

1.1 1.1 1.1 1.1 学术背景及其理论与实际意义 学术背景及其理论与实际意义 学术背景及其理论与实际意义 学术背景及其理论与实际意义

1.1.1 1.1.1 1.1.1 1.1.1 学术背景及其理论 学术背景及其理论 学术背景及其理论 学术背景及其理论

起重机械是用来对物料进行其重、运输和安装作业的机械。它与我们的生活密切相关，它能减轻体力劳动，提高工作效率、实现安全生产的传统而重要的辅助机械。且起重机在工厂、矿山、车站、港口、建筑工地、仓库、水电站等多个领域和部门中得到了广泛的应用。随着生产规模日益扩大、特别是现代化、专业化生产的要求各种专门用途的起重机相继产生，许多重要的部门中，它不仅是生产过程中的辅助机械，它的发展对国民经济建设起着积极的促进作用。

起重机械是一种循环的、间歇动作的、短程搬运物料的机械，一个工作循环一般包括上料、运送、卸料及回到原位的过程。起重机工作时，各机构经常是处于起动、制动以及正向、反向等相互交替的运动状态之中。

在高层建筑、冶金、华工及电站等建设施工中，需要吊装和搬运的工程量日益增多，其中不少组合件的吊装和搬运重量达几百吨。因此，必须选用一些大型起重机进行诸如锅炉及厂房设备的吊装工作。

在道路、桥梁和水利电力等建设施工中，起重机的使用范围更是极为广泛。无论是装卸设备器材，吊装厂房构件、安装电站设备、吊运浇筑混凝土、模板、开挖矿渣及其他建筑材料等，均需使用起重机，尤其是水电工程施工，不但工程规模浩大，而且地理条件特殊，施工季节性强，工程本身有很复杂，需要吊装搬运的设备、建筑材料量大品种多，所需要的起重机种类和数量就更多。

二十世纪以来，由于钢铁、机械制造业和铁路、港口及交通运输业的发展，促进了起重运输机械的发展。对起重运输机械的性能也提出了更高的要求。现代起重运输机械担当着繁重的物料搬运任务，是工厂、铁路、港口及其他部门实现物料搬运机械化的关键。因而起重机的金属结构都用优质钢材制造，并用焊接代替柳接，不仅简化了结构，缩短了工期，而且大大地减轻了自重，焊接结构是现代金属结构的特征。

我国是应用起重机械最早的国家之一，古代我们祖先采用杠杆几辘轳取水，就是用起重设备节省人力的列子。几千年的封建统治年代，工业得不到发展，我国自行设计

江苏科技大学本科毕业设计（论文）

2

计制造的起重机很少，绝大多数起重运输设备主要依靠进口。解放以后，随着冶金、钢铁工业的发展，起重运输机械，获得了飞速的发展，全国刚解放就建立了全国最大的大连起重机械厂，1949年10月，在该厂试制成功我国第一台起重量为50吨、跨度为22.5m的桥式起重机。为培养起重运输机械专业的专门人才，在上海交通大学等多所高等工业学校中，创办了起重运输机械专业。

到目前为止，我国通用门式类型起重机和工程起重机（汽车起重机、轮胎起重机、塔式起重机）已从过去的仿制渡到了自行设计制造的阶段。有些机种和产品，无论从结构形式，还是性能指标都达到了较高水平。

1.1.1.2 1.1.1.2 1.1.1.2 1.1.1.2 实际意义 实际意义 实际意义 实际意义

我国起重运输机械行业从上世纪五六十年代开始建立并逐步发展壮大，并已形成了各种门类的产品范围和庞大的企业群体，服务于国民经济各行各业。随着我国经济的快速发展，起重运输机械制造业也取得了长足的进步。2005年起重运输机械行业销售额达到1272亿元，“十五”期间平均每年增长超过30%，2006年依然保持着持续增长的态势，目前的市场前景非常好。

