

毕 业 设 计（论 文）

全自动擦鞋机设计

学生姓名：

学 号：

所在系部：

专业班级：

指导教师：

目 期：

摘 要

全自动擦鞋机设计主要侧重于机械部分设计。为保证全方位擦鞋，其中用到了齿轮转动、带轮传动、凸轮传动等机构传动，具体内容：

1、齿轮系组成的减速机构负责将转速为 1100r/min 的电机降为所需转速，同时也实现外侧擦鞋马达的牵引。

2、皮带轮组成的旋转机构通过二次带轮变速，将最终作为擦鞋机前端毛刷筒的动力输出。

3、滚针组成的滑动机构由滚针和一块滑板组成，鞋子踏在上方可以随机构一起来回滑动。

4、单向阀和活塞组成挤鞋油机构两个单向阀和一个弹簧，可以实现鞋油的单向挤压。

5、广告灯箱简单的手动换广告牌。

本次设计与以往擦鞋机不同主要体现在不是用鞋子去适应机器，同时也能保证全方位擦鞋。

摘要：擦鞋机 毕业设计 减速器

Abstract

Automatic Shoes-Polishing machine focused primarily on the design of mechanical parts. In order to ensure full-Shoe, which uses a rotating gear, pulley drive, drive cam, such as institutions, have the following specific elements:

- 1. Composed of a gear reducer line is responsible for the motor speed is reduced to 1100r/min speed requirements, but also the achievement of the traction motor shining outside.**
- 2. Pulley comprising secondary pulley rotation speed through to the end as the brush cylinder Shoes-Polishing machine front-end power output.**
- 3. Needle sliding mechanism consisting of a skateboard by the needle and the composition of Tap shoes can be in the top slides back and forth with the institutions.**
- 4. One-way valve and piston shoe polish composition of bodies crowded the two one-way valves and a spring shoe polish can be achieved in a one-way squeeze.**
- 5. Advertising light box for a simple billboard manually.**

The design and the past is mainly embodied in different Shoes-Polishing machine instead of shoes to adapt to the machine, but also to ensure all-round shoe-shining.

Keywords: Graduate design Automatic Shoes-Polishing machine Reducer

目 录

摘 要.....	2
Abstract.....	3
1 绪论.....	5
2 擦鞋机方案分析.....	7
2.1 问题提出.....	7
2.2 问题解决.....	7
2.3 方案确定.....	10
3 机械传动装置的设计计算.....	11
3.1 擦鞋机各机构设计.....	11
3.1.1 减速机构.....	11
3.1.2 鞋刷套旋转机构.....	12
3.1.3 移动滑板机构.....	13
3.2 传动零件设计计算.....	13
3.2.1 电动机选择.....	13
3.2.2 减速器传动参数计算.....	14
3.2.3 减速器各部分零件尺寸设计计算.....	15
3.3 擦鞋机各部分机构配合参数计算.....	23
3.3.1 前端鞋刷筒运动分析.....	23
3.3.2 凸轮机构与摆动齿轮的关系分析.....	23
3.3.3 移动滑动鞋板的运动分析.....	24
4 其他零部件的选取.....	25
4.1 支架.....	25
4.2 轴承.....	25
4.3 轴承座.....	25
4.4 皮带.....	26
4.5 鞋油筒.....	26
4.6 广告灯箱.....	27
结 论.....	28
致 谢.....	29
参考文献.....	30
附一: 减速器 A0.....	31
附二: 鞋刷套 A1.....	32
附三: 移动鞋板 A1.....	33
附四: 总装图 A0.....	34

