

蘇聯機器製造百科全書

第九卷

第二十八章 升 降 機

第二十九章 翻 車 機

第三十章 索道與纜索起重機

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

第二十八章 升降機(Б. И. Презоров 普洛卓洛夫)

緒論.....	1	豎道門與乘載箱門.....	6
選擇升降機之原始資料.....	1	對重與均衡裝置.....	11
主要的升降機構造簡圖.....	2	擋板與緩衝器.....	11
豎道與機器間.....	2	操縱與信號系統.....	12
乘載箱與對重的導軌.....	5	參考文獻.....	12
提升機構.....	6	中俄名詞對照表.....	13
乘載箱、保險器、限速器(調速器).....	8		

第二十九章 翻車機(С. И. Крапоткин 克拉波特金)

緒論.....	1	複合翻車機.....	11
端面翻車機.....	1	參考文獻.....	13
側面翻車機.....	3	中俄名詞對照表.....	14
圓翻車機.....	8		

第三十章 索道與纜索起重機(А. А. Кастальский 卡斯達里斯基)

架空索道.....	1	架空索道的計算原理.....	13
架空索道的用途與型式.....	1	纜索起重機.....	17
環行雙索架空道.....	1	概論.....	17
環行單索架空道.....	9	纜索起重機的計算原理.....	20
擺動式架空索道.....	11	參考文獻.....	22
傳送機型的架空索道.....	13	中俄名詞對照表.....	23
轉移式架空索道.....	13		

第二十九章 翻車機

緒 論

翻車機用於卸載以礦車、鐵路平車、寬軌與窄軌敞車、寬軌大型載貨棚車等載運的顆粒性與成塊的貨物。

卸載方法由卸載車輛的類型來決定，按照卸載方法翻車機可分為端面翻車機（用以卸載鐵路平車與有活動端板的敞車）、側面翻車機（卸載時鐵路平車與敞車在翻車機中傾轉，繞縱軸迴轉至 160° 的角度）、圓翻車機（卸載的敞車在翻車機中繞縱軸迴轉至 160° 的角度）與複合翻車機（用於卸載棚車）。

按照卸貨場的卸載條件與服務特性，翻車機又可分為固定式的與移動式的。

端面翻車機

端面翻車機卸載鐵路平車與有活動端板的敞車，卸載時將貨車繞橫軸傾轉 $55\sim 70^\circ$ ，卸載作業可在軌道平面的下方、上方或在軌道平面上施行。

用以將敞車中的貨物卸到置於軌道下方的貯槽或船艙內的端面翻車機如圖 1 所示。其主要構成部分為車台 1、車台迴轉橫軸 2、以其頂桿將車台前部支承的液壓缸 3、貯液器 4、連通貯液器與液壓缸的管道 5、與車台相連接的對重 6。載貨的敞車安置在車台上時，應使重心在橫軸 2 的左側——即靠卸貨槽的一面；當敞車滾上車台時，其前軀即自動被鉤 8 鉤住。將敞車安置妥當後，迴轉拉桿 9 以使液壓缸 3 與貯液器 4 連通，因此當液體自液壓缸流進貯液器時，支撐車台的頂桿縮

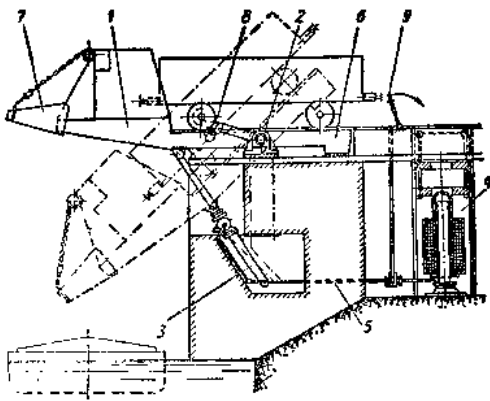


圖 1 在軌道平面下方卸載的端面翻車機。

入液壓缸內，使車台繞軸 2 迴轉至圖上虛線所示的位置。車台達到最大傾斜角時，液體即停止進入貯液器。敞車卸載完畢，貯液器與液壓缸復行連通，由於對重與自貯液器進入液壓缸內的液體的協同作用，車台與空車即恢復原來的水平位置。

此類翻車機除使用液壓傳動以外，尚可使用電力傳動，在有些結構中，轉動車台與隨後恢復至水平面的操作僅須利用重力完成。

液壓與電力傳動亦可用在軌道平面上卸載敞車的端面翻車機中（圖 2）。在這種翻車機內，車台 1 可繞靠近卸貨坑一面的軸 2 迴轉。在電力傳動的翻車機內，車台的傾轉是利用鋼繩、齒條、螺桿、與傳動齒輪 4 相嚙合的扇形齒輪或扇形齒盤 3；在液壓傳動的翻車機內，則利用液壓缸頂桿將敞車轉至傾斜位置。在有些翻車機結構中（用以將敞車中貨物卸至與鐵路平行的貯槽或地坑內，以及不論貯槽在任何位置而用以卸載帶有剎車台的敞車），在車台上安裝轉車盤（見圖 2 中的位置 5）。

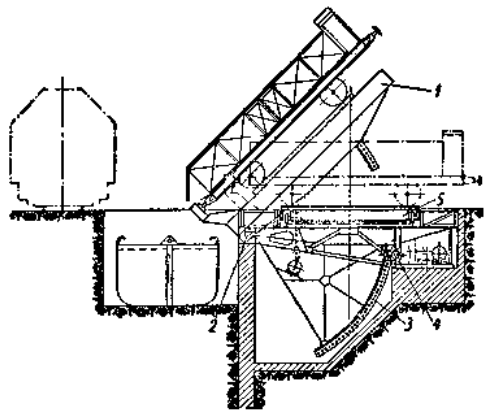


圖 2 在軌道平面上卸載的端面翻車機。

在軌道平面上方卸載的端面翻車機內（圖 3），安置在車台上的敞車首先被提升至一定高度（ $10\sim 20$ 公尺），提升操作完成後隨即進行卸載的基本操作。

移動式端面翻車機如圖 4 所示。行將卸載的敞車用前面一對車輪引至特別的起高車上，並用起高車上的鉤將敞車車軸鉤住而固定於起高車。其次以絞車將起高車提升至翻車機的車台上；行將卸載的敞車亦隨同升至車台。然後將車台在水平面內迴轉 90° 並將其

傾側，即完成卸載過程。卸載後再將車台在水平面內轉動 90° ，將空車轉至沿鐵路線的方向，並降落至鐵路平面，再利用其慣性滾下至與滾上時相反的一方。最後迴轉車台 180° 使其恢復原有位置，卸載循環即可重複進行。

端面翻車機的生產率平均為每小時 8~10 車，貨車載重量為 15~20 噸。計算端面翻車機時，傾轉力矩的大小是根據下列兩種基本卸載情況之一而決定。

a) 提升車台當傾斜角大於或等於貨物自然坡角時，貨物自敞車側出。實際上這種情況是在卸載膠結或凍結貨物時發生的，即當將敞車提升至最大角度時全部貨物沿其底面滑動（圖 5）。傾斜角為 φ_x 時，對於迴轉軸 O 的傾轉力矩 (M_x) 在此種情況下是由下式決定

$$M_x = (G_2 + G_0)(0.5L - n) \cos \varphi_x - [G_2(a + c) + G_0(0.5H + c)] \sin \varphi_x + G_1[\cos \varphi_x(m + 0.5L - n) - \sin \varphi_x b] \text{ 噸} \cdot \text{公尺}, \quad (1)$$

式中 $G_0 = L \cdot B \cdot H \cdot \gamma$ ——貨物重量 (噸); G_1 ——翻車機車台重量 (噸); G_2 ——貨車自重 (噸); L ——貨車

