

门式电动葫芦起重机使用保养说明书

第一篇：门式电动葫芦起重机使用保养说明书

门式电动葫芦起重机使用保养说明书

一 操作其中人员应经过专业培训并具有上岗操作证，方可操作。
二 起吊工装（物体）质量绝对不得大于起重机最大起升载荷。三 被起升（吊）工装重心必须与电动葫芦保持垂直状态；绝对不准许利用电动葫芦动力对工装进行水平任何方向牵引，否则将会造成门架变形或使起重机整体倾覆！

四 起升（吊）工装前应利用起重机点动功能使起重机起吊钢丝绳经行预紧后方可进行正式起升（吊）；不准许在起重机起吊钢丝绳松弛状态下全速起升！

五 起重机运行过程中操作人员应注意周围环境状态，不得使起重机的任何部位同其他物体发生刮擦、碰撞。六 起重机吊钩工装下不住有人员通过、停留。

七 当起重机在运行过程中出现严重摇晃、不正常噪音等现象必须立即停车。

八 电气连接必须牢固可靠，电线电缆连接应按有关国家规范进行连接，每个月应检查一次个接线端子是否有松动现象，若有应予以紧固。九 每半个月对电缆卷筒弹簧加注轻质润滑油。注：在电缆卷筒内侧，把加油孔螺丝打开后加入。

十 每个月给起升钢丝绳加润滑脂一次。

第二篇：门式起重机毕业设计说明书

论文题目：

西南交通大学峨眉校区 毕业设计说明书

一起升机构与小车运行机构设计系 部：机械工程系

专业：工程机械.班 级：工机二班 学生姓名：毛明明 学号：

20106991

指导教师：

冯鉴 门式起重机设计

目录	
第一章 门式起重机发展现状	
第二章	
MG 型 吊 钩 门 式 起 重 机 概	
述.....	4
2.1MG 型 吊 钩 门 式 起 重 机 的 结 构 及 组	
成.....	4
2.2MG 型吊钩门式起重机的工作原	
理	5
2.3MG 型吊钩门式起重机的用	
途.....	5
2.4MG 型吊钩门式起重机的主要	
技术参数.....	5
第三章	
起 升 机 构 的 计	
算.....	7
3.1 主 起 升 机 构 计 算 参	
数	8
3.2 钢 丝 绳 的 计	
算.....	8
3.3 滑 轮、卷 筒 的	
计 算.....	7
3.4 根据静功率初选	
电 机	12
3.5 减 速 机 的 选	
择.....	12
3.6 制 动 器 的 选	
择.....	14
3.7 联 轴 器 的 选	
择.....	14
3.8 起 动 和 制 动 时	
间 验 算.....	15
3.9 电 动 机 过 载 能 力	
效 验	17
3.10 电 机 发 热 效	
验.....	17
第四章	
小 车 运 行 机 构 的 计	
算.....	18
4.1 主 要 参 数 与 机 构 的 布 置 简	
图	18
4.2 轮 压 的 计	
算.....	18
4.3 电 动 机 的 选	
择.....	19
4.4 减 速 器 的 选	

随关中船长兴、中船龙穴、青岛海西湾、舟山金海湾、靖江新时代、太平洋集团扬州大洋等大型国营和民营造船基地的建设，大型造船门式起重机也进入了一个大型集中建造的黄金时期，起重机的提升能力从 600 t 上升到 900 t，跨度从 170 米增加到 239 米，已经建成的和在建的大型造船门式起重机有几十台。门式起重机作为一种重要的物料搬运设备，在造船领域中的重要作用日益显现。随着经济的发展，它不仅在国民经济中占有重要的位置，而且在社会生产和生活的领域也不断扩大。从 20 纪后期开始，国际上门式起重机的生产向大型化、多功能化、专用化和自动化的方向发展。

第二章 MG 型吊钩门式起重机的概述

MG 型吊钩门式起重机属双主梁通用门式起重机,也称 A 型双梁门吊,由桥架、大车运行机构、小车、电气设备等部分构成。本起重机是按 GB/T14406-1993《通用门式起重机》设计制造，常用起重量 10-50t，工作环境为-20-40。C，工作级别 A5、A6 两种。本起重机小车导电采用软缆导电，大车采用滑触线或电缆卷筒方式供电，操作方式有地面控制、操纵室控制、遥控三种形式供用户选择。标准操纵方式为室控，全部机构均在司机室操纵并有防雨设备。适用于露天仓库、货（料）场、铁路车站、港口码头各种物料的装卸和搬运工作。本起重机特点：桥架采用箱形梁焊接结构，起重机运行平衡，抗风性能好，各机构设有安全保护装置。

