, wenn der zugehörige Motor eingeschaltet wird. Die zweite Bremse B_2 dagegen dient als Notbremse und kann durch einen Fusstritt h_4 (Fig. 1) vom Führerkorbe aus bethätigt werden. Das Ende des Fusstrittes trägt nämlich eine Rolle r_4 , und das um diese geschlungene Seil läuft über die Rollen r_3 und r_2 nach der zweispirigen Rolle r_1 auf der einen Laufradachse der Winde, wo es die am Ende des Bremshebels H befindliche Rolle r umschlingt, um schliesslich über r_1 nach dem anderen Ende der Bühne zu gehen; hier ist es festgelegt. Beim Fahren der Laufwinde verschieben sich die Rollen r und r_1 in dem angespannten Seil. Für gewöhnlich ist die Bremse B_2 gelüftet. Erst wenn der Fusstritt h_4 ausgelöst wird, zieht ein Gewicht G am Hebel H dieselbe an. Für das Quersfahren ist nur eine elektromagnetische Lüftbremse B_3 mit dem Elektromagneten M_3 angeordnet. Die sämtlichen Bremsscheiben haben keilförmige Nuten am Umfange von 90 Grad Nutenwinkel. Das stählerne Bremsband ist mit einem gegliederten Holzfutter ausgekleidet, in der Mitte durch ein Gelenk, das bequem nachzustellen ist, in zwei Hälften geteilt und durch Schrauben abgestützt.

Der Hubmotor ist für die Polzahlen 8 und 4 gebaut. Durch Umschaltung von der einen auf die andere Polzahl kann die Umdrehungszahl von 360 auf 720 (bei 4 Prozent Schlüpfung) und umgekehrt gebracht und die Hubgeschwindigkeit entsprechend geändert werden. Die letztere beträgt bei 720 Umdrehungen und 3000 kg Nutzlast 24,4 m/Min., bei 360 Umdrehungen und 6000 bis 10000 kg Nutzlast 12,2 m/Min. Das Quersfahren erfolgt mit 49,8 m/Min.

Der Motor für das Kranfahren ist wieder in der Mitte der Bühne vor dem einen Hauptträger aufgestellt. Das Vorgelege besteht aus den Räderpaaren $\beta_1' \beta_1'$ und $\beta_2' \beta_2'$, von denen die Ritzel β_2' doppelt auf den Enden der durchgehenden Fahrwelle angeordnet sind, während β_2' dem Kranz der vorderen Laufräder angegossen ist. Als Haltbremse ist auf der durchgehenden Fahrwelle die Lüftbremse B_4 mit dem Hebel H_4 und dem Elektromagneten M_4 vorgesehen. Die Kranfahrgeschwindigkeit beträgt 88 m/Min.

Über die Grösse und Umdrehungszahlen der Motoren s. die Angaben auf Taf. 26.

Im Führerkorbe sind die Umkehranlasser und die Vorschaltwiderstände für die Anker der Motoren so aufgestellt, dass der Wärter drei aufrechtstehende Hebel vor sich zu bedienen hat; die früher erwähnte Notbremse

kann er mit dem linken Fusse in Thätigkeit setzen. Der Polumschalter für den Hubmotor ist mit dessen Umkehranlasser mechanisch gekuppelt, so dass die Pole nur dann umgeschaltet werden können, wenn sich der Anlasser in der Ruhelage befindet, der Motor also stromlos ist. Der Strom wird durch einen dreifachen Rollenkontakt, der auf der Platte p (Fig. 1) des linken Seitenträgers befestigt ist, den drei in der Kranfahrtrichtung verlaufenden Kupferdrähten des Netzes abgenommen. Den Laufwindenmotoren wird er durch einen 20rolligen Rollenkontakt zugeführt, der von einer Gusskonsole P (Fig. 2) getragen wird. Die zugehörigen Kupferdrähte sind isoliert zwischen die beiden Stützen S (Fig. 1) der Seitenträger gespannt. Die Gleitrollen der Kontakte sind an einarmigen Hebeln federnd gelagert und vermögen also dem Durchhang der Kupferdrähte zu folgen.

Die Figuren auf Taf. 25 zeigen weiter einen Laufkran für Drehstrom und Bedienung von unten von der Firma Larini, Nathan & Co. in Mailand. Die Motoren, welche mit der übrigen elektrischen Einrichtung von Gadda & Co. in Mailand geliefert wurden, sind für 115 Volt gewickelt. Die Hebel der Wendeanlasser werden beim Anlauf der Motoren durch Zugseile von unten in dem einen oder anderen Sinne gedreht und kehren vermittlest Federn beim Loslassen der Seile wieder in ihre Anfangslage zurück. Das Vor- und Abschalten der Neusilber-Widerstände erfolgt selbstthätig durch einen Centrifugalregulator. Jeder der drei Motoren hat einen solchen auf seiner Welle, und seine Einrichtung ist aus Fig. 1c ersichtlich. d sind die Kugeln, die beim Auseinandergehen durch die Centrifugalkraft die Hülse b und einen Hebel h₁ (bezw. h₂ und h₃) bewegen. Der letztere gleitet dabei mit den Fingern an seinem freien Ende über die Kontakte w₁ (bezw. w₂ und w₃), diese entsprechend der Geschwindigkeitsänderung des Motors ein- oder ausschaltend.

Das Vorgelege für alle Motoren ist auch hier ein gemischtes, bestehend aus einer eingängigen gehärteten Stahlschnecke mit Schneckenrad aus Phosphorbronze und einem oder zwei Stirnräderpaaren. Für den Lasthub ist das Vorgelege, um zwei verschiedene Geschwindigkeiten zu ermöglichen, doppelt angeordnet. Das eine für schnelles Heben, das vom Hubmotor entfernter liegt, besteht nur aus Schnecke und Schneckenrad Z₁ (Fig. 2) und wirkt auf die Kettennuss III, das andere für langsames Heben, das sich dem Motor näher befindet, besitzt ausser dem Schnecken-vorgelege mit dem Rade Z₁' noch das Stirnräderpaar z₂'/Z₂' und treibt die Nuss III' an. Die kalibrierte Lastkette geht über beide Kettennüsse und trägt in einer Schleife die Last vermittelst einer losen Rolle. Das Verhältnis der Hubgeschwindigkeiten bei schnellem und langsamem Heben ist ungefähr 3:1.

Beim langsamen Heben wird nur die Nuss III' gedreht, und die Umsetzung zwischen Kraft und Last ist unter Berücksichtigung der losen Lastrolle

$$\frac{1}{Z_1'} \cdot \frac{z_2'}{Z_2'} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{54} \cdot \frac{14}{42} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{324}$$

Beim schnellen Heben dagegen wird ausser der Nuss III' auch noch gleichzeitig diejenige III gedreht. Würde III allein gedreht werden, so würde die Übersetzung

$$\frac{1}{Z_1} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{78} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{156}$$

sein. Beim Drehen beider Nüsse ist also die Übersetzung

$$\frac{1}{324} + \frac{1}{156} = \frac{1}{105,3}$$

Die Geschwindigkeiten beim schnellen und langsamen Heben verhalten sich somit wie

$$\frac{1}{105,3} : \frac{1}{324} \text{ oder wie } 324 : 105,3 = \sim 3 : 1,$$

wobei gleiche Umdrehungszahl des Motors für beide Fälle vorausgesetzt ist.

Der Geschwindigkeitswechsel wird durch die Kuppelung der hinteren und vorderen Schneckenwelle bewirkt. Hierzu dient ein Elektromagnet E und eine Friktionskuppelung K mit Centrifugalregulator. Fig. 1a zeigt zunächst die Einrichtung der Kuppelung. I' ist die Welle, welche die Schnecke für den langsamen Lasthub trägt, I diejenige mit der Schnecke für den schnellen Lasthub. Die Regulatorkugeln d pressen beim Auseinandergehen den Bronzering F gegen die mit Feder und Nut auf der Welle I' sitzende Scheibe C und diese gegen die auf I befestigte Kuppelung K, die innen mit Kupfer armiert, aussen als Bremsscheibe B gestaltet ist. Die Hülse M der Regulatorkugeln dreht sich mit einer Rotgussbuchse s lose auf der Welle I', ist aber durch eine Feder mit der Scheibe S verbunden. M wird erst mit I' gekuppelt und dreht sich mit dieser, wenn die innere Kegelfläche von S gegen die äussere Kegelfläche der Scheibe D gedrückt wird, da diese letztere der Welle I' aufgekeilt ist. Soll nun die grössere Hubgeschwindigkeit eingeleitet und also auch die Welle I vom Motor mitgenommen werden, so lässt man den Strom durch den Elektromagneten E (Schnitt 1—1, Fig. 2) treten. Dann drückt dieser den Hebel k nieder und hebt das Belastungsgewicht der Bremse B, das auf einem anderen Hebel derselben Welle steckt, lüftet also dadurch nicht nur diese Bremse, sondern bewegt auch durch den oberen Stift des Hebels h₀ den Hebel h so, dass S und D (Fig. 1a) miteinander gekuppelt werden und die Regulatorkugeln an der Drehung der Motorwelle teilnehmen; diese bewirken nun die Kuppelung von C und B. Sobald der Elektromagnet E wieder stromlos wird und den Hebel k fallen lässt, zieht das erwähnte Gewicht die Bremse wieder an und löst durch h₀ und h die Kuppelung zwischen S und D. Die Regulatorkugeln und die Scheibe C werden durch die Spiralfeder f zurückgezogen. Entsprechend der Bremse B für die schnelle Hubbewegung ist auf der Motorwelle noch die elektromagnetische Lüftbremse B₁ für die langsame Hubbewegung angeordnet. k₁ ist der Gewichtshebel dieser Bremse.

Der Fahrmotor der Laufwinde wirkt beim Querfahren durch die eingängige Schnecke mit dem Rade β_1 und das Zwillingräderpaar β_2 / β_2 auf die beiden Laufäder der einen Achse. Der Motor für das Kranfahren ist seitlich auf der Kranbühne neben dem rechten Seitenträger aufgestellt. Sein Vorgelege enthält neben der Schnecke mit dem Rade β_1 ' noch das Zwillingräderpaar β_2 '/ β_2 ', dessen Ritzel auf den Enden der durchgehenden

Fahrwelle sitzen und dessen grosse Räder mit den Lauf-
rädern zusammengelassen sind. Eine Haltbremse ist für
das Kranfahren nicht vorgesehen.

Eine Laufwinde mit reinem Zahnradvorgelege, das,
wie schon erwähnt, von manchen Firmen wegen des sicher
und unter allen Betriebsverhältnissen zu erzielenden
höheren Wirkungsgrades den gemischten Vorlegen mit
Schneckenantrieb vorgezogen wird, ist in Fig. 2, Taf. 24,
dargestellt. Sie entspricht einer durch Reichsgebrauchs-
muster geschützten Anordnung von H. Rieche in Wetter
a/Ruhr. Die beiden Motoren sind Hauptstrommotoren,
die sich von selbst bei ausgeschaltetem Widerstande auf
eine der Lastgrösse entsprechende Umdrehungszahl
einstellen; durch Vorschaltwiderstände kann dann die
letztere und also auch die Last- und Fahrgeschwindig-
keit zwischen Null und dem betreffenden grössten Werte
reguliert werden. Der Hubmotor wirkt vermittelt der
Räder $z_1 Z_1$, $z_2 Z_2$ und $z_3 Z_3$ auf die beiden Lasttrommeln,
der Fahrmotor durch diejenigen $z_1 Z_1$, $z_2 Z_2$, $z_3 Z_3$ auf die
beiden Laufräder der einen Achse ein. Die Ritzel z_1
und z_1 haben Rohhautzähne, die Räder $z_3 Z_3$ sind zur Er-
zielung eines gleichmässigen Antriebes doppelt ausgeführt.
Das wieder mit zwei Enden beim Lastheben aufzuwickelnde
Drahtseil läuft über einen 7 rolligen Faktoren-Flaschenzug,
der wegen des Anzuges der beiden Seilenden eine Über-
setzung von 1:4 besitzt; die Last hängt dabei an 8 Seil-
strängen. Die mittlere Rolle in der oberen oder unteren
Flasche des Zuges bewegt sich nur wenig oder gar nicht
und bewirkt eine Ausgleichung in den Spannungen der
nächsten Seiltrume. Von diesen kreuzt das eine die
übrigen, wodurch die beiden Seilenden von der Trommel
bis zur Kreuzung hin immer nach derselben Seite gebogen
werden. Die drei oberen Rollen des Zuges sind weiter
auf die Trommelachse bzw. auf eine dieselbe umgebende
Gusseisenbuchse gesetzt, um den Hakenhub nach oben hin
thunlichst zu vergrössern. Die genannte Buchse, welche
zugleich die mittlere Verlagerung der Trommelwelle bildet,
stützt sich dabei in zwei starken Blechwänden, denen unten
zwei kleinere Bleche, durch L-Eisen befestigt, als Hub-
begrenzer für das obere Prellblech der unteren Flasche
aufgesetzt sind. Dicht neben den Blechwänden liegen
die Trommeln, so dass sich die Seilenden bei der höchsten
Laststellung, wo die Trommeln vollständig umwickelt
sein müssen, möglichst nahe bei einander und also in
günstigster Lage befinden. An der äusseren Seite der
Trommeln sind die Seilenden nach mehrmaliger Um-
schlingung der Nabe stellbar festgelegt, so dass die
Trommeln bei der tiefsten Abwicklung vollständig ab-
gewickelt sein können. Die Schrägstellung der Seilenden
ist dann auch nur eine sehr geringe. Das Antriebsrad Z_3
ist der einen Trommelnabe aufgekeilt, und die Trommel-
welle hat deshalb nur die für die entfernter liegende
Trommel nötige Hälfte des ganzen Drehmomentes auf-
zunehmen. Beide Trommeln sind durch Keile in der
inneren Nabe auf ihrer Welle befestigt.

Zum Senken der Last ist auf der zweiten Zwischen-
welle des Motors eine sogenannte Westonbremse (s. unter 4.)
angeordnet. Dieselbe sperrt den Lastniedergang von

selbst bei stillstehendem Motor. Beim Senken muss dieser
die Differenz zwischen dem Reibungsmoment der Bremse
und dem der Last überwinden, wobei die Bremse eine
Überschreitung der Senk- über die Motorgeschwindigkeit
verhütet. Ferner ist noch auf der ersten Zwischenwelle
des Hub- und Fahrwerkes je eine elektromagnetische
Lüftbremse (s. unter 4.) K und K_1 mit den Elektro-
magneten B und B_1 vorgesehen, welche die lebendige
Kraft der Anker und sonst bewegten Massen beim An-
halten erforderlichen Falles schnell vernichten. Die
Bremse B_2 muss dabei, entsprechend der doppelten Drehung
beim Hin- und Herfahren, nach beiden Richtungen gleich-
mässig wirken.

Das Gestell der Laufwinde besteht aus 4 Längs-
und 2 Querträgern, die aus Blechen und L-Eisen zu-
sammengesetzt sind. Je zwei Längsträger nehmen die
Laufachsen zwischen sich auf. Diese stehen fest, und
die ausgebuchten, langnabigen Laufräder drehen sich
auf ihnen. Zur Stützung der äusseren Lager für die
Trommelwelle sind den Querträgern noch L-Eisen auf-
gesetzt.

Die gegossenen Gestelle der Laufwinden bestehen
gewöhnlich aus zwei Schilden von Γ - oder I-förmigem
Querschnitt, die durch Traversen von entsprechendem
Querschnitt untereinander verbunden sind. Ein solches
Gestell besitzt z. B. die Laufwinde des unter den Dreh-
kranen behandelten elektrischen Werftkranes der Duis-
burger Maschinenfabrik, vorm. Bechem & Keet-
mann, in Duisburg. Neuerdings giesst man die Schilde
wohl in Stahlguss, auch sogar beide Schilde mit den
Traversen zusammen, wodurch allerdings ein äusserst
schwieriges Form- und Gussstück entsteht.

2. Berechnung.

Der Gang derselben ist wieder der bei den Winden
mit Elementarkraftbetrieb angegebene. Man wählt also
die Hub- bzw. Fahrgeschwindigkeiten, wenn diese nicht
schon, wie meistens der Fall, vorgeschrieben sind, und
bestimmt mit Hilfe der Maximallast bzw. des grössten
Fahrwiderstandes und des zu schätzenden Wertes $1 + \varphi$
die erforderliche grösste Leistung für das Heben und
Fahren aus Hauptgl. VI, S. 23. Nach diesen Leistungen
ist die Grösse der einzelnen Motoren zu wählen, und die
Umdrehungszahlen derselben liefern im Verein mit dem
von der Stärke des Lastorganes abhängigen Trommel-
radius aus Gl. 143a, S. 116, die erforderliche gesamte
Übersetzung des Vorgeleges.

Auf die einzelnen Lastbewegungen angewendet, er-
giebt sich somit zunächst für das Lastheben, wenn
Q die Maximallast inkl. Hakenflasche, Seil usw. in kg,
w die grösste Hubgeschwindigkeit derselben in m/Sek.,
R der Trommelradius bis Mitte Seil in m,
n die minutliche Umdrehungszahl des Motors,

$i = \left(\frac{h}{s} \right)$ die Umsetzung des Flaschenzuges $\gamma = \frac{1}{1+\varphi}$

ist, eine Leistung von

$$N = (1 + \varphi) \frac{Q \cdot w}{75} \dots \dots 209$$

und eine Übersetzung des Vorgeleges von

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{R \pi \cdot n}{30 w} i_r \dots \dots \dots 210$$

Bei gemischtem Vorgelege bildet $\left(\frac{Z}{z}\right)$ natürlich das Produkt aus den Übersetzungen des Schneckentriebes und der Zahnräderpaare.

Für das Querfahren der Maximallast beträgt, wenn noch

- G das Gewicht der Laufwinde in kg,
- w die grösste Fahrgeschwindigkeit in m/Sek.,
- D der Laufraddurchmesser (für Gl. 211 in cm, für Gl. 213 in m),
- d der Zapfendurchmesser in cm,
- n die minutliche Umdrehungszahl des zugehörigen Motors

ist, der Fahrwiderstand bei 100 Prozent Zuschlag für die ausser der Zapfen- und rollenden Reibung auftretenden Widerstände nach Gl. 56, S. 39, mit $\mu_1 = 0,1$ und $f = 0,05$ cm

$$\mathfrak{B} = 2(Q + G) \frac{1 + d}{10 D} \dots \dots \dots 211$$

also die erforderliche Leistung

$$\mathfrak{N} = (1 + \varphi) \frac{\mathfrak{B} \cdot w}{75} \dots \dots \dots 212$$

und die nötige Übersetzung des Vorgeleges

$$\left(\frac{3}{z}\right) = \frac{2 \pi \cdot n}{60 w} \dots \dots \dots 213$$

Von vielen Konstrukteuren wird der Fahrwiderstand $\mathfrak{B}$ geringer, und zwar nur um 50 Prozent grösser als die Summe der Zapfen- und rollenden Reibung, in Rechnung gesetzt; für diese Annahme ist der Faktor 2 in Gl. 211 durch 1,5 zu ersetzen.

In entsprechender Weise folgt für das Längsfahren der Maximallast mit dem Krangestell für

- G_s als Eigengewicht des letzteren in kg,
- w' als grösste Fahrgeschwindigkeit in m/Sek.,
- D' als Laufraddurchmesser (für Gl. 214 in cm, für Gl. 216 in m),
- d' als Zapfendurchmesser in cm,
- n' als minutliche Umdrehungszahl des betreffenden Motors

$$\mathfrak{B}' = 2(Q + G + G_s) \frac{1 + d'}{10 D'} \dots \dots \dots 214$$

$$\mathfrak{N}' = (1 + \varphi) \frac{\mathfrak{B}' \cdot w'}{75} \dots \dots \dots 215$$

$$\left(\frac{3'}{z'}\right) = \frac{2 \pi \cdot n'}{60 w'} \dots \dots \dots 216$$

Hinsichtlich der Geschwindigkeiten w, w und w' für die Maximallast lassen sich natürlich bestimmte Angaben nicht machen, da diese Grössen von den besonderen Zwecken und den Verhältnissen abhängen, unter denen der Kran arbeitet. Für gewöhnliche Werkstättenkrane dürften die nachstehenden Werte einen Anhalt gewähren.

Q = 5000 bis 10000 kg, w = 8 bis 4, w = 35 bis 25, w' = 80 bis 50 m/Min.,

Q = 10000 bis 25000 kg, w = 5 bis 3, w = 25 bis 20, w' = 60 bis 50 m/Min.,

Q = 25000 bis 50000 kg, w = 3 bis 1,5, w = 20 bis 15, w' = 50 bis 40 m/Min.

Dabei wird man die Querfahrgeschwindigkeit w bei kleineren Spannweiten geringer als bei grösseren, dagegen die Kran- und Längsfahrgeschwindigkeit w' mit Rücksicht auf die zu bewegenden Massen des Krangestelles umgekehrt bei grösseren Spannweiten geringer als bei kleineren nehmen. In Hüttenwerken kommen grössere Geschwindigkeiten als die angegebenen vor. Kleinere Lasten sucht man natürlich schneller zu bewegen als die Maximallast, und zwar wird dies teils selbstthätig durch den Hauptstrommotor bewirkt, teils durch Einschaltung von sogenannten Wechselrädern, Umschaltung der Polzahl, Anordnung zweier Hubmotoren mit zwei von einander unabhängigen Vorgelegen und Trommeln bei verschiedener Übersetzung der ersteren ermöglicht.

Der Verlustfaktor $1 + \varphi$ ist wieder das Produkt aus den entsprechenden Faktoren $1 + \varphi_f$ für den Flaschenzug, $1 + \varphi_t$ für die Trommel, $1 + \varphi_v$ für jedes einzelne Radvorgelege, $1 + \varphi_s$ für jedes Schnecken vorgelege und der zugehörigen Welle. Bezüglich des Wertes $1 + \varphi_f$ ist zu bemerken, dass derselbe bei Aufwicklung zweier Seilenden aus Gl. 22, S. 28, für die halbe Rollenzahl und Ablauf des Lastorganes von einer losen Rolle zu bestimmen ist. $1 + \varphi_t$ kann für Drahtseiltrommeln gleich 1,03 bis 1,04 je nach der Grösse des Trommelradius gesetzt werden, $1 + \varphi_v$ beträgt im Mittel 1,07 bei gefrästen, 1,09 bei unbearbeiteten Zähnen. Der Wert von $1 + \varphi_s$ ist unter Annahme des mittleren Steigungswinkels ($\alpha = 14$ bis 22 Grad) nach Gl. 51, S. 38, zu berechnen. Bezüglich des Wertes $1 + \varphi_s$ ist dabei darauf hinzuweisen, dass zwar Versuche an Schnecken vorgelegen bedeutend niedrigere Werte, als Gl. 51 liefert, nämlich $1 + \varphi_s$ bis zu 1,11 (entsprechend $\eta_s = 0,9$) ergeben haben, dass aber diese günstigen Resultate nur bei dauerndem Betriebe und bei derjenigen Belastung, bei der das hier allgemein verwendete dickflüssige Schmiermaterial den für die Gleitflächen besten Grad der Dünnschmierflüssigkeit erreicht hatte, sowie bei sorgfältigster Ausführung der Schnecke und der Kugellager erzielt wurden und dass diese Versuchswerte in dem häufig unterbrochenen und auch mit anderen Lasten als der für die Gleitflächen günstigsten arbeitenden Kranbetriebe für gewöhnlich nicht oder wenigstens nicht immer und unter allen Umständen zu erreichen sind.

Nach der berechneten Leistung ist die Motorgrösse so zu wählen, dass bei der am häufigsten zu bewegenden Last der Wirkungsgrad des Motors am grössten ist, dieser letztere also beim Heben bzw. Versetzen der Maximallast bis zu einem gewissen Grade (30 bis 50 Prozent der Normalleistung) überlastet werden muss. Da die Maximallast nämlich in den meisten Fällen nur selten und dann nur für kurze Zeit zu bewegen ist, so dürfte dies mit Rücksicht auf die Ökonomie des Betriebes, die Gewichts- und Preisersparnis richtiger sein, als wenn die Motoren für die Maximalleistung bemessen werden und

dann nicht nur schwerer und teurer ausfallen, sondern auch bei dem viel häufiger vorkommenden Heben und Transportieren leichterer Lasten unvorteilhaft arbeiten. Bedenkliche Erwärmungen der Motoren müssen natürlich vermieden werden, sind aber auch bei den meist nur 2 bis 3 Minuten dauernden Arbeitsperioden der Krane fast stets ausgeschlossen.

Die Räder und Wellen des Triebwerkes berechnen sich wie bei den Winden mit Elementarkraftbetrieb auf S. 116 u. 117.

3. Konstruktion und Herstellung des Triebwerkes.

Als Lastorgan wird wegen der auf S. 45 angeführten Vorteile, wie namentlich sanfter, geräuschloser Gang, geringes Gewicht, Erkennung der Auswechselungsbedürftigkeit am Stacheligwerden des Seiles usw., fast allgemein ein Drahtseil verwendet. Selbst in Giessereien, wo früher nur Ketten vorkamen, benutzt man jetzt Drahtseile und schützt die untere Hakenflasche durch Umhüllung oder Ausfütterung gegen die Wärme. Kalibrierte Glieder- und Gallsche Gelenkketten ergeben zwar wegen des kleineren Lastarmes und des Fortfalles grosser Flaschenzübersetzungen bei schweren Lasten eine gedrängtere und meist billigere Ausführung der Laufwinde als Drahtseile. Man findet sie aber nur dort, wo es auf diese Punkte hauptsächlich ankommt und wo ferner die Geschwindigkeit eine mässige ist. Das letztere gilt namentlich für Gallsche Gelenkketten, die gegen seitliche Kräfte, wie sie besonders beim schrägen Anziehen, sowie schnellen Anfahren und Halten des Kranes auftreten, sehr empfindlich und wenig zuverlässig sind. Auch verschleissen sie in staubigen Betrieben stark.

Die Trommel wickelt ferner bei allen modernen Ausführungen das Seil mit zwei Enden auf und ist hierfür in ihren beiden Hälften mit entsprechenden Nuten von entgegengesetzter Steigung versehen. Eine Ausgleichrolle, die bei einer Doppelrolle in der Hakenflasche (s. Fig. 1, Taf. 23) besonders aufgehängt, bei einem Doppelflaschenzug (s. Fig. 2, Taf. 24) aber zwischen den oberen Rollen des letzteren sitzt, lässt verschiedene Dehnungen im Seil nicht aufkommen. Die Vorteile dieser Anordnung, auf die zum Teil schon auf S. 45 hingewiesen wurde, sind ganz bedeutende. Das Seil kann, da die Last nun an doppelt soviel Strängen als sonst hängt, geringeren Durchmesser bzw. dünnere Drähte, die Trommel also auch entsprechend kleineren Radius und Lastarm bekommen. In der höchsten Hakenstellung sind weiter die äusseren Seilenden fast vollständig parallel, und auch in den anderen Stellungen ist ihre Ablenkung nur sehr gering. Dabei bleibt die Last immer in der Mitte der Trommel und wandert nicht über deren Länge, erzeugt also nicht nur eine immer gleichmässige Belastung der Laufräder, was namentlich für die Spurkranzreibung derselben von günstigem Einfluss ist, sondern wird auch bei genügender Tiefe der Trommelrillen genau senkrecht angehoben, worauf es ja besonders im Giessereibetriebe ankommt. Endlich erfolgt jede Seilbiegung in den beiden arbeitenden Teilen des Seiles von der Trommel-

befestigung bis zur Ausgleichrolle hin immer in demselben Sinne.

Bei besseren Ausführungen wird die Trommel jetzt mit langen Naben drehbar auf der durch Schrauben in ihren Buchsen oder Augen festgehaltenen Welle angeordnet und das antreibende Zahnrad mit der Trommel direkt gekuppelt. Da dann die Trommelwelle von dem Drehmoment der Last frei bleibt und die von dem angreifenden Biegemoment erzeugten Normalspannungen nur zwischen Null und einem grössten positiven Werte, nicht wie bei sich drehenden Wellen zwischen einem grössten negativen und positiven Werte wechseln, die zulässige Materialspannung also doppelt so gross als sonst genommen werden kann, so fällt der Wellen- und Zapfendurchmesser entsprechend kleiner aus. Auch wird durch die genannte Ausführung die Montage und Demontage erleichtert.

Die Zahnräder der Laufwinden und Kranfahrwerke sind sauber und möglichst spielfrei aus dem Vollen zu fräsen und die stärker belasteten von ihnen in Stahlguss auszuführen. Das Material der Vorgelegewellen, die ebenso wie die Trommelwelle mitunter fest verlagert und mit drehbar auf ihnen sitzenden Zahnrädern versehen werden, ist allgemein Flussstahl. Kleinere Ritzel werden mit den Wellen aus einem Stück geschmiedet. Das Antriebsritzelt auf der Motorwelle erhält meistens noch Rohhautzähne oder solche aus Vulkanfiber, wenn auch hier schon in Öl laufende Stahlräder von sorgfältigster Bearbeitung anzutreffen sind. Rohhautzähne laufen trocken, solche aus Vulkanfiber, die mit zwischengelegten Rotgussplatten ausgerüstet werden, in Öl. Bezüglich der Schneckenvorgelege, die jetzt fast allgemein nicht mehr selbsthemmend, sondern 2- oder 3gängig wegen des höheren Wirkungsgrades und mit Rücksicht auf die bedeutenden Massenkräfte beim Abstellen der Fahrbewegung gemacht werden, gilt das auf S. 111 Angeführte. Die Schnecke liegt gewöhnlich über dem Rade, weil dadurch die Zugänglichkeit erleichtert, die sonst nötigen Stopfbuchsichtungen für die Schneckenwelle fortfallen können und Störungen durch Ölverschmutzung vermieden werden.

Bei der Wahl zwischen einem reinen Zahnräder- und einem gemischten Vorgelege, bei dem die Schnecke immer den ersten Teil der Übersetzung bildet, ist das Folgende zu berücksichtigen. Zu Gunsten des reinen Zahnrädervorgeleges spricht der höhere Wirkungsgrad, der nicht nur bei guter Ausführung sicher zu erreichen ist, sondern auch für alle Belastungen anhält. Gemischte Vorgelege ergeben geringere Wirkungsgrade; die durch Versuche ermittelten hohen Werte der Schneckenvorgelege sind, wie auf S. 181 bemerkt, bei dem häufig unterbrochenen Kranbetriebe mit seinen veränderlichen Belastungen für gewöhnlich nicht zu erzielen. Auch ist der Wirkungsgrad eines Schneckenvorgeleges wesentlich von der Ausführung der Schnecke und Kugellager abhängig und ein hoher Wirkungsgrad selbst bei der sorgfältigsten Bearbeitung durch die besten und genauesten Werkzeuge nicht immer unbedingt sicher. Zu Gunsten

der gemischten Vorgelege ist dagegen die sanfte, geräuschlose Bewegungsübertragung der Schnecke, die grosse Übersetzung (nicht unter 1:6) bei geringem Gewicht, kleinem Massenwiderstande und gedrängter Bauart anzuführen. Gemischte Vorgelege kommen hauptsächlich für das Hubwerk in Frage, weniger für das Fahrwerk, wo die Übersetzung geringer sein kann. Bei reinem Zahnradervorgelege wird man, wie schon auf S. 118 angeführt, die gesamte Übersetzung mit Rücksicht auf die Massenwiderstände so zerlegen, dass die dem Motor näheren Räderpaare den kleineren, die entfernteren den grösseren Teil der Übersetzung bilden.

Der Rahmen der Laufwinden soll möglichst starr sein, damit die genaue Lage des Triebwerkes nicht durch Federungen oder Durchbiegungen während des Betriebes verändert wird. Dieser Bedingung genügen gegossene Rahmen besser als solche aus Walzeisen; letztere fallen aber für gewöhnlich leichter und billiger aus. Die Walzeisenrahmen bestehen in der Regel aus 4 Längs- und den erforderlichen Querträgern. Die ersteren, die paarweise zusammengedrückt sind (s. Fig. 2, Taf. 24), stützen die dann nicht durchgehenden Laufradachsen. Der Querschnitt der Träger ist ein [-förmiger, der bei kleineren Rahmen durch [-Eisen, bei grösseren durch Bleche mit oben und unten angenieteten L-Eisen gebildet wird. Die Laufradachsen werden aus den schon angeführten Gründen festgelegt und die Laufräder auf ihnen mit langen Naben drehbar angeordnet. Das Material der Laufräder ist zweckmässig Stahlguss. Die dem einen Laufräderpaar zunächst liegende Welle des Fahrwerks der Winde lässt man durchgehen und macht das letzte Räderpaar wegen des gleichmässigen Antriebes beider Seiten beim Fahren doppelt. Die Zahnräder des Hub- und Fahrwerks findet man bei den Laufwinden jetzt vielfach ausserhalb des Rahmens und der Lager fliegend angeordnet, um den Lasthub nach oben voll auszunützen und die Hakenflasche bis dicht unter oder sogar in den Rahmen treten lassen zu können. Bei der Anordnung der Motoren und des ganzen Triebwerkes auf dem Rahmen ist möglichst gleichmässige Verteilung der Last und des Eigengewichtes auf die vier Laufräder, sowie eine übersichtliche Anordnung aller Teile anzustreben. Sämtliche Schmiervorrichtungen müssen namentlich leicht zugänglich sein. Bei grossen Geschwindigkeiten ist auch darauf zu achten, dass ungünstige Kippmomente, wie sie bei zu hoher Lage des Schwerpunktes der ganzen Konstruktion auftreten, vermieden werden.

Die Steigerung der Hubgeschwindigkeit bei kleineren Lasten (die Verminderung kann durch Vorschalten von Widerständen erreicht werden) wird bei Verwendung von Hauptstrommotoren bis zu einem gewissen Grade (der leere Haken wird 2- bis 3mal so schnell als die Maximallast bewegt) selbstthätig vollzogen. Ein weiterer Wechsel ist aber bei schweren Kranen mit Gleichstrommotoren, sowie überhaupt bei solchen mit Drehstrommotoren dann erwünscht, wenn häufig auch kleine Lasten von diesen zu heben sind. Diesen Wechsel durch sogenannte Wechselräder zu er-

zielen, ist bei Laufwinden, die vom Führerkorbe aus gesteuert werden, nur dann empfehlenswert, wenn der Wechsel nicht zu häufig vorzunehmen ist und dann vom Laufsteg der Kranbühne aus bewerkstelligt wird. Gebräuchlicher ist es jetzt, die Laufwinde mit zwei Hubmotoren, die jeder ein besonderes Vorgelege mit Trommel haben, zu versehen, das Hubwerk also doppelt auszubilden. Die Motoren haben dabei gewöhnlich die gleiche Leistung und Umdrehungszahl, das Vorgelege des einen aber nur ca. die halbe Übersetzung des anderen, so dass Lasten bis zur halben Maximallast von der einen Hubwinde doppelt so schnell gehoben werden können, als schwerere Lasten von der anderen. Namentlich wird diese Anordnung gern für Krane, die in Hütten- und Schmiedewerken arbeiten, gewählt, wo dann die kleinere oder sogenannte Hilfswinde zum Drehen und Wenden der von der Hauptwinde gehobenen Arbeitsstücke benutzt wird. Andere Verfahren, den erwähnten Wechsel in der Geschwindigkeit zu erzielen, bestehen in der Änderung der Polzahl des Hubmotors oder in dem Parallel- bzw. Hintereinanderschalten zweier Motoren; sie finden aber nur wenig Anwendung. In grösseren Werkstätten ordnet man wohl auch zwei Laufkrane übereinander an, von denen der obere die leichteren Lasten mit grösserer, der untere die schwereren mit geringer Geschwindigkeit hebt. Beim Fahren des unteren Kranes muss dann der leere Haken des oberen entsprechend hoch gezogen werden.

Zur Verbindung der Motor- und Schneckenwelle wird bei den Kranen mit gemischtem Vorgelege in den meisten Fällen eine nachgiebige oder elastische Kupplung benutzt. Ihr Zweck besteht vornehmlich darin, Fehler in der mathematisch genauen Verlagerung der genannten Wellen, wie sie sich bei schlechter Montage oder bei Durchbiegungen und Federungen von schmiedeeisernen Rahmen und Krangestellen einstellen, auszugleichen und so Klemmungen zu vermeiden. Die meisten Konstrukteure benutzen als elastisches Zwischenglied entweder Leder-scheiben, die nach Fig. 3, Taf. 32, zwischen den beiden Kupplungshälften angeordnet und abwechselnd mit der einen und der anderen von diesen verbunden sind, oder Gummihülsen, die nach Fig. 4, Taf. 28, auf den Verbindungsbolzen der beiden Kupplungshälften sitzen. Die Nachgiebigkeit solcher Kupplungen ist aber in vielen Fällen keine sehr grosse, und der erwähnte Zweck wird von ihnen nur unvollkommen erfüllt. Zur Beschränkung der rotierenden Massen bildet man die eine Hälfte der Kupplung wohl auch als Bremsscheibe für die Lüftbremse (s. unter 4.) aus. Bei grossen Geschwindigkeiten sind die Kupplungen vollständig abzdrehen, um einseitiges Schlagen zu verhüten.

Der Motor für das Fahrwerk des Kranes wird am besten in der Mitte der Bühne vor dem einen Hauptträger auf Profileisen gestellt, welche zwischen diesem und dem zugehörigen Hilfsträger befestigt sind. Die durchgehende Fahrwelle ist genügend stark zu bemessen, das letzte Räderpaar, das die lose auf ihren Achsen sitzenden Laufräder (s. S. 136) dreht, doppelt anzuordnen. Durch den Antrieb des Fahrwerks von der Kranmitte aus wird die

durchgehende Fahrwelle nach beiden Seiten hin gleichmässig verdreht und einem Ecken oder Verfahren des Krangestelles am besten vorgebeugt, während bei seitlicher Anordnung des Motors die beiden ungleich langen Enden der Welle verschieden stark verdreht werden und das Gestell, wenn die Fahrwelle nicht äusserst kräftig gehalten ist, mit seiner einen Seite gegen die andere zurückbleibt. Doppelte Zahnkränze auf beiden Seiten eines jeden der angetriebenen Laufräder sind zu vermeiden, da Ungenauigkeiten in der Ausführung leicht Überlastungen einer Seite und bei nicht genügend kleiner Beanspruchung des Materiales mit der Zeit auch einen Bruch herbeiführen können.

4. Stütz-, Senk- und Anhaltvorrichtungen.

Die elektrischen Laufkrane mit einem besonderen Motor für jede Lastbewegung verlangen bei den jetzt üblichen grossen Geschwindigkeiten eine ganz besonders sorgfältige Ausbildung der Stütz-, Senk- und Anhaltvorrichtungen, und von der sicheren und zuverlässigen Wirkungsweise derselben hängt oft die Brauchbarkeit und Leistungsfähigkeit des ganzen Kranes ab. Der Zweck der Stütz- und Senkvorrichtungen ist der schon bei den Winden angeführte, nämlich die gehobene Last schwebend zu erhalten bzw. sie mit passender und möglichst gleichmässiger Geschwindigkeit niedergehen zu lassen. Neu sind bei den Kranen, soweit es sich nicht um das Anhalten einer niedergehenden Last handelt, die sogenannten Halt- oder Stoppvorrichtungen. Diese müssen erforderlichen Falles die vom Motor bewegte Last so schnell anhalten und also deren Bewegung in vertikaler oder horizontaler Richtung so stark verzögern können, dass dieselbe gerade an der gewünschten Stelle zur Ruhe kommt. Eigentlich brauchen diese Vorrichtungen also nur dann in Thätigkeit zu treten, wenn der Motor zu spät abgestellt wird und die Last, sich selbst überlassen, durch die Energie der dann noch in Bewegung befindlichen Massen über die gewünschte Endlage hinaus schnellen würde. In vielen Fällen besitzt aber der Führer nicht immer die nötige Zeit oder Geistesgegenwart, die Distanz, bis zu welcher die Last durch die Energie der auslaufenden Massen allein gebracht wird, richtig zu schätzen, und er muss nun durch die fraglichen Vorrichtungen die Energie vernichten, welche in den bewegten Massen bis zur beabsichtigten Endlage überschüssig vorhanden ist, und durch stärkere Verzögerung dieser Massen die Auslaufperiode in dem erforderlichen Grade verkürzen. Als bewegte Massen sind dabei nicht nur die Last und die rotierenden Teile des Windwerkes, sondern auch die des Ankers, bei dem Transport der Last in horizontaler Richtung auch die Massen des an der Verschiebung teilnehmenden Winden- und Krangestelles anzusehen.

Als Stütz-, Senk- und Haltvorrichtungen dienen bei den Kranen rein mechanische, rein elektrische oder mechanisch-elektrische Bremsen.

Die **rein mechanischen Bremsen** sind gewöhnliche Band- oder Backenbremsen, die entweder von Hand bzw.

Fuss oder selbstthätig von der Last angezogen werden. Die ersteren findet man für das verschiebbare Hub- und Querfahrwerk der Laufwinde jetzt nur noch wenig oder garnicht benutzt, da sie bei der meist gebräuchlichen Bedienung des Kranes von einem seitlichen Führerkorbe aus komplizierte Seil-, Kettenzüge und Gestänge zu ihrer Ein- und Ausrückung erforderlich machen, welche mit dem Anlasser in der Weise verbunden sein müssen, dass die Bremse rechtzeitig nach erfolgter Abstellung des Stromes angezogen und nicht zu früh beim Einschalten desselben gelüftet wird. Auch ist die Möglichkeit, dass sich die Züge und Gestänge festsetzen oder klemmen, nicht ausgeschlossen. Häufiger wird eine durch Fusstritt zu bethätigende Bremse für das Krahnfahrwerk angeordnet. Die Bremsscheibe ist dann gewöhnlich oberhalb des Führerkorbes auf der durchgehenden Fahrwelle, der Fusstritt im Korbe angeordnet. Der Vorteil solcher Bremsen besteht darin, dass sie beliebig starkes oder sanftes Anziehen gestatten, ihr Nachteil, dass sie eine besondere Bethätigung erfordern und die Bremsscheibe die rotierenden Massen vergrössert. Bei Anwendung von Backenbremsen werden zur Entlastung der Wellen natürlich stets solche mit zwei einander diametral gegenüber liegenden Backen zu benutzen sein. Bei grossen Umdrehungszahlen sind ferner alle Bremsscheiben vollständig abzdrehen, damit einseitige Schleuderkräfte vermieden werden. Als Haltbremse endlich müssen die Bremsen nach beiden Richtungen gleichmässig anziehen und sind deshalb als Summenbremse in ihrem Hebel auszubilden.

Die von der Last selbstthätig angezogenen mechanischen Bremsen werden von einzelnen Firmen gern für das Hubwerk, also zum Stützen und Senken der Last, benutzt. Der Motor muss bei ihnen den Lastniedergang bewirken, und die Bremse reguliert die Senkgeschwindigkeit oder hält die Last schwebend, wenn der Motor abgestellt ist. Centrifugalbremsen für die Regelung der Senkgeschwindigkeit zu benutzen, ist namentlich wegen der auf S. 96 angeführten Eigenschaft dieser Bremsen, die Geschwindigkeit mit der Grösse des Drehmomentes so zu ändern, dass schwere Lasten schneller als leichte gesenkt werden, also gerade umgekehrt, wie es die Zweckmässigkeit und Sicherheit verlangt, nicht angängig. Die allgemeine Wirkungsweise der hier vorliegenden Bremsen, die man gewöhnlich als Weston- oder Lamellenbremsen bezeichnet, ist ähnlich derjenigen der Drucklagerbremsen, wie wir sie bei den Schneckenflaschenzügen kennen lernten. Ein steiles Gewinde kuppelt durch seinen achsialen Druck und die durch ihn hervorgerufene Reibung zwischen einigen oder mehreren Platten das als Mutter ausgebildete Antriebsritzel mit seiner vom Motor angetriebenen Welle, sobald diese im Sinne des Lasthubes gedreht wird; die Last wird dann gehoben. Die Kupplung bleibt aber auch noch nach dem Stillsetzen des Motors bestehen, so dass die Last schwebend verbleibt. Dreht sich dagegen der Motor und die Welle im entgegengesetzten Sinne, so wird die erwähnte Kupplung gelüftet, und das Ritzel kann sich unter der niedergehenden Last solange drehen, als diese

sich nicht schneller wie die Welle bzw. der Motor bewegt. Will die Last und das Ritzel nämlich der Last voraneilen, so wird die genannte Kupplung von der letzteren wieder angezogen und diese in ihrem Niedergange solange verzögert, bis sich die Bremse wieder in genügendem Masse gelüftet hat. Die Senkbewegung der Last ist also vom Motor abhängig, und da dessen Geschwindigkeit durch Widerstände veränderlich gemacht werden kann, so ist auch eine entsprechende Änderung der Senkgeschwindigkeit möglich. Beim Niedergehen der Last verbraucht aber der Motor Strom, um die Reibungsarbeit in den Gewindegängen zu leisten, welche zur Verminderung des Anpressungsdruckes beim Lüften nötig und der Differenz zwischen dem Reibungsmoment der Bremse und dem Drehmomente der Last porportional ist.

Fig. 2a, Taf. 24, zeigt zunächst die Westonbremse eines 40 t Kranes von H. Rieche in Wetter a/Ruhr. Das Ritzel z_3 und dessen Welle besitzen 3gängiges Linksgewinde. Zur Anpressung dient die dem ersteren angegossene Scheibe a. Die Gegenscheibe b ist der Welle aufgekeilt und wird in einer Nut von einem Spannbande c umschlungen, das durch eine Schraube mit übergeschobener Spiralfeder f angezogen werden kann. a und b sind mit schmiedeeisernen Platten z armiert. Zwischen beiden liegt eine gusseiserne Sperrscheibe F, deren Kegel k durch die Stange h und die Bolzen x_1, x_2 mit dem Spannbande c verbunden ist. Wird die Welle vom Motor im Sinne des Lasthebens (in der Seitenansicht wie der Uhrzeiger) gedreht, so drängt einerseits das durch den Reibungsschluss von der Scheibe b anfänglich mitgenommene Spannband vermittelt der Stange h die Klinke k bis zur Begrenzung des Ausschlages durch den Stift y am Gegenarm von k nach aussen, um dann in dieser Lage bei weiterer Drehung der Welle zu verbleiben. Andererseits wird das bei Beginn der Drehung von der Last festgehaltene Ritzel z_3 mit seinem Gewinde auf der Welle nach rechts verschoben und seine Scheibe a gegen F, diese gegen b gepresst. Ist die Reibung zwischen den Scheiben genügend gross geworden, so nehmen diese auch an der Drehung teil, und die Last geht hoch. Beim Anhalten des Motors bleibt die Pressung der Scheiben gegeneinander noch bestehen, und diese drehen sich unter der Last nur soweit zurück, bis dass das nun wieder mitgenommene Band c den Sperrkegel k in die Zähne der Zwischenscheibe F eingelegt hat; dann bleibt die Last schwebend. Eine Lüftung der Bremsscheiben tritt erst ein, wenn der Motor sich rückwärts dreht (in der Seitenansicht entgegengesetzt zur Uhrzeigerbewegung) und die anfänglich durch die Anpressung und den Sperrkegel noch festgehaltene Scheibe a mit dem Ritzel nach links verschoben wird. Bei genügender Lüftung geht dann die Last herunter. Niemals aber kann sie der Welle voraneilen, da sonst wieder durch die nun eintretende relative Verdrehung und Verschiebung des Ritzels gegen die Welle jenes nach rechts gerückt und die Bremse angezogen würde.

Die Scheibe F ist beiderseits mit Schmiernuten versehen. Ein auf die Welle geschraubter Stellring begrenzt die Verschiebung des Ritzels beim Lüften der Bremse.

Die Nachteile der Westonbremsen bestehen nach Ernst¹⁾ unter anderen in der Möglichkeit, dass durch mangelhafte Wartung und Verschmutzen der Gewindegänge das Reibungsmoment mit der Zeit kleiner als das Lastmoment werden kann, wodurch die Last der Gefahr des Herunterstürzens ausgesetzt und die Regulierung des Lastniederganges aufgehoben wird. Der Sicherheit wegen sieht man deshalb neben der Westonbremse gewöhnlich noch eine elektromagnetische Lüftbremse (s. später) vor; die Regulierung des Lastniederganges geht aber unter den genannten Umständen auch dann verloren. Weiter wird bei der Westonbremse das Lastsenken oft stossweise unterbrochen und ruckweise wieder freigegeben, namentlich dann, wenn der Konstruktion nicht durch Lederscheiben oder vermehrte Scheibenzahl eine gewisse Nachgiebigkeit erteilt ist; endlich fällt die eine Sperrklinke nicht immer sicher und stossfrei ein.

Die Planbremse von Mohr & Federhaff, Maschinenfabrik in Mannheim, (D. R.-P. No. 30391) vermeidet die Sperrscheibe und -klinke der vorigen Konstruktion und besitzt Reibungs- und Gewindeflächen, welche, vollständig abgeschlossen gegen Schmutz und Staub, in einem besonderen Gehäuse liegen. Fig. 2, Taf. 35, zeigt die Ausführung der Bremse. An Stelle eines vollständigen Gewindes sind hier doppelte Schraubenflächen von entgegengesetzter Steigung den einander zugekehrten Nabenstirnseiten zweier Scheiben A und B eingearbeitet. Bei der Scheibe A, der das Ritzel z angegossen ist, sind $i_1 i_1$ die rechts- und $i_2 i_2$ die linksgängigen Schraubenflächen, die genau auf die entsprechenden Flächen der Scheibe B passen. Das Gleiche gilt für die Erhöhungen $o_1 o_1$ und Vertiefungen $o_2 o_2$ zwischen den Schraubenflächen. Als Gegenscheibe für A und B dienen der Boden C und Deckel D eines Gehäuses, die durch Schrauben s miteinander verbunden sind und durch die festgehaltenen Bolzen S an der Drehung verhindert werden. Die Rolle k stützt die Scheibe B, die ausserdem noch durch Leisten p am Gehäuserand zentriert wird. Der Welle sind zwei Federn f und f_1 eingesetzt. Die längere Feder f greift mit Spiel nach beiden Seiten in die Nuten der Scheiben B und A, die kürzere f_1 aber nur mit dem gleichen Spiel in B. Die zweite Nut in A hat nur den Zweck, diese Scheibe über f_1 vom Wellenende schieben zu können. Dem oberen Putzen m und dem Rohr am Deckel D schliesslich können Schmierbehälter aufgesetzt werden, deren Inhalt durch entsprechende Löcher und Nuten an die Reibungsflächen gelangen kann.

Die Wirkungsweise der Bremse ist die folgende. Wird die Welle vom Motor im Sinne des Lasthebens gedreht, so legen sich die Federn f und f_1 nach Durchlauf des Nutenspielraumes mit ihren betreffenden Seitenflächen gegen die Scheiben A und B und nehmen diese mit. Die Last geht dann hoch. Hört aber die Betriebskraft zu wirken auf, so dreht sich nur das Ritzel z mit der Scheibe A um den Spielraum seiner Nut gegen die Feder f unter

1) S. dessen Abhandlung „Kritik der neuen Senksperrbremsen für Krane“ in der Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1901, S. 1081.

dem Lastzuge zurück, während B stehen bleibt. Infolgedessen bewegen sich die betreffenden Schraubenflächen beider Scheiben aufeinander und pressen diese gegen den Deckel D und Boden C des Gehäuses, so dass bei genügender Reibung die weitere Rückwärtsdrehung verhindert und die Last schwebend erhalten wird. Beim Lastsenken muss die Welle vom Motor rückwärts gedreht werden und dieser behufs Lüftung der Bremse die Differenz zwischen dem Reibungsmoment und Lastmoment überwinden. Sobald endlich die schwebende Last abgenommen oder aufgesetzt wird, lüftet sich die Bremse von selbst wieder, indem die nun vom Lastzuge frei werdenden steilgängigen Schraubenflächen die Scheibe A aus ihrer Klemmlage zurückdrängen, während B durch die grössere Reibung seiner Lederbekleidung am Deckel D zurückgehalten wird. Die doppelten (links- und rechtsgängigen) Schraubenflächen lassen die Benutzung der Bremse für die Sperrung nach beiden Drehrichtungen zu.

Ist bei den vorstehenden Bremsen M_d das Drehmoment, welches die schwebende Last auf die Bremswelle ausübt, und M_b das Reibungsmoment der Bremse, so muss, wenn die Last gesperrt bleiben soll, $M_b \geq M_d$ sein. Andererseits muss der Motor beim Lastsenken die Differenz $M_b - M_d$ überwinden. Der durch die schwebende Last bzw. das Drehmoment M_d ausgeübte Achsialdruck N des Schraubengewindes bestimmt sich nun nach S. 42 aus der Gleichung

$$M_d = N \cdot R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho),$$

wenn R der mittlere Radius,

α der mittlere Steigungswinkel des Gewindes und

ρ der Reibungswinkel

ist. Der Druck N erzeugt weiter ein Reibungsmoment

$$M_b = \mu \cdot N \cdot r_b$$

mit r_b als mittlerem Radius der Bremsflächen und

μ als Reibungskoeffizient.

Für die Sperrung der Last ($M_b \geq M_d$) folgt somit als Bedingung

$$\mu \cdot N \cdot r_b \geq N \cdot R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

oder

$$\mu \cdot r_b - R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \geq 0,$$

während die vom Motor beim Lastsenken zu leistende Arbeit proportional

$$M_b - M_d = N[(\mu \cdot r_b - R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho))]$$

ist. Man ersieht, dass der Wert $\mu \cdot r_b - R \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$ im Interesse der sicheren Sperrung möglichst gross, dagegen mit Rücksicht auf möglichst geringen Stromverbrauch beim Lastsenken möglichst klein zu wählen ist. Diese einander gerade gegenüberstehenden Forderungen sind im Verein mit den unzuverlässigen Werten des Reibungskoeffizienten μ und Reibungswinkels ρ recht unangenehm für den Entwurf der vorliegenden Bremsen, und die richtige Wahl der Gewindesteigung und des mittleren Bremsflächenradius r_b ist nur auf Grund langer Erfahrungen möglich, wenn die Bremse gut funktionieren soll. Dabei ist auf nicht zu grosse Pressungen in den Gewindegängen und sorgfältige Schmierung der Bremsflächen stets Bedacht

zu nehmen. Aus der letzten Gleichung folgt schliesslich noch, dass die Motorleistung beim Senken mit der Grösse der Last wächst, da N mit M_d ab- und zunimmt.

Eine Lamellenbremse (D. R.-P. No. 110860), wie sie von der Vereinigten Maschinenfabrik Nürnberg und Maschinenbaugesellschaft Augsburg mit bestem Erfolge für ihre elektrischen Laufkrane verwendet wird, ist in Fig. 3, Taf. 35, dargestellt. Das Ritzel z, das wieder lose auf seiner Welle sitzt, hat hier kein Gewinde, sondern trägt nur die Lamellenscheiben F auf seiner verlängerten Nabe. Die eine Hälfte dieser Scheiben besteht aus Stahl und dreht sich mittelst zweier Federn f mit dem Ritzel, die andere Hälfte besteht aus Bronze und ist durch die Federn f_1 mit der Scheibe A gekuppelt. In der Längsrichtung können sich alle Lamellen frei verschieben. Die Scheibe A ist aussen mit Sperrzähnen versehen, und die beiden zugehörigen Klinken k sind im Gehäuse D gelagert. Die Welle trägt weiter am linken Ende durch Feder und Nut die Bronzebüchse m, die aussen mit Gewinde und Mutter n ausgestattet ist. Am rechten Ende nimmt die Welle durch den Ansatz x die Scheibe B mit, welche sich entweder beim Lastsenken mit einer Bronzebüchse auf A drehen kann oder beim Lastheben durch ihren Sperrkranz und ihre vier in A gelagerten Sperrklinken l diese Scheibe A zwingt, an der Drehung der Welle teil zu nehmen. Die Mutter n endlich wirkt bei ihrer Verschiebung nach rechts durch vier Stifte i auf die Druckplatte P der Lamellen, nimmt aber bei ihrer Drehung das Ritzel z durch den Bolzen g mit. Die Büchse m begrenzt die Verschiebung der Mutter nach links durch eine angegossene Scheibe, die sich gegen den Stellingring s legt.

Dreht der Motor die Welle und die Scheibe B im Sinne des Lasthebens, so wird das Ritzel z und die Bronzebüchse m zunächst von der Last zurückgehalten und daher die Mutter n mit den Stiften i auf der Welle nach rechts verschoben; diese Verschiebung bewirkt wieder die erforderliche Anpressung der Lamellen. Gleichzeitig hat die Scheibe B bei ihrer Drehung durch die Sperrklinken l die Scheibe A mitgenommen, diese aber die Segmente p nur solange, bis dass die Klinken k ausgerückt und in die für sie im Gehäuse D vorgesehenen Aussparungen gelegt sind. Alsdann erfolgt bei genügender Anpressung die Mitnahme des Ritzels und das Hochgehen der Last.

Beim Stillstand des Motors hält die Anpressung der Lamellen an, und es geht nur das Ritzel mit der Scheibe A soweit zurück, bis dass die von dieser nun wieder zurückgedrehten Segmente p die Klinken k in den Zahnkranz von A eingelegt haben. Dann bleibt die Last schwebend. Beim Senken der Last dreht sich der Motor und die Scheibe B im entgegengesetzten Sinne wie vorher. Die anfänglich mitgenommenen Segmente q rücken dabei die Klinken l aus, während die Scheibe A durch ihre äussere Verzahnung festgehalten wird. Durch das ebenfalls anfänglich noch stillstehende Ritzel z wird ferner die Mutter n zu einer Verschiebung nach links gezwungen, womit eine Lüftung der Lamellen und ein Niedergehen der Last verbunden ist. Während des Senkens tritt

wieder ein Schluss der Bremse ein, sobald die Last der Welle voraneilen will. Bei der grossen Lamellenzahl fällt aber die Arbeit zum jedesmaligen Lüften der Bremse beim Senken nicht bedeutend aus, da hierzu nach Ernst¹⁾ in der Hauptsache nur die Reibung zwischen der Scheibe B und der davor befindlichen Platte zu überwinden ist, während die übrigen Lamellen sich noch in relativer Ruhe zu einander befinden. Die Reibung an der hinteren Scheibe bildet aber nur einen geringen Bruchteil des ganzen Reibungsmomentes der Bremse.

Die Vorteile der Konstruktion bestehen deshalb vornehmlich in dem Umstande, dass das Reibungsmoment und die damit verbundene Sicherheit gegen einen Absturz der Last durch die Zahl der Lamellen beliebig gesteigert werden kann, ohne dass die vom Motor zu leistende Lüftarbeit für das Senken bedeutend ausfällt. Der Durch-

Aktiengesellschaft in Köln-Ehrenfeld ausgeführt werden, Fig. 137 auf S. 188 giebt einen Bremsmagneten für Drehstrom von der Gesellschaft für Elektrische Industrie in Karlsruhe. Die Elektromagnete sind hier als Solenoide mit eintauchendem Kern S ausgebildet, der beim Durchgang des Stromes in das Solenoid gezogen wird und mit seinem äusseren Auge an den Bremshebel unter Einschaltung eines Gestänges anschliesst. Für Gleichstrom ist nur ein Solenoid und Kern nötig, für Drehstrom können deren zwei oder drei angeordnet werden, je nachdem diese nur in einer oder allen drei Phasen des Stromes liegen. Für Drehstrom werden die Kerne ferner aus einzelnen Eisenblechen hergestellt, die an den Enden zur Erhöhung des Anzuges abgeschrägt und in ein Gussstück B eingesetzt sind. Das gleiche ist bei den Gegenstücken C der Fall; die

Fig. 135.

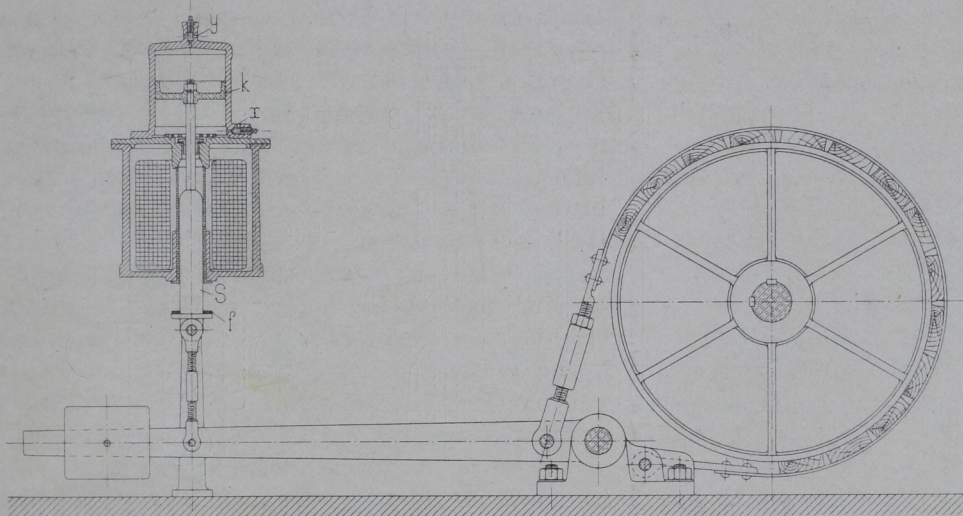
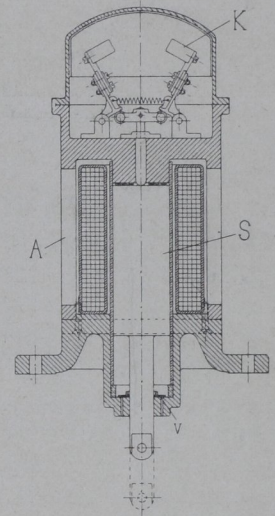


Fig. 136.



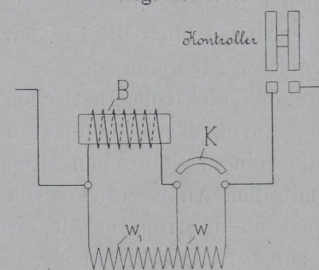
messer der Kupplung wird selbst für schwere Lasten nicht unverhältnismässig gross, die grosse Lamellenzahl verleiht ihr die gewünschte Nachgiebigkeit.

Für den Fall, dass leichte Lasten und namentlich der leere Haken bei gelüfteter Bremse nicht von selbst heruntergehen, nimmt die Welle durch den auf der Buchse m befestigten Arm a nach Durchlauf des vorgesehenen Lüftungsspielraumes die Mutter n und das Ritzel z mit, indem er sich gegen den Ansatz b der Mutter legt.

Die **mechanisch-elektrischen Bremsen** sind Lösungs- oder Lüftbremsen mit Gewichts- oder Federbelastung, die durch einen Elektromagneten nur dann gelüftet werden, wenn der Betriebsstrom den Magneten beim Anlassen des Motors durchfliesst. Beim Abstellen des letzteren oder bei irgend einer anderen Unterbrechung des Stromes wird die Bremse durch ihre Belastung von selbst wieder angezogen.

Die Textfiguren 135 u. 136 zeigen Bremsmagnete für Gleichstrom, wie sie von der Union Electricitäts-Gesellschaft in Berlin bzw. Helios Electricitäts-

Fig. 136 a.



Bolzen s dienen den Kernen zur Führung. Um das Einfallen der Bremse zu mildern, versieht man die Elektromagnete mit sogenannten Hubdämpfern, die in Luft- oder Ölkatarakten bestehen. In Fig. 135 ist z. B. der nach oben verlängerte Eisenkern S mit einem kleinen Kolben k und dem zugehörigen Cylinder versehen. Beim Niedergang des Kernes muss der Kolben die unter ihm befindliche Luft durch die kleine Öffnung x verdrängen, während er über sich eine Luftverdünnung herstellt; beides bewirkt eine Bremsung des niederfallenden Kernes und Hebels. Beim Hochgehen des Kernes hat der Kolben k die Luft unten wieder anzusaugen und den Gegendruck

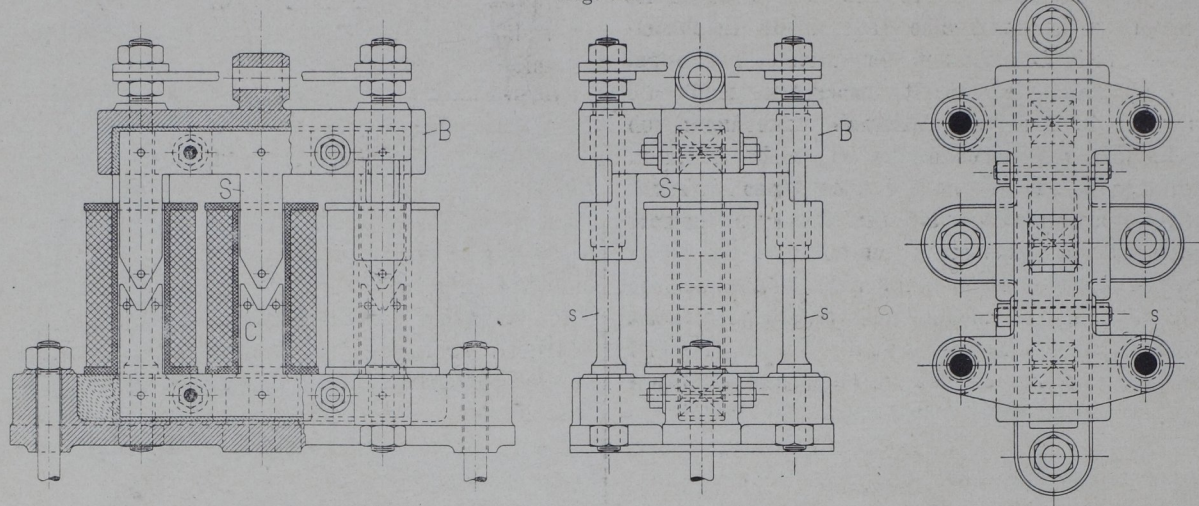
1) S. die Anmerkung auf S. 185.

der inzwischen über dem Kolben durch die Öffnung y eingetretenen Luft zu überwinden. Bis zu einem gewissen Grade wird hierdurch auch das Anziehen des Bremshebels (s. weiter unten) geregelt. Die Lederscheibe f schliesslich verhütet ein zu hartes Anschlagen des Kernes am Schluss des Hubes. In Fig. 136 ist in dem unteren Teile des Solenoid-Gehäuses ein einfaches Gummiklappenventil v angebracht, das beim Hochgehen des Kernes S Luft eintreten lässt, während es sich beim Niedergehen desselben selbstthätig schliesst. Neben den Hubelektromagneten kommen auch solche mit drehender Bewegung des Kernes zur Ausführung; die Einwirkung auf den Bremshebel bleibt dabei die gleiche.

Die eigentliche Bremse wird auch hier entweder als Band- oder doppelseitige Backenbremse ausgeführt. Um die rotierenden Massen zu beschränken, benutzt man

Früher und auch zum Teil noch jetzt legte man bei Serienmotoren den Elektromagneten in den Hauptstrom. Dies hat aber den Nachteil, dass die Bremse bei schwacher Belastung des Triebwerkes nur sehr wenig gelüftet und beim Anheben schwerer Lasten schon gelüftet wird, ehe der Motor genügend erregt ist und anzieht. Die Folge ist, dass in jenem Falle unnötig Strom für den auftretenden Bremswiderstand verbraucht wird, in diesem Falle die Last sich für kurze Zeit selbst überlassen bleibt und heruntergeht, wenn dies nicht durch eine zweite Bremse verhütet wird. Man legt deshalb jetzt für gewöhnlich den Elektromagneten in den Nebenschluss. Er empfängt dann nicht mehr den vollen, mit der Belastung sich ändernden Ankerstrom, sondern bei gleichbleibender Spannung immer eine nur von den Widerständen des Solenoids abhängige Stromstärke. Zum

Fig. 137.



vielfach die eine Hälfte der elastischen Kupplung, welche Motor- und Schneckenwelle verbindet, als Bremsscheibe. Durch Verschieben des Gewichtes oder durch Einstellen der Feder am Bremshebel muss die Bremswirkung natürlich immer geregelt werden können.

Die Vorteile der elektromagnetischen Lüftbremsen bestehen zunächst darin, dass sie keiner besonderen Betätigung wie die rein mechanischen Bremsen bedürfen, da die Bremse mit dem Anlasser so verbunden ist, dass ihr Elektromagnet stets Strom erhält, wenn sich der Motor bewegen soll. Ferner bilden sie, da die Bremsen auch bei jeder unbeabsichtigten Stromunterbrechung, wie sie z. B. durch Schmelzen einer Bleisicherung, Bruch eines Leitungsdrahtes, durch mangelhafte Abnehmerkontakte usw. entstehen kann, einfallen, eine sofort wirkliche Sicherheit gegen das Herunterstürzen der Last in solchen Fällen. Die Verwendung der Bremsen erstreckt sich dabei meistens nur auf das Anhalten und Feststellen der Last, also auf die Abbremsung der Massenkräfte des auslaufenden Ankers und der sonstigen Triebwerk- und Gestellteile. Zum Senken der Last dienen die vorliegenden Bremsen seltener, da ein langsames Senken und das hierzu erforderliche mässige Lüften der Bremsen schwer zu ermöglichen ist.

Senken kann die Bremse dann nicht mehr benutzt werden; eine zweite Bremse ist also hier unbedingt erforderlich.

Ein Übelstand der Elektromagneten bildet der Umstand, dass ihre Zugkraft während des Kernhubes nicht konstant ist, sondern mit dem Quadrate der Entfernung des Kernes von seinem Gegenstück abnimmt. Infolgedessen ist die Zugkraft beim Anziehen des Bremshebels zuerst am kleinsten und wird dann mit der Abnahme des erwähnten Zwischenraumes immer grösser, um schliesslich bei vollständig gelüfteter Bremse und Berührung von Kern und Gegenstück am grössten zu werden. Daraus ergibt sich zunächst für Gleichstrommagnete, die im Nebenschluss liegen und immer die gleiche Stromstärke empfangen, der Nachteil, dass sie, entsprechend der zu Anfang des Hubes geäusserten kleinsten Zugkraft, die doch auch den Bremshebel muss anheben können, unverhältnismässig gross genommen werden müssen, widrigenfalls sie schlecht anziehen oder bald verbrennen. Die Elektrizitäts-Aktiengesellschaft Helios in Köln-Ehrenfeld versieht deshalb ihre Magnete nach Fig. 136 auf S. 187 mit einem Schalter K, der durch einen Stift im letzten Teile des Hubes vom Kerne S geöffnet wird und der einen Widerstand w (Fig. 136a) in den Nebenstromkreis einschaltet. Eine Feder schliesst

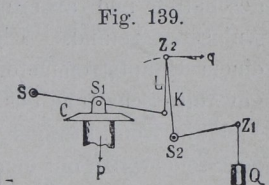
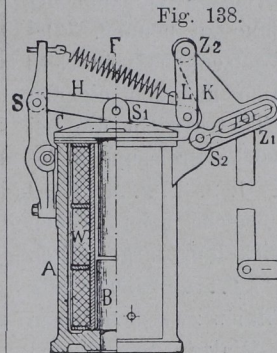
den Schalter bei der Stromunterbrechung wieder und schaltet so den Widerstand w wieder aus. Beim Anheben des Bremshebels geht hier also der volle Strom über K (Fig. 136a) durch die Wicklungen des Bremsmagneten B . Gegen Schluss des Hubes aber, wo der Magnet nicht mehr die volle Stromstärke braucht, um dieselbe Zugkraft wie zu Anfang zu äussern, wird der Strom durch den jetzt eingeschalteten Widerstand w nur teilweise in die Wicklungen des Bremsmagneten gelangen. Ein zweiter Widerstand w_1 ist der Wicklung dauernd vorgeschaltet, um die Selbstinduktion des Magneten beim Ausschalten aufzunehmen. Oberingenieur Rosenberg¹⁾ erzielt eine ähnliche Wirkung dadurch, dass er nur beim Einschalten des Motors die Wicklungen des Bremsmagneten an die volle Spannung legt, während sie nach dem Anlassen nur unter halber Spannung stehen und deshalb nur ein Viertel der Anlaufenergie verzehren.

Für Elektromagnete, die im Hauptstrom liegen, ist der vorerwähnte Umstand ohne Nachteil, da die Stromstärke hier nach dem Lüften der Bremse von selbst kleiner wird. Auch bei Drehstrommagneten bleibt die Stromstärke, die hier fast vollständig unabhängig von dem Widerstand der Solenoidspule ist, nicht konstant, sondern ändert ihre Grösse nach der jeweiligen Zugkraft, wie sie bei bestimmter Windungszahl der Zwischenraum zwischen Kern und Gegenstück liefert.

Das Drehmoment weiter, welches die nicht konstante Zugkraft eines Elektromagneten beim Lüften der Bremse auf deren Hebel hervorruft, wirkt durch seine Veränderlichkeit ungünstig auf die Magnetwicklungen und das Triebwerk ein.

