

家用电梯安全钳系统设计

摘 要

近数十年以来，随着土地这一不可再生资源的日趋减少，建筑物的高度日趋增高，对电梯的安全性、可靠性的要求也随之变得越来越高。限速器—安全钳是电梯安全系统的主要组成部分，当限速器动作时，将通过联动装置带动安全钳动作并夹紧导轨，使轿厢静止，从而防止意外事故的发生，这对提高电梯的安全性能至关重要。

本论文介绍了家用电梯诞生的历史背景及电梯的发展史，分析了安全钳系统的工作原理、组成结构，以及各部件的作用，并通过对不同类型安全钳的比较，阐明了彼此异同，为安全钳的选型奠定了基础。进而根据设计任务书中所要求的额定载重量、轿厢自重、额定速度等参数，分析了锁紧条件、计算了夹紧力和弹簧弹力，完成了安全钳的联动机构设计及安全钳的结构设计。最后，分析了造成安全钳误动作的几种原因，并提出了预防安全钳误动作的措施。

关键词： 家用电梯 安全钳 联动机构 系统设计

Home Elevator Safety Clamp System Design

Abstract

In recent decades, as the land of the non-renewable resources dwindling, the increasing height of the building increases, the elevator's safety and reliability requirements are becoming increasingly high. Governor - safety gear is a major component of the elevator safety system, when the governor tripping, will drive through the linkage safety gear and clamping rail, the car is stationary, to prevent accidents, which improve elevator safety performance is essential.

This paper describes the historical background and the history of the development of the elevator home elevator birth, analyzes the working principle of the safety gear systems, composition structure and the role of the various components, and by comparison of different types of safety gear to clarify the similarities and differences between each other, as safety gear selection basis. Further according to the rated load required by the design task book, car weight, the rated speed and other parameters were analyzed locking condition, calculate the clamping force and the spring force, complete linkage safety gear structure design and safety gear design. Finally, the several causes of safety gear malfunctions, and recommending preventive measures safety gear malfunction.

Keywords; Home Lift; Safety gear Linkage; ;System Design

目录

1. 绪论	1
1.1 家用电梯的市场背景及意义.....	1
1.2 电梯的发展史.....	1
1.3 电梯存在的潜在危险.....	2
2. 安全钳的联动机构设计	3
2.1 安全钳提拉机构的工作原理.....	3
2.2 安全钳提拉结构中各个组成部分的作用.....	4
2.3 选用弹簧及校核和弹力计算.....	4
2.3.1 估算弹簧的拉力.....	4
2.3.2 选择弹簧.....	5
2.3.3 计算弹簧弹力.....	6
2.4 校核连杆.....	6
2.5 螺柱的校核.....	8
3. 安全钳的设计	10
3.1 安全钳的分类及选型.....	10
3.1.1 瞬时安全钳.....	10
3.1.2 渐近式安全钳.....	12
3.2 选定安全钳的参数.....	14
3.3 安全钳的锁紧条件.....	14
3.4 安全钳的夹紧力计算.....	16
4. 安全钳的误动作及预防措施	21
4.1 造成安全钳误动作的几种原因分析.....	21
4.1.1 限速器在没有达到规定速度时发生动作造成安全钳误动作.....	21
4.1.2 安全钳的自身缺陷造成的误动作.....	21
4.1.3 导靴靴衬磨损造成的安全钳误动作.....	21
4.2 预防安全钳误动作的措施.....	21

5. 参考文献.....	23
6. 结束语.....	24
7. 致谢.....	25

1. 绪论

1.1 家用电梯的市场背景及意义

家用电梯实际上就是小型的乘客电梯，主要安装在家庭户型的楼层里。与普通的乘客电梯相比较而言，家用电梯的载重量比较小，速度也比较慢，但因为其方便家人出行，尤其是有老人的家庭，因此越来越被人们所青睐。但随之而来的电梯的安全问题也越来越受到人们的普遍关注了，电梯的安全系统主要靠限速器安全钳，其主要作用是保证在轿厢超速运行失去控制或钢丝绳意外断裂的情况下，在极短的时间内，安全钳能够迅速的夹紧导轨，使轿厢运行减慢，最终静止在导轨上，避免了轿厢坠落事故的发生。

安全钳是电梯安全系统中最必不可少的部件，极大的加强了电梯的安全保障。安全钳安装在轿厢两侧的下部，一些特殊情况除外，因此在选择电梯当中，安全钳的性能指标是最重要的安全保证。

近期以来，在上海市场上也出现了带有家用电梯的别墅。另外，随着人们老年化程度的加快，国家养老已经提到政府的议事日程上来了，据专家统计仅上海 5 年以后就有 20% 的老人了，但以前 6 层楼以下的住房没有安装电梯，事先也没有考虑以后加装电梯，这就导致了无法安装普通的标准乘客电梯。这就要求有一种无机房无底坑安装维修方便的住宅家用电梯来满足居家养老的要求。而因为这种电梯是需要别墅建筑物现有条件专门设计方案，属于非标准电梯，不适合比如三菱、日立等规模较大电梯公司批量生产，但对生产又有一定的技术要求，非一般小公司都能生产的。因为国内生产家用电梯的厂家并不是太多，所以其市场前景还是很乐观的。

1.2 电梯的发展史

据国外有关资料表明，在古代埃及的时代，就发明了人力驱动的升降机械。自从瓦特发明了蒸汽机，随后不久，就出现了用水压力控制的升降机，并加以改进，形成了现代液压式电梯的雏形。在 1857 年的时候，奥的斯公司成功的安装了世界上第一台载客升降机，之后随着电动机技术的发展，德国出现了由电动机驱动的升降机。真正意义上由直流电驱动的垂直电梯在 1889 年才出现，之后不久，出现了自动扶梯。到了 20 年代初期的时候，随着人们发明了交流感应电动机，这就使得电梯的驱动控制更加的简单了，电梯的发展进程也经历了从直流到交流控制的时期。目前，随着科技技术的不断提高，和电子工业的

不断发展，电梯的电气控制系统采用了 PC 机和电子计算机，电梯运行的可控性得到了显著的提到，电梯也进入了高速的时代。

我国的电梯历史可以从 1908 年说起，当时在上海安装了国内的第一批电梯，到了新中国成立的时候，国内已经陆陆续续的装了不少电梯，也有几家电梯零部件厂和修理厂。到了 50 年代的时候，我国先后建立几家电梯厂，开始自主生产电梯。1982 年，我国建成了第一个电梯试验塔，后来，随着改革开放进程的加快，国外先进的技术被引进到国内，建立了许多大牌电梯厂，这使得我国的电梯也得到了巨大发展。后来，我国又颁布了一系列的电梯法律法规和标准规范，使得电梯的技术性能和产品质量明显提高，带动了电梯业巨大发展。到目前为止，我国已经成为了全球最大的电梯制造生产基地，因为电梯的质量好、性能好、信誉高，我国生产的电梯得到许多国家的认可。我相信，时间不会很长，我国就可以步入电梯强国的行列了。