1 绪论

全自动擦鞋机设计是一个实用课题。对皮革行业来讲，擦鞋机发展好坏起着举足轻重的作用。通过参考、对比目前市场上已经研发或投入使用的擦鞋机，我发现很多技术还有待改良更新。皮革机械没有专门的学术系统支持，从事这方面研究的人才也是屈指可数，在擦鞋机这一块更是寥寥无几。目前市场上擦鞋机多采用无变速机构的直流马达带动，通过简单的旋转运动达到擦鞋的目的。其原理简单，功能单一，无法真正实现自动化。本次设计通过运用机械原理和机械设计等知识，已经在理论上初步实现了擦鞋机的自动化。与以往擦鞋机的不同之处就在于不需要鞋去适应旋转马达，所有机构只有少数地方沿袭之前的风格。本次设计由张道德老师全程指导，主要运动部分设计大多出自张老师的指点。包括关键部分的侧面擦鞋机构、为适应不同鞋码的底面滑板机构、擦鞋采用的电动小马达、所有齿轮采用的轴承座和用角钢焊接的支架等。整个擦鞋系统机构简单，制造成本和难度都很低。

擦鞋机的动力系统采用简单的 XTD 系列直流电机，整个机体若不包括广告部分高不过 30 公分，体积小。减速部分支架用角钢焊接，其余部分用薄铁皮包裹即可，重量在 30kg 以内。减速部分齿轮为开式传动，对灰尘油污都不敏感。再者擦鞋机本身属于小负载低功率机构，对所选材质强度韧度要求不高。所以本次设计并不是纯理想构思，而是确实有实现的可能。

这次设计运用到了大量的曾经所学的机械相关知识。包括曲柄滑块机构，齿轮系传动，凸轮设计、齿面接触疲劳强度校核，轴系部分脉动循环许用弯曲应力计算，以及各种键、轴承、弹性垫片等零部件的选用原则等等。不仅让我的设计思维得到了锻炼，难能可贵的是不知不觉中已经将大学四年的知识巩固了一遍。即将走上社会，所谓“临阵磨枪，不亮也光”，这次设计给我带来的裨益是不言而喻的。可惜的是之前磨砺的太少，几乎都没有独立去完成过有关机械设计方面的任务，这次设计也算是可以弥补大学四年的遗憾了。

就实际意义来讲，擦鞋行业在中国并不算萧条。无论是城乡小镇、还是繁华都市，随处都可以看到那些擦鞋者的身影。他们中大多数还无法形成规模和影响力，相反现出表出的是争锋相对的排挤和竞争，所以这些擦鞋者的经济收益并不乐观。除此之外，还有一部分比较上规模的擦鞋商，比方说‘翰林擦鞋’。翰林擦鞋有很多的连锁店，已经具有一定规模，一般情况下擦拭一双皮鞋的价格不会低于五元，当然具体还按鞋油的档次配合定价。

事实上翰林擦鞋目前采用的依旧是人力擦鞋，或者采用市面上那种马达回转的擦鞋机。我个人觉得这种问题出现的主要原因就是擦鞋机的生产商没有投入太多精力与成本。本次设计的擦鞋机，我初步估计制造成本不会高于 300 块，不用到任何非机械原件，原理简单，操作容易。如果用在擦鞋店，只需把鞋子上方加一个受载装置即可。平均每十分钟擦一双鞋，机器损耗的部分不会超过 5 毛钱。这样下来，一个擦鞋店在投入成本一样的情况下，生产效率可能要翻几倍，因为擦鞋工人可以大量精简。当然这些也是我的构想，如果真正想投入到大规模的生产中，肯定还有许多地方要完善的，以下将对我的设计作具体分析。