Schuckert & Co. in Nürnberg begegnen diesem Übelstande, indem sie ihre Bremsmagnete mit einem Kniehebelwerk (D. R.-P. No. 116993) versehen, das durch seine während des Anhubes wechselnde Übersetzung ein annähernd konstantes Moment der veränderlichen Zugkraft auf den Bremshebel ergibt. Fig. 138 u. 139 des Textes zeigen die Ausführung. A ist der gusseiserne Topf, in dem sich die drei hintereinander geschalteten Magnetwicklungen W mit dem Cylinder B und einem Polstück befinden. Der Anker C , der um S drehbar ist, wird beim Lüften der Bremse oben in die Magnetwicklung hineingezogen, nach Unterbrechung des Stromes aber durch die Feder F wieder in die abgehobene Lage zurückgedreht. Er wirkt nicht direkt auf den Bremshebel ein, sondern ist durch die Stange L , den Winkelhebel K und eine weitere Stange mit demselben verbunden. Der Winkelhebel hat seinen Drehpunkt in S_2 , die zum Bremshebel führende Stange nimmt er mit dem Zapfen Z_1 in einem Schlitz auf, damit man den Hub des Bremshebelgewichtes Q (Fig. 139) bei konstanter Hubarbeit beliebig verändern kann. Obwohl nun die magnetische Zugkraft p , während der Anker in den Topf gezogen wird, schnell wächst, bleibt doch die Kraft q und damit auch das an dem Winkelhebel K angreifende Drehmoment annähernd konstant, weil mit wachsender Kraft p das Hebel-

verhältnis zwischen Last und magnetischer Zugkraft immer kleiner wird. Der Zapfen Z_2 wird durch einen excentrischen Bolzen gebildet, welcher eine Verlängerung der Stange L um einige Millimeter gestattet, um das Übersetzungsverhältnis bei angezogenem Deckel nach Bedarf etwas verändern zu können. Die vier Gelenke werden nur einseitig beansprucht, und deshalb dürfen die Zapfen Spielraum haben. Unter dem Deckel des Ankers sind zwei Anschlagstifte aus Messing angebracht,



deren Länge so bemessen ist, dass bei vollständiger Ausnutzung der Hubarbeit ein Kleben des Deckels nach dem Ausschalten des Stromes verhindert wird.

Für Drehstrom bauen Schuckert & Co. kleine Drehstrommotoren mit Kurzschlussanker als Bremsmagnete. Auf der Achse derselben sitzt ein Ritzel, welches in ein darüber befindliches halbkreisförmiges, grösseres Zahnsegment eingreift. An dem letzteren befindet sich weiter die Kurbel, welche, in einem Schlitz verstellbar, den Zapfen der zum Bremshebel führenden Lasche aufnimmt. Beim Einschalten macht der Motor etwa 4 Umdrehungen und wird hierauf durch einen federnden Anschlag unter Strom festgehalten. Während dieser Umdrehungen dreht das Ritzel das Zahnsegment um ca. 90 Grad nach links oder rechts, je nachdem der Motor links oder rechts herum läuft, und zieht den Bremshebel hoch. Damit die in den Stäben des Kurzschlussankers entwickelte Wärme, welche während des Stillstandes des Motors bei hochgezogenem Bremshebel zu langsam abgeführt wird, die Magnetwicklungen nicht gefährdet, ist fast der ganze Widerstand des rotierenden Teiles auf eine von der Feldwicklung entfernte Stelle konzentriert; hier kann die vom Strom erzeugte Wärme frei ausstrahlen.

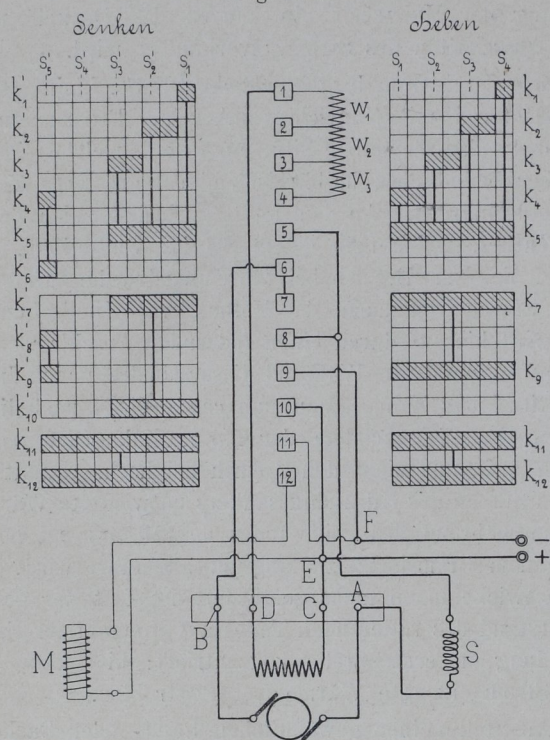
An Stelle einer gewöhnlichen Band- oder Backenbremse werden auch Sperrrad-Lüftbremsen für den Hubmotor benutzt. Da dieselben nur den Niedergang der Last sperren, den Hochgang derselben aber stets freigeben, so ist die elektromagnetische Lüftbremse dann nur beim Lastsenken zu lösen. Der Stromverbrauch für das Lüften der Bremse beschränkt sich also hier auf das Lastsenken. Bei sehr grossen Geschwindigkeiten werden aber solche Sperrrad-Lüftbremsen nur neben einer elektrischen Nachlaufbremse verwendet, da man sonst die Last beim Heben oft nicht schnell genug zur Ruhe bringen oder nicht genau einstellen kann. Auch bieten Sperrrad-Lüftbremsen für den Hubmotor die Möglichkeit,

¹⁾ S. „Zeitschrift für Elektrotechnik“, Jahrgang 1902, Heft 29.

kleine Lasten, welche sonst entsprechend schneller als schwere vom Hauptstrommotor gehoben werden, langsam hochgehen zu lassen. Es ist dies natürlich nur durch Vorschalten eines reichlichen Widerstandes in den Anfangsstellungen des Anlagers möglich, sollen Stromstöße auf das Netz vermieden werden. Schwere Lasten würden dann aber in den Anfangsstellungen den Motor rückwärts treiben, wenn dies eben nicht durch die Sperrradbremse verhütet würde.

Von den **rein elektrischen Bremsen** ist zunächst die sogenannte Kurzschlussbremse zu nennen. Bei ihr wird der Motor während des Lastsenkens vom Netz geschaltet und arbeitet als Dynamo auf den eigenen Anlasswiderstand. Fig. 140 des Textes giebt die bei einem Hauptstrommotor für eine solche Bremsung meist gewählte Schaltung des Kontrollers. 1, 2, 3 11, 12 sind die Kontaktfinger (s. S. 113), welche beim Drehen der Steuerwalze mit den in der Abwicklung dargestellten Kontaktstücken $k_1, k_2, \dots$ bzw. $k'_1, k'_2, \dots$ in Berührung kommen. Die starken Verbindungslinien zwischen diesen Stücken deuten die im Innern der Walze angeordneten

Fig. 140.



Stromleitungen an, welche durch Kontaktschrauben mit den der Walze aufgesetzten Kontaktstücken in Verbindung stehen. Die in der Figur dargestellte Lage der Kontaktstücke bzw. des abgewickelten Walzenumfangs entspricht dem Stillstande des Motors, wo der Strom ausgeschaltet ist und die Last durch die im Nebenschluss liegende, geschlossene Lüftbremse gehalten wird. Beim Heben der Last kommen die rechts, beim Senken die links angegebenen Kontaktstücke mit den Kontaktfingern in Berührung; in beiden Fällen wird aber stets die Lüftbremse gelöst, indem der Nebenstrom von E durch den

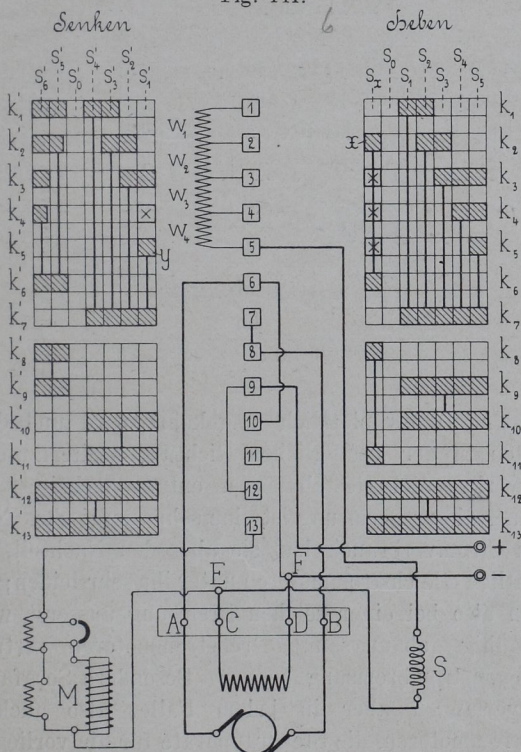
Bremsmagneten M über 12, die Kontaktstücke k_{12}, k_{11} bzw. k_{12}', k_{11}' nach 11 und F in die Hauptleitung zurückgeht. Bei der Hubstellung s_1 weiter ist der Stromlauf der folgende: +, E, C, durch die Feldwicklung, D, über 1 durch die sämtlichen Anlasswiderstände nach 4, über k_4, k_5 nach 5, durch die Bläerspule S nach A, durch den Motoranker nach B und 6, 7, über $k_7, k_8, 9$ nach F in die — Leitung zurück. Bei den nächsten Hubstellungen s_2, s_3 und s_4 wird der Reihe nach der Widerstand w_8, w_2 bzw. w_1 ausgeschaltet, indem der in der angegebenen Weise verlaufende Strom nun nicht mehr über 4, sondern über 3, 2 bzw. 1 nach 5 geht. Bei der Schlussstellung s_4 ist also der ganze Widerstand ausgeschaltet. Für die Senk- und Bremsstellungen s'_1 bis s'_8 ist der Motor bei 9 vom Netz getrennt, da diesem Finger für die genannten Stellungen kein Kontaktstück gegeben ist. Der Motor ist jetzt kurz geschlossen und wird von der heruntergehenden Last als Dynamo angetrieben, dabei einen in sich verlaufenden Strom von der folgenden Richtung erzeugend: C, Feldwicklung, D, über 1, k'_1, k'_5 nach 5, durch die Bläerspule S nach A, durch den Anker über B, 6, 7, $k'_7, k'_{10}, 10$, E nach C zurück. Das Moment der elektromotorischen Kraft, welche der fragliche Strom erzeugt, ist im Verein mit dem Moment der sonstigen Widerstände dem Lastmomente gleich. In der Stellung s'_1 geht die Last nur ganz langsam nieder, da kein Widerstand in den Stromkreis geschaltet ist. Dies geschieht erst in den Stellungen s'_2 und s'_8 , wo w_1 bzw. $w_1 + w_2$ den Stromdurchgang erschweren. Die dann zur Stromerzeugung nötige Steigerung der elektromotorischen Kraft kann nur durch entsprechende Steigerung der Senkgeschwindigkeit der Last, also durch schnelleres Senken erzielt werden. Die Einschaltung der Widerstände hat also hier eine Zunahme der Senkgeschwindigkeit zur Folge. Die Stellung s'_1 dient zum Senken der schwersten Lasten, diejenige s'_2, s'_8 für entsprechend leichtere. In der Stellung s'_4 ist der Motor ganz vom Netz getrennt und nur die Lüftbremse geöffnet. Geht bei dieser Stellung die Last noch nicht von selbst herunter, so wird derselben in der folgenden Stellung s'_5 ein schwacher Stromstoß aus dem Netz gegeben, der von + über E, C, die Feldwicklung, D nach 1, dann durch die Widerstände w_1 bis w_8 über 4, $k'_4, k'_6, 6$, B, den Anker, A, die Bläerspule S nach 8, und endlich über $k'_8, k'_9, 9$, F nach — geht. Zu beachten ist, dass bei der Kurzschlussbremsung die Feldwicklung des Motors bei allen Stellungen des Controllerhebels immer in derselben Richtung vom Strom durchlaufen wird, da sonst der remanente Magnetismus der Magnete vernichtet und diese unpolarisiert werden.

Die vorstehende Bremschaltung hat den Nachteil, dass die Bremswirkung erst dann eintritt, wenn der Motor als Dynamo erregt ist. Hierzu muss er aber eine gewisse Umdrehungszahl besitzen, und solange er diese nicht erreicht hat, geht die Last frei herunter. Dieser Übelstand macht ein langsames Senken auf kurze Strecken unmöglich. Deshalb giebt man dem Hauptstrommotor wohl bisweilen eine zusätzliche Nebenschlusswicklung,

die mit dem Magneten der Lüftbremse in demselben Stromkreise liegt. Die Magnete des Motorankers sind dann bei dessen Schaltung als Dynamo von vorneherein erregt, und die Bremswirkung tritt sofort ein. Die Nebenschlusswicklung, welche zwar wenig Strom verzehrt, immerhin aber die Eigenschaften des Hauptstrommotors beeinflusst, lässt man mit Rücksicht auf die Induktionswirkung, welche sie beim jedesmaligen Ausschalten hervorruft, während kleiner Pausen am Netz liegen und schaltet sie nur während längerer Betriebsunterbrechungen ab. Häufiger findet man in neuerer Zeit zur Vermeidung des oben genannten Übelstandes der einfachen Kurzschlussbremse die Feldwicklung des Motors bei der ersten oder sogar allen Bremsstellungen direkt ans Netz gelegt und den Hauptstrommotor zu einem Nebenschlussmotor umgeschaltet. Da der letztere, sobald er eine gewisse, die sogenannte kritische, Umdrehungszahl erreicht hat und seine elektromotorische Gegenkraft die Klemmenspannung übersteigt, ohne weiteres als Dynamo arbeitet, so wird er beim Anlauf für das Senken, wo ihn die niedergehende Last und ausserdem noch der Netzstrom als Motor antreibt, sehr schnell zum Dynamo und also auch sogleich seine Bremswirkung auf die Last äussern.

In Fig. 141 des Textes ist das Schaltschema eines Kontrollers mit einer solchen neueren Bremsschaltung

Fig. 141.



dargestellt. Dieselbe wird von der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft Helios in Ehrenfeld-Köln ausgeführt. Der Bremsmagnet M der Lüftbremse liegt auch hier im Nebenschluss, der für alle Hubstellungen die Bremse lüftet und, von dem mit der + Leitung in Verbindung stehenden Finger 9 abzweigend, über 12, k_{12} , k_{18} (bzw. k_{12}' , k_{18}'), 13, durch M nach E geht, welcher

Punkt durch C, die Feldwicklung, D, F mit der — Leitung in Verbindung steht. Die Hubstellungen s_1 bis s_6 bieten ferner gegenüber der Anordnung in Fig. 140 auf S. 190 nichts neues. Der Strom verläuft z. B. für die Stellung s_1 von + über 9, k_9 , k_{10} , 10 nach 6, geht von hier über A, den Motoranker, B, 8, 7, k_7 , k_1 nach 1, durchströmt die sämtlichen Widerstände w_1 bis w_4 und gelangt von 5 durch die Bläerspule S, E, C, die Magnetwicklung, D, F zur — Leitung zurück. In den Stellungen s_2 , s_3 ... werden der Reihe nach die Widerstände w_1 , w_2 ... ausgeschaltet, bis dass der Hauptstrommotor schliesslich bei der Stellung s_6 ganz ohne Vorschaltwiderstand arbeitet. Neu sind für die Hubseite der Controllerwalze hier die Aus- bzw. Nachlauf-Schaltstellungen s_0 und s_x . Die erstere gestattet ein vollständiges Auslaufen durch die Energie der nach dem Abstellen des Motors zu Ende der Hubperiode noch in Bewegung befindlichen Massen, da bei ihr der Motor ganz vom Netz abgeschaltet und nur die Bremse gelüftet ist. Bei der Stellung s_x dagegen wird die Auslaufperiode verkürzt, indem der noch immer bei 9 vom Netz getrennte Motor nun durch die auslaufenden Massen als Dynamo in der bisherigen Drehrichtung weiter angetrieben wird und dabei auf den eigenen Widerstand arbeitet. Der erzeugte Strom verläuft hierbei entgegengesetzt wie früher im Motoranker, nämlich von diesem über A, 6, k_6 nach dem Kontaktstück x und dem Finger 2, von dort durch die Widerstände w_2 bis w_4 über 5 durch die Bläerspule S nach E, und weiter über C, die Feldwicklung, D, F, 11, k_{11} , k_8 , 8, B nach dem Anker zurück. Durch Versetzen des Kontaktstückes x auf eines der darunter befindlichen, mit X bezeichneten Felder können erforderlichen Falles, wenn der Kran z. B. zu Montagen benützt wird, auch noch die Widerstände w_2 , w_3 und sogar alle Widerstände für die genannte Nachlaufstellung ausgeschaltet und so die Lasten gegen Ende des Hubes fast augenblicklich nach Abstellung des Motors angehalten werden.

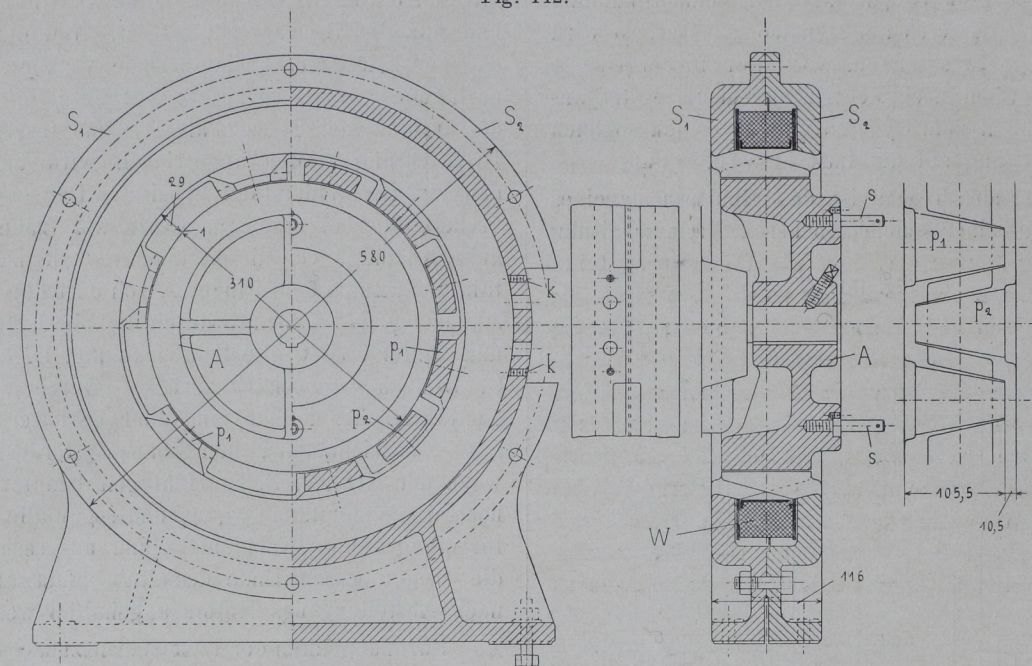
Für das Senken der Last dienen zunächst die Schaltstellungen s_1' bis s_4' , und zwar die erste für die schwersten Lasten, die folgenden für entsprechend leichtere. Die Magnetwicklung des Motors, der nun als Nebenschlussmotor oder nach der Erreichung der kritischen Umdrehungszahl als Nebenschlussdynamo arbeitet, liegt direkt am Netz. Der Ankerstrom, der vom Netz an den Motor bzw. vom Dynamo an das Netz abgegeben wird, verläuft dabei von + über 9, 12, k_{12}' , k_{13}' , 13, durch den Bremsmagnet M nach E, dann durch die Bläerspule S über 5, y, k_7' , 7, 8, B, den Motoranker, A nach 6, und schliesslich von hier über 10, k_{10}' , k_{11}' , 11 und F in die — Leitung zurück. Der Strom für die Magnetwicklung zweigt von E ab und geht über C, D nach F. Während des Senkens unterstützen sich dabei der Nebenschlussmotor und Nebenschlussdynamo in der Weise, dass sofort, wenn die Wirkung des letzteren nachlässt und zum Schliessen der Bremse führt, der erstere wieder in Thätigkeit tritt und durch den dem Netz entnommenen Strom die Bremse wieder lüftet. Das Kontaktstück y kann auch hier auf das darüberliegende gekreuzte

Feld gesetzt und so der Widerstand w_4 behufs Erhöhung der Senkgeschwindigkeit schwerer Lasten eingeschaltet werden. Für die Schaltstellungen s_3' , s_8' und s_4' wird dasselbe bei entsprechend leichteren Lasten durch das allmähliche Vorschalten der weiteren Widerstände w_8 , w_2 und w_1 erreicht. Die Stellung s_0' trennt den Motor wieder ganz vom Netz und lüftet nur die Bremse. Lasten, welche dann noch nicht von selbst heruntergehen, werden bei den Schaltstellungen s_5' und s_6' durch den Motor heruntergelassen, der nun aber wieder als Hauptstrommotor arbeitet und einen Strom empfängt, der von + über 9, k_0' , k_8' , 8, B, den Motoranker, A, 6, k_6' , k_2' , 2, durch die Widerstände w_2 bis w_4 , 5, die Bläerspule S, E, C, die Feldwicklung, F nach — geht; der Bremsmagnet liegt wie beim Heben im Nebenschluss. Bei der Stellung s_6' bleibt nur noch der Widerstand w_4 eingeschaltet.

die normale Umdrehungszahl des Motors und wird durch Vorschalten von Widerständen nur noch vergrößert. Eine Verminderung der Senkgeschwindigkeit ist also hier ohne weiteres nicht zu erzielen, sondern kann nur durch künstliche Belastung während des Senkens ermöglicht werden. Zur Einleitung der Senkbewegung wird der Drehstrommotor einfach auf Rückwärtslauf geschaltet. Bei Lasten, welche die Nebenhindernisse des Triebwerks und Motors überwinden, wird derselbe dann unter dem Lastantrieb bald zum Dynamo, der Strom ins Netz liefert, bei kleineren Lasten dagegen, welche das Triebwerk nicht durchziehen, arbeitet er als Motor auch beim Senken. Nach dem Abstellen des letzteren hält eine elektromagnetische Lüftbremse die Last schwebend.

Eine weitere rein elektrische Bremsung ist die durch Gegenstrom, bei welcher die Drehrichtung des noch

Fig. 142.



Als Vorteile der rein elektrischen Bremsen an Hauptstrommotoren sind zu nennen: die durch Fortfall jedes Mechanismus und durch blosse Einfügung entsprechender Schaltstellungen auf dem Controller erzielte Einfachheit, ferner der fast vollständig aufgehobene Stromverbrauch für das Senken, und endlich die Verhütung des Durchgehens der Last durch den Nebenschlussmotor bezw. -dynamo während der Senkstellung s_1' bis s_4' . Andererseits verlangen die vorliegenden Bremsen gut eingeschulte Kranführer und sorgfältige Wartung.

Bei Drehstrommotoren ist die Kurzschlussbremse nicht anwendbar. Diese Motoren besitzen aber wie die Nebenschlussmotoren die Eigenschaft, beim Antriebe durch die niedergehende Last und bei Überschreitung einer gewissen Umdrehungszahl, bei welcher die Schlüpfung Null wird, ohne weiteres als Dynamo zu arbeiten. Die Umdrehungszahl, die auch dann an eine obere Grenze gebunden ist und also die Maschine nicht durchgehen lässt, steigt aber als Dynamo um die doppelte Schlüpfung über

laufenden Motors plötzlich umgekehrt wird und dieser also den in der anfänglichen Richtung weiterlaufenden Triebwerks- und Gestellmassen entgegenarbeitet. Die Wirkung dieser Bremsung ist eine sehr energische. Neben hohem Stromverbrauch hat sie aber den Nachteil, dass namentlich Gleichstrommotoren unter ihr sehr leiden; diese müssen also bei einer solchen Bremsung äusserst widerstandsfähig gebaut sein. Drehstrommotoren vertragen die Gegenstrombremsung besser. Besondere Sorgfalt im Bau verlangen aber in jedem Falle, also auch bei Drehstrommotoren, die Steuerapparate für die vorliegende Bremsung, wenn schädliche Funken vermieden werden sollen. Gegenstrombremsung wird seltener beim Lastsenken als beim Fahren benutzt.

Eine dritte Art elektrischer Bremsen bilden die Wirbelstrombremsen. Fig. 142 des Textes zeigt die Ausführung derselben an einem Modell von Gebr. Körting in Körtingsdorf vor Hannover. Es besteht aus einem feststehenden Elektromagneten und einem rotierenden

Anker. Das Magnetsystem wird durch zwei Scheiben S_1, S_2 gebildet, welche die Magnetwicklung W zwischen sich haben und mit abwechselnd ineinander greifenden zungenförmigen Magnetpolen p_1, p_2 versehen sind. Der Anker A sitzt fest auf der Motor- oder Triebwerkswelle. Wird Strom durch die Magnetwicklung geleitet, so werden die Magnetpole erregt, und in dem innerhalb derselben rotierenden Anker entstehen sogenannte Wirbelströme. Diese üben, da die zu ihrer Erzeugung nötige Arbeit vom Motor oder der sinkenden Last verrichtet werden muss, eine hemmende oder bremsende Wirkung auf die Welle aus, die mit der Stärke der Erregung und der Umdrehungszahl zunimmt. Die Öffnungen k, k dienen zur Befestigung des Klemmbrettes.

Die Wirbelstrombremsen bilden nach Rosenberg¹⁾ ein wertvolles Bremsmittel für Giessereikrane. Beim Heben von Pfannen mit flüssigem Eisen, sowie beim Herausheben der Modelle aus den Formen gestatten sie eine äusserst präzise und sanfte Bewegung. Es ist zweckmässig, die Erregung der Bremse vom Kontroller zu trennen und dieselbe entweder durch einen Fuss- oder Handausschalter zu bedienen. Man hat es dann in der Hand, die Bremse nach Bedarf entweder nach Abschalten oder auch noch bei eingeschaltetem Motor zu erregen, und insbesondere das letztere gestattet, wenn der Kontrollerhebel des Motors auf einer der Widerstandsstufen steht, eine ungemein vorsichtige Bewegung, wie sie mit einer anderen Bremsung nicht zu erzielen ist. Ebenso sanft gestaltet sich das Anfahren, wenn man vor Stellen des Anlagers auf die erste Stufe die Bremse erregt. Das Anlaufen wird nicht gehindert, wie es bei einer mechanischen Bremse geschehen würde, weil das Drehmoment hier von der Tourenzahl selber abhängt und bei geringer Tourenzahl niedriger als bei hoher ist. Für das Senken der Last unter Benutzung des Eigengewichtes leistet die Bremse selbstverständlich die gleichen Dienste.

5. Elektrische Ausrüstung.

Die **Motoren** der vorliegenden Krane sind Haupt- oder Drehstrommotoren. Hauptstrommotoren besitzen neben einem grossen Anzugsmoment die schätzenswerte Eigenschaft, ihre Umdrehungszahl mit abnehmender Last selbstthätig zu steigern, leichte Lasten also schneller zu heben als schwere (der leere Haken geht 2- bis 4mal so schnell hoch als die Maximallast). Diese Eigenschaft kommt der Leistungsfähigkeit des Kranes, namentlich bei angespanntem Betriebe und grossen Hubhöhen, zu gut, zumal auch die bei Gleichstrom mögliche Kurzschlussbremse nicht nur eine entsprechende Steigerung der Senkgeschwindigkeit, sondern auch eine passende Regulierung derselben ermöglicht. Drehstrommotoren stehen den Hauptstrommotoren hinsichtlich des Anzugsmomentes nicht nach, dagegen sind die Geschwindigkeiten, mit denen der leere Haken und die grösste Last gehoben werden, nur wenig voneinander verschieden. Auch ist eine zweckmässige Bremsung für die niedergehende Last bei ihnen nur umständlich zu erzielen. Drehstrommotoren

können deshalb bei angespanntem Betriebe und grossen Hubhöhen der Krane die gleiche Leistungsfähigkeit wie Gleichstrommotoren nur dann erreichen, wenn sie die Maximallast mit grösserer Geschwindigkeit als diese heben. Für geringe Hubhöhen und unterbrochenen Betrieb dagegen sind Drehstrommotoren den Gleichstrommotoren in dieser Hinsicht gleichwertig. Andererseits gewähren Drehstrommotoren von selbst eine Sicherheit gegen das Durchgehen, und Überschreitungen einer höchsten Umdrehungszahl bzw. Lastgeschwindigkeit sind bei ihnen sowohl beim Heben als auch beim Senken vollständig ausgeschlossen. Dies lässt die Drehstrommotoren namentlich für solche Laufkrane angezeigt erscheinen, die mit grosser Geschwindigkeit eine kleine Bahn zu befahren haben, weil der Wärter die nahezu gleichbleibende Geschwindigkeit der Last dann leichter von vorneherein zu schätzen vermag und darnach seine Schalt- und Bremsrichtungen besser einstellen kann. Schliesslich sind für Gleichstrommotoren weniger Leitungen erforderlich, während Drehstrommotoren, wie auf S. 21 angeführt, weniger Wartung verlangen.

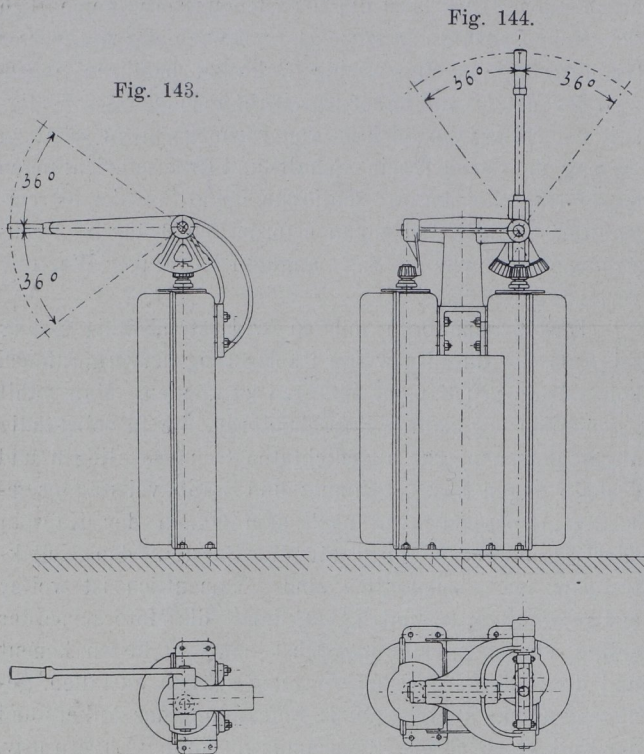
Die Kranmotoren müssen widerstandsfähig genug sein, um die durch etwaige Überlastung hervorgerufenen hohen Beanspruchungen ertragen zu können. Man wählt gewöhnlich sogenannte Kapselmotoren, die in vollständig abgeschlossenen, gut abgedichteten Gehäusen liegen und deshalb gegen Nässe, Schmutz und Staub vollständig geschützt, trotzdem aber nach dem Öffnen der Kapseln oder besonderer Klappen für die Bürsten, den Kollektor usw. leicht zugänglich sind. Namentlich ist weiter auf gedrängten, schmalen Bau, damit die Motorachse der ersten Vorgelegewelle möglichst nahe zu liegen kommt und die Räder des ersten Vorgeleges klein ausfallen, genügend starke Wellen, solide Befestigung des Ankers und der Kollektorbüchsen, Ringschmierung in den Lagern usw. zu achten. Die Bewegungsumkehr muss ohne Bürstenverschiebung möglich sein, Funken am Kollektor sind auch bei den stärksten Beanspruchungen durch Kohlenbürsten zu vermeiden. Bei Drehstrom erhalten die Hubmotoren immer Schleifringanker, die Fahrmotoren nur bei weniger als 5 PS Kurzschlussanker.

Über die Grösse der Motoren wurde schon auf S. 181 das Erforderliche gesagt. Vielfach wählt man jetzt langsamlaufende Motoren, welche durch die kleinere Übersetzung des Vorgeleges und die niedrigere Umdrehungszahl ihres Ankers geringere Massen- und Reibungswiderstände verursachen. Sie stellen sich allerdings im Preise, Gewicht und Raumbedürfnis etwas höher als schnelllaufende Motoren, haben auch für gewöhnlich etwas niedrigeren Wirkungsgrad.

Zum **Umkehren des Stromes, Anlassen und Regulieren** der Hauptstrommotoren dienen allgemein Steuerwalzen oder Kontroller, deren allgemeine Einrichtung schon auf S. 113 angegeben wurde. Sie besitzen entweder wirkliche Eisenwalzen mit aufgesetzten Kontakten, oder besser Walzen, die aus mehreren isolierten Ringen mit aufgesetzten Kontaktstücken bestehen; die letzteren sind dann noch besonders in der erforderlichen

1) S. Zeitsch. f. Elektrotechn., Jahrgang 1902, Heft 29.

Weise untereinander verbunden. Die Steuerwalzen für das Quer- und Längsfahren erhalten vielfach die gleichen Abwickelungen nach beiden Seiten, und zwar je 4 bis 7 Fahrstellungen, sowie gegebenen Falles auch noch 1 Bremsstellung zum Anhalten. Bei den Hubwalzen ist dies mit je 5 bis 8 Stufen aber nur dann der Fall, wenn keine elektrische Bremsung mit 4 bis 6 Stufen und 2 für das Senken mit Strom vorgesehen ist. Von den verschiedenen Ausführungen der Kontroller sind namentlich diejenigen der Union Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin bekannt geworden. Fig. 143 des Textes zeigt den Hub-



kontroller derselben. Die senkrechte Walze wird durch einen in der Ruhelage horizontalen Hebel, den der Kranführer mit der linken Hand erfasst, vermittelt eines Zahnradpaares behufs Verkleinerung des Hebelausschlages bewegt. Das Drehen des Hebels nach oben hat Heben, nach unten Senken der Last zur Folge. Die beiden Kontroller für das Quer- und Längsfahren (Fig. 144 des Textes) sind durch die Universalsteuerung von Essberger-Geyer (D. R.-P.) vereinigt. Die beiden vertikalen Steuerwalzen werden dabei durch einen einzigen, in der Ruhelage senkrecht nach oben gerichteten Hebel bewegt und sind zu diesem Zwecke durch Zahnräder zur Verkleinerung des Hebelausschlages mit zwei horizontalen Wellen verbunden, die wieder durch ein Kugelgelenk von dem erwähnten Hebel gedreht werden können. Dreht der Führer den Hebel, den er in der rechten Hand hält, nach vorne, hinten, zur Seite nach links oder rechts, so wird die Last durch die Winde oder das Krangestell immer in dem gleichen Sinne bewegt. Der Führer hat also die beiden Hebel immer in derjenigen Richtung zu drehen, in welcher die Last gehen soll. Durch diese gleichsinnige oder sogenannte sympathische Bewegung von nur zwei Hebeln

wird nicht nur die Steuerung des Kranes wesentlich erleichtert und vereinfacht, sondern auch Verwechslungen beim Steuern vorgebeugt. Von anderer Seite wird indes auf eine sympathische Bewegung der Hebel verzichtet, weil der eingewöhnte Wärter die Handgriffe zum Steuern so sicher im Gefühl hat, dass Irrtümer ausgeschlossen sind. Die Kontroller werden meistens auf dem Boden des Führerkorbes (s. Fig. 1, Taf. 23) so gestellt, dass der Wärter, den Blick auf die Last gerichtet, die Hebel links und rechts neben oder vor sich hat. Sonst findet man auch wohl die Anlasser quer über dem Führer und die Hebel zu beiden Seiten herunterhängend angeordnet. Entsprechend ist die Anordnung der Kontroller bei Bedienung von unten, nur dass die Walzen hier durch Räder und Kettenzüge gedreht werden. Eine Feder mit entsprechender Vorrichtung muss die Walzen dann stets aber wieder in die Anfangs- und Ruhelage zurücktreiben. Alle Kontroller erhalten endlich magnetische Funkenlöcher. Für grössere Leistungen und angestregten Betrieb verwenden Schuckert & Co. in Nürnberg keine Steuerwalzen mehr, sondern besondere Apparate mit Kohlenkontakten. Bei allen Anlassern muss der Hebelausschlag leicht und sicher erfolgen können. Zum Festhalten der Hebel in der Mittellage sind Schnapp- oder andere Vorrichtungen vorzusehen. Übersaltungen müssen durch geeignete Mittel verhindert werden. Die Widerstände zum Anlassen und Vorschalten werden entweder getrennt von den Anlassern im Führerkorbe oder auf der Bühne untergebracht und mit diesen durch isolierte Kabel verbunden, oder sie werden den Anlassern unter- oder angebaut. Auf genügende Abstufung der Widerstände ist stets Bedacht zu nehmen. Gegen mechanische Erschütterungen und daraus folgende Berührungen müssen die Widerstände natürlich gesichert sein. Sie sind endlich so reichlich zu bemessen, dass sie den grössten Strom ohne zu starke Erhitzung genügend lange ertragen können.

Fig. 145 des Textes giebt das Schaltschema des elektrischen Dreimotorenkranes auf Taf. 23 nach Angaben der Union Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin. K_1 , K_2 , K_3 sind die drei Kontroller für den Hub-, Quer- bzw. Längsfahrmotor. Die Finger der Kontroller sind mit 1, 2, 3 . . . 10, 11, die abgewickelten Kontaktstücke mit k_1 , k_2 bzw. k'_1 , k'_2 . . . bezeichnet und die zuletzt genannten Bezeichnungen nur beim Hubkontroller eingetragen. Der Strom wird durch zwei Kontaktrollen den beiden Hauptleitungen + und —, welche als blanke Kupferdrähte parallel zur Bahn des Krangestelles gespannt sind, entnommen und zu der Schalttafel im Führerkorbe geleitet. Er durchfliesst dabei das Amperemeter a , den doppelpoligen Ausschalter c und die Bleisicherungen b_1 . Von der + Schiene d_1 der Schalttafel gehen weiter unter Einschaltung nochmaliger Bleisicherungen b_2 die drei Leitungen I, II, III zu dem Finger 1 der drei Kontroller. An die Finger 2, 3 und 5 dieser letzteren schliessen wieder je drei Leitungen an, von denen diejenigen des Hub- und Querfahrkontrollers K_1 bzw. K_2 zu den 6 blanken Kupferdrähten s_1 bis s_6 an den Haupt-

trägern der Kranbühne führen, um den Strom durch Schleifkontakte an den Hub- und Querfahrmotor überzuleiten, während diejenigen des Kontrollers K_3 direkt zu dem in der Mitte der Kranbühne fest aufgestellten Längsfahrmotor gehen. Als Rückleitung des Stromes dient für die beiden Motoren der Laufwinde nur ein einziger Draht s_7 , der durch IV und die Bleisicherung b_2 mit der — Schiene d_2 verbunden ist. Die Rückleitung des Längsfahrmotors liegt wieder fest und wird durch den Draht V gebildet, der ebenso wie der vorige nach d_2 gelegt ist.

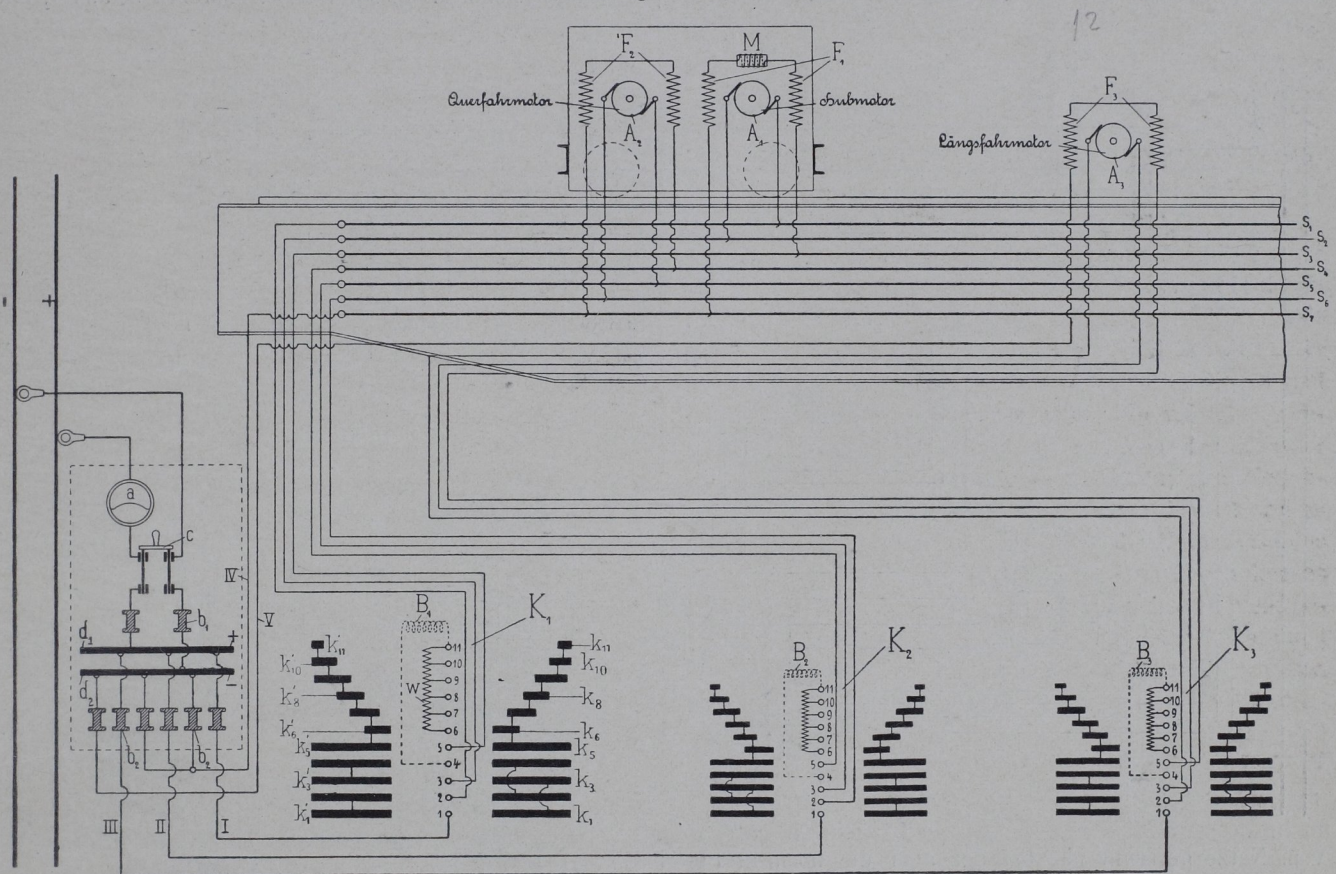
Der Weg des Stromes ist nun z. B. für den Hub-

der — Schiene d_2 in Verbindung steht. Werden dagegen die linken Kontaktstücke des Kontrollers über die Finger geschoben, so ändert sich nur die Stromrichtung im Anker A_1 , denn der Strom geht nun, entgegen dem vorigen Falle, von 1 über k_1' , k_2' nach 2, von hier durch s_1 , den Anker, s_2 , 3, k_3 , k_4' nach 4, um dann den oben angegebenen Weg wieder zu nehmen. Durch die weiteren Schaltstellungen werden nach und nach die einzelnen Widerstände ausgeschaltet.

In ähnlicher Weise ergibt sich der Stromverlauf für die beiden Fahrmotoren.

In Fig. 146 auf S. 196 ist weiter das Schaltschema

Fig. 145.



motor der folgende. Er geht von der + Schiene d_1 durch I zum Finger 1 des Kontrollers K_1 und von hier, wenn die rechten Kontaktstücke über den Fingern stehen, über k_1 , k_3 , 3 zum Leitungsdraht s_2 . Der Schleifkontakt dieses Drahtes leitet den Strom durch den Anker A_1 , von dem er wieder durch einen anderen Schleifkontakt zum Drahte s_1 läuft. Das linke Ende dieses Drahtes steht mit dem Finger 2 des Kontrollers in Verbindung, so dass nun der Strom seinen Weg über k_2 , k_4 , 4, durch die Bläerspule B_1 und bei der ersten Schaltstellung durch die sämtlichen Widerstände w nach 6 nimmt, um dann über k_6 , k_5 nach 5 zu treten. Die an diesen Finger schliessende Leitung führt den Strom nach dem Drahte s_3 , dessen Schleifkontakt ihn durch die Magnetwicklung F_1 und den Bremsmagneten M zum Leitungsdraht s_7 schickt, der, wie oben angegeben, durch die Leitung IV mit

für einen elektrischen Laufkran dargestellt, wie es die Elektrizitäts-Aktiengesellschaft Helios in Ehrenfeld-Köln zur Ausführung bringt. Das Schaltschema für den Hubkontroller dieses Kranes wurde schon in Fig. 141 auf S. 191 wiedergegeben, Fig. 147 zeigt weiter dasjenige für den Längsfahrkontroller, das demjenigen für den Querfahrkontroller völlig gleich ist.

In Fig. 147 zunächst ist die Steuerwalze, den beiden Fahrrichtungen entsprechend, auf beiden Seiten mit entsprechenden Kontaktstücken versehen. Für die erste Schaltstellung s_1 in der einen Fahrrichtung verläuft der Strom, von + ausgehend, über 9, k_9 , k_8 , 8 nach A, dann durch den Motoranker über B, 10, 1, k_1 , k_2 , 2, wo er in die Widerstände w_1 bis w_4 tritt. Nach Verlassen derselben geht er von 6 durch die Bläerspule S , über C durch die Magnetwicklung nach D und von hier über F_1 , in

die — Leitung zurück. Bei der entsprechenden Stellung s_1' wird der Ankerstrom und die Fahrrichtung umgekehrt, denn der Strom verläuft nun von + über 9, k_9' , k_{10}' nach 10 und von dort über B durch den Motoranker nach A und 8, um dann über 7, k_7' , k_2' nach 2 überzutreten und nun wieder die frühere Richtung zu nehmen. Bei den weiteren Schaltstellungen $s_2, s_3 \dots$ bzw. $s_2', s_3' \dots$ kommen nach und nach die Widerstände $w_2, w_3 \dots$ zur Ausschaltung. Am Ende einer Fahrbewegung wird der Hebel in die Auslaufstellung s_0 bzw. s_0' gebracht, wo der Motor vom Netze getrennt ist und die noch in Bewegung befindlichen Massen auslaufen können. Zur Verkürzung der Auslaufperiode dient die Nachlaufstellung s_x bzw. s_x' , bei der der Motor ebenfalls bei 9

die mit den Fingern 9 der drei Controller K_1 bis K_3 in Verbindung steht, wie dies ja auch in Fig. 141 und 147 angegeben ist. Das Gleiche ist bei den Fingern 11 der Fall, die in den beiden letztgenannten Figuren mit der — Leitung in Verbindung stehen und in Fig. 146 demgemäss alle mit einer Querleitung L_2 verbunden sind, welche den Strom durch die Leitung II und eine Kontaktrolle zur — Hauptleitung zurückführt. Bei dem Hubcontroller in Fig. 141 ist weiter 6 mit A, 8 mit B, F mit D, 13 mit dem Bremsmagnet M, dieser und die Bläerspule S mit E verbunden. Ebenso steht in Fig. 146 von den Fingern des Controllers K_1 6 durch l_3 und s_7 mit A, 8 durch l_1 und s_5 mit B, 13 durch l_4 und s_8 mit dem Bremsmagneten M, dieser mit E, E durch s_6 und l_2 mit

Fig. 146.

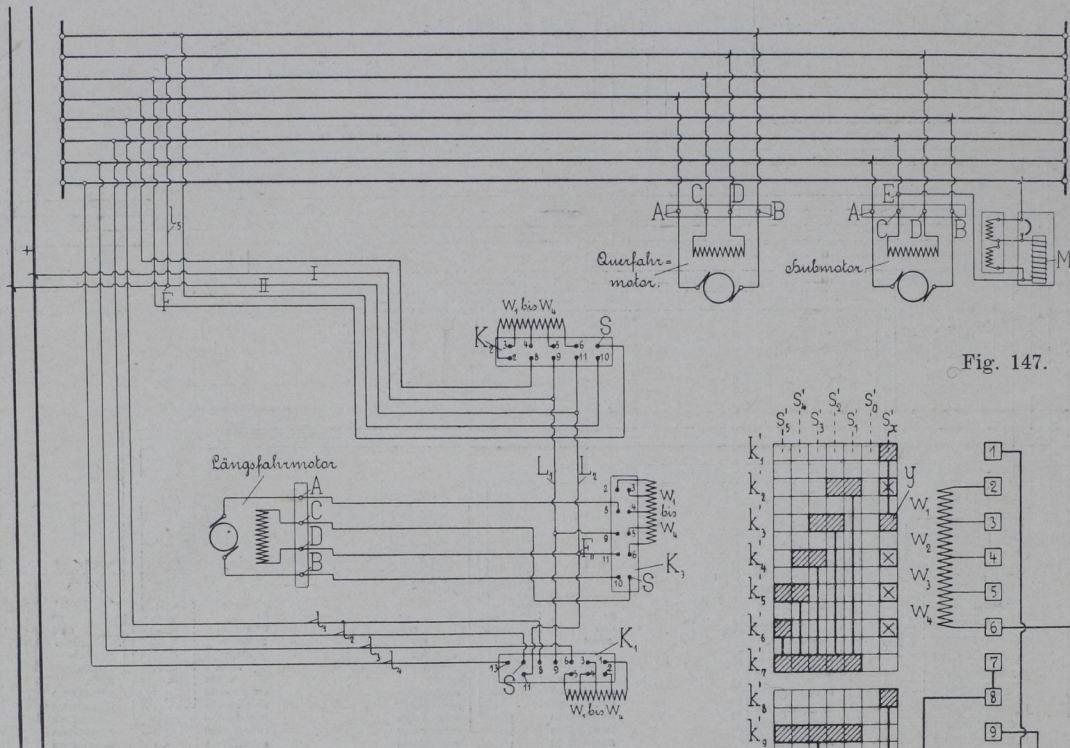
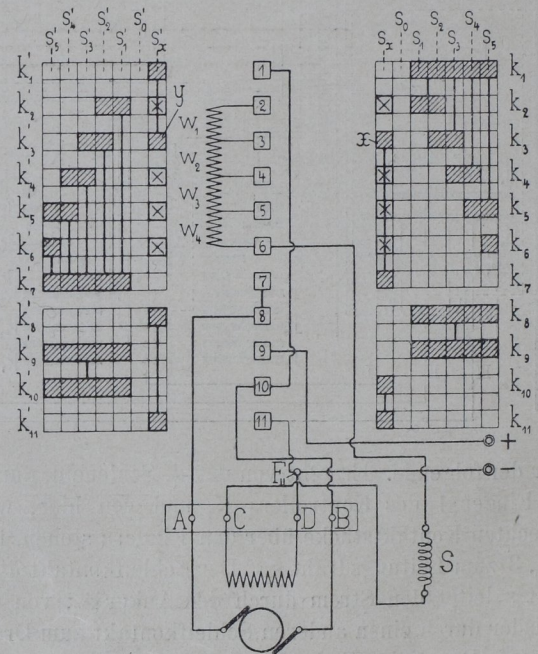


Fig. 147.



vom Netze getrennt ist, bei der aber die noch in Bewegung befindlichen Massen ihn als Hauptstromdynamo antreiben. Da die zur Stromerzeugung nötige Arbeit hierbei von den genannten Massen geleistet wird, so kommen sie eher zur Ruhe. Der Strom geht nun z. B. für die Stellung s_x von B durch den Motoranker nach A, über 8, 7, k_7 , x, 3, w_2, w_3, w_4 , 6, S, C, die Magnetwicklung, D, F, 11, k_{11} , k_{10} , 10 nach B zurück. Durch Versetzen der Kontakte x bzw. y auf die mit $\times$ versehenen Stellen, wodurch der Widerstand verändert wird, kann die Nachlaufperiode verkürzt oder verlängert werden.

Das Schema in Fig. 146 giebt nun die Verbindung der einzelnen Controller mit ihren Motoren und der Netzleitung so, wie sie der Wirklichkeit entspricht. In der Figur sind dieselben Bezeichnungen wie in Fig. 141 und 147 gewählt. Von der + Hauptleitung (Fig. 146) wird der Strom zunächst durch eine Kontaktrolle und anschliessende Leitung I zu einer Querleitung L_1 geführt,

der Bläerspule S, sowie endlich F durch l_5 und s_2 mit D, in Verbindung. Entsprechendes ergibt sich aus dem Vergleich der Fig. 146 und 147. Zur Verbindung der Punkte D und F beim Querfahrmotor sind dieselben Leitungen l_5 und s_2 wie beim Hubmotor benutzt.

Für Drehstrom werden Umkehrer und Anlasser bei den Motoren mit Schleifringanker selten als Steuerwalze, sondern meistens getrennt voneinander ausgeführt, aber auch nur durch einen einzigen Hebel bedient. Der

Stromwender liegt im Magnetstromkreis oder sogenannten Primärstrom und hat, wie auf S. 21 angeführt, die Zuleitungen zweier Spulen auf dem Magnetgestell miteinander zu vertauschen. Die Anlasser fallen hier komplizierter aus, weil sie drei oder wenigstens zwei Kontaktreihen für jede Drehrichtung an Stelle von nur einer beim Gleichstrom erfordern. Der Anlasswiderstand wird in den Ankerstromkreis oder sogenannten Sekundärstrom eingeschaltet. Drehstrommotoren mit Kurzschlussanker,

Kontaktstücken besteht. Von den letzteren sind die beiden $a_2 a_3$ mit den Leitungen II bzw. III, diejenigen $a_2' a_3'$ mit den Spulen c_2 bzw. c_3 verbunden. Dreht man somit den Arm h aus der angegebenen Mittellage, bei der der Motor still steht, im Sinne des Uhrzeigers, so geht der Strom in II über $a_2 a_2'$ nach c_2 und derjenige in III über $a_3 a_3'$ nach c_3 . Bei entgegengesetzter Drehung von h dagegen wird umgekehrt der Strom von III über $a_3 a_2'$ nach c_2 und derjenige von II über $a_2 a_3'$ nach c_3 .

Fig. 148.

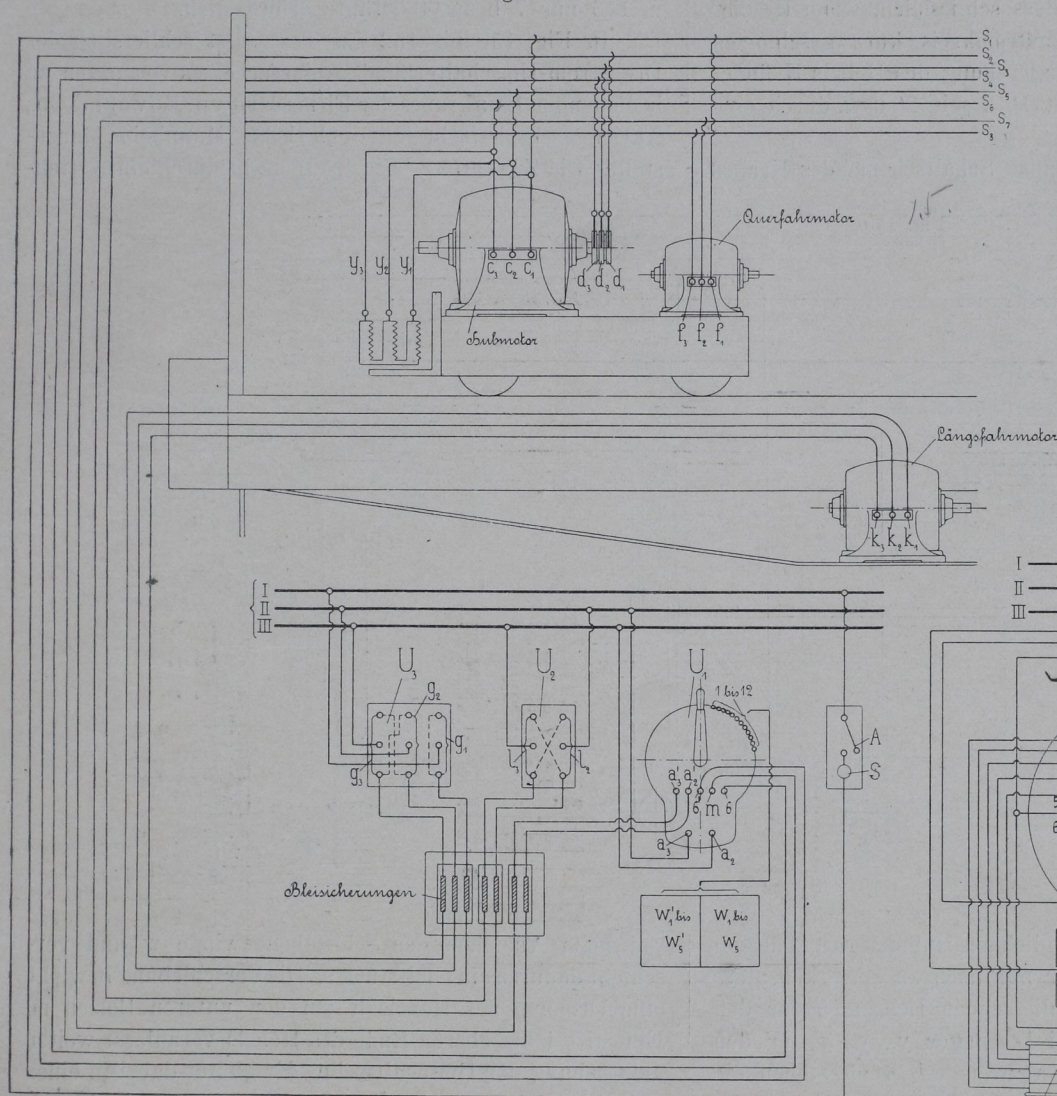
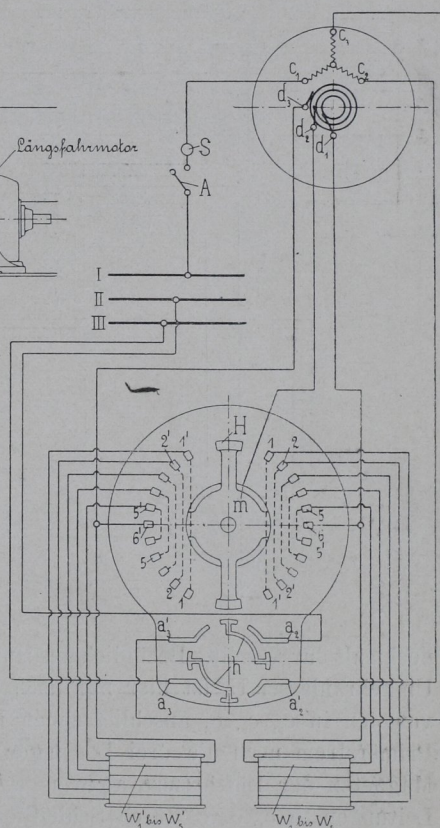


Fig. 149.



die, wie wiederholt bemerkt, nur für kleine Leistungen verwendet werden, erhalten natürlich nur einen Stromwender.

Fig. 149 des Textes zeigt zunächst das Schema eines Umkehranlassers von Ganz & Co. in Budapest mit zwei Kontaktreihen für die Widerstände. Von den drei Hauptleitungen I, II, III wird der Strom wieder durch Kontaktrollen entnommen. Der Strom in I wird direkt über einen Ausschalter A und eine Bleisicherung S zur Spule c_1 des Magnetgestelles für den Hubmotor geleitet. Der Strom in II und III passiert zuerst den unten angegebenen Stromwender, der aus einem Doppelarme h, dessen Hälften gegeneinander isoliert sind, und vier

geleitet, was eine Umkehr der Drehrichtung des Motors zur Folge hat. Über dem Stromwender befindet sich der Anlasser, dessen doppelarmiger Hebel H den Verketzungspunkt m für die Sternschaltung des Ankerstromkreises bildet. Zu beiden Seiten der angedeuteten Mittellage dieses Hebels sind links und rechts zwölf Kontakte angeordnet, von denen diejenigen 1 bis 6 rechts oben und links unten für die eine Drehrichtung des Motors, diejenigen 1' bis 6' links oben und rechts unten für die andere Drehrichtung desselben bestimmt sind. Die rechten Kontakte stehen weiter mit den Widerständen w_1 bis w_6 , die linken mit den Widerständen w_1' bis w_6' in

Verbindung. Endlich schliesst der Schleifring d_1 durch eine Leitung an den Kontakt 6, derjenige d_3 an den Kontakt 6' an, während d_2 mit der Mitte m des Hebels H verbunden ist. Wird dieser bei entsprechender Drehung des Stromwenderarmes h aus seiner Mittellage im Sinne des Uhrzeigers nach 1 und 1' gerückt, so geht der über d_1 kommende Teil des Ankerstromes durch die sämtlichen Widerstände w_5 bis w_{11} , der über d_3 kommende durch diejenigen w'_5 bis w'_{11} zur Mitte m , und bei weiterer Drehung von H werden nacheinander die einzelnen Widerstände ausgeschaltet, bis dass schliesslich, wenn H über 6 und 6' steht, der Ankerstromkreis kurz geschlossen ist. Bei entgegengesetzter Drehung des Hebels H findet das gleiche statt, da 1 mit 1', 2 mit 2' usw. durch eine Leitung zusammenhängt.

In Fig. 148 ist das ganze Schaltschema des Kranes

Längsfahrmotor endlich, dessen Magnetspulen mit k_1 , k_2 , k_3 bezeichnet sind, besitzt die von I kommende Leitung nur einen einfachen Ausschalter g_1 , die von II und III kommenden dagegen haben wieder einen doppelpoligen Umkehrer g_2 , g_3 . Im ganzen machen sich bei der vorliegenden Ausführung 8 Drähte s_1 bis s_8 für die beiden Motoren auf der Laufwinde nötig. Würde der Quersfahrmotor auch mit Schleifringanker ausgestattet sein, so müsste die Drahtzahl um 3 vermehrt werden, also 11 betragen; für den Gleichstrom waren nach den Fig. 145 u. 146 nur 7 bzw. 8 Drähte erforderlich.

In Fig. 150 bis 152 des Textes ist schliesslich der Drehstrom-Umschalter und -Anlasser eines von unten zu bedienenden Laufkranes der Firma Brown, Boveri & Co., Aktiengesellschaft in Käferthal bei Mannheim, dargestellt. Die Zugkette k (Fig. 150) dreht durch ein Ketten-

Fig. 150.

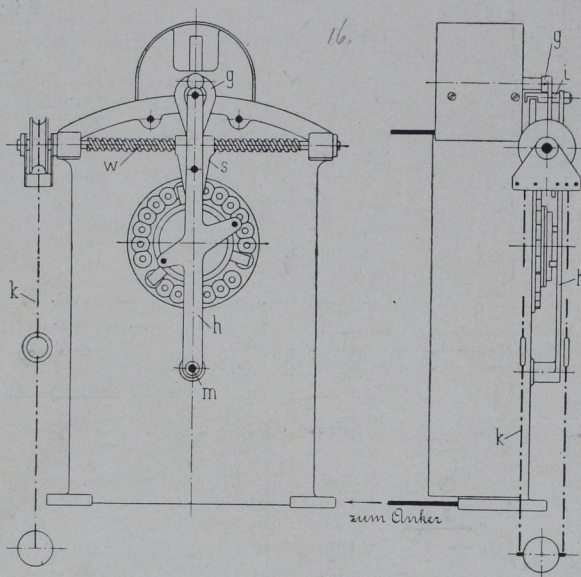


Fig. 151.

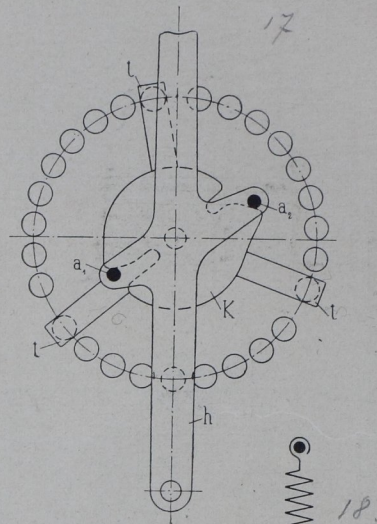
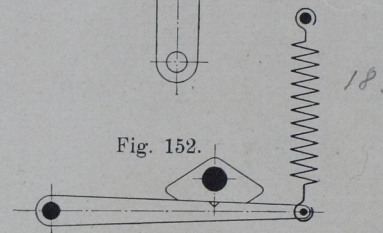


Fig. 152.



nochmals dargestellt. Bezüglich des Hubmotors und dessen Umkehranlasser U_1 ist hier nur noch zu bemerken, dass von den in c_1 , c_2 , c_3 anschliessenden Leitungen für den Primärstrom noch die drei Leitungen y_1 , y_2 , y_3 für den Magneten der Lüftbremse abzweigen. Auch stehen die Leitungen in c_1 , c_2 , c_3 durch Schleifkontakte mit den an den Hauptträgern der Bühne befestigten Drähten s_1 , s_5 bzw. s_6 in Verbindung. Der Quer- und Längsfahrmotor haben Kurzschlussanker; sie brauchen deshalb nur einen Stromwender, der in der Figur mit U_2 bzw. U_3 bezeichnet ist. Für den Quersfahrmotor ist die von I abzweigende Leitung dieselbe wie beim Hubmotor, die also über den Ausschalter A und die Sicherung S zum Drahte s_1 geht; von diesem entnimmt wieder ein Kontakt den Strom und leitet ihn zur Spule f_1 . Die von II und III abzweigenden Leitungen dagegen führen zunächst zum Umschalter U_2 mit den beiden Doppelkontakten l_2 , l_3 und dann erst zu den Drähten s_7 bzw. s_8 , die wieder mit den Spulen f_2 und f_3 in Verbindung stehen. Für den

rad beim Anziehen das Schraubengewinde w und verschiebt dadurch ein Gleitstück s . Die Verschiebung bewirkt eine Drehung des Hebels h um den unteren Bolzen m . Ein Stift i am oberen Ende des Hebels veranlasst weiter die Drehung der Umschaltwelle. Er gleitet dabei in einer auf dieser Welle befestigten Gabel g , die jedesmal nach Unterbrechung des Zuges an der Kette k durch ein Spannwerk (Fig. 152) in die dem Stillstand des Motors entsprechende Mittellage des Hebels h zurückgebracht wird. In der Mitte trägt der Hebel h endlich an zwei verschieden langen Armen die beiden Triebstöcke a_1 und a_2 (Fig. 151). Von ihnen geht a_1 bei einer Drehung des Hebels nach rechts in die linke Nut einer Kurvenscheibe K und nimmt diese mit, während a_2 eine entsprechende Nut verlässt. Bei der Drehung des Hebels nach links findet das Umgekehrte statt. Die drei Arme t der Kurvenscheibe gleiten also in jedem Falle, gleichgültig ob der Hebel nach links oder rechts gedreht und der Motor in der einen oder anderen Drehrichtung an-

gelassen wird, auf den durch Kreise angedeuteten Kontaktfingern des Widerstandes.

Das Schaltschema des ganzen Kranes, dessen Laufwinde von Hand gefahren wird und der also nur 2 Motoren — für das Hub- bzw. Längsfahrwerk — besitzt, ist in Fig. 153 angedeutet. I, II, III sind wieder die

Fig. 153.

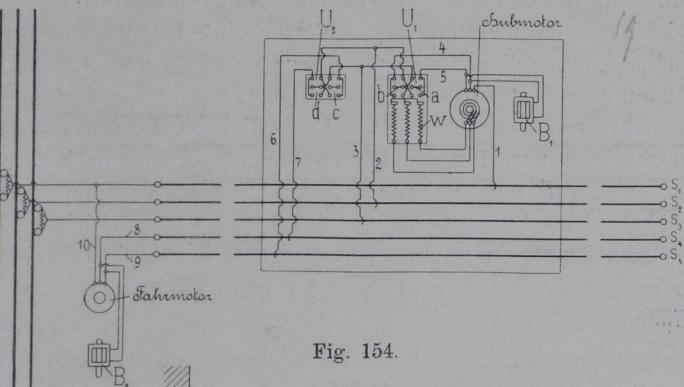


Fig. 154.

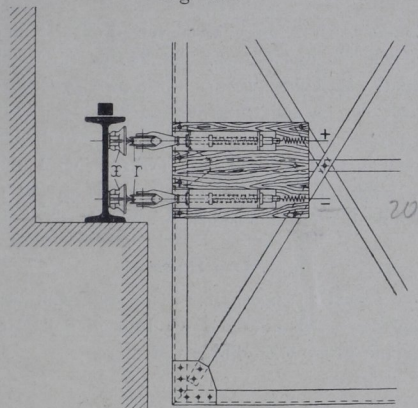
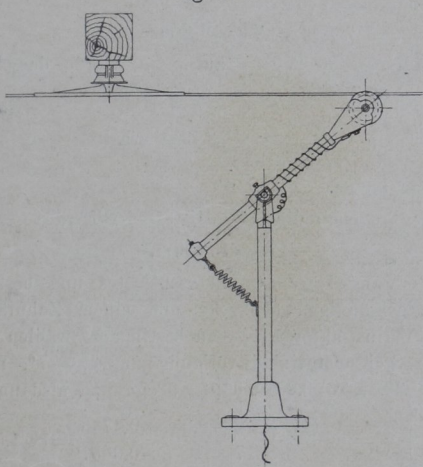


Fig. 155.



die Drähte 2 und 6, sowie 3 und 7, oder 2 und 7, sowie 3 und 6 miteinander verbindet und dadurch behufs Umkehr der Drehrichtung des Motors die durch s_4 , 8 bzw. s_5 , 9 angeschlossenen beiden übrigen Spulen des Magnetgestelles miteinander vertauscht. B_2 ist die elektromagnetische Lüftbremse des Fahrmotors, deren beide Solenoide nur in einer Stromphase liegen. Der Hubmotor dagegen hat neben dem doppelten Wender a, b und den zum Magnetgestell führenden Drähten 4, 5 noch den oben beschriebenen Anlasser, dessen Widerstand w im Ankerstromkreis liegt. B_1 ist die einphasige Seleniod-Bremse dieses Motors.

Zur Abnahme des Stromes von den Haupt- und Querleitungen dienen entweder Rollen oder einfache Abnehmer. Die Union Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin verwendet Rollen als Kontaktvorrichtung, die in Graphitbuchsen laufen und durch eine Feder gegen die Lei-

Fig. 156.

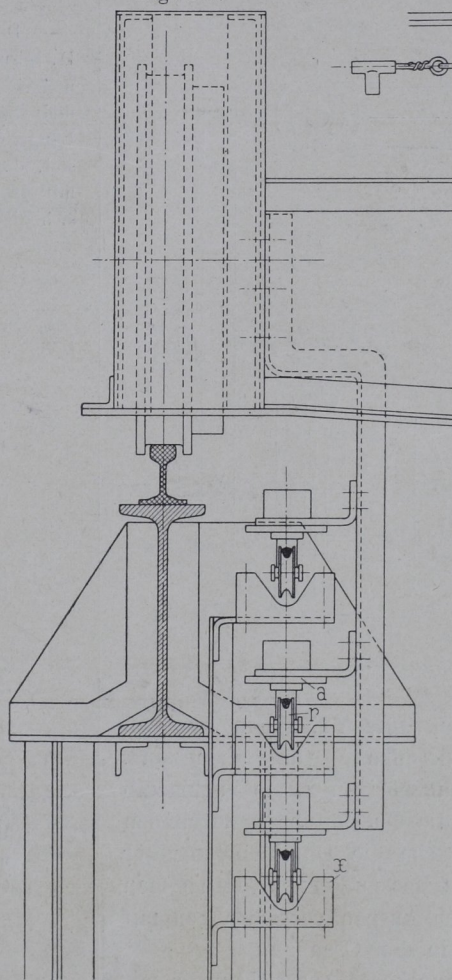
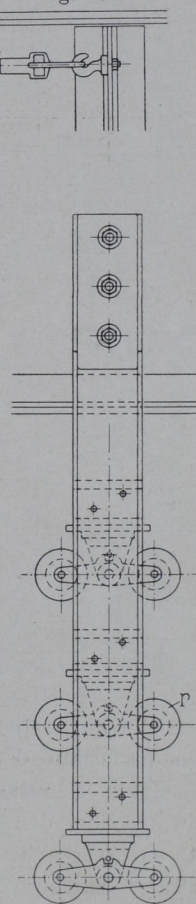


Fig. 157.



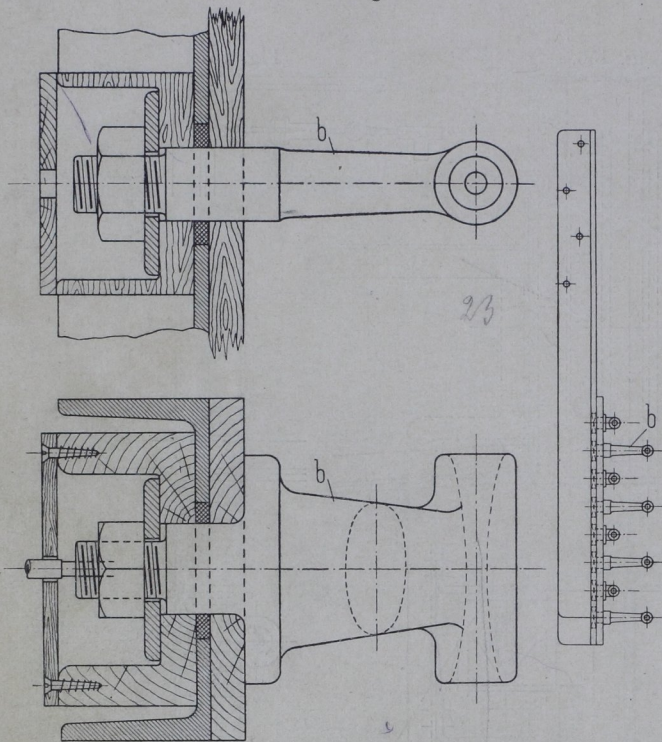
drei Hauptleitungen. Von der ersten I derselben geht der Strom durch die Drähte s_1 und 10 direkt zu den betreffenden Spulen auf dem Magnetgestell der beiden Motoren. Die beiden anderen Leitungen II und III schliessen durch die Drähte s_2 , 2 bzw. s_3 , 3 an die Umschalter U_1 und U_2 auf der Laufwinde an. Der Umschalter U_2 enthält, da der Längsfahrmotor einen Kurzschlussanker besitzt, nur einen doppelten Wender c, d, der entweder

tung gedrückt werden. Bei der Hauptleitung sitzen diese Rollen r nach Fig. 154 des Textes am Führerkorbe. Die Hauptleitungen, zwei parallel zur Längsbahn des Kranes verlaufende blanke, hartgezogene Kupferdrähte, sind dabei an Isolatoren x gelötet und an den Enden der Kranbahn, also in den Giebelmauern des Gebäudes, isoliert verankert. Die Isolatoren wiederum werden an der Kranbahn, an Mauerpeilern oder Dachbindern be-

festigt. Liegen die Hauptleitungen oberhalb der Kranbahn, so kommen die in Fig. 155 angedeuteten Rollen mit Rohrstützen zur Verwendung. Die Kontaktrollen für die Querleitungen (s_1 bis s_7 in Fig. 145 auf S. 195) sind an der Laufwinde angebracht. Die Querleitungen selbst, ebenfalls blanke, hartgezogene Kupferdrähte, liegen am besten zwischen den Hauptträgern, wo sie an dem einen von diesen mit Isolatoren auf Holzleisten ihre Befestigung finden.

