

蘇聯機器製造百科全書

第九卷

- 第二十二章 簡單起重機械(滑車、舉重器、絞車及手動複式滑車)
第二十三章 電動複式滑車、小型吊車和單軌行車
第二十四章 通用起重機與建築安裝起重機
第二十五章 移動式旋臂起重機
第二十六章 橋式起重機與起重樑
第二十七章 門式起重機和運載橋

蘇聯機器製造百科全書編輯委員會編



機械工業出版社

目 次

第二十二章 簡單起重機械(滑車、舉重器、絞車及手動複式滑車)

(阿勃拉莫維奇 И. И. Абрамович)

舉重器(千斤頂).....	1	絞盤.....	14
滑輪與滑車.....	6	參考文獻.....	14
絞車(捲揚機).....	9		

第二十三章 電動複式滑車、小型吊車和單軌行車

(斯比啓納 И. О. Спицина)

概論.....	1	單軌行車.....	8
電動複式滑車.....	1	參考文獻.....	8
小型吊車.....	4	中俄名詞對照表.....	9

第二十四章 通用起重機與建築安裝起重機

(葉林松 И. И. Елинсон)

旋轉起重機.....	1	建築安裝起重機.....	7
用外連上支承的起重機.....	1	臂樑起重機.....	7
柱上起重機.....	1	動臂起重機.....	7
轉盤旋轉起重機.....	3	輕型移動式與拆運式建築起重機.....	9
移動式牆上懸臂起重機.....	4	塔式建築起重機.....	14
自行車式起重機.....	5	參考文獻.....	16

第二十五章 移動式旋臂起重機

(葉林松 И. И. Елинсон)

概論.....	1	汽車起重機.....	20
履帶起重機.....	14	參考文獻.....	23
鐵道起重機.....	18	中俄名詞對照表.....	24

第二十六章 橋式起重機與起重樑

(尼柯拉葉夫斯基 Г. М. Николаевский)

手拉橋式起重機.....	1	設計與計算橋式起重機的主要資料.....	24
電動橋式起重機.....	1	參考文獻.....	27
起重樑.....	22	中俄名詞對照表.....	28

第二十七章 門式起重機和運載橋

(葉林松 И. И. Елинсон)

門式和半門式起重機.....	1	概論.....	8
概論.....	1	金屬結構.....	10
支承構架和行駛機構.....	1	橋架的行駛機構.....	10
轉台和旋轉機構.....	2	懸樑的升降機構.....	12
起重機構.....	3	旋轉起重機和起重行車.....	12
臂樑(懸臂)與變幅度機構.....	3	防爬裝置.....	14
運載橋.....	8	參考文獻.....	15
		中俄名詞對照表.....	16

第二十五章 移動式旋臂起重機

概 論

移動式旋臂起重機常用以担任轉運或安裝作業(用吊鉤或抓斗工作時),間或用以担任挖掘、平整或其他類似的工作(當備有所謂更換設備時,成套的更換設備包括正向掘斗、反掘斗、犁鏟、導索掘斗、打樁機等)①。

任一移動式旋臂起重機都由下列幾部分組成:1)行走部分;2)帶有傳動裝置與支承迴轉裝置的轉台;3)工作裝置。

按照行走部分的結構類型,起重機可以分為履帶起重機(圖1)、鐵道起重機與汽車起重機,而汽車起重機可以安裝在普通載重汽車的底盤上面(圖2),或裝以特種行走底架與底盤(圖3)。

根據驅動方式,旋臂起重機可分為手動起重機、內燃機驅動的起重機、電動起重機與蒸汽起重機。最後兩種又可分為單發動機驅動的或多發動機驅動的(即起重機的每一運轉機構用一單獨的發動機)。

移動式旋臂起重機沒有一定的移運貨物的範圍限制,一般都可進行下述幾項操作:a)升降搬貨工具(吊鉤、抓斗、磁鐵吸盤等);b)變更起重臂伸幅;c)使迴轉部分旋轉;d)在工作區內行駛;e)旋轉行走部分(當用履帶式或汽車式行走裝置時)。

在蘇聯,旋臂起重機的主要參數由蘇聯國家標準ГОСТ 518-41 '單斗挖土機與周轉旋臂起重機'以及ГОСТ 877-41 '周轉鐵道起重機'規定。ГОСТ對於設計者如何選擇傳動方式與結構形式並未加以限制,但對起重機的下述外形規格定有標準:a)界限尺寸、軸距與輪距;b)載重量、伸幅與更換設備的容量;c)生產率(單位時間內的最小循環數);d)重量(平均的與最大的);對地面的壓力強度、汽車與鐵道起重機車輪上的壓力;e)汽車與鐵道起重機的軸數、履帶起重機的履帶支承面尺寸。

絕大多數在行走部分結構上不不同的移動式旋臂起重機的迴轉部分、捲揚機、傳動裝置、駕駛裝置等的部件與機件的結構並無區別。

貨物捲揚機(主捲揚機):這類起重機的貨物捲揚機常用複式滾筒製成,使可能用抓斗與其他更換設備工作,滾筒可裝在同一根軸上(即所謂單軸捲揚機,圖

4),或者裝在兩根平行軸上(即所謂雙軸捲揚機,圖5)。兩個滾筒的直徑和轉數相同,而滾筒的長度則因每個滾筒的容繩量不同而常不一致。

為了使用不同的更換設備時便於改裝起見,把滾筒裝成可以分開的(由兩個半邊組成)。同時把用來担任直接起重作業(提升貨物)的滾筒表面製成捲繞一層貨物繩的螺旋索槽。用於其餘各種更換設備的滾筒,則製成光滑的圓柱形表面,並繞上不多於三層的繩索。

用單發動機驅動時,滾筒活動地套在軸上而由起重機司機用離合器接合。用多發動機驅動時,複式滾筒捲揚機備有兩個發動機,滾筒是固定在軸上的。

捲揚機每一滾筒都是直接與制動器盤相連接的。蘇聯的現行技術安全規程允許在祇用來提升貨物的起重機上安置閉式制動器,在用以使用各種更換設備(其中包括抓斗)工作的起重機上允許安裝外張式制動器。在用機械操縱系統的蘇聯國產挖土起重機結構中,用吊鉤工作時的閉式制動器容易改變為用他種更換設備工作時的外張式制動器(圖6)。在多數外國挖土起重機的構造中只有外張式制動器。在有些起重機結構中,是脫開發動機的主離合器來降落沉重貨物(重量超過起重機最大載重量一半以上),而將傳動裝置接合到捲揚機的貨物滾筒上以作為慣性配重(接合滾筒的離合器,須能在兩個旋轉方向都容許扭力的傳遞)。

起重臂捲揚機:用來變更小型與中型載重量起重機上的起重臂伸幅的起重臂捲揚機是由單滾筒作成,而用在大載重量的救援起重機上的,則是由兩個滾筒裝在同一軸上的複式滾筒作成(目的在於減小鋼繩直徑)。

起重臂捲揚機的滾筒通常為光滑鑄件,捲繞鋼繩不得多於五層。滾筒經蝸桿或齒輪傳動裝置而旋轉。

蝸桿傳動裝置是自制動的,用這種傳動裝置時,由逆轉捲揚機的驅動裝置來使起重臂降落②。在多數結構中,這種逆轉是由中央換向裝置(也可供迴轉機構和行駛機構換向之用)來實現的,但在有些結構中,為此用有特種換向裝置。