1.3 电梯存在的潜在危险

电梯可能发生的意外情况有：乘客被轿门挤压；轿厢撞击和发生坠落；电梯漏电，导致乘客被电击；轿厢运行失去控制撞到机房或地坑；钢丝绳的意外断裂导致轿厢坠落；由于材料丧失强度而造成的结构损坏等。所以电梯的零部件从开始设计到制造和安装的过程中都要考虑如何避免危险的发生。同时人员在维护和保养电梯的时候，工作要十分细心，很多意外事故就是由于电梯保养不合格，造成电梯运行不好而发生的，还有就是不正确的使用电梯。

2. 安全钳的联动机构设计

2.1 安全钳提拉机构的工作原理

安全钳联动提拉装置如图 2-1 所示。

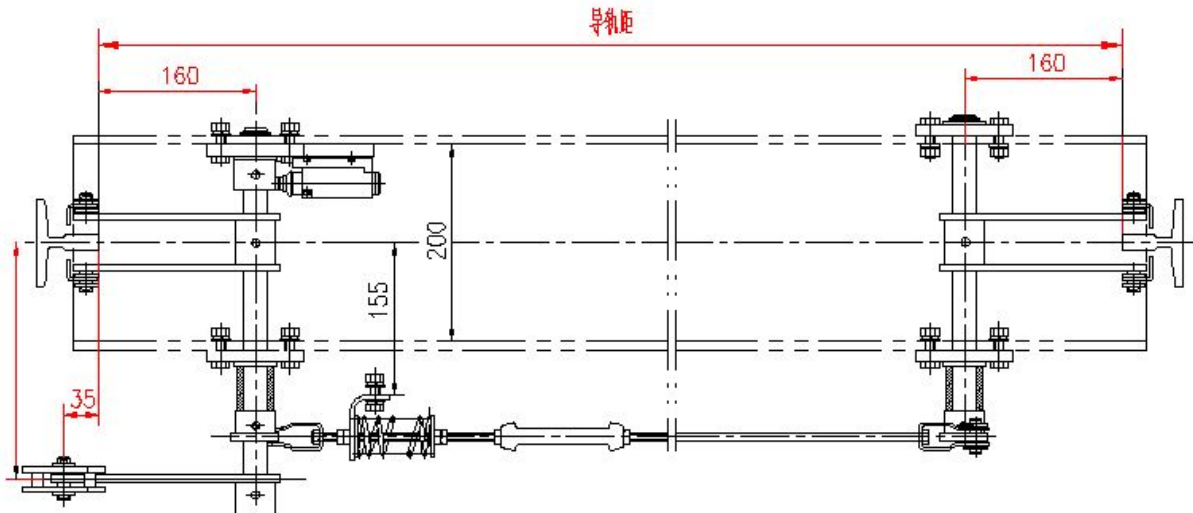


图 2-1 安全钳联动提拉装置

安全钳组成结构主要可以分为钳体、联动提拉机构、弹簧、钳座、电气安全触点、急停开关、连杆等。如上图所示,轿厢架上主要是安装安全钳和操纵机构,在轿厢架下梁里面安装安全钳钳座。在安全钳动作的时候,楔块会迅速的向上移滑动动,夹紧导轨使轿厢停止运行。转轴安装在轿厢架上梁的两边,并且在这两根轴上装有操纵机构的一组杠杆。主动杠杆的两端安装着绳头,主动杠杆靠两端的绳头与限速器相连接。从动杠杆分别安装在两侧的转轴上。两侧的转轴之间连接着一根横拉杆,横拉杆的作用主要是保证主从动杠杆可以同时摆动,从动杠杆上装有一个正反扣螺母,调节螺母的位置,从而就可以控制安全钳制停的时间和距离。垂直拉杆在从动杠杆的两端,通过它带动楔块向上滑动动夹紧导轨。垂直拉杆上安装着防晃架主要起了定位引导的作用,而且还能防止垂直拉杆左右晃动。压簧位于横拉杆上,主要作用就是控制拉杆使其不能自动复位,只有在专业人员释放安全钳时,靠人工手动才能复位。

电气安全开关的设计应符合有关安全触点的国家标准,标准规定:安全钳动作后必须经过专业人员释放后电梯才能恢复其正常使用,因此在释放安全钳的同时也要靠手动复位安全开关,安全开关必须在安全钳动作以前跳动或同时动作。所以安装安全钳时应调整好主动杠杆上的打板与开关的相对位置,这样才能保证安全开关及时动作。

