

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 Kran säule 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 Laufring 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 Kranseite 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 Laufring 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

$$w = \frac{1}{12 \cdot 51,2} \left\{ 22 \cdot 102,4^3 - 2 \cdot 2,5 \cdot 100^3 - 2 \cdot 6,8 \cdot 97,6^3 - 2 \cdot 1,2 \cdot 84^3 - 2 \cdot 1,9 \cdot (102,4^3 - 97,6^3) \right\} = \sim 6520 \text{ cm}^3$$

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

$$J_y = \frac{2}{12} \left\{ 1,2 \left( 22^3 + 17^3 \right) + 6,8 \cdot 3,4^3 + 0,5 \cdot 29,6 \cdot 1^3 - 2,4 \left( 12,1^3 - 8,3^3 \right) \right\} = 2679,2 \text{ cm}^4,$$

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.

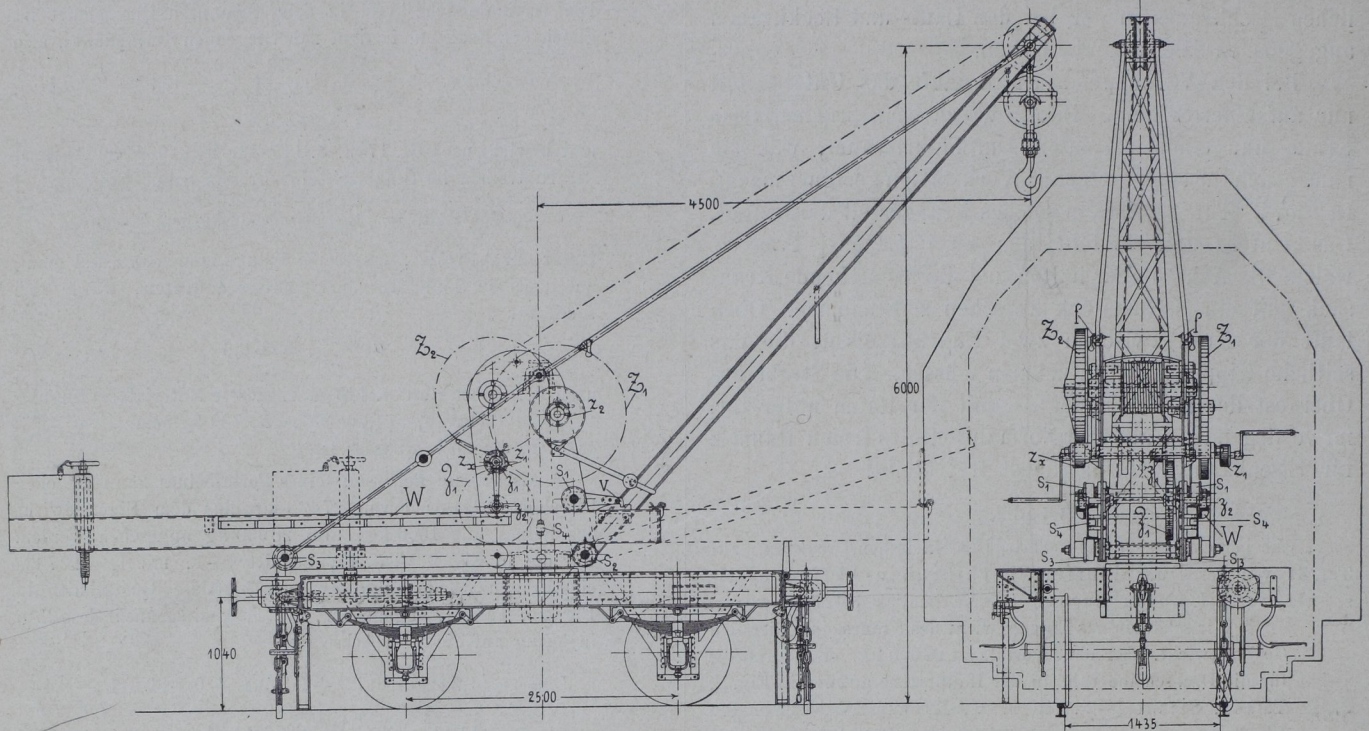
Die Ausführung des Triebwerkes zeigt bei den vorliegenden Kranen wenig Verschiedenheit. Zum Antrieb dienen meistens Kurbeln, seltener Haspelräder. Das

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 Auswechslung 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 Sperrbremse 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  $\beta_3$  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 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 Hohl-gussbock 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  $\beta_x$  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  $\beta_2$ , welche vermittelt des Vorgeleges  $\beta_1, \beta_2$  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 Kranfahrwerks 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

$$\left(\frac{\beta}{\beta^0}\right)^1 = (1 + \varphi_v) \frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{P}_0 \cdot a_0} \dots 241$$

mit  $1 + \varphi_v = 1,09$  bei einfachem,  $= 1,09^2$  bei doppeltem Vorgelege usw.,

$\mathfrak{P}_0$  als Betriebskraft,  $a_0$  als Kraftarm.

$\mathfrak{M}$  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

$$\mathfrak{M} = (Q + G_s) \mu_1 \frac{d_0}{2} + H \cdot \mu_1 \left( \frac{d}{2} + \frac{D}{2} \right) \dots 242$$

mit oberem Spur- und unterem Rollenlager (Fig. 159, S. 207) zu

$$\mathfrak{M} = (Q + G_s) \mu_1 \frac{d_0}{2} + H \cdot \mu_1 \frac{d}{2} + 2H_1 \left( f + \mu_1 \frac{b_0}{2} \right) \frac{D}{\mathfrak{D}_0} \dots 243$$

mit oberem Rollenwälzungs- und unterem Spurlager (Fig. 171, S. 218) zu

$$\mathfrak{M} = (Q + G_s) \mu_1 \frac{d_0}{2} + H \cdot \mu_1 \frac{d}{2} + 4H_1 \cdot f \left( 1 + \frac{D}{\mathfrak{D}_0} \right) \dots 244$$

$Q + G_s$  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,

$H_1 = \frac{H}{2 \cos \gamma}$  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,

$\mathfrak{D}_0$  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

$$w_0 = c_0 \frac{a}{a_0} \left( \frac{\beta}{\beta^0} \right) \dots 245$$

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 Zähnezah  $z_1 = z_2 = 13$  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

$$\mathfrak{M} = 10000 \cdot 0,1 \frac{4,5}{2} + 33030 \cdot 0,1 \left( \frac{14}{2} + \frac{33,5}{2} \right) = 80741 \text{ kgcm.}$$

Gestattet man dann noch für die kurze Zeit des Schwenkens eine Betriebskraft  $\mathfrak{P} = 2 \cdot 16 = 32$  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

$$\frac{\beta_1 \beta_2 \beta_3}{\beta_4 \beta_5 \beta_6} = \frac{40 \cdot 40 \cdot 80}{10 \cdot 14 \cdot 11} = \sim 83,1.$$

1) Der Index Null ist bei den Zahnrädern des Schwenkwerkes nur dann angegeben, wenn der Kran zugleich eine Laufkatze hat.