① 在結構上允許使用更換設備的移動式旋臂起重機(履帶式的或汽車式的)稱為挖土起重機。

② 對於有蝸桿傳動裝置的捲揚機,當蝸桿圓周速度不大於1.5公尺/秒時,得用鑄鐵蝸輪。

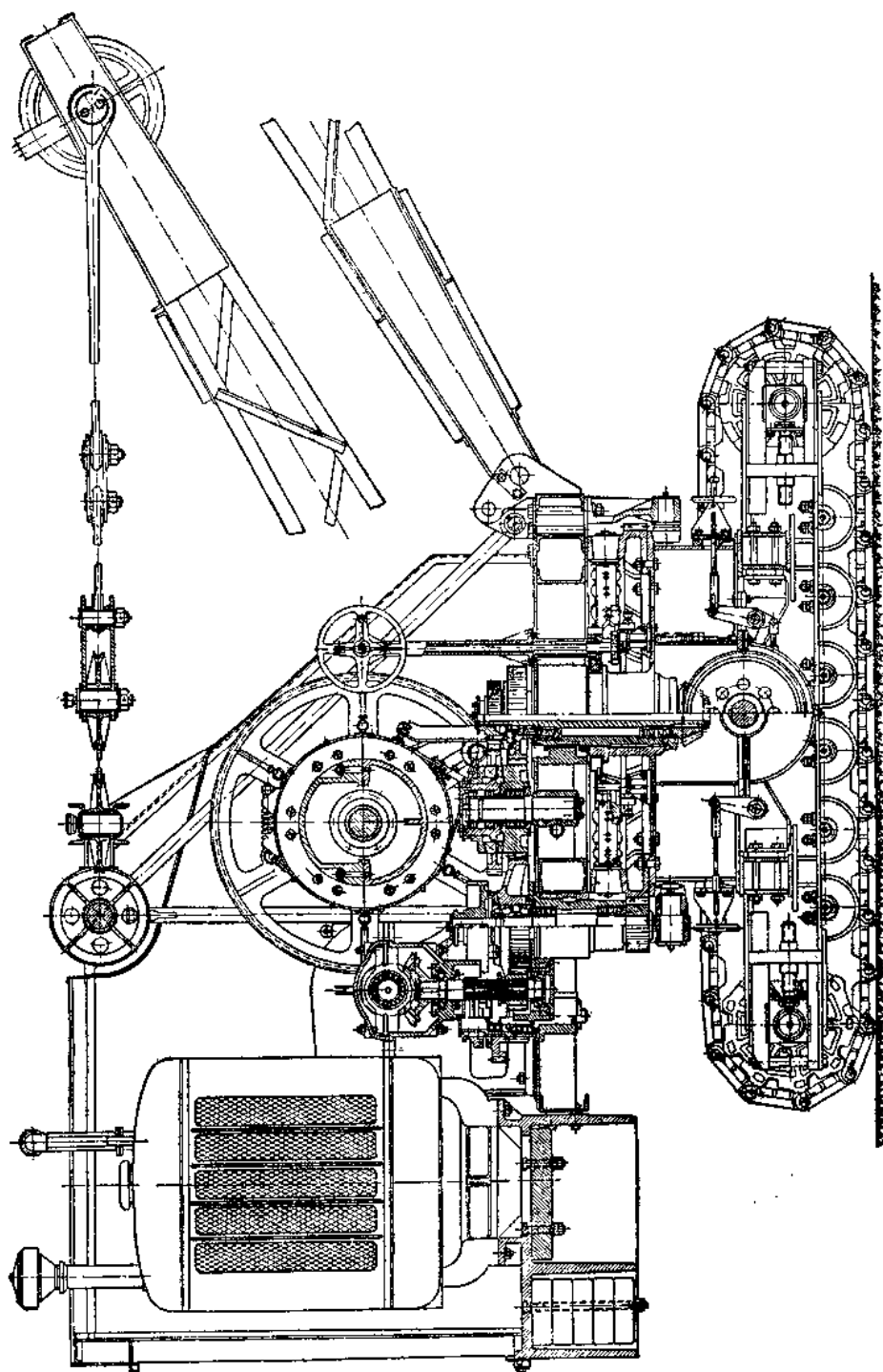


圖1 履帶式起重機。

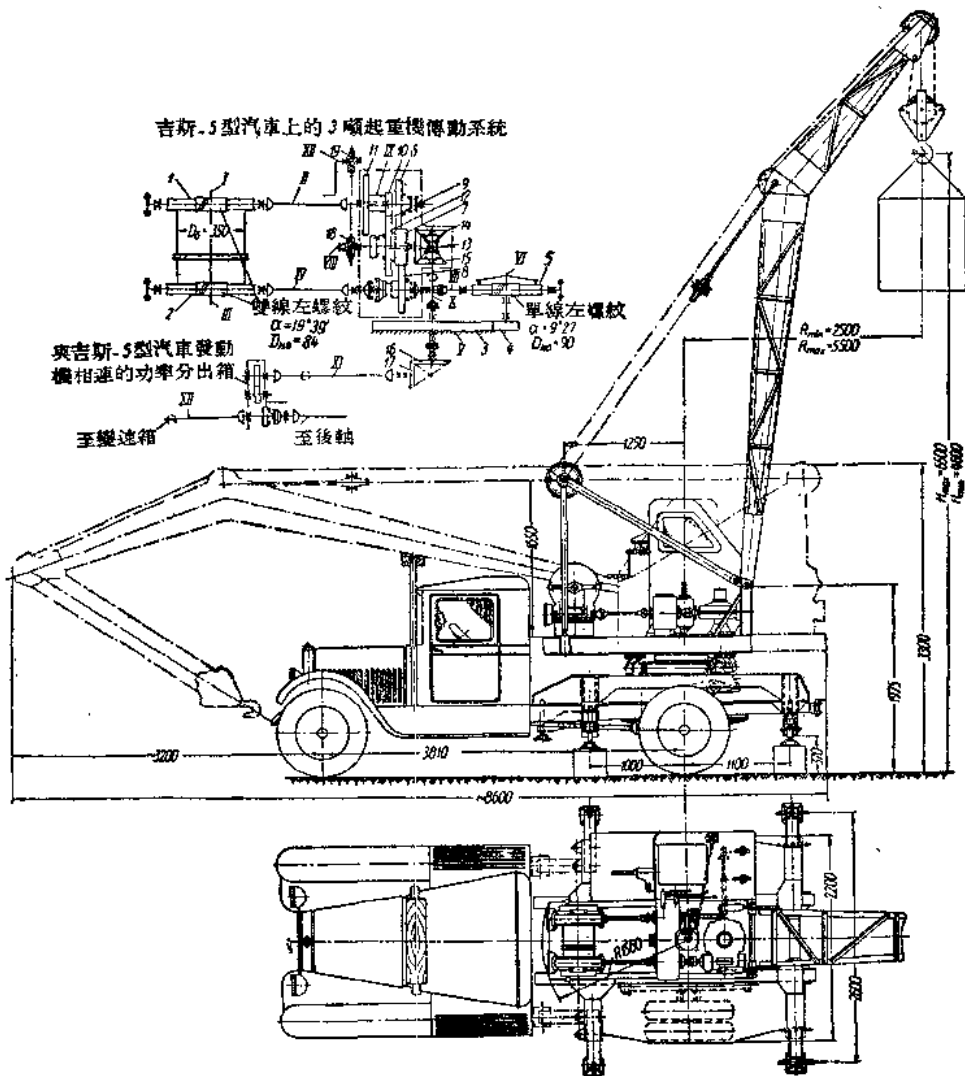


圖2 汽車底盤上的起重機。

齒輪傳動裝置容許起重臂自由降落。同時為了防止降落太快，捲揚機設有一種裝置（鏈條傳動），使降落起重臂的滾筒的迴轉速度與傳動軸中的一軸的等迴轉速度相一致。

不論採用何種傳動裝置，每一起重臂捲揚機都裝有自動制動器，以便將有載重的起重臂支持於任何指定的位置。

起重臂的最大起升高度受安全裝置的限制（圖7），當起重臂達到上端極限位置時，安全裝置即將起重臂捲揚機縱裝置脫開。為防止在突然卸除貨物或吊繩折斷時發生傾倒，起重臂用特種阻動繩加以防護。

迴轉機構和行駛機構的換向裝置是用以調換（改

變）轉台的迴轉方向與起重機行駛方向的。鐵道起重機的行駛機構具有單獨的換向裝置，這種裝置可以兼司轉台迴轉與行走部分沿鐵道行駛的換向操作，裝在普通底盤上的汽車起重機則利用發動機的變速箱來調換行駛方向。

換向裝置是用傘齒輪和正齒輪構成的。

傘齒輪換向裝置為三個相互嚙合的傘齒輪（圖8）。其中兩個為主動齒輪，可交替地帶動第三個齒輪轉動並得到不同的轉動方向。主動齒輪用離合器來和主動軸接合，離合器之間是相互連鎖的，致使兩主動齒輪不可能同時與主動軸接合。