安全钳的提拉联动机构一般情况下都是安装在轿顶上的，但也有安装在轿底的，所以电气安全开关应该设置在轿顶可以恢复的位置。

2.2 安全钳提拉机构中各个组成部分的作用

绳头拉手：绳头拉手的主要作用就是连接限速器和主动杠杆，还有连接钢丝绳。

连杆：连杆分别与绳头拉手和拉手组件相连。绳头拉手向上转动的同时，连杆也随之转动，从而带动拉手组件转动，同时连杆上装有开关门钉。

拉手：拉手的一侧与连杆相连，另一侧与螺柱相连，拉手绕连杆转动或带动螺柱向上运动。

螺柱：螺柱是连接安全钳与提拉装置的中介，提拉装置所受的拉力就是通过螺柱传递给安全钳，从而使安全钳动作。

拉簧：拉簧的作用主要是吸收轿厢的晃动、钢丝绳的摆动等现象所造成的不稳定力，压着安全开关，防止其正常情况下跳动，使得安全钳误动作。

拉簧座：拉簧座一边与轿托相连，另一边与拉簧相连，主要作用是固定拉簧。

开关打板：安装在拉手组件的轴套上，当连杆受力转动时，开关打板也随之转动，从而使电气开关动作，切断安全电路，使电机停止转动，在安全钳动作以前或和安全钳同时动作。

设计安全钳联动提拉装置的主要目的是为了使轿厢左右两侧的安全钳同时动作，从而保证轿厢的平稳性，使轿厢水平倾角不至于过大。

2.3 选用弹簧及校核和弹力计算

2.3.1 估算弹簧的拉力

安全钳的拉臂受力分析，如图 2-2 所示

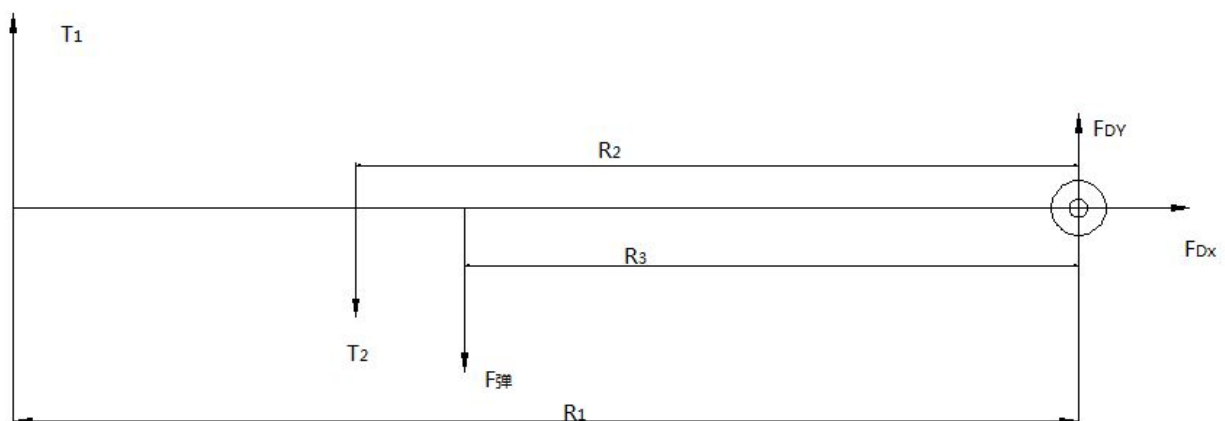


图 2-2 安全钳的拉臂受力图

根据受力分析可知：

$$T_1 \times R_1 = 2(T_2 \times R_2 + F_{\text{弹}} \times R_3) \quad (2-1)$$

其中 T_1 —绳头拉手所受的提拉力；

T_2 —拉臂所受的拉力；

$F_{\text{弹}}$ —弹簧的拉力；

R_1 —绳头拉手的圆心距；

R_2 —拉臂的圆心距；

R_3 —弹簧作用点到连杆的距离。

因为安全钳在动作的过程中，弹簧的弹力在不断的变化着的，所以没有固定值，又可知弹簧的受力并不是很大，因此凭经验假设

$$F_{\text{弹}} = \frac{1}{5} T_2 \quad (2-2)$$

已知 $T_1=150\text{N}$ ， $R_1=0.111\text{m}$ ； $R_2=0.076\text{m}$ ； $R_3=0.037\text{m}$

由式 (2—1) (2—2)，联立计算可得：

$$F_{\text{弹}}=20\text{N}$$

2.3.2 选择弹簧

因为根据所选拉弹簧的要求最大拉力 $F_1 = 20\text{N}$ ，则最小拉力 $F_2 = (0.1 \sim 0.5)F_1 = (2 \sim 10)\text{N}$ ，因此取 $F_2 = 10\text{N}$ ，工作行程为 $f=18\text{mm}$ ，则变载荷作用在弹簧上的次数应小于 10^3 次。

所以弹簧刚度的为：

$$F = \frac{F_1 - F_2}{f} = \frac{20 - 10}{18} = 0.56\text{N/mm}$$

因为弹簧所受的变载荷的作用次数小于 10^3 次，所以允许：

$$F_s \geq F_1, \text{ 即: } F_s \geq 20\text{N}$$

由此，查 GB/T4142—2001 表 2 选拉簧规格为：L B 1.6×18×62.8

其中 $F_s=64.7\text{N}$ ， $f_s=85.2\text{mm}$ ； $F_0=4.8\text{N}$ ； $F=0.6\text{N/mm}$

验证该弹簧工作特征：

$$F_1 = 20N \text{ 时, } f_1 = \frac{F_1 - F_0}{F} = \frac{20 - 4.8}{0.6} \approx 25.33mm$$

$$F_2 = 10N \text{ 时, } f_2 = \frac{F_2 - F_0}{F} = \frac{10 - 4.8}{0.6} \approx 8.67mm$$

$$f_1 + \frac{F_0}{F} = 25.33 + \frac{4.8}{0.6} = 33.33mm$$

所选弹簧：

$$f_s = 85.2mm > 33.33mm$$

$$F_s = 64.7 > 20N$$

选拉簧 L B 1.6×18×62.8 GB/T4142 符合设计要求.

2.3.3 计算弹簧的弹力

$f = \frac{F_{\text{弹}} - F_0}{F}$ 有 $F = f \cdot F + F_0$ ，在轿厢停止运行的瞬间 $f=18mm$ ，求得 $F_{\text{弹}}=15.6N$ 。所以弹簧

所受到的弹力为 15.6N，因为拉簧座所受到的拉力与弹簧的弹力是一对相互作用力。所以拉簧座受到的拉力也为 15.6N。

2.4 校核连杆

对连杆工作状况进行分析可知，连杆有可能会产生扭转变形，所以必须验证连杆的扭转强度。

由 2.3.3 可知弹簧的弹力为 15.6N，根据 3.3.1 中式（2—1）可计算出拉臂拉力为 $T_2 = 102N$

作连杆的扭矩图，如图 2—3 所示。



图 2—3 连杆扭矩图

由连杆的受力可以求出连杆各部分所受扭矩，如下：

$$M_1 = T_1 \cdot R_1 = 150 \times 0.111 = 16.65 N \cdot m$$

$$M_2 = -T_2 \cdot R_2 - F_{\text{弹}} \cdot R_3 = -102 \times 0.076 - 15.6 \times 0.037 = -8.33 N \cdot m$$