2.1 MG 型吊钩门式起重机的结构及组成

箱体双梁门式起重机（图 1）有一个由两根箱型主梁和两根马鞍构成的双梁门架，大车运行机构和电气设备等。在门架上运行起重小车，可以起吊和水平搬运各类物件。箱型双梁结构具有加工零件少、工艺性能好、通用性好及机构安装检修方便等一系列优点，因而在生产中得到广泛采用。构成门式起重机的主要金属结构部分是门架，它矗立工作场所的轨道上，并沿轨道前后运行。除门架（主梁和马鞍）外，它的主要组成部分还有小车（主、副起升机构、小车运行机构和小车架），可以带着吊起的物品沿门架上的轨道左右运行。于是门架的前后运行和小车的左右运行以及起升机构的升降动作，三者构成的立体

2

空间范围是门式起重机吊运物品的服务空间。

图 1.MGE45-9.42 门式起重机

2.2 MG 型吊钩门式起重机的工作原理

门式起重机，一般都具有三个机构：即起升机构（起重量大的有主副两套起升机构）、小车运行机构和大车运行机构。按照正常工作程序，从起吊动作开始，先开动起升机构，空钩下降，吊起物品上升到一定高度，然后开动小车运行机构和大车运行机构到指定位置停止；在开动起升机构降下物品，然后空钩回升到一定高度，开动小车运行机构和大车运行机构式起重机回到原来的位置，准备第二次吊运工作。每运送一次物品，就要重复一次上述过程，这个过程通常称为一个周期。在一个周期内，各机构不是同时工作的。有时这个机构工作，别的机构停歇，但每个机构都至少作一次正向运转和一次反向运转。

1.1 MG 型吊钩门式起重机的用途

它适用于各种工矿企业，交通运输及建筑施工等部门的露天仓库、货场、铁路、车站、码头、建筑工地等露天场所。做装卸与搬运货物、设备以及建筑构件安装使用。

2.3 MG 型吊钩门式起重机的主要技术参数

主要技术参数

起重量：主钩 $Q_{主}=45T$ ，跨

度： $L=9.42m$ ；

起升高度：主钩 $H_{主}=40m$ ；

工作制度：主起升工作级别：重级（ $JC\%=40$ ）；

小车运行工作级别：中级（ $JC\%=25$ ）；

大车运行工作级别：中级（ $JC\%=25$ ）；

工作速度：主起升速度： $V=18m/min$ （轻载）； $V=9m/min$ 小车运行速度： $V=1.25-12.5m/min$ ；大车运行速度： $V=2.35-23.5m/min$ ；小车轨距： $L=2.5m$ ；

； 4

（重载）

第三章 起升机构的计算

45 吨双梁门式起重机它主要由主起升机构、小车运行机构和小车架所成。小车采用四个走轮支撑的起重小车（见图 2-1）

图（2-1）MGE45-9.42 门式起重机起升机构传动简图

3.1 主起升机构的计算参数

1、主要参数与机构的布置简图如图 3-3 已知：起重量： $Q=45000\text{kg}$ ；工作类型：重级（ $JC\%=40$ ）；

最大起升高度： $H=40\text{m}$ ，地面以上 9m ，地面以下 31m ；起升速度： $V_{\text{重}}=9\text{m/min}$ （重载）； $V_{\text{轻}}=18\text{m/min}$ （轻载）；

3.2 钢丝绳的计算：

根据起重机的额定起重量 $Q=45$ 吨，查起重机设计手册表 8-2 选择双联起升机构滑轮组倍率为 $M=4$ ，起升机构钢丝绳缠绕系统如图 2-2 所示。

图 2-2 钢丝绳缠绕系统 钢丝绳所受最大静拉力；

$$S_{\text{max}}=Q+G_{\text{钩}} \times m \times \eta_{\text{组}} \text{ kg}$$

式中 Q ——额定起重量， $Q=45000\text{kg}$ ；

$G_{\text{钩}}$ ——取物装置自重， $G_{\text{钩}}=1074.5\text{kg}$ （吊挂挂架的重量一般约占额定起重量的 2~4%；这里取吊钩挂架重量为 1074.5kg ）；

m ——滑轮组倍率， $m=4$ ；

$\eta_{\text{组}}$ ——滑轮组效率， $\eta_{\text{组}}=0.975$ 。

$$S_{\text{max}}=(45000+1074.5) \times 9.81 = 57947.54\text{N} \times 4 \times 0.97$$