70年代以来，起重机的类型、规格、性能和技术水平获得了很大的发展，除了满足国内经济建设对起重机日益增长的需要外，还向国外出口各种类型的高性能、高水平的起重机。由此可见，起重机的设计制造，从一个侧面反映了一个国家的工业现代化水平。

1. 1. 1. 1.2 22 2 研究现状及存在问题 研究现状及存在问题 研究现状及存在问题 研究现状及存在问题

上个世纪70年代以来，随着生产和科学技术的发展，起重机械无论在品种及质量上都得到了极其迅速的发展。随着国民经济的快速发展，特别是国家加大基础工程建设规划的实施，建设工程规模日益扩大，起重安装工程量越来越大，需要吊装和搬运的结构件和机器设备的重量也越来越大，特别是大型水电站、石油、化工、路桥、冶炼、航天以及公用民用高层建筑的安装作业的迫切需要，极大的促进了起重机、特别

是大型起重机的的发展，起重机的设计制造技术得到了迅速发展。

随着起重机的使用频率、起重量的增大，对其安全性能、经济性能、效率及耐久
性等问题，也越来越引起人们的重视，并对设计理念、方法及手段的探讨也日趋深
江苏科技大学本科毕业设计（论文）

3
入：由于在起重机设计中采取常规设计方法时，许多构件存在不合理性，进而影响整
个设备性能。计算机技术的应用在很大范围内解决了起重机的设计问题，尤其是有限
元分析方法与计算机技术的结合，为起重机结构的准确分析提供了强力的有效手段，
在实际工程已日益普及，且今后的结构分析从孤立的单独构件转变到结构系统的整体
空间分析。

江苏科技大学本科毕业设计（论文）

4
第二章 第二章 第二章 第二章 设计 设计 设计 设计任务 任务 任务 任务说明 说明 说明 说明

2.1 2.1 2.1 2.1 选题意义 选题意义 选题意义 选题意义
随着国民经济的快速发展，特别是国家加大基础工程建设规划的实施，建设工
程规模日益扩大，起重安装工程量越来越大，需要吊装和搬运的结构件和机器设备
的重量也越来越大，且对起重机的安全性能、效率及耐久性的要求愈来愈高。按照
普遍的构造形式，及造桥用龙门吊应满足工艺性好、通用性好及机构安装检修方便，
以便加快施工速度，缩短施工周期的特点，龙门架采用箱形双梁结构，支腿分别采
用刚性支腿和柔性支腿，这种结构能够比较处理好功能和技术的要求。通过这次
100t 龙门吊设计，了解钢结构设计的基本过程，巩固大学四年以来所学的专业知
识，为以后工作坚固的基础。

2.2 2.2 2.2 2.2 设计任务 设计任务 设计任务 设计任务
本次毕业设计题目为 100t 龙门吊设计，工程概况：三环高架桥，全长 600M，
24 跨，每跨为 25M 预制箱梁。梁板预制场位于三环高架桥的小桩号路基上，梁板
最大重量 77 吨。龙门吊的主要设计参数为：跨度 50 m、最大起升高度 35 m、
主起升为 100 t、副起升 60 t。工作状态风压： $w_0=0.25$ kN/m

2
, 非工作状态风

压: $w_0=1.0 \text{ kN/m}$

2

。

要求:

- (a)、简化结构的力学模型, 荷载计算, 设计和验算各主要构件;
- (b)、绘制一定量的特征节点的施工图;
- (c)、所有图纸均用AUTOCAD 软件绘制;

根据设计要求作出起重机的立面图, 剖面图。

立面图主要表达起重机的造型, 各部分的高度及尺寸。

剖面图应表达出起重机的结构情况, 构件的组成情况。

设计说明应着重表达自己的设计意图, 满足使用功能要求的措施。

龙门吊应力计算。起升机构设计计算, 包括钢丝绳的计算、电动机的选择和校核。

小车机构设计计算、减速器以及链传动计算、大车运行计算。

江苏科技大学本科毕业设计 (论文)