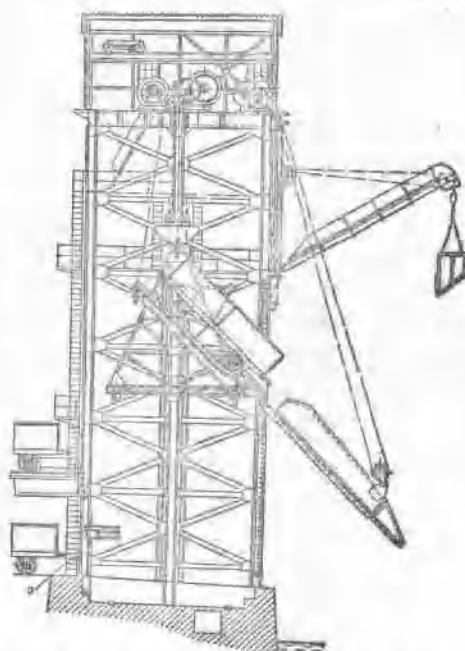


圖 3 在軌道平面上方卸載的端面翻車機。

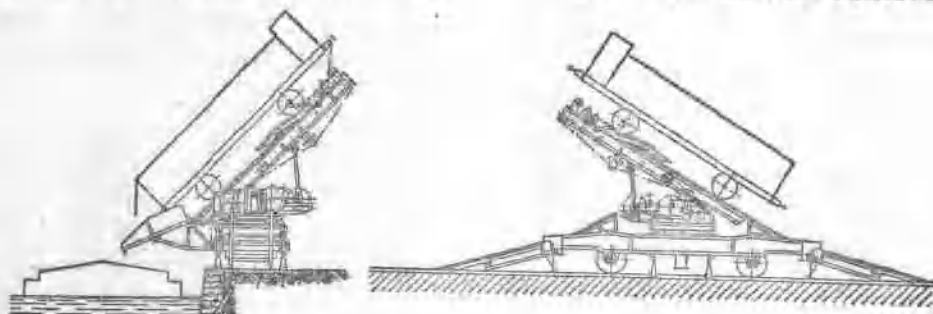


圖 4 移動式端面翻車機。

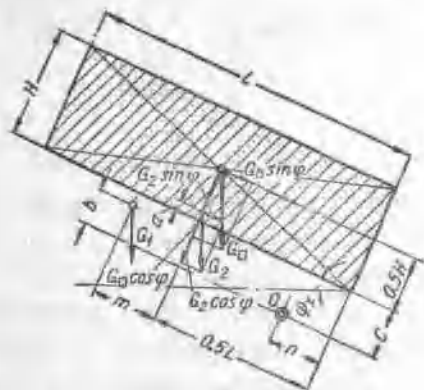


圖 5 以端面翻車機卸載膠結與凍結貨物時荷重作用圖。

長度 (公尺); B ——貨車寬度 (公尺); H ——貨車高度 (公尺); γ ——貨物的假比重 (噸/公尺³); a, b, c, m ——分別為貨車底板至貨車自重重心、自傾轉軸 O (見圖 5) 量至車台重心、貨車底板、貨車端板的距離^①。在 $\varphi_x = 0$ 時的傾轉力矩為最大。

b) 按照傾斜角的增大程度，貨物自敞車中均勻側出，而敞車活動端板的張開度隨傾斜角的增大而增大，至最後，貨物與端板摩擦所生之輔助力即行消失（圖 6, a）。

在此種情況下，傾斜角為 φ_x 時的傾轉力矩可由下

① 此句原文為“ a, b, c, n ——分別為自傾轉軸 O (見圖 5) 量至貨車底板、貨車重心、車台重心與貨車端板的距離”。與圖中所示不盡符合。——譯者

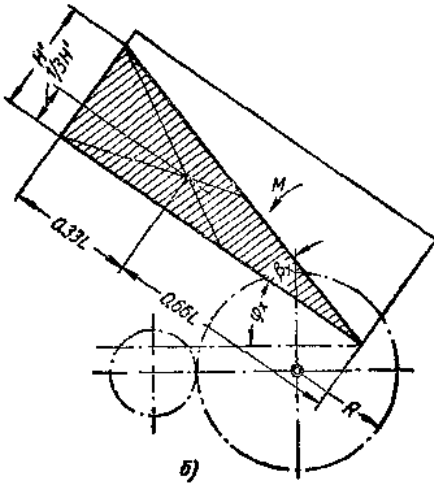
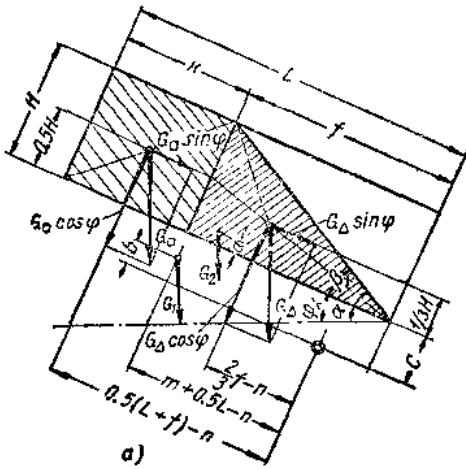


圖 6 以側面翻車機卸載自由倒出的貨物時的荷重作用圖。

式決定。

$$M_x = G_{\Delta} \left[\cos \varphi_x \left(\frac{2}{3} f_x - n \right) - \sin \varphi_x \left(c + \frac{1}{3} H' \right) \right] + G_{\square} \left[\cos \varphi_x (0.5L + 0.5f_x - n) - \sin \varphi_x (c + 0.5H') \right] + G_2 \left[\cos \varphi_x (0.5L - n) - \sin \varphi_x (\alpha + c) \right] + G_1 \left[\cos \varphi_x (m + 0.5L - n) - \sin \varphi_x b \right] \text{噸} \cdot \text{公尺} \quad (2)$$

式中 $G_{\Delta} = 0.5H B f_x \gamma$ —— 傾斜角為 φ_x 時，三角形截面部分的貨物重量(噸)； $G_{\square} = h \cdot B \cdot H \cdot \gamma = (L - f_x) \times H \cdot B \cdot \gamma$ —— 傾斜角為 φ_x 時，矩形截面部分的貨物重量(噸)； $f_x = H \operatorname{ctg} \beta_x = H \operatorname{ctg} (\alpha - \varphi_x)$ ； α —— 貨物的自然坡角。

式(2)可用於傾斜角從 $\varphi_x = 0$ 至 $\varphi_x = \psi$ 的範圍內，在 $\varphi_x = \psi$ 時一部分貨物倒出，而剩餘部分則留於 $k=0$ 的三角形截面內(圖 6, b)。 ψ 角可用下式計算。

$$\operatorname{tg} (\alpha - \psi) = \operatorname{tg} \beta_x = \frac{H}{L}。$$

在 φ_x 角等於自然坡角 α 時，貨車即將倒空。在 $\varphi_x = \psi$ 至 $\varphi_x = \alpha$ 的範圍內傾轉力矩的方程式為

$$M_x = G_{\Delta} \left[\cos \varphi_x \left(\frac{2}{3} L - n \right) - \sin \varphi_x \left(c + \frac{1}{3} H' \right) \right] + G_2 \left[\cos \varphi_x (0.5L - n) - \sin \varphi_x (\alpha + c) \right] + G_1 \left[\cos \varphi_x (m + 0.5L - n) - \sin \varphi_x b \right] \text{噸} \cdot \text{公尺}, \quad (3)$$

式中 $H' = L \operatorname{tg} \beta_x$ 而 $\beta_x = \alpha - \varphi_x$ 。

以 $\varphi_x = 0$ 代入式(2)即得出初傾轉力矩。翻車機的車台在水平位置時， f_x 可由 $f_x = H \operatorname{ctg} \alpha$ 求得。已卸載的貨車下降至原來位置的力矩用式(2)計算，但式中 G_{Δ} 與 $G_{\square}$ 均等於零。根據由式(1)與式(2)求出的最大靜力矩，即可進一步計算翻車機機構與選擇電動機(按照本卷‘起重運輸機電力傳動’一章的說明對電動機進行最後驗算)。

側面翻車機

側面翻車機卸載貨車是將貨車繞一平行於其縱軸的軸迴轉。側面翻車機分為迴轉式的與提升迴轉式的。提升迴轉式的有提升機構，其特點為在進行卸載的基本操作以前將載貨的貨車提升至軌道平面上方。按其操作特性，側面翻車機可為固定式的，常用以將貨物從貨車轉載到另一貨車，從貨車轉載到江船與海船的貨艙或轉載到傳送裝置上；亦可為移動式的，用以將貨物卸至倉庫中的貨堆。