钢丝绳的选择：

所选择的钢丝绳破断拉力应满足下式：

$$S_{\text{绳}} \geq n_{\text{绳}} \times S_{\text{max}}$$

而

$$S_{\text{绳}} = \alpha \times \sum S_{\text{丝}}$$

式中： $S_{\text{绳}}$ ——所选钢丝绳的破断拉力；

$n_{\text{绳}}$ ——钢丝绳安全系数，对于重级工作类型取 $n_{\text{绳}}=6$ ；

$\sum S_{\text{丝}}$ ——钢丝绳破断力总和；

α ——折减系数，对于绳 $6 \times 37+1$ 的钢丝绳 $\alpha=0.82$ ；对于绳

6X19+1 的钢丝绳 $\alpha=0.85$ 。

有上式可得：

$$\Sigma S_{\text{丝}} \geq n_{\text{绳}} S_{\text{max}} \alpha = 6 \times 57947.54 = 409041.46 \text{N}$$

0.85 查钢丝绳产品目录表可选用：钢丝绳 6W(19)-26-7X7-170-I-Z(GB1102-74)的 $\Sigma S_{\text{丝}} = 431149.5 \text{N}$ $\phi 409041.46 \text{N}$ ，所以选择的钢丝绳满足强度要求，钢丝绳的直径 $d_{\text{绳}} = 26 \text{mm}$ 。

3.3 滑轮、卷筒的计算 滑轮、卷筒最小直径的确定

为确保钢丝绳具有一定的使用寿命，滑轮、卷筒名义直径（钢丝绳卷绕直径）应满足下式：

$$D \geq (e-1)d_{\text{绳}}；$$

式中 e ——系数，对于重级工作类型的门式起重机， $e=32$ ；

D ——是卷筒和滑轮的名义直径；

d ——钢丝绳的直径（mm）所以

$$D = (32-1) \times 26 = 806 \text{ (mm)}$$

取卷筒、滑轮的名义直径 $D=1000 \text{mm}$ 。卷筒长度和厚度的计算（图 2-3）

图 2-3 双联卷筒的主要尺寸

卷筒的长度由下式计算：

$L_{\text{双}} = 2(L_0 + L_1 + L_2) + L_{\text{光}}$ ；而 $L_0 = (H_{\text{max}} + Z_0) \pi D_0 / 31.4$ 式中 H_{max} ——最大起升高度为 9m（地面以上），（地面以下）取 $H_{\text{max}} = 40 \text{m}$ ；

Z_0 ——钢丝绳安全圈数，取 $Z_0 = 3$ ；

t ——绳圈节距 $t = d_{\text{绳}} + (2 \sim 4) = 28 \sim 30$ ，取 $t = 30 \text{mm}$ ；

L_1 ——根据结构确定卷筒空余部分， $L_1 = 5t = 150 \text{mm}$ ；

L_2 ——固定钢丝绳所需要的长度， $L_2 = 3t = 90$ ；

D_0 ——卷筒的计算直径（按缠绕钢丝绳的中心计算），8

$$D_0 = D + d_{\text{绳}} = 1000 + 26 = 1026 \text{mm}；$$

参考同类型起重机取 $D_0 = 1020 \text{mm}$ $L_{\text{光}}$ ——双联卷筒中间不切槽部分长度，根据钢丝绳允许偏斜角确定对于螺旋槽卷筒 $\text{tg} \alpha \leq$ 取：考虑到该取物装置的特殊性参考同类型起重机 10

$L_{光}=440\text{mm}$ L_0 ——卷筒半边卷绕部分的长度；

$$L_0=(40000 \times 4 + 3) \times 30 = 1588\text{mm}$$

$\pi \times 1020$ 卷筒长度 $L_{双} = 2 \times (1588 + 90 + 150) + 440 = 4096\text{mm}$ ，取 $L_{双} = 4100\text{mm}$ ，取卷筒材料采用 HT200，其壁厚可按经验公式确定 $\delta = 0.02D + (6 \sim 10) = 26 \sim 30$ ，取