5

2.3 2.3 2.3 2.3 结构设计依据的主要现行设计及施工规范 结构设计依据的主要现行设计及施工规范

结构设计依据的主要现行设计及施工规范 结构设计依据的主要现行设计及施工规范

- (1) . 《起重机设计规范》 (GB3811-83)
- (2) . 《起重机安全规程》 (GB6067-85)
- (3) . 《通用门式起重机》 (GB/T14406-93)
- (4) . 《钢结构设计规范》 (GB50017—2003)
- (5) . 《起重设备安装工程施工及验收规范》 (JBJ31-96)

江苏科技大学本科毕业设计 (论文)

6

第三章 第三章 第三章 第三章 结构设计计算书 结构设计计算书 结构设计计算书 结构设计计算书

3 . 1 型式及主要技术参数 型式及主要技术参数 型式及主要技术参数 型式及主要技术参数

3.1.1 型式 型式 型式 型式

箱形双梁门式起重机, 由一个两根箱形主梁和两根横向端梁构成的双

梁桥架, 在 桥架上运行起重小车, 可起吊和水平搬运各类物件。箱形双梁结构

具有加工零件少，工艺性好、通用性好及机构安装检修方便等一系列优点。他的主要组成部分有小车（主、副起升机构、小车运行机构和小车架）、桥架（主梁）、大车运行机构和电气设备。

3.1.2 主要技术参数 主要技术参数 主要技术参数 主要技术参数

起重量：主钩

主

$Q = 2 \times 50 \text{ t}$ ，副钩

副

$Q = 60 \text{ t}$ ；

跨度： $L = 50 \text{ m}$ ；

起升高度： $H = 35 \text{ m}$ ；

工作制度：主起升：中级

副起升：中级

小车运行：中级

大车运行：中级

工作速度：主起升速度： $v = 4.5 \text{ m/min}$ ；

副起升速度： $v = 4.5 \text{ m/min}$ ；

小车运行速度： $v = 24 \text{ m/min}$ ；

大车运行速度： $v = 24 \text{ m/min}$ ；

小车轨距： 2 m ；

3.2 起重小车的计算 起重小车的计算 起重小车的计算 起重小车的计算

3.2.1 3.2.1 3.2.1 3.2.1. . . . 主起升机构的计算 主起升机构的计算 主起升机构的计算 主起升机构的计算

1. 主要参数

起重量：

主

$Q = 2 \times 50 \text{ t}$

江苏科技大学本科毕业设计（论文）

工作类型 : 中级 ;

最大起升高度 : $H = 35 \text{ m}$;

起升速度 : $v = 4.5 \text{ m/min}$ 。

2 . 钢丝绳的选择 :

根据起重机的额定起重量, 选择双联起升机构滑轮组倍率为4 。

(1) . 钢丝绳所受最大静拉力 :

组

钩

$\eta \times \times$

+

=

m

G Q

S

2

max

式中 Q —— 额定起重量, $Q = 50000 \text{ kg}$;

钩

G —— 钩钩组的重量,

钩

$G = 8400 \text{ kg}$;

m —— 滑轮组倍率, $m = 4$;

组

η —— 滑轮组效率 ,

组

$\eta = 0.98$ 。

=

$\times \times$

+

$$= 98.042 \times 8400 \times 50000$$

$$\max S = 7449 \text{ kg}$$

(2) 钢丝绳的选择：

所选择钢丝绳的破断拉力应满足：

$$\Sigma$$

$$= \geq$$

钢丝绳

绳

；而 $S_a \leq S_n$

S

S

\max

绳

n ——钢丝绳安全系数，对中级中级工作类型

绳

$$n = 5.5$$

由上式可得

$$85.0$$

$$5.5 \times 7449$$

\max

\times

$=$

\geq

Σ

a

$n \leq$

S

绳

丝

$$= 48199 \text{ kg}$$

根据

Σ 丝

S 查钢丝绳产品可选用:

钢丝绳 6 × 19 — 28 —170 (GB1102 — 74) ,

Σ 丝

$$S = 49250 \text{ kg} ,$$

因

Σ 丝

$$S > 42648 \text{ kg} , \text{ 满足要求。}$$

3 . 滑轮、卷筒的计算

江苏科技大学本科毕业设计 (论文)

8

(1) . 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、卷筒的直径 (自绳槽底部算起的直径) 应满足

绳

$$d \leq D) 1 (? \geq$$

式中 e——系数, 对中级工作类型的门式起重机, 取e=25

$$\text{所以 } D \geq (25-1) \times 28 = 672 \text{ mm} .$$

取卷筒直径和滑轮直径为D = 700 mm。

(2) . 卷筒长度和厚度计算

光 双

$$) (L L L L L + + + =$$

$$2 1 0$$

2

而

$l = n$

D

m H

L

+

=

0

max

0

π

式中

max

H ——最大起升高度，

max

H = 35 m ；

n ——钢丝绳安全圈数 ， n \geq 1.5 ， 取 n = 2 ；

t ——绳槽节距 ， t =) (

绳

$4^{-2} + d = 30^{-34}$ ， 取 t = 32 mm ；

2 l

L L、 ——空余部分和固定钢丝绳所需要的长度，

1

L =

2

L = 3t ；

0

D ——卷筒的计算直径（按缠绕钢丝绳的中心计算），

绳

d D D + =

0

$$= 700 + 28 = 728 \text{ mm} ;$$

光

L ——卷筒左右绳槽之间不刻槽部分长度，根据钢丝绳允许偏斜角度确定：

$$) (* 2$$

$$2 \min 3$$

$$a \operatorname{tg} H L L ? =$$

光

其中

3

L ——吊钩滑轮组位于绳槽中心线之间的距离，

3

$$L = 415 \text{ mm} ;$$

min

H ——当吊钩滑轮组位于上部极限位置时，卷筒轴和滑轮轴之间的距离，

min

$$H = 1300 \text{ mm} ;$$

江苏科技大学本科毕业设计（论文）

9

2

a ——卷筒上绕出的钢丝绳分支相对与铅垂线的允许偏斜角

0 0

$$6^{-5}$$

2

$$\leq a , \text{取 } 1 . 0 6$$

2

= =

0

tg tga °

mm L 155 1 . 0 1300 2 415 = × × ? =

光

4 . 根据静功率初选电动机

主起升机构静功率计算:

()

0

6120 η

V G Q

N

+

=

静

式中

0

η ——起升机构的总效率,

传筒组

η η η η =

0

= 0.98 × 0.98 × 0.95 = 0.91

()

KW

V G Q

N 68

91 . 0 6120

5 . 4) 8400 100000 (

6120

0

=

×

+

=

+

=

η

静

初选电动机功率

静 电

$N_K N ? \geq$

式中

电

K ——起升机构按静功率初选电动机的系数，

2

JZR 型电动机，取

电

$K = 0.85。$

$KW N 8 . 57 68 85 . 0 = \times \geq$

查电动机产品目录，选择较接近的电动机

2

JZR 63—10。在 $JC\%=25\%$ ，功率

$N = 60$ KW，转速 $n = 680$ 转/分，最大转矩倍率 $? = 3.48$ ，电动机转子飞轮矩

=

2

电

GD 14.89 kg/m

2

。

主起升机构静功率计算：

()

KW

V G Q

N 50

91 . 0 6120

5 . 4) 8400 60000 (

6120

0

=

×

× +

=

+

=

η

静

初选电动机功率：

KW N 5 . 42 50 85 . 0 = × ≥

查电动机产品目录，选择较接近的电动机

2

JZR 63—10。在 JC%=25% ，功率

江苏科技大学本科毕业设计（论文）

10

N= 60 KW，转速 n = 680 转/分，最大转矩倍率? = 3.48 ，电动机转子飞轮矩

=

2

电

GD 14.89 kg/m

2

。

5 . 减速器的选择

(1) .起升机构总的传动比 :