固定式側面翻車機(圖 7)由金屬支架 1、傾轉機

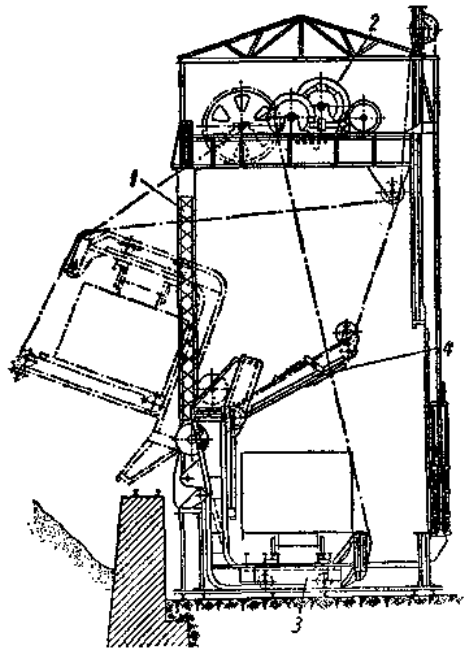


圖 7 固定式側面翻車機。

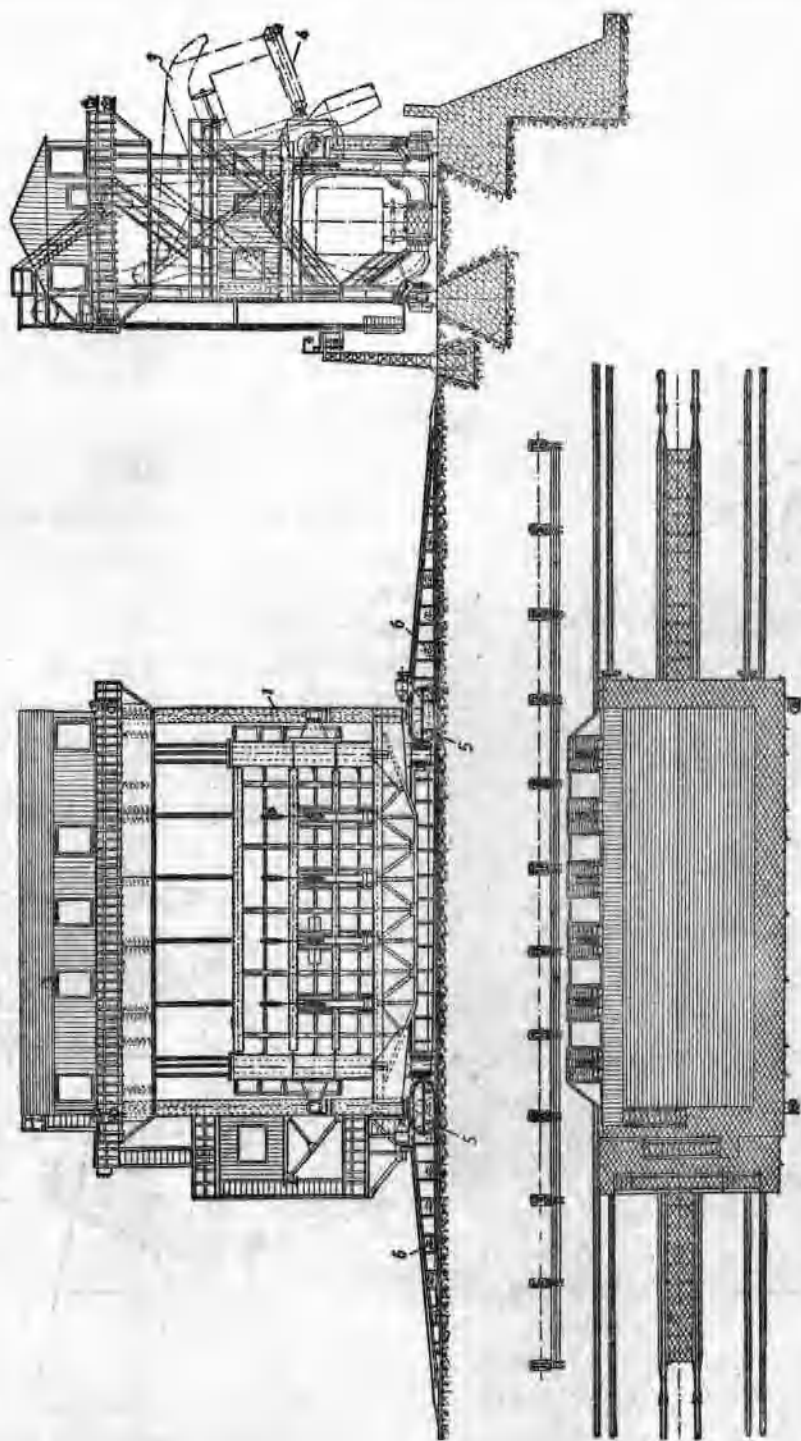


圖 8 轉動式側面圖。

構 2，帶有可移動的車台的搖架 3，傾轉時固定貨車的夾車機構與橫樑 4 等構成。至於移動式翻車機（圖 8）除了上述各部分外，尚有帶移動機構的行動車架 5 與進退貨車用的傾斜軌道。

金屬支架由兩個剛性框架組成，兩框架之間用下端與頂端的縱樑相連接。搖架（圖 9）由若干 L 形樑 1 縱向連接而成，並位於金屬支架之內。可移動的車台 2（圖 10）位於搖架的水平部分上面，沿車台敷設有放置卸載貨車用的軌道。在車台下裝有滾輪，使其可與裝在台上的貨車一同向搖架豎壁稍作側面移動。這種移動是在傾轉開始時期發生的，而在以後的整個作業循環的時間內，貨車即被夾緊在裝有木質墊板 3 的搖架豎壁上。貨車卸載完畢後，車台受彈簧的作用而恢復原位。

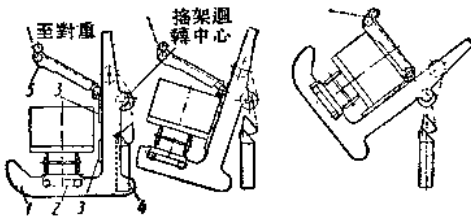


圖 9 傾轉過程中搖架位置圖。

傾轉繩固定在搖架豎壁上的平衡吊架上，而平衡搖架的對重的鋼繩則固定於搖架壁上的突出部分 4 的上面。

在傾轉時，貨車由夾車標 5 固定在車台 2 的上面。

夾車標的數目根據翻車機的載重量採用二根至六根。在傾轉開始時期（即當車台 2 向搖架豎壁移動以後），標即下落至貨車車身上，並利用對重保持在夾車位置。

搖架的傾轉是由置於翻車機頂部房間內的絞車施行。

移動式翻車機的行動機構是由四個單獨電力傳動的雙軌行動車架組成。行動機構各個車架的電動制動器是連鎖的，當有一個電動機發生故障時，全部制動器仍可正常工作。

為使貨車滾上搖架並在卸貨後從搖架滾下，在翻車機的兩端敷設有 15 公尺長而坡度為 8 % 的傾斜軌道。

貨車的滾進與退出係用特別的車架，這種車架可利用鋼繩在車台上的軌道之間移動並用特殊突出部分將貨車油支承。貨車在翻車機搖架的車台上的準確安置則是利用終端開關來達到。

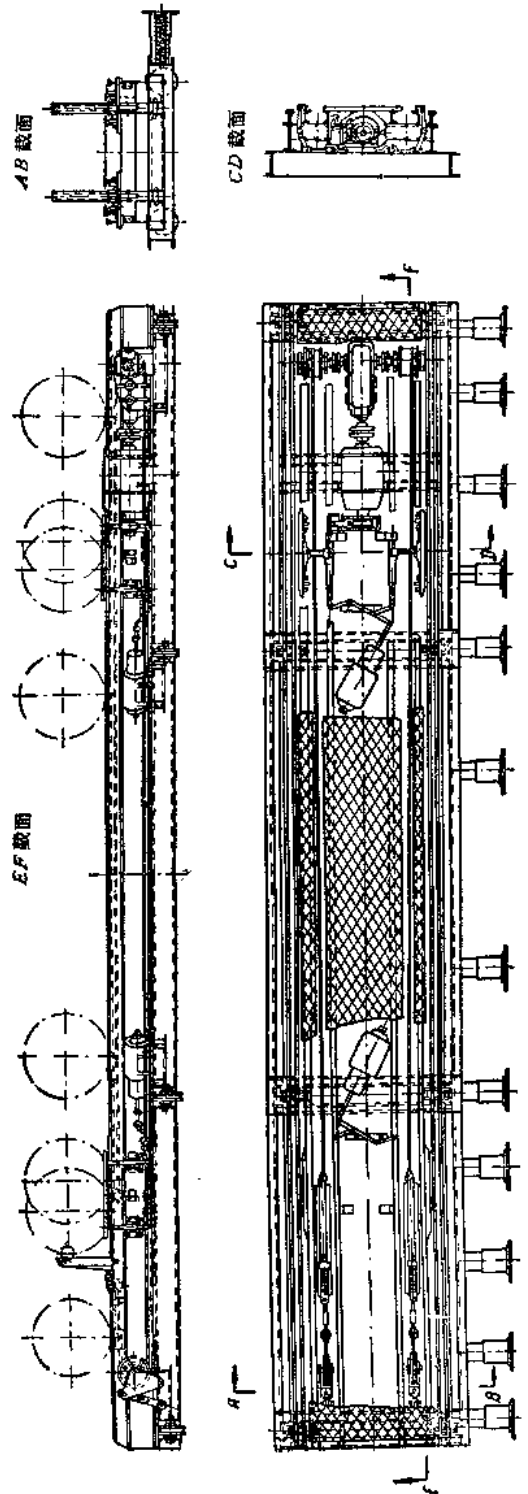


圖 10 側面翻車機的车台。

翻車機的操縱站設置在其端部的房間內。

移動式翻車機的電力是用電車線供給。

側面翻車機的綜合技術規格如下：

所卸載的貨車的載重量 ^⑤	60 ~ 120噸
翻車機每小時生產率(車數)	15 ~ 40
翻車機每小時生產率	900 ~ 4800噸
卸貨循環所需時間	1.5 ~ 3.5分
卸載貨車的重量(包括載重)	80 ~ 160噸
翻車機重量	250 ~ 600噸
最大傾轉角(搖車迴轉角)	160°
移動式翻車機中的行動車輪數	16 ~ 32
移動式翻車機平均行駛速度	15 ~ 30公尺/分
傾轉機構的電動機功率	2 × 130 ~ 2 × 450馬力
移動式翻車機中移動機構的電動機功率	75 ~ 4 × 25馬力
輔助機構的電動機功率	20 ~ 275馬力
翻車機各作業機構的電動機的總功率	350 ~ 1200馬力