在正齒輪換向裝置中（圖9），是交替地用偶數的

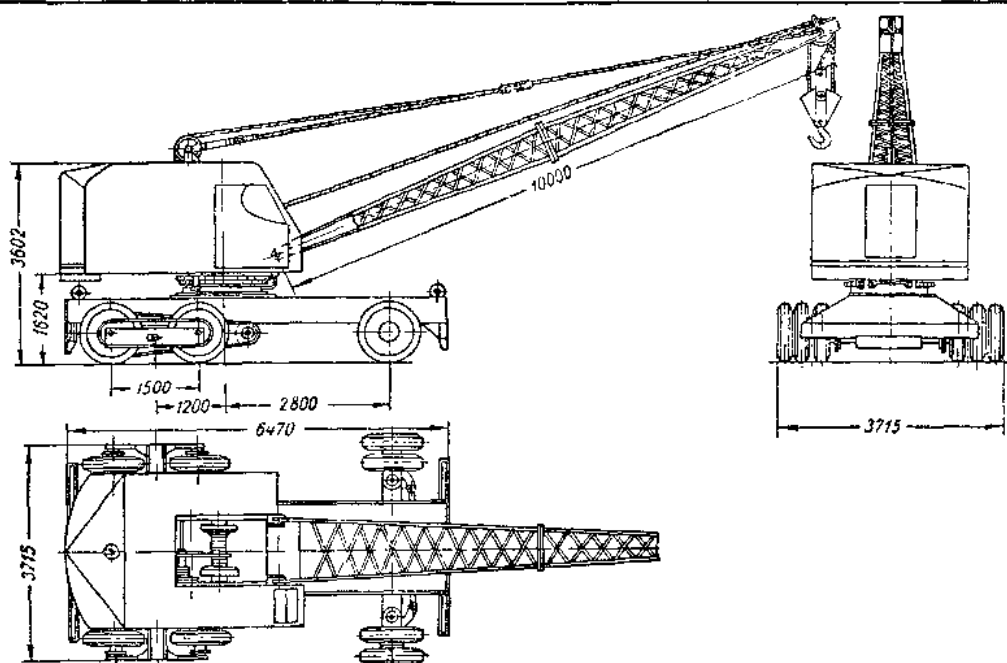


圖3 汽車行走式的起重機。

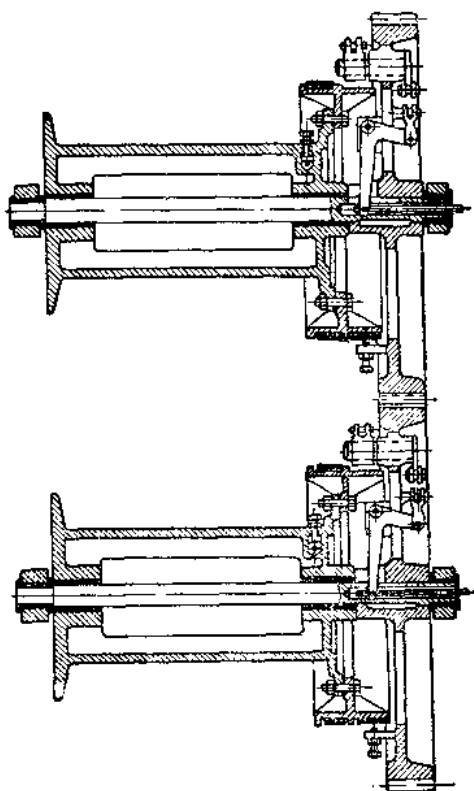


圖5 雙軸貨物捲揚機。

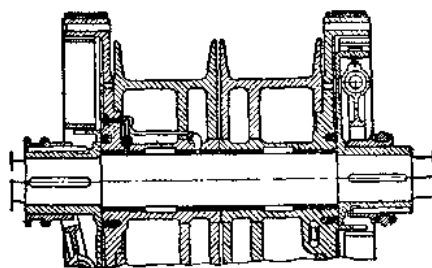


圖4 單軸貨物捲揚機。

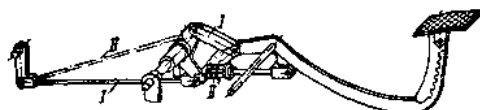


圖6 將閉式制動器(位置I)改變為外張式制動器(位置II)的裝置。

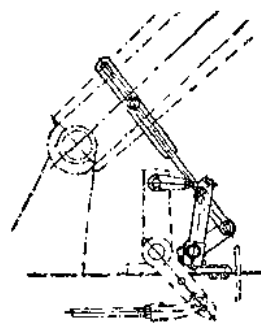


圖7 將起升起重臂的橫縱桿脫開的裝置。

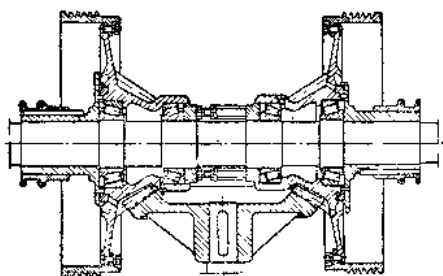


圖8 傘齒輪換向裝置。

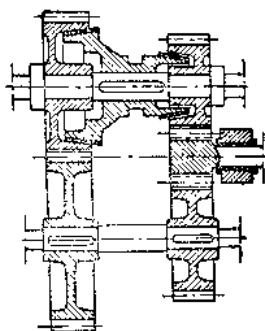


圖9 正齒輪換向裝置。

和奇數的正齒輪從一軸傳動另一軸。齒輪接合和脫開的方法則與傘齒輪換向裝置相類似。

傳動裝置將旋轉運動由發動機傳遞至起重機各機構，並可作成齒輪或鏈式的一級或二級減速器的形式。

齒輪一級減速器有一惰輪以保證發動機軸與傳動軸間所必需的距離（視機構的配置情況而定）。

鏈式減速器是用各種在油槽中工作的無聲鏈條製成的。

門形架為剛性金屬結構，起伏起重臂的複滑車就固定在架上（圖10）。

門形架在結構上可用可分離的連接方式和轉台架相連，也可和轉台架作成一體，成為其不可分離的一部分。用可更換的（普通的和接長的）起重臂工作的起重機，其門形架結構容許在用接長的起重臂工作時提高起重臂滑車的連接位置，以增加起重臂中心線與起重臂拉索間的夾角。大載重量的旋臂起重機沒有門形架，起重臂滑車是直接固定在轉台架上。

起重臂：小的和中等載重量的起重機所用起重臂是用角鐵的格子形結構製成（圖11）。起重臂中心線可以是直線的或者是折線的（在吊運輕而龐大的貨物以及担任列車等的裝卸作業時用之）。

有直線中心線的起重臂，其側面為菱形，並且其中部可以拆卸。這種連接法可以用同樣長度與形狀的接

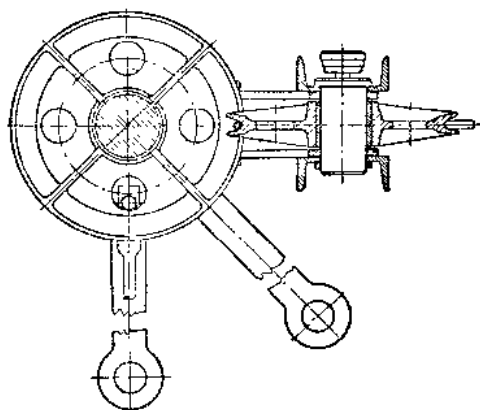


圖10 門形架。

桿來接長起重臂。接長的起重臂，可用以担任安裝工作，其長度可達40公尺。起重臂頂端（臂頭）的結構是考慮到可能裝置在進行安裝工作時所用的水平搖臂（‘гуська’）而設計的，‘折線式’起重臂由兩個有三角形側面的部分組成。在這種起重臂上不用可分離的連接法。

大載重量的起重機（救援起重機）起重臂是用金屬板和各種不同形狀與截面的加勁板製成的實體樑（圖12）。

起重臂與起重臂拉繩的內力須視起重臂位置（伸幅）而定。要算出的內力有：a) 沿起重臂作用的力 P_{cmp} ，b) 當拉繩垂直於滑輪軸與滾筒軸時，作用於起重臂拉繩的複滑車內的力 P_{om} 。

下述幾種荷須進行計算： Q ——伸幅為 L 公尺時提升的貨物重量（公斤）； $P_{ac6} = \frac{Q}{i \cdot \eta_1}$ ——貨物捲揚機鋼繩的牽引力（公斤）； i ——貨物複滑車的倍數； η ——貨物複滑車的滑輪效率； G_{cmp} ——在臂頭處的起重臂重量分力（公斤）； P_{π} ——作用在貨物上的風力（公斤）； P_{un} ——貨物旋轉時的慣性力（徑向的）（公斤）； P_{rcmp} ——在臂頭處作用在起重臂上的風壓分力（公斤）。