4 . 86

874 . 7

680

= = =

卷

电

n

n

i

根据传动比 $i = 86.4$, 电动机功率 $N = 60 \text{ KW}$, 电动机转速 $n = 680$ 转/分, 工作类型中级, 从减速器产品目录, 选用A850-V-2-16+开式减速器, 传动比 $i = 88.3$, 输入减速器功率为 40 KW 。

(2) .验算减速器被动轴的最大扭矩及最大径向力

最大扭矩的验算:

$$[] M_i M M \leq = \eta ? * * * 75 . 0$$

max 额

式中

额

M ——电动机的额定扭矩,

额

$$M = 975 \times 60 / 680 = 86 \text{ kg}^* \text{ m} ;$$

i ——传动比 , $i = 88.3$;

η ——电动机至减速器被动轴的传动效率,

$$\eta = 0.94 ;$$

? ——电动机最大转矩倍数, ? =3.48 ;

[] M ——减速器低速轴上的最大短暂允许扭矩,

[] M =19610 kg*m 。

m kg M * 18631 94 . 0 3 . 88 86 48 . 3 75 . 0

max

= × × × × =

[] M M ≤

(3) 实际起升速度验算:

实际起升速度为 :

min / 4 . 4

3 . 88 4

680 728 . 0 14 . 3

0

m

i m

n D

V =

×

× ×

=

?

=

π

实际

江苏科技大学本科毕业设计 (论文)

11

要求起升速度偏差应小于15%。

% 15 % 2 . 2

5 . 4

4 . 4 5 . 4

< =

=

= ?

V

V V

V

实际

满足要求。

6. 起动时间与起动平均加速度的验算

(1) . 起动时间的验算

) () (

) (

联 电

静 平起

起

s GD GD K

n

n

v G Q

M M

t

+ ? ? +

+

=

2 2

0

2

375

975 . 0

1

η

式中

平起

M —— 电动机的平均启动力矩,

额 平起

$$M M \times = 6 . 1$$

$$= 1.6 \times 86 = 137.6 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

静

M —— 电动机轴上的静力矩,

m kg

i m

D G Q

M ? =

$\times \times \times$

\times

=

? ?

+

$$= 755 . 114$$

$$91 . 0 6 . 88 4 2$$

$$728 . 0 108400$$

2

) (

0

0

η

静

× × +

×

×

=) (

起

89 . 14 2 . 1

375

680

91 . 0 680

075 . 0 108400

975 . 0

755 . 114 6 . 137

1

2

t

=1.46 s

符合起动时间在 1 ~ 2 s之间。

(2) . 起动加速度的验算

2

/ 051 . 0

46 . 1

075 . 0

s m

t

v

a = = =

起

平

根据《起重机设计手册》表 8-13 规定

2

$v \leq 2.0 \text{ s m a } <$

平

，所以起重机的平均加

速度符合要求。

(3) .电动机起动可靠性的验算

对中级工作类型的起升机构应满足下式：

静

必

平器

$M \geq 5.1 M_0$

式中

必

平器

M ——电动机必须发出的平均起动力矩，

江苏科技大学本科毕业设计（论文）

12

2

$\min \max$

起 起 必

平器

M

M

+

=

其中

\max

起

M ——电动机的最大起动力矩，

额起

$M M ? = ?$

max

$$= 3.48 \times 86 = 299.3 \text{ kg} \cdot \text{m} ;$$

min

起

M ——电动机必须发出的最大起动力矩，

静起

$M M 1 . 1$

min

> ;

$$m \text{ kg } M ? = \times = 231 . 126 755 . 114 1 . 1$$

min

起

$$m \text{ kg } M ? =$$

+

$$= 765 . 212$$

2

$$231 . 126 3 . 299$$

必

平器

$$m \text{ kg } M ? = \times = 347 . 189 231 . 126 5 . 1 5 . 1$$

min

起

静

必

平器

$M M 5 . 1 \geq$ ，满足要求 。

3.2.2 3.2.2 3.2.2 3.2.2. . . . 副起升机构的计 副起升机构的计 副起升机构的计 副起升机构的计

算 算 算 算

1 . 主要参数

起重量 :