在計算側面翻車機時，和前面所述計算端面翻車機時一樣，貨物的傾轉力矩應根據下述兩種基本卸貨情況確定：

a) 凍結或膠結貨物在最大傾轉角時全部沿貨車壁板滑動(圖 11)。在這種情況下，對翻車機迴轉軸的傾轉力矩為：

$$M_x = G(x \cos \varphi_x + y \sin \varphi_x) \quad \text{噸} \cdot \text{公尺} \quad (4)$$

式中 G —— 貨物重量(噸)； φ_x —— 傾側角(傾轉角)；

$x = m + c + \frac{a}{2}$ 與 $y = n - \frac{b}{2}$ —— 貨物重心坐標； c

—— 貨車車身與翻車機支承壁間的距離，在傾轉角 φ_x 從 0° 至 $10 \sim 12^\circ$ 的範圍內其數值由最大變至零。

式(4)可用來計算在任何傾轉角下的力矩數值，並可顯示力矩隨 φ_x 角變化而變化的特性(曲線)。

6) 貨物隨傾轉角增大的程度均勻地自貨車內倒出，而貨物截面面積在傾轉初期(即當 $\varphi_x < \alpha$ 時)為矩

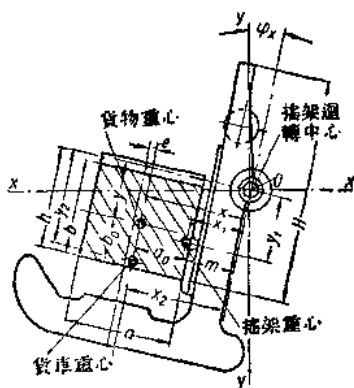


圖11 側面翻車機卸載時的荷重作用圖。

形，此後當 φ_x 角增大至某一角度 $\varphi' > \alpha$ 時為一矩形與一三角形(圖 12, a)，最後當 $\varphi_x \geq \varphi'$ 時，則僅為一三角形(圖 12, b)。在此種情況下，對於翻車機迴轉軸的傾轉力矩同樣用式(4)計算，而在 $\varphi_x < \alpha$ 的範圍內，貨物重心坐標 x 與 y 為

$$x = m + c + \frac{a}{2} \quad \text{與} \quad y = n - \frac{b}{2},$$

根據前面所述，當 $\varphi_x \geq 10 \sim 12^\circ$ 時 $c = 0$ ；在 $\varphi_x > \alpha$ 至 φ' 的範圍內貨物重心坐標等於(圖 12, a)

$$x = m + a_0 \quad \text{與} \quad y = n - b_0,$$

$$\text{式中} \quad a_0 = \frac{\alpha(3b_y + c_y)}{3(2b_y + c_y)}; \quad b_0 = \frac{c_y^2 + 3b_y c_y + 3b_y^2}{3(c_y + 2b_y)};$$

$$b_y = b - 0.5c_y; \quad c_y = a \operatorname{tg} \beta_x; \quad \beta_x = \varphi_x - \alpha$$

在 $\varphi_x > \varphi'$ 的範圍內等於(圖 12, b)

$$x = m + a_0 \quad \text{與} \quad y = n - b_0,$$

$$\text{式中} \quad a_0 = \frac{a_x}{3}; \quad b_0 = \frac{H_1}{3};$$

$$a_x = H_1 \operatorname{tg} \gamma_x; \quad \gamma_x = 90^\circ + \alpha - \varphi_x.$$

貨車車身內的貨層開始成為三角形時(圖 12, b)

的傾轉角 φ' 由下式求得

$$\varphi' = 90^\circ + \alpha - \gamma_x,$$

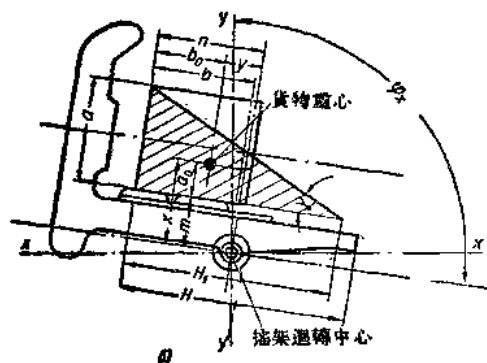
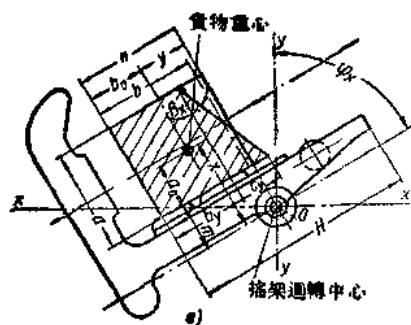


圖12 側面翻車機卸載時荷重作用圖。

⑤ 較大的數值為固定式翻車機的載重量。

式中 $\operatorname{tg} \gamma_x = \frac{a}{H_1}$ 。當翻車機搖架豎壁的高度 $H \leq 2b$ 時，三角形底邊 $H_1 = H$ ；當 $H > 2b$ ，搖架在中間位置、貨物已從貨車倒出而尚未自搖架落下時，

$$H_1 = \sqrt{\frac{ab}{0.5 \operatorname{tg} \gamma_x}}$$

而當 $H > 2b$ ，即貨物自搖架豎壁落下時， $H_1 = H$ 。

貨物自搖架豎壁落下的起點由下列數值確定

$$a_x = \frac{ab}{H}; \quad \operatorname{tg} \gamma_x = \frac{a_x}{H}; \quad \varphi_x = 90^\circ + \alpha - \gamma_x。$$

在各種不同傾轉角 φ_x 時，剩餘在貨車與搖架豎壁上的貨物容積可由下式求得

$$V_x = V \frac{F_x}{F} \text{ 公尺}^3, \quad (5)$$

式中 V ——傾轉以前貨車內的貨物容積； F_x ——在一定角度 φ_x 時貨車內與搖架豎壁上的貨物截面積。

在搖架傾轉與回復時期中貨車重量與翻車機迴轉部分自重的傾轉力矩(見圖 11)由下式計算

$$M'_x = G_1 R_1 \cos \theta_1 + G_2 R_2 \cos \theta_2 \text{ 噸} \cdot \text{公尺}, \quad (6)$$

式中 G_1 ——翻車機迴轉部分(搖架)的重量； G_2 ——貨車自重； $R_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}$ ——搖架重心迴轉半徑； $R_2 = \sqrt{x_2^2 + y_2^2}$ ——貨車重心迴轉半徑； $\theta_1 = 270^\circ + \psi_1 + \varphi_x$ ， $\theta_2 = 270^\circ + \psi_2 + \varphi_x$ ； φ_x ——傾轉角； ψ_1 ——坐標軸 $x-x$ 與連接搖架重心及迴轉中心的直線間的夾角； ψ_2 ——坐標軸 $x-x$ 與連接貨車重心及迴轉中心直線間的夾角。

搖架對重所生力矩為

$$M_x'' = G_3 b \text{ 噸} \cdot \text{公尺} \quad (7)$$

而夾車標對重所生力矩為

$$M_x''' = G_4 c \text{ 噸} \cdot \text{公尺}。 \quad (8)$$

在上列二式中 G_3 ——搖架對重的重量， G_4 ——夾車標對重的重量。 b 與 c ——搖架對重與夾車標對重的鋼繩對翻車機迴轉中心的臂長(圖 13)——皆為變數，並用圖解法求得。選擇搖架對重的重量時，須使力矩 M_x'' 盡可能減小總傾轉力矩，並使在整個卸載循環中能力的消耗較為均勻；夾車標對重的重量(當貨物重量為 G ，貨車重量為 G_2 ，貨車與搖架豎壁的摩擦係數為 f ，最大傾轉角為 $\varphi_{\max}$ ，安全係數 $k=1.2$ 時)在全部卸載貨物沿貨車豎板同時滑下的情況下，可由下式求得

$$G_4 = 0.5(G + G_2)(\cos \varphi_{\max} - f \sin \varphi_{\max})k \text{ 噸}, \quad (9)$$

而在逐漸與均勻地卸載的情形下，則由下式求得

$$G_4 = 0.5G_2(\cos \varphi_{\max} - f \sin \varphi_{\max})k \text{ 噸}。 \quad (9a)$$

夾車標對重繩內的應力等於

$$S = \frac{G_4}{n} \text{ 噸}, \quad (10)$$

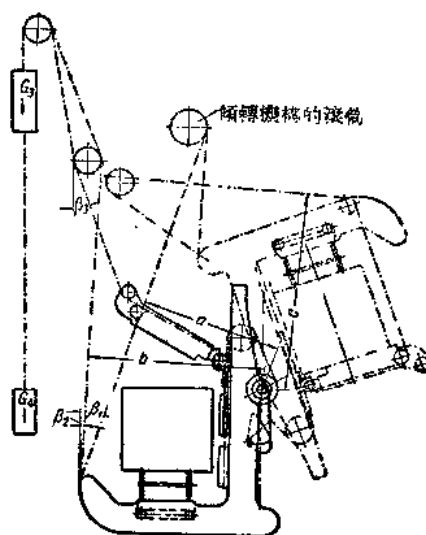


圖 13 側面翻車機的傾轉機構與放下夾車標的機構圖。

式中 n ——鋼繩數目。

傾轉機構鋼繩內的拉力等於

$$S_x = \frac{\Sigma M_x}{n\alpha}, \quad (11)$$

式中 ΣM_x ——在一定傾轉角時由貨物、搖架、貨車與對重的重量所生的傾轉力矩的和； α ——鋼繩對搖架迴轉中心的臂長(圖 13)，為一變量其大小用圖解法決定； n ——鋼繩數目。