圖解計算法最為便利，用圖解法時將所有外力的合力分為兩個分力——一個在起重臂中心線的方向，而另一個則沿起重臂拉繩的方向（圖13）。

力 P_{cmp} 為計算起重臂結構強度的原始資料（起重臂的計算參閱第二十章‘起重機設備的金屬結構’）。

起重臂捲揚機的牽引力由複滑車的倍數來決定

$$P_{cmp, ac6} = \frac{P_{om}}{i_1 \cdot \eta_1}, \quad (1)$$

式中 i_1 ——起重臂複滑車的倍數； η_1 ——複式滑車

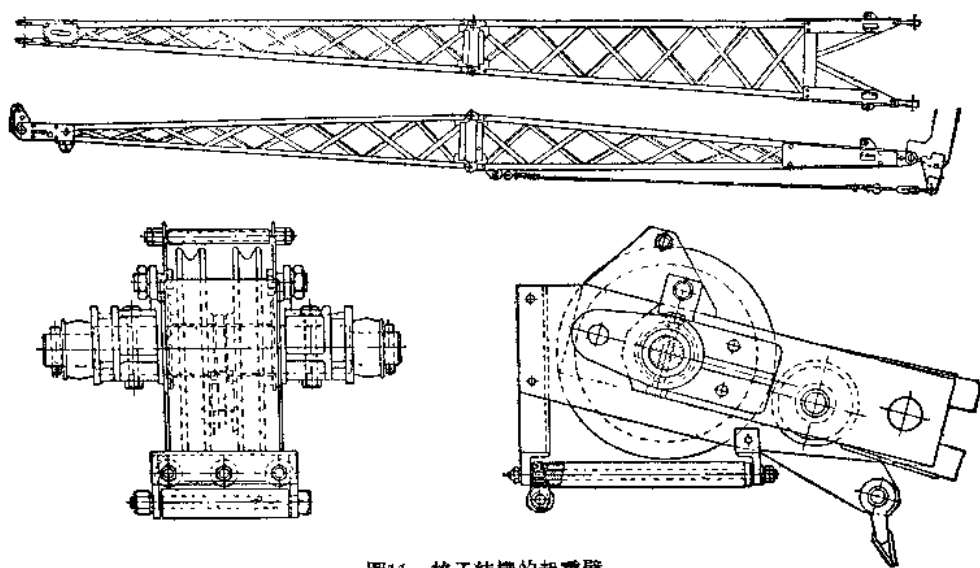


圖11 格子結構的起重臂。

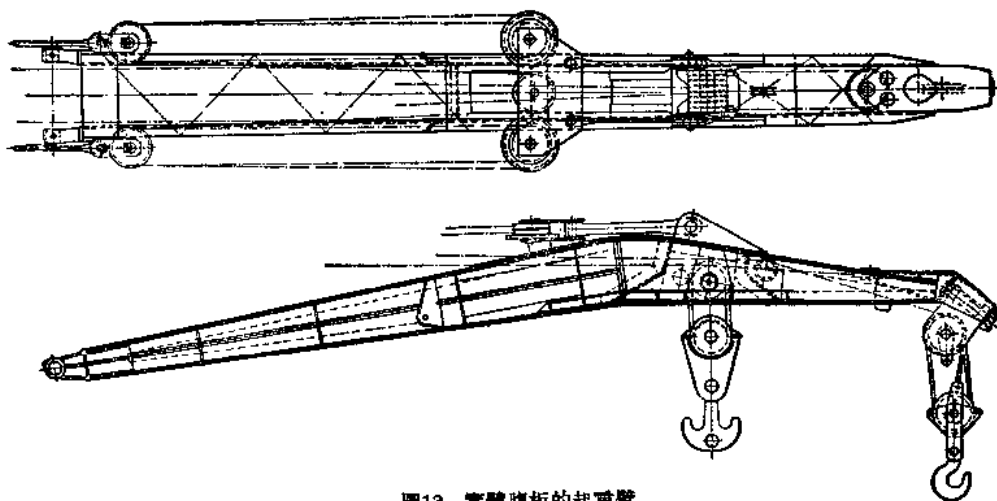


圖12 實體腹板的起重臂。

滑輪的效率。

起重機轉台由下述各件組成：a)轉架，б)發動機下的配重板(或蒸汽起重機上支承鍋爐的配重板)，в)工作台。

轉架用來固定旋臂起重機迴轉部分的各項機構與部件。在小的與中等載重量的起重機中，轉架(圖14)作成構架結構(鋁製、鋼製或鑄造)的平鋼板形式，架上有為安置起重機行走部分定心軸頸的孔，並有支承於行走部分、裝置起重臂以及固定門形架的專用地位。在大多數旋臂起重機中，轉架由兩個鑄鋼側台構成，其間用橫樑相連。在這些側台上裝置迴轉部分的全部機構、起重臂、起重臂複滑車以及支承迴轉裝置的托輪。托輪

還可以使轉台與起重機行走部分對正中心(在這些結構中沒有定心軸頸)。

發動機托板由鑄鐵造成，在托板上有用以與轉架相連接的位置以及裝置發動機(或安裝蒸汽鍋爐和煤水箱)的位置。

托板的外形是用幾種(根據ГОСТ 513-41與877-41決定)以轉台迴轉中心為圓心的半徑描繪出來的。

附裝在托板上的配重是製成整塊鑄件的，或者用許多塊生鐵板組成。

工作用托架固定到轉架上，台上甲板是用皺紋鋼板作成。在工作台上不應安裝任何機件。操縱室的骨

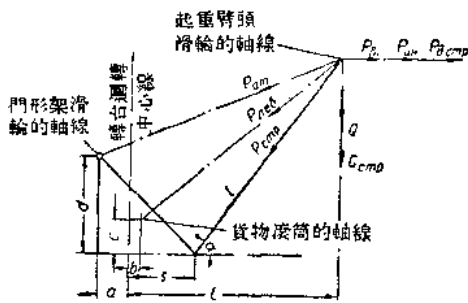


圖13 作用於起重臂上的外力圖。

架則固定在工作台的框架上。

在起重機工作時，有下列各種載荷作用於轉台：a)在起重臂固定於轉台的位置由起重臂底傳給的力；b)由起重臂拉繩的門形架在連接處傳給的力；c)起重臂捲揚機鋼繩內的力；d)貨物捲揚機鋼繩內的力；e)由發動機、鍋爐、配重、發動機托板和各運轉機構的重量所生的載荷；f)支承迴轉裝置的反作用力。載荷量的大小是根據轉架最不利的工作條件來選定。因此不要局限於起重機某一位置的計算，而至少應在轉台的下述三個位置驗算框架危險截面的應力：水平位置、配重一側的傾斜位置、貨物一側的傾斜位置。應力的大小決定於彎曲力矩。

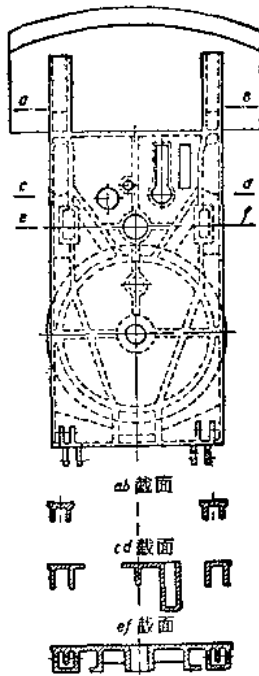


圖14 轉架。

支承迴轉裝置藉托輪將轉台的壓力傳至起重機的行走部分，托輪則沿托環表面支持於起重機底架的上部。托輪承受的力勢將使它脫離滾動表面，為了適應這種受力的特性，支承迴轉裝置分為兩種：在一種裝置中起脫力由定心軸頸承受，在另一種中起脫力由所謂反向滾柱（滾柱挾持裝置）來承受。

圖 15, a 所示為迴轉裝置簡圖，在這個裝置中轉台重量的壓力由 4~6 個托輪傳至底架；托輪是活動地安置在固定於轉台上的軸上。托輪為圓錐形，圓錐頂點在轉台迴轉中心；底架的支承表面（跑道）也是錐形。當托環直徑很大時，可用圓柱形托輪；在這種情況下跑道的

工作表面可以作成水平的。在六個托輪的支座中，四個前輪（在起重臂的一面）成對地聯成所謂平衡輪架。在這種結構中，轉台由底架的定心軸頸來定中心，定心軸頸則藉特種螺母來承受起脫力。

在圖 15, b 所示的迴轉裝置簡圖中，軸頸只起定轉台中心的作用，而力矩作用則由固定於轉台而沿跑道下方的特種反向滾柱（滾柱挾持裝置）承受，在承受較大的起脫力時，這些滾柱也作成一對一對的（聯成平衡架）。

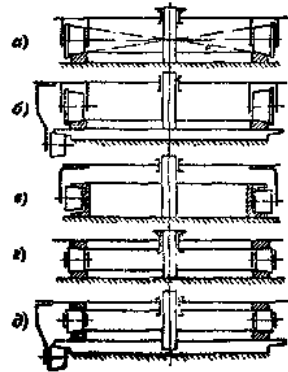


圖15 支承迴轉裝置簡圖。

有時，托環是用槽鐵或適當形狀的鑄件製成，托輪不僅用來將轉台的壓力傳到底架，而且還承受起脫力（圖 15, a）。

圖 15, b 所示為具有錐形滾柱的多滾柱支承裝置，錐形滾柱連接在特殊的套圈（分離套夾）裏，套圈中的起脫力由定心軸頸承受。圖 15, c 所示為具有使定心軸頸不受力的滾柱挾持裝置的類似裝置。

托輪與滾柱在工作時承受相當大的動載荷，以致受到劇烈的磨損。在同樣的條件下，定心軸頸受力的裝置的載荷與磨損均大，具有滾柱挾持裝置和定心軸頸不受力的裝置的載荷與磨損均小。由於滾動表面間的磨損，不可避免的要發生間隙，使衝擊載荷加大並使支承裝置鬆動。為了及時消除支承結構中的間隙，支承結構設計成可以調節的。具有滾柱挾持裝置的迴轉裝置最易調節。連接托輪與反向滾柱的裝置不可能進行調節，因此只宜用於小型起重機中。

圖 15, a 所示的支承迴轉裝置結構中，起重機載重與空載時托輪上的壓力與定心軸頸中的內力是根據前輪與後輪的方位 α_1 與 α_2 而定（圖 16）。計算前托輪上的壓力時須考慮下述各項：a) 起重機在傾向貨物一側的傾斜面上工作（履帶與汽車起重機的計算傾斜

● 即托輪軸線與起重臂方向的夾角。

表1 按重量計算的貨物受風面積

貨物重量(噸)	1	2	3	5	10	20	30	50	75	100	150	200	250	300
受風面積(公尺 ²)	2.0	3.5	5.0	8.0	12.0	20.0	25.0	30.0	35.0	40.0	50.0	60.0	70.0	80.0

度採用3°，鐵道起重機的採用5°)；6)起重機迴轉部分與貨物迴轉時發生的慣性力；B)在工作狀態下起重機結構與貨物所受的風壓，根據ГОСТ 1451-42‘起重機。風載荷’的規定，並考慮到空氣的動力阻力係數，其值採用 $q=25$ 公斤/公尺²。