主

$$Q = 60 \text{ t}$$

工作类型 : 中级 ;

最大起升高度 : $H = 35 \text{ m}$;

起升速度 : $v = 4.5 \text{ m/min}$ 。

2 . 钢丝绳的选择 :

根据起重机的额定起重量, 选择双联起升机构滑轮组倍率为4 。

(1) . 钢丝绳所受最大静拉力 :

组

钩

$$\eta \times \times$$

+

=

m

$$G Q$$

S

2

max

式中 Q ——额定起重量, $Q = 60000 \text{ kg}$;

钩

G —— 钩钩组的重量,

钩

$$G = 6200 \text{ kg} ;$$

m ——滑轮组倍率, $m = 4$;

组

η ——滑轮组效率 ,

组

$$\eta = 0.98$$

江苏科技大学本科毕业设计（论文）

13

=

× ×

+

=

$$98.042$$

$$620060000$$

max

$$S_{8444} \text{ kg}$$

(2) 钢丝绳的选择：

所选择钢丝绳的破断拉力应满足：

Σ

$= \geq$

钢丝绳

绳

；而 $S_a S_n$

S

S

max

绳

n ——钢丝绳安全系数，对中级中级工作类型

绳

$$n = 5.5$$

由上式可得

$$85.0$$

$$5.5_{8444}$$

max

×

=

≥

Σ

a

n S

S

绳

丝

= 54638 kg

根据

Σ 丝

S 查钢丝绳产品可选用:

钢丝绳 6 × 19 — 28 —185 (GB1102 — 74) ,

Σ 丝

S =

57950kg , 因

Σ 丝

S > 42648 kg , 满足要求。

3 . 滑轮、卷筒的计算

(1) . 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、卷筒的直径 (自绳槽底部算起的直径) 应满足

绳

$d \leq D) 1 (? \geq$

式中 e——系数, 对中级工作类型的门式起重机, 取e=25

所以 $D \geq (25-1) \times 28 = 672 \text{ mm} .$

取卷筒直径和滑轮直径为 $D = 700 \text{ mm} .$

(2) . 卷筒长度和厚度计算

光 双

$$) (L L L L L + + + =$$

$$2 1 0$$

$$2$$

$$\text{而} \quad l \quad n$$

$$D$$

$$m \quad H$$

$$L$$

$$+$$

$$=$$

$$0$$

$$\max$$

$$0$$

$$\pi$$

式中

$$\max$$

H ——最大起升高度，

$$\max$$

$$H = 35 \text{ m} ;$$

n ——钢丝绳安全圈数， $n \geq 1.5$ ，取 $n = 2$ ；

t ——绳槽节距， $t =) ($

绳

$$4^{-2} + d = 30^{-34}, \text{取 } t = 32$$

江苏科技大学本科毕业设计（论文）

$$14$$

$$\text{mm} ;$$

$$2 1$$

L L、 ——空余部分和固定钢丝绳所需要的长度，

1

$L =$

2

$L = 3t$;

0

D ——卷筒的计算直径（按缠绕钢丝绳的中心计算），

绳

$d D D + =$

0

$= 700 + 28 = 728 \text{ mm}$;

光

L ——卷筒左右绳槽之间不刻槽部分长度，根据钢丝绳允许偏斜角度确定：

$) (* 2$

$2 \min 3$

$a \text{ tg } H L L ? =$

光

其中

3

L ——吊钩滑轮组位于绳槽中心线之间的距离，

3

$L = 415 \text{ mm}$;

\min

H ——当吊钩滑轮组位于上部极限位置时，卷筒轴和滑轮轴之间的距离，

\min

$H = 1300 \text{ mm}$;

2

a ——卷筒上绕出的钢丝绳分支相对与铅垂线的允许

偏斜角

0°

6°

2

≤ a, 取

1.06

2

=

0

tg α

mm L 155 1.0 1300 2 415 = × × ? =

光

0

L ——卷筒半边的绳槽部分的长度,

mm L 1264 20 2

728 14 . 3

4 35000

0

= × ?

