

## 摘 要

本设计是一种由蓄电池提供电力来驱动的移动升降轻便式货物搬运平台行走机构，主要应用于仓库货物搬运环节，能够减轻搬运工人的工作难度，同时达到规范仓库管理、提高工作效率、减少安全事故等目的。随着机械自动化的进一步发展，机器将在更广大的领域取代人类进行工作，这一趋势不可阻挡。尽管本设计较为简单，但是于我来说有着重要的意义，有着开阔视野、革新观念的效果。该行走机构主要由转向系统、制动系统、支撑机构及平衡装置等四部分构成，其整体为轮式底盘驱动车，通过电动机驱动车轮行进，后轮为驱动轮，前轮为转向轮。所有组成部分均采用电动自动控制，并通过 PLC 可实现自动寻找目标、自动躲避障碍物、自动返回等功能，其中底盘驱动车在结构上进行优化，减少螺栓连接，部分采用焊接来实现车架结构的要求。

关键词：移动 机器人 行走机构 自动控制 平衡

## Abstract

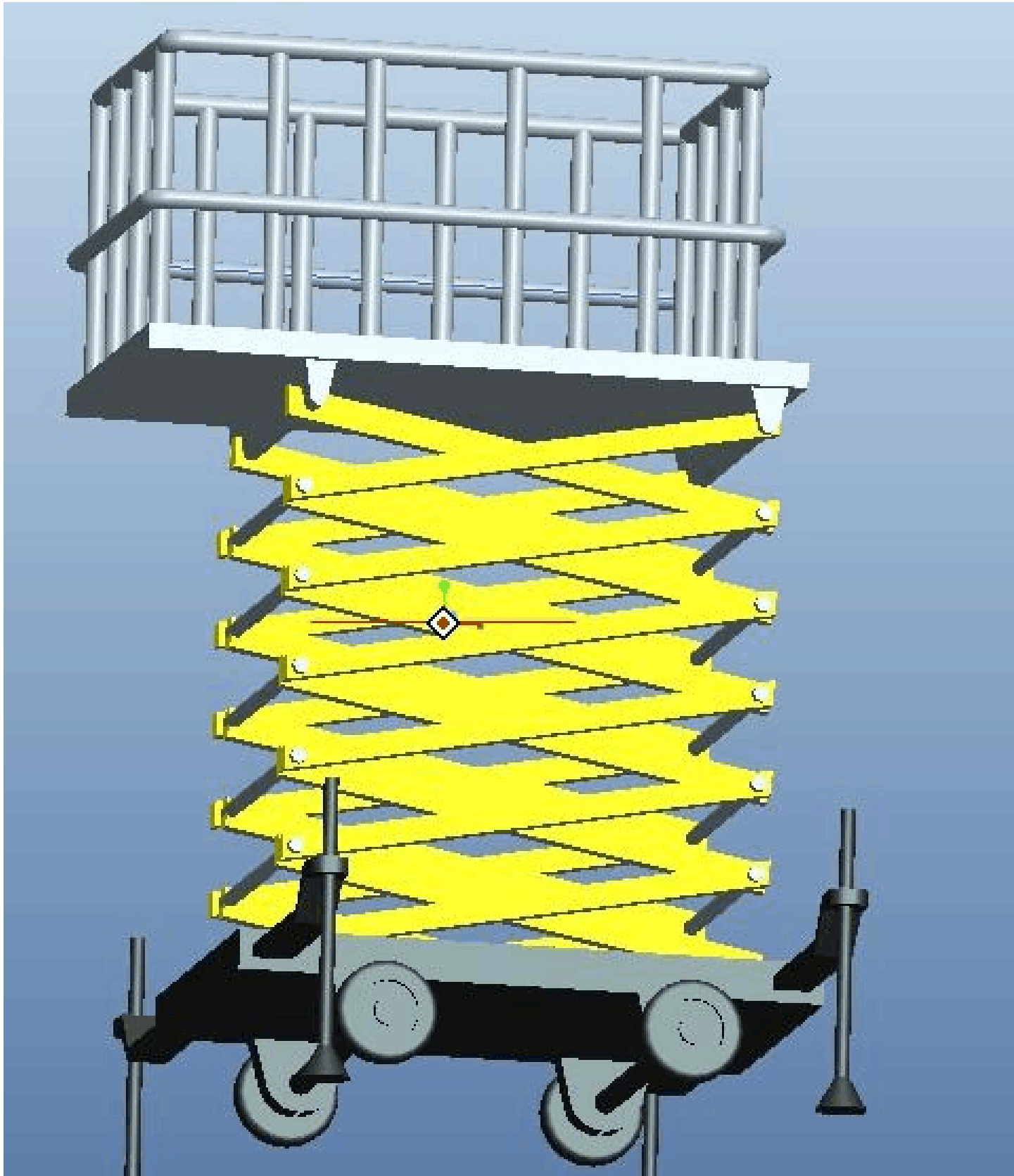
The design is a mobile lifting by the battery provides power to drive the portable Yunping Taiwan walking mechanism, mainly used in warehouse goods transportation links, difficulty of the work can reduce the porter, also reached the standard of warehouse management, improve work efficiency, reduce safety accidents and other purposes. With the further development of mechanical automatic, machines will be more vast areas replace human work, this trend is unstoppable. Although this design is relatively simple, but to me it is innovative, open up, innovation idea effect. The walking mechanism is mainly composed of a steering system, braking system, the support mechanism and the balance device consists of four parts. The whole for a wheeled chassis drive car, driven by the motor wheel travel, the rear wheel is the drive wheel, front wheel for steering wheel. All components are the use of electric automatic control and realizes the automatic searching for targets, automatically avoid obstacles, such as return function can be realized by PLC, which drive the car chassis performed in structure optimization, reduce the bolt connection part adopts to achieve the requirement of welded structure.