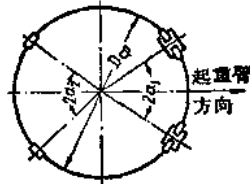


圖16 具有受力的中央支柱的支承迴轉裝置托輪上的外力計算法。

在計算時，貨物的受風面積(空氣的動力阻力係數 $k=1.2$)可按表1取用(表內未列出的受風面積中間數值可用插入法求出)。

不論貨物在何高度，都以臂頭為風力在貨物上的着力點(圖13)，並假定風力的方向與地面平行。

吹在貨物上的風所生力矩作用於支承迴轉裝置上。力矩的大小由下式求得

$$M_{B1} = P_{B1} \sqrt{l^2 - (L-s)^2}, \quad (2)$$

式中 P_{B1} ——作用於貨物上的風力(公斤)； l ——起重臂長度(公尺)； L ——貨物的伸幅(由起重機迴轉部分的迴轉中心至貨物提升位置的距離)(公尺)； s ——迴轉中心至起重臂固定於轉台的位置的距離(公尺)。

作用於起重機結構上的風力同樣產生作用於支承迴轉裝置上的力矩，其值等於

$$M_{B2} = P_{B2} h, \quad (3)$$

式中 h ——托輪滾動平面至風的合力之距離(公尺)。

起重機迴轉部分與貨物旋轉時所產生的慣性力也假定是作用於臂頭的。只考慮貨物旋轉時的慣性力(因為除了極少的例外情況以外，起重機迴轉部分各迴轉部件的離心力相互均衡)，其值可由下式求出

$$P_{un} \approx Q \frac{n^2 L}{900 - n^2 y}, \quad (4)$$

式中 Q ——貨物重量； n ——起重機轉台每分鐘轉數； L ——貨物伸距(公尺)； y ——從臂頭至貨物重心的最大距離(公尺)。

作用於支承迴轉裝置的貨物慣性力矩等於

$$M_{un} = P_{un} \sqrt{l^2 - (L-s)^2}. \quad (5)$$

假如 G_1 為起重機迴轉部分重量(公斤)； D_{cp} 為托輪滾動圓的直徑(公尺)； c 為起重機迴轉部分重心至迴轉中心的距離(設起重機在貨物一面與水平線的傾斜角度為 α)(公尺)，則前托輪上的壓力為

$$Q'_K = \frac{Q \cdot L + M_{B1} + M_{B2} + M_{un} - G_1 c}{\frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_1}, \quad (6)$$

而定心軸頸中的起脫力將為

$$Q'_{K-n} = \frac{Q \left(L - \frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_1 \right) + M_{B1} + M_{B2} + M_{un} - G_1 \left(c + \frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_1 \right)}{\frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_1}. \quad (7)$$

計算後托輪上的壓力時須考慮：a)向配重一側的傾斜度，對於所有各種旋臂起重機其值可用5°；6)在起重機結構上的風壓(在工作狀態)令為 $q=25$ 公斤/公尺²。

後托輪上的壓力為

$$Q''_K = \frac{G_1 c_1 + M_{B2}}{\frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_2}, \quad (8)$$

式中 c_1 ——考慮到起重機在配重方面的傾斜度時從起重機迴轉部分重心至其迴轉中心的距離。

此時(起重機無載重時)在定心軸頸的起脫力等於

$$Q'_{K-n} = \frac{G_1 \left(c_1 - \frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_2 \right) + M_{B2}}{\frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_2}. \quad (9)$$

在圖15,б所示支承迴轉裝置的結構中，托輪上的壓力與滾柱挾持裝置中的內力決定於前托輪與後托輪的方位角 α_1 與 α_2 、托輪與挾持裝置的滾動圓直徑 D_{cp} 與 D'_{cp} ，以及前後挾持滾柱的方位角 α_3 與 α_4 (圖17)。在

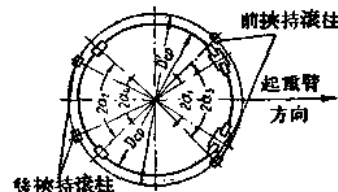


圖17 支承迴轉裝置的托輪和反向挾持滾柱上的外力計算法。

● 此處原書為‘ $\cos \alpha$ ’，可能有錯。——譯者

這種情況下，計算的基本條件仍與以前所研究的情況相同。

前托輪上的壓力(起重機有載重時)爲

$$Q'_K = \frac{Q \left(L + \frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_4 \right) + M_{B1} + M_{B2} + M_{UH} - G_1 \left(c - \frac{D'_{cp}}{2} \cos \alpha_4 \right)}{\frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_1 + \frac{D'_{cp}}{2} \cos \alpha_4}; \quad (10)$$

後挾持滾柱中的起脫力(起重機有載重時)爲

$$Q'_s = \frac{Q \left(L - \frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_1 \right) + M_{B1} + M_{B2} + M_{UH} - G_1 \left(c + \frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_1 \right)}{\frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_1 + \frac{D'_{cp}}{2} \cos \alpha_4}. \quad (11)$$

後托輪上的壓力(起重機無載重時)

$$Q^{IV}_K = \frac{G_1 \left(c_1 + \frac{D'_{cp}}{2} \cos \alpha_3 \right) + M_{B2}}{\frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_2 + \frac{D'_{cp}}{2} \cos \alpha_3}; \quad (12)$$

起重機無載重時後挾持滾柱中的起脫力爲

$$Q'_s = \frac{G_1 \left(c_1 - \frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_2 \right) + M_{B2}}{\frac{D_{cp}}{2} \cos \alpha_2 + \frac{D'_{cp}}{2} \cos \alpha_3}. \quad (13)$$

圖 15, a 所示的支承迴轉裝置用公式 (9)、(10)、(11) 與 (12) 計算，但式中 $D'_{cp} = D_{cp}$, $\alpha_1 = \alpha_3$, $\alpha_2 = \alpha_4$ 。

а) 類情形的托輪強度按托輪中發生的最大壓力和起脫力進行計算。

在起脫力由定心軸頸承受(參閱圖 15, в)或由反向滾柱承受(參閱圖 15, д)的多滾柱支承裝置中，滾柱上最大壓力的近似計算是在假定有一整托環來支承偏心載荷(圖 19)的條件下進行的。

爲使托環截面中只發生一種符號的應力(壓縮)，必須遵守一個條件，即中性線 $O-O$ (圖 19) 應通過托環底面以外，或至少也要與外緣相切。

對於載有貨物的起重機，這個條件可由下式表示

$$\frac{G_1 + Q}{F} = \frac{QL - G_1 c + M_{B1} + M_{B2} + M_{UH}}{W}, \quad (14)$$

式中 $F = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_1^2)$, $W \approx 0.1 \frac{D^4 - D_1^4}{D}$ 。

倘若

$$c \geq \frac{QL + M_{B1} + M_{B2} + M_{UH} - 0.13 \frac{D^2 + D_1^2}{D} (Q + G_1)}{G_1}, \quad (15)$$

則在圖 15, в 的情形下起重機定心軸頸不應有載荷，而

在圖 15, д 的情形下將無須裝置後挾持滾柱。

同樣對於無載重的起重機定心軸頸或前挾持滾柱不受力的條件可由下式決定

$$c_1 \leq \frac{0.13 (D^2 + D_1^2)}{D} - \frac{M_{B2}}{G_1}. \quad (16)$$

在此種情況下，托環截面中的最大應力(參閱圖 19)爲

$$\sigma'_{\max} = \frac{8(G_1 + Q)}{\pi(D^2 - D_1^2)}, \quad (17)$$

而當滾柱寬度爲 b 、滾柱數爲 z 時，滾柱上的最大載荷爲

$$Q'_{p0A} = \sigma'_{\max} \frac{\pi(D - D_1)}{2z} b = \frac{4b}{z(D + D_1)} (J_1 + Q). \quad (18)$$

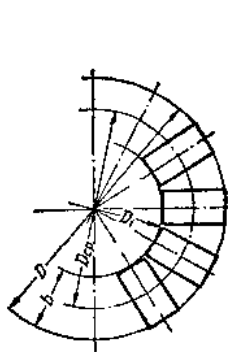


圖18 多滾柱支承迴轉裝置中的力的計算。

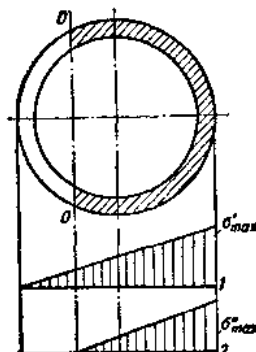


圖19 多滾柱支承迴轉裝置中的應力圖。

在多數計算情況下，中性軸將與托環相交(圖19)。托環截面內的最小與最大應力可由下式求得

$$\sigma'_{\min} = \frac{(G_1 + Q)(D^2 + D_1^2) \pm 8D(QL - G_1 c + M_{B1} + M_{B2} + M_{UH})}{0.8(D^4 - D_1^4)}. \quad (19)$$

這時定心軸頸內的力應不使托環截面內發生負的應力(即減載)

$$\begin{aligned} Q''_{K, s} &= \sigma''_{\min} \cdot F = \sigma''_{\min} \frac{\pi}{4} (D^2 - D_1^2) = \\ &= \frac{(G_1 + Q)(D^2 + D_1^2) - 8D(QL - G_1 c + M_{B1} + M_{B2} + M_{UH})}{D^2 + D_1^2}. \end{aligned} \quad (20)$$