In Fig. 156 des Textes, welche einer Ausführung von Ganz & Co. in Budapest entspricht, legen sich die drei Hauptleitungen durch ihr Eigengewicht auf die mit Doppelrollen r versehenen Abnehmer a . Diese sitzen an einem [-Eisen, das an dem einen Nebenträger des Kranes befestigt ist. Dort, wo der Kran nicht steht, ruhen die

Fig. 158.



Hauptleitungen auf isolierten Stützen x , die in gewissen Abständen unterhalb der Kranbahn vorgesehen sind. Fig. 158 zeigt weiter die zugehörigen Stromabnehmer b der Laufwinde, bei denen die Querleitungen durch den hülsenartigen Arm gehen. Um die Durchhängung der Leitungsdrähte beliebig einstellen zu können, ordnet man die in Fig. 157 angedeuteten Anspannvorrichtungen mit Rechts- und Linksgewinde in den Ösen an.

Zur Verbindung der Hauptkontaktvorrichtungen mit dem Schaltbrett im Führerkorb, dieses Brettes mit den Kontrollern (Widerständen), den Querleitungen und dem Längsfahrmotor, ferner zur Anschluss der Laufwindenmotoren an ihre Stromabnehmer dienen natürlich umhüllte Leitungen, die möglichst geschützt zu verlegen sind.

Als **Sicherheitsvorrichtungen** kommen bei elektrischen Laufkranen Alarmklingeln, elektrische End- und Maximalausschalter zur Anwendung. Die Alarm-

klingeln dienen dazu, den Eintritt einer zu hohen Umdrehungszahl der Hauptstrommotoren beim Lastsenken oder das Überschreiten einer höchsten Stellung beim Heben, sowie einer äussersten Fahrgrenze beim Transportieren der Last anzuzeigen. In jenem Falle sind es Centrifugalklingeln, welche auf der Motor- oder einer Vorgelegewelle sitzen, in diesem gewöhnliche Klingeln, deren Leitung durch eine wandernde Mutter bei den fraglichen Stellungen geschlossen wird. Elektrische Endausschalter dienen demselben Zwecke wie die zuletzt genannten Klingeln; sie unterbrechen selbstthätig den Stromkreis in den angeführten Endstellungen der Last, müssen aber natürlich ein Einschalten des Motors nach der entgegengesetzten Seite (Rückkehr der Laufwinde und der Bühne) zulassen. Maximalausschalter endlich schützen den Kran gegen Überlastungen, indem sie bei zu grossen Lasten den Stromkreis ebenfalls selbstthätig öffnen.

Beispiel.

Der elektrische Dreimotorenkran von Gebr. Scholten in Duisburg auf Taf. 23 und Fig. 1, Taf. 24, ist für 5000 kg Maximalast bestimmt. Er hebt dieselbe mit 5 m/Min. Geschwindigkeit und transportiert sie in der Querrichtung mit 15 bis 20, in der Längsrichtung mit 40 bis 50 m/Min. Als Lastorgan dient ein Drahtseil, das mit seinen beiden Enden aufgewickelt wird und die Last mit einer losen Doppelrolle in zwei Seilschlingen trägt. Wie berechnen sich die Hauptteile der einzelnen Triebwerke?

1. Das Hubwerk.

Das Lastorgan erhält, wenn man von der geringen Erhöhung der Seilspannung durch die Rollen der Hakenflasche absieht, eine grösste Zugkraft von

$$S = \frac{5200}{4} = 1300 \text{ kg,}$$

da sich die Last von 5000 kg und das Eigengewicht der Flasche von 200 kg auf 4 Stränge verteilen. Gewählt wurde ein Pflugstahldrahtseil von

$$\Delta = 12 \text{ mm}$$

Stärke. Nach der Tabelle auf S. 46 würde dasselbe eine Bruchlast von 9650 kg besitzen und somit eine

$$\frac{9650}{1300} = \sim 7,42 \text{ Sicherheit}$$

gegen Zug bieten.

Der Trommelradius (bis Mitte Seil) beträgt

$$R = 150 \text{ mm.}$$

Das Vorgelege ist ein gemischtes und besteht aus einer doppelgängigen Schnecke und einem Zahnradpaar. Um den Verlustfaktor $1 + \varphi$ zu bestimmen, wählen wir den mittleren Steigungswinkel vorläufig zu $\alpha = 17^\circ$, mit dem Gl. 51, S. 38, $m_0 = 0,05$ und $\rho = 6^\circ$ gesetzt, alsdann.

$$1 + \varphi_s = \frac{\operatorname{tg}(17 + 6) + 0,05}{\operatorname{tg} 17} = \frac{0,4745}{0,3057} = \sim 1,55$$

liefert. Für das gefräste Zahnradpaar kann nach den Angaben auf S. 181 $1 + \varphi_v = 1,07$, für die Trommel und deren Welle $1 + \varphi_i = 1,04$ gesetzt werden. Der Verlustfaktor $1 + \varphi_1$ der unteren losen Doppelrolle endlich beträgt nach S. 26 1,025. Mit diesen Werten erhält man als Verlustfaktor des ganzen Hubwerkes

$$1 + \varphi = 1,55 \cdot 1,07 \cdot 1,04 \cdot 1,025 = \sim 1,77,$$

der einem Wirkungsgrade von $\eta = \frac{1}{1,77} = 0,565$ entspricht.

Von den Kranbaufirmen wird derselbe bei einem 2gängigen

Schneckenvorlege und einem Zahnradpaare gewöhnlich nur mit $\eta = 0,5$, entsprechend

$$1 + \varphi = 2,$$

in die Rechnung eingeführt. Benutzen wir auch diesen letzteren Wert, so folgt für die verlangte Hubgeschwindigkeit $w = \frac{5}{60}$ m/Sek. aus Gl. 209, S. 180, die erforderliche Leistung für das Heben der Maximallast zu

$$N = 2 \frac{5200 \cdot 5}{75 \cdot 60} = \sim 11,6 \text{ PS.}$$

Hierfür wurde ein Hauptstrommotor der Union Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin von **12 PS** und $n = 850$ Umdrehungen in der Minute gewählt, der das nächst grössere Modell der Firma für die obige Leistung ist, während das nächst kleinere nur 7 PS besitzt. Der Motor dürfte die Maximallast mit noch etwas grösserer Geschwindigkeit als 5 m/Min. heben, arbeitet aber, wenn die Maximallast nicht die am meisten zu hebende Last bildet, nur selten mit seinem günstigsten Wirkungsgrade.

Mit der Umdrehungszahl $n = 850$ ergibt sich weiter aus Gl. 210, S. 181, für eine Übersetzung $i_f = \frac{1}{2}$ der losen Doppelrolle die erforderliche Übersetzung des Vorgeleges zu

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{0,15 \pi \cdot 850 \cdot 60}{30 \cdot 5} \cdot \frac{1}{2} = \sim 75,4.$$

Zerlegt man dasselbe, entsprechend einer Zähnezah $Z_1 = 26$ des Schneckenrades, in die Faktoren

$$75,4 = \frac{26}{2} \cdot 5,8,$$

so muss bei $z_2 = 14$ Zähnen des Ritzels das grosse Zahnrad wie in der Ausführung

$$Z_2 = 14 \cdot 5,8 = 81,2 \text{ oder } \sim 80$$

Zähne bekommen.

Die Dimensionen der Schnecke und des Schneckenrades bestimmen sich in der folgenden Weise.

Zu übertragendes grösstes Drehmoment:

$$M_d = 71620 \frac{N \cdot Z_1}{n \cdot m \cdot 1 + \varphi_s} = 71620 \frac{12 \cdot 26}{80 \cdot 2 \cdot 1,55} = 9010 \text{ kgcm.}$$

Verhältnis der Schnecke

$$\frac{r_1}{t_1} = \frac{m}{2\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{1}{\pi \cdot \operatorname{tg} 17^\circ} = \sim 1,04.$$

Halber Neigungswinkel der schrägen Zahnflächen des Rades nach Gl. 113a, S. 75, für $\alpha = 1,85$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1,85}{1,04 + 0,6} = \sim 1,13,$$

$$\gamma = 48^\circ 30',$$

während in der Ausführung γ nur $43^\circ 30'$ ist.

Verhältnis der Radzähne nach Gl. 113b, S. 75,

$$\frac{b_1}{t_1} = \frac{43,5 \pi}{90} (1,04 + 0,33) = \sim 2,08.$$

Teilung des Rades nach Gl. 144, S. 116, für $k = 30$, und $z = Z_1 = 26$

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 9010}{26 \cdot 30} \cdot \frac{1}{2,08}} = \sim 3,27 \text{ cm,}$$

während die Ausführung nach Fig. 3, Taf. 23, entsprechend der Schneckenganghöhe $m t_1 = 3 \frac{1}{4} \text{ engl.} = 82,55 \text{ mm,}$

$$t_1 = \frac{82,55}{2} = 41,275 \text{ mm mit } R_1 = \frac{41,275 \cdot 26}{2\pi} = 170,8 \text{ mm}$$

und $r_1 = 1,04 \cdot 41,275 = 42,9$ oder $\sim 42,5 \text{ mm}$ aufweist.

Das Zahnradpaar hat ein Drehmoment

$$M_d = 9010 \frac{1}{1 + \varphi_v} = 9010 \frac{1}{1,07} = 8420 \text{ kgcm}$$

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

zu übertragen und verlangt für Stahlguss (nicht wie auf Taf. 24 Gusseisen) und $z = z_2 = 14$ nach Gl. 118a, S. 85, eine Teilung

$$t_2 = 0,445 \sqrt[3]{\frac{8420}{14}} = \sim 3,75 \text{ cm,}$$

wofür in der Ausführung

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

mit

$$r_2 = \frac{14 \cdot 12}{2} = 84 \text{ mm und } R_2 = \frac{80 \cdot 12}{2} = 480 \text{ mm}$$

genommen ist.

Von den Wellen des Hubwerks hat die Schneckenwelle gemäss der Stärke des Motorstumpfes von 45 mm einen Durchmesser von $45 + 5 = 50 \text{ mm}$ erhalten.

Die Schneckenrad- und Trommelwelle werden durch den Zahndruck des fliegend angeordneten Räderpaares $z_2 Z_1$

$$D = \frac{8420}{r_2} = \frac{8420}{8,4} = \sim 1000 \text{ kg}$$

auf Biegung beansprucht. Rechnet man der Einfachheit wegen den Abstand von Mitte Zahnrad bis Mitte der nächsten Rotgussbuchse bzw. Lager für beide Wellen gleich, und zwar gleich dem grösseren Werte von $\sim 100 \text{ mm}$, so ist das angreifende Biegemoment für beide Wellen, das Eigengewicht der Räder unberücksichtigt gelassen,

$$M_b = 1000 \cdot 10 = 10000 \text{ kgcm.}$$

Das Drehmoment der Schneckenradwelle ist $M_d = 8420 \text{ kgcm}$, das der Trommelwelle

$$1000 R_2 = 1000 \cdot 48 = 48000 \text{ kgcm.}$$

Jene Welle verlangt demnach für $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl) nach Gl. 120, S. 86, einen Durchmesser

$$d^3 = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 10000 + 5 \sqrt{10000^2 + 8420^2} \right) \frac{1}{0,1 \cdot 600},$$

$$d = \sim 5,85 \text{ cm,}$$

diese einen solchen von

$$d^3 = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 10000 + 5 \sqrt{10000^2 + 48000^2} \right) \frac{1}{0,1 \cdot 600},$$

$$d = \sim 8,3 \text{ cm}$$

in den Lagern. Die Ausführung zeigt **65** bzw. **75 mm**, so dass im letzteren Falle die Spannung auf

$$\sigma_b = 600 \left(\frac{8,3}{7,5} \right)^3 = \sim 813 \text{ kg/qcm}$$

bei angehängter Maximallast steigt. Zwischen den Lagern fällt der Durchmesser der Trommelwelle nach der Rechnung auch etwas grösser als in der Ausführung aus.

Die elektromagnetische Lüftbremse auf der Schneckenwelle dient einerseits dazu, die lebendige Kraft der rotierenden Massen nach dem Abstellen des Motors zu vernichten, andererseits muss sie die Last schwebend erhalten, wenn die Westonbremse aus irgend einem Grunde versagen sollte. Das im letzteren Falle von ihr zu bremsende Moment ist

$$M_d = \frac{Q \cdot R}{2} \frac{z_2}{Z_1} \frac{m}{1 + \varphi} = \frac{5200 \cdot 15 \cdot 14}{2} \frac{2}{80 \cdot 26 \cdot 1,77} = \sim 300 \text{ kgcm,}$$

wenn $1 + \varphi$, wie früher berechnet, nur gleich 1,77 gesetzt wird. Die hölzernen Bremsbacken, welche mit Feder und Nut (Keilwinkel $\beta = 32^\circ$) auf die Bremsscheibe von $r_b = 14 \text{ cm}$ Radius einwirken, müssen bei einem Reibungskoeffizienten von nur $\mu = 0,25$ nach Gl. 129b, S. 91, mit

$$N = \frac{300}{14} \left(\frac{0,5299}{0,25} + 0,848 \right) = \sim 63,6 \text{ kg}$$

angepresst werden. Durch die Arme der Hebel h_2 (Schnitt 3—3, Fig. 1, Taf. 24) von 490 und 255 mm Länge wird dieser Druck auf $63,6 \frac{490}{255} \text{ kg}$ für die Hebel h_1 vergrössert. Diese wiederum haben in bezug auf den Drehpunkt des durch ein

Gewicht belasteten Bremshebels H einen Hebelarm von 52 mm. Das von dem letzteren auszubühende Drehmoment beträgt also

$$63,5 \frac{490}{255} 52 = \sim 6355 \text{ kgmm.}$$

Nach der Zeichnung ist das Belastungsgewicht 9,5 kg schwer, und sein Hebelarm kann bis auf 700 mm vergrößert werden. Das Gewicht des Hebels selbst ist 3 kg bei 450 mm Abstand vom Drehpunkt. Das Moment beider,

$$9,5 \cdot 700 + 3 \cdot 450 = 8000 \text{ kgmm,}$$

ist also genügend gross, um das von der schwebenden Maximallast auf die Bremswelle ausgeübte Drehmoment (bei Berücksichtigung des Faktors 1,77) abzubremesen. Der Elektromagnet hat eine Zugkraft von 20 kg am Hebelarm von 835 mm. Sein Drehmoment

$$20 \cdot 835 = 16700 \text{ kgmm}$$

dürfte also hinreichen, um das Gewicht des Bremshebels und die Reibung in den Bolzen beim Lüften der Bremse zu überwinden.

2. Das Querfahrwerk.

Rechnet man das Eigengewicht der Laufwinde inkl. Hakenflasche zu $G = 2400 \text{ kg}$ (s. S. 156), wählt den Laufraddurchmesser zu $\mathcal{D} = 35 \text{ cm}$ und schätzt den Zapfendurchmesser zu $d = 7 \text{ cm}$, so beträgt der Fahrwiderstand nach Gl. 211, S. 181,

$$\mathfrak{B} = 2(5000 + 2400) \frac{1+7}{10 \cdot 35} = \sim 338 \text{ kg.}$$

Als Vorgelege dient wieder eine zweigängige Schnecke und ein Zahnradpaar. Setzen wir für den Verlustfaktor beider wie beim Hubwerk

$$1 + \varphi = (1 + \varphi_s)(1 + \varphi_v) = 1,55 \cdot 1,07 = \sim 1,66,$$

so ergibt sich mit $w = \frac{15}{60} \text{ m/Sek.}$ Geschwindigkeit, die zum Querfahren der Maximallast nötige Leistung aus Gl. 212, S. 181, zu

$$\mathfrak{N} = 1,66 \frac{338 \cdot 15}{75 \cdot 60} = \sim 1,95 \text{ PS.}$$

Als Querfahrmotor wurde in der Ausführung ein Hauptstrommotor von **2,5 PS** und $n = 875 \text{ minutl.}$ Umdrehungen gewählt. Derselbe dürfte wohl imstande sein, die Last auch noch mit 20 m/Min. Geschwindigkeit zu bewegen.

Für die Übersetzung des Vorgeleges ergibt sich weiter aus Gl. 213, S. 181, mit $w = \frac{15}{60} \text{ m/Sek.}$ der Wert

$$\left(\frac{3}{3}\right) = \frac{0,35 \pi \cdot 875 \cdot 60}{60 \cdot 15} = \sim 64,15.$$

Giebt man dem Schneckenrad wie in der Ausführung $\beta_1 = 44$ Zähne, so muss das Zahnradpaar noch eine Übersetzung von

$$\frac{\beta_2}{\beta_1} = 64,15 \frac{2}{44} = \sim 2,91,$$

oder bei $\beta_2 = 18$ Zähnen des Ritzels,

$$\beta_2 = 2,91 \cdot 18 = \sim 52 \text{ Zähne}$$

im grossen Rade besitzen.

Schneckenvorgelege. Zu übertragendes Drehmoment

$$M_d = 71620 \frac{2,5 \cdot 44}{875 \cdot 2 \cdot 1,55} = \sim 2900 \text{ kgcm,}$$

Winkel γ nach Gl. 113a, S. 75, für $\frac{r_1}{t_1} = 1,04$ wie beim Hubwerk und $x = 2,3$ gleich $54^\circ 30'$. Hiermit Verhältnis $\frac{b_1}{t_1}$ nach Gl. 113b, S. 75, gleich $\sim 2,6$. Erforderliche Teilung nach Gl. 144, S. 116, für $k = 30$ und $z = \beta_1 = 44$

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 2900}{44 \cdot 30 \cdot 2,6}} = 1,75 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt

$$t_1 = 7\pi = 21,99 \text{ mm, } \mathfrak{R}_1 = \frac{44 \cdot 7}{2} = 154 \text{ mm, } r_1 = 23,75 \text{ mm}$$

(anstatt $1,04 \cdot 7\pi = 22,9 \text{ mm}$), entsprechend $\alpha = 16^\circ 30'$.

Zahnradvorgelege. Erforderliche Teilung nach Gl. 118a, S. 85, für Stahlguss (nicht wie auf Taf. 24 Guss-eisen), $z = \beta_2 = 18$ und das zu übertragende Drehmoment

$$M_d = \frac{2900}{1,07} = \sim 2710 \text{ kgcm}$$

$$t_2 = 0,445 \sqrt[3]{\frac{2710}{18}} = 2,365 \text{ cm,}$$

oder besser wie in der Ausführung

$$t_2 = 8\pi = 25,133 \text{ mm,}$$

$$r_2 = \frac{18 \cdot 8}{2} = 72 \text{ mm, } \mathfrak{R}_2 = \frac{52 \cdot 8}{2} = 208 \text{ mm.}$$

Schneckenwelle nach dem Motorstumpf **30 mm** Durchmesser.

Schneckenradwelle. Zu übertragendes Drehmoment $M_d = 2710 \text{ kgcm}$, Zahndruck am Ritzel β_2

$$\frac{2710}{r_2} = \frac{2710}{7,2} = \sim 376 \text{ kg,}$$

angreifendes Biegemoment bei 85 mm Abstand von Mitte Rad bis Mitte der nächsten Buchse

$$M_b = 376 \cdot 8,5 = \sim 3200 \text{ kgcm,}$$

erforderlicher Durchmesser nach Gl. 120, S. 86, für $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl)

$$d^3 = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 3200 + 5 \sqrt{3200^2 + 2710^2} \right) \frac{1}{0,1 \cdot 600},$$

$$d = \sim 4 \text{ cm,}$$

während die Ausführung $d = 50 \text{ mm}$ zeigt.

Lauftradachsen. Das eingeleitete Drehmoment der angetriebenen Achse ist

$$M_d = 376 \cdot \mathfrak{R}_2 = 376 \cdot 20,8 = \sim 7820 \text{ kgcm.}$$

Angreifendes Biegemoment des Schienendruckes bei 100 mm Abstand von Mitte Laufad bis Mitte nächstes Lager

$$M_b = \frac{5000 + 2400}{4} 10 = 18500 \text{ kgcm,}$$

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

$$b^3 = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 18500 + 5 \sqrt{18500^2 + 7820^2} \right) \frac{1}{0,1 \cdot 600},$$

$$b = 6,88 \text{ cm, oder wie in der Ausführung } \sim 70 \text{ mm.}$$

Der Zahndruck des Rades β_2 und der Fahrwiderstand $\mathfrak{B}$ heben sich in ihrer Wirkung auf die Achse ziemlich auf.

3. Das Kranfahrwerk.

Das Eigengewicht des Krangelstelles wurde auf S. 160 zu $G_s = 13800 \text{ kg}$ geschätzt, der Zapfendurchmesser der Lauftradachsen zu $b' = 6 \text{ cm}$ berechnet. Der Laufraddurchmesser ist $\mathcal{D}' = 60 \text{ cm}$. Mit diesen Werten ergibt sich aus Gl. 214, S. 181, der beim Längsfahren der Maximallast zu überwindende Fahrwiderstand zu

$$\mathfrak{B}' = 2(5000 + 2400 + 13800) \frac{1+6}{10 \cdot 60} = \sim 495 \text{ kg.}$$

Bei $w' = \frac{40}{60} \text{ m/Sek.}$ Fahrgeschwindigkeit gehört hierzu nach Gl. 215, S. 181, eine Leistung von

$$\mathfrak{N}' = 1,66 \frac{495 \cdot 40}{75 \cdot 60} = \sim 7,3 \text{ PS,}$$

wenn der Verlustfaktor des aus einer doppelgängigen¹⁾ Schnecke und einem Zahnradpaar bestehenden Vorgeleges wieder

1) In den Zeichnungen des Kranes, welche von der ausführenden Firma überlassen wurden, war wie in Fig. 1, Taf. 23, nur eine 1gängige Schnecke angegeben. Mit dieser ist aber die verlangte Fahrgeschwindigkeit bei der angeführten n Zahl des Motors nicht zu erzielen.

wie beim Querfahrwerk mit 1,66 angesetzt wird. In der Ausführung wurde ein Hauptstrommotor von $N=7$ PS und $n'=750$ minütl. Umdrehungen gewählt, der völlig ausreichend ist, wenn man berücksichtigt, dass der Fahrwiderstand $\mathfrak{B}'$ der Gl. 214 mit 100 Prozent für die nicht bestimmbareren Widerstände in Ansatz gebracht ist.

Die Übersetzung des Vorgeleges folgt aus Gl. 216, S. 181, zu

$$\left(\frac{\mathfrak{z}'}{\mathfrak{z}}\right) = \frac{0,6\pi \cdot 750 \cdot 60}{60 \cdot 40} = 35,34,$$

welche bei einem Schneckenrade von $\mathfrak{z}_1'=30$ Zähnen durch eine Übersetzung

$$\frac{\mathfrak{z}_2'}{\mathfrak{z}_2} = \frac{35,34 \cdot 2}{30} = \sim 2,35$$

des Zahnradpaares, also bei $\mathfrak{z}_2'=25$ Zähnen des Ritzels durch

$$\mathfrak{z}_2' = 2,35 \cdot 25 = \sim 58 \text{ Zähne}$$

des Rades erreicht wird.

Für das Schnecken vorgelege berechnet sich wie früher

aus Gl. 113a, S. 75, mit $\frac{r_1'}{t_1'} = 1,04$ und $x=1,95$, $\gamma=\sim 50^\circ$,

aus Gl. 113b, S. 75, $\frac{b_1'}{t_1'} = \sim 2,4$,

aus Gl. 144, S. 116, mit $k=30$ und $z=\mathfrak{z}_1'=30$ bei einem zu übertragenden Drehmoment

$$M_d = 71620 \frac{7,3 \cdot 30}{750 \cdot 2 \cdot 1,55} = \sim 6750 \text{ kgcm}$$

$$t_1' = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 6750}{30 \cdot 30} \cdot \frac{1}{2,4}} = \sim 2,7 \text{ cm},$$

wofür in der Ausführung

$$t_1' = 1 \frac{1}{8}'' \text{ engl} = 28,574 \text{ mm}, \quad \mathfrak{z}_1' = \frac{30 \cdot 28,574}{2\pi} = 136,43 \text{ mm},$$

$$r_1' = 1,085 \cdot 28,574 \text{ (anstatt } 1,04 t_1') = \sim 31 \text{ mm},$$

entsprechend $\alpha=16^\circ 20'$, gewählt ist.

Das Zahnradpaar (Stahlguss) hat selbst für das ganze Drehmoment

$$M_d = \frac{6750}{1,07} = \sim 6310 \text{ kgcm und } z=\mathfrak{z}_2'=25$$

nach Gl. 118a, S. 85, nur eine Teilung von

$$t_2' = 0,445 \sqrt[3]{\frac{6310}{25}} = \sim 2,82 \text{ cm}$$

zu erhalten. Die Ausführung zeigt, wahrscheinlich wegen der Anbringung der Zahnkränze am Laufrade, sogar

$$t_2' = 10\pi = 31,42 \text{ mm}, \quad r_2' = \frac{25 \cdot 10}{2} = 125 \text{ mm},$$

$$\mathfrak{R}_2' = \frac{58 \cdot 10}{2} = 290 \text{ mm}.$$

Die Schneckenradwelle ist zugleich die durchgehende Fahrwelle. Für das zu übertragende Drehmoment $M_d = 6750$ kgcm erhält man aus Gl. 145, S. 117, bei 15 Prozent Zuschlag (s. S. 173) für Flusstahl als Material

$$d = 1,15 \cdot 0,28 \sqrt[3]{6750} = \sim 6 \text{ cm} = 60 \text{ mm}$$

wie in der Ausführung.

4. Das Laufwindengestell.

Jeder der beiden Längsträger desselben wird annähernd in der Mitte zwischen den Laufrädern jeder Seite durch die halbe Maximalast mit der Hakenflasche, sowie durch das halbe Gewicht der Trommel mit Lager und Zahnrad, der Ausgleichrolle usw. auf Biegung beansprucht. Schätzt man das ganze Gewicht dieser Teile zu 1000 kg, so ergibt sich mit $l=103$ cm Radstand für nur $k_b=600$ kg/qcm das erforderliche Widerstandsmoment eines Längsträgers zu

$$w = \frac{5200 + 1000 \cdot 103}{2} \cdot \frac{1}{4 \cdot 600} = 133 \text{ cm}^3.$$

Das gewählte [-Eisen (Normalprofil No. 20) hat ein Widerstandsmoment von 191 cm^3 .

c) Bockkrane.

Über die Ausführung und Anordnung des Triebwerkes der Bockkrane gilt das bei den Laufkranen Gesagte fast vollständig. Auch hier unterscheidet man Ein- und Dreimotorenkrane, von denen jene nur bei seltener Benutzung und für mässige Geschwindigkeiten, diese für flotten Betrieb und grosse Geschwindigkeiten benützt werden. Beim Fahrwerk des Krangestelles schliessen an die horizontale obere Fahrwelle hier zwei vertikale, durch Kegelräder angetriebene Wellen an, die unten durch weitere Zahnräder auf die Treibachsen der Laufräder oder deren Kranz einwirken. Bei grossen Spannweiten wird auch wohl auf jeder Seite des Kranes ein besonderer Längsfahrmotor angeordnet. Der Fahrwiderstand ist gegebenen Falles mit Rücksicht auf den Winddruck zu bestimmen, der namentlich bei Krangestellen mit genieteten Blechträgern bedeutend ausfallen kann; fachwerkartige Krangestelle sind in dieser Beziehung vorteilhafter.

Bei dem Bockkran von H. Rieche in Wetter a/Ruhr auf Taf. 27 u. 28 ist die Laufwinde ähnlich wie diejenige in Fig. 2, Taf. 24, ausgebildet, nur dass bei dem Bockkran der Flaschenzug bloss 5 Rollen besitzt und das Vorgelege aus einer 2gängigen Schnecke und einem Zahnradpaar $z_2 \mathfrak{z}_2$ besteht. Die mittlere Rolle der unteren Flasche dient als Ausgleichrolle für das mit seinen beiden Enden aufgewickelte Drahtseil. Auf der Schneckenwelle ist fliegend eine elektromagnetische Lüftbremse (Fig. 3, Taf. 28) mit der Bremscheibe B_1 , dem Hebel h_1 und dem Elektromagneten M_1 angeordnet. Das Bremsband ist mit Holz bekleidet. Zur Verbindung von Motor- und Schneckenwelle dient die elastische Kuppelung in Fig. 4, Taf. 28.

Das Vorgelege zum Querfahren (Fig. 5, Taf. 28) enthält drei Zahnradpaare $\mathfrak{z}_1 \mathfrak{z}_1$, $\mathfrak{z}_2 \mathfrak{z}_2$, $\mathfrak{z}_3 \mathfrak{z}_3$. Das Ritzel $\mathfrak{z}_1$ (Fig. 5d) hat Rohhautzähne, dasjenige $\mathfrak{z}_2$ (Fig. 5a) ist in Rotguss gegossen und greift mit Klauen in die Bremscheibe B_2 und das Zahnrad $\mathfrak{z}_1$, die sämtlich lose auf ihrer Welle sitzen. Die Antriebswelle der des gleichmässigen Antriebs wegen doppelt ausgeführten Räder $\mathfrak{z}_3 \mathfrak{z}_3$ geht durch. Die Laufräder sitzen aus den früher angeführten Gründen mit langen, ausgebuchsten Naben drehbar auf den festgelegten Achsen, und die Antriebsräder $\mathfrak{z}_3$ sind den Naben ihrer Laufräder aufgekeilt. Die Lüftbremse B_2 ist im Hebel h_2 als Summenbremse ausgebildet.

Bei dem Längsfahrwerk (Fig. 3, Taf. 27) treibt der in der Mitte vor dem einen Hauptträger aufgestellte Motor durch das Räderpaar $\mathfrak{z}_1 \mathfrak{z}_1$, dessen Ritzel (Fig. 3b) wieder Rohhautzähne hat, die obere horizontale Fahrwelle an. Von ihr wird die Drehung durch die Winkelräder $\mathfrak{z}_x'$ an zwei vertikale Wellen zu beiden Seiten des Kranes übertragen, und diese schliesslich geben sie unten durch die Räderpaare $\mathfrak{z}_2' \mathfrak{z}_2'$ und $\mathfrak{z}_3' \mathfrak{z}_3'$ an die beiden Laufradachsen ab. Die letzteren sitzen ebenfalls lose auf den festgehaltenen Achsen.

Die sämtlichen Motoren sind Hauptstrommotoren und mit Kurzschlussbremsung für das Senken und Bremschaltungen für die Horizontalbewegungen der Last eingerichtet. Die beiden Lüftbremsen haben demnach vor-

wiegend die Last schwebend zu erhalten bzw. gegen Verschiebungen in der Querrichtung zu sichern; beim Abstellen des Motors unterstützen sie die Wirkung der elektrischen Bremsung.

Beispiel.

Der Bockkran von H. Rieche in Wetter a/Ruhr auf Taf. 27 u. 28 soll die Maximallast von 20000 kg mit 4,5 m/Min. heben und mit 18 bzw. 45 m/Min. in der Quer- und Längsrichtung bewegen. Es sind die Hauptteile des Krantriebwerkes zu berechnen.

1. Das Hubwerk.

Die Last hängt an 6 Strängen vermittelt eines 5rolligen Faktorenflaschenzuges. Unter Vernachlässigung der Erhöhung, welche die Seilspannung durch die Widerstände des letzteren erfährt, beträgt also die grösste Seilspannung, 600 kg als Eigengewicht der Hakenflasche gerechnet,

$$S = \frac{20600}{6} = \sim 3433 \text{ kg.}$$

Ein Pflugstahldrahtseil von $\Delta = 22 \text{ mm}$ Durchmesser, wie es in der Ausführung gewählt ist, besitzt nach der Tabelle auf S. 46 eine Bruchlast von 32000 kg und bietet somit gegen Zug eine

$$\frac{32000}{3433} = \sim 9,32 \text{ fache Sicherheit.}$$

Der Rollen- und Trommelradius ist $R = 275 \text{ mm}$. Das Vorgelege besteht aus einer 2gängigen Schnecke und einem Zahnräderpaar. Wählt man den mittleren Steigungswinkel der Schnecke zu $\alpha = 20^\circ$, so ergibt sich aus Gl. 51, S. 38, mit $m = 0,03$ und $\rho = 5^\circ$ der Verlustfaktor für jene zu

$$1 + \varphi_s = \frac{\tan 25 + 0,03}{\tan 20} = \frac{0,4663 + 0,03}{0,364} = \sim 1,365,$$

während er für dieses (gefräste Räder) zu $1 + \varphi_v = 1,07$ angenommen werden kann. Der Flaschenzug wirkt bei Aufwindung beider Seilenden wie ein doppelter 2rolliger Flaschenzug mit Ablauf der gezogenen Seilenden von den losen Rollen; die mittlere Rolle in der unteren Hakenrolle macht als Ausgleichrolle nur ganz geringe Bewegungen. Gl. 22, S. 28, liefert nach den Angaben auf S. 29 mit $n = 2 + 1 = 3$ und $\varphi_0 = 0,05$ für einen solchen Flaschenzug den Wert

$$1 + \varphi_f = \frac{1}{1,05} \frac{3 \cdot 0,05}{1 - \left(\frac{1}{1,05}\right)^3} = \sim 1,05.$$

Für die Trommel ist $1 + \varphi_t = 1,03$ zulässig. Als Verlustfaktor der ganzen Hubwinde folgt somit

$$1 + \varphi = 1,365 \cdot 1,07 \cdot 1,05 \cdot 1,03 = \sim 1,58,$$

entsprechend $\eta = 0,633$. Die zum Heben der Maximallast erforderliche Leistung berechnet sich hiermit und für $w = \frac{4,5}{60} \text{ m/Sek.}$ aus Gl. 209, S. 180, zu

$$N = 1,58 \frac{20600 \cdot 4,5}{75 \cdot 60} = \sim 32,55 \text{ PS.}$$

In der Ausführung wurde ein Serienmotor von 26 PS und $n = 550$ Umdrehungen i. d. Min. gewählt. Derselbe ist bei 25 Prozent Überlastung wohl imstande, die Maximallast zu heben, wenn auch bei dem oben angegebenen Wirkungsgrade der Winde mit etwas geringerer Geschwindigkeit als 4,5 m/Min., und entwickelt zugleich seinen grössten Wirkungsgrad beim Heben mittlerer Lasten.

Die Übersetzung des Vorgeleges folgt weiter aus Gl. 210, S. 181, mit $i_f = \frac{1}{3}$ zu

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{0,275 \pi \cdot 550 \cdot 60}{30 \cdot 4,5} \frac{1}{3} = \sim 70,4$$

und wird durch eine 2gängige Schnecke, deren Rad nur

$Z_1 = 22$ Zähne besitzt, sowie durch ein Stirnräderpaar von $z_2 = 12$ bzw.

$$Z_2 = \frac{70,4 \cdot 2}{22} 12 = \sim 78$$

Zähnen gebildet.

Schneckenvorgelege. Zu übertragendes Drehmoment

$$M_d = 71620 \frac{N Z_1}{n m} \frac{1}{1 + \varphi_s} = 71620 \frac{32,55 \cdot 22}{550 \cdot 2} \frac{1}{1,365} = \sim 34160 \text{ kgcm,}$$

Winkel γ nach Fig. 2, Taf. 28, gleich 45° , Verhältnis (s. S. 75)

$$\frac{r_1}{t_1} = \frac{1}{\pi \cdot \tan 20} = \frac{1}{\pi \cdot 0,364} = \sim 0,877,$$

$$\frac{b_1}{t_1} = \frac{\pi \cdot 45}{90} (0,877 + 0,33) = 1,895,$$

Teilung nach Gl. 144, S. 116, mit $k = 30$ und $z = Z_1 = 22$

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 34160}{22 \cdot 30 \cdot 1,895}} = \sim 5,56 \text{ cm,}$$

während die Ausführung bei nur $\frac{b_1}{t_1} = 1,75$

$$t_1 = 20\pi = 62,832 \text{ mm, } R_1 = \frac{22 \cdot 20}{2} = 220 \text{ mm,}$$

$$r_1 = 0,877 \cdot 62,832 = \sim 55 \text{ mm zeigt.}$$

Zahnräderpaar (Stahlguss auf Stahlguss). Zu übertragendes Drehmoment

$$M_d = \frac{34160}{1,07} = \sim 31930 \text{ kgcm,}$$

Teilung nach Gl. 118 a, S. 85, für $z = z_2 = 12$

$$t_2 = 0,445 \sqrt[3]{\frac{31930}{12}} = 5,96 \text{ cm.}$$

In der Ausführung ist nur

$$t_2 = 16\pi = 50,265 \text{ mm, } r_2 = \frac{12 \cdot 16}{2} = 96 \text{ mm, } R_2 = \frac{78 \cdot 16}{2} = 624 \text{ mm,}$$

sodass, da Gl. 118 a für $k_b = 500 \text{ kg/qcm}$ gilt, die Biegungsspannung auf

$$\sigma_b = 500 \left(\frac{5,96}{50,265}\right)^3 = \sim 834 \text{ kg/qcm}$$

steigt.

Schneckenwelle. Durchmesser $d = 60 \text{ mm}$ durch den Motor gegeben.

Schneckenradwelle. Drehmoment $M_d = 34160 \text{ kgcm}$. Biegemoment durch den Zahndruck des Ritzel z_2 bei 185 mm Abstand von Mitte dieses bis Mitte der nächsten Buchse

$$M_b = \frac{34160}{r_2} 18,5 = \frac{34160}{9,6} 18,5 = \sim 65830 \text{ kgcm,}$$

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

$$d^3 = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 65830 + 5 \sqrt{65830^2 + 34160^2} \right) \frac{0,1}{600} = \sim 10,6 \text{ cm,}$$

Ausführung $d = 100 \text{ mm}$.

Trommelwelle. Drehmoment der einen Trommelhälfte (dass der anderen kommt nicht in die Welle)

$$M_d = \frac{1}{2} 31930 \frac{Z_2}{z_2} = \frac{1}{2} 31930 \frac{78}{12} = 103773 \text{ kgcm}$$

Das Biegemoment ist unbestimmbar. Auf Verdrehen allein berechnet, müsste der Wellendurchmesser für $k_d = 500 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl)

$$d = \sqrt[3]{\frac{103773}{0,2 \cdot 500}} = \sim 10,22 \text{ cm}$$

betragen. Die Ausführung zeigt den nur wenig grösseren Wert $d = 105 \text{ mm}$.

Die Bremse muss die Last schwebend erhalten können. Vernachlässigt man der Sicherheit wegen die Reibungswiderstände, welche dem Heruntergehen der Last entgegen wirken

so übt die schwebende Maximallast auf die Brems(Schnecken-)welle ein Drehmoment

$$M_d = Q \cdot R \cdot i_f \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{m}{Z_1} = 20600 \cdot 27,5 \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{12}{78} \cdot \frac{2}{22} = \sim 2640 \text{ kgcm}$$

aus. Der Bremsseibenradius ist $r_b = 250 \text{ mm}$, der vom Bremsbande an der Scheibe umschlungene Bogen $\alpha = \frac{2}{3} 2\pi = \frac{4}{3} \pi$. Für nur $\mu = 0,25$ und $e^{\alpha\pi} = \sim 2,85$ ergeben sich hiermit die auf das Bremsband auszuübenden Kräfte nach Gl. 123, S. 89, zu

$$t = \frac{2640}{25 \cdot 1,85} = \sim 57 \text{ kg,}$$

$$T = 2,85 \cdot 57 = \sim 162,5 \text{ kg.}$$

Der Hebelarm des angezogenen Bandendes ist nach Fig. 3, Taf. 28, $a = 59 \text{ mm}$. Das vom Bremshebel ausgeübte Drehmoment muss demnach, wenn das ablaufende Bandende angezogen wird,

$$57 \cdot 59 = 3363 \text{ kgmm,}$$

wenn das auflaufende vom Bremshebel erfasst wird,

$$162,5 \cdot 59 = 9587,5 \text{ kgmm}$$

betragen. Der Bremshebel wiegt 7 kg und hat seinen Schwerpunkt ca. 300 mm vom Drehpunkt, das Hebelgewicht ist 13 kg schwer und wirkt an einem Hebelarme $l = 600 \text{ mm}$. Beide rufen demnach ein Drehmoment

$$7 \cdot 300 + 13 \cdot 600 = 9900 \text{ kgmm}$$

hervor, das also für jeden Fall ausreichend ist und die Last sicher in der Schwebe zu erhalten vermag.

Das schmiedeeiserne Bremsband ist $\beta \cdot d = 60 \cdot 3 \text{ mm}$ stark, das an den Bremshebel anschliessende Gewinde hat $\frac{5}{8}$ engl. äusseren Durchmesser. Die Flächenpressung

$$p = \frac{T}{\beta \cdot r_b} = \frac{162,5}{6 \cdot 25} = \sim 1,08 \text{ kg/qcm}$$

ist hinreichend niedrig, um die entwickelte Wärme abzuführen, und der Kernquerschnitt des Gewindes erleidet nur eine Zugspannung von

$$\sigma_z = \frac{162,5}{1,3} = 125 \text{ kg/qcm.}$$

Der Elektromagnet der Lüftbremse besitzt eine Zugkraft von 20 kg.

2. Das Querfahrwerk.

Jede Laufradachse desselben ist nach S. 162 mit $N = \frac{25000}{4} \text{ kg}$ belastet. Die Laufräder drehen sich nach Fig. 5, Taf. 28, mit zwei Buchsen auf den feststehenden Achsen. Der Abstand von Mitte Buchse bis Mitte der nächsten Achsenunterstützung beträgt 45 mm. Für den Achsendurchmesser ist also bei Vernachlässigung des Zahndruckes und des Fahrwiderstandes die Beziehung

$$\frac{25000}{8} \cdot 4,5 = 0,1 b^3 \cdot k_b$$

massgebend, aus der für $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl)

$$b = \sqrt[3]{\frac{25000 \cdot 4,5}{8 \cdot 0,1 \cdot 1000}} = \sim 5,2 \text{ cm,}$$

oder besser wie in der Ausführung $b = 55 \text{ mm}$ folgt.

Mit ihm und $D = 400 \text{ mm}$ Laufraddurchmesser berechnet sich aus Gl. 211, S. 181, wenn wie dort angegeben, nur 50 Prozent der Zapfen- und rollenden Reibung zugeschlagen werden, der grösste Fahrwiderstand zu

$$W = 1,5 \cdot 25000 \cdot \frac{1 + 5,5}{10 \cdot 40} = \sim 610 \text{ kg,}$$

sowie die zur Überwindung desselben bei $w = \frac{18}{60} \text{ m/Sek.}$

Geschwindigkeit erforderliche Leistung nach Gl. 212, S. 181, zu

$$N = 1,07 \cdot \frac{3 \cdot 610 \cdot 18}{75 \cdot 60} = \sim 3 \text{ PS,}$$

wenn der Verlustfaktor eines jeden Zahnradervorgeleges zu 1,07 angenommen wird. Der gewählte Motor hat **2,5 PS** bei $n = 875$ Umdrehungen i. d. Min. Unter den gemachten Annahmen ist der Motor bei 20 Prozent Überlastung imstande, die angegebene Leistung für das Querfahren der Maximallast zu entwickeln.

Die Übersetzung des Vorgeleges muss mit der angeführten Umdrehungszahl des Motors nach Gl. 213, S. 181,

$$\left(\frac{3}{3}\right) = \frac{0,4 \cdot \pi \cdot 875 \cdot 60}{60 \cdot 18} = 61,1$$

betragen. In der Ausführung sind gewählt

$$z_1 = 20, z_2 = 100, z_3 = 12, z_4 = 84, z_5 = 30, z_6 = 52$$

Zähne, so dass die Gesamtübersetzung

$$\left(\frac{3}{3}\right) = \frac{100 \cdot 84 \cdot 52}{20 \cdot 12 \cdot 30} = 60,66$$

ist und die Fahrgeschwindigkeit bei 875 Umdrehungen des Motors etwas grösser als 18 m/Min. ausfällt.

1. Zahnradpaar (Rohhaut auf Gusseisen).

$$M_d = 71620 \cdot \frac{N}{n} \cdot \frac{1}{1,07} = 71620 \cdot \frac{3}{875} \cdot \frac{1}{1,07} = \sim 230 \text{ kgcm,}$$

Teilung nach Gl. 144, S. 116, für $k = 6$, $z = z_1 = 20$, $\frac{t_1}{b_1} = \frac{1}{3,3}$

$$t_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \pi \cdot 230}{20 \cdot 6 \cdot 3,3}} = \sim 5 \pi,$$

$$r_1 = \frac{20 \cdot 5}{2} = 50 \text{ mm, } R_1 = \frac{100 \cdot 5}{2} = 250 \text{ mm.}$$

2. Zahnradpaar (Bronze auf Gusseisen).

$$M_d = 230 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{1}{1,07} = 230 \cdot \frac{100}{20} \cdot \frac{1}{1,07} = \sim 1075 \text{ kgcm,}$$

Teilung nach Gl. 118a, S. 85, für $z = z_2 = 12$

$$t_2 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{1075}{12}} = \sim 2,375 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt nur

$$t_2 = 6 \pi = 18,85 \text{ mm, } r_2 = \frac{12 \cdot 6}{2} = 36 \text{ mm, } R_2 = \frac{84 \cdot 6}{2} = 252 \text{ mm.}$$

3. Zahnradpaar (doppelt, Gusseisen auf Gusseisen).

$$M_d = \frac{1}{2} 1075 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{1}{1,07} = \frac{1}{2} 1075 \cdot \frac{84}{12} \cdot \frac{1}{1,07} = \sim 3516 \text{ kgcm,}$$

Teilung nach Gl. 118a, S. 85, für $z = z_3 = 30$

$$t_3 = 0,53 \sqrt[3]{\frac{3516}{30}} = \sim 2,6 \text{ cm,}$$

oder wie in der Ausführung

$$t_3 = 8 \pi = 25,133 \text{ mm, } r_3 = \frac{30 \cdot 8}{2} = 120 \text{ mm,}$$

$$R_3 = \frac{52 \cdot 8}{2} = 208 \text{ mm.}$$

Die 1. Zwischenwelle ist festgelegt und wird deshalb nur durch die Bandspannungen bzw. Zahndrucke der fliegend angeordneten Bremsseibe und Zahnrad z_2 und z_1 auf Biegung beansprucht. Schätzt man die Resultierende aus den beiden Bandspannungen, die annähernd vertikal abwärts gerichtet ist, einschliesslich des Gewichtes zu 125 kg, so wirkt bei angezogener Bremse ein Biegemoment von

$$125 \cdot 20 = 2500 \text{ kgcm}$$

auf die Welle ein, da der Abstand von Mitte Bremse bis Mitte nächstes Lagerauge 200 mm ist (Fig. 5, Taf. 28). Der von dem Ritzel z_2 dann auf die Welle ausgeübte Zahndruck soll der Sicherheit wegen ebensogross wie beim Lastheben, also zu

$$\frac{1075}{r_2} = \frac{1075}{3,6} = \sim 300 \text{ kg}$$

angenommen werden. Er ruft, da sein Hebelarm in bezug auf die Mitte des Lagerauges 13,5 cm ist, ein Biegemoment

$$300 \cdot 13,5 = 4050 \text{ kgcm}$$

hervor, das in der Horizontalebene wirkt. Der Bolzen-durchmesser folgt demnach für $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ (Fluss-stahl) aus

$$0,1 d^3 \cdot k_b = \sqrt{2500^2 + 4050^2}$$

zu

$$d = \sqrt[3]{\frac{4780}{0,1 \cdot 1000}} = 3,63 \text{ cm.}$$

Die Ausführung zeigt $d = 40 \text{ mm}$. Beim Lastheben wird die Welle geringer beansprucht.

Die 2. Zwischenwelle empfängt ein Drehmoment

$$M_d = 1075 \frac{3_2}{3_2} = 1075 \frac{84}{12} = 7525 \text{ kgcm,}$$

und an dem vorstehenden Wellenende ruft der Zahndruck des Rades 3_2 , wie eben berechnet, ein Biegemoment

$$M_b = 4050 \text{ kgcm}$$

hervor. Nach Gl. 120, S. 86, muss demnach mit $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ der Wellendurchmesser gemäss

$$0,1 d^3 \cdot k_b = \frac{1}{8} \left(3 \cdot 4050 + 5 \sqrt{4050^2 + 7525^2} \right)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{6865}{0,1 \cdot 600}} = 4,86 \text{ cm}$$

werden; die Ausführung zeigt nur **45 mm**.

Der Rahmen der Laufkatze besteht aus vier Längs- und zwei Querträgern. Am stärksten werden die beiden inneren Längsträger beansprucht. Jeder von ihnen besteht nach Fig. 6, Taf. 28, aus einem Stegblech 400·10 und zwei $\perp$ -Eisen 60·60·10 mm und besitzt unter Berücksichtigung zweier 18 mm Nietlöcher zur Verbindung des Steges mit den $\perp$ -Eisen ein Widerstandsmoment

$$w = \frac{1}{12 \cdot 20} \left\{ 7 \cdot 40^3 - 5 \cdot 38^3 - 1 \cdot 28^3 - 2 \left(34,8^3 - 31,2^3 \right) \right\} \\ = \sim 534 \text{ cm}^3.$$

Auf die inneren Längsträger legen sich die beiden hoch-gestellten Flachsienen 370·20 mm. Nehmen wir an, dass dieselben den ganzen Lastzug empfangen, so berechnet sich für $l = 1260 \text{ mm}$ Radstand und 180 mm Abstand von Mitte bis Mitte Flachschiene die Beanspruchung der fraglichen Längsträger zu

$$\sigma_b = \frac{Q}{2} \frac{l - 18}{2w} = \frac{20600}{2} \frac{126 - 18}{2 \cdot 534} = \sim 1040 \text{ kg/qcm.}$$

3. Das Längsfahrwerk.

Das Eigengewicht des Krangestelles betrug nach S. 162 $G_s = 12500 \text{ kg}$, der Zapfendurchmesser desselben nach S. 163 $b' = 85 \text{ mm}$. Mit ihnen berechnet sich aus Gl. 214, S. 181, der Fahrwiderstand beim Fahren der Maximallast, wieder bei nur 50 Prozent Zuschlag für die nicht in Rechnung gestellten Nebenhindernisse und ohne Berücksichtigung des Winddruckes,

$$\mathfrak{R}' = 1,5 (20000 + 5000 + 12500) \frac{1 + 8,5}{10 \cdot 70} = \sim 765 \text{ kg.}$$

Das Vorgelege des Längsfahrwerkes besteht aus 4 Räderpaaren, von denen das letzte ein Zwischenrad besitzt. In Gl. 215, S. 181, kann also $1 + \varphi = 1,07^5$ gesetzt werden, womit sich für $w' = \frac{45}{60} \text{ m/Sek.}$ eine Leistung von

$$\mathfrak{N}' = 1,07^5 \frac{765 \cdot 45}{60 \cdot 75} = \sim 10,75 \text{ PS}$$

ergibt. Der gewählte Motor leistet **12 PS** bei $n' = 800$ Um-drehungen i. d. Min. und vermag also unter den gemachten Annahmen und ohne Berücksichtigung des Winddruckes den Kran mit der gewünschten Geschwindigkeit wohl zu bewegen.

Bei 50 Prozent Überlastung würden zur Überwindung des Winddruckes

$$1,5 \cdot 12 = 10,75 = 7,25 \text{ PS}$$

verbleiben, welche bei der maximalen Geschwindigkeit noch

$$7,25 \frac{765}{10,75} = \sim 520 \text{ kg}$$

Widerstand zu überwinden vermögen. Da die Druckfläche des Krangestelles etwas über 20 qm beträgt, so dürfte der Winddruck also noch

$$\frac{520}{20} = 26 \text{ kg/qm}$$

sein. Bei stärkerem Winddruck würde sich der Kran ent-sprechend langsamer bewegen lassen.

Die Übersetzung des Vorgeleges muss gemäss Gl. 216, S. 181,

$$\left(\frac{3'}{3} \right) = \frac{0,7 \cdot \pi \cdot 800 \cdot 60}{60 \cdot 45} = \sim 39,1$$

werden. In der Ausführung ist

$$3_1' = 22, 3_1 = 80, 3_2' = 20, 3_2 = 40, 3_3' = 12, 3_3 = 64$$

Zähne, also

$$\left(\frac{3'}{3} \right) = \frac{80 \cdot 40 \cdot 64}{22 \cdot 20 \cdot 12} = \sim 38,8.$$

1. Zahnradpaar (Rohhaut auf Gusseisen). Für $\mathfrak{N}' = 18 \text{ PS}$ beträgt

$$M_d = 71620 \frac{18}{800} \frac{1}{1,07} = \sim 1506 \text{ kgcm,}$$

Teilung nach Gl. 144, S. 116, für $k = 8$ und $z = 3_1' = 22$, $\frac{b_1'}{t_1'} = 2,8$

$$t_1' = \sqrt[3]{\frac{2 \pi \cdot 1506}{22 \cdot 8 \cdot 2,8}} = \sim 2,67 \text{ cm.}$$

Nach der Ausführung ist

$$t_1' = 8\pi = 25,133 \text{ mm, } r_1' = \frac{22 \cdot 8}{2} = 88 \text{ mm,}$$

$$\mathfrak{N}_1' = \frac{80 \cdot 8}{2} = 320 \text{ mm.}$$

2. Zahnradpaar (Kegelräder, Guss- auf Gusseisen). Wenn jede Kranseite das volle Drehmoment empfängt, ist

$$M_d = 1506 \frac{80}{22} \frac{1}{1,07} = \sim 5120 \text{ kgcm,}$$

Teilung in der Zahnmitte nach Gl. 118a, S. 85, für $z = 3_2' = 25$

$$t_2' = 0,53 \sqrt[3]{\frac{5120}{25}} = \sim 3,14 \text{ cm.}$$

Nach der Ausführung ist an der äusseren Zahnseite

$$t_2' = 10\pi = 31,4 \text{ mm, } r_2' = \mathfrak{N}_2' = \frac{25 \cdot 10}{2} = 125 \text{ mm.}$$

3. Zahnradpaar (Kegelräder, Guss- auf Gusseisen).

$$M_d = \frac{5120}{1,07} = \sim 4800 \text{ kgcm,}$$

$$t_3' = 0,53 \sqrt[3]{\frac{4800}{20}} = \sim 3,294 \text{ cm.}$$

Nach der Ausführung ist aussen

$$t_3' = 10\pi = 31,4 \text{ mm, } r_3' = \frac{20 \cdot 10}{2} = 100 \text{ mm,}$$

$$\mathfrak{N}_3' = \frac{40 \cdot 10}{2} = 200 \text{ mm.}$$

4. Zahnradpaar (Stahlguss auf Stahlguss).

$$M_d = 4800 \frac{40}{20} \frac{1}{1,07} = \sim 8970 \text{ kgcm,}$$

$$t_3' = 0,445 \sqrt[3]{\frac{8970}{12}} = \sim 4,04 \text{ cm.}$$

In der Ausführung ist

$$t_3' = 10\pi = 31,4 \text{ mm, } r_3' = \frac{12 \cdot 10}{2} = 60 \text{ mm,}$$

$$\mathfrak{N}_3' = \frac{64 \cdot 10}{2} = 320 \text{ mm.}$$

Da das volle Drehmoment nur äusserst selten auf eine Kranseite, namentlich bei der Leistung $\mathfrak{N}' = 18$ PS des Motors, kommt, so sind die Teilungen der Räder noch hinreichend stark bemessen.

Die obere, horizontale Fahrwelle empfängt ein Drehmoment

$$M_d = 71\,620 \frac{\mathfrak{N}' \cdot \mathfrak{z}_1' \cdot 1}{n' \cdot \mathfrak{z}_1' \cdot 1,07} = 71\,620 \frac{18 \cdot 80 \cdot 1}{800 \cdot 22 \cdot 1,07} = \sim 5480 \text{ kgcm}$$

und muss nach Gl. 145, S. 117, bei 10 Prozent Zuschlag

$$d = 1,1 \cdot 0,28 \sqrt[3]{5480} = \sim 5,5 \text{ cm} = 55 \text{ mm}$$

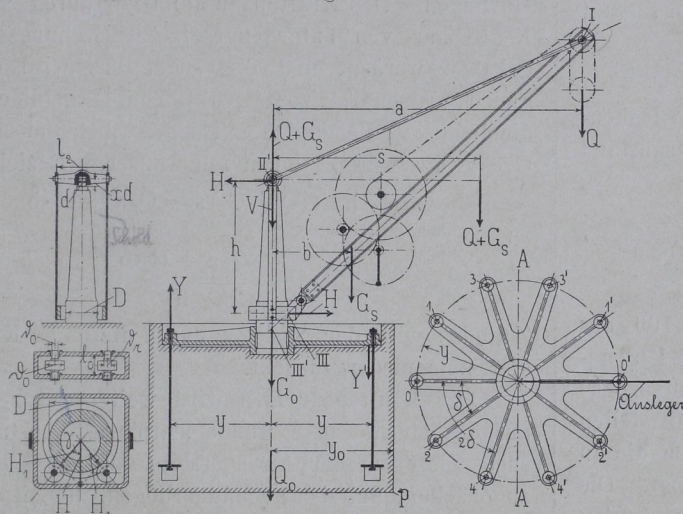
Durchmesser erhalten. Die beiden vertikalen Wellen haben dieselbe Stärke, trotzdem sie ein kleineres Drehmoment, selbst wenn das ganze Drehmoment nach einer Kranseite geleitet wird, bekommen.

Der Bolzen mit den Rädern $\mathfrak{z}_2'$ und $\mathfrak{z}_3'$ (s. Fig. 3, Taf. 27) steht fest und wird deshalb nur von den Zahndrücken und Eigengewichten dieser Räder auf Biegung beansprucht. Der Druck des Rades $\mathfrak{z}_2'$ beträgt

$$\frac{4800}{\mathfrak{r}_2'} = \frac{4800}{20} = 240 \text{ kg,}$$

derjenige des Rades $\mathfrak{z}_3'$

Fig. 159.



$$\frac{4800}{\mathfrak{r}_3'} = \frac{4800}{6} = 800 \text{ kg.}$$

Die Zahnmitte jenes Rades ist 8,5, die dieses 7,5 cm von der Mitte des nächsten [-Eisens, welches den Bolzen stützt, entfernt, während der Abstand von Mitte bis Mitte [-Eisen 34 cm beträgt. Die Biegemomente beider Zahndrücke in der Mitte des Rades $\mathfrak{z}_3'$ sind also

$$\frac{240 \cdot 8,5 \cdot 7,5}{34} = 450 \text{ kgcm}$$

bezw.

$$\frac{800 \cdot 7,5 (34 - 7,5)}{34} = \sim 4680 \text{ kgcm,}$$

die, in zwei zu einander senkrechten Ebenen wirkend angenommen, für $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl) einen Bolzendurchmesser

$$0,1 d^3 k_b = \sqrt{450^2 + 4680^2},$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{4700}{0,1 \cdot 1000}} = \sim 3,61 \text{ cm}$$

verlangen. Die Ausführung zeigt $d = 50 \text{ mm}$. Der nächste Bolzen mit dem Zwischenrade $\mathfrak{z}_x'$ ist ebenso stark, aber noch geringer belastet.

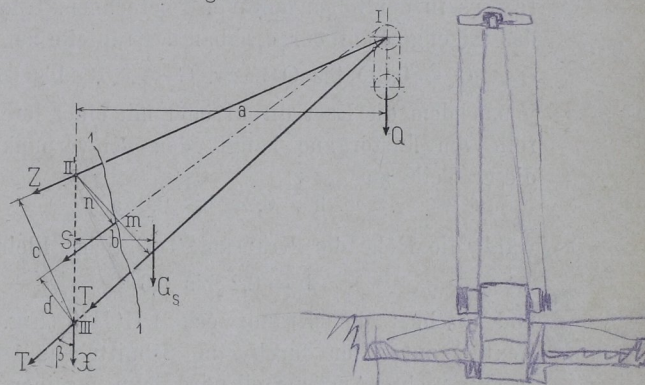
§ 34.

Das Gestell der Drehkrane.

Die meisten ortsfesten Drehkrane lassen in ihrem Gestell zwei Hauptteile unterscheiden, nämlich den Aus-

leger und die Stütze für denselben. Der Ausleger kann dreieckig, gitterförmig, als Blechschubel, Fachwerkarm usw. mit Rücksicht auf die Grösse, Verwendung des Kranes und andere Verhältnisse ausgebildet sein, die Stützung des Auslegers erfolgt durch eine Säule oder Drehscheibe. Bei den Säulendrehkränen legt sich der Ausleger entweder mit zwei Lagern auf bzw. gegen die dann feststehende Säule und schwenkt um diese, oder aber der Ausleger dreht sich zusammen mit der Säule in den Lagern der letzteren. In jenem Falle wird die Säule durch eine Platte mit Ankern auf dem Fundamente gehalten, in diesem sind die Lager der Säule an vorhandenen Gebäudeteilen oder in dem Fundamente befestigt. Bei den Drehscheibenkränen stützt sich der Ausleger auf eine Scheibe oder Plattform, die sich beim Kranschwenken mit Rollen oder Rädern auf einer kreisförmigen Laufbahn dreht; die letztere ist wieder durch Anker auf dem Fundamente gehalten.

Fig. 160.



Die fahrbaren Drehkrane besitzen ausser den beiden vorhergehenden Teilen noch ein fahrbares Untergestell, in oder auf dem bei Säulenkranen die Säule, bei Drehscheibenkränen die kreisförmige Laufbahn befestigt ist.

Mit Hinsicht auf diese Punkte verfolgen wir die Gestelle der Drehkrane an Hand der nachstehenden Einteilung.

a) Drehkrangestelle mit feststehender Säule.

1. Dreieckiger oder gitterförmiger Ausleger mit unveränderlicher Ausladung.

Fig. 159 des Textes zeigt die gebräuchliche Ausbildung solcher Gestelle. Der dreieckige Ausleger, bestehend aus den beiden oberen Schliessen oder Zugstangen, der unteren Druckstrebe und den beiden vertikalen Schilden, legt sich oben mit einer Traverse auf den Spurzapfen der Säule, während unten ein Hals- oder Rollenlager den schrägen Druck der Strebe auf jene überträgt. Die Säule selbst sitzt fest in einer Fundamentplatte, die durch Anker auf dem Fundamente gehalten wird. Das Triebwerk der Lastwinde wird entweder wie in der Figur auf der Strebe untergebracht oder ist in

liegen. A—A ist dann die neutrale Achse der Fundamentplatte. Bezeichnen wir den grössten Wert von K mit $K_{\max}$, so ist das Moment der Ankerpunkte 0 und 0' bei der in Fig. 159 angegebenen Lage des Auslegers in bezug auf A—A gleich $K_{\max} \cdot 2y$. In den Punkten 1, 1' und 2, 2' betragen die Zug- bzw. Druckkräfte nach dem Biegesgesetz

$$K' = K_{\max} \frac{1-1'}{0-0'} = K_{\max} \cdot \cos \delta,$$

und somit ist das Moment dieser 4 Punkte

$$2K'1-1' = 2K_{\max} \cdot \cos \delta \cdot 2y \cos \delta = 2K_{\max} \cdot 2y \cos^2 \delta.$$

Für die Punkte 3, 3' und 4, 4' ergibt sich entsprechend als Moment

$$2K''3-3' = 2K_{\max} \cdot 2y \cos^2 2\delta.$$

usw. Allgemein ist für die gerade Ankerzahl n

$$\begin{aligned} \Sigma(K \cdot k) &= K_{\max} \cdot 2y + 2K'1-1' + 2K''3-3' + \dots \\ &= K_{\max} \cdot 2y (1 + 2\cos^2 \delta + 2\cos^2 2\delta + \dots) \end{aligned}$$

mit $\delta = \frac{360}{n}$, wobei nur Werte von δ , $2\delta \dots$ kleiner als 90 Grad zulässig sind. Die letzte Gleichung liefert

$$\begin{aligned} \text{für } n=6 \quad \Sigma(K \cdot k) &= 3K_{\max} \cdot y \\ \text{für } n=8 \quad \Sigma(K \cdot k) &= 4K_{\max} \cdot y \\ \text{für } n=10 \quad \Sigma(K \cdot k) &= 5K_{\max} \cdot y, \end{aligned}$$

oder allgemein

$$\Sigma(K \cdot k) = \frac{n}{2} K_{\max} \cdot y.$$

Führt man diesen Wert in die zuerst aufgestellte Gleichung für $\Sigma(K \cdot k)$ ein, so erhält man

$$K_{\max} = \mp \frac{2(Q \cdot a + G_s \cdot b)}{n \cdot y},$$

wobei das — Zeichen (Druckkraft) für den Punkt 0' auf der Auslegerseite, das + Zeichen (Zugkraft) für denjenigen 0 auf der gegenüberliegenden Seite gilt.

Weiter wirkt auf die Ankerpunkte der Fundamentplatte die vertikal abwärtsgerichtete Kraft $V = Q + G_s$ und das Eigengewicht G_0 der Säule und Fundamentplatte ein. Beide erzeugen für alle Ankerstellen die gleiche Druckkraft

$$K_1 = - \frac{V + G_0}{n} = - \frac{Q + G_s + G_0}{n}.$$

Man erhält somit schliesslich als grösste Druckkraft in den Ankerpunkten der Auslegerseite den Wert

$$Y' = \frac{2(Q \cdot a + G_s \cdot b)}{n \cdot y} + \frac{Q + G_s + G_0}{n} \quad . \quad 222$$

Das ist zugleich die grösste Kraft, welche die Enden der sternförmigen Grundplatte auf Biegung beansprucht. In den Ankerpunkten auf der dem Ausleger gegenüber befindlichen Seite tritt als grösste Zugkraft der Fundamentanker die Kraft

$$Y = \frac{2(Q \cdot a + G_s \cdot b)}{n \cdot y} - \frac{Q + G_s + G_0}{n} \quad . \quad 223$$

auf.

Soll schliesslich der ganze Kran mit seinem Fundament nicht um die Kante p in Fig. 159 des Textes kippen können, so muss, wenn Q_0 das Gewicht des

Fundamentes bezeichnet, mindestens

$$(Q_0 + G_0) y_0 = Q(a - y_0) - G_s(y_0 - b)$$

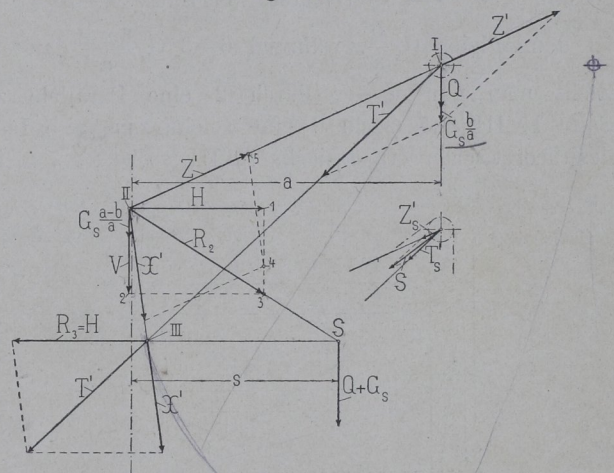
oder

$$Q_0 = Q \left(\frac{a}{y_0} - 1 \right) - G_s \left(1 - \frac{b}{y_0} \right) - G_0 \quad . \quad 224$$

sein. y_0 ist der Abstand der äussersten Fundamentkante von der Säulenachse.

Fig. 161 des Textes veranschaulicht nochmals die Zerlegung und Zusammensetzung der Kräfte im und am Krangestell. Das Eigengewicht G_s der drehbaren Teile ist dabei durch zwei Komponenten ersetzt gedacht, von denen die eine $G_s \frac{b}{a}$ an der Auslegerspitze, die andere $G_s \frac{a-b}{a}$ in der Säulenachse angreift. Im Punkte I ist dann die äussere Kraft $Q + G_s \frac{b}{a}$ in die Schliessenzugkraft Z' und die Strebendruckkraft T' zerlegt worden,

Fig. 161.



von denen jene in die Richtung I—II, diese in diejenige I—III des theoretischen Krandreiecks fällt. Die Punkte II und III bilden dabei die Stellen, wo der Ausleger gegen die Kransäule drückt, also seitlich links in der Mitte des oberen bzw. seitlich rechts in der Mitte des unteren Zapfens. T' zerlegt sich nun weiter im Punkte III in den senkrecht zur Lauffläche stehenden Zapfendruck R_3 , der horizontal gerichtet und gleich H^1 ist, wenn die genannte Lauffläche wie in der Figur vertikal liegt, und in eine Kraft X' , welche in der Richtung II—III auf den oberen Zapfen übertragen wird. Auf diesen wirken ausserdem die Schliessenzugkraft Z' und die vertikale Komponente $G_s \frac{a-b}{a}$ ein. Die drei Kräfte an diesem Zapfen durch den Linienzug II—5—4—3—II vereinigt, ergeben den resultierenden Zapfendruck R_2 des oberen Zapfens, dessen Horizontalkomponente II—1 wieder gleich H^1 und dessen Vertikalkomponente II—2 gleich $V = Q + G_s$ ist. R_3 und R_2 schneiden sich in einem Punkte S im Abstände s von der Säulenachse, durch den die Resultierende $Q + G_s$ geht.

1) Die Reaktion H ist entgegengesetzt gerichtet, wie in der Figur angegeben.

Fällt, wie im vorliegenden Falle, die Schliesse und Strebe in die Seite I—II bzw. I—III des theoretischen Krandreiecks I II III, so ist Z' gleich der wirklichen Schliessenkraft Z und T' gleich der wirklichen Strebenkraft T , wenn man von dem Einfluss der Spannung S im Lastorgan auf diese Teile absieht. Will man diesen Einfluss berücksichtigen, so hat man S (s. den besonderen Teil der Fig. 161) ebenfalls in zwei Komponenten zu zerlegen, und es wird bei der angenommenen Richtung des Lastorganes

$$Z = Z' - Z_s' \text{ und } T = T' + T_s'.$$

Weicht aber die Schliessen- und Strebenrichtung von den betreffenden Seiten des theoretischen Krandreiecks I II III ab, so ergänzen sich Z' und T' mit den nötigen Seitenkräften und gegebenen Falles mit den Komponenten Z_s' und T_s' zu Z und T .

Die ganze Zerlegung und Vereinigung der Kräfte in dem oben erwähnten Sinne lässt sich nun in einfachster Weise so vornehmen, wie Fig. 162 des Textes zeigt. Man trägt im Abstände $0-1=a$ die Last $Q=1-2$ und das Eigengewicht $G_s=1-3$ in irgend einem Massstabe auf und zieht die Verbindungslinie $0-3$. Die im Abstände $0-4=b$ errichtete Vertikale $4-5=1-6$ ist dann gleich $G_s \frac{b}{a}$, während $6-3 = G_s \frac{a-b}{a}$ darstellt. Zieht man nun weiter durch 2 eine Parallele zur Seite I—III und durch 6 eine solche zur Seite I—II des theoretischen Krandreiecks I II III, so ist $2-7$ gleich

Fig. 162.

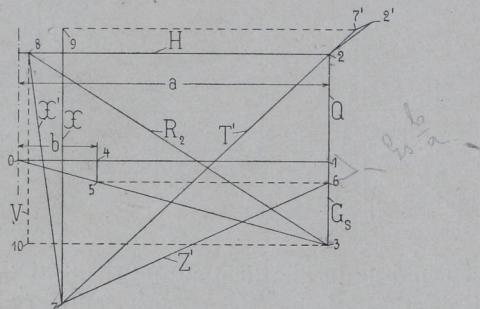
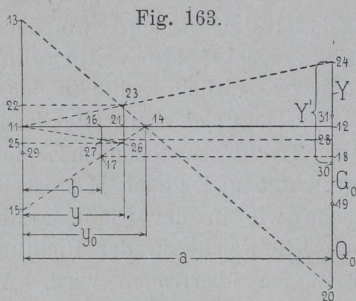


Fig. 163.