KEYWORDS: AUTOMATIC BALANCING CONTROL OF MOBILE ROBOT

# 目 录

1. 国内外货物搬运升降台的发展形势.....	V I.....
1.1国外货物搬运升降台的发展形势.....	V. I.....
1.2国内货物搬运升降台的发展形势.....	
1.3 课题研究的目的意义及主要内容.....	
1.3.1课题研究的目的意义.....	
1.3.2课题研究的主要内容.....	VIII.....
2 货物搬运升降台的应用及其受力分析的讨论.....	VIII.....
2.1货物搬运升降台的二种结构形式.....	VIII.....
2.2 货物搬运升降台机构的位置参数计算.....	IX.....
2.3货物搬运升降台机构的动力参数计.....	X.....
2.4 针对性比较小实例: .....	错误!.未定义书签.....
2.5货物搬运升降台机构中分析.....	错误!.未定义书签.....
2.5.1问题的提出: .....	错误!.未定义书签.....
2.5.2两种布置方式的分析和比较: .....	错误!.未定义书签.....
3 台板与叉杆的设计计算.....	XI.....
3.1确定叉杆的结构材料及尺寸.....	
3.2横轴的选取.....	X.IV.....
4 货物搬运升降台基于三维虚拟制造与运动仿真.....	
4.1 建模.....	
4.1.1支撑杆.....	
4.1.2长横杆.....	
4.1.3短横杆.....	X.VI.....
4.1.4导向轴.....	X.VI.....
4.1.5连接杆.....	X.VI.....
5.1.6平台.....	
5.1.7机座.....	
5.2 装配.....	

4.3 仿真.....	
4.3.1 工作表.....	
4.3.2 运动曲线.....	XIX
4.3.3 创建连杆.....	XIX
4.3.4 创建运动副.....	XIX
5 货物搬运升降台数学模型的建立.....	XIX
5.1 货物搬运升降台简介.....	XIX
5.2 货物搬运升降台的模块划分.....	
5.3 货物搬运升降台数学模型分析.....	
5.3.1 虚位移原理.....	
5.3.2 单杆的运动分析.....	XXI
结    论.....	XXVI
致    谢.....	XXVII
参考文献.....	
附录:	



## 1. 国内外货物搬运升降台的发展形势

### 1.1 国外货物搬运升降台的发展形势

对垂直运送的需求与人类的文明一样久远，最早的货物搬运升降台使用人力、畜力和水力来提升重量。升降装置直到工业革命前都一直依靠这些基本的动力方式。

古希腊时，阿基米德开发了经过改进的用绳子和滑轮操作的升降装置，它用绞盘和杠杆把提升绳缠绕在绕线柱上。

公元 80 年，角斗士和野生动物乘坐原始的货物搬运升降台到达罗马大剧场中竞技场的高度。

中世纪的纪录包括无数拉升升降装置的人和为孤立地点进行供给的图案。其中最著名的是位于希腊的圣巴拉姆修道院的货物搬运升降台。这个修道院位于距离地面大约 61 米高的山顶上，提升机使用篮子或者货物网，运送人员与货物上下。

1203 年，位于法国海岸边的一座修道院的货物搬运升降台安装于使用一个巨大的踏轮，由毛驴提供提升的动力，通过把绳子缠绕在一个巨大的柱子上，负重就被提升了起来。

18 世纪，机械力开始被用于货物搬运升降台的发展。1743 年，法国路易十五授权在凡尔赛的私人宫殿安装使用平衡物的人员货物搬运升降台。

1833 年，一种使用往复杆的系统在德国哈尔茨山脉地区升降矿工。

1835 年，一种被称为“绞盘机”的用皮带牵引的货物搬运升降台安装在英国的一家工厂。

1846 年，第一部工业用水压式货物搬运升降台出现。然后其他动力的升降装置紧跟着很快出现了。

1854 年，美国技工奥蒂斯发明了一个棘轮机械装置，在纽约贸易展览会上展示了安全货物搬运升降台。

1889 年，埃菲尔铁塔建塔时安装了以蒸汽为动力的货物搬运升降台，后改用电梯。

1892 年，智利阿斯蒂列罗山的升降设备建成，直到现在，15 台货物搬运升降台仍然使用着 110 多年前的机械设备。

目前，瑞士格劳宾登州正在兴建的“圣哥达隧道”是一条从阿尔卑斯山滑雪胜地通往欧洲其他国家的地下铁路隧道，全长 57 公里，预计 2016 年建成通车。在距地面大约 800 米的“阿尔卑斯”高速列车站，将兴建一个直接抵达地面的货物搬运升降台。建成后，它将是世界上升降距离最长的一部货物搬运升降台了。旅客通过货物搬运升降台抵达地面后，便可搭乘阿尔卑斯冰河观光快速列车，两个小时后就能到达山上的度假村了。汽车举升机在世界上已经有了 70 年历史。1925 年在美国生产的第一台汽车举升机，它是一种由气动控制的单柱举升机，由于当时采用的气压较低，因而缸体较大；同时采用皮革进行密封，因而压缩空气驱动时的弹跳严重且又不稳定。直到 10 年以后，即 1935 年这种单柱举升机才在美国以外的其它地方开始采用。