$$M_3 = M_2 = -8.33 N \cdot m$$

利用截面法求出 I、II 两处的扭矩，如下：

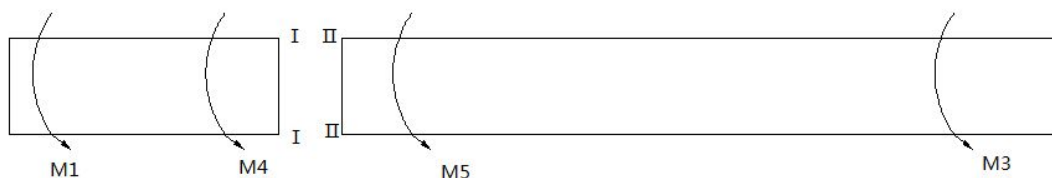


图 2—4 I、II 两处的扭矩图

对 I—I 截面，有：

$$M_1 + M_4 = 0$$

求得 $M_4 = -M_1 = -16.65 N \cdot m$

对 II—II 截面，有：

$$M_3 + M_5 = 0$$

求得 $M_5 = -M_3 = -8.33 N \cdot m$

作连杆的合成扭矩图，如图 2—5 所示。

所以圆截面边缘各点处就是最大的扭转切应力，其大小为

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_p} \quad (2-3)$$

式中 M_{\max} ——作用在连杆上的最大扭矩；

W_p ——抗扭截面系数。

因为连杆是空心的，所以抗扭截面系数的大小为：

$$W_p = \frac{\pi}{16D} (D^4 - d^4) \quad (2-4)$$

式中： D——连杆的外径；

d——连杆的内径。

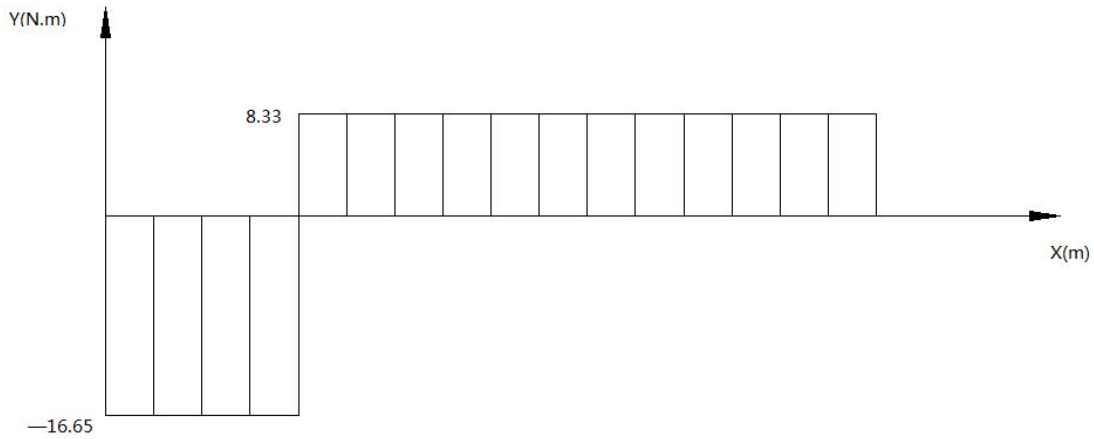


图 2—5 连杆的合成扭矩图

已知 $D=0.22\text{m}$; $d=0.016\text{m}$, 代入式 (2-3) (2-4) 求得

$$\tau_{\max} = 17.693\text{Mpa}$$

由表 (2-1) 查的 Q235 材料的 $[\tau]=20\text{Mpa}$, 由此可知 $\tau_{\max} < [\tau]$, 说明连杆有足够的扭转强度, 符合设计要求。

表 2-1 常用材料的 $[\tau]$ 值和 C 值

轴的材料	Q235, 20	35	45	40Cr, 35SiMn
$[\tau]/\text{Mpa}$	12-20	20-30	30-40	40-52
C	135-160	118-135	107-118	98-107

2.5 螺柱的校核

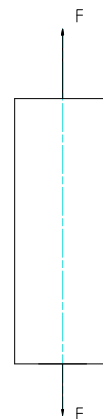


图 2——6 螺柱受力分析图

螺柱受力分析图图 2——6 所示

螺柱的抗拉强度为

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (2-5)$$

其中 F——拉断试样时试样所能承受的最大拉力，N；

S——试样原始横截面积， m^2 ；

$$F=102N \quad (2-6)$$

螺柱的横截面积为

$$S = \pi \times \left(\frac{d}{2}\right)^2 = 3.14 \times \left(\frac{8 \times 10^{-3}}{2}\right)^2 = 50.24 \times 10^{-6} m^2 \quad (2-7)$$

由式 (2-5) (2-6) (2-7) 联立得

$$\sigma = 2.03 \text{Mpa}$$

由工程材料机械手册中查得 Q235 材料的抗拉强度 σ 为 375-460Mpa 之间，所以设计中选用的螺栓符合要求。

3. 设计安全钳

3.1 安全钳的分类及选用

根据安全钳的组成结构和其工作原理，主要可以将其分为瞬时式安全钳和渐近式安全钳两种类型。

当限速器开始动作时，就会同时带动轿厢和对重安全钳开始动作。根据国标规定：当电梯的额定速度 $v \leq 1m/s$ 时，对重安全钳的动作可以是靠一根安全绳或者是因为钢丝绳的断裂来发生。安全钳可以直接操纵，不采用规定的液压、气动等当作操纵的装置。当安全钳因为限速器动作而动作时，装在轿顶上面的安全开关应该在安全钳动作以前或同时动作，从而使得曳引机断电，停止转动。必须专业的人员才能释放动作后的安全钳。在释放安全钳之前，必须要提起轿厢或对重，这样安全钳才能够复位，并实现人工复位电气开关的目的。如果轿厢在正常载重运行的情况下，那么安全钳动作后，轿厢地板的倾斜的角度应该不超过其正常范围的 5%。一般情况下，安全钳经过调节的话，就应该在上面贴上封条表示。

3.1.1 瞬时式安全钳

瞬时式安全钳能从开始动作时在极短时间内使夹紧力达到最大值，楔块夹紧导轨，使轿厢的运行瞬间减速，最终停止运行。瞬时式安全钳制停的最大特点就是速度快、距离短，轿厢运行的行程很短，甚至只有几厘米。因此，轿厢瞬间受到的冲击载荷很大，同时对导轨表面的损伤也会很大。

按照瞬时式安全钳的结构和原理来划分，主要可以将其分为楔块型瞬时式安全钳、偏心块型瞬时安全钳和滚柱型瞬时安全钳和 3 种。

楔块型瞬时式安全钳 楔块型瞬时式安全钳是目前市场上最普遍的安全钳，被大家广泛的使用。制成钳体的材料一般都是铸钢，钳体被安装在轿厢的下梁里面。一般情况下，每根导轨两边各有一个楔型钳块（动作元件），安全钳动作时两个楔块会一起夹紧导轨，但也有只靠一个楔块单边动作来夹紧导轨的。安全钳一旦动作，楔块就会被提拉杆提起来与导轨接触并夹紧导轨，轿厢如果继续向下滑动，楔块就会夹越紧，最终使其静止不动。

安全钳楔块要形成自锁，必要要满足：

$$\alpha \leq \phi_2 - \phi_1 \quad (3-1)$$

式中 α ——楔块的楔形角；

ϕ_2 ——导轨与楔块之间的摩擦角；

ϕ_1 ——钳体与楔块之间的摩擦角。

为了增大楔块与导轨之间的摩擦力，经常将钳块与导轨的接触表面加工成滚花状，而且还要保养的时候要减少楔块表面的油污。为了减少钳体与楔块之间的摩擦，一般安装表面经过硬化的镀铬滚柱在它们之间。当安全钳开始动作的时候，楔块就会在滚柱上与钳体产生相对的滑动。经过几十年沿用下来的设计表明，楔块角一般都取在 $6^\circ - 8^\circ$ 之间。