T' und $6-7$ gleich Z' . Die Parallele durch 7 zur Seite II—III des genannten Dreiecks liefert endlich mit der Horizontalen durch 2 den Punkt 8, und es stellt einerseits in dem Kräftezug $2-8-7-2$ die Strecke $8-7$ die Kraft X' , $2-8$ die Resultierende R_2 bzw. die bei vertikaler Lauffläche ebensogrosse, aber entgegengesetzt gerichtete Reaktion H des unteren Halszapfens, sowie andererseits in dem Kräftezug $8-7-6-3-8$ die Strecke $8-3$ die Resultierende R_2 des oberen Zapfens dar. Die Horizontalkomponente von R_2 ist wieder $2-8=H$, die Vertikalkomponente $2-3$ gleich $V=Q+G_s$.

Um die wirkliche Schliessen-, Streben- und Schildenkraft zu bekommen hat man $2-2'$ parallel und gleich der Spannung S des Lastorganes zu machen und in zwei Komponenten $2-7'$ bzw. $2'-7'$ zu zerlegen, die in die Streben- bzw. Schliessenrichtung fallen. Da nur $2-7'$ die Strebenkraft T' vergrößert, so ist für die Berechnung der Streben- und Schliessenquerschnitte, wie früher angedeutet, $T=7-7'$, $Z=7-6$ zu setzen. Die wirkliche Schildenkraft X ist die Horizontalkomponente von T , also gleich $7-9$.

Fallen die Schliessen und Strebe nicht wie im vorliegenden Falle in die Seiten des theoretischen Krandreiecks, so hat man zur Bestimmung von Z und T die Strecke $2-6$ vorher nochmals in die wirkliche Schliessen- und Strebenrichtung zu zerlegen, ehe man die Komponenten mit denjenigen von S vereinigt.

Fig. 163 zeigt die graphische Bestimmung der Kräfte Y' , Y und Q_0 . $11-12$ ist wieder gleich der Ausladung a , $11-16=b$, $11-14=y_0$, $11-13=Q$, $11-15=G_s$ gemacht. Die Verbindungslinie von 13 und 14 liefert auf der Vertikalen durch 12 den Punkt 20, die Verbindungslinie von 15 und 14 auf der Vertikalen durch 16 den Punkt 17 bzw. die Horizontale durch 17 den Punkt 18. Entspricht dann noch $18-19$ dem Gewichte G_0 der Säule und Fundamentplatte, so stellt $19-20$ in dem gewählten Kräftemassstabe das Fundamentgewicht Q_0 dar, wie es die Gleichung 224 verlangt.

Wie sich leicht ermitteln lässt, ist nämlich

$$12-20 = Q \frac{a-y_0}{y_0} \text{ und } 16-17 = 12-18 = G_s \frac{y_0-b}{y_0}.$$

Zur Bestimmung von Y' und Y muss $11-21=y$ aufgetragen und $21-23 = 11-22 = \frac{Q}{0,5n}$, sowie $21-26 = 11-25 = \frac{G_s}{0,5n}$ (n Ankerzahl) gemacht werden. Durch Verbindung von 11 und 23 ergibt sich dann der Punkt 24, durch Verbindung von 11 und 26 der Punkt 27 bzw. der auf der Horizontalen durch 27 und Vertikalen durch 12 liegende Punkt 28. Ist schliesslich noch $25-29 = \frac{G_0}{0,5n}$ und $28-30 = 28-31$ gleich der Hälfte von $22-29$, so ist $Y'=24-30$ und $Y=24-31$ gemäss Gl. 222 bzw. 223.

Es stellt dar:

$$12-24 = \frac{2Q \cdot a}{n \cdot y}, \quad 16-27 = 12-28 = \frac{2G_s \cdot b}{n \cdot y} \text{ und} \\ 28-30 = 28-31 = \frac{Q + G_s + G_0}{n}.$$

Mit Hilfe der ermittelten Kräfte im und am Kran-gestell lassen sich die einzelnen Teile desselben nach der Festigkeitslehre, wie folgt, berechnen.

Jede der beiden Schliessen verlangt nach der Zugfestigkeit einen kleinsten Querschnitt von

$$f = \frac{Z}{2k_z} \dots \dots \dots 225$$

mit nur $k_z = 500$ bis 600 kg/qcm für Schweisseisen in Rücksicht auf die seitliche Abbiegung, welche die Augen infolge der Schrägstellung der Schliessen erfahren.

Die Strebe ist zunächst auf Zerknicken nach der Gleichung

$$J = \frac{mT \cdot L_s^2}{10E} \dots \dots \dots 226$$

zu berechnen, wenn J das kleinste Trägheitsmoment des für die Knicklänge L_s in Frage kommenden Querschnittes und $E = 2000000 \text{ kg/qcm}$ den Elastizitätsmodul für Schmiedeeisen bezeichnet. Die Sicherheit m beträgt gewöhnlich 6 bis 10.

Ferner muss nach der Druckfestigkeit der kleinste Nutzquerschnitt der Strebe

$$F = \frac{T}{k} \dots \dots \dots 227$$

mit $k \leq 750 \text{ kg/qcm}$ betragen. Die Strebe wird gewöhnlich durch 2 L - oder 4 L -Eisen gebildet, die durch quer- und diagonalgelegte Flach- oder L -Eisen untereinander verbunden sind. An den Enden wird durch volle Bleche der Anschluss der Augen zur Aufnahme der Bolzen vermittelt.

Die Kransäule wird am stärksten im mittleren Querschnitt des unteren Halszapfens beansprucht, und zwar auf Biegung durch das Kräftepaar $H \cdot h = Q \cdot a + G_s \cdot b$ und zugleich auf Druck durch die Vertikalkraft $V = Q + G_s$. Es dürfte genügen, bei der Berechnung nur die Biegungsbeanspruchung zu berücksichtigen, also das erforderliche Widerstandsmoment des fraglichen Querschnittes aus der Gleichung

$$W = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{k_b} \dots \dots \dots 228$$

mit $k_b = 400 \text{ kg/qcm}$ für hohl gegossene gusseiserne Säulen und $k_b = 800 \text{ kg/qcm}$ für geschmiedete Stahlsäulen zu bestimmen. Die grösste Anstrengung der Säule ist dann unter Berücksichtigung der Druckbeanspruchung

$$\sigma = \frac{Q + G_s}{f} + \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{W},$$

wenn f den Inhalt des oben erwähnten Querschnittes bezeichnet.

Auf den oberen Stützzapfen der Säule wirkt vertikal die Kraft V , horizontal die Reaktion H ein. Jene ruft eine über den ganzen Zapfenquerschnitt gleichmässig verteilte Druckspannung von

$$\sigma = \frac{V}{d^2 \frac{\pi}{4}};$$

diese eine grösste Biegungsspannung

$$\sigma_b = \frac{H \cdot x d}{0,1 d^3},$$

hervor, unter d den Zapfendurchmesser und $x d$ den Abstand von Mitte Zapfenbuchse bis zur Befestigung des Zapfens oder dem Zapfenansatz verstanden. Auf der Auslegerseite summieren sich die beiden Spannungen zu einer resultierenden Spannung

$$\sigma + \sigma_b = \frac{V}{d^2 \frac{\pi}{4}} + \frac{H \cdot x d}{0,1 d^3},$$

die für Stahl als Zapfenmaterial kleiner als 1000 kg/qcm

bleiben soll. Hiermit und mit $x = 0,66$ erhält man aus der vorstehenden Gleichung

$$d = \sim 0,1 \sqrt{\frac{V}{80} + \frac{2}{3} H} \dots \dots \dots 229$$

welchen Wert man bei Kranen mit Maschinenbetrieb zweckmässig noch um 10 Prozent grösser nimmt. Die spezifische Flächenpressung wird man ferner in den Gleitflächen immer unter 150 und 100 kg/qcm für Hand- bzw. Maschinenantrieb halten müssen. Das Gleiche gilt für den unteren Halszapfen, wenn dessen Lager als gewöhnliches Halslager mit Bronzebuchse ausgebildet ist.

Besitzt aber der untere Halszapfen ein Rollenlager nach Fig. 159 auf S. 207, so empfängt jede von den beiden Rollen auf der Auslegerseite einen Horizontaldruck

$$H_1 = \frac{H}{2 \cos \gamma} \dots \dots \dots 230$$

Derselbe beansprucht die Rollachsen auf Biegung und kann, wenn die Zapfen, wie in der Figur, dicht an die Rollen anschliessen und in besonderen Buchsen laufen, als annähernd gleichmässig über die Zapfenlänge l_0 verteilt angesehen werden. Der Durchmesser der Rollachsen in der Mitte der Rollen folgt dann aus

$$d_r = \sqrt[3]{\frac{H_1 \cdot l_0}{8 \cdot 0,1 \cdot k_b}} \dots \dots \dots 231$$

mit $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ für Stahl¹⁾. Den Durchmesser der Rollen nimmt man

$$D_0 = 3 d_r \text{ bis } 5 d_r,$$

die Laufbreite derselben, Stahl als Material der Rollen vorausgesetzt, mit D_0 in cm

$$b_0 \geq 0,014 \frac{H_1}{D_0} \text{ in cm.}$$

Die Traverse ist in ihrer Mitte durch die Resultierende

$$R_2 = \sqrt{H^2 + V^2}$$

belastet. Nach der Biegezugfestigkeit muss demnach der mittlere Querschnitt der Traverse in bezug auf die zu R_2 senkrechte Schwerpunktsachse ein Widerstandsmoment

$$W = R_2 \frac{l_2}{4} \frac{1}{k_b} \dots \dots \dots 232$$

besitzen. l_2 ist die freitragende Länge der Traverse, k_b kann $\leq 750 \text{ kg/qcm}$ für Schweisseisen und $\leq 1000 \text{ kg/qcm}$ für Stahl gesetzt werden.

Die Schilde verlangen einen Zugquerschnitt

$$F = \frac{X}{2 k_z} \dots \dots \dots 233$$

mit $k_z \geq 750 \text{ kg/qcm}$ für Schweiss- und $\leq 250 \text{ kg/qcm}$ für Gusseisen. Sind die Wellen des Hub- und Drehwerkes in ihnen gelagert, so sind mit Rücksicht auf eine sichere Verlagerung natürlich grössere Querschnitte nötig.

Die Arme der sternförmigen Grundplatte werden am stärksten auf der Auslegerseite durch die Kraft Y' auf Biegung beansprucht. Das Widerstandsmoment des

1) Stehen die Rollenbolzen fest und drehen sich die Rollen auf ihnen, so kann $k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$ gesetzt werden.

1 mm = 400 kg ermittelt. Ausgegangen wurde dabei von der Resultierenden $Q + G_s$ der äusseren Kräfte Q und G_s . Den durch die Beziehung

$$(Q + G_s)s = Q \cdot a + G_s \cdot b$$

bestimmten Abstand s dieser Resultierenden von der Säulenachse erhält man dadurch, dass man $0-4 = b$, $0-1 = a$, $1-2 = G_s$, $2-3 = Q$ (6200 kg) macht und 0 mit 2, sowie 3 verbindet. $0-2$ schneidet dann auf der Vertikalen durch 4 den Punkt 5 ab, und die im Abstände $5-6 = Q$ durch 6 gezogene Horizontale trifft die Gerade $0-3$ in dem Punkte 7, durch den die Resultierende geht.

Die Horizontale durch 3 liefert weiter auf der Vertikalen durch 7 den Punkt 10, sodass wieder $8-10 = Q + G_s$ ist. Trägt man nun im Abstände $h = 1650$ mm über 0 den Punkt II auf, wo sich der Ausleger gegen den oberen Zapfen legt und verbindet 8 mit II, so bildet $8-II-9$ die Resultierende R_2 aller Kräfte auf diesen Zapfen mit $H = 9-10$ als Horizontal- und $V = 10-8$ als Vertikalkomponente.

Eine Parallele durch 9 zur Seite II-III und eine solche durch 10 zur Seite I-III des Krandreiecks I-II-III ergibt schliesslich den Schnittpunkt 11 und eine Parallele zu I-II durch diesen den Punkt 12 auf der Vertikalen durch 10. Da die wirkliche Strebenrichtung I-III' nicht mit der Seite I-III des Krandreiecks zusammenfällt, so hat man dann noch durch 10 eine Parallele zur Richtung I-III' zu legen, um in 10-13 die Strebendruckkraft T und in 12-13 die Schliessenzugkraft Z zu erhalten. Die Vertikalkomponente von 10-13 bildet die Schildenkraft X ; dieselbe ist nicht eingetragen.

Zur Bestimmung der Kräfte Y' und Y ist $0-14 = y$, $14-16 = \frac{2(Q + G_s)}{n} = \frac{6200 + 4000}{5}$ kg gemacht und die Verbindungslinie $16-0-17$ gezogen worden. Ist dann $8-18 = \frac{1}{2} 14-16$, $18-19 = \frac{G_0}{n} = \frac{3850}{10}$ und $8-20 = 8-19$, so stellt $17-20$ die Druckkraft Y' , $17-19$ die Zugkraft Y dar.

Das Gewicht Q_0 endlich erhält man, sobald man $21-22 = Q$, $21-23 = G_s$, $21-26 = y_0$ macht. Die Verbindungslinie $22-26$ trifft dann die Vertikale im Abstände $21-27 = a$ in 29 und diejenige $23-26$ die Vertikale im Abstände $21-24 = b$ in 25. Für $27-28 = G_0$, wobei 27 auf der Horizontalen durch 25 liegt, wird dann $28-29 = Q_0$.

Die einzelnen Teile des Krangelstelles berechnen sich nun mit Hilfe der ermittelten Kräfte wie folgt.

Die beiden Schliessen verlangen nach Gl. 225, S. 210, für $k_z = 550$ kg/qcm je einen Querschnitt von

$$f = \frac{34495}{2 \cdot 550} = \sim 31,4 \text{ qcm},$$

dem Flacheisen von **140 mm** Breite und **23 mm** Dicke mit $14 \cdot 2,3 = 32,2$ qcm Querschnitt genügen.

Die Strebe ist zunächst für die ganze Länge $L_s = 768$ cm zwischen dem Bolzen in I und demjenigen am unteren Halslager zu berechnen. Fig. 4, Taf. 29, zeigt den Querschnitt in der Mitte dieser Länge. Er besteht aus 4 L-Eisen 75.75.10 mm und besitzt in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse ein Trägheitsmoment

$$J_x = \frac{1}{12} \left\{ 2 \cdot 7,5 (40^3 - 38^3) + 2 \cdot 1 (38^3 - 25^3) \right\} = 17950 \text{ cm}^4,$$

in bezug auf die vertikale Schwerpunktsachse ein solches

$$J_y = \frac{1}{12} \left\{ 2 \cdot 1 (45^3 - 30^3) + 2 \cdot 6,5 (32^3 - 30^3) \right\} = 16936 \text{ cm}^4.$$

Mit dem kleineren von beiden folgt aus Gl. 226, S. 211, für $E = 2000000$ kg/qcm eine

$$m = \frac{16936 \cdot 10 \cdot 2000000}{41930 \cdot 768^2} = \sim 13,7 \text{ fache Sicherheit.}$$

Weiter ist zu untersuchen, ob die Haupt L-Eisen der Strebe nicht zwischen den aufgenieteten Quer L-Eisen und Diagonal-

Flacheisen ausweichen können. Die hierbei in Frage kommende Knicklänge ist nach Fig. 1, Taf. 29, $2l_s = 135$ cm. Das kleinste Trägheitsmoment eines L-Eisens 75.75.10 beträgt $29,8 \text{ cm}^4$. Führt man diese Werte für L_s bezw. J , sowie für T den Wert $\frac{41930}{4} = 10482,5$ kg in die Gl. 226 ein, so ergibt sich nur eine

$$m = \frac{29,8 \cdot 10 \cdot 2000000}{10482,5 \cdot 135^2} = \sim 3,125 \text{ fache Sicherheit.}$$

Auf Druck berechnet, müsste die Strebe nach Gl. 227, S. 211, für $k = 750$ kg/qcm einen Querschnitt

$$F = \frac{41930}{750} = \sim 55,8 \text{ qcm}$$

bekommen. Die 4 L-Eisen bieten einen solchen von

$$4 (7,5 + 6,5) 1 = 56 \text{ qcm.}$$

Am unteren Ende stützt sich die Strebe mit zwei Guss-eisenaugen auf die im unteren Lagerkasten befestigten beiden Stahlbolzen. Fig. 165 des Textes zeigt die Verbindung nochmals. Die Strebenaugen sind 90, die Bolzenaugen am Lagerkasten 100 mm lang, sodass von Mitte bis Mitte Auge ein Abstand von 190 mm vorhanden ist. Nimmt man die angreifende Kraft $0,5T$ wegen der grossen Länge der Augen gleichmässig über den Abstand von 190 mm verteilt an, so muss der Bolzendurchmesser selbst für $k_b = 1200$ kg/qcm nach der Gleichung

Fig. 165.

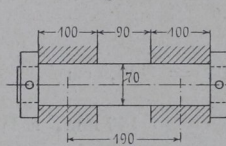
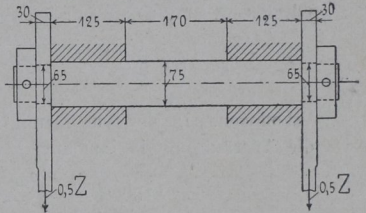


Fig. 166.



$$0,1 d^3 \cdot k_b = 0,5 T \frac{19}{8}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot 41930 \cdot 19}{8 \cdot 0,1 \cdot 1200}} = 7,5 \text{ cm}$$

betragen. Die Ausführung zeigt sogar nur **70 mm**.

Der Bolzen im Punkte I (Fig. 1, Taf. 29) wird gemäss Fig. 166 des Textes durch die Kräfte $0,5Z$ an seinen beiden Enden auf Biegung und Abscheren beansprucht. Für $k_b = 1000$ und $k_s = 800$ kg/qcm (Flussstahl) macht sich demnach bei 30 mm Breite der Schliessenaugen ein Durchmesser von

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot 34495 \cdot 3}{2 \cdot 0,1 \cdot 1000}} = \sim 6,4 \text{ cm}$$

bezw.

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot 34495 \cdot 4}{800 \pi}} = \sim 5,37 \text{ cm}$$

nötig. Die Ausführung zeigt **65 mm**. Zwischen den Strebenaugen wirkt auf den genannten Bolzen die nur geringe Resultierende aus den beiden Seilspannungen ein; er ist für diese mit **75 mm** Durchmesser sehr reichlich bemessen.

Die Enden der Traverse werden durch die Schliessenkraft $0,5Z$ in der gleichen Weise wie die Zapfen des Bolzens I beansprucht. Da die Traverse aber aus Schweisseisen besteht, für welche $k_b = 750$ und $k_s = 600$ kg/qcm zulässig ist, so muss der Durchmesser der fraglichen Enden hier

$$d = 6,4 \sqrt[3]{\frac{1000}{750}} = \sim 7,04 \text{ cm}$$

bezw.

$$d = 5,37 \sqrt[3]{\frac{800}{600}} = \sim 6,2 \text{ cm}$$

betragen. In der Ausführung sind hierfür **75 mm** genommen (s. Fig. 6, Taf. 29).

Die Schilde sind mit Rücksicht darauf, dass die Wellen des Windwerks in ihnen gelagert sind, stärker bemessen, als die Zugkraft X nach Gl. 233, S. 211, verlangt. Nach dieser müsste ihr kleinster Querschnitt

$$F \geq \frac{32118}{2 \cdot 750} = \sim 21,4 \text{ qcm}$$

sein, während er tatsächlich an der schwächsten Stelle $50 \cdot 1,6 = 80 \text{ qcm}$ ist.

Berechnet man den gefährlichen Querschnitt der Säule zunächst nur auf Biegung allein aus Gl. 228, S. 211, für $k_b = 800 \text{ kg/qcm}$ (Gussstahl), so müsste das Widerstandsmoment desselben

$$w = \frac{6200 \cdot 750 + 4000 \cdot 200}{800} = 6812,5 \text{ cm}^3$$

betragen. Derselben genügt ein Durchmesser

$$D = \sqrt[3]{10 \cdot 6812,5} = \sim 40,8 \text{ cm},$$

während die Ausführung nur einen solchen von **335 mm** zeigt. Infolgedessen beträgt die grösste Spannung in dem fraglichen Querschnitt auf der Auslegerseite

$$\frac{6200 \cdot 750 + 4000 \cdot 200}{0,1 \cdot 33,5^3} + \frac{6200 + 4000}{33,5^2 \frac{\pi}{4}} = \sim 1462 \text{ kg/qcm}.$$

Eine solche hohe Anstrengung bringt starke Durchbiegungen der Säule mit sich und ist nur zulässig, wenn der Kran nur selten durch die Maximallast belastet wird.

Der obere Stützzapfen der Kransäule muss nach Gl. 229, S. 211, einen Durchmesser

$$d = 0,1 \sqrt{\frac{10200}{80} + \frac{2}{3} 33030} = \sim 14,9 \text{ cm}$$

bekommen. In der Ausführung ist er nur **140 mm**, sodass die Anstrengung in ihm auf

$$\sigma = 1000 \left(\frac{14,9}{14} \right)^3 = \sim 1206 \text{ kg/qcm}$$

steigt. Die Rotgussbuchse des Zapfens hat in der Lauffläche 13,5 cm Länge, sodass in ihr die spezifische Flächenpressung

$$p = \frac{H}{13,5 \cdot 14} = \frac{33030}{13,5 \cdot 14} = \sim 175 \text{ kg/qcm}$$

den zulässigen Wert von 150 kg/qcm übersteigt. In der gewölbten Stützfläche des Zapfens ist die Flächenpressung noch bedeutend höher, während sie im unteren Halslager bei 30 cm Länge der Lauffläche nur

$$p = \frac{33030}{30 \cdot 33,5} = \sim 32,86 \text{ kg/qcm}$$

beträgt.

Die Traverse wird durch die Resultierende

$$R_2 = \sqrt{V^2 + H^2} = \sqrt{10200^2 + 33030^2} = \sim 34570 \text{ kg}$$

auf Biegung beansprucht. Nimmt man als freitragende Länge den Abstand $l_2 = 78 \text{ cm}$ zwischen den beiden Schliessen an, so muss das Widerstandsmoment des mittleren Querschnittes nach Gl. 232, S. 211, für $k_b \leq 750 \text{ kg/qcm}$

$$w \geq \frac{34570 \cdot 78}{4 \cdot 750} \text{ oder } \geq 898,8 \text{ cm}^3$$

sein. Die Fig. 167 des Textes zeigt den Querschnitt. Bestimmen wir zunächst die Lage des Schwerpunktes S , indem wir die Summe der statischen Momente aller Flächenteile in bezug auf die obere Kante 0—0' gleich demjenigen der ganzen Fläche setzen, so erhalten wir

$$e_1 = \frac{2 \cdot 5,5 \cdot 24 \cdot 12 + 14 \cdot 9 \cdot 4,5 - 10 \cdot 4,5 \cdot 2,25 - 9 \cdot 1,5 (9 - 0,75)}{2 \cdot 5,5 \cdot 24 + 14 \cdot 9 - 10 \cdot 4,5 - 9 \cdot 1,5} = \sim 10,6 \text{ cm},$$

$$e_2 = 24 - 10,6 = 13,4 \text{ cm},$$

sowie hiermit das Trägheitsmoment

$$J_x = \frac{1}{3} \left\{ 25 \cdot 10,6^3 - 10 (10,6^3 - 6,1^3) - 9 (3,1^3 - 1,6^3) - 14 \cdot 1,6^3 + 2 \cdot 5,5 \cdot 13,4^3 \right\} = \sim 15438 \text{ cm}^4,$$

$$J_y = \frac{1}{12} (24 \cdot 25^3 - 4,5 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 9^3 - 15 \cdot 14^3) = \sim 27354 \text{ cm}^4.$$

Aus beiden ermittelt sich das Trägheitsmoment in bezug auf die zu R_2 senkrechte z Achse des Querschnittes, welche, entsprechend

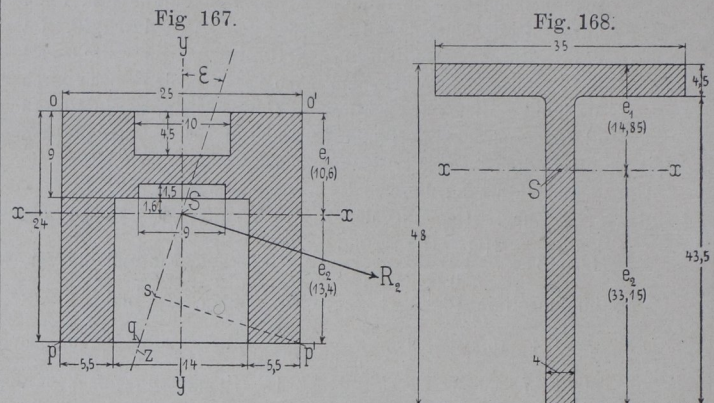
$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{V}{H} = \frac{10200}{33030} = 0,309,$$

unter einem Winkel $\varepsilon = 17^\circ 10'$ gegen die y — y Achse geneigt ist, zu

$$J_z = J_y \cdot \cos^2 \varepsilon + J_x \sin^2 \varepsilon = 27354 \cdot 0,955^2 + 15438 \cdot 0,295^2 = \sim 26291 \text{ cm}^4.$$

Die am weitesten von der z Achse abstehende Kante ist die durch den Punkt p' gehende, und es ist

$$s - p' = p' - q \cdot \cos \varepsilon = (e_2 \cdot \operatorname{tg} \varepsilon + 12,5) \cos \varepsilon = (13,4 \cdot 0,309 + 12,5) \cdot 0,955 = \sim 15,9 \text{ cm},$$



womit das kleinste Widerstandsmoment zu

$$\frac{26291}{15,9} = \sim 1653 \text{ cm}^3,$$

also nicht ganz doppelt so gross, wie verlangt, folgt.

Die Fundamentplatte hat in ihren sternförmigen Armen dort, wo diese an die Nabe anschliessen, den in Fig. 168 des Textes angegebenen Querschnitt. Für denselben ergibt sich ein Schwerpunktsabstand

$$e_1 = \frac{35 \cdot 4,5 \cdot 2,25 + 4 \cdot 43,5 (21,75 + 4,5)}{35 \cdot 4,5 + 4 \cdot 43,5} = 14,85 \text{ cm},$$

$$e_2 = 48 - 14,85 = 33,15 \text{ cm},$$

ein Trägheitsmoment

$$J_x = \frac{1}{3} \left\{ 35 (14,85^3 - 10,35^3) + 4 (33,15^3 + 10,35^3) \right\} = \sim 75320 \text{ cm}^4,$$

ein kleinstes Widerstandsmoment

$$w = \frac{75320}{33,15} = \sim 2272 \text{ cm}^3.$$

Der Abstand des zu untersuchenden Querschnittes von der Mitte des zugehörigen Fundamentankers ist $l' = 110 \text{ cm}$. Nach Gl. 234, S. 212, beträgt somit die grösste Materialanstrengung auf der Auslegerseite

$$\sigma_b = \frac{9332 \cdot 110}{2272} = \sim 450 \text{ kg/qcm},$$

welche die zulässige von nur 250 kg ganz bedeutend übersteigt. Günstiger würde sich ein zur Achse x — x symmetrischer I-Querschnitt der Arme verhalten.

Der Kernquerschnitt der Fundamentanker muss nach Gl. 235, S. 212,

$$d_1^3 \frac{\pi}{4} \geq \frac{6522}{450} = 14,5 \text{ qcm}$$

sein. Diesem Querschnitt entspricht ein Kerndurchmesser von 4,3 cm, und zu diesem gehört nach der Whitworthschen Tabelle ein äusserer Gewindedurchmesser von $d = 2\frac{1}{2}$ engl.

Das vorspringende Schnabelende der Strebe wird im Querschnitt 1—1 (Fig. 5, Taf. 29), wo es in die eigentliche Strebe übergeht, nach den Angaben unter 2. auf S. 216, durch ein Kräftepaar $Q \cdot a' + G_s' \cdot b'$ auf Biegung, sowie durch die Kraft $(Q + G_s') \sin \alpha$ auf Druck und durch diejenige $(Q + G_s') \cos \alpha$ auf Abscheren beansprucht. $a' = 225$ cm ist hierbei (Fig. 1, Taf. 29) die Ausladung des Schnabelendes, $G_s' = \sim 500$ kg (geschätzt) das Eigengewicht des letzteren, $b' = \sim 0,5a' = 112,5$ cm der Hebelarm von G_s' in bezug auf den Punkt I, $\alpha = 32^\circ$ der Neigungswinkel des Querschnittes 1—1 gegen die Vertikalebene. Nach Fig. 5, Taf. 29, beträgt das Trägheitsmoment des Schnittes 1—1 bezüglich der horizontalen Schwerpunktsachse

$$J_x = \frac{1}{12} \left\{ (37 - 2 \cdot 1,8) (60^3 - 58^3) + 2 (6,5 - 1,8) (58^3 - 56^3) + 2 \cdot 2 (58^3 - 11^3) - 96292 \right\} = \sim 129981 \text{ cm}^4$$

und somit das Widerstandsmoment

$$w = \frac{129981}{0,5 \cdot 600} = 4332,7 \text{ cm}^3.$$

Der Inhalt des Querschnittes ist

$$F = 2(37 - 2 \cdot 1,8)1 + 4(6,5 - 1,8)1 + 2 \cdot 2(58 - 11) - 12 \cdot 2 \cdot 1 = 249,6 \text{ qcm}.$$

Das oben erwähnte Kräftepaar ruft daher eine grösste Normalspannung

$$\sigma_b = \frac{Q \cdot a' + G_s' \cdot b'}{w} = \frac{6200 \cdot 225 + 500 \cdot 112,5}{4332,7} = \sim 335 \text{ kg/qcm},$$

die Druckkraft eine über den ganzen Querschnitt gleichmässig verteilte Normalspannung

$$\sigma = \frac{(Q + G_s') \sin \alpha}{F} = \frac{(6200 + 500) \sin 32}{249,6} = \sim 14 \text{ kg/qcm}$$

hervor. Beide addieren sich an der inneren Seite des Querschnittes zu einer Spannung von

$$\sigma_b + \sigma = 335 + 14 = 349 \text{ kg/qcm}.$$

Dieselbe ist so gering, dass auch unter Berücksichtigung der durch die Scherkraft

$$(Q + G_s') \cos 32 = (6200 + 500) 0,848 = 5685,6 \text{ kg}$$

hervorgerufenen Schubspannung die resultierende Anstrengung des Materiales von 700 kg/qcm noch lange nicht erreicht wird.

In Fig. 1a u. b, Taf. 29, sind die Spannungen in den Stäben des gitterförmigen Schnabelteiles auf graphischem Wege bestimmt. $0'-1'$ stellt im Massstabe 1 mm = 400 kg die angreifende Kraft $Q + \frac{1}{2} G_s' = 6450$ kg dar. Die Diagonalen 1—3 und 4—5 wurden als nicht vorhanden betrachtet.

Knotenpunkt 0. Parallele durch $0'$ zu $0-1$, durch $1'$ zu $0-2$, Kräftezug $2'-0'-1'-2'$ mit $2'-0'$ als Zugkraft in der oberen Gurtung $0-1$ und $1'-2'$ als Druckkraft in der Diagonalen $2-0$.

Knotenpunkt 2. Spannung in der Vertikalen 1—2 und der rechts von 2 liegenden unteren Gurtung gleich Null. Parallele durch $1'$ zu $3-2$ und durch $2'$ zu $4-2$. Kräftezug $2'-1'-3'-2'$ mit $1'-3'$ als Druckkraft in der unteren Gurtung $3-2$ und $3'-2'$ als Zugkraft in der Diagonalen $2-4$.

Knotenpunkt 4. Spannung in $4-1$ gleich der in $1-0$. Parallele durch $3'$ zu $3-4$. Kräftezug $0'-2'-3'-4'-0'$ mit $3'-4'$ als Druckkraft in der Vertikalen $3-4$ und $4'-0'$ als Zugkraft in der oberen Gurtung $4-6$.

Knotenpunkt 3. Parallele durch $4'$ zu $6-3$. Kräftezug $5'-4'-3'-1'-5'$ mit $5'-4'$ als Zugkraft in der Diagonalen $3-6$ und $1'-5'$ als Druckkraft in der unteren Gurtung $5-3$.

Als grösste Kräfte ergibt sich:

für die obere Gurtung die Zugkraft

$$0'-4' = \sim 400 \cdot 44,5 = 17800 \text{ kg},$$

für die untere Gurtung die Druckkraft

$$1'-5' = \sim 400 \cdot 59 = 23600 \text{ kg},$$

für die Vertikalen die Druckkraft

$$4'-3' = \sim 400 \cdot 9 = 3600 \text{ kg},$$

für die Diagonalen die Zugkraft

$$2'-3' = \sim 400 \cdot 23,5 = 9400 \text{ kg}.$$

Für alle diese Kräfte sind die Dimensionen der einzelnen Stangen reichlich bemessen, ausgenommen die Diagonalen. Diese bestehen aus 2 Flacheisen 50·8 mm, welche bei Abzug eines Nietquerschnittes von 12 mm Durchmesser einen Nutzquerschnitt von nur

$$2(5 - 1,2)0,8 = 6,08 \text{ qcm}$$

besitzen und demnach eine grösste Zugspannung von

$$\sigma_z = \frac{9400}{6,08} = \sim 1546 \text{ kg/qcm}$$

erleiden.

Das Fundament des Kranes hat rund 3,5 m Durchmesser bei 3 m Höhe, wiegt also, 1 cbm Mauerwerk zu 1600 kg gerechnet,

$$3,5^2 \frac{\pi}{4} \cdot 3 \cdot 1600 = \sim 46180 \text{ kg},$$

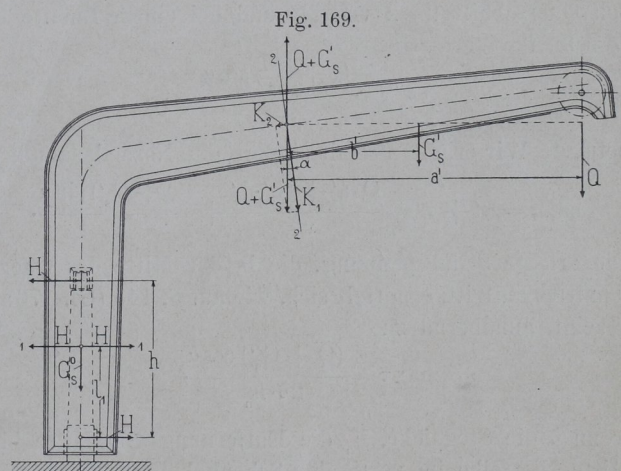
oder das

$$\frac{46180}{17093} = \sim 2,7 \text{ fache}$$

des berechneten Gewichtes Q_0 .

2. Blechsnabel-Ausleger für unveränderliche und veränderliche Ausladung. Fairbairn-Krane.

Die Schliessen, Strebe und Schilde des dreieckigen Auslegers sind hier zu einem gebogenen Blechbalken von kastenförmigem oder doppel[-förmigem Querschnitt vereinigt, um den Raum unter dem Ausleger für die gehobene



Last frei zu bekommen. Der Blechbalken legt sich in bekannter Weise mittelst einer Traverse auf den oberen Stützzapfen der feststehenden Säule und umfasst diese unten in einem Hals- oder Rollenlager. Der Schnabel steigt entweder von seinem mittleren vertikalen Ende nach der Auslegerrolle hin allmählich an (Fig. 169 des Textes), oder er ist behufs Änderung der Ausladung horizontal gehalten und dient einer Laufkatze als Fahrbahn (Fig. 1, Taf. 33). Ein kurzer Gegenarm bildet bei

1) 96292 ist das Trägheitsmoment, 12·2 der Inhalt der in Fig. 5, Taf. 29, Schnitt 1—1, punktiert angedeuteten Nietlöcher in den Stegblechen.

Kranen mit elektrischem Antriebe die Stütze für den Hub- und Schwenkmotor.

Bei der Berechnung des Krangestelles ist hier nur diejenige des Auslegers neu; alle anderen Teile bestimmen sich in der früheren Weise.

Für irgend einen Querschnitt 2—2 des vorspringenden Teiles an einem solchen Ausleger erkennt man die Beanspruchung am besten, wenn man sich nach Fig. 169 des Textes in der Mitte dieses Querschnittes zweimal nach entgegengesetzter Richtung die beiden äusseren Kräfte Q und G_s' angebracht denkt. Hierdurch wird nichts am Gleichgewichtszustande geändert. G_s' ist das Gewicht des Auslegers bis zum Schnitt 2—2 hin. Man ersieht dann, dass die beiden Kräftepaare $Q \cdot a'$ und $G_s' \cdot b'$ bei dem fraglichen Querschnitt auf Biegung hin wirken, während die Komponente $K_s = (Q + G_s') \sin \alpha$ der noch in der Schnittmitte verbleibenden abwärts gerichteten Kraft $Q + G_s'$ ihn auf Druck, die andere Komponente $K_1 = (Q + G_s') \cos \alpha$ ihn auf Abscheren beansprucht. α ist der Neigungswinkel, den die Schnittebene 2—2 mit der Vertikalen einschliesst.

Die genannten Kräftepaare rufen, wenn wie gewöhnlich das Moment der hier entlastend wirkenden Spannung im Lastorgan unberücksichtigt bleibt, eine grösste Biegungsspannung

$$\sigma' = \sigma_b = \frac{Q \cdot a' + G_s' \cdot b'}{w}$$

mit w als Widerstandsmoment des Schnittes 2—2 in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse hervor. Dieselbe äussert sich auf der oberen Seite als Zug-, auf der unteren als Druckspannung. Die letztere wird noch verstärkt durch die von der Komponente $K_s = (Q + G_s') \sin \alpha$ herührende Druckspannung, welche sich gleichmässig über den Querschnitt 2—2 verteilt und bei einem Inhalte F desselben

$$\sigma'' = \frac{(Q + G_s') \sin \alpha}{F}$$

beträgt. Wir erhalten somit eine grösste Normalspannung

$$\max \sigma = \sigma' + \sigma'' = \frac{Q \cdot a' + G_s' \cdot b'}{w} + \frac{(Q + G_s') \sin \alpha}{F}$$

Die grösste Schubspannung, die in der Mitte des Querschnittes auftritt, ermittelt sich, wie auf S. 145 (Gl. 173a) gezeigt, annähernd zu

$$\max \tau = \frac{(Q + G_s') \cos \alpha}{2\delta \cdot h_n},$$

wenn δ die Stegdicke, h_n die Entfernung von Mitte bis Mitte Nietreihe im vertikalen Schenkel der $\perp$ -Eisen des Querschnittes ist. Vereinigt man $\max \sigma$ und $\max \tau$ nach Gl. 174, S. 145, so erhält man die grösste Materialanstrengung $\max \sigma_1$, die für Flusseisen unter 800 kg/qcm bleiben soll.

Verläuft der vorspringende Teil des Auslegers horizontal wie in Fig. 1, Taf. 33, so wird $\alpha = 0$ und somit auch $K_s = (Q + G_s') \sin \alpha$, sowie $\sigma'' = 0$; die einzelnen Querschnitte werden dann nur auf Biegung und Abscheren beansprucht.

Für den vertikalen Teil des Auslegers oberhalb der Traverse ist $\alpha = 90$ Grad und somit $K_1 = (Q + G_s') \cos \alpha$, sowie $\tau = 0$. Die Querschnitte dieses Teiles erleiden also keine Scherbeanspruchung. Für sie ist die grösste Anstrengung

$$\max \sigma = \frac{Q \cdot a + G_s' \cdot b'}{w} + \frac{Q + G_s'}{F}$$

wenn G_s' , b' , w und F wieder auf den zu untersuchenden Querschnitt bezogen werden.

Unterhalb der Traverse dagegen tritt in den Querschnitten des Auslegers wieder eine Schubkraft auf. Man ersieht dies z. B. für den Querschnitt 1—1 in Fig. 169 des Textes, wenn man sich in dessen Mitte zweimal in entgegengesetzter Richtung die Horizontalreaktion H des unteren Säulenzapfens angebracht denkt. Das Moment $H \cdot l_1$ des Kräftepaares wirkt dann auf Biegung hin, die in 1—1 noch verbleibende Kraft H auf Schub. Ausserdem beansprucht das Eigengewicht G_s^0 des unterhalb 1—1 befindlichen Auslegerteiles den Querschnitt 1—1 auf Zug. Man erhält also hier eine grösste Normalspannung

$$\max \sigma = \frac{H \cdot l_1}{w} + \frac{G_s^0}{F},$$

eine grösste Schubspannung

$$\max \tau = \frac{H}{2\delta \cdot h_n},$$

die sich beide wieder zu der maximalen Anstrengung $\max \sigma_1$ vereinigen.

Beim Entwurf der vorliegenden Ausleger wird man zunächst den über der Traverse liegenden Querschnitt berechnen. Es genügt dabei, allein das angreifende Biegemoment zu berücksichtigen, also das erforderliche Widerstandsmoment des Querschnittes aus

$$w = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{k_b} \quad . \quad . \quad . \quad 236$$

zu bestimmen. G_s ist wieder das Gewicht aller um die Säule drehbaren Kranteile, b dessen Schwerpunktsabstand. k_b findet man bis zu 800 kg/qcm für Flusseisen. Nach dem berechneten w sind die Dimensionen des Querschnittes zu bemessen. Dann ist der ganze Ausleger nach Gefühl aufzuzeichnen und für eine Reihe von Querschnitten nach den obigen Gleichungen zu prüfen, ob die resultierende Anstrengung unter dem angegebenen Grenzwerte bleibt.

Die in allen Querschnitten mit besonderer Druckkraft und gleichzeitiger Biegebungsbeanspruchung sich ergebende Verschiedenheit in den resultierenden Normalkräften auf der Ausleger- und der gegenüberliegenden Seite bleibt bei der Materialverteilung gewöhnlich unberücksichtigt. Die Querschnitte werden also auf beiden Seiten gleich, und zwar der grösseren Spannung auf der Auslegerseite entsprechend, bemessen.

Beispiel.

Der Kran von E. Becker in Berlin-Reinickendorf in Fig. 1, Taf. 33, besitzt eine grösste Ausladung von 4 m und eine Säulenhöhe von 2,24 m. Die Maximallast beträgt 5000 kg. Wie berechnen sich die Verhältnisse des schnabelförmigen Auslegers und der Gussstahlsäule?

Schätzen wir das Eigengewicht der um die Säule drehbaren Kranteile zu $G_s = 0,75 \cdot 5000 = 3750$ kg, dessen Schwerpunktsabstand $b = 60$ cm, so bestimmt sich für $Q = 5450$ kg (450 kg als Gewicht der Katze gerechnet), $a = 400$ cm und $k_b \leq 800$ kg/qcm das erforderliche Widerstandsmoment des über der Traverse liegenden Ausleger-Querschnittes nach Gl. 236 zu

$$w \geq \frac{5450 \cdot 400 + 3750 \cdot 60}{800} = 3006,25 \text{ cm}^3.$$

Die Dimensionen des gewählten Querschnittes sind im Schnitt 1—1 der Fig. 1, Taf. 33¹⁾, angegeben. Das Trägheitsmoment in bezug auf die zu den Stegblechen senkrechte Schwerpunktsachse beträgt

$$J = \frac{2}{12} \left\{ 8,8 \cdot 75^3 - 7 \cdot 75^3 - 1 \cdot 59^3 - 1,8 (67,8^3 - 64,2^3) \right\} = 116550 \text{ cm}^4,$$

das Widerstandsmoment

$$w = \frac{116550}{0,5 \cdot 75} = \sim 3108 \text{ cm}^3.$$

Rechnet man für das Eigengewicht des Auslegers und der auf ihm befestigten Triebwerkteile bis zu dem zu untersuchenden Querschnitt hin $G_s' = 3000$ kg, so ergibt sich bei dem Inhalte $F = 4(8 + 7)1 + 2 \cdot 0,8 \cdot 75 - 4 \cdot 1,8 \cdot 1,8 = \sim 167$ qcm des Schnittes eine grösste Materialanstrengung von

$$\max \sigma = \frac{5450 \cdot 400 + 3750 \cdot 60}{3108} + \frac{5450 + 3000}{167} = 824,4 \text{ kg/qcm}.$$

Für den Querschnitt unterhalb des oberen Lagers ist das angreifende Biegemoment $H \cdot h = Q \cdot a + G_s \cdot b$ und die nach unten wirkende Zugkraft $G_s^0 = 750$ kg. Da der vertikale Teil des Auslegers von oben bis unten gleich gehalten ist, so folgt für den fraglichen Querschnitt eine grösste Normalspannung von

$$\max \sigma = \frac{5450 \cdot 400 + 3750 \cdot 60}{3108} + \frac{750}{167} = \sim 778,7 \text{ kg/qcm}.$$

Die grösste Schubspannung beträgt für

$$H = \frac{5450 \cdot 400 + 3750 \cdot 60}{224} = \sim 10735 \text{ kg}$$

$$\max \tau = \frac{10735}{2 \cdot 0,8 \cdot 66} = \sim 101,6 \text{ kg/qcm}.$$

Unter der Annahme, dass beide Spannungen an derselben Stelle des Querschnittes auftreten, würde also nach der Tabelle auf S. 145 die maximale Anstrengung

$$\max \sigma_1 = \sim 1,035 \cdot 778,3 = \sim 806 \text{ kg/qcm}$$

betragen.

Von dem vorspringenden Schnabelende soll der Querschnitt 2—2 in Fig. 1, Taf. 33¹⁾, untersucht werden. Das Eigengewicht der Kranteile bis zu diesem Schnitte hin beträgt ca. $G_s' = 850$ kg und sein Schwerpunktsabstand $b = 280$ cm. Die Last ist bei ihrer äussersten Stellung $a' = 315$ cm von dem Querschnitte entfernt. Es ergibt sich also ohne Berücksichtigung der den Querschnitt entlastenden Seilspannung eine grösste Normalspannung von

$$\max \sigma = \frac{5450 \cdot 315 + 850 \cdot 280}{3430} = \sim 570 \text{ kg/qcm},$$

da das Widerstandsmoment

$$w = \frac{2}{12 \cdot 0,5 \cdot 80} \left\{ 8,8 \cdot 80^3 - 7 \cdot 78^3 - 1 \cdot 64^3 - 1,8 (72,8^3 - 69,2^3) \right\} = \sim 3430 \text{ cm}^3$$

ist. Die grösste Schubspannung ist für $h_n = 71$ cm

$$\max \tau = \frac{5450 + 850}{2 \cdot 0,8 \cdot 71} = \sim 55,5 \text{ kg}.$$

Unter der obigen Annahme, dass $\max \sigma$ und $\max \tau$ an derselben

1) Im Schnitt 1—1 und 2—2 der Fig. 1, Taf. 33, sind die Masse 678 und 660 bzw. 728 und 710 für den Abstand der Nietlöcher nicht richtig. Es beträgt im Schnitt 1—1 der Abstand von Mitte bis Mitte Nietloch 660, von Aussen- bis Aussenkante Nietloch 678, von Innen- bis Innenkante Nietloch 642 mm. Für den Schnitt 2—2 gilt entsprechend 710,728 bzw. 692 mm.

Stelle des Querschnittes herrschen, ist nach der Tabelle auf S. 145 die maximale Anstrengung also nur

$$\max \sigma_1 = 1,015 \cdot 570 = 578,6 \text{ kg/qcm}.$$

Für die Kransäule macht sich im Querschnitt durch das untere Rollenlager nach Gl. 228, S. 211, mit $k_b \leq 800$ kg/qcm das anfangs berechnete Widerstandsmoment

$$w \geq 3006,25 \text{ cm}^3$$

nötig. Demselben entspricht ein Durchmesser

$$D = \sqrt[3]{10 \cdot 3006,25} = 31,1 \text{ cm}.$$

Die Ausführung zeigt $D = 320$ mm. Der obere Säulenzapfen verlangt nach Gl. 229, S. 211, für $V = 5450 + 3750 = 9200$ kg und $H = 10735$ kg einen Durchmesser

$$d = 0,1 \sqrt[3]{\frac{9200}{80} + \frac{2}{3} 10735} = \sim 8,5 \text{ cm}.$$

In der Ausführung ist $d = 100$ mm. Bei 80 mm Länge der Lauffläche in der Rotgussbuchse des Zapfens beträgt die Flächenpressung

$$\frac{10735}{8 \cdot 10} = \sim 134 \text{ kg/qcm}.$$

Bei dem Rollenlager des unteren Säulenzapfens ist die Entfernung von Mitte bis Mitte Rotgussbuchse der Rollenbolzen (Fig. 1a, Taf. 33¹⁾) $l_0 = \sim 9 + 2,5 = 11,5$ cm. Der Druck auf jede der beiden Rollen an der Auslegerseite, die unter einem Winkel $\gamma = 35$ Grad gegen die Mitte geneigt angeordnet sind, beträgt

$$H_1 = \frac{10735}{2 \cdot \cos 35} = \sim 6550 \text{ kg}.$$

Nach Gl. 231, S. 211, macht sich somit für $k_b = 600$ kg/qcm in der Rollenbohrung ein Durchmesser

$$d_r = \sqrt[3]{\frac{6550 \cdot 11,5}{8 \cdot 0,1 \cdot 600}} = 5,4 \text{ cm},$$

oder wie in der Ausführung $d_r = 55$ mm nötig. Die Rollen haben einen Durchmesser

$$D_0 = 170 \text{ mm},$$

und die Breite ihrer Lauffläche müsste demnach nach den Angaben auf S. 211

$$b_0 \geq 0,014 \frac{6550}{17} = \sim 5,4 \text{ cm}$$

betragen. Die Ausführung zeigt nur $b_0 = 50$ mm.

Im Anschluss an die vorliegende Auslegerform möge hier noch das Gestell der sogenannten Fairbairn-Krane Erledigung finden, trotzdem diese zu den Drehkränen mit drehbarer Säule zu rechnen sind. Bei ihnen ist nach Fig. 170 u. 171, S. 218, der Ausleger und die Kransäule zu einem gebogenen Blechbalken von kastenförmigem Querschnitt vereinigt. Der untere Teil dieses Auslegers ist in eine Aussparung des Fundamentes eingelassen, auf bzw. gegen das er sich unten mit einem Stütz-, oben mit einem Rollenlager legt. Oberhalb des Fundamentes sind die Triebwerke für die Hub- und Drehbewegung teils in den beiden Stegblechen des kastenförmigen Auslegers gelagert, teils auf einer angelenkten Plattform F angebracht, die zugleich die Arbeiter, Antriebsmotoren usw. trägt. Der schräg ansteigende Auslegerarm ist oft ohne Stegbleche gitterartig ausgebildet.

Das erwähnte Rollenlager (Fig. 171 des Textes) besteht aus einer Anzahl horizontaler Rollen R_1 , die sich bei der Drehung des Kranes zwischen einem am Ausleger befestigten hohlen Gusseisenkörper A und einem ebensolchen Gusseisenkranze B wälzen; der letztere wird durch zahlreiche Anker auf dem Fundamente gehalten. Zur Stützung der Rollen R_1 dient ein vierfacher Flacheisenring C, der in zwischen genieteten — Eisen-

stücken die Bolzen dieser Rollen aufnimmt und von einer Anzahl vertikaler Rollen R_2 , die auf dem Spurkranz des äusseren Gussstückes B laufen, gestützt wird.

Das obere Rollenlager überträgt den ganzen Horizontaldruck H direkt auf das Fundament, das deshalb schwer gehalten und kräftig verankert sein muss, also im Verein mit der schachtförmigen Aussparung für den unteren Teil des Auslegers recht kostspielig ausfällt. Aus diesem Grunde findet das vorliegende Krangestell nur noch selten Verwendung.

Die Berechnung des Auslegers bleibt die gleiche wie beim vorigen Krangestell, nur dass die Querschnitte

$$\max \tau = \frac{H}{2\delta \cdot h_n}$$

ergeben. δ Stegdicke, h_n Abstand der Nietreihenmitten in den Schenkeln der beiden L-Eisen am Stegblech.

Die Verschiedenheit in der resultierenden Normalspannung, welche bei gleicher Materialverteilung auf beiden Seiten der Neutralachse aller Querschnitte mit besonderer Druckkraft und gleichzeitiger Bieungsbeanspruchung entsteht, bleibt auch hier für gewöhnlich unberücksichtigt; beide Seiten eines Querschnittes werden also gleich bemessen.

Nimmt man an, dass auf der Auslegerseite nur zwei

Fig. 170.

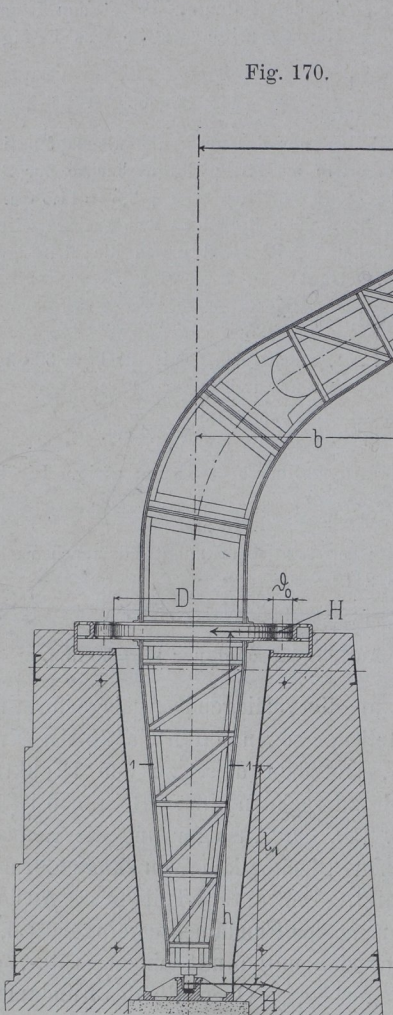
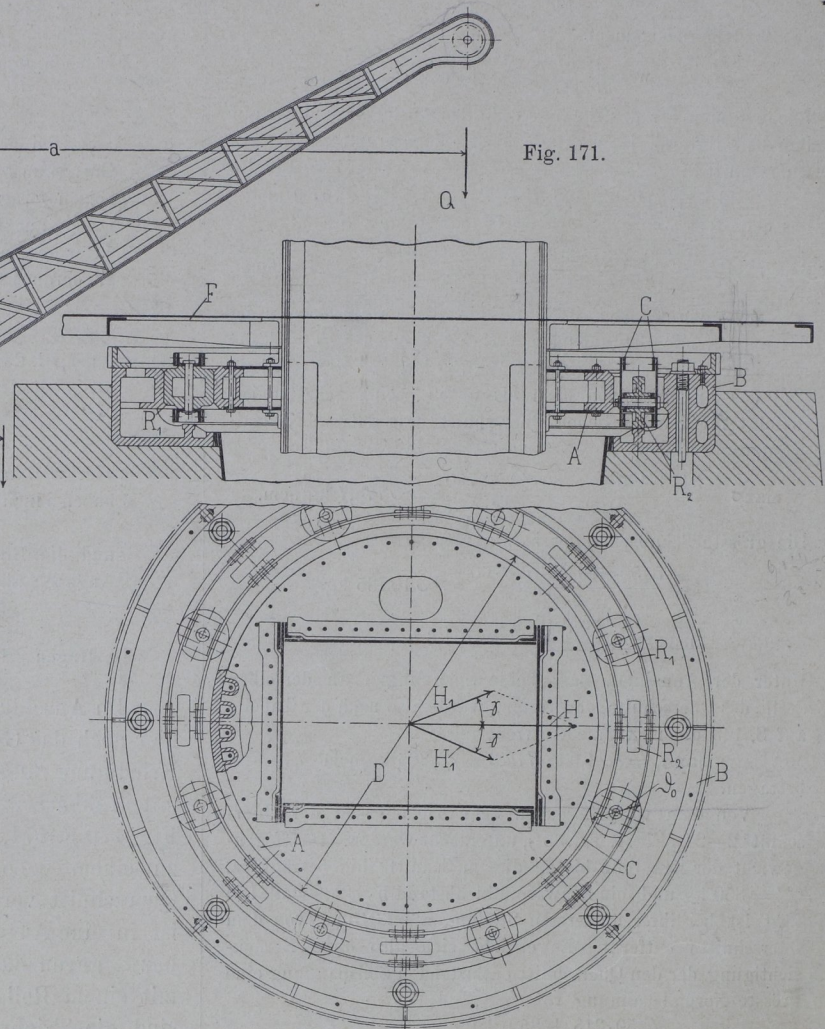


Fig. 171.



zwischen dem Stütz- und Rollenlager hier auf Biegung, Druck und Abscheren beansprucht werden. Für den Querschnitt 1—1 in Fig. 170 des Textes würde sich also z. B. auf der Auslegerseite eine grösste Normalspannung

$$\max \sigma = \frac{H \cdot l_1}{w} + \frac{Q + G'_s}{F}$$

mit H als horizontale Langerreaktion, G'_s als Eigengewicht aller um die vertikale Achse des Gestelles drehbaren Teile bis zum Schnitt 1—1 hin, w als Widerstandsmoment, F als Inhalt dieses Querschnittes, und eine grösste Schubspannung

Wälzungsrollen den Horizontalschub übertragen, so erhält jede derselben wieder einen Druck

$$H_1 = \frac{H}{2 \cdot \cos \gamma}$$

wenn γ der halbe von ihnen eingeschlossene Winkel ist. Über die Breite der Lauffläche dieser Rollen gilt wieder das auf S. 211 Gesagte.

3. T- oder hammerförmiger Fachwerk-Ausleger.

Drehkrane mit dieser Auslegerform sind erst in den letzten Jahren in Aufnahme gekommen. Fig. 1, Taf. 39, zeigt das Gestell eines solchen Kranes

mit feststehender Säule, wie ihn die Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetmann, mehrfach für Stahlwerke ausgeführt hat. Der eigentliche Ausleger hat die Form eines T oder Hammers. Der längere Arm dient einer Laufwinde als Fahrbahn, der kürzere trägt an seinem Ende ein Gegengewicht. Der die beiden Arme vereinigende mittlere vertikale Teil legt sich oben und unten vermittelst eines Halslagers gegen die feststehende Säule, den Vertikaldruck nimmt ein Kugellager am Fusse der Säule auf. Die Kugeln

Fig. 172.

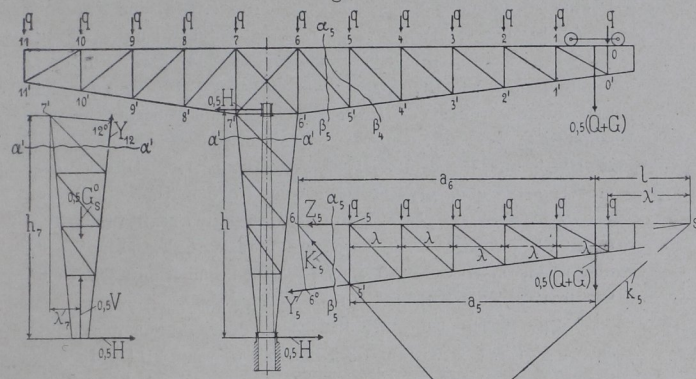


Fig. 172 a.

Fig. 172 b.

des letzteren sind in zwei konzentrischen Kreisen angeordnet. Die Säule sitzt in einem kräftigen Stahlgussstück, das wieder durch eine aus I-Trägern gebildete sternförmige Grundplatte auf dem Fundament gehalten wird.

Seitlich neben den Hauptgurtungen der horizontalen Auslegerarme sind, mit jenen durch Diagonalen verbunden, die L-Eisen x, x und y, y (s. Querschnitt 1—1, Fig. 1, Taf. 39) angeordnet. Die Eisen x, x säumen dabei die gelochten Bleche des Laufsteiges, diejenigen y, y dienen zur seitlichen Versteifung der hier auf Druck beanspruchten unteren Gurtung, die dadurch an einem Ausweichen in horizontaler Richtung verhindert werden soll.

Zur Berechnung des Fachwerk-Auslegers kann die Rittersche Methode oder das graphische Verfahren benutzt werden. Nach der ersteren ergibt sich z. B. aus Fig. 172 des Textes für die von der Schnittebene $\alpha_5-\beta_5$ getroffenen drei Stangen, wenn man sich nach Fig. 172 b in den Schnittpunkten des abgetrennten Teiles die in den Stangen herrschenden Kräfte Z_5 , Y_5 und K_5 angebracht denkt,

für 5' als Drehpunkt

$$0 = +0,5(Q+G)a_5 + q(\lambda + 2\lambda + 3\lambda + 4\lambda + 5\lambda) - Z_5 \cdot 5-5'$$

oder

$$Z_5 = \frac{0,5(Q+G)a_5 + q \cdot 15\lambda}{5-5'}$$

für 6 als Drehpunkt entsprechend

$$Y_5 = - \frac{0,5(Q+G)a_6 + q \cdot 21\lambda}{6-6'}$$

für s als Drehpunkt

$$K_5 = \frac{0,5(Q+G)l + q(6\lambda' + 15\lambda)}{k_5}$$

wenn $(Q+G)$ das Gewicht der Last, Winde usw., q das

Eigengewicht eines Feldes für jede Auslegerhälfte, λ die Feldweite ist und $Q+G$ sich in der äussersten Stellung befindet. Eine Schnittebene $\alpha_5-\beta_4$ würde auf gleiche Weise die Druckkraft in der Vertikalstange 5—5' ergeben.

Für den vertikalen Teil des Auslegers hat man sich horizontale Schnittebenen gelegt zu denken. Die Ebene $\alpha'-\alpha'$ liefert z. B. nach Fig. 172 a für den Drehpunkt 7'

$$0 = -0,5H \cdot h_7 - 0,5(V - G_s^0)\lambda_7 - Y_{12} \cdot 7'-12^0$$

als Druckkraft in der Stange 6'

$$Y_{12} = - \frac{H \cdot h_7 + (V - G_s^0)\lambda_7}{2 \cdot 7'-12}$$

usw. H ist die Horizontal-, V die Vertikalreaktion, G_s^0 das Gewicht des Gestelles unterhalb der Schnittlinie $\alpha'-\alpha'$.

Bezüglich der Kräfte in den Stangen des Vierecks 6, 6', 7', 7 kann angenommen werden, dass die Spannung in 7—6 gleich der Differenz der Zugkräfte in 6—5 und 8—7 ist. Die Kräfte in den übrigen Stangen ergeben sich dann aus der Bedingung, dass die Summe der Horizontal- und Vertikalkräfte für jeden Knotenpunkt Null sein muss. Dabei ist die Wirkung der ausserhalb der Knotenpunkte angreifenden Horizontalreaktion H des oberen Lagers in bezug auf 6', 7' und 6'—7' nicht ausser acht zu lassen (s. hierüber im nachfolgenden Beispiel).

Die Berechnung der übrigen Teile des Krangestelles hat in der schon früher angegebenen Weise zu erfolgen. Der obere Säulenzapfen wird hier nur durch die Horizontalreaktion H beansprucht, der untere allein durch das Biegemoment $H \cdot h$.

Das Gegengewicht wählt man bei den vorliegenden Kranen gewöhnlich so, dass die Momente, welche die Säule belasten, möglichst gering werden. Es ist dies der Fall, wenn das Moment aller Kräfte am Ausleger bei der äusseren Endstellung (grösste Ausladung) der voll belasteten Laufwinde gleich dem entgegengesetzt wirkenden Moment aller Kräfte bei der inneren Endstellung (kleinste Ausladung) der unbelasteten Laufwinde gemacht wird.

Beispiel.

Für den Drehkran der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetmann, auf Taf. 39 u. 40 sind die Stangenkräfte des fachwerkartigen Auslegers auf graphischem Wege zu ermitteln und mit ihrer Hilfe die erforderlichen Querschnitte der Stangen zu bestimmen. Die grösste Nutzlast ist 6000 kg, die grösste Ausladung $a_{\max} = 7$ m, die kleinste $a_{\min} = 1,5$ m, die Säulenhöhe von Mitte bis Mitte Lager $h = 4,9$ m, der Abstand des Gegengewichtes von der Drehachse $a_x = 4,51$ m.

Wir schätzen das Eigengewicht der Hakenflasche zu 250 kg ($Q = 6000 + 250 = 6250$ kg), das der Laufwinde zu $G = 3000$ kg. Das Eigengewicht des Auslegers denken wir uns in den Knotenpunkten angreifend, und zwar für jede Hälfte

- mit 200 kg in 0 (Fig. 1, Taf. 39),
- mit je 160 kg in 1, 2, 3 . . . bis 11,
- mit je 275 kg (inkl. des Gewichtes des Drehwerkes in 6', 7',
- mit je 50 kg in 12, 13 . . . bis 17,
- mit je 25 kg in 18 und 19.

Bei der äusseren Endstellung der voll belasteten Winde ist das nach rechts wirkende Moment der Last in bezug auf die Säulenachse $Q \cdot a_{\max} = 6250 \cdot 700$ kgcm, das des Eigengewichtes G , dessen Hebelarm nach Fig. 1, Taf. 39, um 15 cm kleiner als $a_{\max}$ ist, gleich $3000 \cdot 685$ kgcm. Bei der inneren

Endlage übt die unbelastete Winde ein in gleichem Sinne gerichteten Moment von 3000·135 kgcm aus. Von dem Eigengewichte des Auslegers rufen nur die Knotenpunkte 0 und 1 an den Hebelarmen von 700 + 22 bzw. 700 — 87,5 cm ein Moment nach rechts hervor, da die Gewichte der übrigen Knotenpunkte bis auf die Differenz der Hebelarme von 2 und 11, die 5,5 cm beträgt, sich in ihren Momenten bezüglich der Säulenachse gegenseitig aufheben. Das Moment des Ausleger-Eigengewichtes ist also 2·200·722 + 2·160 (612,5 — 5,5) kgcm. Soll nun nach den Angaben auf S. 219 zur möglichsten Beschränkung der Momente das Gegengewicht G_x so gewählt werden, dass das bei der äusseren Endlage der voll belasteten Winde vom Ausleger ausgeübte Moment gleich dem entgegengesetzten Moment desselben bei der inneren Endlage der unbelasteten Winde ist, so muss sein: $6250 \cdot 700 + 3000 \cdot 685 + 2 \cdot 200 \cdot 722 + 2 \cdot 160 (612,5 - 5,5) - G_x \cdot a_x = G_x \cdot a_x - 3000 \cdot 135 - 2 \cdot 200 \cdot 722 + 2 \cdot 160 (612,5 - 5,5)$ oder

$$G_x = \frac{7801080}{2a_x} = \frac{7801080}{2 \cdot 451} = 8648 \text{ kg.}$$

In der nachstehenden Rechnung ist der Sicherheit wegen $G_x = \sim 8000 \text{ kg}$ eingeführt. Als grösste Horizontalreaktion der beiden Säulenlager ergibt sich dann mit $h = 490 \text{ cm}$

$$H = \frac{1}{490} (6250 \cdot 700 + 3000 \cdot 685 + 2 \cdot 200 \cdot 722 + 2 \cdot 160 \cdot 607 - 8000 \cdot 451) = 6745 \text{ kg.}$$

Das obere Lager II (Fig. 1, Taf. 39) liegt 15,5 cm über der Mitte der Stange 6'—7'. Denken wir uns im Punkte IV zweimal die Reaktion 0,5H (für jede Hälfte des Auslegers) nach entgegengesetzter Richtung angebracht, so erkennt man, dass das Kräftepaar 0,5H·15,5, das nur durch ein anderes Kräftepaar aufgehoben werden kann, im Knotenpunkte 6' eine nach oben, im Knotenpunkte 7' eine nach unten gerichtete Vertikalkraft

$$0,5H \frac{15,5}{6'-7'} = 0,5 \cdot 6745 \frac{15,5}{130} = \sim 400 \text{ kg}$$

erzeugt, die als Belastung der genannten Punkte mit in Rücksicht zu ziehen ist. Ausserdem verbleibt noch in IV eine Horizontalkraft 0,5H, die in der Ausführung durch Zwischenträger nach 8'—7' übergeleitet wird.

Das untere Kugellager empfängt als Vertikaldruck die Summe aller am Ausleger angreifenden Vertikalkräfte, also $V = 6250 + 3000 + 2 \cdot 200 + 22 \cdot 160 + 4 \cdot 275 + 12 \cdot 50 + 4 \cdot 25 + 8000 = 22970 \text{ kg}$.

Bei ihrer äusseren Endstellung nehmen die Laufräder der Winde die in Fig. 1, Taf. 39, punktiert angedeutete Lage ein. Nimmt man an, dass dann die Belastung 0,5Q = 3125 kg und 0,5G = 1500 kg nur auf die Knotenpunkte 0 und 1 entfällt, so erhält man neben dem Eigengewicht von 200 bzw. 160 kg als äussere Kraft in 0 bzw. 1 mit den in die Figur eingetragenen Hebelarmen

$$\frac{3125 \cdot 87,5 + 1500 \cdot 72,5}{109,5} = \sim 3490 \text{ kg und } 3125 + 1500 - 3490 = 1135 \text{ kg.}$$

Mit diesen Kräften beginnend, ist nun in Fig. 1a, Taf. 39, für einen Kräftemassstab von 1 mm = 300 kg der Kräfteplan entwickelt worden. Man erhält die dort angegebenen Linien in der folgenden Weise.

✕ Knotenpunkt 0. Druckkraft in der Vertikalen 0—0' (Fig. 1) gleich 3490 + 200 = 3690 kg.

Knotenpunkt 0'. a—b (Fig. 1a) = 3490, b—c = 200 kg. Parallele durch a zur unteren Gurtung 0'—1', durch c zur Diagonalen 0'—1. Kräftezug acda mit c—d als Zugkraft in 0'—1 und d—a als Druckkraft in 0'—1'.

Knotenpunkt 1. c—e = 1135, e—f = 160 kg. Horizontale durch f und Vertikale durch d. Kräftezug cfdce mit f—g als Zugkraft in 1—2 und g—d als Druckkraft in 1—1'.

Knotenpunkt 1'. Parallele durch g zur Diagonalen 2—1'. Kräftezug adgha mit g—h als Zugkraft in 2—1' und h—a als Druckkraft in 2'—1'.

Knotenpunkt 2. f—i = 160 kg. Vertikale durch h und Horizontale durch i. Kräftezug fikghf mit i—k als Zugkraft in 2—3 und k—h als Druckkraft in 2—2'.

Dieses Verfahren kann fortgesetzt werden bis zum Knotenpunkt 5'. Für diesen gilt der Kräftezug almna mit a—l als Druckkraft in 4'—5', l—m als Druckkraft in 5—5', m—n als Zugkraft in 6—5' und n—a als Druckkraft in 6'—5'. Für den Knotenpunkt 5 ergab sich o—m als Zugkraft in 5—6.

In Fig. 1b, Taf. 39, ist weiter das Kräftepolygon für den Gegengewichtsarm aufgetragen unter der Annahme, dass je ein Viertel des Gegengewichtes im Knotenpunkte 11 und 10 angreife. Macht man dann a'—b' = 2000 + 160 kg, zieht durch a' eine Parallele zur unteren Gurtung 11'—10', durch b' eine solche zur Diagonalen 11'—10, so stellt für den Knotenpunkt 11' der Kräftezug a'b'c'a' in b'—c' die Zugkraft für 11'—10, in c'—a' die Druckkraft für 10'—11' dar. Für den Knotenpunkt 10 gilt, sobald b'—e' = 2000 + 160 kg gemacht und durch c' eine Vertikale, durch e' eine Horizontale gezogen ist, der Kräftezug b'e'd'c'b' mit e'—d' als Zugkraft in 10—9 und d'—c' als Druckkraft in 10—10'. Dieses Verfahren fortgesetzt, ergibt schliesslich für den Knotenpunkt 8' den Kräftezug a'f'g'n'a' mit a'—f' als Druckkraft in 9'—8', f'—g' als Druckkraft in 8—8', g'—n' als Zugkraft in 7—8' und n'—a' als Druckkraft in 7'—8'. Bei dem Knotenpunkte 8 wurde i'—g' als Zugkraft in 7—8 erhalten.

Zur Bestimmung der Kräfte in den Stangen des Vier-ecks 6, 6', 7', 7 wurde die Differenz der Zugkräfte in den Stangen 5—6 und 8—7, nämlich o—m (Fig. 1a) weniger i'—g' (Fig. 1b) als Zugkraft in 7—6 angenommen. Trägt man dann in Fig. 1b auf der Horizontalen durch k' diese Differenz gleich k'—l', in Fig. 1a auf der Horizontalen durch p gleich p—q ab, so ergibt sich in Fig. 1b, wenn man noch durch l' eine Parallele zu 7—6' und durch n' eine Vertikale zieht, i'k'l'm'n'g'i' als Kräftezug für den Knotenpunkt 7 mit l'—m' als Zugkraft in 7—6' und m'—n' als Druckkraft in 7'—7. In Fig. 1a liefert ebenso eine Parallele durch q zu 6—7' und eine Vertikale durch n den Kräftezug opqrnm für den Knotenpunkt 6 mit q—r als Zugkraft in 6—7' und r—n als Druckkraft in 6—6'. In Fig. 1a ergibt sich weiter:

Knotenpunkt 6'. r—s gleich und parallel l'—m' (Fig. 1b), s—t = 275 kg (Eigengewicht des Knotenpunktes), t—u = 400 kg (Vertikalkraft im Knotenpunkte infolge des Kräftepaars 0,5H·15,5) gemacht, Parallele durch u zu 6'—12. Kräftezug anstuv mit u—v als Druckkraft in 6'—12 und v—a als Druckkraft in 6'—IV.