1966 年，一家德国公司生产出第一台双柱举升机，这是举升机设计上的又一突破性进展，但是直到 1977 这种举升机才在德国以外的其它国家出现。现在双柱举升机在市场上以占

据牢固的地位，其销量还在持续增长。它和四柱举升机相比，既有优点

## 1.2 国内货物搬运升降台的发展形势

国升降机行业从仅能对升降机进行简单的维护、保养，逐步发展成为集研发、生产、销售、安装、服务五位一体的高新科技产业。据统计，2004 年底，中国大陆的在用升降机总数已达 651794 台。

有关专家曾表示，我国已超过日本成为世界最大的新装升降机市场。由于房地产业、城市公共建设等产业发展迅速，预计未来 10 年，我国的升降机市场仍将保持每年 20% 的递增速度，年平均销售额至少 500 亿美元。

2006 年，中国巨大的升降机市场吸引了全世界几乎所有升降机企业的关注，中国国际升降机展在廊坊成功举办，为全球升降机企业展示、交流提供了平台。2006 年全球升降机市场销售额为 300 亿欧元，其中中国市场销售额占 33%，在全球销售额中名列前茅。

2007 年，随着中国房地产业的迅猛发展，升降机市场需求不断扩大，外资品牌主导中国升降机市场，国内品牌保持了发展的强劲势头同时中国升降机产品的结构调整速度加快，2006—2007 中国升降机产量虽然略有波动，但仍保持良好的发展势头。

2008 年，中国的升降机市场被世界看好，随着中国升降机产业的不断成熟，对升降机技术要求越来越高，升降机价格竞争也越演越烈。2008 年 4 月中国国展升降机展在廊坊盛大开幕，再次为全球升降机企业提供交流发展平台，展会其间各大升降机企业，如：日立、东芝、永大等不仅展出了先进的产品和技术，现场活动也都各具特色，各各方面都彰显升降机行业繁荣景象。

然而，08 年 8 月受美国次贷危机的影响，全球经济市场出现内需萎缩。在中国本土市场，受房地产下滑，以及各种不利因素影响，直接降低了升降机市场的增幅，中国升降机市场风光大减。中国本土的升降机企业正经受着考验，迎来了中国升降机发展史上第一个严冬，各大、中、小升降机企业为度过这个严冬都做出了最大的努力。这个冬天虽然冷，但对加速中国升降机行业整合，提高企业竞争力，进一步适应国际市场是一种积极的推进。

纵观中国升降机业发展历程，升降机企业在飞速发展，不论是技术革新、企业规模、管理方法，中国升降机企业的竞争力在加强。现在的局势正是对中国本地升降机企业最严峻考验，有专家分析，全球金融危机虽然在短期内为中国经济增长带来了负面影响，但长期来看，却不失为一次机遇与挑战并存的战略性转折机会。企业需要理性的思索，并通过提高战略能力来掌控未来。

## 1.3 课题研究的的意义及主要内容

### 1.3.1 课题研究的的意义

运动仿真是 /CAE (Computer Aided Engineering) 模块中的主要部分，它能对任何二维或三维机构进行复杂的运动学分析、动力分析和设计仿真。通过 /Modeling 的功能建立一个三维实体模型，利用 /Motion 的功能给三维实体模型的各个部件赋予一定的运动学特性，

再在各个部件之间设立一定的连接关系既可建立一个运动仿真模型。/Motion 的功能可以对运动机构进行大量的装配分析工作、运动合理性分析工作, 诸如干涉检查、轨迹包络等, 得到大量运动机构的运动参数。通过对这个运动仿真模型进行运动学或动力学运动分析就可以验证该运动机构设计的合理性, 并且以利用图形输出各个部件的位移、坐标、加速度、速度和力的变化情。

### 1.3.2 课题研究的主要内容

原始数据: 伸缩台伸缩系统示意图。伸缩台伸缩系统要求: 能装载 5t 自动往反行走于间隔 12000 间距上自动关停, 在工作过程中, 能主动识别遇障并在碰撞前主动停止前行工作, 避免事故发生。伸缩台伸缩系统属于非标专机生产。从零件结构特征、伸缩台伸缩系统的性能、技术要求及结构工艺性的分析; 伸缩台伸缩系统的设计; 驱动系统设计; 驱动轮与从动轮零件的结构设计和计算等。伸缩台伸缩系统设计方案正确完善, 伸缩台伸缩系统动作原理正确, 图纸表达准确无误, 尺寸及偏差, 形位公差, 粗糙度等标注正确。伸缩台伸缩系统零件选材合理, 热处理及硬度标注准确。设计说明书计算无误, 条理清楚, 依据充分, 有自己的见解。

## 2 货物搬运升降台的应用及其受力分析的讨论

### 2.1 货物搬运升降台的三种结构形式

本讨论的目的通过分析气液动类的货物搬运升降台机构特点, 论述了设计时应注意的问题及其应用范围。气液动货物搬运升降台具有制造容易、价格低廉、坚实耐用、便于维修保养等特点。在民航、交通运输、冶金、汽车制造等行业逐渐得到广泛应用。本设计中主要侧重于小型家用式的货物搬运升降台。在设计气液动货物搬运升降台的过程中, 一般会考虑如下二种设计方案, 如简图 2-1 所示:



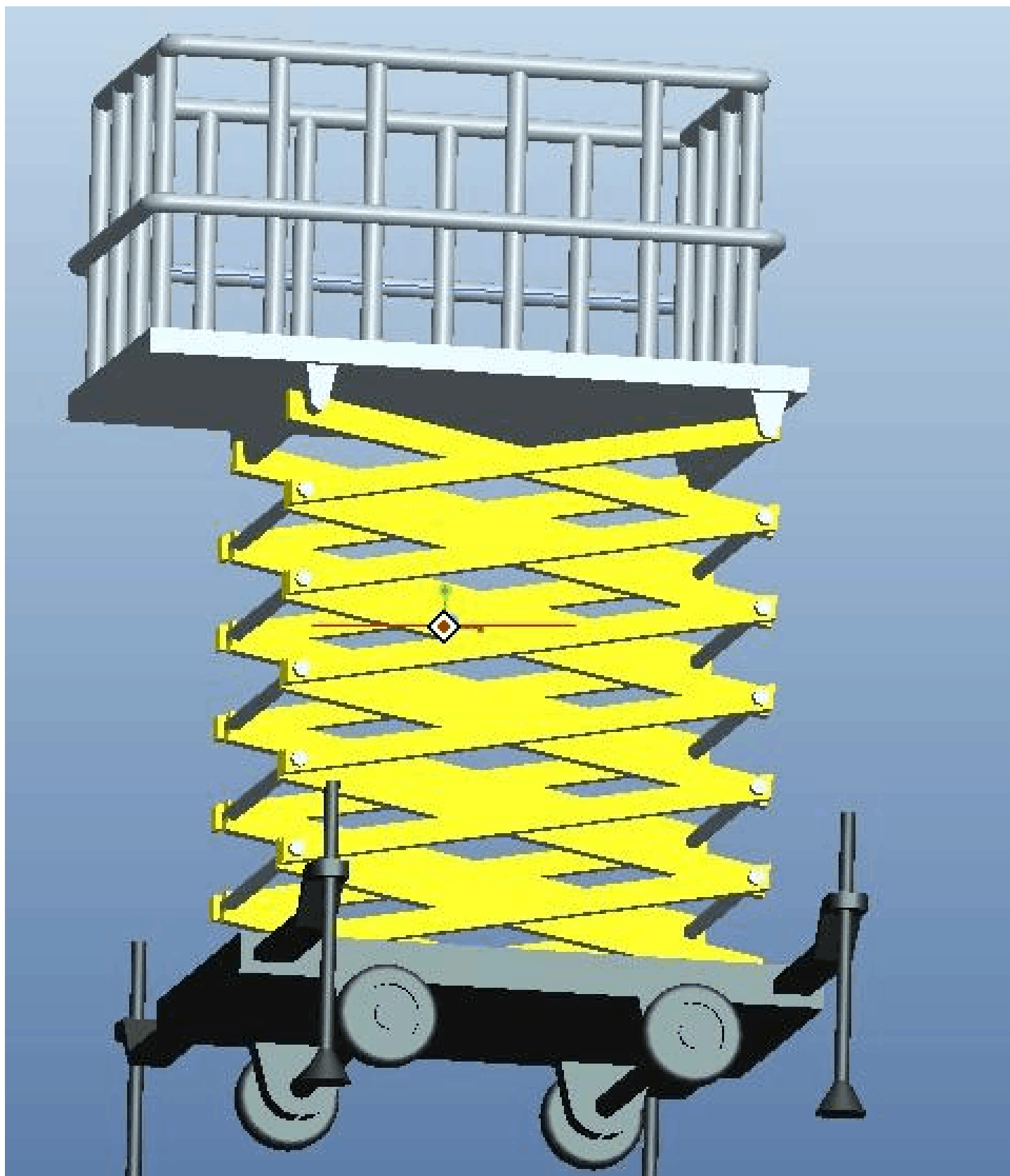


图 2-1

固定机构，通过分析计算可知，平台的升降行程大于导向轴的行程，在应用过程中可以实现快速控制升降的目的，但不足之处是连接杆杆受到横向力的作用，影响密封件的使用寿命。而且连接杆杆所承受的载荷力要比实际平台上的载荷力要大的多。

## 2.2 货物搬运升降台机构的位置参数计算

$$H = \frac{CL \sin \alpha}{1} = \frac{CL (1 - \cos^2 \alpha)^{1/2}}{1}, \quad (2-1)$$

$$\cos \alpha = \frac{(\Gamma_2 - C_2 - l_2)}{2TC}; \quad (2-2)$$

上式中：

- H——任意位置时货物搬运升降台的高度；
- C——任意位置时铰接点 F 到铰接点 G 的距离；
- L——支撑杆的长度；
- l——支撑杆固定铰支点 A 到铰接点 F 的距离；
- T——机架长度（A 到 G 点的距离）；
- 连接杆与线的夹角。

以下相同。

将 (2-2) 式代入 (2-1) 式，并整理得

$$\frac{H}{C} = \frac{L}{l} \left[ 1 + \left( \frac{T^2 - C^2 - l^2}{2TC} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2-3)$$

设  $C/C_0$ ， $H/H_0$ ，代入 (2-3) 式得

$$\frac{H_0}{C_0} = \frac{L}{l} \left[ 1 + \left( \frac{T^2 - (C_0)^2 - l^2}{2T C_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2-4)$$