$\delta = 30\text{mm}$ 。3 卷筒转速

$$n_{卷重} = V_{重} \times i_h$$

$$\pi \times D_0$$

式中 $V_{重}$ ——起升速度， $V_{重} = 9\text{m/min}$ (重载)；

i_h ——滑轮组倍率；

$$n_{卷重} = 9 \times 4 \gamma = 11.2r \times \min \min \pi \times 1020$$
 强度的计算

卷筒壁主要受钢丝缠绕所产生的压缩应力。此外还承受扭转和弯曲。

压缩应力的计算：

$$\sigma_{y\max} = S_{\max} \leq [\sigma]_y \delta t$$
 式中 S_{\max} ——钢丝绳工作时最大张力；

$$[\sigma]_y$$
——许用压应力， $[\sigma]_y =$

$$\sigma_{by} \text{ (铸铁卷筒)}；4.2\sigma_{by}$$
——抗压强度极限， $\sigma_{by} = 750\text{MPa}$ ；

$$57947.54 = 64.4\text{MPa} \leq [\sigma]_y = 176.5\text{MPa}$$

$$30 \times 30$$

故满足使用条件。

由于 $l > 3D$ ，需要计算有弯曲力矩产生的拉应力（因扭转应力甚小，一般可 $\sigma_{y\max} =$ 忽略不计）；

$$\sigma_t = M_w / W$$
 合成应力应满足： $\sigma_t' = \sigma_t + [\sigma]_t \leq [\sigma]$

$$t[\sigma]_y \gamma_{\max}$$
 式中

$$M_w = S_{\max} l_{xx}$$
——卷筒所受的弯矩， $l_{xx} = 1830\text{mm}$ ；

$$W$$
——卷筒断面系数， $W = 0.8(D - \delta)2\delta$ ；

$$[\sigma]_t$$
——许用拉应力， $[\sigma]_t = \sigma_b / 5$ （铸铁卷筒）；

$$\sigma_b$$
——抗拉强度极限， $\sigma_b = 200\text{MPa}$ ；

$$\sigma_t' = 4.7 + 40 \times 64.4 = 19.3\text{MPa} \leq [\sigma]_t = 40\text{MPa} < 176.5$$
 故满足使用要求。

3.4 根据静功率初选电机 起升机构静功率计算

$$(Q+G \text{ 钩}) \times VP_j = KW$$

$1000\eta_0$ 式中 η_0 ——起升机构的总效率, $\eta_0 = \eta_{\text{组}} \times \eta_{\text{筒}} \times \eta_{\text{传}}$
 $= 0.975 \times 0.98 \times 0.95 = 0.91$

V——起升速度(重载);

$$(Q+G \text{ 钩}) \times V = 46074.5 \times 9.81 \times 9P_j = KW = KW = 74.5KW$$

$1000\eta_0 1000 \times 60 \times 0.9$ 初选电动机功率

$$N_e \geq kd \times P_j;$$

式中 N_e ——电动机额定功率;

kd ——起升机构按静功率初选电动机的系数, 由[1]表 6—1 取
 $kd = 0.90$;

$$N_e = kd \times P_j = 0.90 \times 74.5KW = 67.05KW;$$

查电机产品目录(附录 28), 在 $JC\% = 40$ 时选择接近的电动机 YZB315M—6 型, 额定功率 $N = 110KW$, 转速 $n = 965r/min$, 转动惯量 $GD^2 = 6.18kgm^2$ 。

3.5 减速机的选择 减速机传动比

$$i_0 = n_{\text{电}} / n_{\text{卷}};$$

式中

n ——电机机的额定转速(r/min);

n_0 ——卷筒的转速(r/min);

i_0 = 标准减速器的选用

$n_{\text{电}} / n_{\text{卷}} = 965 / 11.2 = 86.2$ 。11.2 根据传动比 $i_0 = 86.2$, 电机功率 $N = 110kw$ 电动机的转速 $n = 965r/min$ 、工作级别重级, 从减速器产品目录[2](附录 26)可选用 QJS—D630—80—VIIC 减速器, 传动比 $i = 80$, 最大允许径向载荷为 $[F] = 150000N$, 减速器输出轴端的瞬时允许转矩 $[T] = 209000N \times m$ 。

验算减速器被动轴端最大径向力

轴端最大径向力应满足:

$$1 F_{\text{max}} = (a S_{\text{max}} + G_t) \leq [F];$$

2 式中 S_{max} ——钢丝绳最大静拉力(N);

G_t ——卷筒重力(N);

a——卷筒上卷绕钢丝绳的分支数， $a=2$ ；

[F]——减速器输出轴端的允许最大径向载荷（N）。

$3872=59883.5N \leq 150000N$ 满足要求；减速器输出轴承受短暂最大扭矩校核 $F_{max}=57947.5+11$

减速器输出轴承受短暂最大扭矩应满足：

$T_{max}=0.75\psi Te i_0 \eta_0 \leq [T](N \times m)$ ；

式中 T_e ——电动机的额定扭矩， $T_e=9550$

$NE67.05=9550=1107.8(N \times m) n_965 i_0$ 、 η_0 ——减速器的传动比和效率， $i_0=86.2$ ； $\eta_0=0.95$ ；