Knotenpunkt 7'. r—q parallel nach a—w übertragen, w—x = 0,5H (Reaktion im Punkte IV), x—y gleich m'—n' (Fig. 1b), y—z = 400 + 275 kg, z—o' gleich und parallel a'—n' (Fig. 1b) gemacht, Parallele durch o' zu 7'—13 und durch v zu 7'—12. Kräftezug avp'o'zyxwa mit v—p' als Zugkraft in 7'—12 und p'—o' als Zugkraft in 7'—13.

Für die Knotenpunkte des vertikalen Auslegerteiles wurde der Linienzug uv p'o'z aus Fig. 1a nochmals der grösseren Deutlichkeit wegen in Fig. 1c aufgetragen. Die Diagonalen 6'—13, 12—15 und 14—17 kommen hier nur in betracht, wenn das Moment des Auslegers nach der Gegengewichtsseite überwiegt.

Knotenpunkt 12. Horizontale durch p'. Kräftezug ur'p'v'n mit u—r' als Druckkraft in 12—14 und r'—p' als Druckkraft in 12—13.

Knotenpunkt 13. Parallele durch r' zu 13—14. Kräftezug o'p'r's'o' mit r'—s' als Zugkraft in 13—14 und s'—o' als Zugkraft in 13—15. In ähnlicher Weise ergeben sich die Linien für die Knotenpunkte 14, 15 und 16, bei denen aber ebenso wie 12, 13 und 17 das Eigengewicht von je 50 kg unberücksichtigt blieb. Dieses wurde der Deutlichkeit wegen erst am Schlusse bei den Knotenpunkten 19 und 18 im ganzen mit 3·50 + 25 = 175 kg eingestellt. Das schliessliche Resultat ändert sich dadurch in kaum merkbarer Weise.

Knotenpunkt 17. Kräftezug $o't'u'v'o'$ mit $o'-t'$ als Zugkraft in 17—15, $t'-u'$ als Druckkraft in 16—17, $u'-v'$ als Zugkraft in 17—18 und $v'-o'$ als Druckkraft in 19—17.

Knotenpunkt 19. Kräftezug $o'v'q'z'o'$ mit $v'-q'$ als Druckkraft in III—19 und $q'-z'$ gleich dem vorerwähnten Eigengewicht von 175 kg. $z'-o'$ muss gleich der Vertikalreaktion $0,25V = 5742,5$ kg des Stützlaggers sein.

Knotenpunkt 18. Kräftezug $u'x'y'v'u'u$ mit $u-u'$ als Druckkraft in 16—18, $y'-v'$ als Druckkraft in 18—19 und $u-x' = 175$ kg. $y'-q'$ muss gleich der Reaktion $0,5H = 3372,5$ kg, $x'-y'$ gleich derjenigen $0,25V = 5742,5$ kg sein.

Von den einzelnen Stangen wird in der oberen Gurtung des horizontalen Armes die Stange 6—5 am stärksten beansprucht, und zwar mit $m-o$ (Fig. 1a) $= 71 \cdot 300 = 21600$ kg auf Zug. Für $k_z \leq 750$ kg/qcm muss demnach der Nutzquerschnitt grösser oder gleich

$$\frac{21600}{750} = 28,8 \text{ qcm}$$

sein. In der Ausführung sind 2 [-Eisen, Normalprofil No. 12, gewählt, die einen Querschnitt von 2.17 = 34 qcm ohne Nietlöcher besitzen, also hinreichend sind. Da die Laufschiene der Winde vollständig auf der oberen Gurtung aufliegen, so wird diese auch auf Biegung beansprucht, und zwar am ungünstigsten, wenn die Winde mit ihrem rechten Laufrade in der Mitte zwischen zwei Knotenpunkten steht. Nach Fig. 1, Taf. 39, ist der rechte Raddruck

$$N_2 = \frac{6250}{2} \cdot \frac{75}{120} + \frac{3000}{4} = 2705 \text{ kg.}$$

Derselbe ruft bei der erwähnten Lage der Winde ein Biegemoment

$$M_b = \frac{2705 \cdot 109}{4} = 73711 \text{ kgcm}$$

in der zugehörigen oberen Gurtungsstange hervor. Die Beanspruchung der letzteren ist dann also nur

$$\sigma_b = \frac{73711}{2 \cdot 60,7} = \sim 607 \text{ kg/qcm,}$$

da das in Frage kommende Widerstandsmoment der beiden [-Eisen $2 \cdot 60,7 \text{ cm}^3$ ist.

In der unteren Gurtung wird die Stange 5'—6' am stärksten beansprucht, und zwar durch eine Druckkraft $a-n$ (Fig. 1a) $= \sim 80 \cdot 300 = 24000$ kg. Für $k \leq 750$ kg/qcm ergibt sich ein Querschnitt von

$$\frac{24000}{750} \geq 32 \text{ qcm.}$$

Gewählt sind 2 [-Eisen $100 \cdot 65 \cdot 11$ mm, die einen Querschnitt von 2.17.1 = 34,2 qcm besitzen. Da das kleinste Trägheitsmoment beider Eisen $J = 2 \cdot 32,9 \text{ cm}^4$ ist, so bieten sie, wenn als Knicklänge der Abstand der beiden Punkte 5' und 6' $l_s = \sim 109,5$ cm genommen wird, noch eine

$$m = \frac{10 \cdot 2000000 \cdot 2 \cdot 32,9}{24000 \cdot 109,5^2} = \sim 4,57 \text{ fache}$$

Sicherheit. In Wirklichkeit ist dieselbe grösser, denn die Knotenbleche verkürzen die Knicklänge ganz bedeutend.

Von den Diagonalen, welche in [-Eisen hergestellt sind, erleidet diejenige 1'—2 die grösste Beanspruchung. Ihre Zugkraft ist nach Fig. 1a $h-g = 22 \cdot 300 = 6600$ kg. Als Nutzquerschnitt sind demnach mindestens

$$\frac{6600}{750} = 8,8 \text{ qcm}$$

erforderlich. Die beiden ungleichschenkligen [-Eisen $60 \cdot 30 \cdot 7$ mm der Ausführung haben bei einem Nietlochdurchmesser von 14 mm $2(5,85 - 1,4 \cdot 0,7) = 9,74$ qcm Nutzquerschnitt.

Die beiden Diagonalen 6—7' und 7'—6 bestehen aus 2 [-Eisen. Rechnet man als grösste Zugkraft in ihnen diejenige von 6—7', nämlich $r-q$ (Fig. 1a) $= 60,6 \cdot 300 = 18180$ kg, so müsste der Nutzquerschnitt

$$\frac{18180}{750} = 24,24 \text{ qcm}$$

betragen. In der Ausführung bieten die beiden [-Eisen,

Normalprofil No. 8, bei einem Nietlochdurchmesser von 14 mm aber nur einen Nutzquerschnitt von $2(11 - 1,4 \cdot 0,6) = 20,32$ qcm, sodass die Zugspannung bei der angenommenen Druckkraft auf

$$750 \frac{24,24}{20,32} = \sim 900 \text{ kg}$$

steigen würde.

Von den Eck[-Eisen des vertikalen Auslegerteiles erleidet die Stange 6'—12 die grösste Druckkraft, nämlich $u-v$ (Fig. 1a) $= 60 \cdot 300 = 18000$ kg. Auf Druck berechnet, müsste deshalb ihr Querschnitt mindestens

$$\frac{18000}{750} = 24 \text{ qcm}$$

betragen. Gewählt ist ein [-Eisen $120 \cdot 120 \cdot 15$ mm mit 33,9 qcm Querschnitt. Rechnet man als Knicklänge des [-Eisens, dessen kleinstes Trägheitsmoment 186 cm^4 ist, den Abstand $l_s = 123$ cm der beiden Knotenpunkte 6' und 12, so ergibt sich eine

$$m = \frac{10 \cdot 2000000 \cdot 186}{18000 \cdot 123^2} = \sim 13,7 \text{ fache}$$

Sicherheit gegen Zerknicken.

Die Vertikalstangen im horizontalen Teile des Auslegers bekommen annähernd eine grösste Druckkraft $d-g$ (Fig. 1a) $= 14,5 \cdot 300 = 4350$ kg. Ihr Querschnitt müsste also nach der Druckfestigkeit grösser als

$$\frac{4350}{750} = 5,8 \text{ qcm}$$

sein. Gewählt sind wieder 2 [-Eisen $60 \cdot 30 \cdot 7$ mm mit $2 \cdot 5,85 = 11,7$ qcm Querschnitt. Gegen Zerknicken bieten dieselben eine mehr als genügende Sicherheit.

Die Säule des Kranes wird in ihrem unteren Halslager durch das Moment

$$H \cdot h = 6745 \cdot 490 \text{ kgcm}$$

auf Biegung beansprucht. Für $k_b = 800$ kg/qcm (Flussstahl) müsste also der Querschnitt in jenem Lager ein Widerstandsmoment von

$$w = \frac{6745 \cdot 490}{800} = 4131,3 \text{ cm}^3$$

besitzen. Nach der Ausführung ist der Säulenquerschnitt ein ringförmiger von 35 cm äusserem und 7 cm innerem Durchmesser. Das Widerstandsmoment desselben ist rund

$$0,1 (35^3 - 7^3) = 4253,2 \text{ cm}^3.$$

Die vorbehandelte Auslegerform ist in den letzten Jahren auch zu den grossen Werft-Drehkränen benutzt worden, welche von der Benrather Maschinenfabrik für Bremerhafen, die Howaldtswerke in Kiel und neuerdings für England¹⁾, von der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetmann, für die Germaniawerft in Kiel²⁾ ausgeführt worden sind. Trotzdem dieselben bezüglich ihres Gestelles zu den Kränen mit drehbarer Säule zu rechnen sind, mögen sie des besseren Anschlusses wegen doch schon hier ihre Erledigung finden.

Fig. 173 auf S. 222 zeigt zunächst das Gestell des Benrather Riesenkranes für die Howaldtswerke und England. Zur Stützung des im labilen Gleichgewicht befindlichen T- oder hammerförmigen Auslegers dient ein sich nach oben verjüngendes Gerüst von quadratischer Grundform, das aus vier gleichmässig gegeneinander geneigten Eckstreben besteht. Diese sind durch Schräg- und Querverbindungen kräftig untereinander versteift und setzen

1) S. Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1899, S. 1481, Jahrgang 1901, S. 1507, und Jahrgang 1902, S. 1107.

2) Do. Jahrgang 1900, S. 430.

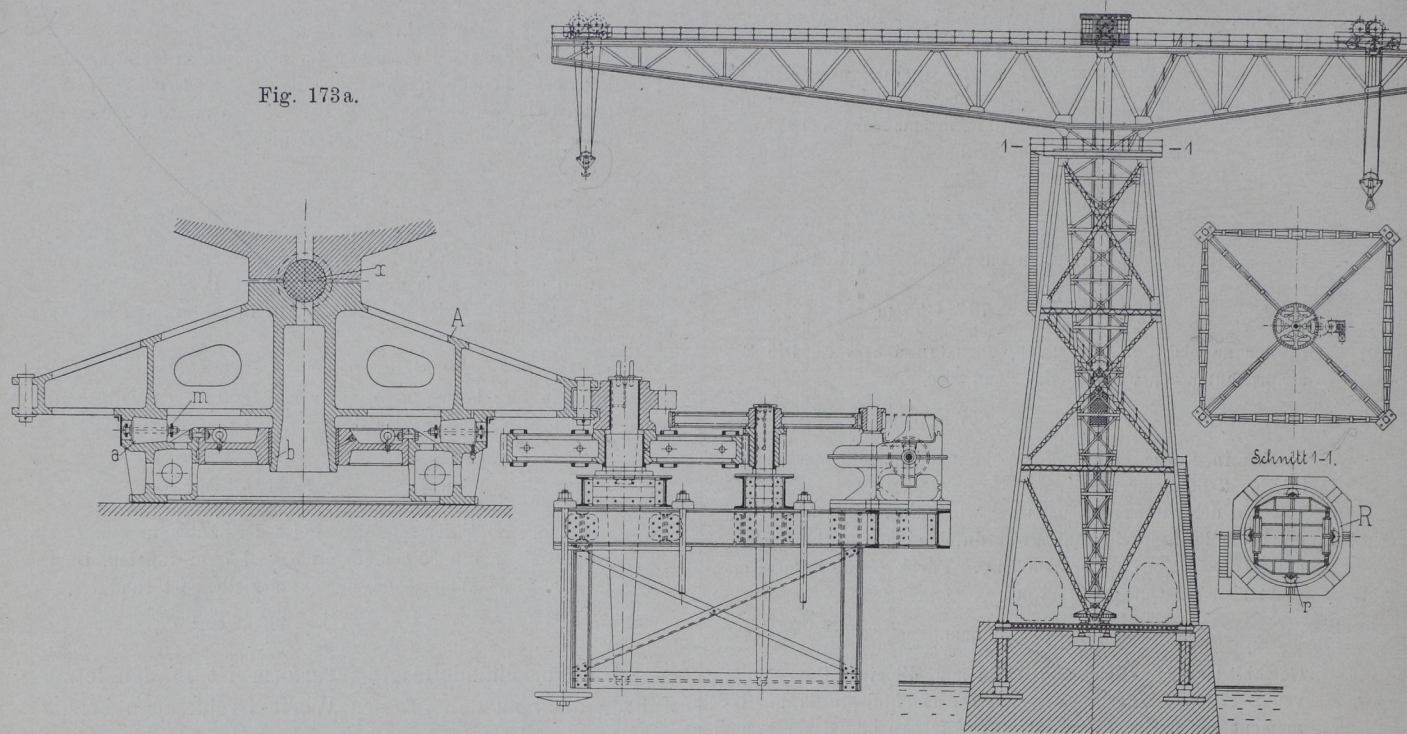
sich mit Stahlgusschuhen auf das Fundament, auf dem sie durch je zwei Anker gehalten werden. Oben sind die Eckstreben durch einen aus Form- und Flacheisen hergestellten Ring R (s. Schnitt 1—1) untereinander verbunden, und gegen diesen Ring als Laufbahn legt sich der vertikale Teil des Auslegers — der bei den Drehkranen mit drehbarer Säule gewöhnlich als Säule bezeichnet wird — mit vier Doppel-Laufrollen r aus Stahlguss. Unten ruht die Auslegersäule in einem Fusslager (Fig. 173a). Dasselbe kann sowohl den ganzen Vertikaldruck aus Last und Eigengewicht als auch einen Horizontal Schub aufnehmen. Jenen fängt es durch kegelförmige, gehärtete Stahlrollen a ab, die in Öl laufen und durch einen doppelten Flacheisenring m in ihrem gegenseitigen

Winden sind in der Weise voneinander abhängig gemacht, dass die eine nur dann benutzt werden kann, wenn sich die andere unbelastet in ihrer äussersten Stellung befindet. Auch der Wechsel in der Benutzung beider Winden ist nur dann möglich, wenn beide in der äussersten Lage sind.

Das Drehwerk des Kranes (Fig. 173a) greift am Fusse des Gestelles an und besteht aus einem dreifachen Zahnrad- und einem Schneckenvorgelege.

Fig. 174 des Textes zeigt weiter das Gestell des für die Germaniawerft gelieferten Kranes der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft. Es unterscheidet sich von dem vorigen hauptsächlich dadurch, dass an Stelle des vierbeinigen Stützgerüsts von Benrath hier eine dreifüssige gleichseitige Pyramide gewählt ist. Nach der

Fig. 173.



Abstände gehalten werden, diesen nimmt es durch ein Halslager auf, dessen hohler Zapfen b der oberen Druckplatte A des Rollenlagers angegossen ist. Auf letztere stützt sich behufs zentraler Verteilung des Vertikaldruckes auf das Rollenlager die Auslegersäule vermittelt eines Gelenkbolzens x. Im unteren Felde des Stützgerüsts sind die Streben ferner so angeordnet, dass die Durchfahrt für zwei Eisenbahngeleise freibleibt.

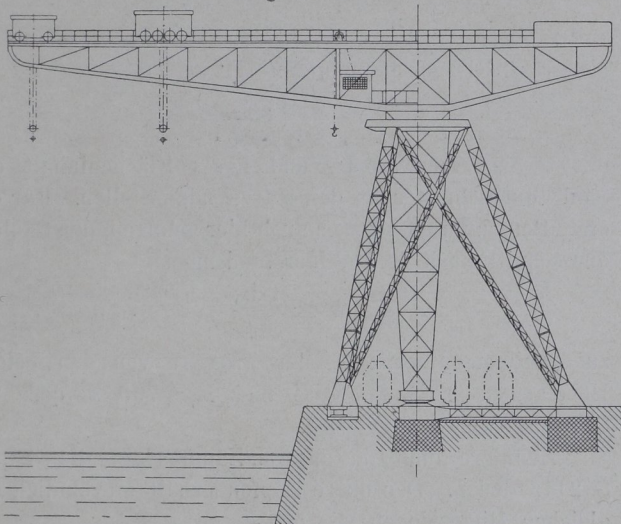
Von den beiden horizontalen Armen des Auslegers trägt der kürzere bei der Howaldt-Ausführung das als Gegengewicht dienende, feststehende Windwerk für die auf dem längeren Arme mit endlosem Seil verschiebbare Laufkatze. Das Fahren der letzteren und das Heben grösserer Lasten erfolgt von jenem Windwerk aus; für kleinere Lasten trägt die Katze noch eine besondere Hilfswinde. Bei dem Kran für England (Fig. 173) sind zwei Laufwinden angeordnet, und zwar die für grössere Lasten auf dem kurzen, die für kleinere auf dem langen Arm mit Rücksicht auf die Stabilität des Kranes. Beide

Duisburger Firma ist damit der Vorteil verbunden, dass die Grundfläche für das Stützgerüst bei kleinster Entfernung der Krandrehachse von der Uferkante grösser und die Gründungskosten also geringer als bei dem vierbeinigen Gerüst ausfallen, auch für drei Geleise die Durchfahrt frei bleibt. Die Benrath'sche Fabrik dagegen giebt an, dass durch ihre Konstruktion die Verankerung aller Füsse in einem einzigen Mauerblock und eine damit verbundene grössere Einfachheit in den Gründungsarbeiten, sowie ein leichter und billiger Anschluss der vier Strebenbeine und ihrer Diagonalen an die Laufbahn des oberen Rollenlagers ermöglicht wird. Inwieweit diese Punkte berechtigt sind, dürfte sich allgemein kaum entscheiden lassen, sondern nur von Fall zu Fall auf grund der jeweiligen örtlichen Verhältnisse.

Ein weiterer Unterschied zwischen den angeführten Kranen besteht in der Anordnung des Drehwerkes. Die Duisburger Firma ordnet dasselbe am oberen Rollenlager an und genügt dadurch der berechtigten Forderung, das

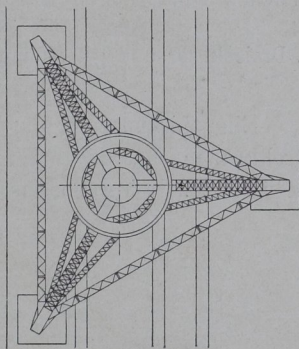
legenden Falle) kleinere Drehmoment des unteren Lager durch die Auslegersäule, das grössere aber direkt durch das hierzu besser geeignete breitere Stützgerüst nach dem Fundament zu leiten. Bei dem Benrather Krane dagegen befindet sich das Drehwerk unten, muss also die schmalere Auslegersäule das grössere Drehmoment erst nach dem oberen Rollenlager und dann erst durch das Stützgerüst zum Fundament überführen. Die von Benrath gehegte Befürchtung, dass der gewaltige Horizontaldruck im oberen Lager bei der Duisburger Ausführung eine erhebliche Formänderung des Laufringes und einen

Fig. 174.



damit verbundenen ungenauen Zahneingriff herbeiführen würde, hat sich, wie die nun vorliegenden Betriebsergebnisse des fraglichen Kranes beweisen, als nicht berechtigt erwiesen¹⁾.

Die gelenkartige Verbindung der Auslegersäule mit dem unteren Lager beim Benrather Kran fehlt der Duisburger Ausführung.



b) Drehkrane mit drehbarer Säule.

α) Die Säulenlager liegen über und unter dem Ausleger.

1. Dreieckiger Ausleger für unveränderliche Ausladung.

Fig. 175 des Textes zeigt das Gestell dieser meist für kleinere Lasten verwendeten Krane, die man als Magazin-, Wanddrehkrane usw. bezeichnet. Schliessen und Strebe bilden mit der Kransäule den dreieckigen Ausleger, der in einem oberen Hals- und einem unteren Spurlager seine Stütze findet. Jenes befindet sich oberhalb des Auslegers und wird an der Wand befestigt oder durch Zugstangen gehalten, dieses liegt unterhalb des Auslegers und ruht auf dem Fundament oder einem Wandkonsol. Die Ausführung des Krangestelles geschieht in

Formeisen, von dem man zu den Schliessen Flach- oder Rundeisen, zu der Strebe und Säule je zwei [- oder I-Eisen oder aber zu der Säule bei kleinen Krane auch wohl nur ein Quadrateisen verwendet. Die Zapfen werden an der Säule, wenn diese aus zwei [- oder I-Eisen besteht, durch Zwischenstücke befestigt. Das Hubwerk sitzt auf der Strebe oder an der Säule. Ein besonderes Drehwerk ist gewöhnlich nicht vorhanden, sondern die Krane werden durch Zug an der Last oder am Lasthaken geschwenkt.

Bezüglich der inneren Stangenkräfte ist zu bemerken, dass sich die Schliessenzug- und Strebendruckkraft in der

Fig. 176.

Fig. 175.

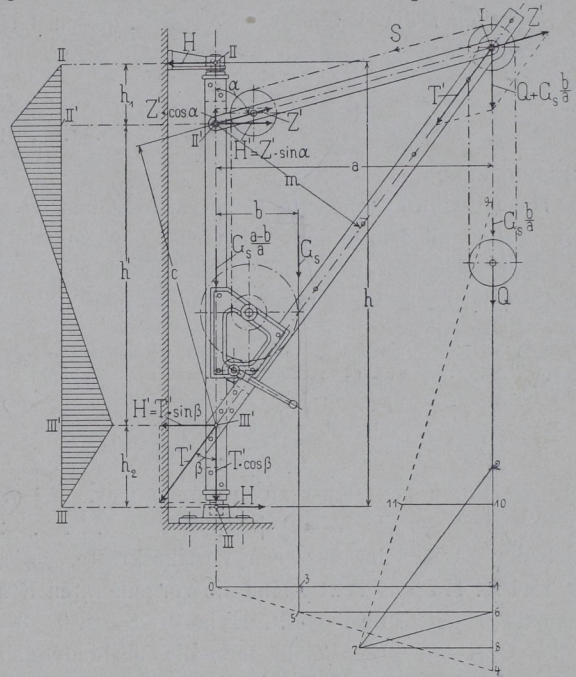


Fig. 177.

bei den Drehkrane mit feststehender Säule angegebenen Weise, also nach Gl. 217 und 218, S. 208, berechnen. Um die in und an der Säule wirkenden Kräfte zu bestimmen, denken wir uns ferner nach Fig. 175 das Eigengewicht G_s der um die Säulenachse drehbaren Kranteile in zwei Komponenten $G_s \frac{b}{a}$ und $G_s \frac{a-b}{a}$ zerlegt, von denen jene an der Auslegerspitze I, diese in der Säulenachse wirksam ist. Die an der Spitze I dann angreifende Kraft $Q + G_s \frac{b}{a}$ zerlegt sich zunächst in die Schliessenkraft Z' und die Strebenkraft T' . Z' überträgt sich weiter nach dem Anschlusspunkt II' der Schliessen an die Säule und erzeugt hier eine nach rechts gerichtete Horizontalkomponente $Z' \cdot \sin \alpha$ und eine nach oben gerichtete Vertikalkraft $Z' \cdot \cos \alpha$, während die Druckkraft T' , nach III' übertragen, hier eine nach links gerichtete Horizontalkomponente $T' \cdot \sin \beta$ und eine nach unten gerichtete Vertikalkraft $T' \cdot \cos \beta$ hervorruft, unter α und β den Neigungswinkel der Schliessen bzw. Strebe gegen die Vertikale verstanden.

Die Horizontalkomponenten der beiden Kräfte Z' und T' sind einander gleich, denn es ist nach der Figur

1) Näheres über die strittigen Punkte s. Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1902, S. 175 u. 659.

$$\sin \alpha = \frac{c}{h'} \text{ und } \sin \beta = \frac{m}{h'},$$

also mit Hilfe von Gl. 217 u. 218, S. 208, ohne Berücksichtigung der Spannung S, die keinen Einfluss auf die Säulenkräfte hat,

$$Z' \cdot \sin \alpha = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{c} \cdot \frac{c}{h'} \text{ und } T' \cdot \sin \beta = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{m} \cdot \frac{m}{h'}$$

$$\text{oder } Z' \cdot \sin \alpha = T' \cdot \sin \beta = H' = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{h'}$$

Die beiden Kräfte H' bilden somit ein Kräftepaar, das nur durch ein anderes Kräftepaar von entgegengesetztem Drehungssinne aufgehoben werden kann, und dieses liefern die Reaktionen der beiden Säulenzapfen, deren Grösse also, genau wie bei den Drehkränen mit feststehender Säule,

$$H = \frac{H' \cdot h'}{h} = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{h} \quad . . . \quad 237$$

betragen muss.

Die Vertikalkomponente der Kräfte Z' und T' vereinigen sich mit dem in der Säulennachse wirksamen Teile des Eigengewichtes zu der Kraft, mit welcher die Säule auf die Spurplatte ihres unteren Lagers gedrückt wird. Diese Kraft ist

$$\begin{aligned} T' \cdot \cos \beta - Z' \cdot \cos \alpha + G_s \cdot \frac{a-b}{a} &= H' \cdot \frac{1}{\tan \beta - \tan \alpha} + G_s \cdot \frac{a-b}{a} \\ &= H' \cdot \frac{h'}{a} + G_s \cdot \frac{a-b}{a} = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{a} + G_s \cdot \frac{a-b}{a} \end{aligned}$$

oder, wie schon von selbst zu erkennen war,

$$V = Q + G_s \quad . . . \quad 238$$

gleich der Summe der äusseren Vertikalkräfte.

In Fig. 177 des Textes sind die vorgenannten Kräfte nochmals graphisch dargestellt. Es ist 0—1 = a, 0—3 = b, 1—2 = Q, 1—4 = G_s . Zieht man die Verbindungslinie 0—4 und überträgt die Vertikale 3—5 nach 1—6, so entspricht letztere Strecke der einen, 6—4 der anderen Komponente des Eigengewichtes G_s . Eine Parallele zur Schliessenrichtung durch 6 und eine solche zur Strebenrichtung durch 2 ergibt weiter den Schnittpunkt 7 und 6—7 als Schliessenzugkraft Z' , 2—7 als Strebendruckkraft T' . Die Horizontalkomponente von T' und Z' ist $H' = 7—8$, die Vertikalkomponente von T' gleich 2—8, die von Z' gleich 6—8. 2—8 weniger 6—8 liefert 2—6, dies, vermehrt um 6—4, die Vertikalkraft $V = 2—4 = Q + G_s$. Macht man endlich 8—9 = h und 9—10 = h' , zieht 9—7, so stellt die Horizontale 10—11 die Lagerreaktion H dar. Da die Spannung S des Lastorganes in Fig. 175 nur die Schliessen zu entlasten sucht, so ist Z' und T' hier auch gleich der für die Berechnung massgebenden Kraft Z bzw. T.

Das Eigengewicht G_s der um die Säulennachse drehbaren Kranteile ist bei der Bestimmung der Stangenkräfte zu schätzen; Anhalt hierfür bieten wieder die Angaben auf S. 208.

Für die Berechnung der Querschnitte ist bei den Schliessen und der Strebe wieder die Gl. 225, S. 210, bzw. 226 u. 227, S. 211, massgebend. Die Auslegerssäule wird zunächst durch die Lagerreaktionen H auf Biegung beansprucht. Die schraffierte Fläche in Fig. 176

des Textes stellt in ihren Ordinaten die Biegemomente dar. Dieselben wachsen von II bis II' in dem einen, von III bis III' in dem anderen Sinne und gehen zwischen II' und III' durch Null ineinander über. Für den Querschnitt II' ist das angreifende Biegemoment $H \cdot h_1$, für denjenigen III' $H \cdot h_2$, wenn II—II' = h_1 und III—III' = h_2 gesetzt wird. Da ausserdem im Querschnitt II' noch eine Zugkraft $Z' \cdot \cos \alpha$ wirkt, im Querschnitt III' dagegen annähernd eine resultierende Druckkraft V verbleibt, welche die von dem angreifenden Biegemoment herrührende Zug- bzw. Druckspannung vermehren, so erhalten wir als grösste Zugspannung in II'

$$\sigma_z = \frac{H \cdot h_1}{w} + \frac{Z' \cdot \cos \alpha}{f},$$

als grösste Druckspannung in III'

$$\sigma = \frac{H \cdot h_2}{w} + \frac{V}{f}$$

mit w als Widerstands- und f als Flächeninhalt des Säulenquerschnittes an den betreffenden Stellen. Für die erste Berechnung dürfte es auch hier genügen, den Säulenquerschnitt nach dem Widerstandsmoment

$$w = \frac{H \cdot h_0}{k_b} \quad . . . \quad 239$$

zu bestimmen, wenn h_0 der grössere von den beiden Hebelarmen h_1 und h_2 ist und $k_b \leq 700 \text{ kg/qcm}$ für Schweisseisen gesetzt wird.

Zur Berechnung des unteren Zapfens kann die Gl. 229, S. 211, dienen. Der obere Zapfen erhält gewöhnlich die gleichen Dimensionen wie der untere.

2. Dreieckiger und gitterförmiger Ausleger für veränderliche Ausladung.

Eine Veränderung der Ausladung kann auch bei den Drehkränen mit drehbarer Säule in einfachster Weise dadurch erzielt werden, dass man die Schliessen horizontal

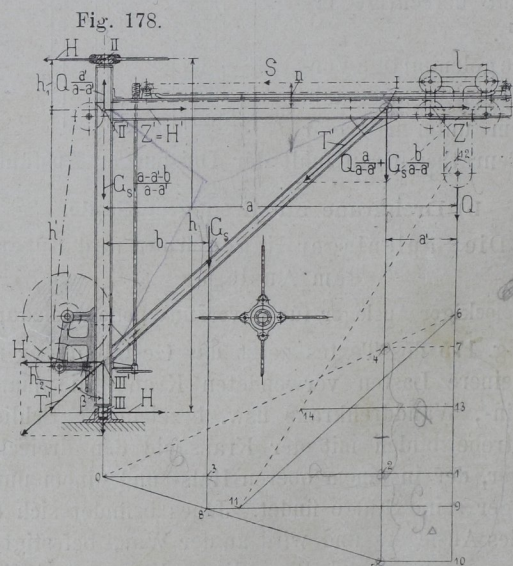


Fig. 179.

anordnet und als Bahn einer Laufkatze benützt. Das Gestell hat dann die in Fig. 178 des Textes angedeutete Form, die vielfach für Giessereiekr. endet wird.

Um den Platz unter dem Krane freier zu bekommen, lässt man die Strebe nicht bis an das äusserste Ende der Schliessen treten, sondern diese über jene hervorragen.

Die in den Schliessen (I—II') und in der Strebe wirksame Zug- bzw. Druckkraft ist wieder nach Gl. 217 u. 218, S. 208, zu berechnen. Beide erzeugen in den Anschlusspunkten II' und III' die gleichen, aber entgegengerichteten Horizontalkräfte

$$Z' = T' \cdot \sin \beta = H' = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{h'}$$

Bei ihrer äussersten Lage erzeugt ferner die Last Q (einschliesslich des Gewichtes G der Laufkatze) in I eine vertikal abwärtsgerichtete Druckkraft $Q \frac{a}{a-a'}$ und in II' eine vertikal aufwärtsgerichtete Zugkraft $Q \frac{a'}{a-a'}$. Die letztere ergibt zusammen mit dem in der Säulenachse wirksamen Teil $G_s \frac{a-a'-b}{a-a'}$ des Eigengewichtes und der Vertikalkomponente $T' \cdot \cos \beta$ den auf den Spurzapfen wirkenden Druck $V = Q + G_s$. Die horizontalen Lagerreaktionen sind ebenfalls wie früher

$$H = \frac{H' \cdot h'}{h} = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{h}$$

In der graphischen Darstellung nach Fig. 179 des Textes ist 0—1 = a, 1—2 = a', 0—3 = b, 2—4 = Q, 2—5 = G_s gemacht worden. Die Verbindungslinie 0—4 giebt dann auf der Vertikalen durch 1 den Punkt 6 mit $1-6 = Q \frac{a}{a-a'}$ und $6-7 = Q \frac{a'}{a-a'}$. Entsprechend liefert die Linie 0—5 auf der Vertikalen durch 3 den Punkt 8, und es ist $3-8 = 1-9 = G_s \frac{b}{a-a'}$ und $9-10 = G_s \frac{a-a'-b}{a-a'}$. Zieht man weiter durch 6 eine Parallele zur Strebenrichtung, so stellt (ohne Berücksichtigung der Spannung im Lastorgan) 6—11 die Strebendruckkraft T' und 9—11 die Schliessenzugkraft $Z' = H' = T' \cdot \sin \beta$ dar, und es ist endlich

$$\begin{aligned} 6-9 (T' \cdot \cos \beta) + 9-10 \left(G_s \frac{a-a'-b}{a-a'} \right) - 6-7 \left(Q \frac{a'}{a-a'} \right) \\ = 7-10 = V = Q + G_s. \end{aligned}$$

Um endlich die Lagerreaktion $H = 13-14$ zu erhalten, ist $9-12 = h$ und $12-13 = h'$ gemacht, sowie 11 mit 12 verbunden und eine Horizontale durch 13 gezogen worden.

Bei der Bestimmung des Schliessenquerschnittes ist das auftretende grösste Biegemoment neben der Zugkraft Z zu berücksichtigen. Bei der äussersten Katzenstellung hat der Querschnitt in I das grösste Biegemoment aufzunehmen. Dasselbe beträgt, wenn das dem Lastmoment entgegenwirkende Moment der Spannung S im Lastorgan mit berücksichtigt, das des Eigengewichtes der Schliessen aber vernachlässigt wird,

$$M_b' = (Q + G) a' - S \cdot n.$$

Befindet sich die Katze dagegen zwischen den Punkten I und II', so tritt das grösste Biegemoment annähernd ein, wenn sie in der Mitte zwischen beiden Punkten steht. Das Moment der Spannung S verstärkt dann aber das

Lastmoment, und es ist für den Querschnitt in der Mitte

$$M_b'' = (Q + G) \frac{a-a'-l}{4} + S \cdot n.$$

G ist in beiden Fällen das Gewicht der Katze, n der vertikale Abstand von Mitte Lastorgan bis Mitte Schliesse, l der Radstand der Katze. Man wird suchen, beide Momente möglichst gleich zu machen. Das ist der Fall für

$$(Q + G) a' - S \cdot n = (Q + G) \frac{a-a'-l}{4} + S \cdot n$$

oder

$$a' = \frac{1}{5} \left(8 \frac{S \cdot n}{Q + G} + a - l \right).$$

Bezeichnet indes in jedem Falle M_b das grössere von den beiden Momenten M_b' und M_b'' , so ruft dasselbe auf der einen Seite der neutralen Achse des Querschnittes eine Zug-, auf der anderen Seite eine Druckspannung hervor. Jene wird noch verstärkt, diese verringert durch die Schliessenkraft Z , und es ist also die grösste auftretende Normal-Zugspannung

$$\sigma = \frac{M_b}{w} + \frac{Z}{F}$$

mit w als Widerstandsmoment und F als Inhalt des Schliessenquerschnittes. Da der Wert $\frac{Z}{F}$ meistens nicht bedeutend ausfällt, so dürfte es auch hier wieder genügen, die Dimensionen des Schliessenquerschnittes nach dem Widerstandsmoment

$$w = \frac{M_b}{k_b}$$

mit $k_b \leq 700$ kg/qcm für Schweisseisen zu ermitteln.

Die Berechnung der Säule hat genau wie im vorigen Falle zu erfolgen, nur mit dem Unterschiede, dass die im Querschnitt II' auftretende Zugkraft hier $Q \frac{a'}{a-a'}$ ist. Die Zugstangen des oberen Halslagers sind für die Kraft H zu berechnen.

Alle übrigen Teile ermitteln sich in der früheren Weise.

Um das vorspringende Ende der Schliessen in Fig. 178 des Textes bei gleichem Querschnitt länger halten zu können, unterstützt man dieses Ende wohl nochmals nach Art der Fig. 2, Taf. 30. Der Ausleger erhält dann ein gitterförmiges Aussehen. Die einzelnen Stangenkräfte können hier mit Hilfe der Ritterschen Methode oder auf graphischem Wege bestimmt werden, wobei man sich das Eigengewicht der einzelnen Teile auf die Knotenpunkte verteilt zu denken hat. Die Berechnung der einzelnen Querschnitte und der Anstrengungen in denselben hat in der früheren Weise zu geschehen. Das nachfolgende Beispiel zeigt dies nochmals.

Beispiel.

Zu berechnen sind die Querschnitte und grössten Anstrengungen des in Fig. 1, Taf. 30, schematisch angegebenen Krangestelles. Es beträgt die Maximallast $Q = 7500$ kg, die grösste Ausladung $a_{\max} = 3850$, die Säulenhöhe $h = 4800$ mm.

Wir schätzen zunächst das Eigengewicht der Laufkatze, sowie dasjenige der Hakenflasche usw. und setzen $Q + G = \sim 8000$ kg. Dann bestimmen wir, um einen Anhalt über das Eigengewicht des Krangestelles in den einzelnen Knoten-

punkten zu bekommen, den erforderlichen Schliessenquerschnitt allein mit Rücksicht auf das durch die voll belastete Katze ausgeübte Biegemoment bei deren ungünstigster Stellung. Diese nimmt die Katze ein, wenn sie in der Mitte zwischen II'—IV = 286 cm steht. Es ist dann bei einem Radstand $l = 70$ cm

$$M_b = 8000 \frac{286 - 70}{4} = 432000 \text{ kgcm}$$

und für $k_b \leq 700 \text{ kg/qcm}$ das erforderliche Widerstandsmoment des Schliessenquerschnittes

$$w \geq \frac{432000}{700} = \sim 617 \text{ cm}^3.$$

Wählen wir wie in der Ausführung zwei [-Eisen als Schliessen, so würden dem berechneten Werte zwei Normalprofile No. 24 mit einem Widerstandsmoment von $2 \cdot 300 \text{ cm}^3$ schon genügen. Mit Rücksicht auf die übrigen Kräfte soll aber für die beiden [-Eisen wie in der Ausführung das nächste Normalprofil No. 26 mit $w = 2 \cdot 371 \text{ cm}^3$ genommen werden, dessen Querschnitt $F = 2 \cdot 48,3 \text{ qcm}$ und dessen Gewicht $2 \cdot 37,7 \text{ kg/m}$ beträgt.

Für die Streben sei dieses Profil vorläufig auch gewählt. Es lassen sich dann die Eigengewichte des Krangestelles (mit Ausnahme der Säule) für die einzelnen Knotenpunkte feststellen, wobei man für jeden derselben das Gewicht der halben Länge aller zusammenstossenden Stangen, einschliesslich Laschen, Niete usw., rechnet. Es ergibt sich für

den Knotenpunkt I (einschliesslich des Bockes und der Rolle für die Last- bzw. Wagenkette ein Eigengewicht von 350 kg,

den Knotenpunkt IV ein solches von 300 kg,

den Knotenpunkt V ein solches von 480 kg.

Nun können die Stangenkräfte bestimmt werden. Mit den in Fig. 1, Taf. 30, eingetragenen Massen erhalten wir bei der äussersten Katzenstellung nach der Ritterschen Methode:

Schnitt $\alpha_2 - \alpha_2$, Drehpunkt V, rechtsliegender Teil,

$$Z = \frac{350(187 + 96) + 8000(99 + 96) + 300 \cdot 96}{134} = \sim 12505 \text{ kg,}$$

Drehpunkt II'

$$T = - \frac{350(187 + 286) + 8000(99 + 286) + 300 \cdot 286 + 480 \cdot 190}{233}$$

$$= \sim -14690 \text{ kg,}$$

Drehpunkt IV

$$K = - \frac{350 \cdot 187 + 8000 \cdot 99 - 480 \cdot 96}{164,2} = \sim -4940 \text{ kg;}$$

Schnitt $\alpha_1 - \alpha_1$, rechtsliegender Teil,

Drehpunkt IV:

$$T_1 = - \frac{350 \cdot 187 + 8000 \cdot 99}{80,31} = \sim -10677 \text{ kg,}$$

Drehpunkt I:

$$T_2 = - \frac{8000 \cdot 88 + 300 \cdot 187}{151,5} = \sim -4985 \text{ kg.}$$

Weiter ist

$$Z_1 = \frac{350 \cdot 187 + 8000 \cdot 99}{88,5} = \sim 9690 \text{ kg.}$$

Das Moment der äusseren Kräfte in bezug auf die Säulenhöhe, dividiert durch die Säulenhöhe h , liefert schliesslich die Horizontalreaktion der beiden Säulenlager, nämlich

$$H = \frac{8000 \cdot 385 + 350(385 + 88) + 300 \cdot 286 + 480 \cdot 190}{480} = \sim 7130 \text{ kg.}$$

Die Vertikalreaktion des unteren Säulenlagers ist gleich der Summe aller Eigengewichte, vermehrt um die Last, also, wenn das Gewicht der Säule und des daran befindlichen Windwerkes mit 3000 kg angesetzt wird,

$$V = Q + G + G_s = 8000 + 350 + 300 + 480 + 3000 = 12130 \text{ kg.}$$

In Fig. 1a, Taf. 30, sind zur Kontrolle die vorstehend berechneten Kräfte nochmals graphisch bestimmt worden. Es wurde in der Vertikalen durch I (Fig. 1) $0-1 = Q + G = 8000 \text{ kg}$ aufgetragen, $0-3 = I-IV$ gemacht und 1 mit 3 verbunden. Auf der Laststrichung bei der äussersten Katzenstellung ergibt

1) 80,3 ist die Länge der Senkrechten von IV auf I—V.

sich dann der Punkt 4, und es ist $2-4 = N_1$, der Druck welchem die Last bei ihrer äussersten Lage auf den Punkt I einwirkt. Der entsprechende Druck im Knotenpunkt IV ist $N_2 = 8000 - N_1$.

Knotenpunkt I. $4-5 = 350 \text{ kg}$. Horizontale durch 2, Parallele zu I—V durch 5. Kräftezug 5, 2, 6, 5 mit $2-6$ als Zugkraft Z_1 und $6-5$ als Druckkraft T_1 .

Knotenpunkt IV. $4-7 = 8000 \text{ kg}$, $2-7 = N_2$, $7-8 = 300 \text{ kg}$. Horizontale durch 8 und Parallele durch 6 zu IV—V. Kräftezug 2, 8, 9, 6, 2 mit $8-9$ als Zugkraft Z und $9-6$ als Druckkraft T_2 .

Knotenpunkt V. $8-10 = 9-11 = 480 \text{ kg}$. Parallele durch 5 zu V—III' und durch 11 zu II'—V. Kräftezug 5, 6, 9, 11, 12, 5 mit $11-12$ als Druckkraft K und $12-5$ als Druckkraft T .

Im Knotenpunkt II' erzeugt die Kraft Z und K , entsprechend dem Linienzug 10, 11, 12, 13, 10 eine Horizontal-komponente $12-14 = H'$ und eine nach oben gerichtete Vertikalkomponente $V_2' = 13-10$. Im Knotenpunkte III' zerlegt sich T in die gleiche, aber entgegengerichtete Horizontal-komponente H' und eine abwärtsgerichtete Vertikalkomponente $5-13$. Die Summe aller Vertikalkräfte in der Säulenhöhe ist $5-13 - 13-10 + 10-14$ (3000 kg) $= Q + G + G_s = 5-14$. Um die Lagerreaktion H zu erhalten, ist schliesslich $13-15$ gleich der Säulenhöhe h , $15-17$ gleich derjenigen h' gemacht worden. Die Horizontale durch 17 bis zur Verbindungslinie $15-12$ liefert dann $17-16 = H$.

Fig. 1b, Taf. 30, giebt die Stangenkräfte, wenn die Katze in der Mitte von II'—IV steht. Es kommt dann durch die Last $Q + G$ auf den Knotenpunkt II' und IV je noch ein Druck von $0,5 \cdot 8000 = 4000 \text{ kg}$. Die Schliessenkraft Z beträgt für diese Laststellung

$$Z = 4 \cdot 3 \cdot 150 = 25 \cdot 150 = 3750 \text{ kg.}$$

Mit Hilfe der einzelnen Stangenkräfte lassen sich nun die grössten Anstrengungen ermitteln. Für die Schliessen betrug, wie anfangs berechnet, das von der Last herrührende Biegemoment 432000 kgcm , wenn die Katze in der Mitte zwischen II' und IV steht. Verstärkt wird dieses Moment noch durch den Zug in der Lastkette, der rund gleich $0,5$ ($7500 + 150$) $= 3825 \text{ kg}$ (150 kg als Gewicht der Hakenflasche) gesetzt werden kann und dessen Hebelarm nach Fig. 2, Taf. 30, $48,5 \text{ cm}$ ist. Ferner wirkt auf Biegung hin das Eigengewicht des Schliessenstückes II'—IV mit $2 \cdot 37,7 \text{ kg/m}$. Endlich wird der Schliessenquerschnitt noch durch die oben erwähnte Kraft $Z = 3750 \text{ kg}$ auf Zug beansprucht. Man erhält also als grösste Anstrengung

$$\sigma = \frac{1}{2 \cdot 37,7} \left(432000 + 3825 \cdot 48,5 + \frac{2 \cdot 37,7 \cdot 286^2}{8} \right) + \frac{3750}{2 \cdot 48,3} = \sim 881,5 \text{ kg/qcm}$$

ein Wert, der wohl noch zulässig ist, da er nur bei der einen Katzenstellung auftritt, auch die freitragende Länge des Stückes II'—IV durch die Knotenbleche noch geringer als 286 cm ist.

Befindet sich die Katze in der Mitte zwischen I und IV, so berechnet sich die Anstrengung auf entsprechende Weise (Z_1 als Zugkraft angenommen) zu weniger als 700 kg/qcm .

Von den Stangen, welche auf Druck bzw. Zerknicken beansprucht werden, ist die Strebe III'—V diejenige, welche die grösste Kraft ($T = -14690 \text{ kg}$) aufzunehmen hat und die grösste Knicklänge ($L_s = III'-V = \sim 330 \text{ cm}$) besitzt. Da das kleinste Trägheitsmoment der beiden [-Eisen, Normalprofil No. 26, $J = 2 \cdot 317 \text{ cm}^4$ ist, so ergibt sich für $E = 2000000 \text{ kg/qcm}$ eine

$$m = \frac{10 \cdot 2000000 \cdot 2 \cdot 317}{14690 \cdot 330^3} = \sim 7,95 \text{ fache}$$

Sicherheit. Auf Druck berechnet, ist die Anstrengung der Strebe nur sehr gering.

Die Säule endlich besteht aus zwei [-Eisen, Normalprofil No. 30, und zwei aufgenieteten Blechen $400 \cdot 10 \text{ mm}$.

Das Trägheitsmoment der beiden [-Eisen ist $2 \cdot 8026 \text{ cm}^4$, das der beiden Bleche

$$\frac{40}{12} (32^3 - 30^3) = \sim 19227 \text{ cm}^4.$$

Rechnet man noch für 4 Nietlöcher von 2 cm Durchmesser eine Verminderung des Trägheitsmomentes um

$$\frac{2 \cdot 2}{12} (32^3 - 28^3) = \sim 3605 \text{ cm}^4,$$

so beträgt das Widerstandsmoment des Säulenquerschnittes

$$w = \frac{2 \cdot 8026 + 19227 - 3605}{0,5 \cdot 32} = \sim 1980 \text{ cm}^3,$$

der Inhalt desselben bei $2 \cdot 58,8 \text{ qcm}$ Querschnitt der beiden [-Eisen

$$f = 2(58,8 + 40 \cdot 1 - 2 \cdot 2) = 189,6 \text{ qcm.}$$

Am ungünstigsten wird bei der Säule der Querschnitt in II' beansprucht. Es wirkt auf ihn ein Biegemoment

$$H \cdot h_1 = 7130 \cdot 62,5 = 445625 \text{ kgcm},$$

sowie eine Zugkraft V_2' (Fig. 1a, Taf. 30) $= \sim 19 \cdot 150 = 2850 \text{ kg}$ ein. Mit beiden ergibt sich als grösste Anstrengung eine Zugspannung von nur

$$\sigma = \frac{445625}{1980} + \frac{2850}{189,6} = \sim 240 \text{ kg/qcm.}$$

Im Querschnitt III' ist die grösste Druckspannung sogar nur

$$\sigma = \frac{H \cdot h_2}{w} + \frac{V}{f} = \frac{7130 \cdot 17,5}{1980} + \frac{12130}{189,6} = \sim 127 \text{ kg/qcm.}$$

Die Säule ist also in ihrem Querschnitt sehr stark bemessen.

Für den unteren Säulenzapfen macht sich nach Gl. 229, S. 211, ein Durchmesser

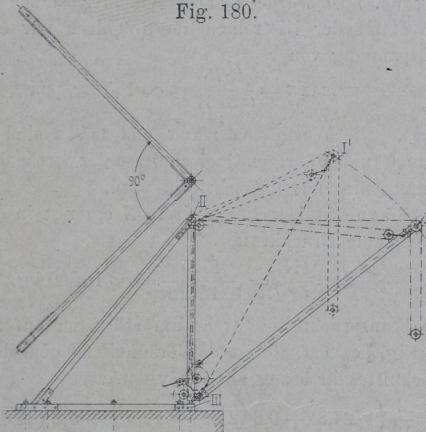
$$d = 0,1 \sqrt{\frac{12130}{80} + \frac{2}{3} 7130} = 7 \text{ cm}$$

nötig; die Ausführung zeigt $d = 100 \text{ mm}$.

3. Dreieckiger Wippausleger für veränderliche Ausladung.

Das Gestell dieser Krane, die man gewöhnlich als Derrickkrane bezeichnet, ist in Fig. 180 des Textes angedeutet. Die Ausladung wird bei ihnen durch Einziehen und Auslegen der Strebe verändert. Zu diesem Zweck

Fig. 180.



ist letztere um ihren unteren Bolzen in der Vertikalebene drehbar, während das obere Ende durch das um eine lose Rolle geschlungene Schliessenseil und eine zugehörige Trommelwinde der Säule genähert oder abgerückt werden. Die Säule selbst wird durch zwei Bockstreben gehalten, die einen Winkel von ca. 90 Grad miteinander bilden. Das Gestell lässt deshalb nur eine Drehung des Auslegers um höchstens 250 Grad zu.

Die Krane bilden eine Vereinigung der Dreh- und später behandelten Scherenkrane, besitzen aber die diesen letzteren fehlende Drehbarkeit. Infolgedessen beherrschen

sie ein weit grösseres Arbeitsfeld. Bei uns finden sie wenig Anwendung. Eine Ausführung der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetmann, für 100000 kg Maximallast ist in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Jahrgang 1898, S. 437, beschrieben.

Über die Berechnung der Strebe und Schliessen ist das bei den Scherenkranen in § 38 Gesagte zu beachten. Die Bockstreben sind für die an den beiden Säulenzapfen auftretenden Kräfte zu berechnen.

β) Die beiden Säulenlager liegen unter dem Ausleger.

1. Dreieckiger Ausleger für unveränderliche Ausladung.

Freistehende Drehkrane mit drehbarer Säule besitzen nach Fig. 181 des Textes eine nach unten verlängerte Säule. Die Verlängerung wird in das Fundament eingelassen und hier oben von einem Hals- oder Rollenlager, unten von einem Spurlager gehalten. Durch das Fundament wird die Anlage solcher Krane wesentlich verteuert.

Gegenüber der sonstigen Gestellform ist hier nur die Beanspruchung der Säule eine etwas andere. An dem oberen Teile derselben greifen in den Punkten II' und III' die Horizontalkräfte

Fig. 181.

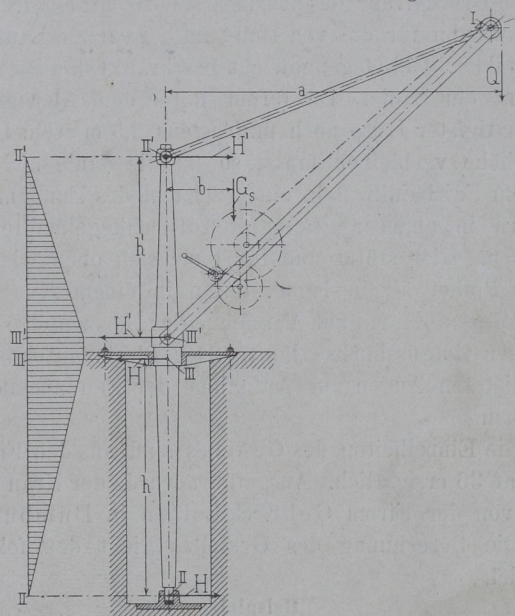


Fig. 182.

$$H' = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{h'}$$

an, während am unteren Teile in den Zapfen II und III die Reaktionen

$$H = \frac{Q \cdot a + G_s \cdot b}{h}$$

wirken. Die Biegemomentenfläche stellt sich also so dar, wie Fig. 182 zeigt. Die grösste Beanspruchung der Säule tritt zwischen III' und III auf, wo das Biegemoment

$$H' \cdot h' = H \cdot h = Q \cdot a + G_s \cdot b$$

herrscht. Gl. 228, S. 211, kann somit auch hier zur

Bestimmung des Widerstandsmomentes und Durchmessers D der Säule an dieser Stelle benutzt werden. Ausser der Biegungsbeanspruchung ist noch eine Druckbeanspruchung durch die am Ausleger hängende Last und das Eigengewicht desselben bis zu dem fraglichen Querschnitt hin vorhanden. Diese Druckspannung vermehrt die Biegungsanstrengung auf der Auslegerseite des Querschnittes und verringert sie auf der gegenüberliegenden Seite.

2. Schnabelförmiger Blechsausleger für veränderliche und unveränderliche Ausladung.

Ein solches Gestell haben die schon auf S. 217 behandelten Fairbainkrane. Bei veränderlicher Ausladung dient der oben horizontal gehaltene Auslegerarm wieder einer Laufkatze als Fahrbahn.

3. Dreieckiger Hubausleger für veränderliche Ausladung.

Für Stahlwerke wurden früher und zum Teil auch noch jetzt hydraulische Drehkrane mit einem Gestell ähnlich demjenigen in Fig. 1, Taf. 36, verwendet. Der dreieckige Ausleger kann vermittelst Druckkolben, Seil und loser Kraftrolle gehoben und gesenkt werden und führt sich dabei mit vier, paarweise zu entgegengesetzten Seiten angeordneten Laufrädern auf den Schienen der drehbaren Kransäule. Zur Veränderung der Ausladung ist die Druckstrebe des Auslegers horizontal gelegt und als Laufbahn für die von Hand zu bewegende Laufkatze ausgebildet. Ein Gegengewicht beschränkt das Biegemoment der Säule. Da ferner unter dem Ausleger bei dessen tiefster Lage noch mindestens 2,5 m freie Durchgangshöhe verbleiben muss, so ist die Säule nicht wie bei dem Fairbainkran in einen Schacht des Fundamentes, sondern in einen abgestumpften Blechkegelmantel eingelassen. Hier stützt und führt sie sich oben wieder in einem Rollenwälzlager, unten in einem Kugelspur-lager, dessen Zapfen zur Aufnahme der Horizontalreaktion in einer Rotgussbuchse läuft. Der Blechmantel ist mit angenieteten Augen zur Aufnahme der Fundamentanker versehen.

Die Einzelheiten des Gestelles sind aus den Figuren auf Taf. 36 ersichtlich. Ausgeführt wurde der Kran mehrmals von der Firma Gebr. Scholten in Duisburg.

Die Berechnung des Gestelles giebt das folgende Beispiel.

Beispiel.

Der Kran auf Taf. 36 von Gebr. Scholten in Duisburg besitzt 10 m grösste Ausladung und 3 m Hubhöhe. Die Maximallast beträgt 3500 kg. Wie berechnen sich der Ausleger und die Kransäule?

Die horizontale Strebe des dreieckigen Auslegers ist einmal auf Biegung, Druck und Abscheren, das andere Mal auf Zerknicken zu berechnen.

Die Biegungsbeanspruchung fällt am grössten aus, wenn die voll belastete Laufkatze in der Mitte ihrer Bahn steht. Schätzen wir das Eigengewicht der Katze mit Haken zu $G = 250$, das der halben Zugstangen und Strebe zu 825 kg, so beträgt, bei $L_s = 945$ cm Länge der Strebe (Fig. 1, Taf. 36) zwischen den Unterstützungspunkten und $l = 35$ cm Radstand der Katze das grösste Biegemoment

$$M_b = (Q + G) \frac{L_s - l}{4} + \frac{825 \cdot L_s}{4} = 3750 \frac{945 - 35}{4} + \frac{825 \cdot 945}{4} \\ = \sim 1048030 \text{ kgcm.}$$

Der mittlere Querschnitt der Strebe ist in Fig. 1a, Taf. 36, dargestellt. Es berechnet sich für ihn das Trägheitsmoment in bezug auf die x-x Achse

$$J_x = \frac{1}{12} \left\{ 24,8 \cdot 40^3 - 2 \cdot 0,8 \cdot 26^3 - 2 \cdot 5,2 \cdot 36,4^3 - (12,8 - 2,8) 38^3 \right. \\ \left. - 2 \cdot 24^3 - 2 \cdot 1,6 (40^3 - 36,4^3) \right\} = 35888 \text{ cm}^4,$$

dem ein Widerstandsmoment

$$w = \frac{35888}{0,5 \cdot 40} = 1794,4 \text{ cm}^3$$

entspricht. Das berechnete Biegemoment ruft somit eine Normalspannung

$$\sigma_b = \frac{1048030}{1794,4} = \sim 584 \text{ kg/qcm}$$

hervor, die in der oberen Hälfte des Querschnittes als Druckspannung auftritt. Dieselbe wird noch verstärkt, durch die Horizontalkomponente der am Ende des Trägers wirkenden Vertikalkraft

$$N = \frac{Q + G}{2} + 825 = \frac{3750}{2} + 825 = 2700 \text{ kg.}$$

Die Horizontalkomponente derselben ist nach Fig. 183 des Textes

$$T = \frac{N}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{2700}{\operatorname{tg} 18^\circ 20'} = \sim 8150 \text{ kg,}$$

und sie bewirkt, da der Inhalt des Querschnittes in Fig. 1a, Taf. 36,

$$F = 0,8 \cdot 40 + 4 \cdot 1 (12 + 7) + 4 \cdot 0,8 (6 + 5,2) - 4 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \\ = 132,32 \text{ qcm}$$

ist, eine Normalspannung von

$$\sigma = \frac{8150}{132,32} = \sim 61,6 \text{ kg/qcm.}$$

Die Scherkraft in der Mitte der Strebe ist so gering, dass die durch sie hervorgerufene Schubspannung die gesamte Anstrengung nur sehr wenig beeinflusst. Wir erhalten somit als gesamte Anstrengung des mittleren Querschnittes

$$\max \sigma = 584 + 61,6 = 645,6 \text{ kg/qcm.}$$

In der äusseren Endlage der Laufkatze beträgt die in Fig. 183 des Textes angegebene Kraft $N = 3500 + 250 + 825 = 4575$ kg. Rechnen wir diese als grösste Scherkraft des Balkens und nehmen ferner die Gl. 173a, S. 145, noch als gültig an,¹⁾ so würde sich bei einem Abstände $h_n = 31$ cm als Abstand der Nietreihen im Stegblech nur eine grösste Schubspannung von

$$\max \tau = \frac{4575}{0,8 \cdot 31} = \sim 185 \text{ kg/qcm}$$

ergeben. Die Werte von $\max \tau$ und $\max \sigma$ sind so gering, dass auch in den übrigen Querschnitten der Strebe die zulässige Spannung nirgends überschritten wird.

Die zuletzt berechnete Kraft N erzeugt in der Strebenrichtung eine Druckkraft

$$T = \frac{N}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{4575}{\operatorname{tg} 18^\circ 20'} = \sim 13800 \text{ kg.}$$

Diese beansprucht die Strebe am stärksten auf Zerknicken. Nach Fig. 1a, Taf. 36, ist das Trägheitsmoment des mittleren Querschnittes in bezug auf die y-y Achse

$$J_y = \frac{2}{12} \left\{ 1 \cdot 24,8^3 + 0,8 (24,8^3 - 12,8^3) + 5,2 (24,8^3 - 22,2^3) \right. \\ \left. + 7 \cdot 2,8^3 + 0,5 \cdot 24 \cdot 1^3 - 1,6 (19,6^3 - 16,4^3) \right\} = \sim 5890 \text{ cm}^4.$$

Die Sicherheit gegen Zerknicken bestimmt sich also für $E = 2000000$ kg/qcm und $L_s = 945$ cm zu

$$m = \frac{\pi^2 \cdot J_y \cdot E}{T \cdot L_s^2} = \sim \frac{10 \cdot 5890 \cdot 2000000}{13800 \cdot 945^2} = 9,56.$$

Die Schliessen sind auf Zug zu berechnen. Die grösste Zugkraft tritt in ihnen auf, wenn die Katze in der äusseren Endstellung steht, und beträgt dann nach Fig. 183 des Textes

$$Z = \frac{N}{\sin \alpha} = \frac{4575}{\sin 18^\circ 20'} = \sim 14550 \text{ kg.}$$

1) Am Ende der Strebe fehlen die $\perp$ -Eisen 60·60·8 mm.

Für $k_z = 600 \text{ kg/qcm}$ wäre somit ein Querschnitt von je

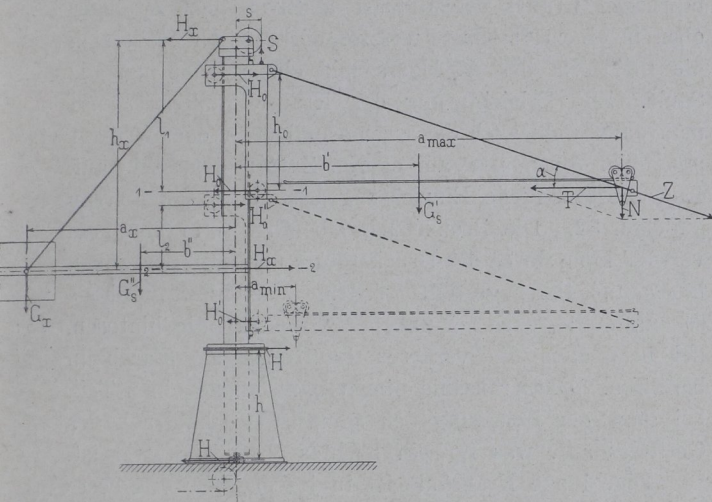
$$f = \frac{14550}{2 \cdot 600} = \sim 12,13 \text{ qcm}$$

erforderlich. In der Ausführung besitzen die beiden Rund-eisenstangen 42 mm Durchmesser, also je 13,85 qcm Quer-schnitt. Das Gewinde am Ende der Stangen hat 2" engl. äusseren und 43,43 mm inneren Durchmesser.

Zur Berechnung der Säule bedürfen wir des Eigen-gewichtes beider Ausleger und des Gegengewichtes G_x . Für den Lastausleger sei als Eigengewicht $G_s' = 2750 \text{ kg}$ und als Schwerpunktsabstand von der Krandreihachse $b' = 345 \text{ cm}$ an-genommen. Die Seilspannung S in Fig. 183 des Textes ist dann

$$S = 3500 + 250 + 2750 = 6500 \text{ kg.}$$

Fig. 183.



Der Lastausleger legt sich mit seinen Leitrollen gegen die Säule und wirkt auf diese mit einer Horizontalkraft, die bei der äusseren Endlage der voll belasteten Katze und ge-spanntem Seil

$$H_0 = \frac{(Q + G) a_{\max} + G_s' \cdot b' - S \cdot s}{h_0} = \frac{3750 \cdot 1000 + 2750 \cdot 345 - 6500 \cdot 68}{300} = \sim 14190 \text{ kg,}$$

bei der inneren Endlage der unbelasteten Katze und un-ge-spanntem Seil

$$H_0' = \frac{G \cdot a_{\min} + G_s' \cdot b'}{h_0} = \frac{250 \cdot 175 + 2750 \cdot 345}{300} = \sim 3310 \text{ kg}$$

beträgt, wenn $h_0 = 300 \text{ cm}$ der vertikale Abstand von Mitte bis Mitte der oberen und unteren Leitrollen, $s = 67 \text{ cm}$ der horizontale Abstand der Seilspannung S von der Krandreihachse ist.

Der Gegengewichtsausleger ruft die in Textfigur 183 angegebenen Horizontalkräfte H_x an der Säule hervor.

Das auf letztere einwirkende resultierende Biegungs-moment fällt nun nach der Lastseite hin, und zwar für den Querschnitt 1—1, am grössten aus, wenn der Lastausleger mit der voll belasteten Katze in der äusseren Endlage seine höchste Stellung einnimmt. Es ist dann

$$M_b = H_0 \cdot h_0 - H_x \cdot l_1.$$

Nach der Gegengewichtsseite dagegen wird das auf die Säule wirkende resultierende Biegemoment am grössten, und zwar für den Querschnitt 2—2, wenn die unbelastete Katze sich in ihrer inneren Endlage befindet und der Ausleger auf seinem unteren Prollholze aufruft. Es ist dann

$$M_b' = H_x \cdot h_x - H_0' \cdot l_2.$$

Am geringsten wird die Säule beansprucht für $M_b = M_b'$ oder

$$H_x (h_x + l_1) = H_0 \cdot h_0 + H_0' \cdot l_2.$$

Mit $h_x = 597$, $l_1 = 397$ und $l_2 = 150 \text{ cm}$ ergibt sich hieraus

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

$$H_x = \frac{14190 \cdot 300 + 3310 \cdot 150}{597 + 397} = \sim 4782 \text{ kg.}$$

Nach Fig. 183 ist nun weiter

$H_x \cdot h_x = G_x \cdot a_x + G_s'' \cdot b''$, wenn G_s'' das Gewicht des Gegengewichtsauslegers und b'' dessen Schwerpunktsabstand von der Drehachse bezeichnet. Schätzt man $G_s'' = 500 \text{ kg}$, $b'' = 270 \text{ cm}$, so erhält man für $a_x = 540 \text{ cm}$ als Gegengewicht

$$G_x = \frac{4782 \cdot 597 - 500 \cdot 270}{540} = \sim 5040 \text{ kg.}$$

Das grösste Biegemoment der Säule ist dann

$$M_b = M_b' = 14190 \cdot 300 - 4782 \cdot 397 = 2358546 \text{ kgcm.}$$

Der Querschnitt der Säule ist in Fig. 1b, Taf. 36, dargestellt. In bezug auf die $y-y$ Achse ist sein Widerstandsmoment

$$w = \frac{1}{12 \cdot 32,5} \left\{ 65 \cdot 65^3 - 2 \cdot 7 \cdot 61,2^3 - 2 \cdot 1 \cdot 47,2^3 - 47,2 \cdot 63,2^3 - 2 \cdot 1,8 (65^3 - 61,2^3) \right\} = \sim 6007 \text{ cm}^3.$$

Die durch das Biegemoment hervorgerufene Normalspannung beträgt also

$$\sigma_b = \frac{M_b}{w} = \frac{2358546}{6007} = 392,6 \text{ kg/qcm.}$$

Auf derjenigen Seite des Querschnittes, auf der diese Spannung als Druckspannung auftritt, wird dieselbe noch durch diejenige vergrössert, welche durch alle an der Säule hängenden Lasten und Eigengewichte bis zum Querschnitt 1—1 hin hervor-gerufen wird. Da diese Last- und Eigengewichtssumme (das Gewicht der Säule bis zum Schnitt 1—1 mit 1500 kg gerechnet)

$$2S + G_x + 500 + 1500 = 2 \cdot 6500 + 5040 + 500 + 1500 = 20040 \text{ kg}$$

und der Inhalt des Säulenquerschnittes

$$f = 4 \cdot 1 (8 + 7) + 2 \cdot 0,9 (65 + 63,2) - 4 \cdot 1,8 \cdot 1,9 = \sim 277 \text{ qcm}$$

ist, so ermittelt sich diese Spannung zu

$$\sigma = \frac{20040}{277} = \sim 80 \text{ kg/qcm}$$

und demnach die resultierende Normalspannung zu

$$392,6 + 80 = 472,6 \text{ kg/qcm.}$$

Der Horizontaldruck auf die beiden Säulenzapfen fällt am grössten aus, wenn der Ausleger in seiner tiefsten Lage (ohne Spannung im Seil) ruht und die voll belastete Katze die äussere Endstellung einnimmt, nämlich

$$H = \frac{3750 \cdot 1000 + 2750 \cdot 345 - 5040 \cdot 540 - 500 \cdot 270}{288} = \sim 6400 \text{ kg,}$$

unter $h = 288 \text{ cm}$ den Abstand von Mitte bis Mitte Säulen-zapfen verstanden. Für diesen Druck sind die beiden Säulen-lager zu berechnen.

c) Drehscheibenkrane.

Die Anordnung einer Plattform, welche sich mit dem Ausleger beim Schwenken des Kranes dreht, ist nicht nur bei fast allen Drehkränen mit eigenem Motor nötig, sondern ist auch für solche mit Handantrieb nicht ohne Vorteile. In jenem Falle können die Motoren, die Steuerungs- und mehr oder weniger auch die Triebwerksteile auf der Plattform untergebracht werden, und in beiden Fällen hält die Bedienung auf der Plattform ihren Stand auch beim Drehen des Kranes ein, dreht sich also mit diesem, während sie bei Säulenkränen gewöhnlich mit herum geht.

Die gebräuchliche Ausführung des Gestelles solcher Krane ist aus Taf. 34 ersichtlich. Die Plattform oder Drehscheibe besteht aus einem [-Eisenrahmen, der mit Blechen belegt ist. An ihn schliesst nach oben der eigent-liche Ausleger mittelst eines Zwischengerüsts an, das in verschiedener Weise ausgebildet sein kann. In Fig. 1, Taf. 34, besteht es z. B. aus vier Eckeisen, die durch

Diagonalverbände genügend versteift sind und im Verein mit einem dreieckigen Aufsatz die Grundform des Schutzhauses für Wärter und Maschinen liefern. Auf Taf. 31 und 32¹⁾ dagegen sind als Zwischengerüst zwei dreieckige, aus Blechen und L-Eisen hergestellte Ständer gewählt, an denen zugleich das Triebwerk befestigt ist und um die herum durch L-Eisen mit Holzverschalung und Wellblech das Schutzhaus aufgebaut ist. An der der Last näheren Seite dieses Hauses steht in der Regel der Wärter, und ein Ausschnitt mit Fenster in der betreffenden Wand gewährt ihm freien Ausblick nach der Last hin, der durch den Ausleger nicht behindert sein darf. Auf der entgegengesetzten Seite der Plattform, dem Ausleger also gegenüber, befindet sich das zur Stabilität des Kranes nötige Gegengewicht, das bei Dampfkränen zum Teil durch den Kessel gebildet wird.

Die Plattform stützt sich gewöhnlich mit vier Laufrollen auf eine runde Bahn. Zur Erhöhung der Stabilität werden diese Rollen nicht gleichmässig auf den Umfang der Bahn verteilt, sondern der Auslegerebene näher gerückt, und zwar so weit, als es die Standfestigkeit in der dazu senkrechten Ebene gestattet. Früher und zum Teil auch noch jetzt drehte man den Laufrollenkranz und die Laufbahn konisch ab (s. Fig. 3 u. 4, Taf. 34), damit die Rollen beim Drehen des Kranes an ihrer inneren Seite einen entsprechend kürzeren Weg als wie an ihrer äusseren zurücklegen und also nicht mit ihrem inneren Umfange auf der Laufbahn gleiten. Die Bedingung hierfür ist

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D_0}{2R},$$

wenn α der Neigungswinkel der schrägen Laufbahn gegen die Horizontale,

D_0 der mittlere Durchmesser der Laufrollen,
 $2R$ derjenige der Laufbahn ist.

Bei konischer Bahn empfangen aber die Rollenlager einen die Bewegung oft störenden Achsialdruck, der durch eine besondere Spurplatte für die Achsen dieser Lager abgefangen werden muss (s. Fig. 3, Taf. 34). Der Achsialdruck überträgt sich auch auf den Laufring und sucht diesen zu verschieben. Um das zu verhindern, wird der Ring mit Schrauben auf dem Fundament befestigt. Bei dem fahrbaren Kran auf Taf. 41 ist der Ring gemäss Fig. 3, Taf. 42, sogar um einige Millimeter in das Blech des Untergestelles eingelassen, um diese Verschiebung zu verhüten. An den Stossstellen des Ringes ist ferner innen ein Flacheisen angeordnet.

Neuerdings sieht man zur Stützung der Drehscheiben meistens cylindrische Rollen mit schwachballig abgedrehten Spurkränzen vor und lässt sie auf einer runden Eisenbahnschiene mit breitem Kopf laufen. Solche Rollen fallen billiger aus, und die gleitende Reibung an ihrem Umfange, welche beim Drehen des Kranes mit überwunden werden muss, ist meistens nicht bedeutend.

Zur Zentrierung der Drehscheibe und zur Aufnahme der geringen seitlichen Schwankungen ist bei dem

1) Dass der Kran fahrbar ist, bleibt für die Gerüstform gleichgültig.