在 (4) 式中，

- $H_0$  ——货物搬运升降台的初始高度；
- $C_0$  ——导向轴初始长度。

货物搬运升降台机构的运动参数计算：

$V_F$  是 F 点的绝对速度； $V_B$  是 B 点绝对速度； $V_1$  是 AB 支撑杆的速度；  
 $V_1$  是导向轴连接杆平均相对速度； $V_2$  是货物搬运升降台升降速度。由图 3 可知：

$$\begin{aligned} V_F &= V_1 \sin(\alpha) + l \sin(\alpha), \\ V_B &= V_1 \frac{L}{l \sin(\alpha)}, \\ V_2 &= V_B \cos(\alpha) = \frac{V_1 L \cos(\alpha)}{l \sin(\alpha)}, \\ \frac{V_2}{V_1} &= \frac{L \cos(\alpha)}{l \sin(\alpha)}. \end{aligned} \quad (2-5)$$

在 (2-5) 式中，

- $V_1$  ——导向轴连接杆平均相对运动速度；
- $V_2$  ——货物搬运升降台升降速度；
- 支撑杆与线的夹角。

以下相同。

### 2.3 货物搬运升降台机构的动力参数计

P 是由推力，Q 是货物搬运升降台所承受的重力载荷。通过分析机构受力情况进行

计算（过程省略）得出：

$$(2-6) \quad P = \frac{Q}{l \sin(\alpha)} \left[ \frac{L \cos \alpha}{2} + b + f b \tan \alpha \left( \frac{\cos \alpha}{2} + \frac{f \sin \alpha}{2} \right) \left( \frac{L \cos \alpha}{\cos \alpha} + \frac{b + f b \tan \alpha}{f \sin \alpha} + \frac{b}{\cos \alpha} \right) \right];$$

$$(2-6) \quad P = \frac{Q}{l \sin(\alpha)} \left[ \frac{L \cos \alpha}{2} + b + f b \tan \alpha \left( \frac{\cos \alpha}{2} + \frac{f \sin \alpha}{2} \right) \left( \frac{L \cos \alpha}{\cos \alpha} + \frac{b + f b \tan \alpha}{f \sin \alpha} + \frac{b}{\cos \alpha} \right) \right]$$

P——推力；

Q——货物搬运升降台所承受的重力载荷；

f——滚动摩擦系数；

b——载荷 Q 的作用线到上平板左铰支点 M 的距离。

由于滚动轮与导向槽之间为滚动摩擦，摩擦系数很小（ $f=0.01$ ），为简化计算，或忽略不计。

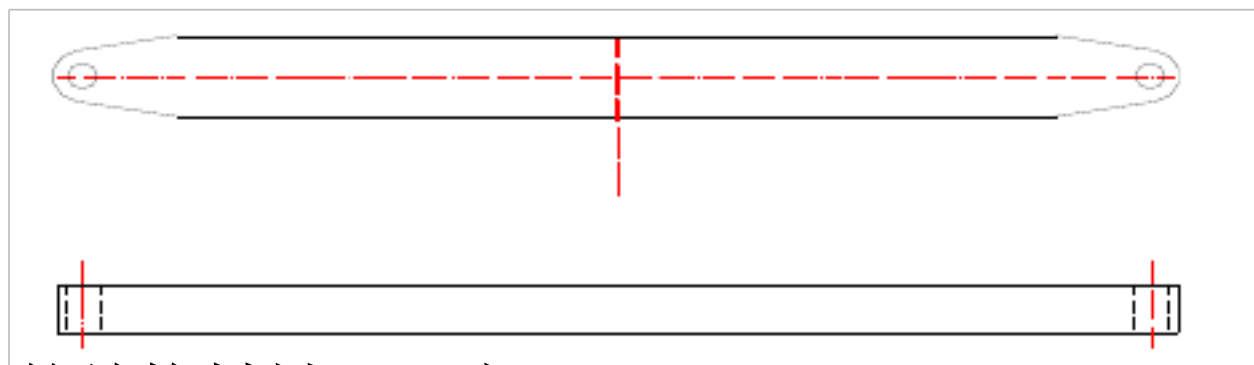
### 3 台板与叉杆的设计计算

台板位于货物搬运升降台的最上部，是支撑件的组成部分。汽车能够在货物搬运升降台上平稳的停放就是台板起了关键的作用。在进行维修作业之前首先得驶上台板。需要说明的是台板并不是一个简单的钢板，而是在下面有滑道，因为货物搬运升降台叉杆臂上有滑轮，滑道的作用就是使滑轮在滑道内来回滑动，使货物搬运升降台完成举升和回落动作。下底板也如此，如下图。



根据上面汽车尺寸参数，确定台板的长度为 2600mm，宽度 450mm，材料采用热轧钢板。其形状见图纸。需要说明的是台板并不是一个简单的钢板，而是在下面有滑道，因为货物搬运升降台叉杆臂上有滑轮，滑道的作用就是使滑轮在滑道内来回滑动，使货物搬运升降台完成举升和回落动作。