ψ_{max} ——当 $JC\%=40\%$ 时电动机最大力矩倍数， $\psi_{max}=3.3$ ；

[T]——减速器输出轴端允许的最大短暂扭矩；

$T_{max}=1107.8 \times 86.2 \times 0.95 \times 3.3=169306.46(N \times m) < 209000N \times m$

故满足要求。实际起升速度的验算

实际起升速度为：

$V_{实际}=\Delta V=\pi \times D_0 \times n_{电} \times i=3.14 \times 1.020 \times 965=8.97m/min$

$4 \times 86.29-8.97=3.3\% < 15\%$ 满足要求 9

3.6 制动器的选择

起升机构的制动转矩应满足：

$T_z \geq K_z(Q+G_0)D_0 \eta(Nm)$

$2 \times i$ 式中： T_z ——制动器制动力矩(Nm)；

K_z ——制动安全系数取 $K_z=1.75$ ；

i ——起升机构总传动比，其值 $i=i_0$ ；

η ——起升机构总效率，其值 $\eta=\eta_h \eta_0$ ；

$K_z(Q+G_0)D_0 \eta=1.75 \times 2 \times 4 \times 86.22 \times 9.81 \times 1.020 \times 0.91=1064.66 Nm$

根据以上计算的制动转矩，从制动器产品目录选用 YWZ-400/90 制动器，制动轮直径为 400 毫米，最大制动力矩为 1600Nm。

因为

$T_z \geq K_z$

$(Q+G_0)D_0 \eta$

故满足使用要求。

2i3.7 联轴器的选择

带制动轮的联轴器通常采用齿轮形联轴器，依据所传递的扭矩、转速和被连接的轴径等参数选择联轴器，起升机构联轴器应满足：

$$T = k_1 k_3 T_{II \max} \leq [T]$$

式中： T ——所传递的扭矩的计算值(Nm)

$T_{II \max}$ ——按第二类载荷计算的传动轴的最大扭矩。对高速轴， $x T_{II \max} = (0.7 \sim 0.8) \lambda_m T_n$ ， λ_m 为电动机转矩允许过载倍数， T_n 为电动机额定转矩， $T_n = 9550 P_n / n$ (Nm)， P_n 为电动机额定功率， n 为电动机的额定转速。 $[T]$ ——联轴器许用扭矩(Nm)；

k_1 ——联轴器重要程度系数。对起升机构，取 1.8；

k_3 ——角度偏差系数在此取 1.75；

110=6858.2(Nm)965 根据以上计算选用 S3408 带制动轮的齿轮联轴器，联轴器允许最大扭矩 $T = k_1 k_3 T_{II \max} = 1.8 \times 1.75 \times 0.8 \times 2.5 \times 9550 \times$ 为 33398.4(Nm)，制动轮直径为 400 毫米，飞轮矩为 4.6kgm²，并选出 S2482 型联轴器，其允许扭矩 24323.6(Nm)，飞轮矩为 4.6kgm²。因为 $[T] > T$ 故满足使用要求。

3.8 起动和制动时间验算 起动时间验算：

$$t_q = n \times [J] \leq [t_q] \text{ (s)}$$

9.55($T_q - T_j$)式中： T_q ——电动机平均起动转矩(Nm)

T_j ——电动机静阻力矩，按下式计算。

$$T_j = Q \times D_0 \text{ (Nm)}$$

$2 a_{xi} \times \eta [t_q]$ ——推荐起动时间

$[J]$ ——机构运动质量换算到电动机轴上的总转动惯量 (kgm²)，按

$Q \times D_0$ 下式计算：

$$[J] = 1.15 (J_d + J_e) + (kgm^2) 2240 a_{xi} \times \eta \text{ 式中：}$$

J_d ——电动机转子的转动惯量 (kgm²)。在电动机样本中查取，
如

2GD2 本中给出的是飞轮矩 GD，则按 J=换算；

4g2Je——制动轮联轴器的转动惯量 (kgm²)

$$tq=n \times [J]=$$

$$9.55(Tq-Tj)4.646074.5 \times 9.81 \times 1.0202965 \times [1.15(6.18+)]4 \times 9.81 \\ 40 \times 22 \times (86.2 \times 4)2 \times 0.91=1.5s$$

1.8 \times 9550 \times 11046074.5 \times 9.81 \times 1.0209.55(-)9654 \times 86.2 \times 0.91 门式起重机起升机构的起动时间一般应控制在 1—2 秒间，故起动时间是符合要求的。2 制动时间验算