+

×

×

=

卷筒长度

双

L = 2 (1264 + 2 × 20) + 155 = 2763 mm, 取

双

L = 2800mm

(3) . 卷筒转速

min / 874 . 7

728 . 0 14 . 3

4 4 . 4

0

转

卷

=

×

×

=

=

D

m V

n

π

江苏科技大学本科毕业设计 (论文)

15

4 . 根据静功率初选电动机

主起升机构静功率计算:

式中

0

η ——起升机构的总效率,

传 筒 组

$\eta \eta \eta \eta =$

0

= 0.98 × 0.98 × 0.95 = 0.91

()

KW

V G Q

N 50

91 . 0 6120

5 . 4) 6200 60000 (

6120

0

=

×

+

=

+

=

η

静

初选电动机功率

静 电

$N K N ? \geq$

式中

电

K ——起升机构按静功率初选电动机的系数，

2

JZR 型电动机，取

电

$K = 0.85$ 。 $KW N 5 . 42 50 85 . 0 = \times \geq$

查电动机产品目录，选择较接近的电动机

2

JZR 62—10。在 $JC\%=25\%$ ，功率

$N= 45 KW$ ，转速 $n = 580$ 转/分，最大转矩倍率? = 3.16，电动机转子飞轮矩

=

2

电

GD 12.27 kg/m

2

。

5 . 减速器的选择

(1) .起升机构总的传动比 :

7 . 73

874 . 7

580

= = =

卷

电

n

n

i

根据传动比 $i = 86.4$, 电动机功率 $N = 60 \text{ KW}$, 电动机转速 $n = 680$ 转/分, 工作类型中级, 从减速器产品目录, 选用A850-V-2-16+开式减速器, 传动比 $i = 88.3$, 输入减速器功率为40 KW 。

(2) .验算减速器被动轴的最大扭矩及最大径向力

最大扭矩的验算:

$$[] M_i M M \leq = \eta ? * * * 75 . 0$$

max 额

式中

额

M ——电动机的额定扭矩,

额

$$M = 975 \times 60 / 580 = 100.9 \text{ kg}^*m ;$$

i ——传动比 , $i = 88.3$;

()

0

6120 η

V G Q

N

+

=

静

江苏科技大学本科毕业设计（论文）

16

η ——电动机至减速器被动轴的传动效率，

η =0.94 ；

? ——电动机最大转矩倍数，? =3.16 ；

[] M ——减速器低速轴上的最大短暂允许扭矩，

[] M =21600 kg*m

m kg M * 5 . 19848 94 . 0 3 . 88 9 . 100 16 . 3 75 . 0

max

= × × × × =

[] M M ≤

(3) 实际起升速度验算：

实际起升速度为 ：

min / 9 . 3

3 . 88 4

580 728 . 0 14 . 3

0

m

i m

n D

V =

×

× ×

=

?

=

π

实际

要求起升速度偏差应小于15%。

% 15 % 3 . 13

5 . 4

9 . 3 5 . 4

< =

=

= ?

V

V V

V

实际

满足要求。

6. 起动时间与起动平均加速度的验算

(1) . 起动时间的验算

) () (

) (

联 电

静 平起

起

s GD GD K

n

n

v G Q

M M

t

+ ? ? +

+

=

2 2

0

2

375

975 . 0

1

η

式中

平起

M —— 电动机的平均启动力矩，

额 平起

$$M M \times = 6 . 1$$

$$= 1.6 \times 100.9 = 161.4 \text{ kg}^*m$$

静

M —— 电动机轴上的静力矩，

m kg

i m

D G Q

M ? =

$\times \times \times$

\times

=

? ?