Kran auf Taf. 34 ein kurzer Königszapfen angeordnet, der durch eine angegossene Platte auf dem Fundament befestigt ist. Das Gegengewicht des Kranes muss dann so schwer und so weit von der Drehachse untergebracht sein, dass die Resultierende aller Vertikalkräfte sowohl beim voll als auch beim unbelasteten Krane noch innerhalb des Laufringes fällt, wenn auch in beiden Fällen zu verschiedenen Seiten der vertikalen Krandrehachse. Ist dagegen das Kippmoment des Kranes nicht völlig durch das Gegengewicht aufgehoben, so sieht man zur Aufnahme des nicht aufgehobenen, überschüssigen Kippmomentes eine Säule vor, die bei ortsfesten Kranen wieder auf dem Fundament, sonst im Untergestell des fahrbaren Kranes befestigt ist und von dem Ausleger oben in einem Halslager erfasst wird; unten dreht sich die Plattform des Auslegers mit einem Auge um die Säule. Zur Erleichterung des Kranschwenkens hängt man dann wohl auch das Krangestell mehr oder weniger mit einer Spurplatte am oberen Zapfen der Säule auf. Eine diesbezügliche Einrichtung besitzt z. B. der Kran auf Taf. 32. Die Bronzebüchse b (Fig. 2) in der Traverse T kann durch das Druckstück c und zwei Schrauben höher und tiefer gestellt werden. Vorteilhaft wird sie so eingestellt, dass bei unbelastetem Kran die hinteren, bei belastetem die vorderen Laufrollen die Laufbahn berühren. Die Kransäule nimmt dann immer einen Teil, bei günstiger Belastung den ganzen Vertikaldruck des Gestelles auf, was für ein leichtes Drehen günstig ist.

Eine lange Kransäule ist in jedem Falle das beste Mittel, die Schwankungen des sich drehenden Kranteiles beim Arbeiten möglichst zu beschränken.

Beispiel.

Es sind die Stabilitätsverhältnisse und Stangenkräfte des Drehscheibenkranes von Menck & Hambrook auf Taf. 34 festzustellen. Die Maximallast beträgt 7500 kg, die Ausladung 8 m.

Für beide Hälften des Auslegers und Zwischengerüsts wurden die in Fig. 184 des Textes eingetragenen Eigengewichte der einzelnen Knotenpunkte I bis VIII angenommen. Das Gewicht der Hakenflasche soll mit 250 kg, Q also mit 7750 kg in Rechnung gestellt werden. Das Eigengewicht des Hubwerkes beträgt 2800, das des Drehwerkes 1000, das der Drehscheibe mit Laufrollen, Führerhaus usw. 5000 kg, und der Abstand der beiden ersten Gewichte von der Krandrehachse ist 565 bzw. 1575 mm, während das letzte Gewicht in der Drehachse selbst angreift. Das Eigengewicht des ganzen Kranes ohne Gegengewicht ist somit

$$2(120 + 150 + 120 + 220 + 230 + 230 + 60 + 60) + 2800 + 1000 + 5000 = 11180 \text{ kg.}$$

Das resultierende rechtsdrehende Moment, welches diese Kräfte in bezug auf die Krandrehachse äussern, ist

$$2(120 \cdot 767 + 150 \cdot 436,5 + 120 \cdot 478 + 220 \cdot 93) + 2800 \cdot 56,5 - 1000 \cdot 157,5 = 154970 \text{ kgcm.}$$

Bei voll belastetem Kran steigt dasselbe auf

$$154970 + 7750 \cdot 800 = 6354970 \text{ kgcm.}$$

Das Gegengewicht G_x (inkl. seines Kastens) muss nun so schwer und sein Schwerpunktsabstand a_x so gross gewählt werden, dass die Resultierende aller Vertikalkräfte am Krangestell stets noch innerhalb des Laufringes für die Drehscheibe bleibt. Im vorliegenden Falle würde die Resultierende mit $G_x = 11500 \text{ kg}$ und $a_x = 256,5 \text{ cm}$ bei voll belastetem Kran um

$$x = \frac{6354970 - 11500 \cdot 256,5}{11180 + 7750 + 11500} = 111,9 \text{ cm}$$

rechts, bei unbelastetem Kran

$$x' = \frac{11500 \cdot 256,5 - 154970}{11180 + 11500} = 123,2 \text{ cm}$$

links von der Krandrehachse fallen, während der äussere Radius des Laufringes 192,8 cm ist. Durch den Winddruck werden die berechneten Abstände x und x' im ungünstigsten Falle höchstens noch um 7 cm vergrössert. Das Gewicht $G_x = 11500 \text{ kg}$ dürfte zur Hälfte schon durch den ausgemauerten Gegengewichtskasten gebildet werden.

In der zum Ausleger senkrechten Richtung sucht der Winddruck den Kran zu kippen. Dieser Druck beträgt bei 19 qm Fläche und 125 kg/qm Stärke $19 \cdot 125 = 2375 \text{ kg}$ und wirkt in dem Schwerpunkte der Druckfläche, ungefähr in einer Höhe von 248 cm über der Oberkante des Laufkranes. Die Radmitte liegt nach dem Grundriss der Fig. 4, Taf. 34, $R \cdot \sin 30^\circ = 184,8 \cdot 0,5 = 92,4 \text{ cm}$ seitlich von der Auslegerebene. In bezug auf die diesbezügliche Kante des Laufringes muss, wenn kein seitliches Kippen eintreten soll, das Moment des Kraneigengewichtes grösser als das des Winddruckes, also

$$(11180 + 11500) 92,4 > 2375 \cdot 248$$

oder

$$2095632 > 589000$$

sein.

Die Stangenkräfte sind nachstehend mit Hilfe der Ritterschen Methode berechnet. Dabei ist die halbe Seilspannung an den durchschnittenen Stellen zu $0,5S = 1940 \text{ kg}$ angenommen. An der Trommel ruft diese Seilspannung $0,5S$ noch die folgenden inneren Kräfte in den Knotenpunkten VII und VIII hervor. Denkt man sich nämlich die Spannung $0,5S$ im Punkte IX der Fig. 184a des Textes in zwei Komponenten, und zwar vertikal $1940 \cdot \sin 28^\circ = 910$, horizontal $1940 \cdot \cos 28^\circ = 1713 \text{ kg}$, zerlegt so erzeugt die erstere in den beiden genannten Knotenpunkten, entsprechend den Abständen von 85 und 262 cm, eine nach oben gerichtete Vertikalkraft von

$$910 \frac{85}{347} = 222 \text{ kg} \text{ und } 910 \frac{262}{347} = 688 \text{ kg}.$$

Wird weiter im Punkte X zweimal die Horizontalkomponente von 1713 kg nach entgegengesetzter Richtung eingetragen, so entsteht ein Kräftepaar $1713 \cdot 160 \text{ kgcm}$, das nur durch ein solches in den Knotenpunkten VII und VIII aufgehoben werden kann, also in VII eine abwärtsgerichtete Vertikalkraft

$$1713 \frac{160}{347} = 790 \text{ kg},$$

in VIII eine ebenso grosse aufwärtsgerichtete hervorrufft. In X verbleibt dann noch die nach rechts gerichtete innere Horizontalkraft von 1713 kg.

Die römischen Ziffern geben die Stangenkräfte in den gleichnamig bezeichneten Stangen der Fig. 184 an; das —Zeichen bedeutet Druckkraft. Die geringe Neigung der beiden Auslegerhälften gegeneinander wurde vernachlässigt.

Schnitt 1—1, Drehpunkt III bzw. II für die Momentengleichung:

$$\text{I—II} = \frac{3875 \cdot 322 + 120 \cdot 289 - 1940 \cdot 30,8}{102} = 11987 \text{ kg},$$

$$\text{I—III} = -\frac{3875 \cdot 363,5 + 120 \cdot 330,5 + 1940 \cdot 72,5}{103,7} = -15321 \text{ kg};$$

Schnitt 2—2, Drehpunkt I bzw. III:

$$\text{II—III} = \frac{3875 \cdot 33 - 150 \cdot 330,5 - 1940 \cdot 25}{332} = 90 \text{ kg},$$

$$\text{II—IV} = (\text{I—II}) - \frac{150 \cdot 41,5}{102} = 11987 - 610 = 11377 \text{ kg};$$

Schnitt 2—3, Drehpunkt I bzw. IV:

$$\text{III—IV} = -\frac{1}{183,3} (3875 \cdot 33 - 150 \cdot 330,5 - 120 \cdot 289 - 1940 \cdot 25) = 27 \text{ kg}.$$

$$\text{III—V} = -\frac{1}{210} (3875 \cdot 707 + 120 \cdot 674 + 150 \cdot 343,5 + 120 \cdot 385 + 1940 \cdot 174) = -15503 \text{ kg};$$

Schnitt 4—4, Drehpunkt ist der Schnitt von IV—VI und III—V, der 1418 cm links von der Krandrehachse fällt, bzw. V:

$$\text{IV—V} = -\frac{1}{1821,5} (3875 \cdot 2218 + 120 \cdot 2185 + 150 \cdot 1854,5 + 120 \cdot 1896 + 220 \cdot 1511 + 1940 \cdot 55,7) = -5382 \text{ kg},$$

Fig. 184.

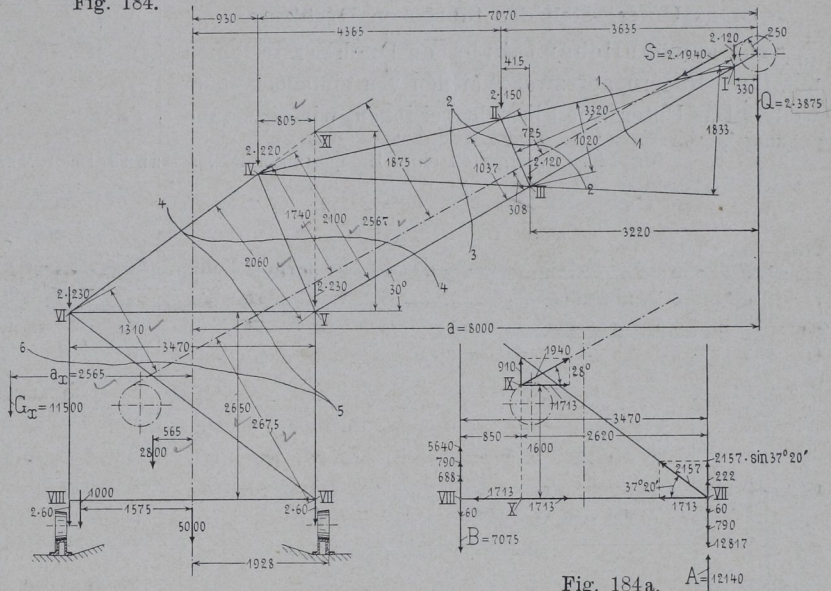


Fig. 184a.

$$\text{IV—VI} = \frac{1}{206} (3875 \cdot 626,5 + 120 \cdot 593,5 + 150 \cdot 263 + 120 \cdot 304,5 - 220 \cdot 80,5 - 1940 \cdot 36,6) = 12069 \text{ kg};$$

Schnitt 4—5, Drehpunkt XI bzw. VI:

$$\text{V—VI} = -\frac{1}{256,7} (3875 \cdot 626,5 + 120 \cdot 593,5 + 150 \cdot 263 + 120 \cdot 304,5 - 220 \cdot 80,5 + 1940 \cdot 187,5) = -11380 \text{ kg},$$

$$\text{V—VII} = -\frac{1}{347} (3875 \cdot 973,5 + 120 \cdot 940,5 + 150 \cdot 610 + 120 \cdot 651,5 + 220 \cdot 266,5 + 230 \cdot 347 + 1940 \cdot 131) = -12817 \text{ kg};$$

Schnitt 5—6, Drehpunkt VII:

$$\text{VI—VIII} = \frac{1}{347} (3875 \cdot 626,5 + 120 \cdot 593,5 + 150 \cdot 263 + 120 \cdot 304,5 - 220 \cdot 80,5 - 230 \cdot 347 - 1940 \cdot 267,5) = 5640 \text{ kg}.$$

Bezüglich der Stange VI—VII ist zu beachten, dass die im Punkte X nach rechts wirkende Horizontalkraft von 1713 kg im Knotenpunkte VII durch die Horizontalkomponente der Stangenkraft VI—VII aufgehoben werden muss. Es herrscht also in dieser Stange eine Zugkraft von

$$\frac{1713}{\cos \alpha} = \frac{1713}{\cos 37^\circ 20'} = 2157 \text{ kg}.$$

Im Knotenpunkte VII verbleibt schliesslich nach Fig. 184a eine nach unten gerichtete Vertikalkraft von

$$12817 + 60 + 790 - 222 - 2157 \cdot \sin 37^\circ 20' = 12137 \text{ kg},$$

im Knotenpunkt VIII eine nach oben gerichtete von

$$5640 - 60 + 688 + 790 = 7058 \text{ kg}.$$

Würde man sich das ganze Krangestell in den Punkten VII und VIII losgelöst denken, so wäre in jenem Punkte eine aufwärts-, in diesem eine abwärtsgerichtete äussere Vertikalkraft anzubringen. Die erstere ergibt sich, wenn man die Summe der Momente aller äusseren Kräfte in bezug auf den Punkt VIII gleich Null setzt, zu

$$A = \frac{1}{347} (3875 \cdot 973,5 + 120 \cdot 940,5 + 150 \cdot 610 + 120 \cdot 651,5 + 220 \cdot 266,5 + 290 \cdot 347) = \sim 12140 \text{ kg},$$

die letztere zu

$$B = 12145 - (3875 + 120 + 150 + 120 + 220 + 2 \cdot 290) = 7075 \text{ kg}.$$

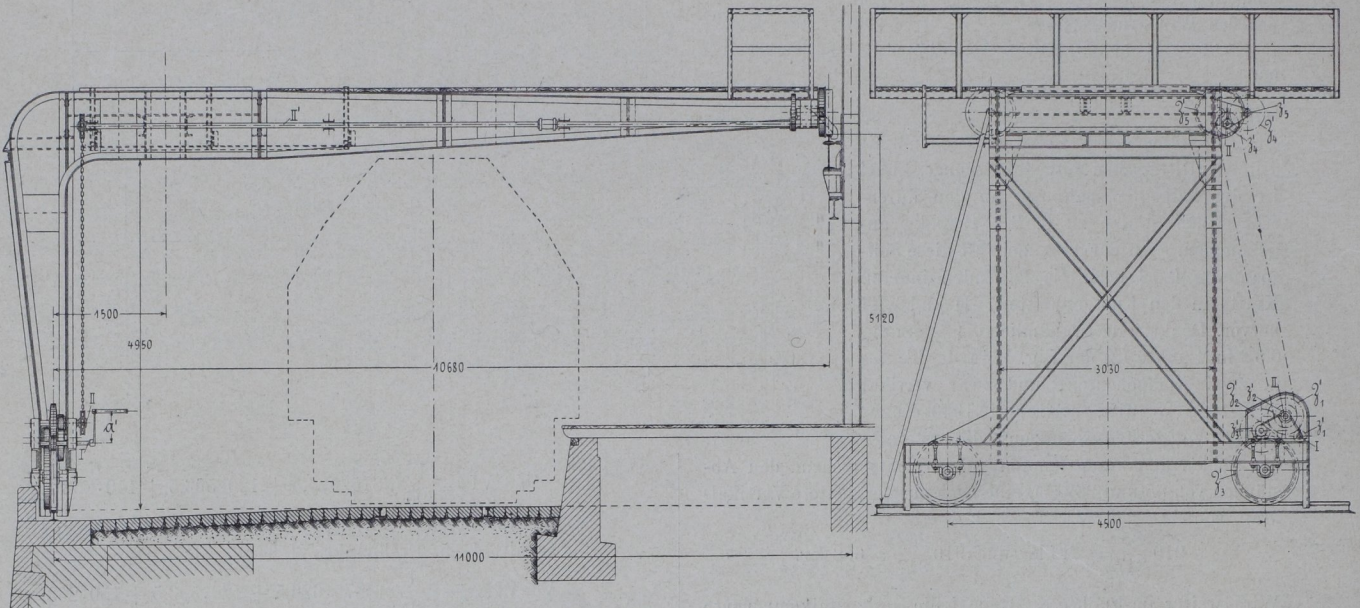
A muss, wenn die Rechnung richtig ist, gleich der oben berechneten Kraft 12137, B gleich derjenigen 7058 kg sein; bis auf die kleinen Differenzen von 3 bzw. 17 kg, welche durch das Abmessen der Hebelarme hervorgerufen sind, ist das der Fall.

Die Stangenquerschnitte bestimmen sich wieder in der schon früher angegebenen Weise.

d) Das Untergestell der fahrbaren Drehkrane.

Die gewöhnlichen fahrbaren Drehkrane laufen mit ihren Rädern auf zwei Schienen von einfacher Spurweite. Das Untergestell besteht bei ihnen, wie die Krane

Fig. 186. Untergestell eines Halbportalkranes der Mannheimer Maschinenfabrik, Mohr & Federhaff.

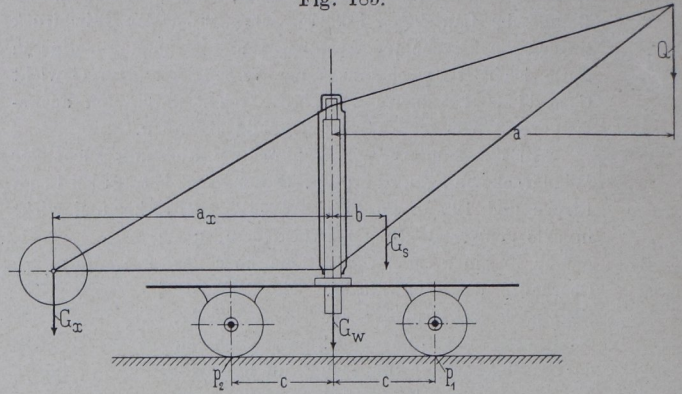


auf Taf. 31, 32 und 38 zeigen, aus einer Plattform, welche durch Längs- und Querträger (I- und [-Eisen) mit gehöriger Verbindung und Versteifung untereinander gebildet wird. An den Längsträgern sind die Lager für die Laufradachsen befestigt. Häufig findet man diese Achsen federnd gelagert, um die auftretenden Stösse zu mildern. Bei Waggon- und Lokomotivkrane, die in Eisenbahnzüge eingestellt werden, müssen die Achslager und Federn den Eisenbahnvorschriften genügen, die Längsträger der Plattform auch an den Köpfen mit Puffern usw. versehen sein.

Die Standfestigkeit solcher Krane erfordert ein besonderes Gegengewicht, soweit dieses nicht schon durch den Motor und Dampfkessel bei Maschinenantrieb gebildet wird. Vielfach findet man das Gegengewicht stellbar eingerichtet, und zwar von Hand, wie Fig. 187, S. 234, zeigt, oder selbstthätig durch die Last. Es ist so zu verteilen, dass der Gesamtschwerpunkt der Kran-konstruktion sowohl bei voll belastetem als auch bei unbelastetem Kran innerhalb der Laufräder bzw. der Schienen des Unterwagens fällt. Bezeichnet nach Fig. 185

G_s das Gewicht der um die Krandreihachse drehbaren Teile (bei Drehscheibenkrane also auch das der

Fig. 185.



Drehscheibe mit ihren Rädern) ohne Gegengewicht, angreifend am Hebelarm b,

G_w das Gewicht des Untergestelles (bei Säulenkrane auch das der Säule), angreifend in der Krandreihachse,

G_x das Gegengewicht am Hebelarm a_x ,

$2c$ der Radstand der Untergestelles,

so ergibt sich als Momentengleichung aller Vertikal-kräfte des voll belasteten Krane in bezug auf die Kante p_1

$$Q(a - c) - G_s(c - b) - G_w \cdot c - G_x(c + a_x) = 0,$$

für den unbelasteten Kran in bezug auf die Kante p_2

$$G_s(c + b) + G_w \cdot c - G_x(a_x - c) = 0.$$

Durch Subtraktion beider Gleichungen voneinander erhält man

$$Q(a - c) - 2G_s \cdot c - 2G_w \cdot c - 2G_x \cdot c = 0.$$

Neben der obigen Bedingung muss also das Gesamt-gewicht des Krane mindestens

$$G_s + G_w + G_x = \frac{Q(a - c)}{2c} \quad \dots \quad 240$$

betragen. Ist die Spurweite kleiner als $2c$, so ist diese an Stelle von $2c$ in die Gleichung einzuführen.

Fahrbare Portalkrane kommen namentlich auf grösseren Hafenanlagen vor. Sie überspannen mit ihrem

Untergestell das freie Raumprofil von einem oder mehreren Eisenbahngleisen und dürfen den Verkehr auf diesen nicht stören. Das Untergestell hat deshalb bei den sogenannten Vollportalkranen, wo die beiden Laufschiene wie bei den Bockkranen unten liegen, die Form eines Bockes (Fig. 2, Taf. 41), bei Halbportalkranen, wo sich die eine Schiene unten, die andere oben auf Konsolen an der Gebäudemauer oder Säulen befindet, die Form eines Winkels (Fig. 186 des Textes). In jedem Falle kann das Gestell aus I- und [-Eisen, als Blech- oder Fachwerkträger ausgeführt werden; jene sind für kleinere, diese für grössere Lasten und Spannweiten gebräuchlich, wobei Fachwerkträger in der Regel ein gefälligeres Aussehen als Blechträger ergeben. Die Berechnung der Untergestelle ist für die ungünstigste Stellung des eigentlichen Drehkranes in der bei den Lauf- und Bockkranen angegebenen Weise zu bewirken.

Bei den Velocipedkranen läuft das Untergestell nur auf einer Schiene. Infolgedessen beanspruchen diese Krane nur einen schmalen Durchfahrtsraum, was sie namentlich für langgestreckte Werkstätten geeignet macht. In Fig. 2, Taf. 33, ist ein solches Krangestell dargestellt. Das Untergestell besteht aus zwei Längs-[-Trägern, welche die Achsenlager halten und die feststehende Kransäule mit einem Gussstück zwischen sich nehmen. Oben läuft der Kran zwischen zwei Führungseisen, die das seitliche Kippmoment aufnehmen müssen. Die Strebe des Obergestelles ist hochgelegt, damit der Raum unter ihr, im vorliegenden Falle das Normalprofil des freien Raumes für Eisenbahnwagen, möglichst frei bleibt.

Beispiel.

Wie berechnet sich das Portal des elektrischen Drehkranes auf Taf. 41 von der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. J. Losenhausen? Die Maximallast beträgt 4500 kg.

Wir schätzen das Eigengewicht des Kranes einschliesslich Gegengewicht, aber ohne Portal, zu 28000 kg. Der Lauftring für die Drehscheibe ruht in der Hauptsache auf den in Fig. 2, Taf. 41, Schnitt 1—1, mit I, II, III und IV bezeichneten I-Trägern, welche zwischen die beiden Portalböcke gesetzt sind und diese an der einen Kransseite miteinander verbinden. Bei voll belastetem Krane dürften die beiden Laufräder der Drehscheibe, welche sich auf der Auslegerseite befinden, wohl fast den ganzen Druck von 28000 + 4500 (Last) = 32500 kg auf den Lauftring daselbst übertragen. Für die in Fig. 1, Taf. 41, um 180 Grad gedrehte Auslegerstellung hat dann der I-Träger I in Fig. 2, Taf. 41, den genannten Druck aufzunehmen, und jeder Portalbock empfängt die Hälfte dieses Druckes. Das Biegemoment für den horizontalen Teil eines jeden Bockes beträgt also mit den in Fig. 2 eingetragenen Hebelarmen

$$M_b = \frac{32500 \cdot 290,5(880 - 290,5)}{2 \cdot 880} = \sim 3162300 \text{ kgcm.}$$

Steht dagegen der Ausleger senkrecht zu den Portalen, also in der Fahrrihtung der letzteren, so sind vorwiegend die Träger II und III in Fig. 2 belastet, und sie üben, wenn man der Sicherheit wegen annimmt, dass der ganze Druck von 32500 kg durch sie auf den einen Portalbock übertragen wird, ein grösstes Biegemoment

$$M_b = 32500 \frac{(880 - 154,5)(154,5 - 32,5)}{880} = \sim 3268880 \text{ kgcm}$$

auf diesen aus. Die zuletzt genannte Auslegerlage ist also für die Portale ungünstiger, und das bei ihr auf sie ausgeübte Moment soll der Berechnung zu Grunde gelegt werden. Der

in der Ausführung gewählte Querschnitt für den horizontalen Teil der Portalböcke ist in Fig. 2a, Taf. 41, wiedergegeben. Er besitzt ein Widerstandsmoment von

$$W = \frac{1}{12 \cdot 51,2} \left\{ 22 \cdot 102,4^3 - 2 \cdot 2,5 \cdot 100^3 - 2 \cdot 6,8 \cdot 97,6^3 - 2 \cdot 1,2 \cdot 84^3 - 2 \cdot 1,9 (102,4^3 - 97,6^3) \right\} = \sim 6520 \text{ cm}^3$$

in bezug auf die horizontale Schwerpunktsachse und ein Gewicht von ca. 200 kg/m.

Unter Berücksichtigung dieses Eigengewichtes ist das Biegemoment für den Querschnitt, in welchem der Träger III an das Portal anschliesst, nun

$$M_b = 3268880 + \frac{200}{2 \cdot 100} (154,5 - 32,5) (880 - 154,5 + 32,5) = 3361356 \text{ kgcm}$$

und die von diesem hervorgerufene Normalspannung

$$\max \sigma = \frac{3361356}{6520} = \sim 516 \text{ kg/qcm.}$$

Die vertikale Scherkraft in dem genannten Querschnitt ist gleich der Reaktion in dem näherliegenden Stützpunkte, also

$$V = 32500 \frac{880 - 154,5}{880} + \frac{200}{100} \left(\frac{880}{2} - 154,5 + 32,5 \right) = \sim 27430 \text{ kg}$$

und bewirkt nach Gl. 173a, S. 145, für $h_n = 90,8$ cm Abstand der Nietreihen im Stegblech eine grösste Schubspannung

$$\max \tau = \frac{27430}{1 \cdot 90,8} = \sim 302 \text{ kg/qcm.}$$

Unter der Annahme, dass beide Spannungen $\max \sigma$ und $\max \tau$ an derselben Stelle des Querschnittes auftreten, würde sich somit für

$$\alpha = \frac{302}{516} = \sim 0,6$$

nach der Tabelle auf S. 145 eine grösste Materialanstrengung

$$\max \sigma_1 = 1,36 \cdot 516 = \sim 700 \text{ kg/qcm}$$

ergeben, die noch zulässig ist.

Als grösste Belastung eines Portalbeines kann die oben berechnete Reaktion von 27430 kg plus dem Eigengewicht des Beines mit 1500 kg, also 28930 kg angesehen werden. Für die in Fig. 2, Taf. 41, Schnitt 1—1, mit $l_s = 257$ cm eingetragene Knicklänge ist der mittlere Querschnitt in Fig. 2b, Taf. 41, angegeben. Das Trägheitsmoment desselben in bezug auf die y—y Achse ist

$$J_y = \frac{2}{12} \left\{ 1,2 (22^3 + 17^3) + 6,8 \cdot 3,4^3 + 0,5 \cdot 29,6 \cdot 1^3 - 2,4 (12,1^3 - 8,3^3) \right\} = 2679,2 \text{ cm}^4,$$

und somit die Sicherheit gegen Zerknicken, wenn auch das untere Ende geführt angesehen wird,

$$m = \frac{10 \cdot 2679,2 \cdot 2000000}{28930 \cdot 257^2} = 28,04 \text{ fach.}$$

§ 35.

Die Drehkrane mit Handbetrieb.

Die Anwendung dieser Krane, die noch vielfach an Ufern und Eisenbahnen zum Be- und Entladen der Schiffe und Eisenbahnwagen, in Werkstätten und Magazinen zum Versetzen der Arbeitsstücke und Güter vorkommen, empfiehlt sich in solchen Fällen, in denen sich wegen zu seltener Benutzung die Anschaffung eines Kranes mit Elementarkraftbetrieb nicht lohnt. Die Geschwindigkeit, mit welcher schwere Lasten von ihnen gehoben werden, ist natürlich wie bei den entsprechenden Laufkranen nur eine mässige.

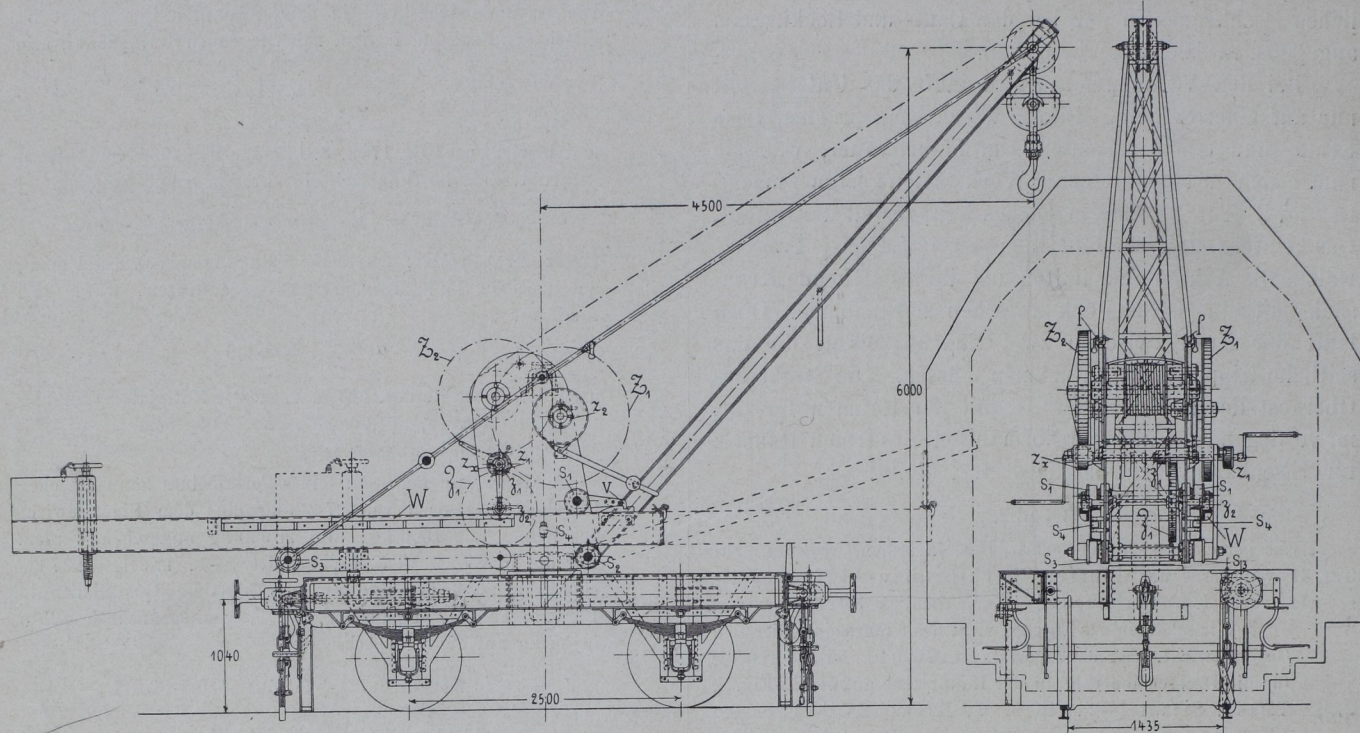
Die Ausführung des Triebwerkes zeigt bei den vorliegenden Krane wenig Verschiedenheit. Zum Antrieb dienen meistens Kurbeln, seltener Haspelräder. Das

Hubwerk ist entweder in den Schilden des Krangestelles gelagert, oder der bzw. die hierzu dienenden Lager-rahmen sind an der Kransäule oder auf der Strebe befestigt. Im letzteren Falle ist es wegen der leichteren und genaueren Montage vorteilhaft, das ganze Triebwerk, wenn möglich, auf einer einzigen Lagerplatte unterzubringen. Das Vorgelege ist ein-, zwei- oder dreifach und erforderlichen Falles mit Auswechselung zum schnelleren Heben leichter Lasten versehen. Als Stütz- und Senkvorrichtungen dienen in der Regel die gewöhnlichen Sperr- und Bremsvorrichtungen, die auch hier zweckmässig zu einer Sperradbremse vereinigt werden. Giessereikrane besitzen eine Laufkatze, die in bekannter

talen Wellen aufgesteckt werden kann, so lässt sich der Kran sowohl bei grossen Lasten mit dreifachem Vorgelege $\beta_1 \beta_1$, $\beta_2 \beta_2$ und $\beta_3 \beta_3$ als auch bei kleineren mit doppeltem schwenken, wobei im letzteren Falle $\beta_1 \beta_1$ lose mitläuft. Der Zahnkranz β_3 ist zweiteilig und auf der Fundamentplatte befestigt.

Der Kran auf Taf. 30 zeigt die meist übliche Anordnung des Triebwerkes bei Giessereikranen mit Laufkatze. Die beiden Böcke zur Verlagerung des Hubwerkes und der Antriebsräder des Schwenkwerkes sind in die beiden [-Eisen der Kransäule eingelassen. Das Vorgelege für das Heben ist ein dreifaches, nämlich $z_1 Z_1$, $z_2 Z_2$ und $z_3 Z_3$. An Stelle des Räderpaares $z_1 Z_1$ kann durch die

Fig. 187. Waggonkran für 5000 kg Maximallast von van der Zypen & Charlier in Köln-Deutz.



Weise durch eine endlose Kette verschoben wird. Das Schwenkwerk der Krane besteht meistens aus einem Ritzel, das, durch Kurbeln und die nötigen Vorgelege angetrieben, sich in einem Zahnkranz auf der Fundamentplatte oder dem Untergestell abwälzt.

Fig. 159 auf S. 207 zeigt zunächst einen einfachen Handkran ohne Schwenkwerk. Das Hubwerk sitzt auf der Strebe und hat doppeltes Vorgelege mit loser Lastrolle. Der Uferkran von Friedr. Krupp Grusonwerk in Magdeburg auf Taf. 29 trägt das Hubwerk in seinen beiden Schilden. Als Vorgelege dienen die Räder $z_1 Z_1$ und $z_2 Z_2$, die alle ausserhalb der Lager sitzen. Die verschiebbare Kurbelwelle hat ausserdem noch ein Wechselrad z_x , sodass auch mit dem einfachen Vorgelege $z_x Z_x$ gearbeitet werden kann. Bremse und Sperrrad sitzen getrennt voneinander auf der Zwischenwelle. Die beiden horizontalen und die eine vertikale Welle des Triebwerkes zum Kranschwenken sind in einem Hohlgußbock gelagert, der dem unteren Halslager der Kransäule aufgeschraubt ist. Da die Kurbel den beiden horizon-

verschiebbare Kurbelwelle ein zweites Räderpaar $z_x Z_x$ mit geringerer Übersetzung eingeschaltet werden. Auch können die Kurbeln (vom Radius a) zur Vergrösserung der Hubgeschwindigkeit auf die erste Zwischenwelle gesteckt werden. Alle Räder sind fliegend angeordnet. Zum Anhalten der Last dient eine Sperrvorrichtung; eine Bremse ist nicht vorgesehen. Die Laufkatze hängt in einer doppelt geschlungenen endlosen Kette. Ungleiche Spannungen in den beiden Kettentrümen und schiefes Anziehen der Katze sind ausgeschlossen. Zum Antrieb des Fahrwerkes dient die Kurbel vom Radius a , deren Welle durch das Kegehräderpaar $\beta_1 \beta_1$ auf eine an der Kransäule gelagerte vertikale Welle einwirkt. Am oberen Ende überträgt diese ihre Bewegung durch die Räderpaare $\beta_2 \beta_2$ und $\beta_3 \beta_3$ mit dem Zwischenrade β_x auf die Antriebswelle der endlosen Laufkatzenkette.

Ein fahrbarer Dreh- oder sogenannter Waggonkran ist in Textfigur 187 dargestellt. Neben dem gewöhnlich ausgebildeten Hubwerk mit doppeltem Vorgelege $z_1 Z_1$, $z_2 Z_2$ und Wechselrad z_x auf der verschiebbaren Kurbel-

welle ist hier ein zweites Triebwerk zum Einstellen des Gegengewichtes vorgesehen. Das letztere sitzt an dem äussersten linken Ende zweier [-Eisen, die seitlich mit je einer gegossenen Zahnstange W versehen sind. In diese greifen zwei Ritzel β_0 , welche mittelst des Vorgeleges β_1 und der beiden Hubkurbeln gedreht werden können, sobald die Kurbelwelle in die richtige Lage gebracht ist. Bei einer solchen Drehung verschieben sich die beiden [-Eisen zwischen den Rollen s_1 bis s_4 . Die Bolzen dieser Rollen sind teils an dem schmiedeeisernen Windengestell befestigt, teils sind es die Bolzen zur Verbindung der Auslegerteile. In der äussersten linken Lage, welche für die grösste Belastung des Kranes nötig ist, werden die beiden [-Eisen durch die Fallen v in ihrer Stellung gehalten, in der äussersten rechten, punktiert angedeuteten Lage, welche beim Einstellen des Kranes in einen Eisenbahnzug eingenommen wird, dient zur Sicherung die Schraubenspindel des Gegengewichtes. Der Ausleger für die Last kann, sobald die Bolzen f für die Schliessen herausgenommen sind, heruntergelassen werden. Die Strebe stützt sich dann auf das äusserste rechte Ende der beiden [-Eisen. Die Firma van der Zypen & Charlier fertigt solche Krane als langjährige Spezialität. Das Untergestell ist nach den Eisenbahnvorschriften gebaut und ausgerüstet.

Für die **Berechnung** des Hub-, Katzen- und Kranfahrrwerkes gilt das auf S. 165 bei den Laufkränen Gesagte, wobei in Gl. 202 für $G + G_s$ das Eigengewicht des ganzen fahrbaren Kranes inkl. Untergestell einzuführen ist. Für das Schwenkwerk ergibt sich die Übersetzung des Vorgeleges aus Gl. 54, S. 39, zu

$$\left(\frac{\beta_0}{\beta_1}\right)^1 = (1 + \varphi_v) \frac{M}{\beta_0 \cdot a_0} \dots 241$$

mit $1 + \varphi_v = 1,09$ bei einfachem, $= 1,09^2$ bei doppeltem Vorgelege usw.,

β_0 als Betriebskraft, a_0 als Kraftarm.

M ist das beim Kranschwenken zu überwindende Reibungsmoment in bezug auf die Krandrehachse. Dasselbe bestimmt sich bei Säulenkranen

mit oberem Spur- und unterem Halslager (Fig. 2, Taf. 29) zu

$$M = (Q + G_s) \mu_1 \frac{d_0}{2} + H \cdot \mu_1 \left(\frac{d}{2} + \frac{D}{2} \right) \dots 242$$

mit oberem Spur- und unterem Rollenlager (Fig. 159, S. 207) zu

$$M = (Q + G_s) \mu_1 \frac{d_0}{2} + H \cdot \mu_1 \frac{d}{2} + 2H_1 \left(f + \mu_1 \frac{b_0}{2} \right) \frac{D}{2} \dots 243$$

mit oberem Rollenwälzungs- und unterem Spurlager (Fig. 171, S. 218) zu

$$M = (Q + G_s) \mu_1 \frac{d_0}{2} + H \cdot \mu_1 \frac{d}{2} + 4H_1 \cdot f \left(1 + \frac{D}{2} \right) \dots 244$$

$Q + G_s$ ist hierin das Gewicht aller um die Kranachse drehbaren Kranteile, einschliesslich der Last,

H der durch Gl. 221, S. 208, bestimmte Horizontaldruck der beiden Säulenzapfen,

1) Der Index Null ist bei den Zahnrädern des Schwenkwerkes nur dann angegeben, wenn der Kran zugleich eine Laufkatze hat.

$H_1 = \frac{H}{2 \cos \gamma}$ der Horizontaldruck auf eine der beiden Rollen des Rollenlagers, welche den Druck H übertragen,

d_0 der mittlere Durchmesser der Spurplatte,

d der äussere Durchmesser des Spurzapfens,

D der Säulen- oder Rollbahndurchmesser der Säule im Rollenlager,

$\varnothing_0$ der Durchmesser der Rollen,

b_0 derjenige der Rollenzapfen, alles bezogen auf cm,

$\mu_1 = 0,1$, $f = 0,05$ bis $0,08$ cm.

Die Geschwindigkeit, mit welcher sich die Last im Hakenkreise beim Schwenken bewegt, folgt aus Gl. 49, S. 37, zu

$$w_0 = c_0 \frac{a}{a_0} \left(\frac{\beta_0}{\beta_1} \right) \dots 245$$

worin c_0 die Kraftgeschwindigkeit im Kurbelkreise vom Radius a_0 ,

a die Ausladung bezeichnet.

Beispiel.

Wie berechnet sich das Vorgelege des Hub- und Schwenkwerkes für den Uferkran auf Taf. 29? Die Maximallast ist 6000 kg.

Da die Last an einem Rollenzuge, bestehend aus einer losen Lastrolle und einer Leitrolle, hängt, so ist als Last der Winde die Betriebskraft dieses Rollenzuges anzusehen. Auf S. 27 wurde für den letzteren der Wert P und $1 + \varphi$ ermittelt. Nach Gl. 15 daselbst erhält man für $Q = 6200$ kg (200 kg als Eigengewicht der Flasche gerechnet) und $1 + \varphi = 1,076$ im vorliegenden Falle als Betriebskraft des Zuges

$$1,076 \frac{6200}{2} = 3335 \text{ kg.}$$

Wird dieser Wert für Q in die Gl. 50, S. 37, eingeführt, und wählt man die Kraft der Arbeiter an den Kurbeln zu $P = 4 \cdot 12,5 = 50$ kg, den Kurbelradius zu $a = 40$ cm, den Trommelradius zu $R = 22,2$ cm, den Verlustfaktor $1 + \varphi = 1,09^2 \cdot 1,03 = 1,22$ (entsprechend einem doppelten Vorgelege mit Seiltrommel), so erhält man für das Vorgelege des Hubwerkes eine Übersetzung

$$\left(\frac{Z}{z} \right) = 1,22 \frac{3335 \cdot 22,2}{50 \cdot 40} = \sim 45,2.$$

Zerlegt man weiter diesen Wert in die beiden Faktoren 6,5 und rund 7, so macht sich für die Zähnezahle $z_1 = z_2 = 13$ der Ritzel eine solche

$$Z_1 = 6,5 \cdot 13 = \sim 85 \text{ und } Z_2 = 7 \cdot 13 = 91$$

der grossen Räder nötig. In der Ausführung sind dieselben Zähnezahlen bis auf Z_2 , das 90 beträgt, gewählt.

Das Schwenkwerk hat dreifaches Vorgelege. Mithin ist

in Gl. 241 $1 + \varphi_v = 1,09^3 = \sim 1,3$ zu setzen. Der Kurbelradius a_0 sei wieder 40 cm. Das zu überwindende Drehmoment berechnet sich nach Gl. 242 für $Q + G_s = 10200$ und $H = 33030$ kg nach S. 212, sowie $d_0 = 4,5$, $d = 14$, $D = 33,5$ cm nach Taf. 29 mit $\mu_1 = 0,1$ zu

$$M = 10000 \cdot 0,1 \frac{4,5}{2} + 33030 \cdot 0,1 \left(\frac{14}{2} + \frac{33,5}{2} \right) = 80741 \text{ kgcm.}$$

Gestattet man dann noch für die kurze Zeit des Schwenkens eine Betriebskraft $\beta = 2 \cdot 16 = 32$ kg, so macht sich nach Gl. 241 eine Übersetzung des Vorgeleges

$$\left(\frac{\beta}{\beta_0} \right) = 1,3 \frac{80741}{32 \cdot 40} = \sim 82$$

nötig. In der Ausführung ist

$\beta_1 = 10$, $\beta_2 = 40$, $\beta_3 = 14$, $\beta_4 = 40$, $\beta_5 = 11$, $\beta_6 = 80$ Zähne, also

$$\frac{\beta_1 \beta_2 \beta_3}{\beta_4 \beta_5 \beta_6} = \frac{40 \cdot 40 \cdot 80}{10 \cdot 14 \cdot 11} = \sim 83,1.$$

§ 36.

Die Drehkrane mit Dampf- und elektrischem Antrieb.

Von den Drehkranen mit eigenem Motor kommen jetzt fast nur noch die Dampf- und elektrischen Krane in betracht. Dampfdrehkrane werden in der Regel fahrbar eingerichtet und meist dann verwendet, wenn die Anlage elektrischer Leitungen Schwierigkeiten bereitet. Dies ist z. B. auf Fabrikhöfen der Fall, wo der Kran sich in den verschiedensten Richtungen bewegen muss. Zwar hat man hier auch schon elektrische Drehkrane mit Akkumulatoren versucht, eine weitgehendere Verwendung haben dieselben aber wegen der höheren Betriebskosten und geringeren Betriebssicherheit nicht gefunden. Dagegen haben sich die elektrischen Drehkrane, deren Motoren unmittelbar von einem Stromnetz gespeist werden, mehr und mehr Eingang verschafft, und zwar aus den Gründen, die schon wiederholt für die Hebezeuge mit elektrischem Antriebe angeführt wurden. Man benutzt solche Krane als sogenannte Ufer- und Portalkrane auf Hafenplätzen und Bahnhöfen, als Deckkrane auf Schiffen, als Werkstättenkrane usw., namentlich aber sind sie für grössere Kaianlagen in scharfen Wettbewerb mit den Druckwasserdrehkranen getreten, die sie nach dem augenblicklichen Stande der Sache in Zukunft wohl ganz verdrängen werden. Wie bei den elektrischen Laufkranen, so unterscheidet man auch hier Krane mit nur einem Motor für alle Lastbewegungen, wie Heben bzw. Senken, Schwenken der Last und erforderlichen Falles auch Fahren des Kranes mit oder ohne Last, und solche mit einem besonderen Motor für jede dieser verschiedenen Bewegungen. Das zuletzt genannte System ist für die jetzt verlangten Geschwindigkeiten allein geeignet, während Drehkrane mit nur einem Motor für mehrere Lastbewegungen wegen der dann erforderlichen Reibungskupplungen und Wendegetriebe nur geringe Geschwindigkeiten zulassen. In manchen Fällen findet man neben einem Elektromotor für das Heben bzw. Senken der Last auch noch Handantrieb für das Schwenken oder Fahren des Kranes angewendet. Dies ist berechtigt, wenn der Kran, wie in manchen Werkstätten, nur langsam geschwenkt oder, wie bei manchen Portalkranen, nur selten gefahren zu werden braucht.

a) Ausführungen.

Die jetzt gebräuchliche Bauart der **Dampfdrehkrane** ist aus Taf. 31 ersichtlich. Der dargestellte Kran wurde von der Duisburger Maschinenfabrik, J. Jäger, mehrmals ausgeführt und hat sich vollständig bewährt. Als Kessel dient ein stehender Quersiederkessel mit Feuerbuchse, als Dampfmaschine eine Zwillingmaschine mit einfachem Muschelschieber und ohne Umsteuerung. Jener ist auf der hinteren Seite der Drehscheiben-Plattform aufgestellt und wird zugleich mit dem daneben befindlichen Wasser- und Kohlenkasten als Gegengewicht benutzt. Diese ist an dem Zwischengerüst des Kranes befestigt. Dasselbe besteht aus zwei dreieckigen L-Eisenböcken, die an der Maschinenseite durch eine kräftige

vertikale Blechwand verbunden sind. An der letzteren sind auch die Lager für die Kurbelwelle W und die vertikale Zwischenwelle W_1 befestigt, welche von W aus durch das Winkelräderpaar I angetrieben wird. Die Frischdampfleitung geht vom Kessel zunächst nach einem Absperrschieber, der seitlich an dem Schieberkasten des einen Cylinders sitzt; von dort aus strömt der Dampf erst nach den Schieberkästen der beiden Cylinder. Durch den Handhebel h_5 kann dieser Absperrschieber geöffnet und geschlossen werden. h_5 bewegt nämlich einen auf der Welle w_5 drehbar angeordneten doppelarmigen Hebel, der durch seinen unteren Arm mit h_5 , durch seinen oberen mit der Stange des erwähnten Absperrschiebers verbunden ist. h_5 sitzt mit den übrigen Steuerhebeln auf der Welle w , die an der Auslegerseite innerhalb der Plattform gelagert ist. Der hinter den Hebel stehende Wärter hat den Blick auf die Last frei. Als Lastorgan dient eine Gliederkette, die für direkten Dampftrieb noch gern gewählt wird. Die Welle der zugehörigen Trommel hat ihre Lager in den vorerwähnten dreieckigen L-Eisenböcken.

Das Hubwerk des Kranes besitzt nur ein einfaches Rädervorgelege, dessen Ritzel z_1 auf einer Feder der Kurbelwelle verschiebar ist. Zum Ein- und Ausrücken des Ritzels dient der Handhebel h_4 , der fest auf der Welle w sitzt und durch ein am Ende dieser Welle angebrachtes Kegelräderpaar auf die schräge Welle w_4 einwirkt; diese bewegt den Muffenhebel k des Ritzels. Zum Anhalten und Senken der Last (bei ausgerücktem Ritzel z_1) ist eine Bandbremse B mit doppelt umschlungenen Bänder vorgesehen, deren Kranz dem Rade Z_1 angegossen ist und die durch den Hebel h_1 , die Welle w_1 und das zugehörige Gestänge bethätigt wird.

Das Schwenk- und Fahrwerk des Kranes erhält seinen Antrieb von der vertikalen Zwischenwelle W_1 . Auf ihr sitzen nämlich zwei Wendegetriebe II und III mit Reibungskupplungen zum Ein- und Abstellen der fraglichen Bewegungen in dem einen oder anderen Sinne. Wird zunächst das obere oder untere Kegelrad des Getriebes II mit seiner Welle W_1 verbunden, so überträgt diese ihre Bewegung durch das dritte Kegelrad und die Räderpaare $z_1 z_1, z_2 z_2$ auf das Ritzel z_3 , das sich dann in der einen oder anderen Richtung in dem auf dem Untergestell des Kranes befestigten Zahnkranze z_3 abwälzt und so den Kran links oder rechts herumschwenkt. Die Einrückung des Getriebes III hat entsprechend eine Vor- oder Rückwärtsbewegung des ganzen Kranes zur Folge, indem die Räderpaare $z_1' z_1', z_2' z_2'$ und $z_3' z_3'$ die Radachsen des Untergestelles in Drehung versetzen. Das Rad z_1' sitzt auf dem oberen, dasjenige z_2' auf dem unteren Ende einer durch die feststehende Kransäule tretenden und in dieser gelagerten Vertikalwelle W_2 , die Räder und Räderpaare $z_2', z_3' z_3'$ sind doppelt angeordnet. Das Ein- und Ausrücken der Getriebe II und III kann durch die Hebel h_3 bzw. h_2 bewerkstelligt werden, die vermittelt Zugstangen und Hebel auf die Wellen w_3 bzw. w_2 und von dort auf die Schubmuffen der fraglichen Reibungskupplungen einwirken.

Auf einem Gasrohre, das der Welle w , überschoben ist, befindet sich schliesslich noch der Handhebel h_6 zum Entwässern der Cylinder und Schieberkästen.

Angaben über die Maximallast, Grösse des Kessels, der Maschine usw. s. Taf. 31.

Von den **elektrischen Drehkränen** erhalten diejenigen mit nur einem Motor für alle Lastbewegungen, die man auch hier wohl kurz als Einmotorenkrane bezeichnet, stets einen Nebenschluss- oder Drehstrommotor mit Rücksicht darauf, dass derselbe in den kleineren Betriebspausen durchläuft und dann eine gewisse Umdrehungszahl nicht überschreiten darf. Als Beispiel eines solchen Kranes kann der auf Taf. 32 dargestellte fahrbare Drehkran gelten, der ebenfalls von der Duisburger Maschinenfabrik, J. Jäger, gebaut ist und in seinem Gestell, sowie der Anordnung des Haupttriebwerkes Ähnlichkeit mit dem vorerwähnten Dampfkran derselben Firma besitzt.

Der Antriebsmotor — ein stets in demselben Sinne umlaufender Drehstrommotor von 15 PS bei 800 minutlichen Umdrehungen — befindet sich auf der dem Ausleger gegenüberliegenden Seite der Plattform. Die Stromzuführung erfolgt durch die nötigen Zwischenleitungen von der Platte d (Fig. 1) aus, welche durch zwei Distanzschrauben mit dem an der Drehung des Kranoberteils teilnehmenden Druckstück c verbunden ist und drei von ihr isolierte Stromabnehmer trägt. Diese wiederum berühren die Schleifringe a aus Kupfer, welche an dem Rohr R auf der Kransäule isoliert befestigt sind. Auf einem Querholz P des Rohres befinden sich schliesslich die durch Federn gegen die drei Netzleitungen gedrückten Hauptstromabnehmer p . Neben dem Motor steht ein nur punktiert angedeuteter Anlasser A mit Kohlenkontakten. Der Anlasshebel desselben wird vom Wärter, der wieder seinen Stand an der Auslegerseite hinter den Hebeln h_1 bis h_6 auf der Welle w hat, durch den Hebel h_1 und die Zwischenstange 1 bewegt. Die Motorwelle ist durch eine nachgiebige Kupplung (Fig. 3) mit der Welle W verbunden, und diese wiederum steht durch das Ritzel z_1 und seine beiden Räder Z_1 mit den Wellen W_1 und W_1' in Verbindung (Fig. 2). W_1 und W_1' drehen sich also stets mit dem Motor.

Zum Einleiten und Abstellen der Hubbewegung dient das Ritzel z_3 (Fig. 2), das auf einer Feder seiner Welle verschiebbar ist und vermittelt des Steuerhebels h_4 dem Zahnrade Z_3 ein- bzw. ausgerückt werden kann. Dieser Hebel sitzt fest auf der Welle w (Fig. 1) und dreht durch ein am Ende der Welle angebrachtes Kegelräderpaar die Welle 4, welche an ihrem oberen Ende den Muffenhebel k des Ritzels z_3 trägt. Die Welle des letzteren hat ferner zwei Kegelräder Z_2 und Z_x (Fig. 2), die von Hand den Rädern z_2 bzw. z_x auf der Welle W_1' bzw. W_1 ein- und ausgerückt werden können. Die Übersetzung von $z_2 Z_2$ ist doppelt so gross als die von $z_x Z_x$. Das Rad Z_3 sitzt auf der Trommelwelle. Die Übersetzung für das Lastheben ist also, wenn z_2 ein- und z_x ausgerückt wird, $z_1 Z_1, z_2 Z_2, z_3 Z_3$. Sollen leichtere Lasten doppelt so schnell gehoben werden, so muss z_x ein- und

z_2 ausgerückt werden. Zum Senken und Stützen der Last bei ausgerücktem Ritzel z_3 dient die von h_5 zu bedienende Bandbremse auf der Trommelwelle.

Die Schwenkbewegung des Kranes erfolgt durch das Wendegetriebe I auf der Welle W_1 . Die Reibungskupplung desselben wird durch den Hebel h_2 ein- und ausgerückt, der durch eine Stange den Winkelhebel auf Welle w_2 bewegt; dieser wiederum dreht durch die Stange 2 und einen einfachen Hebel die Muffengabel der Kupplung. Je nachdem nun durch letztere das rechte oder linke konische Rad des Wendegetriebes mit der Welle W_1 verbunden wird, überträgt diese ihre Drehung in dem gleichen oder entgegengesetzten Sinne durch das Räderpaar $\beta_1 \beta_1$ (Fig. 2), dessen Ritzel β_1 der Nabe des einen konischen Rades aufgekeilt ist, auf die Welle W_2 , und diese bringt weiter durch $\beta_2 \beta_2$ das Ritzel β_3 zum Abwälzen in dem auf dem Untergestell befestigten Zahnkranze β_3 .

In entsprechender Weise wird die Fahrbewegung des ganzen Kranes durch das vom Hebel h_3 aus zu betätigende Wendegetriebe II auf der Welle W_1' eingeleitet. Auf der Nabe des einen konischen Rades sitzt auch hier festgekeilt das Ritzel β_1' , das durch das Rad β_1' die Welle W_2' antreibt. Diese dreht durch das Winkelräderpaar III die vertikale Welle W_3 (Fig. 1), welche durch das Stirnräderpaar $\beta_2' \beta_2'$ und die Kegelräder IV (Fig. 2) auf die in der ausgebohrten Kransäule gelagerte Vertikalwelle W_4 einwirkt. Am unteren Ende der letzteren erfolgt dann die Weiterübertragung auf die vordere Laufradachse des Wagens durch die Räderpaare V und $\beta_3' \beta_3'$. Auf der hinteren Laufradachse ist eine Bandbremse mit Schraubenspindel und Handrad angebracht, um den Kran an der jeweiligen Gebrauchsstelle auf den Schienen feststellen zu können.

Die elastische Kupplung in Fig. 3 ist eine Scheibenkupplung, deren Hälften durch einen fünffachen Leder-ring verbunden sind, in den die Schraubenbolzen der einen und anderen Hälfte abwechselnd treten. Ihr Hauptzweck ist, wie schon bei den Laufkränen bemerkt, einen Ausgleich für die Ungenauigkeiten in der Lagerung der durch sie verbundenen Wellen zu bewirken; zudem isoliert sie das Windwerk gegen den Motor.

Fig. 4, Taf. 32, zeigt als Beispiel die Konstruktion eines Wendegetriebes. Auf weitere Darstellungen derselben ist verzichtet worden, da solche Getriebe bei den jetzt fast allgemein gebräuchlichen Mehrmotorenkränen nicht mehr vorkommen. Der innere Teil H der Reibungskupplung ist doppelt ausgebildet und besteht aus zwei zusammengewachsenen Scheiben mit ringförmigen Ansätzen, welche die bronzene Muffe des Ein- und Ausrückhebels zwischen sich fassen. Aussen trägt jeder der beiden ringförmigen Ansätze zwei Schrauben mit Keilstücken, die sich in Schlitzten der aufgeschobenen und aufgeschnittenen Ringe S führen und beim Einrücken der Kupplung diese Ringe, welche aussen konisch abgedreht sind, in zwei entsprechend ausgebohrte Hohlkonusse pressen; die letzteren sind mit den zugehörigen Kegelrädern zusammengeschraubt. Die Naben der Räder laufen

auf Bronzebüchsen und werden teils durch einen angegossenen Bund, teils durch einen Stellring an der Verschiebung verhindert.

Von den elektrischen Drehkränen, bei denen jeder Motor nur eine Lastbewegung vollführt, zeigt Fig. 1, Taf. 33, zunächst einen solchen mit Motorantrieb für das Lastheben bzw. -senken allein; das Fahren und Schwenken der Last erfolgt von Hand. Die Firma E. Becker in Berlin-Reinickendorf baut solche Krane, die stets dann zu empfehlen sind, wenn die durch den billigeren Handantrieb zu erzielenden Fahr- und Schwenkgeschwindigkeiten noch für den vorliegenden Zweck genügen, in verschiedener Ausführung. In der Figur treibt ein umsteuerbarer Hauptstrommotor, der auf dem nach hinten verlängerten horizontalen Auslegerarm sitzt, die Hubtrommel durch ein gemischtes Vorgelege, bestehend aus einem zweigängigen Schneckentrieb mit dem Rade Z_1 , sowie zwei Stirnräderpaaren z_2Z_2 und z_3Z_3 . Das Trommelseil ist in bekannter Weise zuerst nach dem vorderen Auslegerende geleitet und dann über die Rollen einer Laufkatze mit Hakenflasche wieder nach hinten geführt, wo es federnd festgelegt ist. Der Anlasser W für den Motor sitzt unten an der einen Seite des vertikalen Auslegerteiles. Die Welle seines Steuerhebels trägt innerhalb der beiden Auslegerwände einen horizontalen Hebel H, dessen Enden durch zwei Seile s_1 und s_2 ¹⁾, die sich später zu einem einzigen vereinigen, mit dem Gewichtshebel K einer Sperradbremse B_1 so verbunden sind, dass beim jedesmaligen Anlassen des Motors in der einen oder anderen Richtung das Gewicht des Hebels K angehoben und die Bremse gelüftet, beim Abstellen des Motors letztere aber sofort wieder durch das niedergehende Gewicht angezogen wird. Leichtere Lasten müssen mit Hilfe des Motors gesenkt werden. Schwere, welche das Triebwerk durchziehen, gehen von allein nieder, sobald man die Bremse B_1 durch eine am anderen Ende des Hebels K angebrachte Zugkette lüftet. Eine Centrifugalbremse B_2 auf der Schneckenwelle reguliert die Niedergangsgeschwindigkeit.

Die endlose Kette zum Verschieben der Laufkatze greift ausserhalb der Wagenmitte an, da die Leitrollen des Lastseiles in der Mitte der Laufradachsen sitzen. Der Antrieb für das Lastfahren erfolgt mittelst Zugkette von dem Haspelrade mit dem Radius a aus. Das zugehörige Vorgelege besteht aus dem Räderpaare z_1Z_1 . Zum Kranschwenken dient eine zweite Kette mit dem Haspelrade vom Radius a_0 , die durch die Räder $z_1^0Z_1^0$ auf das Ritzel z_2^0 einwirkt, das sich beim Schwenken im Rade z_3^0 auf der feststehenden Kransäule abwälzt.

Die Stromzuführung für den Hauptstrommotor geschieht von unten aus. Die Kransäule ist zu diesem Zwecke an ihrem unteren Ende ausgebohrt. Die beiden Leitungen x in der Bohrung schliessen an zwei Schleifringe an, auf denen die Stromabnehmer y beim Kranschwenken schleifen. Der Motor leistet 3,75 PS bei

800 Umdrehungen in der Minute und hebt die Maximalast von 5000 kg mit 1,4 m/Min. Geschwindigkeit.

Zwei Motoren — für das Lastheben bzw. -senken und das Kranfahren — besitzt der Velocipedkran von C. Herm. Findeisen in Chemnitz in Fig. 2, Taf. 33. Das Schwenken des Kranes erfolgt ohne Vorgelege von Hand, da es nur geringen Kraftaufwand verlangt. Die beiden Motoren, von denen der eine oben, der andere unten am Krangestell untergebracht ist, sind Hauptstrommotoren von 5 bzw. 1,25 PS. Sie können durch Umkehranlasswiderstände vor- und rückwärts gesteuert werden. Der Strom wird von oben durch eine am Kran befindliche Schleifleitung mit Stromabnehmern zugeführt.

Das Hub- und Senkwerk besitzt Drahtseiltrommel und doppeltes Zahnradvorgelege z_1Z_1, z_2Z_2 . Das Ritzel z_1 hat Rohhautzähne. Zum Einstellen und Stützen der Last dient eine Backenbremse B_1 , die wieder bei abgestelltem Motor durch ein Gewicht angezogen wird. Die Regulierung der Senkbewegung besorgt eine Centrifugalbremse B_2 . Die Hub- bzw. Senkbewegung wird durch die Kurbel K auf der Welle w oder die Handgriffe S des w und w_1 verbindenden Ketten- und Stangentriebes eingeleitet. Von w_1 wirkt ferner ein Kettentrieb auf den Anlasswiderstand W, ein zweiter auf die Welle w_2 , die vermittelt unrunder Scheibe den Hebel h der Backenbremse B_1 anhebt und diese lüftet.

Das untere Fahrwerk hat dreifaches Rädervorgelege $z_1'Z_1', z_2'Z_2', z_3'Z_3'$; auch hier besitzt das Ritzel z_1' Rohhautzähne. Zum Anhalten ist eine Bandbremse B' vorgesehen. Der Anlasshebel K' wirkt wieder durch einen Kettentrieb auf den Anlasswiderstand W' , wobei zugleich die Welle w' den Hebel h' anhebt und die Bremse lüftet.

Die Druckschraube s dient zum Feststellen des Auslegers.

Der Säulendrehkran von der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetmann, auf Taf. 39 u. 40 besitzt zwei Motoren auf der Laufwinde für das Lastheben bzw. -senken und das Lastfahren, sowie einen Motor auf dem drehbaren Ausleger für das Lastschwenken. Alle drei Motoren arbeiten mit Drehstrom von 110 Volt Spannung und haben Schleifringanker. Die zugehörigen Anlasser und Widerstände befinden sich auf dem Führerstande, der oberhalb des unteren Kugellagers für den Ausleger angebracht ist. Die Stromkabel treten von unten durch die ausgebohrte Kransäule zum Führerstand und von dort durch die weitere Bohrung der Säule zu dem am oberen Ende der letzteren befindlichen Schleifringkasten (Fig. 2, Taf. 39). Die zugehörigen Schleifbürsten mit ihren Leitungen führen den Strom dann unmittelbar zu dem Schwenkmotor, zu dem Hub- und Fahrmotor aber erst in der bei Laufkränen üblichen Weise durch die über der Windenfabahn gespannten 10 Kupferdrähte.

Die Laufwinde (Fig. 1, Taf. 40) besitzt einen gegossenen Rahmen. Er besteht aus zwei kräftigen Stahlgusschilden A und B, die durch zwei Querstücke C und D aus Gusseisen an den Enden und ein Stück E aus Stahlguss in der Mitte untereinander verbunden sind.

1) Das Seil s_2 muss etwas tiefer, als wie in der Figur angegeben, an s_1 anschliessen.

Das Mittelstück E trägt die Ausgleichrolle X, während die beiden Motoren ihren Stand auf den Endstücken C und D haben. In zwei viereckig ausgesparten Vorsprüngen des Stückes C sitzen ferner die Stützen T aus [-Eisen, welche das Querholz zur Befestigung der 10 Stromabnehmer stützen. Das Stück D schliesslich enthält die Lageraugen für die Wellen des Fahrwerkes, diejenigen für die Wellen des Hubwerkes und die Laufradachsen sind den Hauptschilden A und B eingegossen. Der Querschnitt aller Stücke ist in der Hauptsache ein —förmiger; nur das Mittelstück T hat Iförmigen Querschnitt.

Das Hubwerk (Fig. 2, Taf. 40) wird durch einen 16pferdigen Motor angetrieben, der 750 Umdrehungen in der Minute macht und die Maximallast von 6000 kg mit 9 m/Min. Geschwindigkeit hebt. Das Vorgelege ist ein reines Zahnradvorgelege, bestehend aus den Rädern $z_1 Z_1$ und $z_2 Z_2$. Von ihnen besitzt das Ritzel z_1 Zähne aus Vulkanfiber mit zwischengelegten Rotgussplatten und läuft im Ölbade, während das Ritzel z_2 mit seiner Welle aus einem Stück geschmiedet ist. Das Rad Z_2 ist durch Schrauben, die durch eingelegte Dübel entlastet sind, mit der Trommel verbunden. Diese selbst ist ausgebuchtet und dreht sich auf der festgehaltenen Trommelwelle. Das Lastorgan, ein Drahtseil von 14 mm Durchmesser, wird mit seinen beiden Enden von der Trommel aufgewickelt und läuft über eine Ausgleichrolle X (Fig. 5, Taf. 40), die Last in einer Hakenflasche mit Doppelrolle tragend. Beim Lastsenken wird der Motor auf Rückwärtslauf geschaltet und arbeitet, sobald er durch die Last angetrieben wird, als Dynamo auf das Netz zurück; seine Geschwindigkeit überschreitet dabei niemals eine oberste Grenze, wodurch ein Durchgehen der Last von selbst verhütet wird. Zum Stützen und schnelleren Anhalten der Last beim Heben und Senken dient eine elektromagnetische Lüftbremse (Fig. 3, Taf. 40) auf der Zwischenwelle. Ihr Bremsband ist mit Holz gefüttert und zweimal um die Scheibe geschlungen. Als Bremsmagnet ist ein kleiner Drehstrommotor mit Kurzschlussanker (s. S. 189) von Schuckert & Co. in Nürnberg vorgesehen.

Das Fahrwerk (Fig. 4, Taf. 40) der Laufwinde hat einen 3pferdigen Motor, der ebenfalls 750 Umdrehungen in der Minute macht und die voll belastete Winde mit 20 m/Min. Geschwindigkeit fortbewegt. Das Vorgelege besteht aus den Zahnradern $z_1 Z_1$ und $z_2 Z_2$, von denen das Ritzel z_1 wieder Zähne aus Vulkanfiber mit zwischengelegten Rotgussplatten hat. Die Laufräder sind ihren Achsen aufgekeilt. Eine Stoppbremse ist nicht vorgesehen. Gebremst wird das Fahrwerk erforderlichen Falles durch Umsteuern des Motors.

Das Gleiche gilt für das Schwenkwerk (Fig. 2, Taf. 39), dessen Motor 5 PS bei 750 minutlichen Umdrehungen leistet und der dann den vollbelasteten Kran mit 100 m/Min. Geschwindigkeit im grössten Ausladungskreise von 7 m Radius dreht. Der Motor ist oben im Fachwerk auf [-Eisen montiert, die über und zwischen den unteren Gurtungen des horizontalen Auslegers sitzen. Er wirkt vermittelt eines horizontalen Schnecken-

vorgeleges (mit dem Rade z_1) und einem Ritzel z_2 auf das Zahnrad z_3 ein, das der Kransäule aufgekeilt ist. Die Motor- und Schneckenwelle sind durch eine gelenkige Bolzenkupplung (Fig. 3, Taf. 39) miteinander verbunden. Der Zahnkranz des Schneckenrades z_3 besteht aus Bronze und ist dem gusseisernen Radkranz aufgesetzt, die Schneckenwelle ist in der üblichen Weise aus Werkzeugstahl gefertigt, hat Kugel- bzw. Ringschmierlager und läuft im Ölbade.

Der ortsfeste Drehkran von Menck & Hambrock in Altona-Hamburg auf Taf. 34 und Fig. 1, Taf. 35, besitzt zwei Hauptstrommotoren. Das Hubwerk (Fig. 1, Taf. 35) ist mit seinen beiden Böcken zur Verlagerung der Wellen und dem Hubmotor auf einer kräftigen Fundamentplatte montiert. Es umfasst ein dreifaches Zahnradvorgelege $z_1 Z_1$, $z_2 Z_2$ und $z_3 Z_3$, sowie eine mit eingeschnittenen Nuten versehene Drahtseiltrommel. Das Ritzel z_1 auf der Motorwelle hat Rohhautzähne, das letzte Räderpaar $z_3 Z_3$ kann zum schnelleren Heben leichter Lasten gegen ein anderes $z_x Z_x$ von annähernd halb so grosser Übersetzung ausgewechselt werden, zu welchem Zwecke z_3 und z_x zusammengegossen und auf einer Feder ihrer Welle verschiebbar angeordnet sind. Die Verschiebung wird durch Umlegen eines Gewichtshebels H bewirkt, dessen Welle w an ihrem inneren Ende einen zwischen z_x und z_3 greifenden Muffenhebel h trägt. Die beiden grossen Räder Z_3 und Z_x sind ferner mit den Flanschen der Trommel zusammengeschraubt, um Verdrehungsbeanspruchungen von der Trommelwelle fern zu halten. Zum Stützen und Anhalten der Last dient eine mit dem Rade Z_1 zusammengegossene Bremscheibe, deren Bremsband bei stromlosem Motor durch den Gewichtshebel h_2 (Fig. 1a, Taf. 35) auf der Welle w_1 angezogen, beim Ingangsetzen des Motors aber durch den Elektromagneten B gelüftet wird. Beim Senken leichter Lasten muss der Motor durch einen Stromstoss das Windwerk beschleunigen, während schwere Lasten von allein stromlos niedergehen können. Das hierzu nötige Lüften der Bremse wird durch den Hebel h_0 mit dem Fusstritt t_0 ermöglicht, der den Gewichtshebel h_2 der Bremse anhebt.

Der Schwenkmotor (Fig. 4, Taf. 34) ist direkt auf einem Blech der Plattform des Kranes befestigt. Eine elastische Kupplung verbindet seine Welle mit einer eingängigen Schnecke, deren Rad z_1 horizontal liegt und im Ölbade läuft (Fig. 2, Taf. 34). Ein weiteres Stirnräderpaar $z_2 Z_2$ treibt das Ritzel z_3 an, das mit seiner Welle zusammengeschmiedet ist und das sich beim Schwenken des Kranes in dem feststehenden Zahnkranze z_3 abwälzt; der letztere gehört der runden Laufbahn für die konischen Rollen der Drehscheibe an. Zum schnellen Abbremsen der Massenkkräfte nach dem Abstellen des Motors dient eine Backenbremse B (Fig. 2, Taf. 34), die durch einen Fusstritt t mit Hebelgestänge $h_1 s_1 h_2 s_2 h_3$ zu bedienen ist (Fig. 4, Taf. 34).

Die Anlasser für die beiden Motoren befinden sich vorne rechts auf der Plattform (Fig. 4, Taf. 34). Der Hubanlasser ist durch einen horizontalen Hebel mit der

rechten Hand, der Schwenkanlasser durch ein Handrad mit der linken Hand zu bedienen. Die Bewegungen des Hebels und Handrades entsprechen dabei der Lastbewegung.

Der fahrbare Vollportalkran der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. J. Losenhausen, auf Taf. 41 und 42 ist für Greiferbetrieb eingerichtet. Ausser dem Lastseil, das den Greifer trägt, ist deshalb noch ein Greiferseil vorgesehen, das an die drehbaren Backen desselben anschliesst. Von den beiden mit Buchsen auf ihrer Welle drehbaren Trommeln gehört diejenige mit den grösseren, rechts ansteigenden Nuten dem Lastseil, diejenige mit den etwas kleineren, links ansteigenden Nuten dem Greiferseil an. Hält man das Greiferseil fest, so öffnet sich der Greifer beim Abwickeln und schliesst sich beim Aufwickeln des Lastseiles. Wickelt sich aber das Greiferseil gleichzeitig mit dem Lastseil schlaff und ohne Spannung auf oder ab, so bleibt der hoch- bzw. niedergehende Greifer geschlossen.