满载下降制动时间：

$$n' \times [J']tz \leq [tz]$$

$$9.55(T-T'j)z$$

式中：

n'——满载下降时电动机转速 m/min，通常取 n'=1.1n；

Tz——制动器制动转矩；

T'j——满载下降时制动轴静转矩，按下式计算：

T'j=Q \times D0 \eta (N \times m)2axi [J']——下降时换算到电动机轴上的机构总转动惯量 (kgm²)，按下式计算。

Q \times D02[J]=1.15 (Jd+Je) + () \eta kgm2240axi'2[tz]——推荐制动时间 (s)，可取[tz]=[tq]

$$n' \times [J']$$

$$tz=9.55(Tz-T'j)4.646074.5 \times 9.81 \times 1.0202 \times 0.911.1 \times 965 \times [1.15 \times (6.18 \\ +)]26040 \times 4 \times 86.2=1.44s$$

46074.5 \times 9.81 \times 1.020 \times 0.919.55(1800-)2 \times 2 \times 86.2 门式起重机起升机构的制动时间一般应控制在和起动时间相等，故制动时间是符合要求的。3 起动加速度的验算

$$a \text{平}=v^2=0.1m^2$$

stq1.5 \times 60s^2 门式起重机起升机构的起动加速度一般小于 0.2m，故平均加速度满足要求的。

3.9 电动机过载能力效验

起升机构电机过载能力按下式进行效验：

$P_n \geq HQv \times u \times \lambda_m 1000 \eta$ 式中： P_n ——在基准接电持续率时的电动机额定功率为 110 (kW) ；

u ——电动机台数为 1 ；

λ_m ——基准接电持续率时的电动机转矩的允许过载倍数取 2.5。

H ——考虑电压降及转矩允差以及静载荷试验超载的系数。绕线异步电机取 2.1 ， 笼型异步电动机取 2.2 ， 直流电机取 1.4。 $2.1 \times 46074.5 \times 9.81 \times 9HQv = 62.6 < 110$ (kW) 满足要求。 $2.1 \times 46074.5 \times 9.81 \times 9HQv = 62.6 < 110$ (kW) 满足要求。 $2.1 \times 46074.5 \times 9.81 \times 9HQv = 62.6 < 110$ (kW) 满足要求。

3.10 电机发热验算

电机发热效验合格应满足：

$$P \geq PS$$

式中： P ——电动机工作的接电持续率 JC 值、 (kW) ,CZ 值时的允许输出功率

查取得 (70.5kW)

PS ——工作循环中，稳态平均功率 (kW) ；

η ——起升机构总效率；

G ——稳态负载平均系数；

其计算公式为 $PQvS = G \times 1000 u \eta$

$$P = \frac{0.8 \times 46047.5 \times 9.81 \times 9S}{1000 \times 0.91 \times 60} = 67.05$$

(kW) 满足要求。

第四章 小车运行机构的计算

4.1 主要参数与机构的布置简图

图 3-1 小车运行机构简图

1——电动机；2——制动器；3——减速器；4——传动轴；

5——联轴器；6——角轴承箱；7——车轮。

双梁门式起重机的小车，起重量在 5 吨至 50 吨范围内一般均由四个车轮支撑，其中两个车轮为主动轮。主动车轮由小车运行机构集中驱动。

主要参数

起重量：

$Q=45t$;

工作制度：中级 JC%25 ;

小车运行速度： $V_{\text{小车}}=12.5\text{m/min}$; 车轮数：

4 个（其中两个为驱动）；驱动形式：集中驱动。

4.2 轮压的计算

参考同类型规格相近的起重机，估计小车总重为 20t，近似认为由四个车轮平均承受。吊钩位于小车轨道的纵向对称轴线上，根据小车架布置图 3-8 偏离主、从动轮之间的中心线为 100mm。

根据其中小车架的平衡方程式，可分别求出主动轮和从动轮的轮压：

图 3-8 计算简图 主动轮：

$$2P_1=Q \times 1350 + G \times 1250(N)$$

K_{τ} (N) ; 式中

P_1 ——主动轮轮压

K_{τ} ——小车轮距， $K_{\tau}=2500\text{mm}$;

$$P_{1\max}=10 \times 46074.5 \times 1350 + 20000 \times 1250 \times 10 = 179\text{KN}(\text{满载}) ;$$

2500×2 。 $P_{1\min}=50\text{KN}(\text{空载})$ 同理，可得从动轮轮压 P_2 为：

$$P_{2\max}=10 \times 46074.5 \times 1150 + 20000 \times 1250 \times 10 = 156\text{KN}(\text{满载}) ;$$