在搖架迴轉軸上壓力的大小，可由所有作用於搖架的各力的投影總和的方程式求得。

傾轉時在垂直軸上的力的投影為

$$G_3 \cos \beta_2 + S_x \cos \beta_1 - G_1 - G_2 - G = A \text{ 噸}。 \quad (12)$$

在夾車標對重工作之前，亦即在標與貨車車身接觸之前此式仍然是正確的；在夾車標對重發生作用時則採用下式

$$\begin{aligned} & \pm G_3 \cos \beta_2 + S_x \cos \beta_1 + G_4 \cos \beta_3 \\ & - G_1 - G_2 - G = A \text{ 噸}。 \end{aligned} \quad (12a)$$

在夾車標對重發生作用時的轉回過程中，反作用力 A 由式(12a)決定，而在對重工作終了時則用式(12)計算，但式中 $G=0$ 。

傾轉至夾車標對重開始作用以前，水平軸上力的投影為

$$\pm G_3 \sin \beta_2 + S_x \sin \beta_1 = B \text{ 噸} \quad (13)$$

而當對重工作時為

$$\pm G_3 \sin \beta_2 + S_x \sin \beta_1 - G_4 \sin \beta_3 = B \text{ 噸}。 \quad (13a)$$

轉回過程中在夾車標對重脫開以前的一段時期，

反作用力 B 由式 (13a) 計算, 而在夾車樑對重脫開以後, 則按式 (13) 計算。

角 β_1, β_2 與 β_3 (圖 13) 用圖解法求得。

作用於搖架迴轉軸上的力等於

$$R = \sqrt{A^2 + B^2} \text{ 噸。} \quad (14)$$

搖架迴轉軸軸頸中摩擦力矩等於

$$M_x = R \cdot \mu \cdot r \text{ 噸} \cdot \text{公尺}, \quad (15)$$

式中 μ ——搖架軸上滑動摩擦係數; r ——搖架迴轉軸半徑。

搖架迴轉的角速度等於

$$\omega_x = \frac{n\varphi_0}{360t_x} \text{ }^\circ \quad (16)$$

此處 $\varphi_0 = \frac{\varphi_{\max}}{n}$ ——將最大傾轉角任意等分的角度;

$\varphi_{\max}$ ——最大傾轉角; n ——最大傾轉角的等分數;

$t_x = \frac{L_x}{v_x}$ ——傾轉角度 φ_0 經過的時間; L_x ——當搖架

迴轉 φ_0 角所繞上或脫開滾筒的鋼繩長度; $v_x = \frac{L}{t_1}$ ——

鋼繩繞上或脫開滾筒的速度; L ——當搖架迴轉最大傾轉角時繞上或脫開滾筒的鋼繩長度; t_1 ——全部傾轉時間或搖架轉回時間。

爲了確定傾轉機構的電動機功率而繪出翻車機全部工作循環的總力矩曲線(總力矩是指包括由貨物、貨車、翻車機迴轉部分、對重以及摩擦力所生的力矩)。電動機的預計功率按照最大總靜力矩決定(電動機功率的最後決定參看第二十一章)。

傾轉機構亦同樣按最大靜力矩計算。

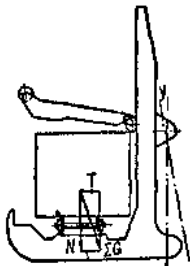


圖14 側面翻車機車台彈簧所受重力作用圖。

爲使載着已卸空的貨車的車台在轉回過程中回到鐵路側線位置, 其所用的彈簧的設計, 按照傾轉初期(在傾斜角 $\varphi_x = 10 \sim 12^\circ$ 的範圍內)使車台向豎壁移動的載重貨車與車台總重量的分力 T 計算(圖 14)。

這種與車台平行的分力, 其值隨 φ_x 角的變化而變化, 並等於

$$T = (G + G_2 + G_5) \sin \varphi_x > W_1 + W_2 \text{ 公斤}, \quad (17)$$

式中 $W_1 = \frac{N}{R_k} \left(k + \mu \frac{d}{2} \right) \alpha$ ——帶有載貨貨車的車台移動的阻力(公斤); $W_2 = eZm$ ——彈簧壓力(公斤); $N = (G + G_2 + G_5) \cos \varphi_x$ ——垂直於車台方向的重力分力(公斤); e ——在開始傾轉時貨車與搖架豎壁間的距離(公分); R_k ——車台滾輪的半徑; d ——滾輪軸的

直徑; Z ——彈簧剛性, 根據螺旋截面與彈簧圈數而有不同(參看第二卷原書第 670 頁表 20); G ——貨物重量; G_2 ——貨車自重; G_5 ——車台重量; m ——彈簧個數; $k = 0.08 \sim 0.1$ (公分)——滾動摩擦係數; $\mu = 0.08 \sim 0.15$ ——滑動摩擦係數; $\alpha = 1.25 \sim 1.5$ ——考慮到由於輪緣與軌道摩擦所增加的阻力的修正係數。

彈簧尺寸按應力 W_3 計算

$$W_3 > \frac{G_2 + G_5}{R_k^2 n} \left(k + \mu \frac{d}{2} \right) \alpha \text{ 公斤。} \quad (18)$$

貨車側板與搖架豎壁接觸時的傾轉角由下式確定

$$\sin \varphi = \frac{W_1 + W_2}{G_2 + G_5 + G} \quad (19)$$

圓 翻 車 機

圓翻車機(圖 15 與 16)已廣泛應用於傾卸裝運顆粒性與成塊的貨物的各式敞車。由於其能較多的滿足基本的合理使用條件(對於卸載各種尺寸與載重量的自動適應性, 貨車在車台的軌道上的自動固定, 傾轉循環中費時最少, 消耗能力最小與經常費用最小), 在敷設有卸載的鐵路高台或利用輔助運輸設備的場合, 較其他各種形式的翻車機爲優, 僅在倉庫卸載貨車時遜於側面翻車機(見圖 16)。

根據所卸載的貨車的類型, 圓翻車機可分爲卸載鐵路貨車的翻車機與卸載礦車的翻車機(礦車翻車機此處不予研究)。按照傳動的方式, 翻車機則可分爲鋼繩傳動的、齒輪傳動的與摩擦傳動的。

將載重貨車送上翻車機車台可使用絞盤或立式絞車。

翻車機開始迴轉時(在最初 $10 \sim 12^\circ$ 的傾斜角範圍內), 車台與貨車向框架側板方向移動至與墊板接觸爲止。同時夾車器(夾車樑) 10 下落至貨車車身上部, 在車台向側面移動以後, 貨車在整個卸載循環中即固定不動。

每一圓翻車機由金屬框架、迴轉機構、固定貨車機構與沿車台滾動貨車的機構組成。

翻車機的金屬框架(鐵籠)(圖 15)是由水平樑 2 連接的兩個端環 1 構成。安置貨車的車台 3 置於框架中進車軌道的水平面, 而在框架兩端環之間——沿翻車機全長卸貨的一面——設置有牆板, 此牆板在傾轉時即爲貨車的側面支承與自貨車卸出貨物的導板。

鋼繩傳動的翻車機(圖 15)中的迴轉機構由電動機 4、減速器 5、帶有兩個滾筒 7 的水平軸 6 組成, 鋼繩 8 繞於滾筒而固定在端環 1 上面。在齒輪傳動的翻

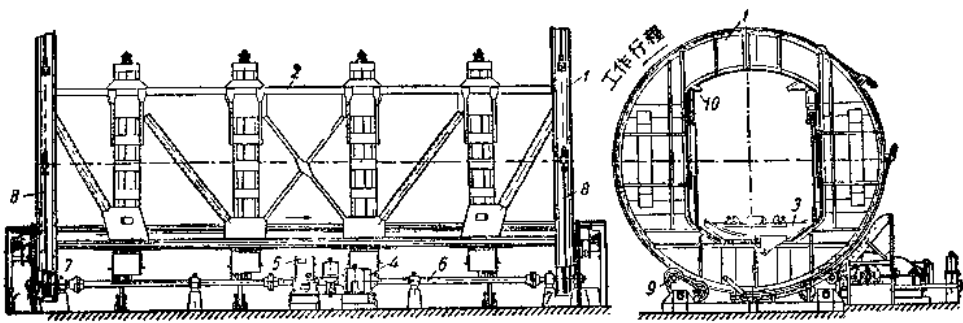


圖15 圓翻車機。

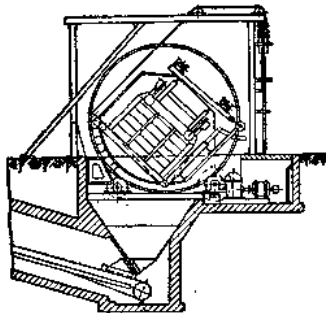
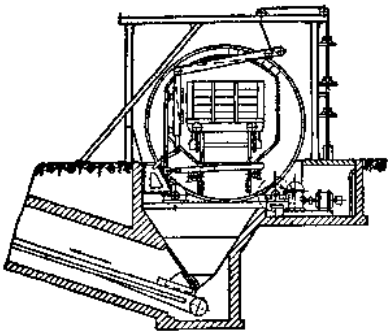