+

= 81 . 69

91 . 0 6 . 88 4 2

728 . 0 66200

2

) (

0

0

η

静

× × +

×

×

=) (

起

27 . 12 2 . 1

375

580

91 . 0 580

075 . 0 66200

975 . 0

81 . 69 4 . 161

1

2

t

江苏科技大学本科毕业设计 (论文)

17

=1.78 s

符合启动时间在 1 ~ 2 s之间。

(2) .启动加速度的验算

2

/ 042 . 0

78 . 1

075 . 0

s m

t

v

a = = =

起

平

根据《起重机设计手册》表8-13 规定

2

/ 2 . 0 s m a <

平

，所以 起

重机的平均加速度符合要求。

(3) . 电动机起动可靠性的验算

对中级工作类型的起升机构应满足下式：

静

必

平器

M M 5 . 1 ≥

式中

必

平器

M ——电动机必须发出的平均起动力矩，

2

min max

起 起 必

平器

M M

M

+

=

其中

max

起

M ——电动机的最大起动力矩，

额 起

M M ? =?

max

=3.48 × 100.9 =351.113 kg*m ;

min

起

M ——电动机必须发出的最大起动力矩，

静 起

M M 1 . 1

min

> ;

m kg M ? = × = 79 . 76 81 . 69 1 . 1

min

起

m kg M ? =

+

= 952 . 213

2

79 . 76 113 . 351

必

平器

$$m \text{ kg } M ? = \times = 715 . 104 81 . 69 5 . 1 5 . 1$$

静

静

必

平器

$M M 5 . 1 \geq$, 满足要求。

3 . 3 3 . 3 3 . 3 3 . 3 龙门吊金属结构设计计算 龙门吊金属结构设计计算 龙门吊金属结构设计计算

龙门吊金属结构设计计算

3.3.1 3.3.1 3.3.1 3.3.1 主梁设计计算 主梁设计计算 主梁设计计算 主梁设计计算

江苏科技大学本科毕业设计 (论文)

18

主梁结构采用箱形双主梁结构形式, 箱形桥架见简图:

图 3-1 主梁结构形式

1. 主要设计参数

起重量 : 主钩

主

$$Q = 2 \times 50 \text{ t} , \text{ 副钩}$$

副

$$Q = 60 \text{ t} ;$$

$$\text{跨 度 : } L = 50 \text{ m} ;$$

$$\text{起升高度 : } H = 35 \text{ m} ;$$

工作制度 : 中级 ;

$$\text{小车轮距 : } a = 3 \text{ m} ;$$

2. 载荷计算

1) . 起升荷载:

$$2 Q$$

$$P ? \times$$

式中:

2

——为其升载荷动载系数，其计算公式为：

) (

1

1

0 0

2

y g

v c

+ ×

× + =

λ δ

c ——操作系数； c=0.5 ；

v ——额定其升速度， v= 4.5 m/min；

0

λ ——在额定载荷作用下，下滑轮组对上滑轮组的位移量，

0

λ ≈0.0029H， H 为起升高度，

0

λ = 0.0029

×35=0.1015m ；

0

y ——在额定载荷作用下，物品悬挂处的结构静变位值

江苏科技大学本科毕业设计（论文）

19

（单位： m） ，

0

y = m

L

0625 . 0

800

50000

800

= = ;

δ ——结构质量影响系数: $\delta =$

2

0 0

0

2

1

) (1

$\lambda +$

+

y

y

m

m

;

1

m ——物品悬挂处的折算质量 (单位: kg) ,

1

m =0.5 ×

本TXT由“豆丁宝”下载:<http://www.mozhua.net/wenkubao>