● 此處原書爲 'a'，可能有錯。——譯者

● 此處原書爲 'Dcp'，可能有錯。——譯者

● 此處原書爲 '(D - D1^2)'，可能有錯。——譯者

當中性軸與托環相交而定心軸頸承受起脫力時，滾柱上的最大載荷將等於

$$\sigma_{p0A} = (\sigma''_{\max} + \sigma''_{\min}) \frac{\pi(D+D_1)}{2z} b. \quad (21)$$

圖 15 所示反向扶持滾柱承受起脫力時，力的大小 Q''_s 由下式決定

$$\frac{Q''_s}{F} + \frac{Q''_s \frac{D_{ep}}{2} \cos \alpha_s}{W} = \sigma''_{\min}, \quad (22)$$

可而滾柱上的計算壓力為

$$\sigma_{p0A} = (\sigma''_{\max} - \sigma''_{\min}) \frac{\pi(D+D_1)}{2z} b. \quad (23)$$

托輪與滾柱的尺寸，按其局部壓碎應力驗算（參閱第一卷第二冊原書第 353 頁）。托輪與滾柱的滾動表面硬度規定在布氏硬度 200~350 的範圍內。

起重機的運轉機構的驅動可用：1) 內燃機，2) 電動機，3) 蒸汽機。

內燃機 在用於集中驅動的起重機者可為汽化器式發動機或柴油機，而在移動式起重機中，則常用普通的汽車與拖拉機發動機。

電動機 常用於單發動機驅動的（集中驅動的）移動式旋轉起重機以代替內燃機，而極少用於多發動機驅動的大載重量起重機。

起重機蒸汽機 通常也是用於集中驅動，並製成具有滑閥配汽（用於圖 20 所示的單向式蒸汽機）與連桿閥配汽（用於可逆式蒸汽機）的雙發動機。蒸汽機轉數規定等於 200~450 轉/分。

蒸汽鍋爐 用於蒸汽動力起重裝置者可分為立式與臥式兩種，而且一般都沒有汽包，但有蒸汽過熱器。蒸汽壓力在 15 計示大氣壓以下與過熱溫度在 400° 以下的立式水管鍋爐應算是最合理的鍋爐結構。起重機蒸汽鍋爐的綜合規格列於表 2。

水與燃料（煤、石油）貯存 在起重機轉台上的油水箱或貯倉中，燃料箱或貯倉的容量按照起重機八小時工作而不需添加燃料的數量來計算；水箱容量則按四小時工作的需要量計算（在一班內仍須加水）。水箱以隔板分為許多相互連通的隔槽，使水面在轉台迴轉時保持平靜。

起重機操縱系統分為：a) 多發動機驅動的起重機操縱系統，b) 單發動機驅動的起重機操縱系統。

多發動機驅動的操縱系統由各個發動機的操縱裝置構成，電動機的操縱裝置為控制器與接觸器，蒸汽機則用節汽閥（調節器）。單發動機驅動的起重機操縱系

統則由發動機、離合器與制動器的操縱裝置組成。

單發動機驅動的起重機機構操縱系統分為機械的（槓桿式的）、風動的、真空的、液力的、電力的和混合式的。

機械的（槓桿式的）起重機操縱系統的全貌如圖 21 所示，操縱桿與踏板都露在操縱位置。不常接合的機構和在行走中不接合的機構都用爪形離合器，離合器的接合力不受傳遞的扭力矩的影響。其餘機構規定用摩擦離合器（圖 22 與 23）。作用於操縱桿與踏板的力不應超過第十八章‘起重機及其機構的基本計算資料與公式’中表 3 所示的數值。操縱桿迴轉角度不應超過 60°，操縱桿和踏板的總空回餘隙不應超過工作行程的 10%。根據這些數值來規定摩擦離合器和制動器的槓桿傳動構件臂長的比值（槓桿傳動裝置的傳速比）。

機械的（槓桿式的）操縱系統宜用於集中驅動而載重量不大於 15 噸的起重機。

用風動操縱時，起重機機構的接合與脫開都是利用壓縮空氣來實現的。壓縮空氣用分配管道由主氣罐送至成為離合器與制動器的一個組成部分的使用機構（接力風缸）（圖 24）。風動操縱系統的風管中的氣壓一般不超過 10 計示大氣壓。

在電力驅動的起重機上是用特種空氣壓縮機將壓縮空氣壓入主氣罐中；在鐵道起重機上，為了同一目的，則應用普通的機車蒸汽氣泵。在上述兩種情況中，都裝設有保持主氣罐一定壓力的空氣壓縮行程自動調節器。

風動操縱系統的另一種是所謂真空操縱系統，其管道中的壓力小於大氣壓力。由於對於管道的氣密性有特別高的要求並須用較大的氣缸直徑，實際上用於起重機上者極少。

用液壓操縱系統時，起重機機構的接合與脫開都是利用液體（油）來進行的，液體在 40~80 計示大氣壓的壓力下經管道送入使用機構。液體的加壓是用齒輪泵、柱塞泵或葉子泵。

液壓操縱系統的一般構造與前述風動操縱系統相似。

多發動機驅動的起重機上的電力操縱是利用控制器與接觸器來進行的。單發動機驅動的起重機上的電力操縱是利用電磁的離合器與制動器系統，而其接合與脫開則由起重機手從操縱台進行。