偏心块式瞬时安全钳 偏心块式瞬时安全钳通常是由两个带有半齿的偏心块组成的，偏心块一般都是硬化钢制成。安全钳上装有两根联动的连接轴，轴的两端用键与偏心块相连，当安全钳动作的时候，两根偏心块连接轴会产生相对转动，并通过连杆带动四个偏心块，使其保持同步动作。偏心块装有一个弹簧，主要靠它来实现复位的，偏心块上通常都装有一根提拉杆。

滚柱型瞬时安全钳 滚柱型瞬时安全钳的动作元件是个表面淬硬滚花的滚柱，置于嵌体的楔形槽内。当安全钳动作时滚柱被提起，表面与导轨相接触后即与限速器动作无关。滚柱随着轿厢向下移动的过程中，一面向上滚动，一面挤压嵌体水平移动消除另一侧与导轨的间隙，并使轿厢制停。

滚柱要夹持导轨的形成自锁的条件是：

$$\alpha \leq \Phi_1 + \Phi_2 \quad (3-2)$$

式中 α 、 Φ_1 、 Φ_2 同 (3—1) 式中所给出的说明一样。

虽然滚柱型的瞬时安全钳的制停过程很快，时间只有 0.1 秒左右，但是与双楔块型瞬时安全钳相比较而言，其制停过程更快，只有 0.01 秒左右，轿厢滑动的行程只有几十毫米，制停轿厢在导轨上最大的减速度能达到 10g，因此会对轿厢里面的乘客和其本身造成极大的冲击力。根据国标规定：瞬时安全钳只能用于额定速度 $v \leq 0.63m/s$ 的低速电梯；此外如果对重的额定速度 $v \leq 1m/s$ 时（对重安全钳作为轿厢上行超速保护装置除外），也可以采用瞬时安全钳。

瞬时安全钳在制停轿厢的过程中，轿厢滑动过程中所产生的动能和势能大部分都被安全钳的钳体变形和挤压导轨消耗掉了。其中对于楔块式安全钳来说，钳体变形大概吸收了 80% 的能量；而对于滚柱式安全钳来说，挤压导轨也消耗掉差不多近 80% 的能量。

瞬时安全钳在制停过程中，轿厢运行的距离可由下面的公式计算：

$$h = \frac{v^2}{2a} + 0.1 + 0.03(m) \quad (3-3)$$

式中 h ——自由落体的距离，m；

v ——限速器的动作速度 m/s；

a ——安全钳制动的平均减速度 m/s^2 ；

0.1——安全钳开始响应时，轿厢运行的距离 m；

0.03——夹紧件从开始夹紧导轨到制停轿厢期间的运行距离，m。

3.1.2 渐近式安全钳

渐近式安全钳与瞬时式安全钳的传动机构和拉杆部分是相同的,最大的不同之处就是渐进式安全钳动作元件是弹性夹持的,制停的距离比较长。在安全钳制动时,弹性夹持力把夹紧件压在导轨上,在轿厢滑动过程中,夹紧件不停的与导轨摩擦,消耗掉了轿厢大部分的动能和势能。国家标准规定:,当渐近式安全钳动作时,轿厢制停的平均减速度应在 $0.2g - 1g$ 范围内,所以与瞬时安全钳相比,其制停的时间和距离都比较长。因此对于额定速度 $v > 0.63m/s$ 或者是对重安全钳的额定速度 $v > 1m/s$ 的高速电梯来说,都应该采用渐进式安全钳。

因为渐进式安全钳在制停轿厢的过程中,夹紧件受到的弹性夹持力是有一定的范围的,所以在安全钳完全动作后,弹性夹持力的大小基本上就不变了。另外轿厢的载重量的大小及安全钳刚开始动作时的轿厢的速度都影响着制停过程的时间和距离的。为了限定和保持渐进式安全钳的制动力,主要是采取控制施力弹性元件的变形的办法。在用被限定的制动力制停轿厢的时候,因为轿厢的滑动距离要比瞬时式安全钳长的多,所以又可以将渐进式安全钳称作为滑移式安全钳。

两种安全钳结构上最大的不同就是渐近式安全钳增加了金属弹簧,被固定在钳体和楔块之间,所以楔块滑动的范围就被固定了,这也就变相的限定了弹簧的变形量,基本上确定了弹簧的弹性夹持力和楔块与导轨的摩擦力。渐进式安全钳按照动作元件的形式可以分为偏心块式、滚柱式和楔块式3种类型,又可以按照弹簧的类别将其分为4种,分别是内置板簧式、圆柱螺旋压缩弹簧式、蝶形弹簧式和U型板簧式。

夹钳式渐近安全钳的两个楔块为动作元件,但因为楔块与导轨的接触表面没有加工成滚花状,而是加工了一些开口槽,安全钳的背面又装了滚轮组,目的是为了减少楔块与钳体之间的摩擦。

当限速器动作时，安全钳就会动作，同时楔块就会被提拉杆提起来，在弹性夹持力的作用下夹紧在导轨上，但因为轿厢还在继续运行，楔块就会在斜槽内继续向上滑移，同时挤开钳座，向两边滑去。当楔块滑动到固定的范围界限时，弹性夹持力就会达到最大值，并保持不变继续夹紧导轨，在这期间楔块在夹紧力的作用下不停的与导轨摩擦，消耗掉了大部分的轿厢的动能与势能，这样就大大减慢了轿厢的滑动速度。在安全钳钳臂的尾部通常都装有一个弹簧，可以用此来调节最大夹持力。

制停安全钳的力与平均制动减速度之间的计算可由下列公式表明：

$$a = \frac{2F - (G + Q)g}{G + Q} \quad (3-4)$$

式中 a ——减速度 m/s^2 ；

F ——一个安全钳制停距力 (N)；

G ——轿厢自重 (kg)；

Q ——额定载重量 (kg)。

如果安全钳制停轿厢过程是均匀减速的，那么制停距离可由以下公式计算：

$$S_{\min} = \frac{v^2}{a_{\max}} + A_1(m) \quad (3-5)$$

$$S_{\max} = \frac{v^2}{a_{\min}} + A_2(m) \quad (3-6)$$

式中 v ——限速器的动作速度 (m/s)；

a_{\min} ——最小的制停减速度 $1.96m/s^2$

a_{\max} ——最大的制停减速度 $9.8m/s^2$

A_1, A_2 ——从限速器开始动作带到安全钳动作到楔块夹紧导轨的时间内，在这期间轿厢所运行的距离。根据国际电梯规范中 $A_1=0.122m$ ； $A_2=0.256m$ 。

因此在选择渐进式安全钳的时候，一定要注意安全钳适用的电梯额定速度、额定载重量和相适合的导轨宽度。

如果电梯的钢丝绳是两段的话，那么应该安装保护装置，防止一根钢丝绳断裂或松掉时，安全钳动作使得轿厢停止滑动。。

因为本次论文的题目是家用电梯的安全钳系统设计，题目要求电梯的额定速度不能超过 $0.4m/s$ ，额定载重量是 $320kg$ ，轿厢自重是 $450 kg$ 。又因为国标规定：电梯的额定速度