2500×2 。 $P_{2\min}=50\text{KN}(\text{空载})$

4.3 电动机的选择

1、运行阻力的计算：

$$F_j = F_m + F_p$$

F_j ——静阻力；

F_m ——摩擦阻力；

F_p ——坡道阻力；

① 起重机或小车满载运行阻力时的最大摩擦阻力：

$$2f_{\mu d\beta} = (Q + G)W$$

$$F_m = (Q + G)D$$

Q ——起升载荷 (N) ；

G ——起重机或运行小车的自重载荷；

f——流动摩擦系数 (mm) ；

μ ——车轮轴承摩擦系数 ；

d——与轴承配合外车轮轴的直径 (mm) ；

D——车轮踏面直径 ；

β ——附加摩擦阻力系数 ；

W——摩擦阻力系数 ；

② 满载运行时最小摩擦阻力 ：

$$F_{m1}=(Q+G)2f\mu d$$

D2f μ d③空载运行时最小摩擦阻力 ：

$$F_{m2}=(Q+G)$$

由①得 ：

$$F_m=(Q+G)W=g (45000+20000) \times 0.015=9750N$$

×

$$\text{由 ② 得 : } F_{m1}=(Q+G)W=g (45000+20000) \\ 2 \times 0.3 + 0.015 \times 65 = 2047.5N$$

$$5002 \times 0.3 + 0.015 \times 65 = (Q+G)W = g (1074.5 + 20000) \times = 633.8N$$

500

$$\text{由 ③ 得 : } F_{m2} \text{ 坡道阻力 : } F_p = (Q+G) \iota = (45000+20000) \\ \times 9.8 \times 0.002 = 1274N$$

ι ——坡道阻力系数与起重机类型有关，桥架上的小车取为 0.002 ；

$$\text{最大静阻力 : } F_j = F_m + F_p = 9750 + 1274 = 11024N$$

$$12.5 F_j \cdot v_0 = 2.52KW = \text{电机静功率 :}$$

$$P_j = 1000 \eta m 1000 \times 0.9111024 \times v_0 \text{——运行速度 ;}$$

η ——机构传动效率 ；

m——电机个数 ；

2、电机初选 ：

$$P = K_d \cdot P_i$$

K_d ——考虑到电动机起动时惯性影响的功率增大系数，门式起重机小车运行机构取为 1.2 ；

$$P = 2.52 \times 1.2 = 3.03KW$$

选取：YZB160M-8；

功率：7.5KW；

$n=730\text{r}/\text{min}$ ；

转动惯量 $0.06\text{Kg}\cdot\text{m}^2$ ；

最大转矩倍数 2.86；

电动机发热校验： $P \geq PS$

P ——电动机工作的节点持续率 JC 值、CZ 值时的允许输出容量 (KW)；

查表取 $P=31.6\text{KW}$ PS ——工作循环中负载的稳态功率 (KW)；

$PS=GfjV100m0\eta$

G ——稳态负载平均系数，取为 0.8；

$11024 \times 12.5PS = 0.8 \times = 2.55\text{KW} \leq P$

$1000 \times 0.9 \times 60$

4.4 减速器的选择

1、由电动机转速与车轮转速确定减速器的传动比为：

$i_0 = \pi D \text{ 轮 } n_6000V_0 = \pi \times 730 \times 50012.560000 \times 60 = 91.73$

参考 QJ 型起重机减速器用于运行机构的选用方法：

(I-5) $P_j = \phi_8 \cdot P_n \times 1.12 \leq [P]$

； P_j ——减速器的计算输入功率 (KW) ϕ_8 ——刚性动载系数， $\phi_8 = (1.2 \sim 2.0)$ ；

P_n ——基准接电持续率时，电动机额定功率 (KW)； I ——工作级别， $I=1 \sim 8$ ；

$[P]$ ——标准减速器承载能力表中的许用功率 (KW)；

$P_j = (1.2 \sim 2.0) \times 7.5 \times 1.12 = (10.08 \sim 16.8)\text{Kw}$

查标准：选 ZSC(D)-600+125-I-2

公称传动比 $i=95.5$ ；

实际传动比 $i=91.73\text{r}/\text{min}$ ；

输出轴转矩： $36000\text{N}\cdot\text{m}$ ；

高速轴许用功率： 26KW ；

$V \text{ 小车} = \pi D \text{ 轮 } n_i = \pi \times 0.5 \times 73091.73 = 12.51\text{m}/\text{mi n}$

$$[P]=26\text{KW}>P_j$$

速度偏差： $\Delta V=$

$$V_0-V \text{ 小车 (空) } V_0=0.08\%<10\%$$

符合要求。

4.5 联轴器的选择：

$$\text{高速轴：} T_{c1}=n_1 \times \varphi_8 \times T_n \leq T_t \text{ (N}\times\text{m)}$$