混合式操縱系統可分為電力風動操縱、電力液壓

● 此處原書為 $(\sigma''_{\max} - \sigma''_{\min})$ ，可能有錯。——譯者

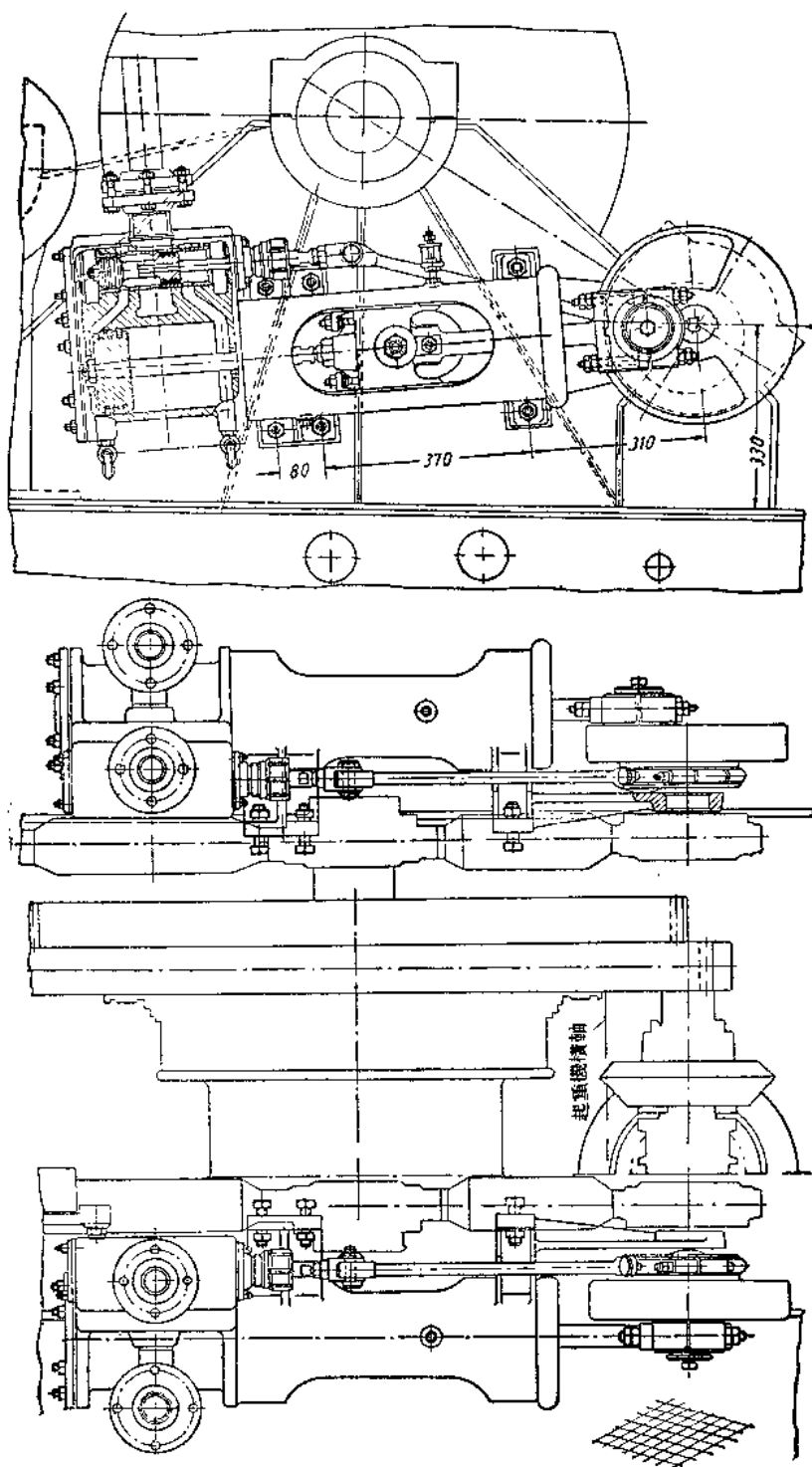


圖20 起重機的蒸汽機。

表2 移動式旋臂起重機蒸汽鍋爐規格

主 要 參 數	製 造 工 廠							
	一 月 起 義 工 廠					莫洛什夫工廠	馬黎恩(美國)	
	起 重 機 型 號							
	Я-Г	Я	Я-Г	Я-Г	Я	OM-210	31	430
鍋爐種類	列克別里		舒霍夫			—	立式火管	
蒸汽工作壓力(大氣壓)	12	12	9	12	11	13	8.5	9.5
受熱蒸發面積(公尺 ²)	10	10	23.5	20	27.5	11.8	22.4	43.5
過熱面積(公尺 ²)	2.4	2.4	—	5.4	—	2.9	—	—
爐篦面積(公尺 ²)	0.8	0.8	1.0	1.0	0.9	0.67	0.8	1.45
鍋爐容水量(公尺 ³)	1.0	1.0	1.4	—	1.0	0.80	1.8	1.60
鍋爐蒸汽容積(公尺 ³)	0.65	0.65	0.7	—	0.9	0.41	0.66	0.80
燃燒室容積(公尺 ³)	1.04	1.0	1.22	—	1.19	0.55	0.87	1.05
鍋爐高度(公尺)	3.37	3.37	3.28	—	—	3.27	2.63	2.70
鍋爐直徑(公尺)	1.41	1.41	1.56	—	1.56	1.20	1.39	1.53
蒸發表面面積(公尺 ²)	1.15	1.17	1.74	—	1.74	0.94	0.50	1.29
管徑(公厘)	—	—	46/51	—	46/51	46/51	51	51
管數	3	4	76	—	69	51	148	208
鍋爐重量(噸)	—	3.12	—	—	—	2.72	—	—

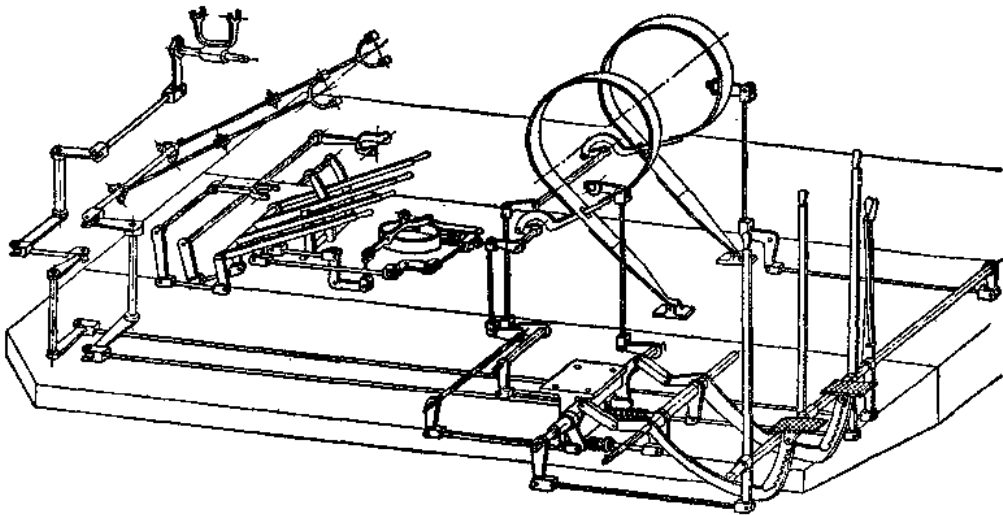


圖21 起重機械操縱機構簡圖。

操縱和風動液壓操縱。

在電力風動操縱系統中，把壓縮空氣送往離合器和制動器氣缸的空氣分配器是用電磁鐵來開動的，這種系統用得很少。圖25所示為用電磁線圈空氣分配器的電力風動操縱系統圖。電磁線圈中的電流通後，即將與給氣閥相連的鐵心吸進氣缸。鐵心由彈簧使之返回原位。

在電力液壓操縱系統中，離合器和制動器的接合與脫開

是利用所謂電力液壓推動器。這類推動器都有一個氣缸，在氣缸內有同活動槓桿相連的活塞。在氣缸中還裝有由電動機帶動迴轉的轉子泵。在有些推動器系統內，液泵是直接裝在活塞裏面，而泵與電動機則用伸縮軸相連接；在另一類結構中，則將泵安裝在活塞外面更為便利的地方，泵與電動機用剛性軸相連接，電動機接合時液泵即將工作液(油)從活塞的上液室送至下液室。從活塞下方來的液體壓力迫使活塞與槓桿一同向上移動，槓桿是與離合器或制動器相應的槓桿相連接的。

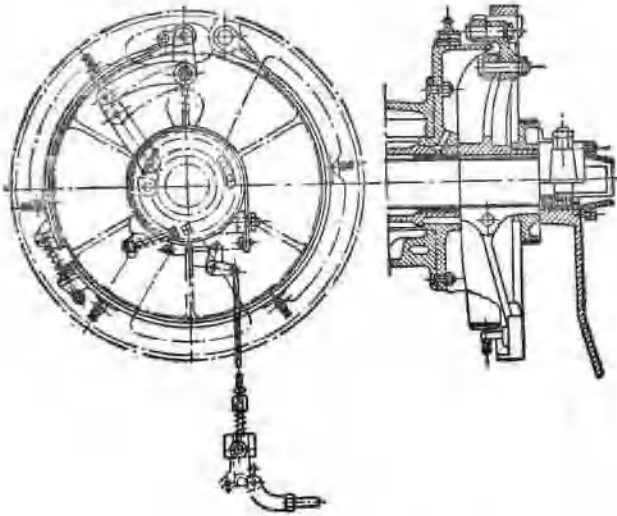


圖22 外帶摩擦離合器。

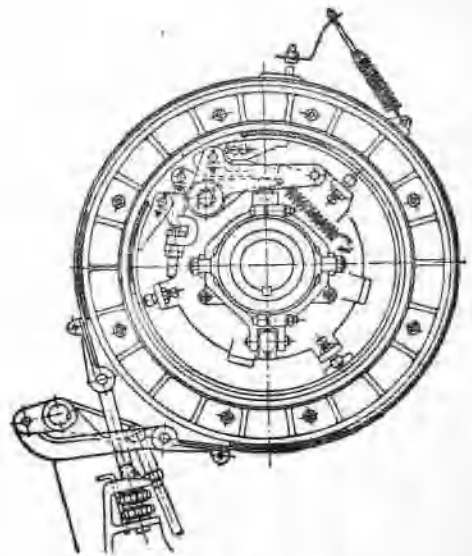


圖23 內帶摩擦離合器。

表3 用伸縮軸的推動器規格

推動器的 最大推力 (公斤)	推動器活 塞行程 (公厘)	推動器所 作的功 (公斤·公分)	活塞在最低位置 時推動器的界限 高度(公厘)	
			直流的	交流的
45	75	333	617	547
75	50	375	617	547
75	150	1125	716	646
155	160	2475	820	750

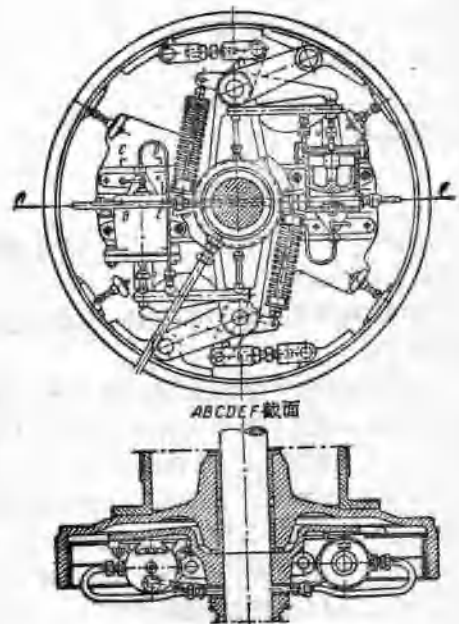


圖24 風動摩擦離合器。

表4 用剛性傳動軸的推動器規格

推動器最大推力(公斤)	22.8	45.4	90.8	181.6	272.4	363.2	726.4	726.4	1452.8	1452.8
推動器活塞行程(公厘)	51	51	102	102	152	203	203	406	203	406

推動器有直流的和交流的，其簡明規格列於表3與表4。

推動器應盡可能安裝在垂直方向或在與垂直方向的偏角不大(10°)的方向。推動器升降時間可在從若干分之一秒至一分鐘的範圍內調節。

用在許多汽車起重機結構中的風動液壓操縱系統，其離合器與制動器有風動液壓缸，操縱裝置則與前述風動系統結構中所用者相同。

起重機操縱室是在不良氣候條件下用來保護起重機機構與工作人員。操縱室在構造上應保證工作台的良好視界與檢查機構以及加油時的便利。為此操縱位置應放在操縱室前方裝有玻璃的部分，而操縱室的壁上應裝設必要數量的活門和擋板。各部分用厚度0.5~0.8公厘的鋼板衝壓而成的金屬操縱室應算是最好的型式。