Die Anordnung des Hub- und Schwenkwerkes ist aus Fig. 1, Taf. 42, ersichtlich. Der langsam und nur nach einer Richtung umlaufende Hubmotor von 45 PS und 200 Umdrehungen in der Minute wirkt durch ein einfaches Rädervorgelege $z_1 Z_1$ auf die Hubtrommel ein, sobald diese mit ihrer Welle durch die Reibungskupplung K verbunden wird. Durch eine entsprechende Kupplung K_1 kann erforderlichen Falles auch die Trommel des Greiferseiles gezwungen werden, an der Drehung der Trommelwelle teil zu nehmen. Auf der Motorwelle sitzt ferner eine Differentialbremse B, welche die Drehung des Hubwerkes im Sinne des Lasthubes freigibt, diejenige im entgegengesetzten Sinne aber selbstthätig sperrt, die Last also schwebend erhält, sobald der Motor abgestellt wird. Beim Niederlassen des Greifers werden die beiden Trommeln durch die erwähnten Kupplungen in dem erforderlichen Masse freigegeben; die niedergehende Last braucht also nur diese beiden Trommeln zu drehen. Die Motor- und Trommelwelle, sowie die Zahnräder $z_1 Z_1$ werden dabei durch die Differentialbremse B und eine Sperrvorrichtung S festgehalten. Die Lager der Trommelwelle (Fig. 4, Taf. 42) sind an dem dreieckigen Zwischengerüst des Krangestelles angebracht. Um Klemmungen der Welle in ihren Lagern, wie sie durch geringe Verschiebungen und Federungen der Gerüstkonstruktion hervorgerufen werden können, fern zu halten, sind diese Lager pendelnd und nach allen Seiten beweglich eingerichtet.

Die Kupplungen K und K_1 sind in Fig. 2, Taf. 42, nochmals in grösserem Massstabe dargestellt. Bei der Kupplung K ist die innere Scheibe A der Trommelwelle aufgekeilt und mit dem Armkreuz des grossen Zahnrades Z_1 durch Schrauben verbunden. Die äussere Scheibe B mit cylindrischem Ansatz und aufgegossenen Kühlrippen gehört der Hubtrommel an, die wie schon erwähnt, lose drehbar auf ihrer Welle sitzt. Zwischen den Kränzen von A und B ist mit geringem Spielraum ein aufgeschnittener Federring R angeordnet, der aussen eine 4 mm starke Lederbandage besitzt. Das eine Ende

dieses Ringes ist durch eine zur Hälfte in A und R eingelassene Feder r festgelegt, das andere Ende dagegen verschiebbar. Zwischen die beiden Enden wird beim Einrücken der Kupplung durch den Hebel l ein einseitiges Keilstück Q getrieben, welches die Ringenden auseinander und die Lederbandage von R gegen B presst. Vorspringende Nuten am Keilstück Q greifen in entsprechende Nuten des Federringes R und sichern die Lösung der Kupplung beim Herausziehen von Q. Achsiale Verschiebungen des Ringes verhüten die Schlitzschrauben q, welche in dem Kranze von A befestigt sind. Da die Kupplung beim Niederlassen der Last als Bremse benützt wird, so ist der äussere Rand von B mit zahlreichen Kühlrippen versehen, welche die entwickelte Wärme ableiten. Der Hebel l besitzt eine grosse Übersetzung und hat seinen Drehpunkt auf dem in A befestigten Bolzen d. Zur Bewegung von l dient eine Zugstange s, die achsial in die ausgebohrte Trommelwelle tritt und hier das in einen Schlitz der Welle greifende Ende von l erfasst. Die Bewegung der Stange s erfolgt in der später angegebenen Weise vom Wärterstande aus.

Genau in derselben Weise, nur in kleineren Dimensionen, ist die Kupplung K_1 für die Greifertrommel eingerichtet. Die einzelnen Teile dieser Kupplung sind mit demselben Buchstaben und dem Index 1 wie die entsprechenden Teile von K bezeichnet.

Fig. 3 u. 4, Taf. 41, zeigen weiter die Differentialbremse B auf der Motorwelle. Ihr Hebel ist mit einem kleinen Gewichte belastet. Ausser ist sie ferner mit einem Gehäuserand umgeben, dessen Stellschrauben für ein gleichmässiges Abheben des Bremsbandes von der Scheibe sorgen, sobald der erwähnte Bremshebel mit seinem Gewicht angehoben wird.

Die Bedienung des Hub- und Senkwerkes ist eine äusserst einfache. Der Wärter hat seinen Stand in der linken Ecke der Plattform auf der Auslegerseite (Fig. 1, Taf. 42) hinter den Hebeln H und H_1 . Soll der im Fördergut offen liegende, heruntergelassene Greifer gefüllt gehoben werden, so legt der Wärter zunächst den Steuerhebel H nach vorne aus. Dadurch wird die Welle w dieses Hebels gedreht und vermittelt des Räderpaares III der am anderen Ende dieser Welle befindliche Anlasser des Hubmotors eingerückt, dieser letztere also in Gang gesetzt. Zugleich wird aber auch von der Welle w der Hebel h_0 gedreht und durch die Stange s_2 und Klinke m der Gewichtshebel der Differentialbremse B und deren Band so stark angehoben, dass dieses nicht mehr auf seiner Scheibe schleift. Endlich hat die Drehung der Welle w eine solche des Räderpaares I und der Welle v mit dem Hebel h zur Folge, wodurch vermittelt des Gestänges p, k die oben angeführte Stange s mit dem Hebel l angezogen und die Kupplung K eingerückt wird. Hat die anlaufende Hubtrommel den fassenden Greifer geschlossen und will dieser sich weiter heben, so ist auch der Hebel H_1 vom Wärter etwas nach vorne auszuliegen. Die Welle w_1 dieses Hebels dreht durch das Räderpaar II die Welle v_1 , und diese wirkt durch ihren

Hebel h_1 und das anschliessende Gestänge p_1 , k_1 , s_1 , l_1 auf die Kupplung K_1 ein. Die Auslage des Hebels H_1 muss nun so stark sein, dass K_1 bzw. die Trommelwelle die Trommel des Greiferseiles eben mitnimmt und dieses Seil beim Heben des Greifers spannungslos aufgewickelt wird.

Um den gehobenen Greifer bei abgestelltem Hubmotor schwebend zu erhalten, sind auf den Wellen v und v_1 zwei Hebel mit den Gewichten G und G_1 vorgesehen, welche die Kupplung K bzw. K_1 bei losgelassenen Steuerhebeln geschlossen erhalten. Die Trommelwelle mit den Scheiben A und A_1 wird dabei durch das Räderpaar $Z_1 z_1$ und die Differentialbremse B auf der Motorwelle an der Rückwärtsdrehung verhindert.

Beim Senken des geschlossenen Greifers sind die beiden Hebel H und H_1 nach rückwärts auszulegen, und zwar umgekehrt wie beim Heben, H_1 weiter als H . Dadurch wird die Kupplung K_1 vollständig gelüftet, K dagegen nur so weit, als zur Bremsung des Niederganges nötig ist. Soll zum Schluss der Senkbewegung der Greifer geöffnet werden, so ist der Hebel H_1 umzusteuern, also nach vorne auszulegen; die Trommel des Greiferseiles wird dann durch die Kupplung K_1 von der stillstehenden Trommelwelle festgehalten, sodass beim weiteren Senken des Greifers dessen Backen sich drehen und öffnen.

Der Schwenkmotor, der 8 PS bei 400 Umdrehungen in der Minute leistet, befindet sich rechts neben der Kransäule. Sein Triebwerk besteht aus dem horizontalen Schneckenrade β_1 mit zweigängiger Schnecke und einem Ritzel β_2 , dessen Zahnkranz β_3 auf dem Portalgerüst befestigt ist. Der Anlasser des Schwenkmotors wird durch den Hebel H_2 gesteuert. Die Kupplung zwischen Motor- und Schneckenwelle (Fig. 6, Taf. 41) ist aussen abgedreht und als Scheibe einer Bandbremse B' benutzt. Sie soll die Schwenkbewegung nach dem Abstellen des Motors verlangsamen oder stoppen und wird durch einen Fusstritt t (Fig. 1, Taf. 42) und das Gestänge h_2 , s_3 , h_3 bedient. Um Zahnbrüche durch die Massenwirkung bei zu schnellem Einleiten oder Stoppen der Schwenkbewegung zu verhüten, ist das Schneckenrad β_1 nach Fig. 5, Taf. 41, durch eine Reibungskupplung mit seiner Welle verbunden. Die beiden Kegel der Radnabe werden durch eine Evolutenfeder angepresst, und die Stärke der Anpressung ist durch eine Mutter einstellbar.

Der Fahrmotor für das Krangestell steht auf Trägern zwischen den beiden Portalböcken. Er wirkt mittelst eines Schneckentriebes (Fig. 1, Taf. 41), dessen Rad β_1' auf einer oberen, durchgehenden Welle sitzt, und die Winkelräderpaare V auf zwei Vertikalwellen, die vor dem einen Bock gelagert sind. Am unteren Ende übertragen diese Vertikalwellen ihre Drehung durch ein doppeltes Kegel- und Stirnräderpaar $\beta_2' \beta_2'$ und $\beta_3' \beta_3'$ auf die Laufradachsen der einen Seite.

Die Stromzuführung für den Hub- und Schwenkmotor erfolgt durch die unten ausgebohrte Kransäule und die auf dieser angebrachten Schleifringe.

Schliesslich ist der Kran noch mit einer Sicherheitsvorrichtung gegen Überlastung ausgerüstet (Fig. 5, Taf. 42).

Das Lastseil läuft nämlich, ehe es zur Trommel kommt, über eine Rolle D , die lose drehbar auf ihrer Achse sitzt. Diese wiederum ruht mit den Schneiden x excentrisch in den Stahlpfannen zweier gusseisernen Böcke, welche dem oberen Ende des dreieckigen Zwischengerüsts aufgesetzt sind. Die Resultierende aus den beiden Seilspannungen von je 4500 kg beträgt 3000 kg, und ihr Hebelarm in bezug auf die Schneidenkanten ist 30 mm. Das Gleichgewicht wird dieser Resultierenden durch ein Belastungsgewicht G_0 gehalten, das auf der entgegengesetzten Seite der Schneiden mit Hilfe eines der Rollachsen aufgekeilten doppelarmigen Hebels H_0 angreift. G_0 besteht aus 10 Platten von je 5,9 kg und gestattet bei einer Übersetzung von 1:40,83 eine Überlastung von 365 kg. Bei stärkerer Überlastung geht der Hebel H_0 in die Höhe und bethätigt einen Stromausschalter M (Fig. 1, Taf. 41). Damit die Vorrichtung, welche im wesentlichen nur ein Wagebalken ist, nicht bei zufälligen Stössen wirksam wird, ist die Stange p_0 , auf der die Gewichtsplatten G_0 sitzen, unten mit dem Kolben einer Dämpferpumpe versehen. Ein Urteil darüber, ob die Vorrichtung den an sie gestellten Anforderungen genügt, kann nur der wirkliche Betrieb ergeben.

Der auf Taf. 38 dargestellte Lokomotiv-Drehkran von der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. J. Losenhausen, wird durch Akkumulatoren betrieben und ist für den Rangierdienst auf Hüttenwerken und Maschinenfabriken bestimmt, auf deren Höfen die Stromzuführung der oft komplizierten Geleisführung wegen Schwierigkeiten bereitet. Er zeichnet sich durch klare Disposition und leichte Zugänglichkeit aller Teile aus und überschreitet in seinen Umgrenzungen, wenn der Ausleger in der Fahrriichtung steht, nirgends das freie Raumprofil der Betriebsmittel auf Eisenbahnen. Die Akkumulatorenbatterie besteht aus 60 Zellen, entsprechend 120 bis 170 Volt Lade- und 120 bis 110 Volt Entladestrom, und hat bei 3 stündiger Entladung eine Kapazität von 120 Ampère-Stunden. Um die Batterie vor den Stössen beim Fahren des Kranes zu schonen, ist die Achse, welche sie trägt, abgefedert. Die Steuerapparate sind auf der anderen Seite des Wagens in einem überdeckten Führerhause untergebracht. Beim Schwenken des Kranes dreht sich nur der Ausleger. Die Tragfähigkeit des Kranes beträgt 2500 kg, die Zugkraft 450 kg.

Der Hubmotor, der 5 PS leistet und die Maximallast mit 6 m/Min. Geschwindigkeit hebt, ist auf einem Gegenarme des Auslegers untergebracht. Durch seine Stellung dient er als Gegengewicht und ermöglicht zugleich ein Schwenken des Kranes um 360 Grad, was nicht möglich wäre, wenn er auf dem fahrbaren Unterstell stünde. Das Vorgelege des Hubwerkes ist gemischt und besteht nach Fig. 2 aus einer zweigängigen Schnecke mit dem Rade Z_1 und einem Stahlgussräderpaar $z_2 Z_2$. Die Trommelwelle wird durch eingeschobene Flacheisen festgehalten, und die Trommel dreht sich mit dem angeschraubten Rade Z_3 in Rotgussbuchsen auf ihr. Der Motor ist zusammen mit dem Schneckengehäuse auf

einer gehobelten Hohlgußplatte befestigt. Zum Stützen und Anhalten der Last dient eine elektromagnetische Bandbremse B auf der Motorwelle.

Das Schwenkwerk ist aus Fig. 3 ersichtlich. Der Motor leistet 2,5 PS, die Schwenkgeschwindigkeit im Hakenkreise beträgt 78 m/Min. Als Vorgelege sind zwei Schneckengetriebe angeordnet, von denen das erste mit dem Rade β_1 zwei-, das zweite mit dem Rade β_2 dreigängig ist. Beide laufen im Ölbade; β_2 ist durch Schrauben an dem unteren Säulenlager befestigt. Da die dreigängige Schnecke keinesfalls selbsthemmend wirkt, so werden etwa auftretende Stöße beim Schwenken auf die Reibungskupplung K übertragen und von dieser aufgenommen. Die Kupplung ist wie diejenige des früher beschriebenen Vollportalkranes derselben Firma eingerichtet und verbindet die Welle der dreigängigen Schnecke mit derjenigen des Schneckenrades β_1 ¹⁾. Im ausgerückten Zustande der Kupplung kann durch den Schwenkmotor ein Spillkopf auf der Welle des Rades β_1 angetrieben und an ihm eine Zugkraft von 250 bis 300 kg bei 35 bis 50 m/Min. Geschwindigkeit entwickelt werden. Ein Gewichtshebel H dient im Verein mit den Hebeln h und g zum Ein- und Ausrücken der Kupplung durch Verschieben des Keilstückes derselben. In seinen Endlagen hält der Hebel H das Keilstück fest. Fig. 3a zeigt das Lager der dreigängigen Schneckenwelle; dasjenige der zweigängigen ist entsprechend eingerichtet.

Der Fahrmotor befindet sich ebenfalls auf dem fahrbaren Untergestell. Bei einer Leistung von 8 PS fährt er den Kran mit 40 m/Min. Geschwindigkeit. Das Vorgelege ist ein gemischtes und besteht aus einer zweigängigen Schnecke und einem Stirnräderpaar. Durch eine Reibungskupplung kann der Fahrentrieb ausgeschaltet und der Kran von Hand bewegt werden. Zum Bremsen beim Fahren dient eine Kniehebelbremse (Fig. 4), die nach Art der Tenderbremsen bei Lokomotiven konstruiert ist. k und k' sind die Backen eines jeden Rades. Dieselben sitzen zwischen je zwei Hängeschienen h_0 und h_0' , die oben ihren Drehpunkt haben und durch die Stangen s_2 verbunden sind. Zur Bewegung von h_0 und h_0' dient der Gewichtshebel H_1 mit dem Gestänge S, h_1 , h_2 , s_1 , h_3 .

b) Berechnung.

Sie hat in der bei den Laufkranen angegebenen Weise zu erfolgen. Gewählt wird die Geschwindigkeit der Last oder des Krangestelles, geschätzt der Verlustfaktor $1 + \varphi$, und berechnet werden die für die einzelnen Bewegungen erforderlichen Leistungen. Die Umdrehungszahl des gewählten Motors liefert dann weiter im Verein mit dem Trommelradius, Laufraddurchmesser usw. die nötige Übersetzung des Vorgeleges für die verlangten Geschwindigkeiten.

Für das Lastheben sind also auch hier die Gl. 209 u. 210, S. 181 u. 182, gültig. Die Hubgeschwindigkeit

1) In Fig. 3, Taf. 38, ist die Trennungslinie der beiden Wellen innerhalb der Kupplung nicht gezogen und die Lederbandage des Federringes nicht eingetragen.

keit beträgt bei gewöhnlichen Drehkranen $w = 0,25$ bis $0,75$ m/Sek., steigt aber bei Kaikranen bis auf 1 und sogar 1,5 m/Sek.

Für das Kranfahren gilt weiter Gl. 214 bis 216, S. 181, wenn $G + G_s$ das Eigengewicht des ganzen Kranes einschliesslich des fahrbaren Untergestelles ist und Q gleich Null gesetzt wird, im Falle der Kran, wie häufig, unbelastet gefahren werden soll. Die Fahrgeschwindigkeit schwankt gewöhnlich zwischen 25 bis 60 m/Min.; bei Portalkranen beträgt sie meistens nur 10 bis 20 m/Min.

Für das Kranschwenken endlich ist die Leistung

$$\mathfrak{N}_0 = (1 + \varphi) \frac{\mathfrak{W}_0 \cdot w_0}{75} \quad . \quad . \quad . \quad 246$$

in PS. Hierin bezeichnet $\mathfrak{W}_0$ den Schwenkwiderstand in kg und w_0 die Schwenkgeschwindigkeit in m/Sek. für denselben Kreis. Bezieht man beide auf den mittleren Durchmesser der Laufbahn eines Drehscheibenkranes, so ist, wenn nur die rollende und Zapfenreibung berücksichtigt wird,

für cylindrische Laufrollen

$$\mathfrak{W}_0 = (Q + G_s) \frac{(f + \mu_1 \frac{d_0}{2})}{\frac{D_0}{2}},$$

oder mit $f = 0,05$ cm als Hebelarm der rollenden Reibung und $\mu_1 = 0,1$ als Zapfenreibungskoeffizient,

$$\mathfrak{W}_0 = (Q + G_s) \frac{1 + \frac{d_0}{10}}{D_0} \quad . \quad . \quad . \quad 247$$

mit G_s als Gewicht aller um die Kranachse drehbaren Kranteile,

d_0 als Zapfen- und D_0 als Laufrollendurchmesser.

Für konische Laufrollen ergibt sich, wenn man den Vertikaldruck $Q + G_s$ in zwei Komponenten $(Q + G_s) \frac{1}{\cos \alpha}$ und $(Q + G_s) \tan \alpha$ zerlegt, von denen die eine senkrecht zu der unter dem Winkel α gegen die Horizontale geneigten Laufbahn, die andere horizontal gerichtet ist,

$$\mathfrak{W}_0 = \frac{Q + G_s}{0,5 D_0} \left(\frac{f}{\cos \alpha} + \mu_1 \frac{d_0}{2} + \mu_1 \frac{d_0}{2} \tan \alpha \right)$$

mit d_0 als Halszapfen-, d^0 als mittlerer Spurfächendurchmesser. Für $f = 0,05$ cm und $\mu_1 = 0,01$ folgt

$$\mathfrak{W}_0 = \frac{Q + G_s}{10 D_0} \left(\frac{1}{\cos \alpha} + d_0 + d^0 \tan \alpha \right) \quad . \quad . \quad 248$$

Gegebenen Falles ist $\mathfrak{W}_0$ noch um den Widerstand zu vergrössern, den das Moment des einseitig angreifenden Winddruckes dem Schwenken des Kranes entgegensetzt. In jedem Falle wird man aber dem Wert der obigen beiden Gleichungen noch 50 bis 100 Prozent zuschlagen mit Rücksicht auf die sonstigen Nebenhindernisse beim Krandreuen. Bei Drehscheibenkranen, deren Säule einen Teil des Kippmomentes aufzunehmen hat, hat man $\mathfrak{W}_0$ sowohl aus dem Widerstande der Laufrollen, als auch demjenigen an der Kransäule (s. Gl. 242 bis 244, S. 235) zu bestimmen.

Bei einem mittleren Durchmesser $2R$ der Laufbahn in m ist ferner die Schwenkgeschwindigkeit in dieser in $m/Sek.$

$$w_0 = \frac{2R\pi}{t} \dots\dots\dots 249$$

wenn t die zu einer vollen Schwenkung gehörige Sekunden-
zahl bezeichnet. Die Übersetzung des Schwenkvorgeleges
muss bei n_0 minutlichen Umdrehungen des treibenden
Motors

$$\left(\frac{3}{i}\right) = \frac{R\pi \cdot n_0}{30w_0} = \frac{n_0 \cdot t}{60} \dots\dots\dots 250$$

betragen.

Bei Dampfdrehkränen und bei elektrischen Dreh-
kränen mit nur einem Motor für alle Last- und Kran-
bewegungen wird man die Dampfmaschine bezw. den
Elektromotor so zu bemessen haben, dass die Maximal-
last gleichzeitig gehoben und geschwenkt werden kann.
Bei allen elektrischen Drehkränen ist es ferner empfehlens-
wert, den Motor wie bei den entsprechenden Laufkränen
beim Heben der Maximallast mit 30 bis 50 Prozent zu
überlasten, so dass er bei der am meisten zu bewegendem
Last, die in der Regel kleiner als die Maximallast ist,
mit dem günstigsten Wirkungsgrade arbeitet (s. S. 181).

c) Konstruktion und Herstellung des Triebwerkes.

Die für elektrische Laufkrane auf S. 182 gegebenen
Regeln gelten im wesentlichen auch hier. Zur Ergänzung
mögen die folgenden Angaben dienen.

Als Lastorgan kommt auch bei Drehkränen jetzt
vorwiegend das Drahtseil zur Anwendung. Nur bei
Dampfdrehkränen, namentlich wenn sie mit Greifer
arbeiten, benutzt man noch vielfach geschweisste
Gliederketten, da sie die weniger sorgfältige Wartung und
rauhere Behandlung bei diesem Betriebe besser vertragen.

Das Vorgelege des Hubwerkes besteht meistens nur
aus Zahnrädern, seltener findet man einen Schnecken-
trieb allein oder mit einem Zahnräderpaar vereinigt.
Zahnräder liefern, wie auf S. 182 angeführt, einen
höheren Wirkungsgrad und genügen mit zwei oder sogar
nur einem Paar der hier verlangten Übersetzung. Das
Ritzel auf der Motorwelle erhält Rohhautzähne oder ist
mit der Stahlwelle in einem Stück geschmiedet. Bei
Dampfdrehkränen ist das Antriebsritzel stets in Stahl
zu schmieden mit Rücksicht auf die Stösse, denen es
beim Ein- und Ausrücken ausgesetzt ist. Das ein-
greifende grössere Rad ist wie alle stärker belasteten
Räder in Stahlguss zu giessen. Bei elektrischen Dreh-
kränen ist weiter das Triebwerk für die Hubbewegung,
wenn möglich, in einem besonderen Gestell, nicht am
Kranerüst zu lagern und dieses Gestell mit dem Motor
auf einer besonderen Grundplatte zu montieren; die
letzttere ist auf der Drehscheibe des Kranes zu befestigen.
Hierdurch wird nicht nur eine genaue Montierung des
Triebwerkes in der Werkstatt ermöglicht, sondern es
werden auch Klemmungen der Wellen in ihren Lagern
verhindert, wie sie sonst durch Verbiegungen und
Federungen des Kranerüstes infolge der Massenwirkungen
beim schnellen Arbeiten eintreten.

Beim Schwenkwerk ist das Vorgelege meistens ein
gemischtes, bestehend aus einem Schneckenrieb und
einem oder zwei Räderpaaren. Zur Vermeidung von
Zahnbrüchen sind die Stösse, welche sich bei zu schnellem
Anlassen und Abstellen des Schwenkmotors einstellen,
durch eine Reibungskupplung aufzufangen und unschäd-
lich zu machen. Unbedingt erforderlich ist eine solche
Kupplung bei nur eingängiger Schnecke. Der grosse
Zahnkranz, in dem sich das letzte Ritzel des Schwenk-
werkes beim Krandrehen abwälzt, ist ebenfalls mit
Rücksicht auf diese Stösse in Stahlguss zu giessen. Zur
Beschränkung der Massenwiderstände beim Schwenken
sind endlich die Triebwerksmassen und der Motor der
Krandrehachse möglichst nahe zu rücken.

Beim Fahrwerk der fahrbaren Drehkrane, namentlich
der Halbportalkrane, ist zur Vermeidung des Eckens
wieder ein gleichmässiger Antrieb nach beiden Seiten
hin durch Einschaltung derselben Anzahl von Zwischen-
gliedern auf jeder Seite zu sichern. Bei Portalkranen,
welche von Hand gefahren werden, schaltet man wohl
in das Fahrwerk eine lösbare Klauenkupplung ein, damit
erforderlichen Falles jede Seite des Kranes für sich
allein vorwärts gebracht werden kann. Beim Antrieb
des Fahrwerks durch einen Elektromotor, der sich bei
allen häufig zu fahrenden Kranen und namentlich bei
langen Fahrstrecken empfiehlt, wird der Motor auch hier
am besten in der Mitte des Portales aufgestellt, um
von einer durchgehenden Fahrwelle aus beide Seiten
gleichmässig anzutreiben.

d) Stütz-, Senk- und Anhaltvorrichtungen.

Bei Dampfdrehkränen wird die Last allgemein
durch eine Band- oder Backenbremse angehalten und
gestützt. Zu ihrer Bethätigung dient ein Handhebel
oder Fusstritt mit dem nötigen Gestänge. Beim Anhalten
muss der Wärter die Maschine langsamer laufen lassen
und das Ritzel auf der Kurbelwelle ausrücken, gleich-
zeitig aber die Bremse anziehen. Das Senken der Last
geschieht durch Lüften der Bremse.

Bei elektrischen Drehkränen kommen alle Arten
von Bremsen zur Verwendung.

Wird zunächst eine mechanische Bremse zum Stützen
und Senken der Last vorgesehen, so sitzt dieselbe bei
einfachem Vorgelege gewöhnlich auf der Motor-, bei
doppeltem auf der Zwischenwelle. Die Bremse wird
ferner als Sperradbremse mit geräuschlosem Klinken-
oder Friktionseingriff und durch Gewicht belastetem
Bremshebel ausgebildet und gestattet das Lastheben
ohne weiteres, verhindert aber ein Zurückgehen der
Last, sobald der Motor zu laufen aufhört. Das Senken
der Last muss demnach durch Lüften der Bremse be-
wirkt werden. Dabei läuft der Motor und das Vor-
gelege leer mit, und nur beim Niederlassen des leeren
Hakens oder leichter Lasten, welche das Windwerk
nicht allein in Gang setzen oder beschleunigen, wird
dem Motor ein kleiner Stromstoss in der Richtung des
Lastsenkens erteilt. Zur Bedienung der Bremse dient
entweder ein besonderer Steuerhebel neben dem Hand-

rade für den Anlasser des Hubmotors oder der Anlasser und die Bremse werden zusammen von demselben Steuerhebel bedient. In der mittleren Stellung des letzteren steht dann das Windwerk still. Beim Auslegen des Hebels nach vorne wird ferner das Gestänge der Bremse zunächst allein bewegt und diese allmählich ganz gelüftet. Geht dann die Last noch nicht herunter, so wird durch weiteres Auslegen nach vorne dem Motor der erwähnte Stromstoss gegeben. Der Hebel muss alsdann wieder etwas zurückgezogen werden, und zwar entsprechend der Regulierung der Niedergangsgeschwindigkeit. Beim Auslegen des Steuerhebels nach hinten von seiner Mittellage aus wird das Bremsgestänge nicht bewegt, sondern nur dem Motor unter allmählicher Abschaltung des Anlasswiderstandes Strom im Sinne des Lasthubes zugeführt.

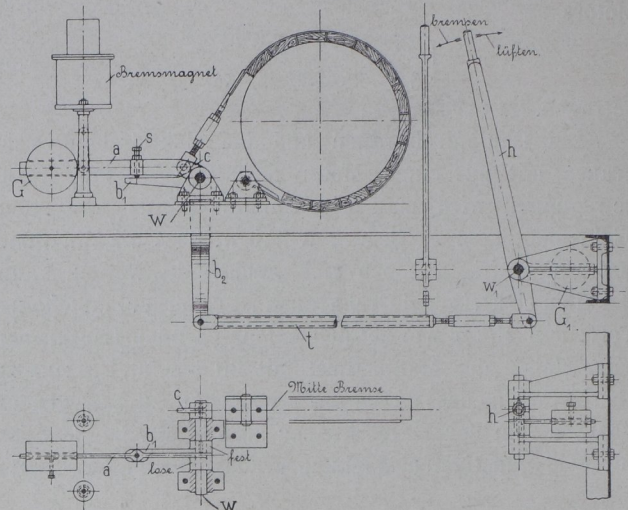
Zum schnellen Anhalten der Last kommt bei der vorliegenden Anordnung die bei den Laufkranen erwähnte elektrische Nachlaufbremse zur Anwendung. Das Handrad für den Anlasser kann dann über die Nulllage hinaus in eine oder zwei diesbezügliche Bremsstellungen gedreht werden, wodurch der vom Strom abgeschaltete Motor von den noch in der Aufwärtsbewegung befindlichen Last- und Triebwerkmassen als Dynamo weiter angetrieben wird und auf den eigenen Widerstand arbeitet. Die Auslaufperiode kann dadurch in jedem gewünschten Masse verkürzt werden. Der Wärter wird diese Nachlaufbremse aber möglichst zu vermeiden suchen und die Last, ohne die vom Motor zuviel entwickelte Energie unnötig vernichten zu müssen, von selbst an der gewünschten Stelle zur Ruhe kommen lassen.

Die vorstehende Einrichtung der Stütz-, Senk- und Anhaltvorrichtungen ist vielfach von der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, vorm. Schuckert & Co., in Nürnberg an Drehkranen getroffen worden. Sie gewährt einerseits den Vorteil, dass nur beim Niederlassen des leeren Hakens und leichter Lasten ein geringer Stromverbrauch eintritt, andererseits verlangt das Senken schwerer Lasten durch eine mechanische Bremse immerhin eine gewisse Übung und Geschicklichkeit vom Wärter.

Andere Firmen verwenden als Stütz-, Senk- und Anhaltvorrichtung eine elektromagnetische Lüftbremse, deren Magnet in bekannter Weise die Bremse lüftet, sobald der Motor Strom empfängt, beim Abstellen desselben aber durch Freigeben des belasteten Bremshebels die Bremse wieder schliesst. Der Hubmotor muss dann nach beiden Richtungen, also auch in der Senkrichtung durch den Strom getrieben werden, damit die Bremse gelüftet wird. Um den Stromverbrauch beim Senken zu beschränken, richtet man hier wohl noch einen besonderen Hebel ein, der durch Anheben des belasteten Bremshebels ein Senken ohne Strom bei leer laufendem Motor und Triebwerk ermöglicht. Es brauchen dann nur Lasten, welche die Widerstände des Windwerkes nicht überwinden, mit Strom niedergelassen zu werden. Eine solche Einrichtung besitzt z. B. der Kran von Menk & Hambrock auf Taf. 34 und in Fig. 1, Taf. 35 (s. auch S. 239).

Die erwähnte Hebelanordnung ist durch eine Konstruktion der Benrather Maschinenfabrik verbessert worden, welche Fig. 188¹⁾ des Textes zeigt. Die elektromagnetische Lüftbremse kann hier nicht nur in der üblichen Weise durch ihren Elektromagneten, sondern auch noch durch einen Handhebel gelüftet werden. Ferner ge-

Fig. 188.



stattet dieser Hebel auch bei laufendem Motor, also wenn der Elektromagnet den Bremshebel angehoben hat, ein Anziehen der Bremse. Zu diesem Zwecke ist der Hebel a mit dem Bremsgewicht G lose auf der Welle w angeordnet, welche bei ihrer Drehung das Bremsband durch den Hebel c bewegt. a ruht weiter, wenn er vom Elektromagneten nicht hochgezogen ist, mit der Schraube s auf dem Arm b_1 eines doppelarmigen Hebels $b_1 b_2$, welcher der Welle w aufgekeilt ist und dessen anderer Arm b_2 durch die Stange t mit dem Hebel h in Verbindung steht. Auf der Welle w_1 des letzteren sitzt schliesslich noch ein Hebel mit dem Gewichte G_1 . Zieht nun der Elektromagnet das Gewicht G hoch, so folgt der Arm b_1 demselben unter dem Einflusse des Gewichtes G_1 , das zugleich das ganze Gestänge in entsprechendem Sinne mitnimmt. Die Welle w wird dabei so gedreht, dass das Bremsband sich lüftet. Nun kann aber durch Zurückziehen des Hebels h der Wärter jeder Zeit, ohne die Zugkraft des Elektromagneten überwinden zu müssen, die Bremse anziehen, denn der Arm b_1 lässt sich, wenn auch das Gewicht G vom Elektromagneten festgehalten wird, doch noch nach unten drehen. Andererseits kann der Wärter bei stromlosen Elektromagneten und gesenktem Gewicht G die angezogene Bremse in jedem Augenblick lüften. Er braucht dazu, nur den Hebel h nach vorne auszulegen; der Arm b_1 hebt dann zugleich das Gewicht G.

Die Vorrichtung ermöglicht es, während der ganzen Hubzeit die Geschwindigkeit der Last zu mässigen, wodurch einerseits ein schnelles Anhalten erreicht wird, andererseits aber auch die Möglichkeit nicht ausgeschlossen ist, dass bei unaufmerksamer Bedienung unnötig Strom

1) Nach der Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1902, S. 914.

verbraucht wird. Die Geschwindigkeit beim Senken kann ferner durch die doppelte Bremse weit besser und genauer reguliert werden als bei einer Lüftbremse allein. Schliesslich wird der auf S. 190 angeführte Übelstand der elektromagnetischen Lüftbremsen, dass beim Anheben schwerer Lasten, diese den Motor anfänglich rückwärts treiben, durch die Vorrichtung vermieden.

Eine dritte Anordnung kuppelt den Motor nur während des Lasthebens mit dem Windwerk, trennt ihn aber von diesem während des Lastsenkens. Eine solche Einrichtung besitzt z. B. der Portalkran von der Düsseldorfer Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. J. Losenhausen auf Taf. 41 u. 42; auch die Mannheimer Maschinenfabrik von Mohr- & Federhaff versieht die von ihr gebauten Drehkrane mit einer solchen. Die Drehrichtung des Motors und Triebwerkes im Sinne des Lasthubes wird bei dieser Anordnung durch eine Differentialbremse frei gegeben, diejenige im Sinne des Lastsenkens aber von dieser Bremse, die auf der Motorwelle sitzt, selbstthätig gesperrt. Die Zahnräder des Triebwerkes halten während des Senkens bei doppeltem Vorgelege auch noch die Zwischenwelle, bei einfachem noch die Trommelwelle fest. Auf jener bezw. dieser sitzt weiter eine Reibungskupplung, deren lose drehbarer Teil bei doppeltem Vorgelege durch das zweite Räderpaar mit der Trommel in Verbindung steht, bei einfachem aber mit dieser direkt verbunden ist (s. Taf. 42). Während des Lasthebens und bei schwebender Last wird die Kupplung eingerückt, während des Lastsenkens aber wird sie mehr oder weniger gelüftet, um durch stärkeres oder schwächeres Bremsen die Niedergangsgeschwindigkeit zu regulieren. Zum Ein- und Ausrücken der Bremse dient entweder ein besonderer Hebel oder der Steuerhebel für den Hubanlasser. Der Motor kann während des Lastniederganges keinen Strom erhalten, das Haken-gewicht muss also genügen, den losgekuppelten Teil des Triebwerkes zu drehen und das Trommelseil abzuwickeln. Um ein zu hohes Ansteigen der Last zu verhüten kann das Handrad oder der Steuerhebel für den Hubanlasser wieder eine oder zwei Stellungen für Nachlaufbremsung erhalten.

Gegenüber den beiden früheren Anordnungen besitzt die vorliegende den Vorteil, dass das Senken stets, also auch beim leeren Haken, ohne Strom geschieht, dass ferner während des Lastniederganges bei einfachem Vorgelege nur die Trommel, bei doppeltem ausser dieser nur noch das zweite Räderpaar zu drehen ist. Der übrige Teil des Triebwerkes und der Motor ist somit keinem Verschleiss unterworfen und verursacht auch kein Geräusch. Dagegen ist hier das tote Gewicht am Haken, das diesen herunterzieht, stets mitzuheben. Es fällt aber, wenn die Räder sauber gefräst sind und die Wellen bezw. Trommel in gut eingepassten und geschmierten Lagern und Buchsen laufen, nicht bedeutend aus und verursacht beim Heben dann nur einen äusserst geringen Mehrverbrauch an Strom.

Für das Schwenkwerk wird zum Stoppen entweder eine elektrische oder eine mechanische Bremse

benutzt. Die letztere kann gewöhnlich durch einen Fusstritt mit Gestänge bethätigt werden. Das unbeabsichtigte Drehen des Kranes durch den Winddruck ist ebenfalls durch eine mechanische Bremse oder sonstige Haltevorrichtung zu verhüten.

e) Motoren. Elektrischer Teil.

Bei Dampf-drehkränen ist der treibende Motor stets eine Zwillingsmaschine. Sie erhält in der Regel der Einfachheit wegen als Steuerung nur einfache Muschel-schieber, so dass der Dampf vor seinem Eintritt in die Schieberkästen erforderlichen Falles gedrosselt werden muss. Auch läuft die Maschine gewöhnlich nur nach einer Richtung um. Der Kessel ist meistens ein stehender Quersieder- oder Röhrenkessel mit Feuerbuchse. Quersieder-kessel sind beliebter, da sie sich leichter reinigen lassen und weniger Reparaturen verursachen.

Bei elektrischen Kränen kommen, wenn, wie jetzt fast allgemein gebräuchlich, für jede Bewegung ein besonderer Motor vorgesehen wird, nur Haupt- und Drehstrommotoren in betracht. Über die Vor- und Nachteile beider gilt wieder das auf S. 193 Gesagte. Langsam laufende Motoren werden auch bei den Drehkränen trotz ihres etwas niedrigeren Wirkungsgrades und höheren Preises usw. gern gewählt, um mit doppeltem oder sogar nur einfachem Vorgelege auszukommen und um die Massenwiderstände im Triebwerk zu beschränken.

Als Anlasser finden ebenfalls die bei den Laufkränen üblichen Konstruktionen auch bei den Drehkränen Benutzung. Doppelkontroller mit nur einem Steuerhebel für das Heben, Senken und Schwenken der Last und sympathischer Bewegung dieses Steuerhebels mit der Last werden von vielen zur Vermeidung von Irrtümern beim Steuern benutzt, von anderen aber als unwesentlich für die Bedienung erachtet. Bei Anwendung von Einzelkontrollern steht derjenige für die Hub- und Senk-bewegung gewöhnlich rechts vom Wärter, derjenige für die Schwenkbewegung links.

Die Stromzuleitungen gehen in der Regel vom Netz durch die ausgebohrte Kransäule zu den an dieser isoliert befestigten Schleifringen. Die auf ihnen beim Kranschwenken schleifenden Stromabnehmer stehen durch Kabel mit den Anlassern in Verbindung. Seltener legt man die Stromzuleitungen seitlich in eine ausgefräste Nut der Kransäule, um das Ausbohren derselben zu vermeiden.

Als Sicherheitsvorrichtungen kommen bei Drehkränen solche gegen Überlastung und solche gegen Überschreitung des Hubes (bei Portalkränen mit beschränktem Drehwinkel auch der Drehbewegung) zur Anwendung. Die Sicherheitsvorrichtungen gegen Überlastung bestehen in Läutewerken oder mechanischen Stromausschaltern, von denen die letzteren meistens den Übelstand zeigen, dass sie bei den im Kranbetriebe unvermeidlichen Stössen oft unnötig in Wirksamkeit treten. Die Grenzausschalter für den Hub und das Kranschwenken sind wandernde Muttern auf einer sich drehenden Spindel, die kurz vor der Grenzlage den zugehörigen Steuerhebel durch einen Mechanismus in die Bremsstellung überführen.

Beispiele.

1. Für den Dampfdrehkran auf Taf. 31 sind die Dimensionen der Zwillingsmaschine und die Übersetzungen der einzelnen Vorgelege zu bestimmen. Die Maximallast beträgt 5000 kg. Sie soll mit 16,5 m/Min. Geschwindigkeit gehoben und in $\frac{3}{5}$ Minuten oder 36 Sekunden einmal im Kreise geschwenkt werden. Das Fahren des Kranes soll mit 26 m/Min. Geschwindigkeit erfolgen.

Rechnen wir für den Verlustfaktor der losen Lastrolle nach den Angaben auf S. 26 $1 + \varphi_1 = 1,025$, so ergibt sich nach Gl. 7, S. 25, das Eigengewicht der Hakenflasche mit 150 kg in Rechnung gebracht, als grösste Spannung in der Lastkette

$$S = 1,025 \frac{5000 + 150}{2} = \sim 2640 \text{ kg.}$$

Derselben dürfte nach der Tabelle auf S. 50 noch eine Gliederkette von $\Delta = 20 \text{ mm}$ Eisenstärke genügen.

Der Radius der Trommel (bis Mitte Kette) ist nach der Ausführung

$$R \geq 10\Delta, \text{ nämlich } R = 250 \text{ mm.}$$

Zum Heben der Maximallast mit der verlangten Geschwindigkeit von $w = \frac{16,5}{60} \text{ m/Sek.}$ ist nach Gl. 209, S. 180, wenn der Verlustfaktor für die lose Lastrolle wie oben zu $1 + \varphi_1 = 1,025$, für das einfache Rädervorgelege (gefräste Räder) zu $1 + \varphi_v = 1,07$, für die Kettentrommel zu $1 + \varphi_t = 1,03$ angenommen, im ganzen also

$$1 + \varphi = 1,025 \cdot 1,07 \cdot 1,03 = 1,13$$

gesetzt wird, eine Leistung von

$$N = 1,13 \frac{(5000 + 150) 16,5}{60 \cdot 75} = 21,34 \text{ PS}$$

nötig.

Der Widerstand der cylindrischen Rollen auf ihrer Laufbahn beim Schwenken des Kranes beträgt, wenn der Rollendurchmesser wie in der Ausführung zu $\mathfrak{D}_0 = 31$, der Zapfendurchmesser zu $\mathfrak{d}_0 = 7 \text{ cm}$ angenommen wird, nach Gl. 247, S. 242, für $G_s = 24000 \text{ kg}$ als Gewicht der um die Säule drehbaren Kranteile und bei 100 Prozent Zuschlag für die nicht in der Gleichung berücksichtigten Widerstände

$$\mathfrak{R}_0 = 2(5150 + 24000) \frac{1 + 7}{10 \cdot 31} = \sim 1505 \text{ kg.}$$

Der Radius der runden Laufbahn ist $\mathfrak{R} = 1,21 \text{ m}$. Soll sich auf ihr der Kran in 36 Sekunden einmal ganz herum drehen, so ist die Geschwindigkeit der Rollen nach Gl. 249, S. 243,

$$w_0 = \frac{2 \cdot 1,21 \pi}{36} = \sim 0,211 \text{ m/Sek.}$$

Das Vorgelege des Schwenkwerkes besteht nach der Zeichnung aus den Räderpaaren I, II, $\mathfrak{z}_1 \mathfrak{z}_1$, $\mathfrak{z}_2 \mathfrak{z}_2$, $\mathfrak{z}_3 \mathfrak{z}_3$. Rechnet man als Verlustfaktor der Sicherheit halber für jedes derselben 1,09, setzt also in Gl. 246, S. 242, $1 + \varphi = 1,09^5$, so ergibt sich als Leistung für das Kranschenken

$$\mathfrak{N}_0 = 1,09^5 \frac{1505 \cdot 0,211}{75} = \sim 6,52 \text{ PS.}$$

Wird nun verlangt, dass die Dampfmaschine die Maximallast gleichzeitig hebt und schwenkt, so muss ihre Nutzleistung, gemessen an der Kurbelwelle,

$$N_n = 21,34 + 6,52 = 27,86 \text{ oder } \sim 28 \text{ PS}$$

betragen. In der Ausführung besitzt die Zwillingsmaschine 180 mm Cylinderbohrung, 240 mm Hub und macht 200 Umdrehungen in der Minute. Der festgesetzte höchste Dampfüberdruck des Kessels beträgt 8 Atm. Die Maschine ist für diesen Druck und die berechnete Leistung sehr reichlich bemessen, denn sie vermag 28 PS schon bei einer absoluten Dampfeintrittsspannung von 5,5 kg/qcm zu leisten. Setzt man nämlich

den Wirkungsgrad der Maschine gleich 0,75,

die Dampfaustrittsspannung gleich 1,15 kg/qcm.

den Koeffizienten der mittleren Hinterdampfspannung bei 0,6 Füllung gleich 0,88,

den Koeffizienten der mittleren Vorderdampfspannung gleich 1,15,

die mittlere Kolbengeschwindigkeit gleich $\frac{0,24 \cdot 200}{30} = 1,6 \text{ m/Sek.}$,

den Durchmesser der einseitigen Kolbenstange gleich 30 mm, so berechnet sich die Leistung bei der angeführten Eintrittsspannung zu

$$N_n = \frac{0,75 \cdot 2 \left(\frac{18^2 \pi}{4} - \frac{1}{2} \frac{3^2 \pi}{4} \right) (5,5 \cdot 0,88 - 1,15 \cdot 1,15) 1,6}{75} = \sim 28,2 \text{ PS.}$$

Für höhere Spannungen und namentlich für Lasten, die leichter als die Maximallast sind, wäre also der Dampf stark zu drosseln.

Das zum Heben der Maximallast im Beharrungszustande nötige Drehmoment ist

$$M_d = 71620 \frac{N_n}{n} = 71620 \frac{28}{200} = 10026,8 \text{ kgcm.}$$

Steht die eine Kurbel im Totpunkte, so übt die andere bei der obigen Eintrittsspannung annähernd ein Drehmoment von

$$\frac{18^2 \pi}{4} (5,5 - 1,15) \frac{24}{2} = 13283,33 \text{ kgcm}$$

aus. Die Differenz beider Momente ist zum Anheben der Last durch den einen Kolben allein genügend gross.

Die Umdrehungszahl $n = 200$ der Kurbelwelle macht nach Gl. 210, S. 181, für die verlangte Hubgeschwindigkeit w und die Werte $R = 0,25 \text{ m}$, $i_f = \frac{1}{2}$ eine Übersetzung

$$\left(\frac{Z}{z} \right) = \frac{0,25 \pi \cdot 200 \cdot 60}{30 \cdot 16,5} \frac{1}{2} = 9,52$$

des einfachen Vorgeleges im Hubwerk nötig. Mit $z_1 = 11$ Zähnen des Ritzels muss dann das grosse Rad

$$Z_1 = 9,52 \cdot 11 = \sim 105$$

Zähne erhalten.

Die vertikale Welle W_1 mit den Wendegetrieben dreht sich ebenfalls $n_0 = 200$ mal in der Minute. Das dreifache Vorgelege des Schwenkwerkes muss deshalb nach Gl. 250, S. 243, für die verlangte Zeit von $t = 36$ Sekunden, eine Gesamtübersetzung von

$$\left(\frac{3}{3} \right) = \frac{200 \cdot 36}{60} = 120$$

bieten. Zerlegen wir dasselbe in die Faktoren

$$\frac{\mathfrak{z}_1 \mathfrak{z}_2 \mathfrak{z}_3}{\mathfrak{z}_1 \mathfrak{z}_2 \mathfrak{z}_3} = \sim 4 \cdot 2,333 \cdot 13,$$

so ergeben sich für

$$\begin{aligned} \mathfrak{z}_1 &= 15 \dots \mathfrak{z}_1 = 4 \cdot 15 = 60, \\ \mathfrak{z}_2 &= 18 \dots \mathfrak{z}_2 = 2,333 \cdot 18 = 42, \\ \mathfrak{z}_3 &= 11 \dots \mathfrak{z}_3 = 13 \cdot 11 = 143 \end{aligned}$$

als Zähnezahlen der grossen Räder. Die Ausführung zeigt dieselben Zahlen bis auf $\mathfrak{z}_3$, das 144 ist.

Die Schwenkgeschwindigkeit im Hakenkreise, dessen Radius $a = 5,45 \text{ m}$ ist, beträgt

$$w_0 \frac{a}{\mathfrak{R}} = 0,211 \frac{5,45}{1,21} = \sim 0,95 \text{ m/Sek.}$$

Gefahren sollte der Kran mit $w' = \frac{26}{60} \text{ m/Sek.}$ werden.

Da der Laufraddurchmesser des Untergestelles $\mathfrak{D}' = 0,76 \text{ m}$ ist, so folgt aus Gl. 216, S. 181, mit $n' = 200$ als Gesamtübersetzung des dreifachen Vorgeleges

$$\left(\frac{\mathfrak{z}'}{\mathfrak{z}'} \right) = \frac{0,76 \pi \cdot 200 \cdot 60}{60 \cdot 26} = 18,36.$$

Mit den Faktoren 2, 2,333 und 4, die als Produkt den etwas grösseren Wert 18,67 ergeben, sowie den Zähnezahlen $\mathfrak{z}_1' = 30$, $\mathfrak{z}_2' = 18$, $\mathfrak{z}_3' = 15$ erhält man wie in der Ausführung

$$\mathfrak{z}_1' = 2 \cdot 30 = 60, \mathfrak{z}_2' = 2,333 \cdot 18 = 42, \mathfrak{z}_3' = 4 \cdot 15 = 60.$$

Der Fahrwiderstand des voll belasteten Kranes berechnet sich nach Gl. 214, S. 181, die 100 Prozent Zuschlag enthält, für $G + G_s = 27000 \text{ kg}$, $b' = 10 \text{ cm}$ zu

$$\mathfrak{R}' = 2(5150 + 27000) \frac{1 + 10}{10 \cdot 76} = \sim 930 \text{ kg}$$

und die Leistung zur Überwindung desselben bei der verlangten Geschwindigkeit nach Gl. 215, S. 181, mit $1 + \varphi = 1,09^5$ zu

$$\mathfrak{N} = 1,09^5 \frac{930 \cdot 26}{60 \cdot 75} = \sim 8,27 \text{ PS.}$$

2. Wie berechnen sich die Hauptverhältnisse des Triebwerkes für den Drehkran von E. Becker in Berlin-Reinickendorf nach Fig. 1, Taf. 33. Die Maximallast von 5000 kg soll von dem zugehörigen Motor mit 1,4 m/Min. Geschwindigkeit gehoben werden, das Fahren und Schwenken der Last soll 1 Mann ausführen können.

1. Das Hubwerk.

Um die zum Heben der Maximal nötige Leistung aus Gl. 209, S. 180, bestimmen zu können, ist der Verlustfaktor $1 + \varphi$ zu schätzen. Derselbe setzt sich als Produkt zusammen aus dem Verlustfaktor des Rollenzuges, des Vorgeleges und der Trommelwelle. Der Rollenzug besteht, soweit das Lastheben in Frage kommt, aus einer losen Lastrolle, einer Leitrolle mit 180 und einer solchen mit 90 Grad Umschlingungswinkel, deren Nebenhindernisse wir durch die Werte 1,025, 1,05 bzw. 1,04 berücksichtigen wollen. Das Vorgelege enthält einen zweigängigen Schneckentrieb und zwei Räderpaare. Wird der mittlere Steigungswinkel der Schnecke zu $\alpha = 18$ Grad gewählt, so ergibt sich aus Gl. 51, S. 38, für $\rho = 6$ Grad und $m_0 = 0,05$ der Wert

$$1 + \varphi_s = \frac{\text{tg } 24 + 0,05}{\text{tg } 18} = \sim 1,52.$$

Für jedes Räderpaar ist, wenn dieselben gefräst sind, $1 + \varphi_v = 1,07$, für die Trommel und deren Welle $1 + \varphi_t = 1,03$ zulässig. Insgesamt ergibt sich also

$$1 + \varphi = 1,025 \cdot 1,05 \cdot 1,04 \cdot 1,52 \cdot 1,07^2 \cdot 1,03 = \sim 2.$$

Hiermit erhalten wir aus Gl. 209, wenn noch das Gewicht der losen Hakenflasche mit 150 kg eingeführt wird, als Leistung für das Heben der Maximallast

$$N = 2 \frac{5150 \cdot 1,4}{60 \cdot 75} = \sim 3,2 \text{ PS.}$$

Der in der Ausführung gewählte Motor leistet **3,75 PS** bei $n = 800$ Umdrehungen in der Minute.

Für die Übersetzung des ganzen Vorgeleges ist nach Gl. 210, S. 181, mit $i_f = \frac{1}{2}$ und $R = 0,1925$ m der Wert

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{0,1925 \pi \cdot 800 \cdot 60}{30 \cdot 1,4} \frac{1}{2} = 345,58$$

erforderlich. Zerlegen wir denselben in die Faktoren 20, 2,88 und 6 und nehmen den ersten für das zweigängige Schnecken-vorgelege, den zweiten für das eine, den dritten für das andere Räderpaar, so erhalten wir als Zähnezahl des Schneckenrades

$$Z_1 = 2 \cdot 20 = 40,$$

als solche der beiden Räderpaare für

$$z_1 = 14 \dots z_2 = 2,88 \cdot 14 = 40 \text{ und für } z_3 = 12 \dots$$

$$Z_2 = 6 \cdot 12 = 72.$$

2. Das Fahrwerk.

Nach den Angaben auf S. 165 ist zur Berechnung desselben zunächst der Wert $\frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{R}}$ der Gl. 59, S. 41, zu bestimmen.

Dieselbe liefert für ein Eigengewicht G der Laufkatze von 300 kg, für einen Laufraddurchmesser $\mathfrak{D} = 21$ und einen Zapfendurchmesser $\mathfrak{d} = 4$ cm

$$\frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{R}} = \frac{1}{10 \cdot 21} \{ 5150 (0,63 \cdot 21 + 1 + 1,5 \cdot 4) + 300 (1 + 4) \}$$

$$= \sim 500 \text{ kg.}$$

Bei 50 Prozent Zuschlag würde somit eine grösste Spannung in der Wagenkette

$$\frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{R}} = 1,5 \cdot 500 = 750 \text{ kg}$$

herrschen. Dieselbe macht nach der Tabelle auf S. 50 eine Stärke der kalibrierten Kette von $\Delta = 11$ mm nötig. Ist die

innere Baulänge der Kettenglieder das 2,6fache ihrer Stärke, und giebt man der Stegrolle, welche die Wagenkette antreibt, $\mathfrak{Z} = 6$ Stege, so muss der Teilkreisradius dieser Rolle nach der Tabelle auf S. 51

$$\mathfrak{R} = 1,942 \cdot 1 = 1,942 \cdot 2,6 \cdot 11 = 55,5 \text{ mm}$$

betragen. Hiermit ergibt sich das von der Stegrollenwelle zu überwindende Drehmoment, zugleich mit 6 Prozent Zuschlag für die eigenen Nebenhindernisse dieser Welle, zu

$$M = 1,06 \cdot 750 \cdot 5,55 \text{ kgcm.}$$

Wird dieser Wert in Gl. 54, S. 39, eingeführt, und setzt man weiter in ihr die Betriebskraft $\mathfrak{P} = 35$ kg, die unter Umständen noch von 1 Arbeiter ausgeübt werden kann, den Haspelradius $\alpha = 22,5$ cm, den Verlustfaktor $1 + \varphi = 1,09$ für das einfache Vorgelege, so folgt für die Übersetzung des letzteren der Wert

$$\left(\frac{\mathfrak{Z}}{\mathfrak{z}}\right) = 1,09 \frac{1,06 \cdot 750 \cdot 5,55}{35 \cdot 22,5} = \sim 6,11.$$

In der Ausführung ist 6 gewählt, womit für $\mathfrak{z}_1 = 10$ Zähne des Ritzels, $\mathfrak{Z}_1 = 6 \cdot 10 = 60$ Zähne des Rades nötig werden.

3. Das Schwenkwerk.

Das zu überwindende Drehmoment, bezogen auf die Säulenachse, bestimmt sich aus Gl. 243, S. 235, für $G_s = 3750$ kg als Eigengewicht der zu schwenkenden Teile, ausschliesslich der 300 kg wiegenden Laufkatze, $\mathfrak{d}_0 = 3$ cm als mittlerem Durchmesser der Spurplattenauflagefläche am oberen Zapfen, $H = 10735$ kg als Horizontaldruck der Lager (s. S. 217), $\mathfrak{d} = 10$ cm als Durchmesser des oberen Zapfens, $H_1 = 6550$ kg als Horizontaldruck auf jede der beiden Rollen an der Auslegerseite (s. S. 217), $\mathfrak{d}_0 = 5$ cm als Durchmesser der Rollenzapfen, $\mathfrak{D}_0 = 17$ cm als Durchmesser der Rollen selbst und $\mathfrak{D} = 32$ cm als Durchmesser der Rollenaufbahn, sowie $\mu_1 = 0,1$, $f = 0,05$ cm zu

$$\mathfrak{M} = (5450 + 3750) 0,1 \frac{\mathfrak{Z}}{2} + 10735 \cdot 0,1 \cdot \frac{10}{2} + 2 \cdot 6550$$

$$\left(0,05 + 0,1 \frac{5}{2}\right) \frac{32}{17} = \sim 14145 \text{ kgcm.}$$

Der Haspelradius des Schwenkwerkes ist in der Ausführung $\alpha_0 = 22,5$ cm, das Vorgelege besteht aus zwei Räderpaaren.

Setzen wir den Verlustfaktor derselben $1 + \varphi_v = 1,09^2$, so erhalten wir aus Gl. 241, S. 235, für $\mathfrak{P}_0 = 30$ kg Betriebskraft eine Übersetzung

$$\left(\frac{\mathfrak{Z}_0}{\mathfrak{z}_0}\right) = 1,09^2 \frac{14145}{30 \cdot 22,5} = 24,9.$$

In der Ausführung sind die Zähnezahlen $\mathfrak{z}_1^0 = 13$ und $\mathfrak{Z}_1^0 = 39$, $\mathfrak{z}_2^0 = 9$ und $\mathfrak{Z}_2^0 = 72$ gewählt. Die Gesamtübersetzung ist also etwas kleiner als berechnet, nämlich

$$\frac{39 \cdot 72}{13 \cdot 9} = 24.$$

3. Der Drehkran von Menck & Hambrock in Altona-Hamburg hebt die Maximallast von 7500 kg mit ca. 14 m/Min. und schwenkt den voll belasteten Kran in ca. 3 Minuten einmal ganz herum. Wie berechnen sich die Motoren und Übersetzungen des Hub- und Schwenkwerkes?

Für das Hubwerk ist ein dreifaches Rädervorgelege gewählt. Der Verlustfaktor eines jeden derselben kann, wenn die Räder gefräst sind, zu 1,07 angenommen werden. Für die Trommel und -welle ist $1 + \varphi_t = 1,03$, für die lose Lastrolle $1 + \varphi_1 = 1,025$ der in Frage kommende Mittelwert. Für das ganze Hubwerk beträgt also der Verlustfaktor

$$1 + \varphi = 1,07^3 \cdot 1,03 \cdot 1,025 = \sim 1,3.$$

Hiermit ergibt sich aus Gl. 209, S. 180, wenn man noch das Eigengewicht der Hakenflasche mit 250 kg ansetzt, die erforderliche Leistung des Hubmotors für das Heben der Maximallast zu

$$N = 1,3 \frac{7750 \cdot 14}{75 \cdot 60} = \sim 31,5 \text{ PS.}$$

Der gewählte Motor besitzt dieselbe Leistung bei $n = 850$ Um-

drehungen in der Minute. Er ist also imstande, die Maximallast ohne Überlastung zu heben.

Die angeführte Umlaufzahl bedingt bei einem Trommelradius $R = 0,3$ m nach Gl. 210, S. 181, eine Gesamtübersetzung des Vorgeleges von

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = \frac{0,3 \pi \cdot 850 \cdot 60}{30 \cdot 1,4} \cdot \frac{1}{2} = 57,2.$$

Zerlegt man dieselbe in die Faktoren $3,42 \cdot 3,5 \cdot 4,78$, so müssen bei den Zähnezahlen $z_1 = 19$, $z_2 = 16$, $z_3 = 11$ der Ritzel diejenigen der grossen Räder betragen:

$$Z_1 = 19 \cdot 3,42 = \sim 65,$$

$$Z_2 = 16 \cdot 3,5 = 56,$$

$$Z_3 = 11 \cdot 4,78 = \sim 52.$$

Die Drehscheibe des Kranes ist mit konischen Laufrollen ausgerüstet. Der mittlere Radius der zugehörigen Laufbahn beträgt $R = 1,848$ m. In ihm ist also die Schwenkgeschwindigkeit, wenn der Kran sich in 3 Minuten oder $t = 180$ Sekunden einmal ganz herum bewegen soll, nach Gl. 249, S. 243,

$$w_0 = \frac{2 \cdot 1,848 \pi}{180} = 0,0645 \text{ m/Sek.}$$

Der zu überwindende Widerstand der Laufrollen ist aus Gl. 248, S. 242, zu ermitteln. Das Eigengewicht der drehbaren Kranteile inkl. Drehscheibe werde zu $G_s = \sim 25000$ kg geschätzt. Der Neigungswinkel der konischen Bahn ist $\alpha = 6^\circ 10'$, der Zapfendurchmesser der Laufrollen $d_0 = 9,5$ cm, der mittlere Durchmesser der ringförmigen Spurplatte $d^0 = \frac{3 + 9,5}{2} = 6,25$ cm, der mittlere Durchmesser der Laufrollen

$D_0 = 40$ cm. Es folgt hiermit bei 50 Prozent Zuschlag

$$W_0 = 1,5 \cdot \frac{7750 + 25000}{10 \cdot 40} \left(\frac{1}{\cos 6^\circ 10'} + 9,5 + 6,25 \cdot \text{tg } 6^\circ 10' \right) = \sim 1370 \text{ kg.}$$

Ferner setzt der Winddruck dem Schwenken des Kranes einen Widerstand entgegen. Nach S. 231 betrug der ganze Winddruck, wenn dieser mit 125 kg/qcm senkrecht auf die 19 qm grosse Seitenfläche des Kranes wirkt, 2375 kg. Der Schwerpunkt der Fläche liegt ungefähr 35 cm seitlich von der Krandrehachse. Das auf diese ausgeübte horizontale Moment des Druckes ist also $2375 \cdot 35$ kgcm. Dasselbe belastet aber auch noch den Königszapfen mit einem Drucke von 2375 kg. Auf den Radius $R = 184,8$ cm bezogen, ergibt sich bei einem Durchmesser des Königszapfens von 20 cm und einem Reibungskoeffizienten $\mu_1 = 0,1$ in der Laufbahn also noch eine Vergrösserung des Widerstandes um

$$2375 \cdot \frac{35 + 0,1 \cdot 0,5 \cdot 20}{184,8} = \sim 465 \text{ kg}$$

und somit der in Gl. 246, S. 242, einzuführende Wert

$$W_0 = 1370 + 465 = 1835 \text{ kg.}$$

Das Vorgelege des Schwenkwerkes besteht aus einer eingängigen Schnecke und zwei Räderpaaren. Für jene wählen wir den mittleren Steigungswinkel $\alpha = 6$ Grad und setzen nach Gl. 51, S. 38, mit $\rho = 6$ Grad und $m_0 = 0,05$

$$1 + \varphi_s = \frac{\text{tg } 12 + 0,05}{\text{tg } 6} = 2,5,$$

für diese ist je $1 + \varphi_v = 1,09$ zulässig. Der Verlustfaktor des ganzen Schwenkwerkes ist also

$$1 + \varphi = 2,5 \cdot 1,09^2 = \sim 3.$$

Nun folgt aus Gl. 246 mit den angeführten Werten die zum Schwenken der Maximallast bei grösstem Winddrucke erforderliche Leistung zu

$$N_0 = 3 \cdot \frac{1835 \cdot 0,0645}{75} = 4,75 \text{ PS.}$$

Der gewählte Motor leistet **4,5 PS** bei $n_0 = 1010$ minütlichen Umdrehungen; er ist also imstande, bei geringer Überlastung die verlangte Maximalleistung zu liefern.

Für die Übersetzung des Schwenkvorgeleges ergibt sich aus Gl. 250, S. 243, der Wert

$$\left(\frac{3}{3}\right) = \frac{1010 \cdot 180}{60} = 3030.$$

In der Ausführung ist die Zähnezahl des Schneckenrades $3_1 = 30$, die der beiden Räderpaare $3_2 = 12$, $3_3 = 48$ und $3_3 = 12$, $3_3 = 296$, so dass

$$\left(\frac{3}{3}\right) = 30 \cdot \frac{48 \cdot 296}{12 \cdot 12} = 2960$$

nicht ganz so gross, als verlangt, ist; der Kran wird also bei der angegebenen Umlaufzahl des Motors etwas schneller geschwenkt.

§ 37.

Die Drehkrane mit Druckwasserbetrieb.

Seitdem der elektrische Antrieb mit seiner bequemen und sicheren Energieverteilung von einer Zentrale nach den verschiedenen Verbrauchsstellen hin sich bei Hebezeuganlagen mehr und mehr Eingang verschafft hat, ist die Anwendung hydraulischer Drehkrane bedeutend gesunken. Die Vor- und Nachteile beider Antriebe wurden schon auf S. 8 u. 9 einander gegenübergestellt. Konnte daselbst zu Beginn dieses Buches die Frage, welche von beiden Betriebsarten den Sieg davontragen würde, als noch unentschieden bezeichnet werden, so darf heute behauptet werden, dass bei vollständig neuen Krananlagen der Druckwasserbetrieb nicht mehr in Frage kommt und neue hydraulische Drehkrane nur dort noch aufgestellt werden, wo eine diesbezügliche Anlage mit vorhandenem Rohrnetz und entsprechender Kraftstation erweitert und vergrössert werden soll. Mit Rücksicht hierauf konnte, zumal es dem Zwecke dieses Buches entspricht, von einer eingehenden Behandlung der Drehkrane mit Druckwasserbetrieb an dieser Stelle abgesehen und nur auf einzelne Ausführungen derselben hingewiesen werden.

Auf Taf. 36 u. 37 ist zunächst ein hydraulischer Drehkran dargestellt, der von der Firma Gebr. Scholten in Duisburg mehrfach für Stahlwerke geliefert wurde. Er besitzt drei Cylinder mit einfachem Plunger, die horizontal in einer Aussparung des Fundamentes (Fig. 1, Taf. 36) aufgestellt sind. Der mittlere, grössere Cylinder mit seinem Plunger bewirkt das Lastheben und -senken, die beiden äusseren, kleineren das Kranschwenken. Das Hubseil ist durch Schraube und Feder an der oberen Seite seines Cylinders festgelegt, geht über die lose Kraftrolle des zugehörigen Plungers zu einer Leitrolle unterhalb der Kransäule, durch die es oben über eine weitere Leitrolle zum Lastausleger gelangt. Das Seil zum Kranschwenken ist mit seinen beiden Enden ebenfalls an den betreffenden Cylindern befestigt und unter Einschaltung zweier losen Kraftrollen mehrfach um eine an der Kransäule befestigte Seilscheibe geschlungen. Wird hinter den einen Plunger der Schwenkcylinder Druckwasser gelassen, so zieht derselbe, indem er aus seinem Cylinder tritt, das eine Seilende an und dreht dadurch die Kransäule mit dem Ausleger in dem einen Sinne, während gleichzeitig das andere Seilende den zweiten Plunger in seinen Cylinder drückt. Das Eintreten des Druckwassers in diesen letzteren hat ein Kranschwenken im entgegengesetzten Sinne und das Einziehen des erstgenannten Plungers zur Folge.

Die Cylinder und Plunger sind in der auf S. 128 angegebenen Weise ausgebildet und mit den nötigen

Entleerungs- und Entlüftungsventilen versehen. Zur Führung des Hubplungers dienen zwei Laufrollen mit bearbeiteten [-Eisen als Schienen (Fig. 2, Taf. 37). Die Führung der Schwenkcyliner wird durch Augen und Rundeisen bewirkt (Fig. 3, Taf. 37). Der Wärter hat nur zwei Steuerhebel H_1 und H_2 (Fig. 1, Taf. 37) zu bedienen. H_1 bewegt den Schieber des Hub-, H_2 denjenigen der Schwenkcyliner, die beide durch einen einzigen Schieber gesteuert werden. Derselbe (Fig. 5, Taf. 37) öffnet gleichzeitig den Kanal des einen Cylinders für den Druckwassereintritt und den Kanal des anderen Cylinders für den Wasseraustritt. Zum selbstthätigen Abstellen der Schwenkbewegung stösst der eine von beiden Plungern kurz vor dem Ende der Drehbewegung gegen die Rolle eines doppelarmigen Hebels h (Fig. 1, Taf. 37). Der andere Arm desselben nimmt dann durch die Ringe x das Gasrohr S mit, das wiederum durch x_0 , h_0 die Welle w des Steuerhebels dreht und diesen in seine Mittellage zurücklegt. Die beiden Schiebergehäuse der Steuerung sind mit den erforderlichen Armaturen versehen.

Fig. 189 bis 191 auf S. 250 u. 251 zeigen weiter die gebräuchliche Ausführung eines fahrbaren Portalkranes für Hafenanlagen nach G. Luther in Braunschweig. Das Krangestell ist in der früher angegebenen Form ausgebildet und besteht aus dem Portal und dem eigentlichen Drehkran. Der letztere dreht sich mit seiner Plattform um eine kurze Säule und ist auf dem Portale nicht verschiebbar. Die Säule sitzt in einem Stahlgussrahmen K , der auf dem Portale befestigt ist und der Plattform des eigentlichen Drehkranes als Laufbahn dient.

Das Hubwerk arbeitet mit 8facher Rollenübersetzung und dreifacher Lastabstufung. Um nämlich den Verbrauch an Druckwasser der zu bewegenden Last bis zu einem gewissen Grade anzupassen und um nicht zum Heben und Senken jeder Last (auch des leeren Hakens) immer dieselbe Wassermenge zu verbrauchen, sind hier drei Cylinder D mit Plunger von gleichem Durchmesser stehend nebeneinander angeordnet. Von ihnen erhält beim Heben und Senken leichter Lasten und des leeren Hakens nur der mittlere Druckwasser, während solches beim Bewegen mittlerer Lasten nur unter die beiden äusseren und erst beim Fördern der schwersten Lasten unter alle drei Plunger tritt. Dabei saugen diejenigen Plunger, die kein Druckwasser erhalten, beim Heben Wasser aus der Ablassleitung an. Die drei Plunger tragen oben in einer gemeinsamen Traverse T die vier losen, die drei Cylinder unten in entsprechender Weise die vier festen Rollen. Das Lastseil ist an dem einen der beiden äusseren Cylinder festgelegt und geht in bekannter Weise immer abwechselnd um eine obere und untere Rolle, um nach Verlassen der letzten unteren Rolle mit Hilfe der Leitrollen R_1, R_2 zum Lasthaken zu gelangen. Zur Führung der Hubplunger dienen zwei Augen und Rundeisen neben den äusseren Cylindern. Die Rundeisen, sowie die Cylinder selbst werden von zwei kräftigen [-Eisen b gehalten, die an das Krangerüst anschliessen.

Pohlhausen, Flaschenzüge etc.

Die beiden Cylinder d für das Kranschwenken sind ebenfalls stehend angeordnet, und zwar zur Seite der beiden vorerwähnten [-Eisen b . Das zugehörige Drahtseil ist wieder um eine Scheibe S geschlungen, die sich beim Schwenken des Kranes mit der Plattform um die feststehende Säule dreht. Die Seilenden sind unter Einschaltung je einer losen Kraft- und Leitrolle mit der Übersetzung 2:1 an der Seite der Cylinder befestigt.

Die Druckwasserleitung r und Abflussleitung r_1 des Rohrnetzes befinden sich in einem unterirdischen Kanale. r kann der Druckleitung s am Krane durch die Gelenkrohre p angeschlossen werden. Das Rohr s und die Ableitung s_1 gehen zu der hohlen Kransäule, durch die zwei konzentrische Rohre treten, von denen das äussere mit s , das innere mit s_1 verbunden ist. Am oberen Ende der Säule schliessen die weiteren Leitungen, die zu den Schieberkästen führen, mit Gelenkzapfen an, um der Schwenkung des Kranes folgen zu können.

Das Fahrwerk des Kranes wird von Hand angetrieben und ist in gewohnter Weise ausgebildet.