$v \leq 0.63m/s$ 时, 可以采用瞬时安全钳, 所以此次设计我采用的是瞬时式安全钳。瞬时式安全钳可以保证轿厢轿厢在超速时或钢丝绳断裂造成坠落时, 它能在极短的时间内使轿厢停止运行并静止在导轨上。综上所述, 因此本次论文所设计的是滚柱型瞬式安全钳。

3.2 选定安全钳的参数

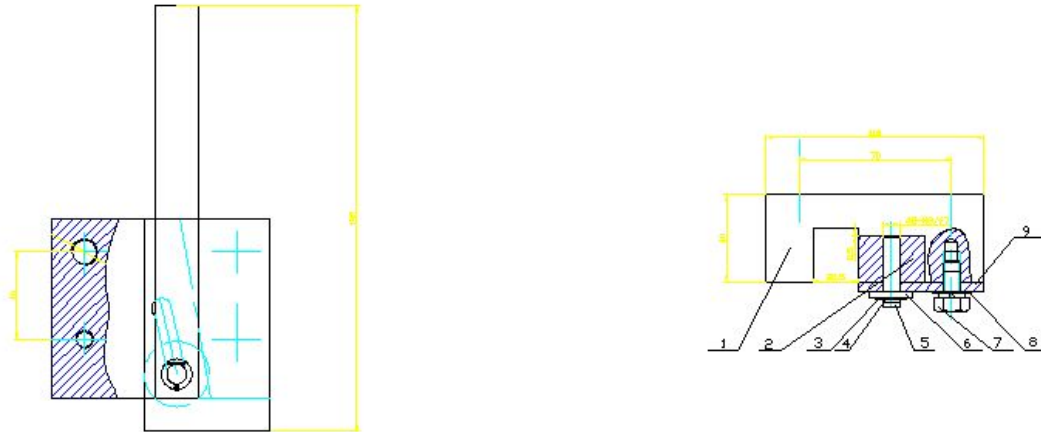


图 3-1 安全钳图

3.3 安全钳锁紧条件

滚柱式安全钳要想动作, 必须要使滚柱与导轨之间的摩擦力足够大, 不然会发生打滑现象, 而且斜度的设计也要合理, 这样才能达到楔紧导轨的目的。下面是针对滚柱不打滑的条件与分析。滚柱的受力分析如图 3-2 所示。

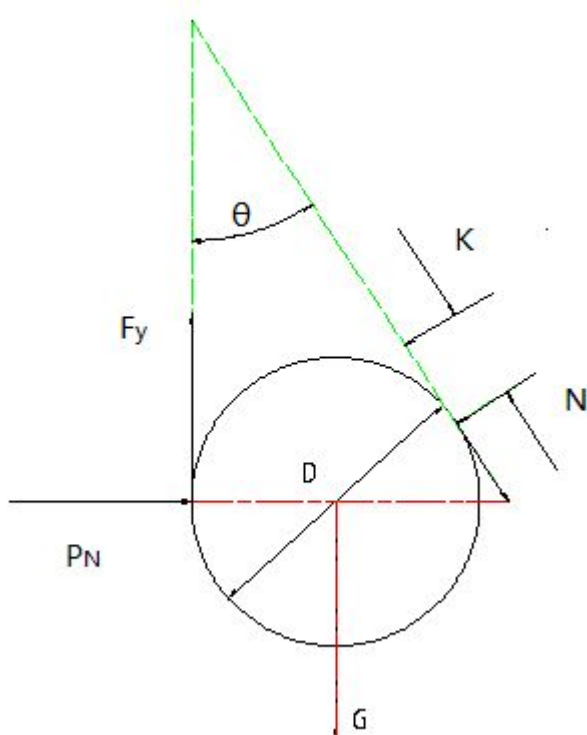


图 3—2 滚柱受力分析图

图中 F_y —— 摩擦力

P_N —— 侧面正压力

N —— 斜面正压力

K —— 滚动摩擦系数

μ —— 静滑动摩擦系数

θ —— 斜面倾角

G —— 滚柱重量

由滚柱受力图，可得

$\sum M = 0$ ，即，

$$F_y \cdot \frac{D}{2} = N \cdot K \quad (3-7)$$

则 $N = F_y / K$

$\sum Y = 0$

$$F_y = N \cdot \sin \theta + G \quad (3-8)$$

G —— 忽略不计

则 $N = F_y / \sin \theta$

$\sum X = 0$

$$P_N = N \cdot \cos \theta \quad (3-9)$$

将 (3—8) 式代入 (3—9) 式

$$\text{得 } P_N = F_y \cos \theta / \sin \theta = F_y \cot \theta \quad (3-10)$$

为了保证滚柱与导轨表面在静止时不发生打滑现象，必须要满足下列条件：

$$\mu P_N \geq F_y \quad (3-11)$$

将 (3—10) 代入 (3—11)

即可得 $\mu F_y \cdot \cot \theta \geq F_y$

则 $\mu \geq \tan \theta$

由上述分析可知：

(1) 为了保证静态不打滑，其条件是 $\mu \geq \tan \theta$ ；

(2) 因为滚柱式安全钳主要是靠滚柱与导轨之间的摩擦力来工作的，所以钳体受到冲击载荷也很大；然而钳体所受的载荷不是由摩擦系数决定的，主要取决楔紧的条件和斜度；

(3) 只要能满足 $\mu \geq \tan \theta$ 的条件， θ 角基本上取得越大越好，这样钳体所承受的外部载荷就可以减少了。因此增大 θ 角，取 $\theta = 13^\circ$ 。

3.4 安全钳的夹紧力计算

安全钳系统中，绳头拉手的一端装有安全钳提拉装置。当绳头拉手受到钢丝绳的提拉时，绳头拉手将做一个圆周向的运动，而绳头拉手的另一端与一杆连接，并通过连杆将力分别传递给了左右侧的拉手组件，于是拉手组件也随之转动起来。

通过螺柱和安全钳拉板，对芯轴产生拉力，从而带动滚柱沿楔形而相对于安全钳向上运动；在滚柱沿楔形面向上运动的过程当中，将经历三种不同过程，下面对这三种过程分别作出分析。