叉杆是货物搬运升降台最主要的举升部件，是主要的受力机构。对其设计的成功与否关系到整个设计工作的成败，选材 45 号钢，热轧钢板。叉杆的外形图如图所示。



### 3.1 确定叉杆的结构材料及尺寸

1.对支撑叉杆进行受力分析  
首先定义每根杆的名称编号，

对于杆 3、杆 4 的活动铰联接在方向上除了摩擦力没有其它外力， 所以可以忽略不计， 现在只考虑其竖直方向上的受力就可以了。经过分析杆 3 的受力情况如图：

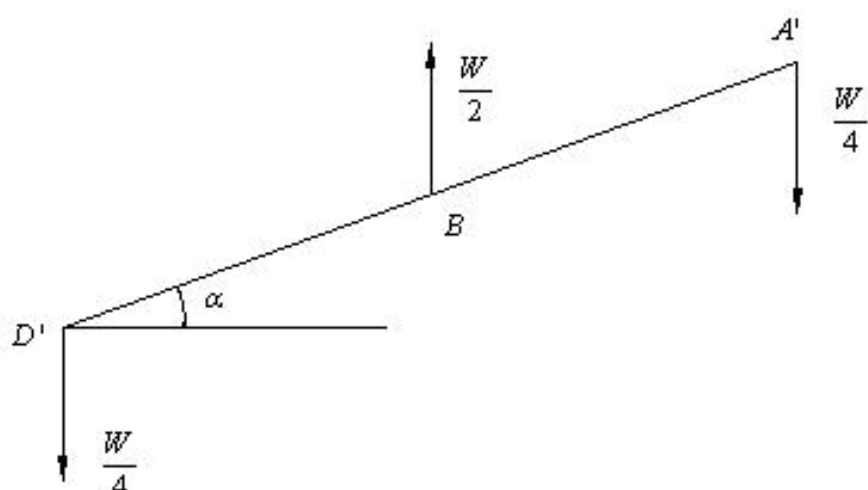
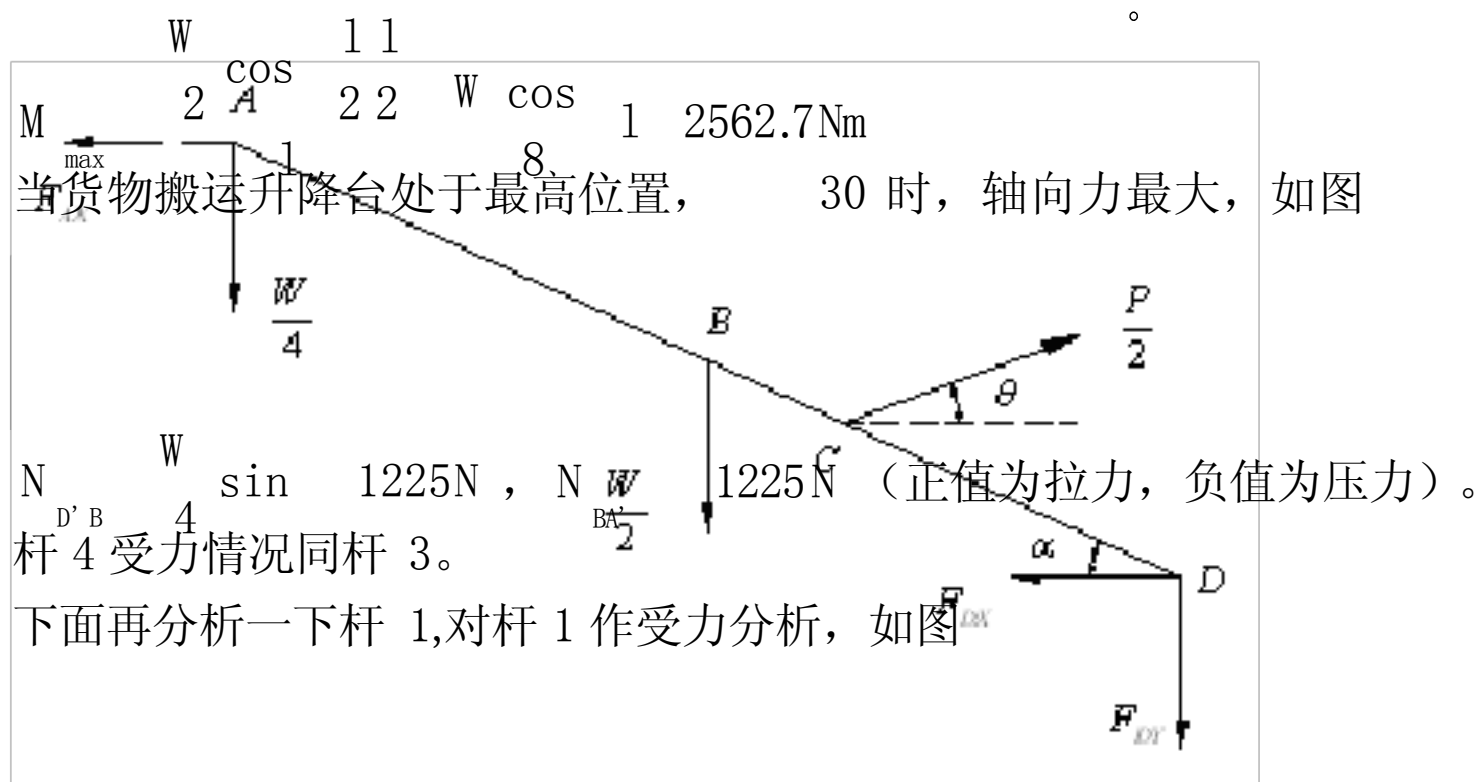


图 4-1

计算其最大弯矩及轴向力：

经力学分析，当货物搬运升降台处于最低位置， 5 时，所受弯矩最大，如图。



当货物搬运升降台处于最高位置， 30 时，轴向力最大，如图  
 $N_{D'B} = \frac{W}{4} \sin \alpha = 1225 \text{ N}$  ,  $N_{BA} = \frac{W}{2} \cos \alpha = 1225 \text{ N}$  (正值为拉力, 负值为压力)。  
 杆 4 受力情况同杆 3。  
 下面再分析一下杆 1,对杆 1 作受力分析, 如图