圖16 有夾車樑的翻車機。

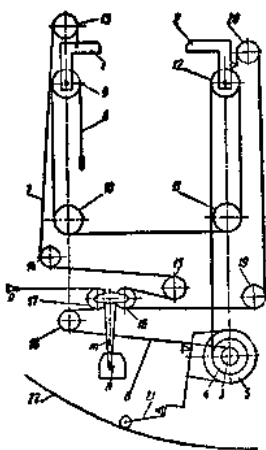


圖17 圓翻車機夾車裝置圖。

車機中(見圖16),以齒輪代替鋼繩滾筒,齒輪與固定於罐籠端環上的弧形齒條相啮合。在摩擦傳動的翻車機中,罐籠是由於傳動轆筒與罐籠端環間所生的摩擦接觸而迴轉。在所有圓翻車機結構中,框架(罐籠)是以托輪9(圖15)來支承,爲了使荷重更能均勻分佈,每一對托輪以平衡臂相連接。

卸載後翻車機轉回至

原始位置時,夾車器自動提起,而受彈簧作用的車台亦回至台上在鋼軌與鐵路支線鋼軌連接的位置。

翻車機夾車裝置如圖17所示。每一對夾車器(左夾車器1與右夾車器2)由一單獨機構操縱,此機構由三條鋼繩6、7與8,十二個滑輪與兩個滾筒3與4,以及兩個滾筒的帶式制動器5所組成。繩6固定於翻車機框架上,並依次繞過滑輪9、10、11與12而引至滾筒4。繩8固定於P點,繞過調節架的滑車17,然後經過滑輪18而引至滾筒3。滾筒3的直徑比滾筒4的直徑小一倍。鋼繩7夾緊於夾車器1上,經過滑輪13、14、15、16、19、20而固定於夾車器2。

在翻車機工作行程之初,當其順時針方向迴轉時槓桿 m 離開支點 n ,而裝有與槓桿 m 組成一體的滑輪16與17的調節架向右移動;繩8自滾筒3拉出。同時繩7中的張力由於滑輪16與15的軸心距離縮短而減小,而此時由於繞於滾筒4上的繩6的作用,夾車器1與2均下落而壓至貨車邊上。夾車器即被帶式制動器固定於此位置,當翻車機迴轉角度 $\varphi_x=10\sim12^\circ$ 時,制動帶的槓桿21自導軌滾下,並向反時針方向迴轉而將制動帶拉緊。

當翻車機轉回至原來位置時,制動槓桿滾上導軌22,並向上偏移而使制動帶鬆弛;帶有滑輪16與17的調節架以槓桿 m 支於支點 n ,並向左移。由於滑輪16與15的軸心距離增大,繩8繞上滾筒3而繩6脫開滾筒4,夾車器向上移動。

升降夾車器的鋼繩內的最大應力由下式求得

$$S_{\max} = \frac{G_{\text{сак}}}{\eta} \text{ 公斤}, \quad (20)$$

式中 $G_{\text{сак}}$ ——一個夾車器的最大重量(公斤); η ——滑輪效率。

在傾轉時支承貨車與夾車器的鋼繩內的應力爲

$$S = \frac{G_2}{2^n} + \frac{G_{\text{сак}}}{2} \text{ 公斤}, \quad (21)$$

式中 n ——夾車器數目, G_2 ——貨車自重 $\odot$ 。

圓翻車機的簡明規格:

平均每小時傾卸車數	20
所卸載的貨車載重量	20~100噸
翻車工作循環的平均時間	1.5分
包括進退車在內的翻車循環平均時間	3.0分
自貨車卸出貨物所需的時間	20~25秒
翻車機迴轉速度	約1.0轉/分
貨車進入翻車機車台的速度	0.6公尺/秒
所卸載的貨車的界限尺寸:	
長	8~15公尺
高	2.55~3.78公尺
寬	3.03~3.25公尺
翻車機長度	17.0公尺
翻車機框架端環直徑	8.0公尺
傾轉機構電動機的總功率	12.0~50.0仟瓦

在計算圓翻車機時,由於貨物重量所生的傾轉力矩,可按式(4)計算,但在卸載膠結或凍結的貨物時,

全部貨物同時沿貨車壁板滑下,而此時貨車傾斜角大於貨物自然坡角 α (圖18),則坐標 x 與 y 各等於

$$x = \frac{a}{2} - m + e, \quad y = \frac{b}{2} - n.$$

x 與 y 的這些數值,在 $\varphi_x \leq 2$ 的範圍內逐漸增大傾轉角而均勻地倒空貨車的情況下同樣可以採用。如

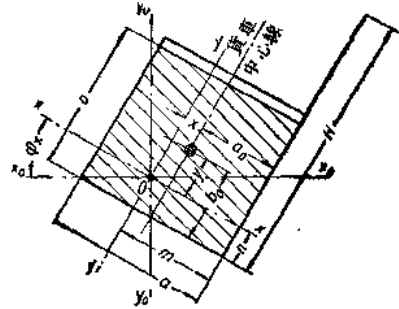


圖18 用圓翻車機卸載時荷重作用圖。

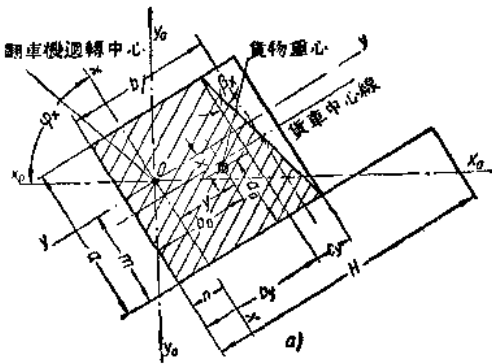


圖19 用圓翻車機卸載時荷重作用圖。

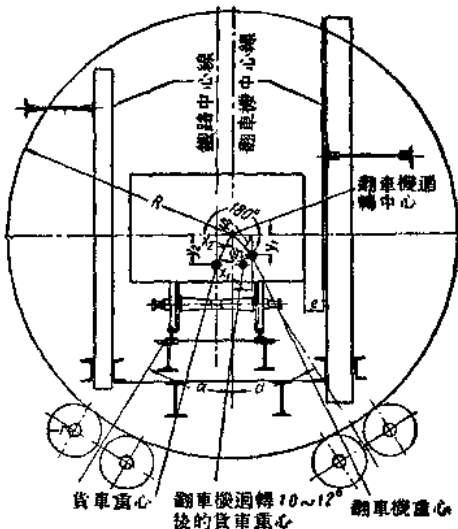


圖20 貨車在圓翻車機車台上的位置圖。

繼續增大傾轉角至某一角度 φ' ,此時貨車內貨物的截面一部分為三角形、一部分為矩形(圖19,a),最後,即 $\varphi_x \geq \varphi'$ 時,貨物的截面成爲一個三角形(圖19,b),坐標 x 與 y 爲