(1) 滚柱未与导轨接触

滚柱向上移动的距离

$$S_1 = \frac{x}{\tan \theta} \quad (3-12)$$

其中 x ——滚柱与导轨之间的距离

$\tan \theta$ ——提拉杆被安装时的的倾斜角

已知 $x=0.003\text{m}$ ； $\tan \theta = 0.23$ 。代入公式 (3-12) 可得

$$S_1 = 0.013\text{m}$$

而此种情况下，因为滚柱未与导轨接触，所以安全钳并未受到夹紧力。即 $P=0$ 。

(2) 滚柱开始与导轨接触，并且逐步夹紧导轨，即轿厢向下做减速运动，由运动学知识可知：

$$v_2^2 - v_1^2 = 2a S_2 \quad (3-13)$$

其中 v_1 ——轿厢的额定速度， $v_1 = 0.4\text{m/s}$ ；

v_2 ——轿厢静止在导轨上时的速度，即 $v_2 = 0$ ；

S_2 ——滚柱与导轨接触后到轿厢完全停止这段时间轿厢的运行距离。

又可知

$$h = S_1 + S_2 \quad (3-14)$$

因为标准要求，限速器要想动作，轿厢的运行速度必须要大于或等于电梯额定速度的115%，所以有 $v > 0.4 \times 1.15 = 0.46m/s$ 。又因为对于不可脱落滚柱式安全钳 $v < 1m/s$ 。

所以取 $v = 0.8m/s$

由 (3-3) (3-13) (3-14) 三式联立可得：

$$a = 3.42m/s^2, \quad S_2 = 0.023m。$$

因为瞬时安全钳制停距离短、制停时间快，所以会对轿厢和乘客造成极大的冲击。如果用机械能守恒的原理去分析冲击问题的话，将会产生不少偏差，冲击的过程很复杂，很难分析，不能通过常规思维去求解。因此，只能反通过能量守恒的原理去求解外力。

轿厢在制停减速的过程中的受力分析，如图 3—3 所示。

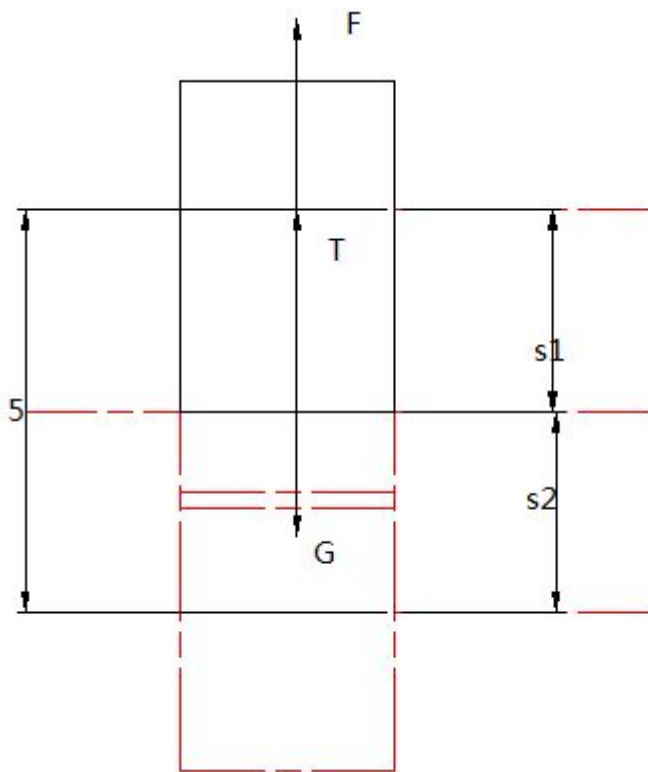


图 3—3 轿厢整体受力示意图

根据能量守恒法则有

$$E = mgs + \frac{1}{2}mv^2 \quad (3-15)$$

$$E = F \cdot S_2 + T \cdot S \quad (3-16)$$

其中 E ——轿厢停止运行前的动能和势能的总和 (N·m);

m ——总容许质量 kg;

g ——重力加速度; $g=9.8\text{m/s}^2$;

S ——从安全钳开始动作到制停轿厢时其所运行的距离; $S = S_1 + S_2$;

S_1 ——轿厢在限速器响应期间运行的距离;

S_2 ——制停距离;

V ——轿厢的额定速度; $v=0.4\text{m/s}$;

F ——轿厢所受到的总的摩擦力;

T ——滚轮所受的提拉力。

已知: $m=770\text{kg}$; $S_1=0.013\text{m}$; $S_2=0.023\text{m}$; $T_1 = T_2 = 102\text{N}$ 。

求得 $F=14330\text{N}$

又因为 $F = 4 F_f$ (3—17)

$F_f = \mu F$ (其中 $\mu = 0.4$) (3—18)

由 (3—17)、(3—18) 联立可得

$F_f = 3702\text{N}$; $P = 9255\text{N}$, 即安全钳的夹紧力为 9255N。

(3) 轿厢停止运行的瞬间

滚轮的受力分析, 如图 3-4 所示

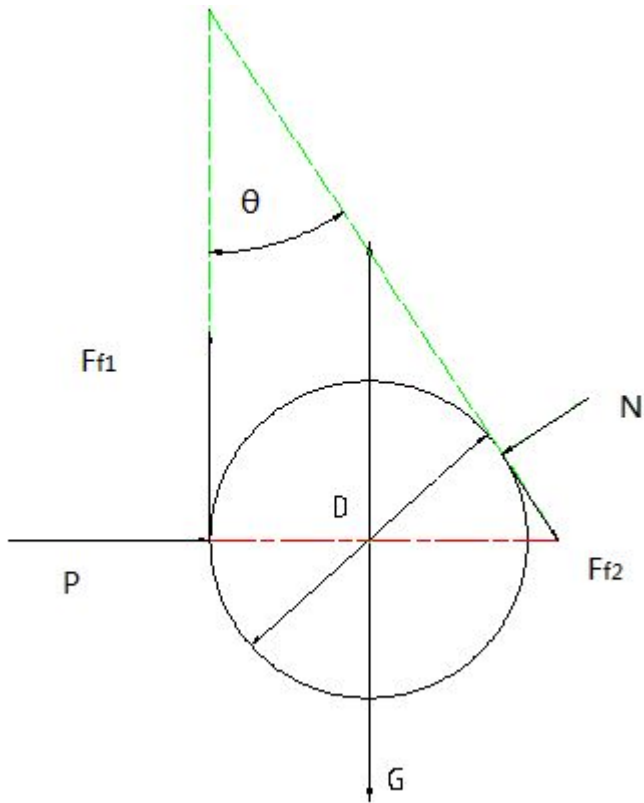


图 3—4 轿厢停止运行瞬间滚轮受力分析图

其中 T——滚轮所受拉力；

F_{f1} ——滚轮与导轨之间的摩擦力；

F_{f2} ——滚轮与钳体楔形面之间的摩擦力；

P——导轨与滚轮的压力；

N——楔面给滚柱的压力；

G——滚柱的重力，在此忽略不计；

$\theta=13^\circ$ 。

由平衡条件有：

$$\sum F_x = 0$$

$$\text{即 } P + F_{f2} \cdot \sin \theta - N \cdot \cos \theta = 0 \quad (3-19)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\text{即 } T + F_{f1} - N \cdot \sin \theta - F_{f2} \cdot \cos \theta = 0 \quad (3-20)$$

$$F_{f1} = \mu P \quad (3-21)$$

$$F_{f2} = \mu N \quad (3-22)$$

由 (3—19)、(3—20)、(3—21)、(3—22) 四式联立可得
N=500N; P=492N, 即安全钳的夹紧力为 492N。

4. 安全钳的误动作

4.1 造成安全钳误动作的几种原因分析

4.1.1 限速器没有达到规定速度时发生动作造成安全钳误动作

限速器上的感应测速装置测速的时候发生偏差，结果将会会导致安全钳误动作。根据国家规定，限速器安全装置如果要产生动作的话，动作速度要大于或等于电梯额定速度的 115%，如果在调试或校准限速器的过程当中，因为测速误差而导致设定的动作速度小于限速器正常动作的速度时，就会引起安全钳发生误动作。