对 D 点做力矩分析:  $F_{Ax} l \sin \alpha - \frac{W}{4} l \cos \alpha - \frac{W}{2} \frac{l}{2} \cos \alpha - \frac{P}{2} \frac{l}{3} \sin(\alpha)$  , 可得  $F_{Ax} = -110.1 \text{ N}$

计算弯矩，由上图可转化成下图来分析：

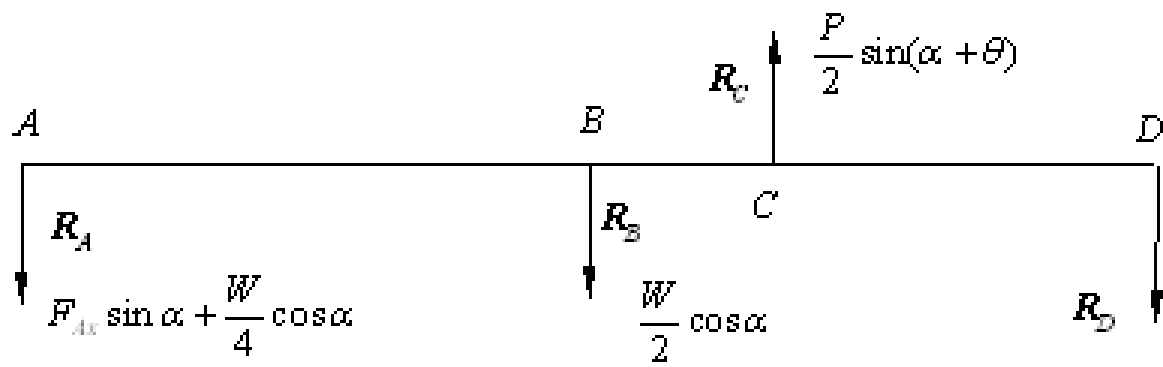


图 4-2

由此图可知，杆 1 的最大弯矩在 C 点。经计算当  $\theta = 5^\circ$  时，R 有最大值，即拥有最大弯矩，同样此时也拥有最大的轴向力。首先将  $\theta = 5^\circ$ ， $W=9800\text{N}$ ， $P=11.6W$ （P 与 W 的关系值根据上述的公式  $P = \frac{2l \cos(\alpha)}{a \sin(\alpha) + l \sin(\alpha)}$  W 求得）代入以上各式，求得的值如下图：

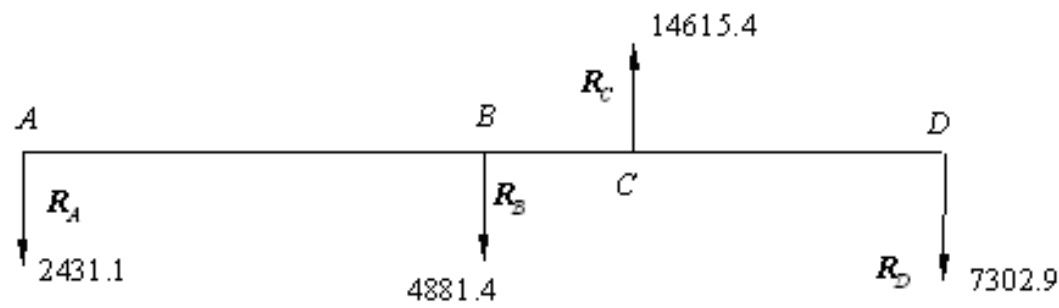


图 4-3

则。  $M_{\max} = \left( \frac{2}{3} R_A + \frac{1}{6} R_B \right) l = 5112 \text{Nm}$

计算轴向力，同样将杆 1 的受力分析图再转化为轴向力图分析，如图：

经分析计算，CD 段受到的轴向压缩力最大， $T_{CD} = 54929 \text{N}$ 。由于刚刚计算出的杆 3 与杆 4 的最大弯矩和最大轴向力都小于杆 1 的值，故不对杆 3 杆 4 计算工作应力。计算杆 1 该状态下的工作应力，设叉杆横截面积  $A=bh$ ，如图：