$$x = a_0 - m \text{ 與 } y = b_0 - n,$$

而 a_0 與 b_0 的數值按計算側面翻車機(參看本章第6頁)時的同樣方法來求得。至於由於翻車機自重與貨車自重所生的傾轉力矩與式(6)同樣的方式來確定。

翻車機端環與托輪之間的滾動摩擦所生的力矩可由下式求得

$$M_x = (R + r) \frac{k G_2}{r \cos \alpha} \text{ 公斤·公分} \quad (22)$$

● 對於卸載裝有膠結或凍結貨物的貨車,在式(21)中以載重的貨車重量 $G + G_2$ 代替 G_2 ,其中 G 爲貨物重量。

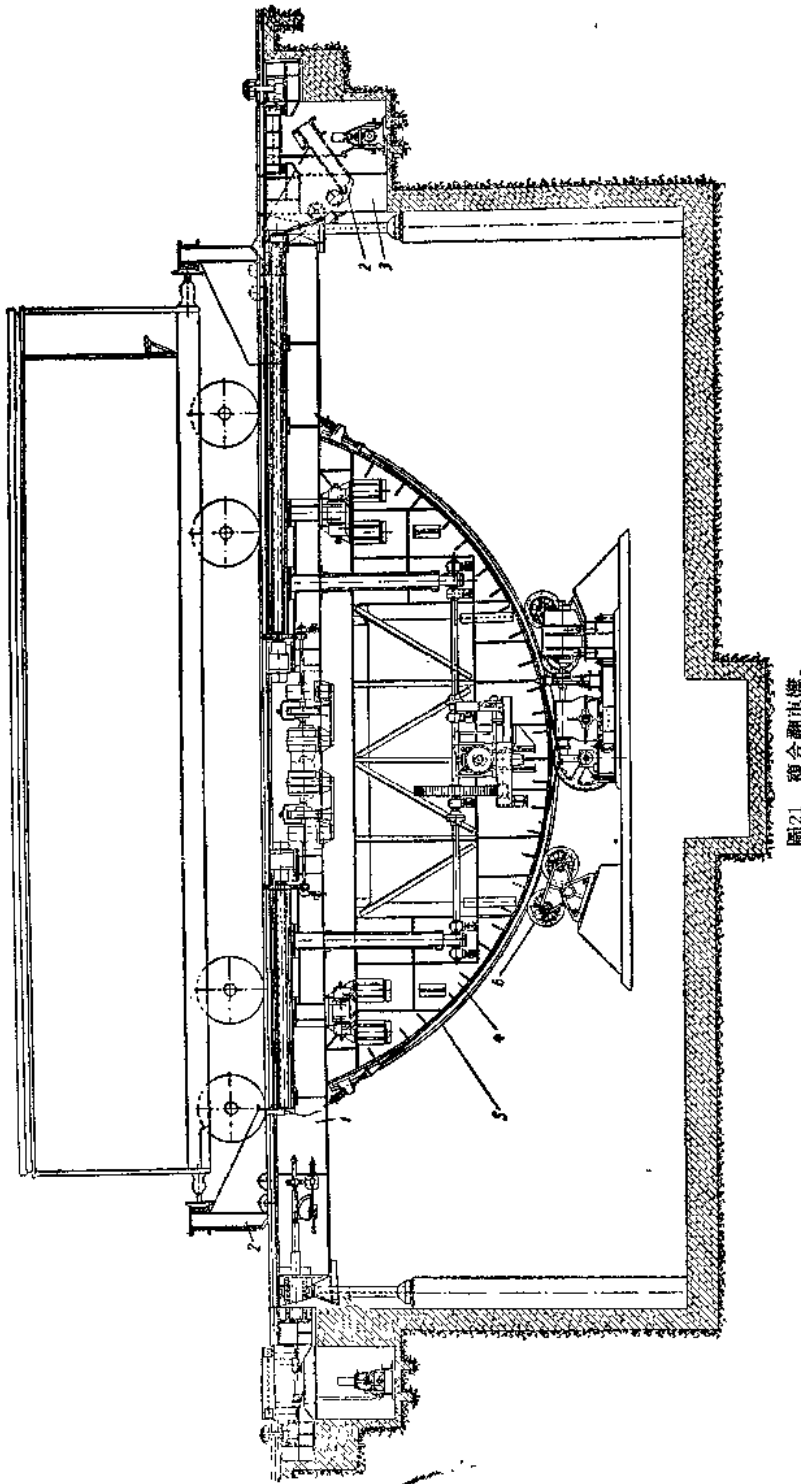


圖21 複合翻車機

式中 R ——端環半徑(圖20); r ——托輪半徑; G_{Σ} ——貨物、貨車與翻車機迴轉部分的總重量; $k=0.05$ 公分——托輪與端環邊緣的滾動摩擦係數; α ——托輪架中心線與垂直方向所成之角度, 一般採用 $30^{\circ} \sim 60^{\circ}$ 。

托輪軸與軸承之間的滑動摩擦所生的力矩等於

$$M'_z = \mu \frac{Rr_k}{r} \cdot \frac{G_{\Sigma}}{\cos \alpha}$$

公斤·公分, (23)

式中 r_k ——托輪軸的半徑; μ ——托輪軸與軸承間的滑動摩擦係數。

傾轉機構按最大的總靜力矩來考慮。初步確定翻車機構傳動所需的電動機功率時, 即按照此力矩數值來計算(電動機的最後驗算根據本卷‘起重運輸機的電力傳動’一章中的說明進行)。

複合翻車機

連續用側面與端面傾轉以卸載棚車的翻車機稱為複合翻車機(圖21)。

用以卸載穀類的複合翻車機具有下述優點: 一個翻車機可達400噸/小時的高度的生產率, 卸載操作快、需要工作人員不多(一個司機和兩個輔助工), 卸貨成本低。

複合翻車機的合理使用範圍決定於對翻車機連續供給貨車的條件, 具有大的倉庫容量, 以及用以運送由翻車機卸下的貨物的倉庫內運輸工具之足夠運輸能力。

複合翻車機的工作情況概述如下: 將要卸載的貨車置於翻車機的車台上, 並以特別的定車架固定(圖21零件2)。其次將車台向側面傾斜約 15° , 並利用特種擋板推壓器將貨車門擋板推開(圖22)。然後在相反方向連續進

行兩次端面傾轉，傾轉角為 40° (圖 23)。在上述作業過程終了時，在貨車車身內沿兩個門的對角線放置擋板，並再將貨車向端面傾側而使剩餘貨物倒出。在第三次傾側以後，傾轉台恢復水平位置 (圖 21)，並將貨車退出翻車機。整個卸載循環需時 6~8 分鐘。

複合翻車機 (圖 21) 中有車台 (橋式) 1 與定車架 2。定車架用螺桿傳動機構傳動可在導軌上沿車台移動。在傾轉之前，定車架相互靠攏而頂住貨車緩衝器，並在傾轉過程中防止貨車發生縱向移動；在進退貨車時，定車架則被移進落架坑 3，坑上蓋有裝於長度為 1300 公厘的提升支架的一段鋼軌。翻車機進行工作時，此段鋼軌以曲拐機構提起。

翻車機車台與兩個用鋼板作成的弓形搖架 4 連接，在弓形搖架的周邊上裝以曲軌 5，而由托輪 6 支承。托輪支架則裝於與支承力相垂直的地基上。為使托輪上的壓力分佈均勻，將托輪成對地固定於平衡臂上。托輪邊緣作成雙邊的，以防止弓形搖架發生橫向移動。

貨車側面傾轉係利用挺桿 7 使車台 1 對固定的弓形搖架 4 (圖 22) 轉動 15° 。挺桿 7 上裝有鑄鋼齒條 8；齒條的齒與傳動齒輪相嚙合，而當開動電動機時挺桿即行轉動，車台在靠近兩個關節 9 處在水平面內對翻車機縱軸移動 350 公厘以完成這一迴轉過程。

貨車端面傾轉係利用固定於弓形搖架 4 的鋼繩使搖架作適當的轉動。鋼繩則繞在迴轉部分下側的傳動機構之滾筒 10 上 (圖 22 與 23)。當弓形搖架轉至極限的傾轉位置時，傳動機構即由自動終點開關調轉。