装在限速器上的弹簧的预紧螺栓松动，这会使得弹簧的预紧力变小，限速器开始动作的速度会发生改变，这也会使得安全钳发生误动作。

当限速器绳轮和钢丝绳之间的摩擦阻力增大时，也有可能导致安全钳误动作。当维保人员擦拭的润滑油较少时，绳轮构件损坏，以及绳轮被其它杂物卡住等，这都会增大绳轮旋转时候的摩擦阻力，当摩擦力大于安全钳的向上的提拉力时，安全钳就会误动作。

4.1.2 安全钳自身缺陷造成的误动作

安装安全钳后，因为工作人员没有清理一些杂物、灰尘，导致长时间的和导轨润滑油混合在一起，积少成多，最终阻碍了楔块在导轨上的滑动，造成了滚柱与导轨一起同步运行时，会在它们之间产生一定的阻力。如果没有及时清除的话，会导致轿厢被卡在导轨上，从而使得安全钳发生误动作。

如果提拉臂上弹簧的拉力没有调整好的话，会引起弹簧对楔块的拉力减小，根据上面滚柱的受力分析可知，会造成楔块被提起夹紧导轨，从而引起安全钳发生误动作。

4.1.3 导靴靴衬磨损造成的安全钳误动作

电梯在正常运行的过程中，会引起导靴靴衬的不断磨损，当磨损达到一定程度时，如果维保工人没有更换导靴的话，就会造成楔块与导轨之间的摩擦阻力增大，当摩擦力达到一定值，安全钳就可能会发生误动作。

4.2 预防安全钳误动作的措施

为了保证电梯在正常运行时，安全钳不发生误动作，工作人员一定要做到以下几个方面。首先在安装电梯的时候，一定要调试好限速器，防止产生测速误差；然后就是螺栓一定要固定好，不能发生松动；要检查好绳轮组件的结构有没有被破坏，确保钢丝绳上的润滑油足够润滑；导轨上没有杂物堆积；调整好连杆上的弹簧拉力；还有维修人员保养的时候，一定要细心，发现坏的零件一定要及时更换，尤其是靴衬，要本着对生命负责的态度，

这样才能防止安全钳误动作。

以上仅是简单说明了安全钳误动作的可能原因及预防措施，其实在电梯实际运行过程中，还有很多的致使安全钳误动作的可能原因。因此，还必须努力完善安全钳系统的设计，使这种发生误动作的情况尽量减到最少，从而更好的提高电梯的安全性，保证好乘客们的生命安全。+

参考文献

- [1]GB7588-2003《电梯制造与安装安全规范》.
- [2]GB / T21739-2008《家用电梯制造与安装规范》.
- [3]GB / T10058—1997《电梯技术条件》.
- [4]林志海,小议家用电梯设计,中国电梯,2008,19(23):19~21.
- [5]戴国洪,电梯制造技术,苏州:苏州大学出版社,2013.
- [6]顾德仁,电梯电气原理与设计,苏州:苏州大学出版社,2013.
- [7]王坚,电梯安全风险评估系统的设计与应用[D],浙江工业大学 2012.
- [8]张小红,家用电梯的安全设计问题研究[J],河南科技,2012,(18).
- [9]陈家盛,电梯结构原理及安装维修,北京:机械工业出版社,2011.
- [10]群生集团,中国电梯行业的发展与趋势的调查报告.
- [11]李刚,电梯双向安全钳的系统与设计[J],中国电梯,2000,12期.
- [12]武汉本科大学生的毕业设计.
- [13]GB7588-2003 电梯制造与安装安全规范,北京;中国标准出版社,2003.
- [14]GB10058-88 电梯技术条件,北京;中国标准出版社,1987.
- [15]ELEVATOR WORLD, U . S . A: ELEVATOR WORLD, INC, 1981~1989.
- [16]大连理工大学工程图学教研室,机械制图第六版.

结束语

毕业设计可以说是对大学四年学习生涯的最重要的一次考核,它不仅是对四年所掌握知识的一次考核,更是培养了我们自己的独立思维,学会查阅各种资料,学习自己不会的软件,学会与人合作。通过此次设计,我有太多的感想了。

首先当我拿到题目时,感觉就是一片茫然,脑子里一点概念没有,想不通自己所学的东西跟毕业设计有什么联系,后来通过查资料,咨询专业导师,收益匪浅。自己从门外汉变成了入门,最起码懂得了自己该做什么,向哪个方向去做。当画图时,我发现自己以前的基本功太不扎实了,什么东西都是略懂皮毛,真正做起来还是很费劲。但我不灰心,我相信只要努力,利用一切资源,能自己解决的,就自己搞定,其它的就向导师和同学请教,就这样通过近三个月的努力,我的毕业设计终于完成了,有不完善之处,还要老师们多多指教。到这里,我的大学生涯也差不多可以画上句号了。

通过这次设计,我也充实自己不少,尤其自己以前懒得去查标准和画图的,现在变得都牢牢掌握了,就算是以后走上社会,这个知识也是用得着的。设计也使我更加的巩固了我的专业知识,弥补许多漏洞,这使我对以后的工作生涯增强了更多信心,因为自己对这一行懂,所以就能有机会发展的好。

除此以外,我也明白了不少道理,以后不管做什么事,不能盲目的去做,一定要把握好自己的方向,还有一定要对自己要有信心,不能半途而废,咬紧牙关,坚持到底。还有就是以后步入社会,我们还要不断的学习,不断的与时俱进,这样才不会落后。毕业了不是就代表就可以放弃学习了,做我们这个工作,只有不断的了解各种产品,才能更好地服务客户,这对以后的工作来说,至关重要。

最后,我要感谢我的导师,是你给我指明了方向,遇到困难,就帮我想办法,和我一起解决。我还要感谢最亲爱的朋友们,是你们在我陷入困难时,对我施以援助之手,不断鼓励我前行,使得我才能完成设计。