履帶起重機

行走部分安裝在履帶架上的移動式旋臂起重機稱為履帶起重機(參閱圖1)。

履帶起重機的傳動系統分為單軸捲揚機系統與雙軸捲揚機系統。

單軸捲揚機的起重機傳動系統如圖26所示。其傳動系統分為兩個獨立支系：a)至貨物升降機構捲揚機的傳動支系，b)經換向裝置至起重機的迴轉機構、行駛機構和起重臂起伏機構的傳動支系。在這個系統中，升降機構捲揚機是單向的，貨物下降是靠制動器來控制。具有單軸貨物升降捲揚機、單獨的起伏起重臂的捲揚機換向裝置和行駛機構變速箱的起重機傳動系統如圖27所示。圖28為具有雙軸捲揚機的起重機的一種典型傳動系統圖。

履帶起重機的行駛機構見圖29。履帶轉動的主分配軸是由起重機傳動軸經過空定心軸頸與一對角齒輪而帶動旋轉。在這軸上安置有兩個與左右履帶的鏈輪相嚙合的爪牙離合器。在軸上並裝設有制動器，用來在起重機轉彎時制住脫開了的左右履帶架。履帶架的接合和脫開可在地面進行或轉台上的操縱位置進

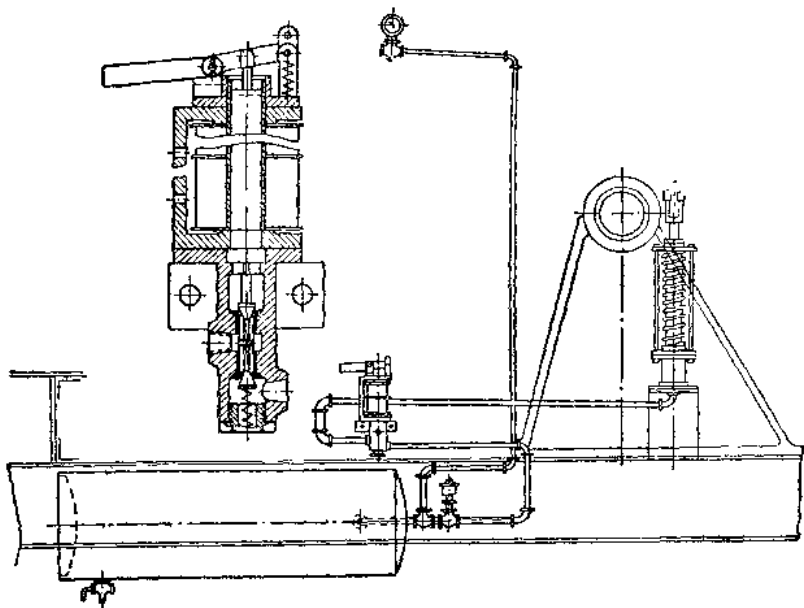


圖25 起重機電力風動操縱機構圖。

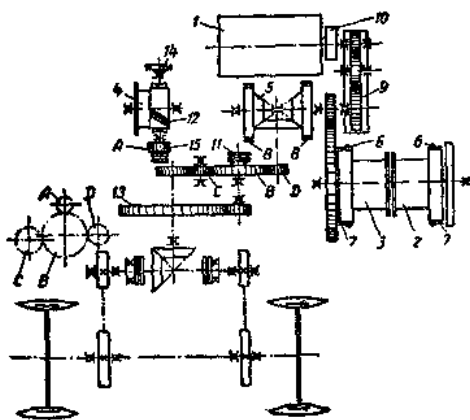


圖26 用單軸貨物捲揚機的履帶起重機傳動系統：
1—發動機；2與3—貨物捲揚機滾筒；4—起重臂捲揚機；5—換向裝置；6—貨物捲揚機制動器；7—貨物捲揚機離合器；8—換向裝置制動器；9—減速器；10—主離合器；11—迴轉機構離合器；12—起重臂捲揚機減速器；13—支承齒輪；14—起重臂捲揚機制動器；15—起重臂捲揚機離合器。

行。有時在同一種起重機上可用上述兩種操縱方法。

履帶起重機的行走部分由支托於兩個縱向履帶架的剛性(鍛製或鑄造)底架組成。

履帶架有兩種不同結構——少支座的與多支座的。

在少支座的(即無樑式的)履帶架中，由於起重機

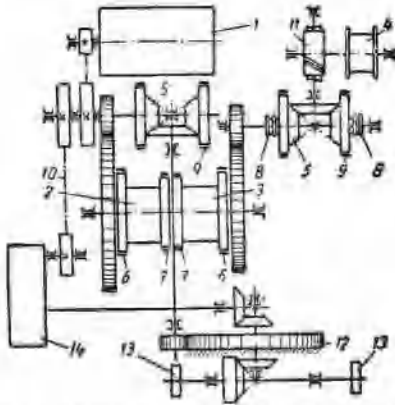


圖27 用單軸貨物捲揚機和單獨的起重臂捲揚機換向裝置的履帶起重機傳動系統：

1—發動機；2與3—貨物捲揚機滾筒；4—起重臂捲揚機；5—換向裝置；6—貨物捲揚機離合器；7—貨物捲揚機制動器；8—換向裝置離合器；9—換向裝置制動器；10—主傳動鏈條；11—起重臂捲揚機齒桿減速器；12—支承齒輪；13—行駛機構傳動鏈條；14—行駛機構的四速變速箱。

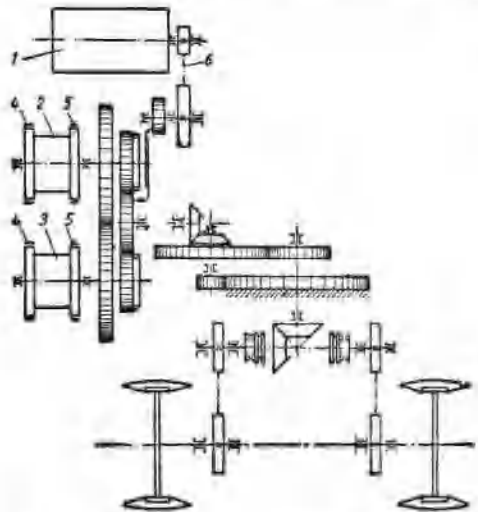


圖28 用雙軸貨物捲揚機的履帶起重機傳動系統：

1—發動機；2與3—貨物捲揚機滾筒；4—貨物捲揚機離合器；5—貨物捲揚機制動器；6—主傳動鏈條。

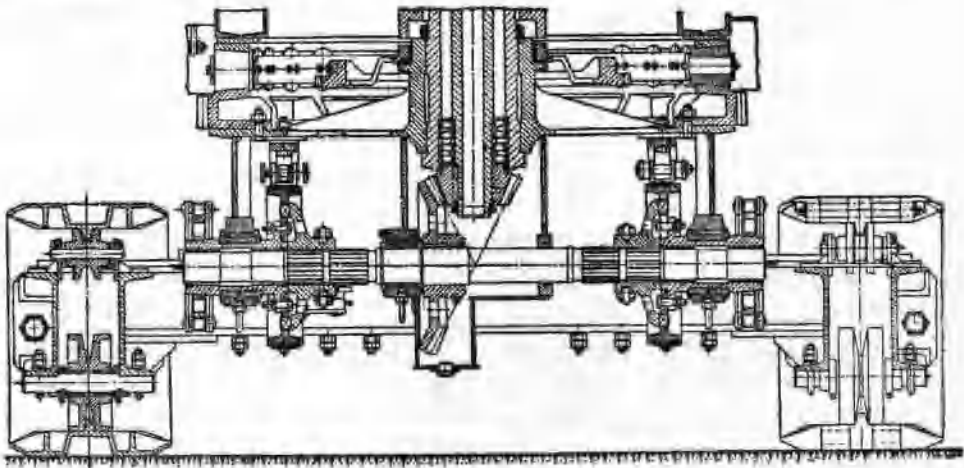


圖29 履帶起重機行駛機構。

重量所生之壓力由兩個或三個靠履帶上的大直徑滾輪傳到履帶上。履帶繞過兩端鏈輪——主動輪與張緊輪。滾輪軸固定在底架上。

多支座履帶架不同於少支座履帶架的地方是它有樑，在樑上固定六至九個小直徑的滾輪將起重機重量的壓力傳到履帶。上部無載荷部分由兩三個滾柱支托，滾柱軸也是固定在履帶架樑內或支在樑內的特殊滑座上。

少支座與多支座的履帶滾輪可分為單式的、複式的和平衡式的。

多支座履帶的履帶運轉只由端部驅動；在少支座

的履帶則可有端部或中部驅動；但中部驅動有許多缺點，幾乎不被採用。

端部鏈輪（驅動輪與張緊輪）有張緊驅動鏈條和履帶的螺旋張緊裝置（圖30）。端部鏈輪可用鏈條驅動（參閱圖29）或齒輪驅動。

履帶運轉的底架上裝有支承迴轉裝置的齒輪。此外，在底架上還固定有定心軸頸並安裝有主分配軸。

履帶支承面是按已知的土壤最大容許比壓來規定的。

各種起重量的起重機所用履帶架的最大尺寸按ГОСТ 518-51的規定。履帶起重機行駛速度的種數按