式中

T_{c1} ——计算扭矩；

n_1 ——联轴器安全系数，取 1.35；

φ_8 ——刚性动载系数，取 (1.2~2.0)； $T_n=9550T_n$ ——电动机
额定扭矩 (N×m)

$$P_n=98.12\text{N}\cdot\text{m} \quad n \quad 20$$

； T_t ——联轴器许用扭矩 (Nm)

$$(1.2\sim 2.0) \times 98.12=158.95\sim 264.91\text{Nm} \quad T_{c1}=1.35 \times$$

选用 TLL2 (带制动轮) 联轴器： $T_t=300\text{Nm}$

制动轮直径 $D_0=200\text{mm}$

转动惯量= $0.15\text{Kg}\cdot\text{m}^2$ ；

$T_t>T_{c1}$ 低速轴：

$$T_{c2}=i \times \eta \times n_1 \times \varphi_8 \times T_n \leq T_t$$

i ——电动机至低速联轴器的传动比 $i=$

$$T_{c2}=(18.94\sim 31.567)\text{N}\cdot\text{m}$$

选用 S2429 联轴器；

许用扭矩： 800Nm ；

制动轮直径 $D_0=200\text{mm}$ ；转动惯量= $0.44\text{Kg}\cdot\text{m}^2$ ；

$$T_t=800\text{N}\cdot\text{m}>T_{c2}$$

πD 轮 nV 小车= 91.73 ；

4.6 制动器的选用：

$$D \times \eta_1 (Q+G) v^2 \times \eta_k (J_1+J_2) \times n \times m T_z = (F_P - F_{m1}) \times [0.975 +]$$

$n \times 9.552000 i \times m' \times m' \times t_z$ F_P ——坡道阻力；

F_{m1} ——满载运行时最小摩擦阻力；

m' ——电动机个数，一般 $m=m'$ ；

t_z ——制动时间；

J_1 ——电动机转子转动惯量；($\text{Kg}\cdot\text{m}^2$)

T_z ——电动机轴上制动轮和联轴器的转动惯量；($\text{Kg}\cdot\text{m}^2$) V ——圆形速度；

$$(12.5) \sqrt{65000 \times | \times 0.87500 \times 0.87160 \cup T_z = (1274 - 2047.5) \times \times [0.975 \times 2000 \times 91.73 \times 11 \times 48.921.2 \times (0.06 + 0.15) \times 8.92 \times 1 +]} = 65.3 \text{N}\cdot\text{m} \quad 9.552$$

选取 YWZ-200/25；推动器型号：YT1-252-4；制动力矩 200N·m；

4.7 电动机起动时间与平均加速度的验算 满载上坡时

$$t = T_m q n \times \sum J$$

9.55($m \times T_m q - T_j$)式中：

——电动机平均起动转矩(Nm)

n ——电动机额定转速 $n=730\text{r}/\text{min}$ ， J ——机构运动质量换算到电动机轴上的总转动惯量($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)按下式计算： $\sum J = k (J_1 + J_2) + T_j 9.3(Q+G) \times v n \times \eta^2$ (kgm^2)

m ——电机个数

——电动机静阻力矩，按下式计算：

$$T_j = F_j \times D 2000 i \times \eta (\text{Nm})$$

F_j ——运行静阻力；

D ——车轮踏面直径；

i ——减速器的传动比； η ——机构的传动效率；

$$29.3 \times 65000 / (12.5)^2 \quad \sum J = 1.2 \times (\quad 0.06 + 0.15 \quad)$$
$$+ \times = 4.76 \text{Kg}\cdot\text{m} \quad | 2730 \times 0.87 \setminus 60 / 2 T_m q = T_n = 98.12$$

$$11024 \times 500 = 34.53 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$2000 \times 91.73 \times 0.87730 \times 4.76 t = 5.6 \text{s} \leq 4 \sim 6 \text{s}$$

满足 $9.55 \times (98.12 - 34.53)^2$ 起动平均加速度：

$$T_j = 22$$

$$a = v t (\text{m}/\text{s}^2)$$

式中： a ——起动平均加速度

(m/s^2) v ——运行机构的稳定运行速度(m/s) t ——起动时间(s)

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/048076112043006141>