Die Lastabstufung wird bei hydraulischen Drehkranen nicht nur durch mehrere Cylinder von gleichem Querschnitt, sondern auch durch solche von ungleichem Querschnitt, die teleskopartig ineinander gebaut sind, erreicht. Fig. 192 auf S. 252 zeigt eine diesbezügliche Cylinderkonstruktion nach einer Ausführung der Firma Fr. Gebauer, vereinigt mit C. Hoppe, in Berlin für ebenfalls dreifache Lastabstufung. C ist der grössere Cylinder, K der Plunger, der in bekannter Weise oben die losen Kraftrollen trägt. In K ist ein zweiter, kleinerer Cylinder C_1 eingebaut, der fest und dicht auf einem Ansätze des unteren Deckels F sitzt und oben durch eine doppelte Ledermanschette in der Haube A und dem Aufsatze B gegen den Plunger abgedichtet ist. Beim Heben leichter Lasten tritt das Druckwasser nur durch den Kanal b in den Cylinder C_1 und durch die Öffnung in B unter die Platte des oberen Rollengehäuses, den Plunger in einer Druckfläche vom Durchmesser D_1 hochdrückend, während gleichzeitig vom Plunger Wasser aus der Abflussleitung durch den Kanal a in den ringförmigen Raum vom Durchmesser D_2 und D_3 angesaugt wird. Beim Heben mittlerer Lasten findet das Umgekehrte statt, wirkt also das durch a kommende Druckwasser nur auf die ringförmige Fläche vom Durchmesser D und D_1 , während durch b Ablasswasser in den Cylinder C_1 gelangt. Beim Heben der grössten Lasten endlich tritt Druckwasser durch a und b unter beide Druckflächen.

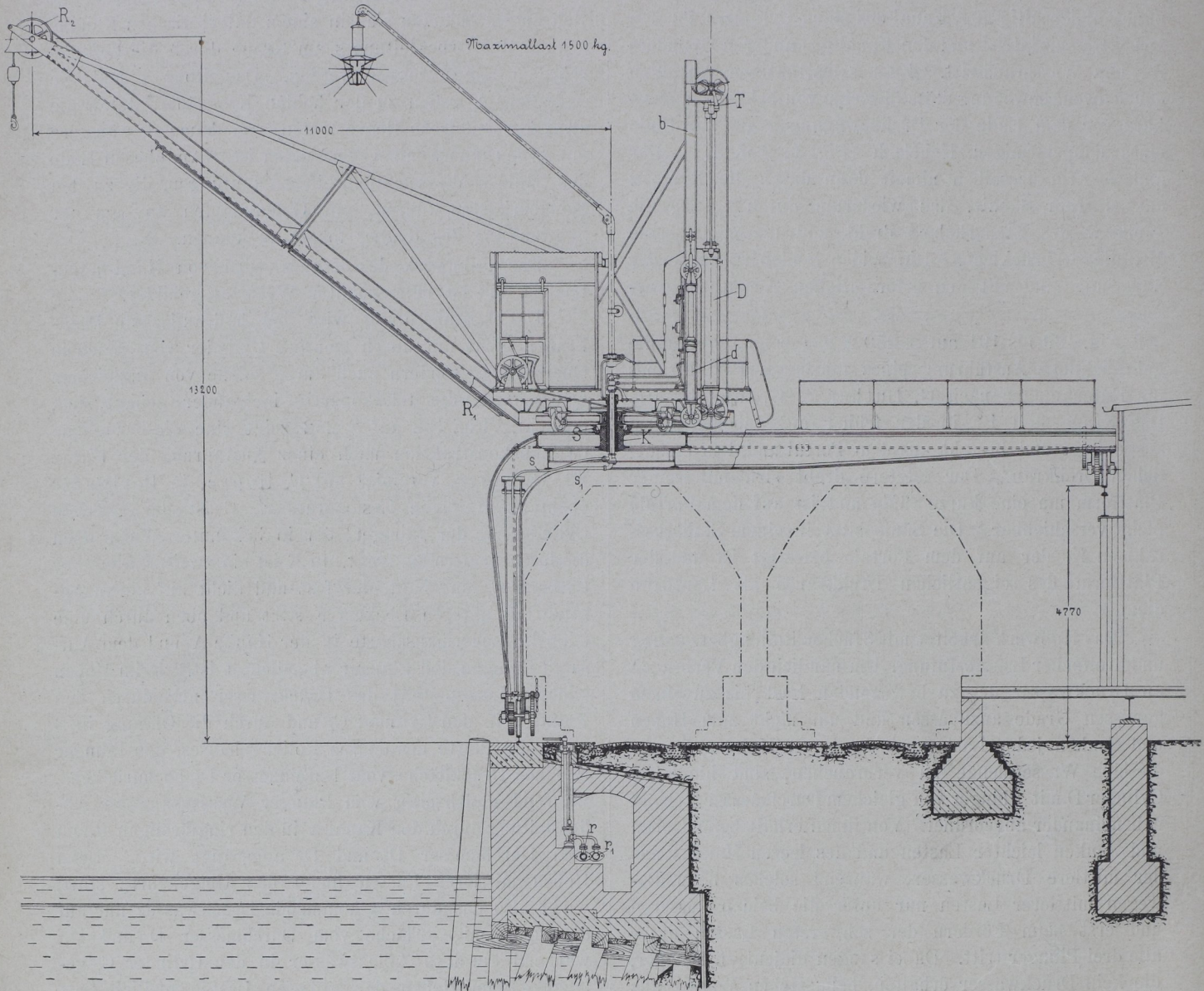
Eine mehr als dreifache Lastabstufung findet jetzt nur noch selten Anwendung, da mit gesteigerter Stufenzahl die Steuerung komplizierter wird, sowie Undichtheiten und sonstige Störungen leichter eintreten.

Fig. 193 auf S. 253 zeigt die Steuerung für eine Maschine mit dreifacher Lastabstufung, wie sie ebenfalls von Fr. Gebauer, vereinigt mit C. Hoppe, in Berlin mehrfach ausgeführt wurde. Die Schieberplatte P aus harter Bronze besitzt drei Öffnungen I, II und III. I mündet in die Rohrleitung, welche zum Kanal a des Cylinders C (Fig. 192), II in diejenige, welche zum Kanal b

des Cylinders C_1 führt, III steht mit der Abflussleitung in Verbindung. Der Schieber S besitzt eine nach oben erweiterte Durchlassöffnung s und seine steuernde Kante ist gebrochen, d. h. sie springt an der Hälfte, welche die Öffnung s enthält, weiter vor als an der anderen Hälfte. Die Aussparung k im Schieber, welche das von den Cylindern kommende Wasser nach III überführt, ist nach

wasser unter die kleinste, dann, wenn diese noch nicht zum Heben der Last genügen sollte, unter die mittlere und zum Schluss erst unter die grösste Druckfläche treten. Es ist dies aus den der Fig. 193 beigegebenen schematischen Darstellungen ersichtlich, in denen die Öffnungen I, II und III der Deutlichkeit wegen schraffiert sind. Bei der Mittellage des Schiebers sind, entsprechend

Fig. 189.



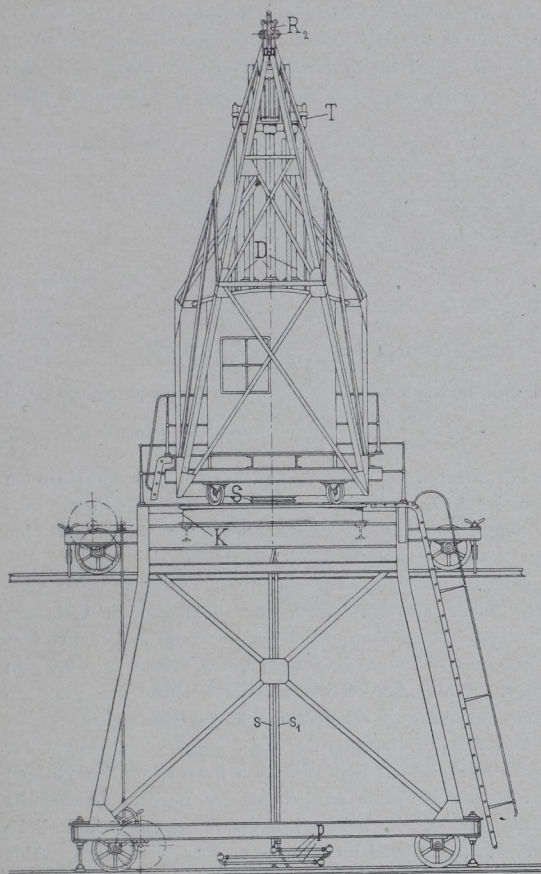
der einen Seite schlitzzartig erweitert. Um den Bewegungswiderstand des Schiebers beim Steuern zu vermindern, ist dieser teilweise entlastet. Zur Schmierung der Schieberfläche dienen zwei Behälter, aus denen das Fett durch Kanäle auf die Gleitflächen gedrückt werden kann. Die beiden Rohrstutzen, welche mit I und II bzw. a und b (Fig. 192) in Verbindung stehen, können gegebenen Falles einerseits durch die Ventile v_1 und v_2 mit dem Abflusskanal, andererseits durch die Ventile w_1 und w_2 mit dem Schieberkasten kommunizieren.

Die Steuerung erfolgt zwangsläufig, d. h. der Schieber lässt bei entsprechender Ausweichung zuerst das Druck-

der Ruhelage des Plungers, alle Öffnungen geschlossen. Bewegt man den Schieber aus dieser Mittellage nach links, so wird zunächst die Durchlassöffnung s über den Kanal II (Stellung 1) gebracht, und das Druckwasser gelangt nach b (Fig. 192) unter die innere Druckfläche (Durchmesser D_1) des Plungers. Bei weiterer Ausweichung des Schiebers in der genannten Richtung schliesst derselbe den Kanal II wieder und öffnet darauf durch seine äussere Kante den Kanal I (Stellung 2); es tritt dann das Druckwasser nach a (Fig. 192) unter die ringförmige Druckfläche (Durchmesser D und D_1) des Plungers. Derjenige von den beiden Cylindern C und C_1 in Fig. 192, welcher

in den genannten beiden Schieberstellungen kein Druckwasser erhält, saugt durch das Ventil v_1 bzw. v_2 Wasser aus dem Abflusskanal an. Geht der Schieber noch mehr nach links, so tritt bei der Stellung 3 wieder eine Eröffnung des Kanales II durch die äussere Schieberkante ein und das Druckwasser kann nun durch a und b unter beide Druckflächen strömen.

Fig. 190.

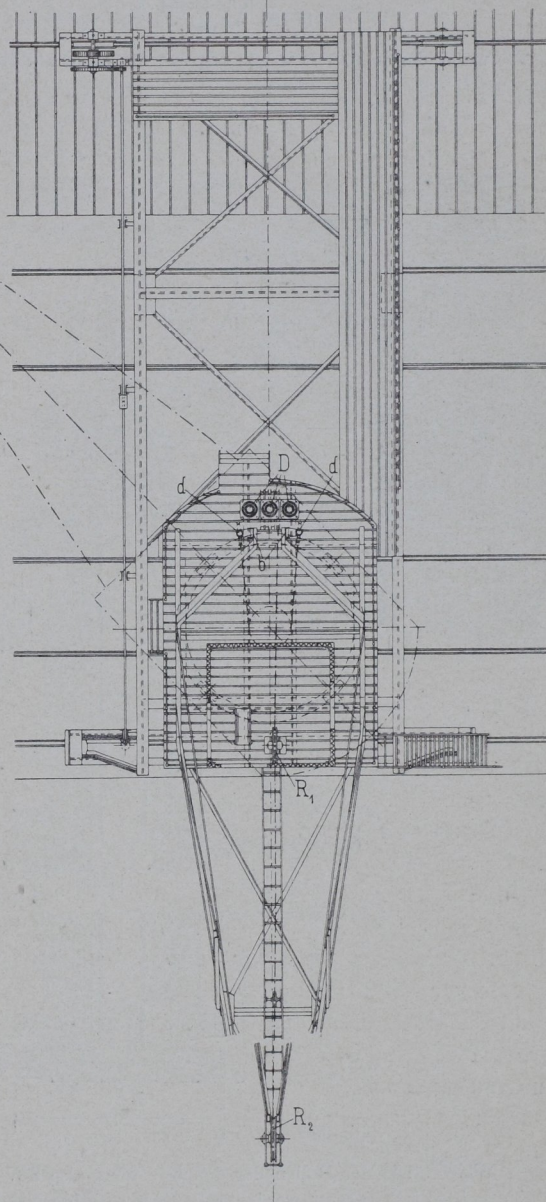


Zur Beendigung der Hubperiode ist der Schieber wieder in seine Mittellage zurück zu bringen. Beim Senken der Last muss der Schieber nach rechts ausweichen. In der Stellung 4 steht dann nur der Kanal I mit III und der anschliessenden Abflussleitung durch die Höhlung k in Verbindung. Genügt die Eröffnung dieses einen Kanales dazu, die Last zum Niedergehen zu bringen, so wird das Wasser aus dem Cylinder C_1 durch b (Fig. 192) und das Ventil w_2 (Fig. 193) in den Schieberkasten zurückgedrückt, wodurch eine teilweise Rückgewinnung an Druckwasser erzielt wird. In der Stellung 5 sind die beiden Kanäle I und II dem Wasseraustritt geöffnet. Die Ventile w_1 und w_2 heben sich auch bei zu schnellem Schliessen der Kanäle I und II durch den Schieber während des Lastniederganges und beugen dadurch der schädlichen Wirkung eines mit diesem schnellen Schluss stets verbundenen Wasserstosses vor.

Zur Berechnung der erforderlichen Plungerdurchmesser und Steuerungsquerschnitte können die auf S. 129 und 130 angegebenen Gleichungen dienen. Der Verlust-

faktor $1 + \varphi_h$ und der Stopfbuchswiderstand W ist vorher zu schätzen. Beide zusammen betragen ungefähr bei doppelter Übersetzung (1 feste und 1 lose Rolle im Flaschenzuge) 20 bis 25, bei vierfacher 25 bis 35, bei sechsfacher 35 bis 45, bei achtfacher 45 bis 55, bei zehnfacher 55 bis 65 Prozent der zu hebenden Last. Als Last der Schwenkeylinder gilt der Widerstand, der sich

Fig. 191.



dem Drehen des Kranes entgegensetzt. In der Regel bemisst man aber die Durchmesser der Schwenkkolben sehr reichlich, um die bei Beginn der Drehbewegung auftretenden bedeutenden Massenwiderstände überwinden zu können.

Beispiel.

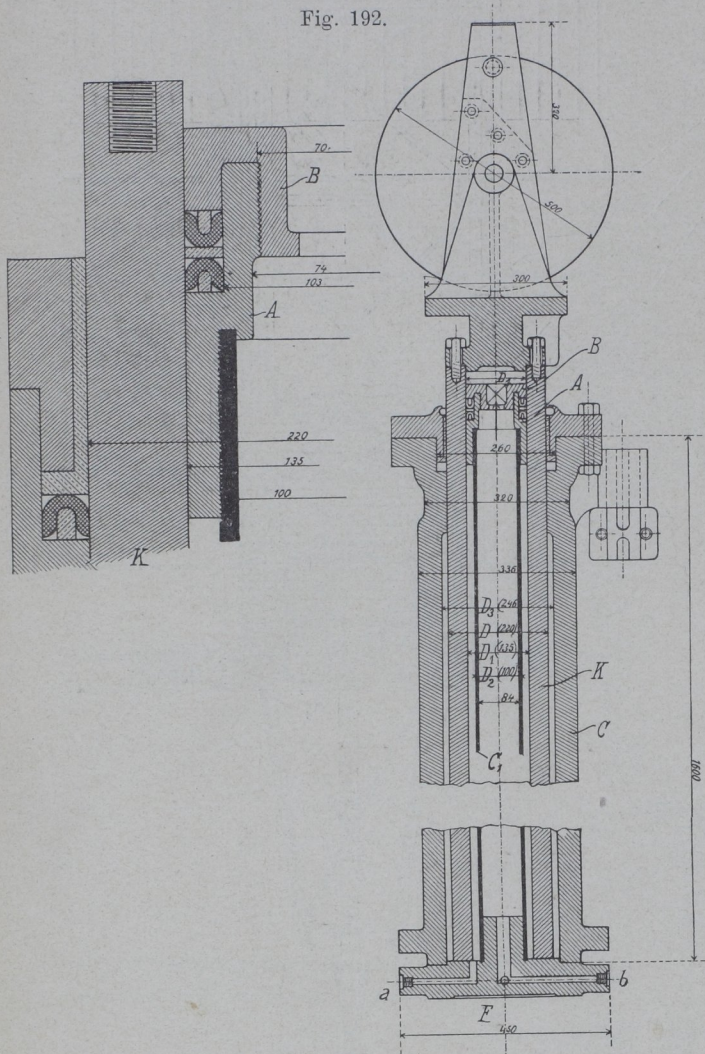
Wie berechnen sich die Verhältnisse des Hub- und Schwenkwerkes bei dem hydraulischen Drehkran auf Taf. 36 u. 37, wenn die Maximallast von 3500 kg mit ca. 0,2 m/Sek. Geschwindigkeit gehoben und im Hakenkreise von 10 m Ausladung mit ca. 1,5 m/Sek. Geschwindigkeit geschwenkt werden soll und das Druckwasser mit 22,5 Atm Überdruck in die Schieberkästen tritt?

Auf S. 229 wurde die Spannung in dem an den ruhenden Ausleger anschliessenden Trum des Lastseils zu $S = 6500$ kg ermittelt. Beim Heben der Last wird diese Spannung noch um den Reibungswiderstand vergrössert, den die Führungsrollen des Auslegers an der vertikalen Säule finden. Der Normaldruck, mit dem jede Rolle gegen ihre Führungsschiene gepresst wird, bestimmte sich nach S. 229 zu $H_0 = 14190$ kg. Ferner ist der Rollendurchmesser 40, der Zapfendurchmesser 10 cm. Für $f = 0,08$ cm und $\mu_1 = 0,1$ beträgt somit der fragliche Widerstand beider Rollen

$$W = 2 \cdot 14190 \frac{0,08 + 0,1 \cdot 5}{20} = \sim 823 \text{ kg,}$$

wofür der Sicherheit wegen und mit Rücksicht auf die übrigen

Fig. 192.



Widerstände der Rollen der doppelte Wert also $2W = 2 \cdot 823 = 1646$ kg, gesetzt werden soll. Als sonstige Nebenhindernisse treten die eigenen Widerstände der Leit- und Kraftrollen, sowie des Plungers in seiner Stopfbuchse und Führung auf. Wir schätzen dieselben auf 20 Prozent von $S + 2W$ und erhalten somit unter Berücksichtigung der Kraftrolle als eigentliche Last des Plungers, einschliesslich aller Widerstände,

$$2 \cdot 1,2 (S + 2W) = 2 \cdot 1,2 (6500 + 1646) = \sim 19550 \text{ kg.}$$

Der Druckverlust des Wassers in der Stenerung sei zu $0,1 \cdot 22,5 = 2,25$ Atm geschätzt, so dass auf den Plunger noch $22,5 - 2,25 = 20,25$ Atm wirken. Hiermit ergibt sich als erforderlicher Plungerquerschnitt

$$F = D^2 \frac{\pi}{4} = \frac{19550}{20,25} = \sim 966 \text{ qcm.}$$

Die Ausführung zeigt einen Plungerdurchmesser von $D = 355$ mm, dem ein Querschnitt von $F = 990$ qcm entspricht;

die Differenz dürfte bei den reichlich gerechneten Widerständen wohl genügen, um die Last und Massen beim Anheben hinreichend zu beschleunigen.

Die Grösse der Kanäle in der Schieberplatte der Hubsteuerung wird zunächst mit Rücksicht auf die Senkgeschwindigkeit des leeren Hakens zu bestimmen sein. Soll diese Geschwindigkeit ebensogross wie die Hubgeschwindigkeit der Maximallast, also $0,2$ m/Sek. sein, so bewegt sich der Plunger während des Senkens infolge der losen Rolle mit

$$c' = \frac{0,2}{2} = 0,1 \text{ m/Sek.,}$$

und der nun treibend wirkende, niedergehende Ausleger übt, wenn W jetzt für $H_0' = 3310$ kg (s. S. 229) mit ~ 200 kg und die Nebenhindernisse der Rollen und des Plungers wieder mit 20 Prozent angesetzt werden, auf den letzteren einen Druck von

$$2 \cdot 0,8 (S - Q - 2W) = 2 \cdot 0,8 (6500 - 3500 - 400) = \sim 4160 \text{ kg}$$

aus. Die hierdurch erzeugte Wasserpressung von

$$p_x' = \frac{4160}{990} = 4,2 \text{ Atm}$$

ruff nach Gl. 148, S. 130, mit $\zeta = 4,5$ eine Geschwindigkeit des Wassers in den Kanälen von

$$v' = 14 \sqrt{\frac{4,2}{4,5}} = \sim 13,5 \text{ m/Sek.}$$

hervor; diese wiederum verlangt einen Kanalquerschnitt von

$$f = \frac{F \cdot c'}{v'} = \frac{990 \cdot 0,1}{13,5} = \sim 7,33 \text{ qcm.}$$

Nach der Ausführung (Fig. 4, Taf. 37) sind die Kanäle 6 cm breit und 1,4 cm weit, ihr Querschnitt ist also $8,4$ qcm. Derselbe liefert aber bei den gerechneten Widerständen nur eine wenig grössere Geschwindigkeit als $0,2$ m/Sek.

Für das Heben der Maximallast würde sich bei vollständig geöffnetem Kanal auch nur annähernd die verlangte Geschwindigkeit ergeben, da der angenommene Druckverlust von $2,25$ Atm für diese einen Kanalquerschnitt von $\sim 9,9$ qcm verlangt. Das Senken der Maximallast würde bei ganz geöffnetem Schieber mit ca. $0,32$ m/Sek. vor sich gehen.

Die direkte Berechnung des Plungerquerschnittes für das Schwenkwerk mit Hilfe des zum Kranschenken nötigen Drehmomentes ist kaum möglich, da der fragliche Querschnitt mit Rücksicht auf die bei Beginn der Bewegung erforderliche Beschleunigung der Massen meistens sehr reichlich gewählt wird. Es kann deshalb hier nur eine Kontrolle der berechneten Dimensionen angestellt werden.

Der horizontale Druck in den beiden Lagern der Kransäule betrug nach S. 229 bei voll belastetem Kran $H = 6400$ kg. Das obere Rollenlager hat 20 Rollen von $D_0 = 12$ cm Durchmesser; der Durchmesser der Rollenbahn ist $D = 110$ cm. Das Reibungsmoment dieses Lagers ist also, wenn man annimmt, dass zwei Rollen den ganzen Druck übertragen, für

$$4 \frac{H}{2 \cdot \cos 18} 0,08 \left(1 + \frac{D}{D_0}\right) = 4 \frac{6400}{2 \cdot 0,951} 0,08 \left(1 + \frac{110}{12}\right) = \sim 10950 \text{ kgcm.}$$

Der untere Halszapfen (Fig. 5, Taf. 36) hat $d = 16$ cm Durchmesser. Für $\mu_1 = 0,1$ setzt er also seiner Drehung ein Reibungsmoment von

$$H \cdot \mu_1 \frac{d}{2} = 6400 \cdot 0,1 \cdot 8 = 5120 \text{ kgcm}$$

entgegen. Der Druck auf das untere Kugellager beträgt bei angehängter Maximallast ca. 22000 kg. Das Reibungsmoment dieses Lagers ist, da die nötigen Koeffizienten fehlen, nicht zu berechnen. Würde ein einfacher Spurzapfen von 8 cm mittlerem Durchmesser an stelle des Kugellagers vorhanden sein, so würde dessen Reibungsmoment für $\mu_1 = 0,1$

$$22000 \cdot 0,1 \frac{8}{2} = 8800 \text{ kgcm}$$

betragen. Das Moment des Kugellagers wird keinesfalls höher

sein. Mit dem berechneten Wert ergibt sich ein gesamtes Widerstandsmoment der Säule beim Drehen von

$$10950 + 5120 + 8800 = 24870 \text{ kgcm.}$$

Die Seilrolle, um welche das Schwenkseil geschlungen ist, hat einen Radius $R_0 = 57,5 \text{ cm}$. Der Widerstand an dieser Rolle folgt somit zu

$$\frac{24870}{57,5} = \sim 432,5 \text{ kgcm.}$$

Mit 20 Prozent Zuschlag für die Nebenhindernisse der Rollen und des Plungers erzeugt dieser Widerstand eine Belastung des treibenden Kolbens von

$$2 \cdot 1,2 \cdot 432,5 = 1038 \text{ kg.}$$

Nach der Ausführung ist der Durchmesser des Plungers $D_0 = 16 \text{ cm}$, sein Querschnitt $F_0 = 201 \text{ qcm}$. Zur Überwindung

und die Plungergeschwindigkeit

$$c_0 = 0,043 \text{ m/Sek.}$$

sein. Aus der Beziehung

$$F_0 \cdot c_0 = f_0 \cdot v_0$$

folgt dann für die Geschwindigkeit des Wassers in den Steuerungskanälen

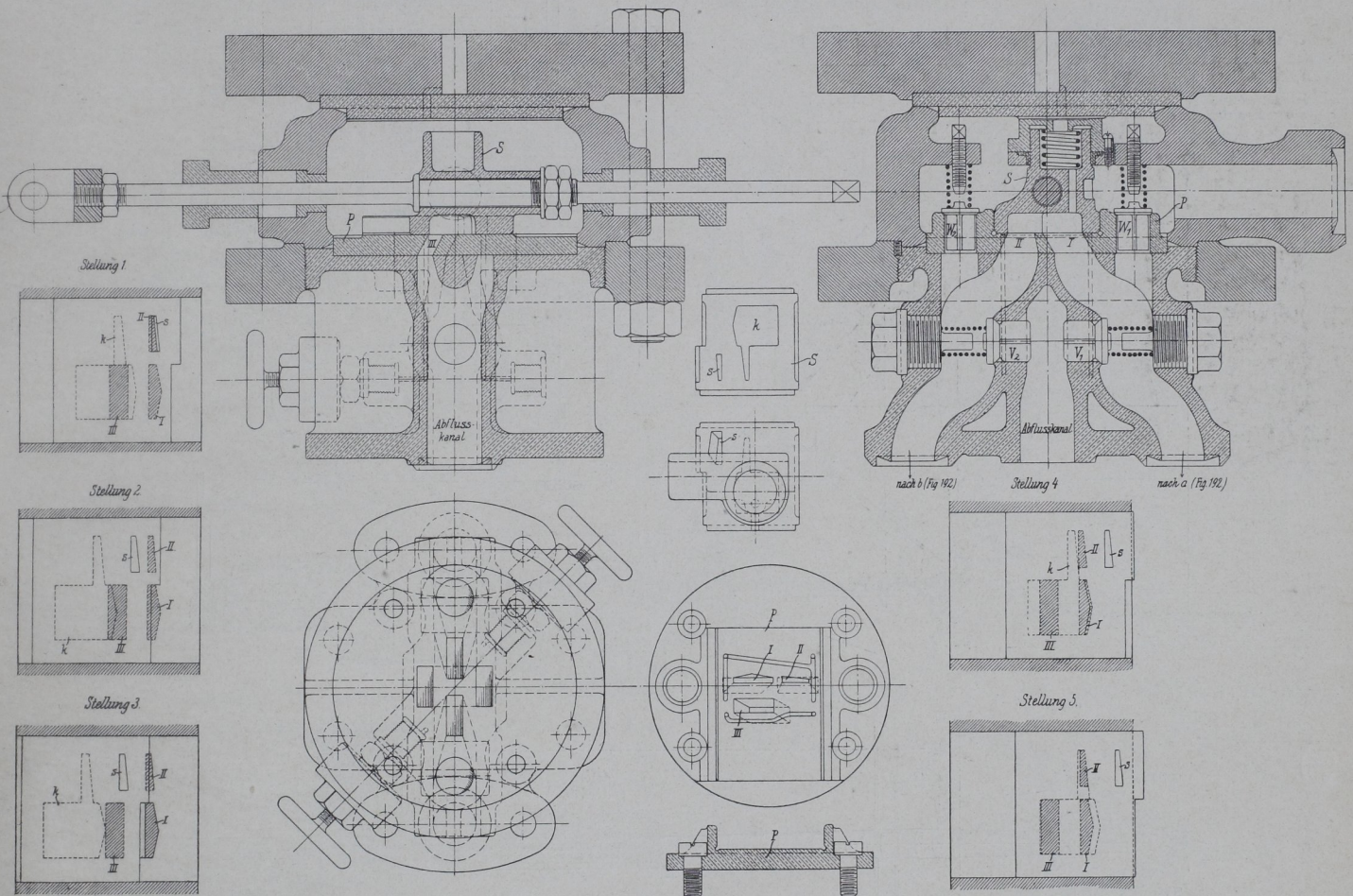
$$v_0 = \frac{201 \cdot 0,043}{0,64} = 13,5 \text{ m/Sek.}$$

Der hierzu erforderliche Wasserdruck ist nach Gl. 148, S. 130, für den grössten Wert $\zeta = 4,5$

$$p_x' = \left(\frac{13,5}{14} \right)^2 4,5 = 4,185 \text{ Atm.}$$

Mit 20 Prozent Zuschlag für die Nebenhindernisse an jedem Cylinder vergrössert sich dieser Druck am treibenden Cylinder auf

Fig. 193.



des genannten Widerstandes ist also eine Pressung von

$$\frac{1038}{201} = \sim 5,16 \text{ Atm}$$

unter dem Plunger erforderlich.

Weiter hat der treibende Plunger den Widerstand zu überwinden, welchen der andere Plunger bei seinem Eintritt in den Cylinder findet. Um diesen Widerstand annähernd zu bestimmen, beachten wir, dass die beiden Einlasskanäle in der Steuerung der Drehcylinder nach Fig. 5, Taf. 37, aus zwei abgerundeten Rechtecken von 0,6 cm Weite und 1,2 cm Breite bestehen, jeder von ihnen also einen Durchgangsquerschnitt von

$$f_0 = 0,6^2 + 0,6^2 \frac{\pi}{4} = \sim 0,64 \text{ qcm}$$

bei voller Eröffnung bietet. Weiter soll die Schwenkgeschwindigkeit im Hakenkreise von 10 m Radius 1,5 m/Sek. betragen. Im Kreise vom Radius R_0 muss dieselbe also

$$1,5 \frac{0,575}{10} = \sim 0,086 \text{ m/Sek.}$$

$$1,2^2 \cdot 4,185 = \sim 6,02 \text{ Atm.}$$

Im ganzen ist somit unter dem treibenden Plunger eine Pressung von

$$5,16 + 6,02 = 11,18 \text{ Atm}$$

erforderlich. Im Schieberkasten beträgt der Wasserdruck 22,5 Atm. Der Druckverlust in dem ganz geöffneten Kanäle des treibenden Cylinders ist ebenfalls, wie oben berechnet, höchstens $p_x' = 4,185 \text{ Atm}$ bei der verlangten Geschwindigkeit. Als wirklich vorhandener Druck unter dem treibenden Plunger gelten also

$$22,5 - 4,185 = 18,315 \text{ Atm.}$$

Derselbe übersteigt den erforderlichen Druck um

$$18,315 - 11,18 = 7,135 \text{ Atm}$$

und dürfte zur Beschleunigung der Schwenkmassen mehr als ausreichend sein. Im Beharrungszustande muss während des Schwenkens der treibende Wasserdruck natürlich stark abgedrosselt werden.

Sie werden meistens auf Werften und Hafenplätzen zum Einbau der Kessel und Maschinen in Dampfschiffe, zur Ausrüstung der Schiffe, Aufstellen der Maste usw. benutzt. Ihr Gestell besteht im wesentlichen aus drei Streben, von denen die eine rechtwinklig zur Kaikante

Fig. 194.

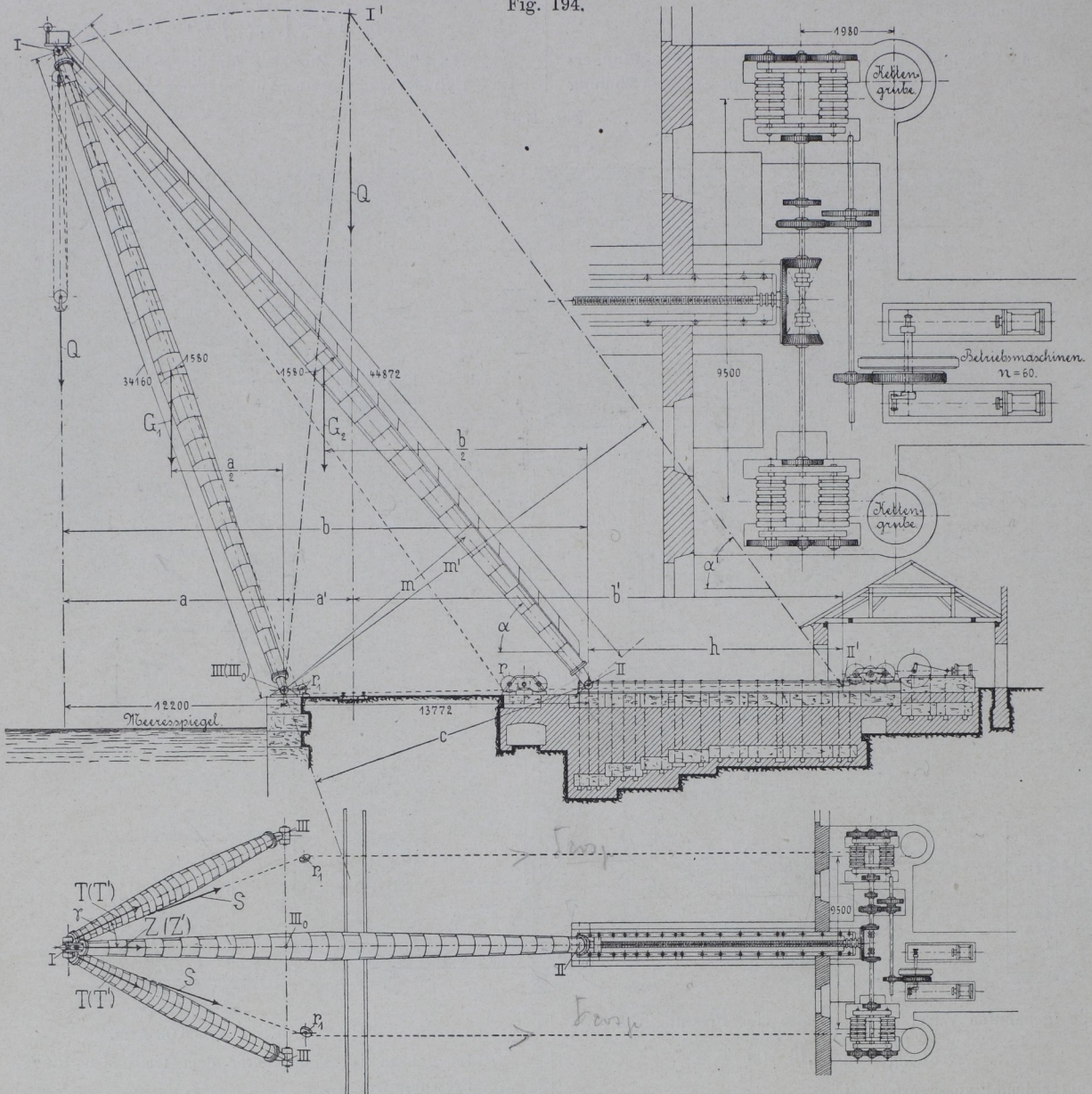


Fig. 194¹⁾ u. 195 des Textes zeigt als Beispiel den Scherenkran des k. k. Marinearsenals in Pola. Die

unteren Ende als Gegenhalt einen Kreuzkopf, der mit einer Rotgussmutter auf einer langen horizontalen Spindel verschiebbar ist. Bei einer solchen Verschiebung führt sich der Kreuzkopf in einem Bett, das durch zahlreiche Anker auf dem Fundament gehalten ist. Die Last hängt an zwei vierrolligen Flaschenzügen, deren obere Gehäuse in zwei Ösen k (Fig. 195) eingehakt sind. Die von den Flaschenzügen kommenden Ketten gehen zunächst über zwei Leitrollen r_1 (Fig. 194) am Fusse der seitlichen Streben und dann zu den Trommeln der beiden Räderwinden. Zum Antrieb derselben dient eine Zwillings-

maschine, die auch zur Drehung der erwähnten Schraubenspindel benutzt werden kann, da die der Maschine vorgebaute Transmissionswelle durch konische Räder mit dieser Spindel in Verbindung steht. Die angeordneten Ein- und Ausrückhebel, sowie die zugehörigen Kupplungen ermöglichen es, die beiden Bewegungen einzeln und zusammen vorzunehmen. Um erforderlichen Falles am Krangestell leichtere Lasten von Hand hochzuziehen, ist schliesslich noch eine zweite Winde r mit Handkurbeln vorgesehen.

Bezeichnet nach Fig. 194 des Textes

Q die Maximallast inkl. Flaschenzug usw.,

G₁ das Gewicht der beiden seitlichen,

G₂ dasjenige der mittleren Strebe, G₁ in der Mitte von I—III₀, G₂ in der Mitte von I—II bzw. I'—II' angreifend gedacht,

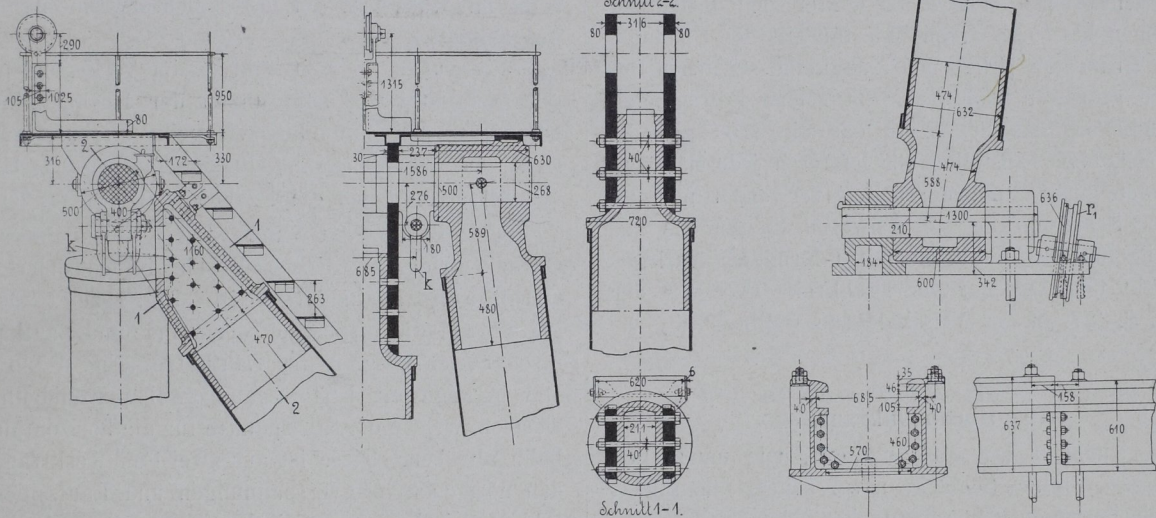


Fig. 195.

S die Spannung in jedem der beiden Kettentrume, welche von den Flaschenzügen zu den Rollen r₁ führen,

a den horizontalen Abstand der Lastrichtung von der Mitte III₀ der Verbindungslinie der unteren Bolzenmitten III III bei ausgelegtem,

a' denselben Abstand bei eingezogenem Kran,

b den horizontalen Abstand der Lastrichtung von der Mitte des Bolzens II bei ausgelegtem,

b' denselben Abstand in bezug auf II' bei eingezogenem Kran,

m die Senkrechte von III₀ auf I—II,

m' diejenige von III₀ auf I'—II',

c die Senkrechte von II auf I—III₀,

c' diejenige von II' auf I'—III₀*,

so ergeben sich unter der Annahme, dass die Kettenspannungen S in die Richtung der seitlichen Streben fallen, die folgenden Momentengleichungen und inneren Kräfte.

Bei ganz ausgelegtem Kran folgt für II als Drehpunkt

$$-Q \cdot b - G_1 \left(b - \frac{a}{2} \right) - G_2 \frac{b}{2} - 2S \cos \gamma \cdot c - 2T \cos \gamma \cdot c = 0$$

oder als Druckkraft für jede der beiden seitlichen Streben

$$T = \frac{1}{2c \cos \gamma} \left\{ Q \cdot b + G_1 \left(b - \frac{a}{2} \right) + G_2 \frac{b}{2} \right\} + S \quad 251$$

für III₀ als Drehpunkt

$$-Q \cdot a - G_1 \frac{a}{2} + G_2 \left(\frac{b}{2} - a \right) + Z \cdot m = 0$$

oder als Zugkraft in der mittleren Strebe

$$Z = \frac{1}{m} \left\{ Q \cdot a + G_1 \frac{a}{2} - G_2 \left(\frac{b}{2} - a \right) \right\} \quad 252$$

Bei ganz eingezogenem Kran ergibt sich für II' als Drehpunkt

$$-Q \cdot b' - G_1 \left(b' + \frac{a'}{2} \right) - G_2 \frac{b'}{2} - 2S \cos \gamma \cdot c' - 2T' \cos \gamma \cdot c' = 0$$

oder als Druckkraft für jede der beiden seitlichen Streben

$$T' = \frac{1}{2c' \cos \gamma} \left\{ Q \cdot b' + G_1 \left(b' + \frac{a'}{2} \right) + G_2 \frac{b'}{2} \right\} + S \quad 253$$

für III₀ als Drehpunkt

$$+Q \cdot a' + G_1 \frac{a'}{2} + G_2 \left(\frac{b'}{2} + a' \right) + Z' \cdot m' = 0$$

oder als Druckkraft in der mittleren Strebe

$$Z' = \frac{1}{m'} \left\{ Q \cdot a' + G_1 \frac{a'}{2} + G_2 \left(\frac{b'}{2} + a' \right) \right\} \quad 254$$

Auf die Schraubenspindel wirkt bei ganz ausgelegtem Kran eine nach links gerichtete Kraft

$$K = Z \cos \alpha \quad 255$$

sowie eine nach oben gerichtete Normalkraft

$$N = Z \sin \alpha \quad 256$$

ein. Bei ganz eingezogenem Kran dagegen greift an der Spindel eine nach rechts gerichtete Kraft

$$K' = Z' \cos \alpha' \quad 257$$

und eine abwärts gerichtete Normalkraft

$$N' = Z' \sin \alpha' \quad 258$$

an.

Die beiden seitlichen Streben sind für die grösste Kraft T bzw. T' auf Druck und Zerknicken, die mittlere Strebe für die Kraft Z auf Zug und für die Kraft Z'

*) c' ist in Fig. 194 des Textes nicht eingetragen.

auf Druck und Zerknicken zu berechnen. Auch darf die Bieigungsbeanspruchung der Streben durch ihr Eigengewicht nicht unberücksichtigt bleiben. Das Gleiche gilt für die Schraubenspindel bezüglich der Kräfte N und N' . Um bei ihr die Bieigungsbeanspruchung nicht zu gross werden zu lassen, unterstützt man die Spindel noch durch besondere Kipplager.

Die Lastwinde ist in bekannter Weise zu berechnen. Die Drehvorrichtung der Spindel ist eine Schraubenwinde, deren Last sich aus den obigen Kräften K und K' , sowie aus dem Reibungswiderstande des Kreuzkopfes in seiner Führung zusammensetzt.

Als Übelstand der vorstehend beschriebenen Kran-konstruktion ist die grosse Länge h der Spindel anzusehen. Um diese Länge zu verkleinern, hat man wohl die Spindel in das untere Ende der mittleren Strebe eingebaut. Auf solche und ähnliche Konstruktionen soll aber hier nicht näher eingegangen werden, da die Verwendung der Scherenkrane allgemein in letzter Zeit bedeutend abgenommen hat. Als Grund hierfür gilt der Umstand, dass die Krane der gehobenen Last keine seitlichen Bewegungen gestatten und dass, um solche Bewegungen zu ermöglichen, das Schiff, in das die Last gesenkt werden soll, beim Einstellen der letzteren jedesmal verholt werden muss. In neuerer Zeit verwendet man an stelle der Scherenkrane bei schweren Lasten die auf S. 221 angeführten Drehkrane mit T-förmigem Ausleger oder macht den Ausleger der Drehkrane nach Art der Fig. 180, S. 227, in der Vertikalebene stellbar.

§ 39.

Die Hochbahnkrane.

Zum Umladen von Massengütern, wie namentlich Kohle, Erze, Steine, Schlacke usw., benutzt man jetzt Krane, die im wesentlichen den früher behandelten Bockkranen mit Laufkatze gleichen und nach dem Vorschlage von Prof. Ernst allgemein als Hochbahnkrane bezeichnet werden. Von den einfachen Bockkranen unterscheiden sie sich aber hauptsächlich in zwei Punkten, nämlich zunächst in der grossen Spannweite des feststehenden oder fahrbaren Krangerüsts, das hier Arbeitsfelder bis zu 80 m und mehr überspannt, und dann in der bedeutend höheren Fahrgeschwindigkeit der Katze, die hier bis zu 2,5 m/Sek. und mehr beträgt. Bockkrane mit fahrbarer Laufwinde, welche die beiden Motoren zum Heben bzw. Senken der Last und zum Fahren der Winde mit sich führen, sind wegen des bedeutenden Eigengewichtes und hohen Massenwiderstandes dieser Winden beim Querfahren für solch grosse Geschwindigkeiten nicht geeignet, während Drehkrane, wenn sie ein Arbeitsfeld von über 14 m Radius überragen sollen, in ihrem Gestell zu schwer ausfallen und dann nicht nur der Drehbewegung einen beträchtlichen Widerstand entgegensetzen, sondern auch wegen der grossen Massenwirkungen kein schnelles Schwenken zulassen.

Grosse Spannweiten zur Bestreichung möglichst breiter Arbeitsfelder und grosse Hub- und Quersfahrgeschwindigkeiten zur Erzielung grosser Leistungen sind

also die wichtigsten Merkmale der Hochbahnkrane. Die grossen Spannweiten verlangen natürlich mächtige Eisen-gestelle, die so leicht, als es die Belastung und sichere Fahrt nur eben zulassen, gehalten werden. Neben der anfänglich geneigten Fahrbahn, wie sie wohl bei amerikanischen Ausführungen anzutreffen ist, kommen jetzt auch horizontale Bahnen vor. Die grossen Fahrgeschwindigkeiten fordern weiter möglichste Beschränkung des Fahrwiderstandes und möglichst ruhige Fahrt. Beiden Bedingungen genügt die gewöhnliche Laufkatze (Fig. 40 auf S. 40) nicht, da einestheils die bei ihrer Fortbewegung zu überwindende Differenz der Lastseilspannungen vor und hinter der Katze einen ganz bedeutenden Widerstand verursacht, andernteils die Last sich beim Fahren mit ihrer Hakenrolle auf dem Lastseil verschieben muss, wobei sie beträchtliche Schwankungen erfährt. Bei allen Hochbahnkranen finden wir deshalb auf die Konstruktion der Laufkatze besonderen Wert gelegt und dieselbe mit Rücksicht auf die beiden erwähnten Umstände ausgebildet.

Es würde zu weit führen, im vorliegenden Buche alle bekannteren Ausführungen der Hochbahnkrane zu besprechen. Es kann hier vielmehr nur auf einige Konstruktionen solcher Krane eingegangen werden; bezüglich der übrigen ist auf die Fachzeitschriften zu verweisen.

Auf Taf. 43 ist zunächst ein Hochbahnkran mit Greiferbetrieb der Firma Wilh. Fredenhagen in Offenbach a/Main dargestellt. Fig. 1 zeigt das Krangestell und die Disposition der Winde und Laufkatze mit ihren Seilen, Fig. 2 die Laufkatze, Fig. 3 die Winde. Das Krangestell besteht aus zwei pyramidenförmigen Türmen, welche die Stützpunkte für die horizontale Hochbahn abgeben. Diese ist aus zwei Fachwerkträgern mit den nötigen Schrägverspannungen und Laufschiene gebildet, zwischen denen die Laufkatze hindurchfährt. Die Winde steht in der mittleren Etage des landseitigen Turmes und besitzt drei Trommeln I, II und III (Fig. 3). Auf der Trommel I ist das Hubseil befestigt, das den Greifer in der später zu erklärenden Weise hebt und senkt. Es geht über die Rolle r_1 (Fig. 1) zur Laufkatze, trägt hier mit zwei festen und einer losen Rolle R_1 den Greifer und ist dann am äussersten Ende der Laufbahn am Bolzen p festgelegt. Die Trommel II dient zum Auf- und Abwickeln des Entleerungsseiles, das beim Öffnen des Greifers und Fahren der Laufkatze vom äussern zum innern Ende der Bahn hin benutzt wird. Dieses Seil ist von seiner Trommel über die Rolle r_2 (Fig. 1) zur Katze geleitet, um die obere Rolle R_2 des Greifers geführt und am Bolzen p_1 der Katze (Fig. 2) festgelegt. Um die Trommel III endlich ist das sogenannte Fahrseil zweimal geschlungen, und die beiden Enden desselben gehen über die Rollen r_3, r_4, r_5 (Fig. 1) an die äussere und über diejenigen r_6, r_7 an die innere Seite der Katze, diese in bekannter Weise zwischen sich fassend. Das Fahrseil zieht die Laufkatze von ihrer inneren zur äusseren Endstellung zurück. Sämtliche Trommeln sitzen lose drehbar auf einer Welle, welche durch ein doppeltes Vorgelege z, Z_1, z_2, Z_2 (Fig. 3) von einem 35 pferdigen Neben-

schluss- oder Drehstrommotor angetrieben wird. Gehalten werden die Trommeln, wenn sie sich nicht mit der Welle oder unter dem Eigengewichte des Greifers drehen sollen, durch die Differentialbremsen B_1 , B_2 , B_3 , die dann durch ihre mit Gewicht belasteten Hebel y_1 , y_2 bzw. y_3 angezogen sind. Zum Kuppeln der Trommeln mit ihrer Welle (bei gelösten Bremsen) dienen die Reibungskupplungen K_1 , K_2 , K_3 . Von ihnen kann die erste durch das Handrad h_1 auf der Welle v_1 ein- und ausgerückt werden. Die Welle v_1 trägt nämlich eine Schnecke s_1 , die durch das Schneckenradsegment b_1 die Welle w_1 mit der Ausrückgabel g_1 bewegt. Die Bremse B_1 der Trommel I dagegen muss durch den Hebel h_0 bedient werden, dessen Welle w_0 mittels einer unrunnen Scheibe u_1 den Hebel y_1 dieser Bremse bewegt. Bei den beiden anderen Trommeln II und III, deren Bremsscheiben den einen Teil ihrer Kupplung bilden, erfolgt das Einrücken der letzteren gleichzeitig mit dem Lösen der Bremse durch nur je einen Hebel. Für die Trommel II z. B. ist h_2 dieser Hebel, und die Welle v_2 desselben wirkt nicht nur durch Schnecke und Schneckenradsegment auf die Welle w_2 und Gabel g_2 der Kupplung K_2 ein, sondern hebt auch zu gleicher Zeit durch die unrunde Scheibe u_2 den Hebel y_2 der Bremse B_2 . Bei der Trommel III ist die Einrichtung die gleiche. Um weiter den Fahrwiderstand der Laufkatze zu vermindern, ist diese mit einer sogenannten Entlastungsvorrichtung ausgerüstet (Fig. 2), durch welche der Greifer während der Fahrt an der Katze aufgehängt und das Hubseil, dessen Spannungsdifferenz vor und hinter der Katze, wie früher erwähnt, den wesentlichsten Beitrag zum Fahrwiderstande liefert, zum grössten Teile entlastet wird. In den Endstellungen der Katze, wo der Greifer heruntergelassen werden muss, wird diese Entlastungsvorrichtung in der nachher beschriebenen Weise selbstthätig geöffnet und geschlossen. Im vorliegenden Falle geschieht dies nur in der äusseren Endstellung der Katze, da der Greifer bei der inneren Endstellung derselben zu seiner Entladung nur geöffnet, nicht, wie in Fig. 1 angedeutet, gesenkt zu werden braucht. Die Entlastungsvorrichtung lässt sich aber auch erforderlichen Falles leicht dahin abändern, dass ihre selbstthätige Ent- und Zuriegelung in den beiden Endstellungen der Laufkatze bzw. Last möglich ist.

In Fig. 2 ist die Entlastungsvorrichtung im geschlossenen Zustande mit eingehangenen Greifer dargestellt. Sie besteht aus zwei Hebeln B_1 , B_2 , die durch das Flacheisen z mit den Bolzen c und b untereinander verbunden sind. B_1 kann sich um den Bolzen d_1 , B_2 um denjenigen d_2 drehen. Sobald nun die Katze von rechts nach links in ihre äussere Endlage fährt, rückt ein Flacheisenbügel x durch die Rolle k den Bolzen c nach rechts, und eine entsprechend gestaltete Öffnung im Wangenblech der Katze bewegt dabei diesen Bolzen so, dass B_1 und B_2 sich öffnen und den Greifer zum Senken freigeben. Der Bügel x hält alsdann die Katze durch die Rolle k in ihrer Lage fest. Wird später, nachdem der Greifer wieder hochgehoben worden ist, die Katze in entgegengesetzter Richtung wie vorhin unter dem Bügel x heraus nach der inneren Endlage zu bewegt, so zieht

eine Feder f die beiden Hebel B_1 , B_2 wieder an und schliesst die Entlastungsvorrichtung. Die Differenz der Spannungen in dem Hubseil zu beiden Seiten der Katze braucht dann nur so gross zu sein, dass der gefüllte Greifer während der Fahrt geschlossen bleibt; das Eigengewicht und die Füllung desselben hängen an der Katze.

Ruht der geöffnete Greifer wie in Fig. 1 auf dem Fördergut des zu entladenden Schiffes, so setzt sich ein vollständiges Spiel der Hub- und Transportvorrichtung bis zu derselben Lage des Greifers aus den folgenden Bewegungen zusammen.

1. Füllen und Heben des Greifers.

Der Wärter löst hierzu durch den Hebel h_0 die Bremse B_1 (Fig. 3) der Trommel I und kuppelt diese gleichzeitig, indem er das Handrad h_1 der Trommel zudreht und dadurch die Kupplung K_1 einrückt, mit ihrer Welle. Das Hubseil wickelt sich dann auf und schliesst zunächst den fassenden Greifer. Ist derselbe geschlossen, so legt der Wärter den Hebel h_2 so weit gegen die Trommel II vor, dass diese, durch die Kupplung K_2 und deren Welle mitgenommen, das Entleerungsseil spannungslos zusammen mit dem sich hebenden Greifer aufwickelt. Dies dauert so lange, bis der obere Bügel S des Greifers (Fig. 2) zwischen die geöffneten Hebel B_1 , B_2 der Entlastungsvorrichtung getreten ist. Dann wird die Trommel I wieder von der Welle losgekuppelt und der Greifer durch die nun angezogene Bremse B_1 schwebend erhalten.

2. Fahren des gefüllten Greifers von der äusseren bis zur inneren Endlage der Katze.

Dieses erfolgt, sobald der Hebel h_2 weiter gegen die Trommel II ausgelegt wird und das Entleerungsseil die Katze anzieht. Dabei schliesst die Feder f (Fig. 2) zunächst die Hebel B_1 , B_2 der Entlastungsvorrichtung, und der Wärter kann nun durch geringes Lüften der Bremse B_1 den Bügel S des Greifers zum Hängen bringen, sowie das Hubseil so weit entlasten, dass nur der Greifer geschlossen bleibt. Während der Fahrt ist die Trommel III und das Fahrseil spannungslos nachzuziehen. Am Ende der Fahrt wird die Katze durch Zurückziehen des Hebels h_2 stillgesetzt und die Trommel II wieder durch die Bremse B_2 festgehalten.

3. Öffnen und Entleeren des gefüllten Greifers.

In der inneren Endlage der Laufkatze braucht der Greifer im vorliegenden Falle, wie schon angegeben, zur Entleerung nicht gesenkt, sondern nur geöffnet zu werden. Dies geschieht durch Nachlassen des Hubseiles bei festgehaltenem Entleerungsseil unter dem Eigengewicht des Greifers. Es braucht dazu nur die Bremse B_1 entsprechend gelüftet zu werden.

4. Rückfahrt des leeren Greifers von der inneren zur äusseren Endlage der Laufkatze.

Hierzu dient das Fahrseil, das von der Trommel III angezogen wird, sobald diese durch Auslegen des Hebels h_3 von der Kupplung K_3 und der Welle mitgenommen wird. Während der Fahrt wird das Entleerungsseil spannungslos nachgezogen.

5. Senken des geöffneten Greifers auf das Fördergut.

Nachdem die Katze wieder in ihre äussere Endlage gebracht ist und dadurch die Hebel $B_1 B_2$ der Entlastungsvorrichtung geöffnet worden sind, wird durch Lüften der Bremse B_1 der Greifer unter seinem Eigengewicht niedergelassen. Das Entleerungsseil ist dabei spannungslos nachzuziehen. Wurde der Greifer geschlossen zurückgefahren, so ist beim Senken desselben das Entleerungsseil wieder festzuhalten, sobald die Öffnung erfolgen soll.

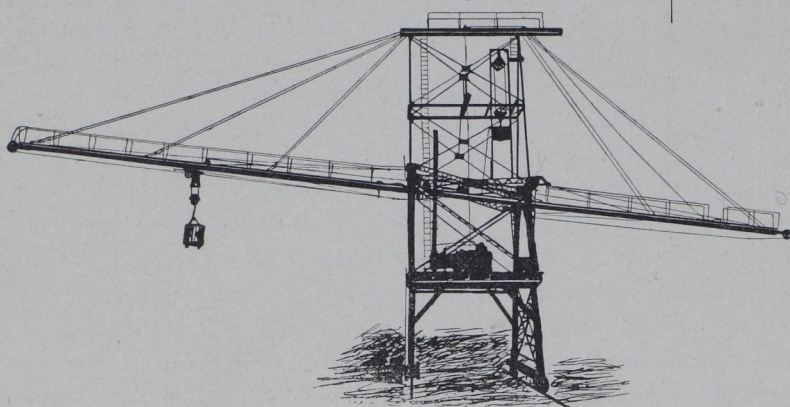
Der Motor macht 720 Umdrehungen in der Minute. Die beiden Räderpaare $z_1 Z_1, z_2 Z_2$ haben eine Übersetzung von 1:5 bzw. 1:6. Die Trommeln drehen sich somit

$$\frac{720}{5 \cdot 6} = 24$$

mal in der Minute. Bei 800 mm Trommeldurchmesser beträgt somit die Fahrgeschwindigkeit

$$w = \frac{0,8\pi \cdot 24}{60} = \sim 1 \text{ m/Sek.},$$

Fig. 196.



die Hubgeschwindigkeit infolge der losen Lastrolle

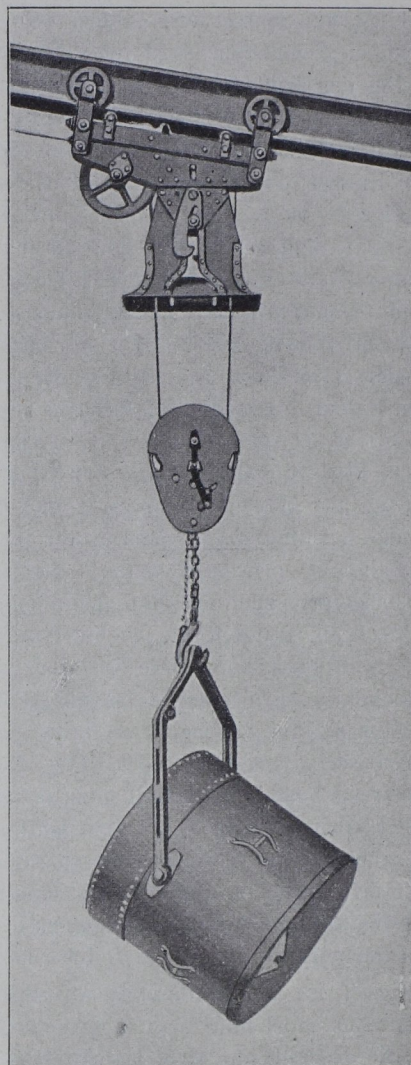
$$w = \frac{1}{2} \text{ m/Sek.}$$

Die ausführende Firma hat die vorliegende Hub- und Transportvorrichtung in vielen Exemplaren zur Zufriedenheit der Besteller geliefert. Die zahlreichen Hebel verlangen natürlich einen eingewöhnten Wärter, die Reibungskupplungen setzen der Steigerung der Geschwindigkeit, wie schon bei den Laufkranen mit nur einem Motor erwähnt, eine gewisse Grenze.

Eine weit verbreitete Hochbahnkrankonstruktion für sehr grosse Geschwindigkeiten ist die der Temperley-Company, welche in Deutschland durch die Firma Arthur Koppel in Berlin vertreten wird. Fig. 196 des Textes zeigt zunächst die allgemeine Anordnung derselben. Als Fahrbahn für die Laufkatze dient der Unterflansch eines mit der Steigung 1:6 bis 1:4 schräg gelegten I-Trägers, zu dessen Stützung in der Mitte ein vierseitiger Pyramidenturm in Fachwerk benutzt ist, während die frei vorstehenden Enden durch Seile und Zugstangen gehalten sind. Die Katze ist nach Fig. 197 des Textes zur Hauptsache in Walzeisen hergestellt und hat vier, der Steigung des I-Flansches entsprechend schräg gestellte Laufrollen. Sie trägt ferner eine nach unten offene Glocke, in welche die lose Lastrolle bei

ihrer höchsten Stellung tritt. Zum Heben und Senken der Last, sowie zum Fahren der Katze dient nur ein einziges Seil, das von der Trommel einer im mittleren Stützturm aufgestellten Dampf- oder elektrischen Winde zunächst über eine Leitrolle im oberen Teile des Turmes, dann über eine solche am höher liegenden Ende der schrägen Laufbahn und schliesslich zur Laufkatze selbst geht. An dieser ist es um eine feste und die vorher erwähnte lose Rolle geschlungen und dann an einem Bolzen festgelegt (s. Fig. 198 des Textes). Die Winde

Fig. 197.

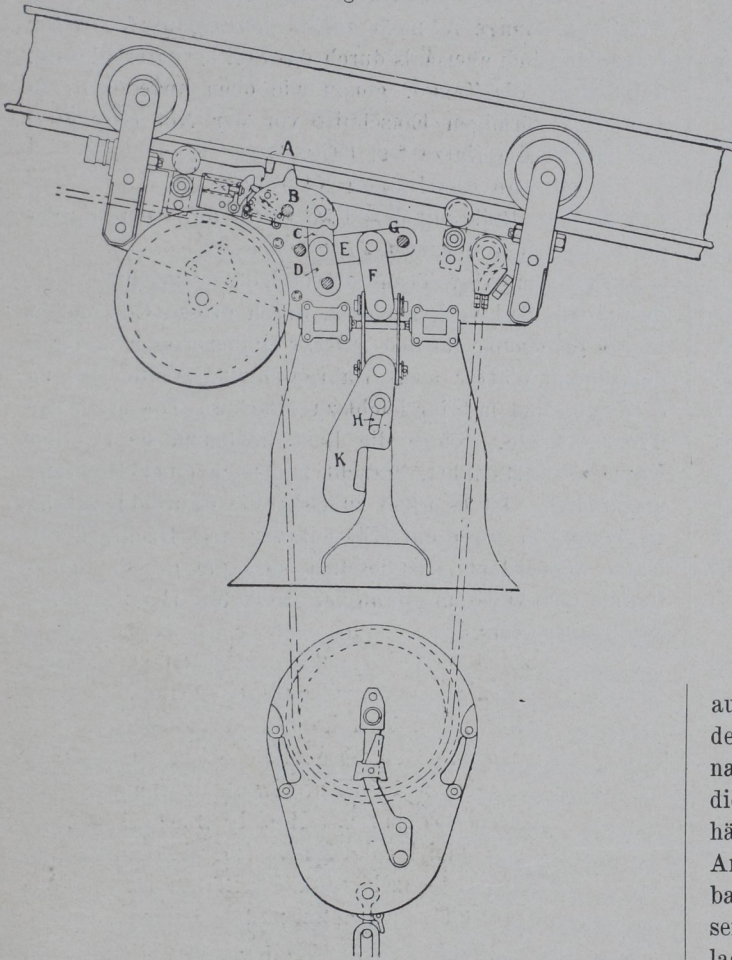


hebt die grösste Last ungefähr mit der halben Geschwindigkeit, mit der sie dieselbe die schräge Laufbahn aufwärts fährt. Da der Fahrwiderstand aber nur ca. die Hälfte des Lastzuges beträgt, so sind für beide Bewegungen annähernd gleiche Leistungen erforderlich. Die Katze läuft ferner von selbst wieder die schräge Laufbahn herunter, sobald das Seil hierzu freigegeben wird. Stückgüter, wie Kisten, Ballen, Säcke usw., die gegebenen Falles auch mit der Vorrichtung versetzt werden können, finden unmittelbar am Haken der losen Rolle Aufhängung. Zum Verladen von Massengütern dagegen, wie Kohle, Erze, Steine usw., dient ein am Haken mittels Kette befestigter Kübel. Derselbe ist dann so bemessen und

aufgehungen, dass sein Schwerpunkt im gefüllten Zustande über, im leeren unter der Aufhängung liegt. Der gefüllte Kübel, der während des Hebens, Senkens und Fahrens durch einen Riegel an seinem Tragbügel gehalten wird, kann ferner zur Entleerung durch eine sinnreiche Vorrichtung an der Hakenflasche von der Winde aus leicht gekippt werden, worauf er sich entleert wieder selbstthätig aufrichtet und nach Einschnappen in den angeführten Riegel in dieser Stellung verbleibt.

Der wichtigste Teil der vorliegenden Hub- und Transportvorrichtung bildet natürlich die Laufkatze.

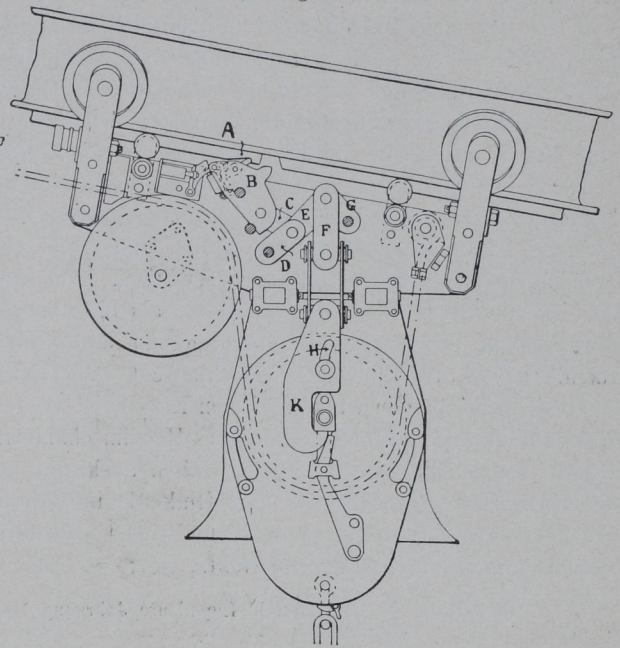
Fig. 198.



Da das eine Seil sowohl zum Heben und Senken der Last als auch zum Fahren der Katze benutzt wird, so ist klar, dass beim Heben und Senken der Last die Katze feststehen, d. h. an der schrägen Laufbahn verriegelt sein muss, während umgekehrt beim Fahren der Katze die lose Rolle in ihrer höchsten Lage festzuhalten, d. h. in der oben erwähnten Glocke der Katze einzuschalten ist. Diese beiden Lagen der Katze und Last werden durch einen eigentümlichen Hebelmechanismus erzielt, der aus Fig. 198 und 199 des Textes ersichtlich ist. Fig. 198 zeigt die Katze während des Hebens und Senkens der Last. Damit durch das Seil nur die lose Rolle auf- oder abbewegt, die Katze aber nicht auf ihrer Laufbahn verschoben werden kann, ist diese durch eine Klinke B an dem I-Träger verriegelt. Ein Ansatz der Klinke

greift zu diesem Zwecke in eine Nut, deren sovielen am unteren Flansche des Trägers vorhanden, als Haltestellen für die Katze beim Aus- und Einladen vorgesehen sind, und der Kniehebel CD hält die Klinke und Katze in der angegebenen Lage dadurch fest, dass er über seine Strecklage durchgedrückt ist. Nur eine nach oben gerichtete Kraft kann ihn aus seiner Strecklage zurückführen. Diese wird von der losen Lastrolle ausgeübt, sobald sie am Ende ihrer Hubbewegung gegen den Haken K stösst. Dadurch wird aber nicht nur das Glied F gehoben und der Hebel CD eingeknickt, sondern

Fig. 199.



auch die lose Lastrolle in den Haken K eingeklinkt, der durch den Schlitz bei H eine kleine Bewegung nach rechts macht. Der Hebelmechanismus nimmt jetzt die in Fig. 199 angedeutete Lage ein. Die Lastrolle hängt nun am Haken fest, und das Seil wird beim Anziehen oder Loslassen nur die Katze an der Laufbahn entlang bewegen, nicht aber die Last heben oder senken. Der Kniehebel DE ist dabei über seine Strecklage durchgedrückt und kann aus dieser nur durch die Zunge A der Klinke B befreit werden. Sobald diese Zunge nämlich bei der angedeuteten Lage und bei einer Bewegung der Katze von links nach rechts in einen winkelförmigen Ausschnitt, deren sich hinter jeder Nut einer befindet, stösst, wird sie nach links herum geworfen und der früher erwähnte Ansatz der Klinke B in die Nut des Trägers gedrückt, der Mechanismus also wieder in die Lage der Fig. 198 gebracht. Gleichzeitig bewegt sich aber auch der Haken K infolge des Schlitzes H wieder etwas nach links und giebt dadurch die lose Lastrolle zum Senken der Last oder des leeren Hakens frei.

Verfolgen wir auch hier ein vollständiges Spiel der Hub- und Transportvorrichtung und nehmen an, der Förderkübel befinde sich an der Beladestelle, so ergeben

sich, bis der Kübel an der Entladestelle entleert und in die anfängliche Lage zurückgebracht ist, nach Kammerer¹⁾ die folgenden Bewegungen.

1. Heben der Last. Die Laufkatze ist an der Laufbahn verriegelt, und der Hebelmechanismus nimmt die in Fig. 198 angegebene Lage ein. Durch Aufwickeln des Seiles von der Trommel wird die Last gehoben, und die lose Lastrolle stösst bei ihrer höchsten Lage gegen den Haken K, klinkt sich, wie oben angegeben, in denselben ein und entriegelt dadurch die Katze, indem die Klinke B gedreht wird.

2. Fahren der Last nach der Entladestelle aufwärts. Der Hebelmechanismus der Katze liegt so, wie Fig. 199 angiebt, nur zeigt die Zunge A anfänglich nicht nach rechts, sondern nach links. Durch weiteres Aufwickeln des Seiles wird die Laufkatze die schräge Bahn aufwärts gezogen, und die Zunge A, welche durch eine Feder gegen den unteren Flansch des I-Trägers gedrückt wird, schlägt, sobald sie in die erste Nut des letzteren kommt, nach rechts herum. Während des Fahrens hängt die Last an der Katze, und es ist vom Seile nur der Fahrwiderstand zu überwinden. Am Ende der Fahrt wird die Katze etwas weiter als die über der Entladestelle befindliche Nut gefahren und dann durch Nachlassen des Seiles wieder zurückbewegt. Die Zunge A stösst dabei in den winkelförmigen Einschnitt vor der Nut. Dadurch wird eine Bewegung des Hebelmechanismus erzielt, welche die lose Rolle vom Haken ausklinkt und die Katze mit dem Ansätze der Klinke B in die Nut des I-Trägers verriegelt, so dass nun wieder die durch Fig. 198 angedeutete Lage entsteht.

1) S. Zeitschrift des Ver. deutsch. Ingenieure, Jahrgang 1901, S. 1487.

3. Senken der Last und Heben des leeren Kübels.

Jenes geschieht durch Nachlassen, dieses durch Anziehen des Seiles. Am Ende des Hubes wird die Katze wieder entriegelt und die lose Rolle eingeklinkt. Der Hebelmechanismus hat dann die in Fig. 199 angegebene Lage, nur zeigt die Zunge A nach links.

4. Fahren des leeren Kübels abwärts zur Beladestelle zurück.

Die Katze geht bei sich abwickelndem Seile die schräge Bahn von selbst herunter und wird etwas über die Nut an der Beladestelle hinaus bewegt, dann aber wieder vom Seil etwas über die Nut zurückgezogen, wobei die Zunge A nach rechts herumgeworfen wird, und schliesslich abermals durch das Seil heruntergelassen. Jetzt stösst die Zunge, genau wie oben angegeben, in den winkelförmigen Einschnitt vor der Nut (Fig. 199) und riegelt die Katze fest (Fig. 198).

5. Senken des leeren Kübels.

Die lose Rolle mit dem Kübel geht unter dem Eigengewichte beider herunter.

Die Temperley-Transportvorrichtung zeichnet sich, da nur ein Seil vorhanden ist, durch grosse Einfachheit in der Bedienung für den mit ihr einigermaßen vertraut gemachten Wärter aus. Fahrgeschwindigkeiten bis zu 3 m/Sek. sind mit ihr leicht zu erzielen. Die treibende Trommelwinde, welche die Last hebt und sie mit der Katze aufwärts fährt, braucht nur nach einer Richtung umzulaufen. Ist es nicht zulässig, die Fahrbahn schräg zu legen, so wird ein Hilfsseil für den Rücklauf der Katze angeordnet. Schliesslich sind die grosse Leichtigkeit und Anpassungsfähigkeit wertvolle Eigenschaften des Transporters.