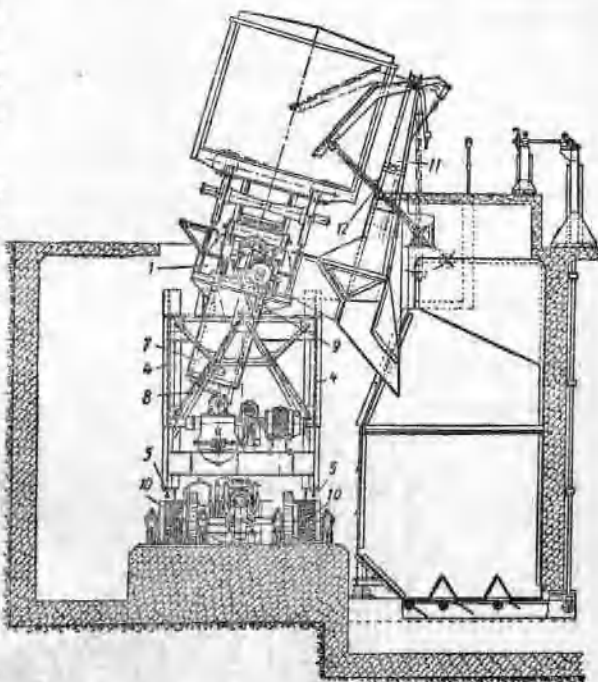


圖 22 用複合翻車機使貨車側面傾轉位置圖。

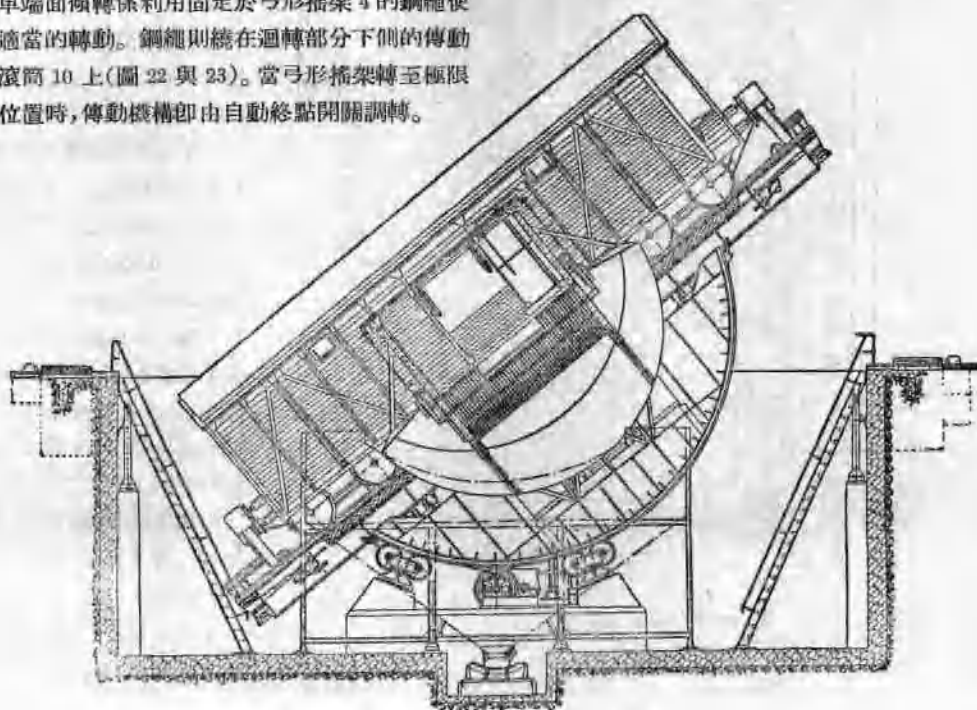


圖 23 用複合翻車機使貨車端面傾轉位置圖。

爲了在開始側面傾轉時即將擋板推開，翻車機中設有特別的擋板推壓器。擋板推壓器是由固定於車台 1 (參看圖 22) 的兩個支柱 11、兩個在台外以活動接頭相連接的支承槓桿 12，以及以活動關節與支架及支柱相連的推桿 13 所組成。將貨車在車台上放妥並打開車門以後，擋板推壓器即與擋板接觸，並隨車台傾轉角度的增大而逐漸將擋板推至虛線所示的位置。

複合翻車機的主要規格：

傾轉週期	6~8分
翻車機重量	約80噸
側面傾轉角	15°
端面傾轉角	35~40°
端面傾轉傳動的電動機功率	約30仟瓦
側面傾轉傳動的電動機功率	10~15仟瓦
夾車機構的電動機功率	2×7.5仟瓦
擋板機構的電動機功率	2.5仟瓦
電動機總功率	54.5~65.5仟瓦
電動機的數目	4~7

當計算複合翻車機時，工作行程中的側面傾轉力矩可由下式決定

$$M'_1 = \Sigma G[(r-A)\cos\varphi_x - H\sin\varphi_x] \text{噸·公尺}, (24)$$

式中 ΣG ——傾轉系統(貨物、貨車與傾轉台)的總重量； r ——自迴轉中心至貨車垂直中心線的距離； A ——傾轉系統重心至貨車垂直中心線的距離； H ——傾轉系統重心至迴轉軸的距離； φ_x ——在 0~15° 範圍內的傾轉角。

傾轉初期的力矩 M 按式(24)計算，並逐漸增大至貨車門擋板的壓定力矩，其值等於

$$M_{\text{ш}} = P_{\Sigma} c + P_{\Sigma}(b-r)\text{tg } \delta \text{噸·公尺} (25)$$

式中 P_{Σ} ——推住擋板的力； b ——貨車中心線至力 P_{Σ} 的作用點的水平距離； c ——車台迴轉軸至力 P_{Σ} 的作用點的垂直距離； δ ——擋板推壓器的槓桿 12 與水平線所成之斜角。 P_{Σ} 的大小可由下式決定

$$P_{\Sigma} = P_1 + P_2 = \frac{\gamma S^2}{fL} + \sigma \pi d l n,$$

式中 P_1 ——貨物在擋板上的最大水平壓力； P_2 ——拔出將擋板固定於貨車門框支柱的銷釘的水平力； S ——承受貨物壓力的擋板面積； L ——擋板裝貨部分之周長； f ——貨物與木料的摩擦係數(穀類摩擦係數 $f=0.4$)； γ ——貨物的假比重； σ ——銷釘抗拔強度(橡木所製支柱爲 45 公斤/公分²，各種松木所製支柱爲 12.5~23.0 公斤/公分²)； d ——銷釘直徑； l ——銷釘進入支柱部分的長度； n ——固定擋板的銷釘個數。

轉回行程中傾轉力矩可由下式計算

$$M_2 = \Sigma G'[(r-A_1)\cos\varphi_x - H_1\sin\varphi_x] \text{噸·公尺}, (26)$$

式中 $\Sigma G'$ ——貨車(自重)與車台的總重量。

在傾轉時期與轉回行程時期內當傾轉系統重心與側轉中心軸重合時， $M_1 = M_2 = 0$ 。

在載重貨車側面傾轉而傾轉角 φ_x 從 0 變至 15° 時，所發生的上述重合情況的傾斜角可由下式確定

$$\text{tg } \varphi' = \frac{r-A}{H};$$

在空車轉回而傾轉角從 15° 至 0 的範圍內時

$$\text{tg } \varphi' = \frac{r-A_1}{H_1}。$$

端面傾轉力矩(圖 24)可由下式求得

$$M_T = [(G_1 + G_3)h_1 - G_2h_2 - Gh_3]\sin\varphi_x + WR \text{噸·公尺}. (27)$$

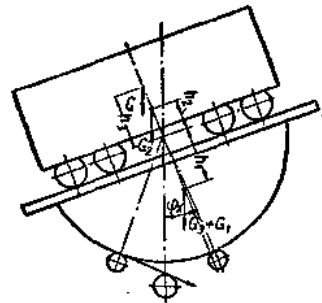


圖 24 用複合翻車機使貨車端面傾轉時荷重用圖。

式中 G ——貨重； G_2 ——貨車自重； G_1 ——傾轉台重； G_3 ——弓形搖架與安裝在其上面的機構之重量； R ——弓形搖架半徑(量至牽引繩中心線)； $W = \frac{G+G_1+G_2+G_3}{r\cos\varphi_x}(k+\mu r_k)\alpha$ ——弓形搖架沿托輪滾動的阻力； r ——托輪半徑； r_k ——托輪軸的半徑； k ——滾動摩擦係數，等於 0.08~0.1 公分； μ ——托輪輪轂與軸間的摩擦係數； $\alpha \approx 1.25$ ——考慮到由於托輪輪緣摩擦所增加阻力的修正係數； φ_x ——傾轉角。在計算傾轉力矩時假定：第一次與第二次分別向端面傾轉(圖 23) 40° 與 80° 的角度時，貨車裝滿貨物，而在第三次與第四次分別傾轉 80° 與 40° 的角度時，貨車卸空。

如同前面所述各種構造的翻車機一樣，應按照最大的總靜力矩來計算傾轉機構與選擇電動機。定車架機構的電動機功率應按傳動螺桿上的最大軸向力來計算。

參考文獻

- Краткий С. И. и Сорокин В. И., Вагонпрокатыватели. Трансжелдориздат, М. 1937.
Бурсиан В. Р., Выбор типов вагонпрокатывателей для железных дорог СССР. Труды Московского электромеханического института инженеров транспорта, вып. 37, Трансжелдориздат, М. 1938.

中俄名詞對照表

四 畫

弓形搖架 Сегмент

五 畫

立式絞車、平車 Платформ

六 畫

行動(行走)車架 Ходовые тележки

托輪 Опорная катка

自動終點開關 Автоматический конечный выключатель

七 畫

夾車機構 Зажимный механизм

夾車機 Зажимная балка

夾車器 Зажимное устройство вагоноопрокидывателя

抗拔強度 Сопротивление выдергиванию

八 畫

固定式翻車機 Стационарный вагоноопрокидыватель

迴轉式側面翻車機 Вращающийся боковой вагоноопрокидыватель

底板 Пол вагона

定車架 Зажимная тележка

卸貨槽 Разгрузочный лоток

九 畫

擬桿 Штанг

十 畫

側面翻車機 Боковой вагоноопрокидыватель

高台 Ватель

起高車 Подъёмная тележка

十一 畫

移動式翻車機 Передвижной вагоноопрокидыватель

假比重 Насыпной вес

十二 畫

圓翻車機 Круговой вагоноопрокидыватель

提升式側面翻車機 Подъёмно-вращающийся боковой вагоноопрокидыватель

敞車 Полувагон

傾轉機構 Опрокидывающий механизм

傾轉角 Угол опрокидывания

傾轉繩 Канат опрокидывания

絞盤 Кабестан

十三 畫

傳送裝置 Конвейерная установка

搖架 Люлька

搖架壁壁 Вертикальная стенка люльки

滑動摩擦係數 Коэффициент трения скольжения

十四 畫

端面翻車機 Торцевой вагоноопрокидыватель

端板 Торцевая стенка вагона

端環 Торцевое кольцо

複合翻車機 Комбинированный вагоноопрокидыватель

對重 Противовес

滾動摩擦係數 Коэффициент трения качения

十五 畫

擋板推壓器 Щитоотжиматель

十六 畫

翻車機 Вагоноопрокидыватель

轉車盤 Поворотный круг

十七 畫

礦車 Вагонетка