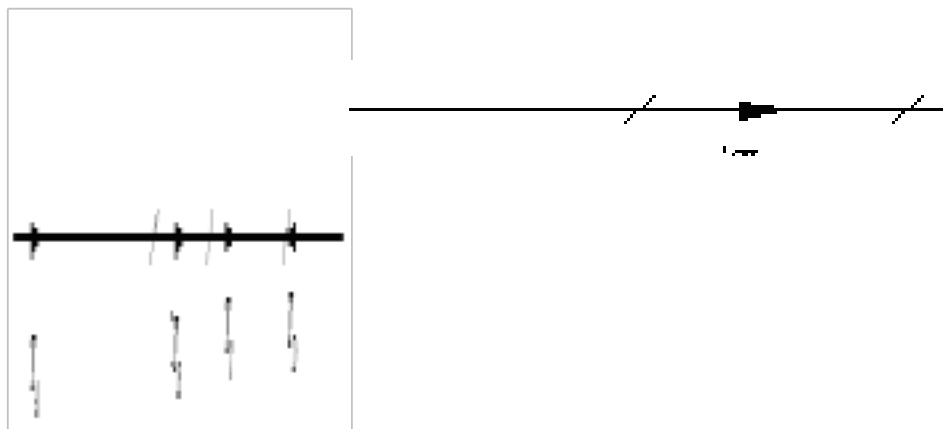


图 4-4

则该状态下的工作应力为  $\sigma$

其中， $\sigma$  ——叉杆实际工作应力，

$[\sigma]$  ——材料许用应力，

$\sigma_s$  ——材料的极限应力，对于 45 号钢，为 340Mpa

$n$ ——安全系数,一般为大于 1 的值,这里取  $n=2$ 。

根据经验初选  $h=0.1m$ 。

由此式可以看出弯矩对工作应力的影响较轴向力要显著的多,所以在计算时应以最大弯矩为主要计算对象。杆 1 所承受的最大工作应力。杆 1 的 C 截面拥有最大弯矩,即可以认为 C 截面拥有最大的工作应力。我们按照最大工作应力来选取合适的叉杆截面。将  $h=0.1m$  代入上式:

最大工作应力  $\sigma = \frac{M}{W} = \frac{100 \times 25}{\dots}$ 。这里取  $\dots$ , 即叉杆的横截面为  $\dots$ 。

### 3.2 横轴的选取

选取套联在连接杆杆端部的横轴, 根据总体结构布局确定横轴长度需要 220mm, 由于是单耳环联接, 其内径  $CD=50$ , 横轴的外径也应为 50mm, 但考虑到二者需要相对滑动, 应使横轴的外径略小于 50mm, 这里取  $d=48mm$ 。单耳环的宽度值  $EW=60mm$ 。将叉杆要联接处到横轴处的孔进行加长处理, 使两者接触面积适当的增大以减小弯曲应力及剪应力。因此可按下图分析横轴所受应力:

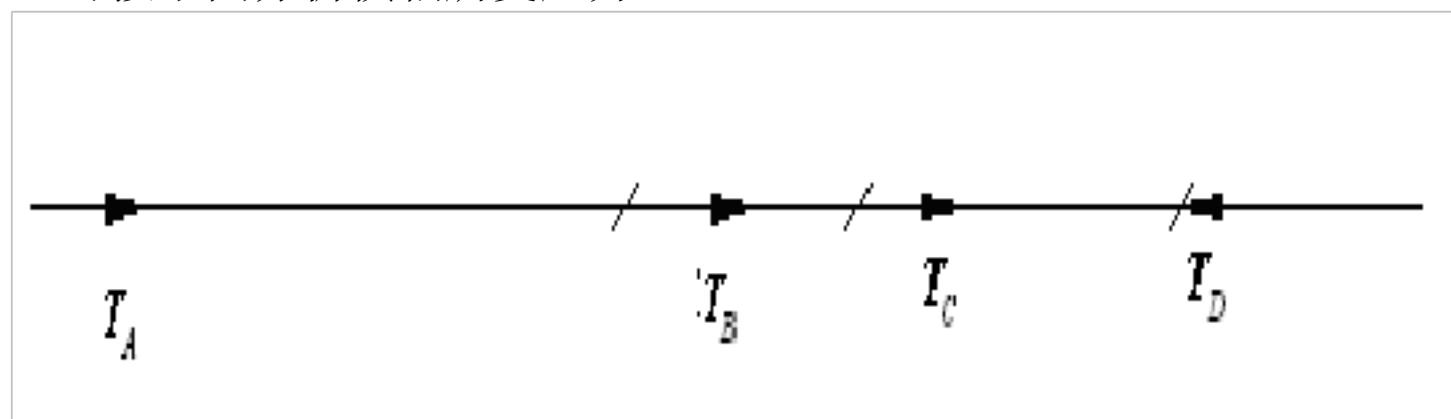


图 4-5

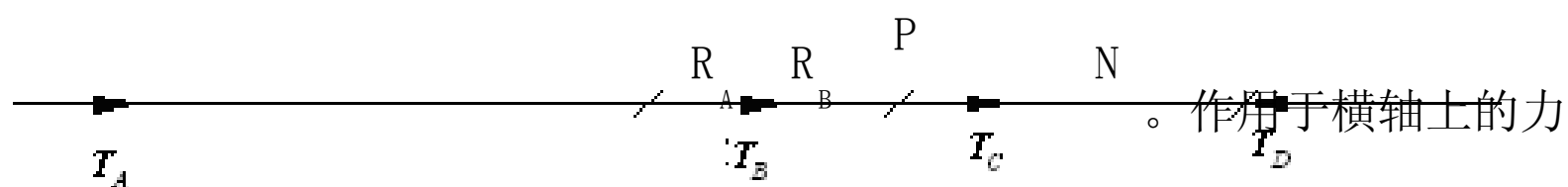


图 4-6

$P$  是均匀分布的, 分布距离为 60mm, 故集度为:  $q = \frac{113680}{0.06} = 1.89 \times 10^6 \text{ N/m}$ , 截面 0 上

的最大弯矩为  $M_A = R \times 0.8 = q \times 0.03 \times \frac{0.03}{2} = 5402.4 \text{ Nm}$ , 截面 C 和 D 上的剪力

$Q_A = R = 56840 \text{ N}$  (这里没有考虑剪力与弯矩的正负)。

其弯曲应力为  $\sigma = \frac{32}{d^3} \times 5402.4 = 161 \text{ Mpa}$  [ ]

剪应力  $\tau = \frac{Q}{4} \times \frac{56840}{48^2} = 31.4 \text{ MPa}$  [ ]

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/218013017027007004>