2 擦鞋机方案分析

2.1 问题提出

鞋子属于不规则形状物体，擦鞋机若想要达到全方位擦鞋的目的，就一定要解决以下两个问题：

- (1) 鞋子的整个外形为不规则曲面问题
- (2) 鞋码大小不一的问题

2.2 问题解决

2.2.1 鞋子侧面和上表面为不规则曲面问题解决方案：

- (1) 采用毛毡滚动和曲柄滑块机构方案

将整个机构分解为擦鞋前上端面和侧面两部分机构。上端面可以用滚动毛毡，侧面则可以用曲柄滑块机构和特制的毛刷完成，具体机构示意（图 2-1）如下：

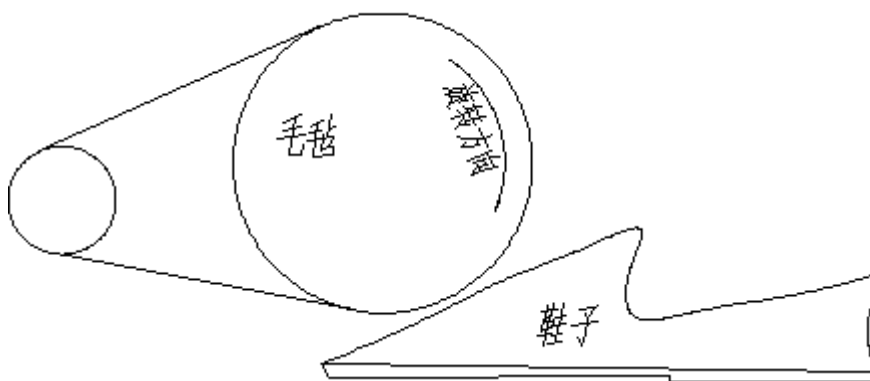
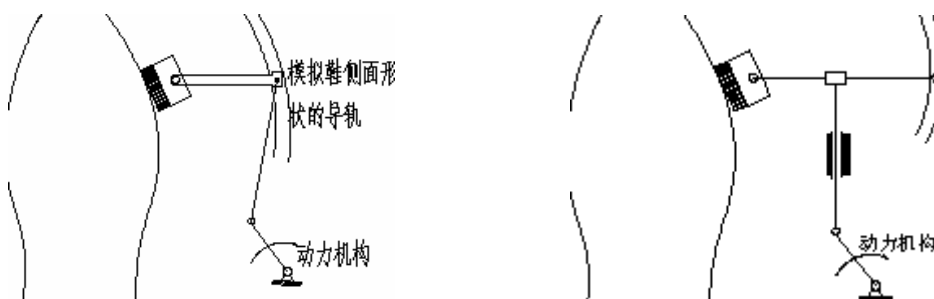


图 2-1 毛毡旋转图

毛毡用直流电机经皮带减速带动，鞋子上表面可以擦到。若要做到全方位擦鞋，还必须有以下机构配合。



a

b

图 2-2 特殊滑槽曲柄滑块机构

将曲柄滑块机构作一点改进（图 2-2. b），把导轨改成与鞋外侧曲线相似的形状。但是综合摩擦系数考虑会发现此机构存在死点（图 2-3），即轨道形状弯折过陡滑块就会被堵死。

由图 2-3 可以看出，当角度 α 减小到一定程度时， F 产生的分力 F_1 会在摩擦系数 μ 的作用下而等于或者大于 F_2 ，这个时候机构将不再运动。

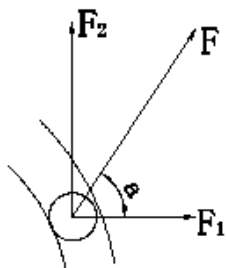


图 2-3 滑块受力分析图

以上机构可能需要特制的毛刷配合。毛刷设计上除了选择传统的尼龙毛刷外，还可以尝试将毛刷内部用气囊填充，靠气压挤压鞋面，做到尽可能大的面积接触。

（2）采用旋转鞋套和聚氨酯高强度毛刷带方案

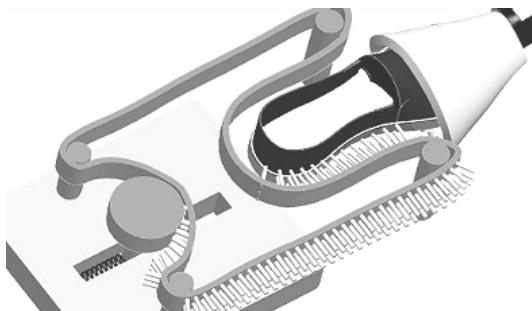


图 2-4 毛刷带方案图

制作一个鞋套将鞋子整个前端面套住，通过鞋套的旋转运动可以将整个鞋子前端面擦干净。毛刷筒的旋转运动很容易实现，只需用一个电动马达通过带传动即可。毛刷筒内部有很多尼龙毛刷柱，起到擦拭鞋面和侧面的作用，这个机构可以完成整个鞋前半部分的擦拭。

剩下鞋子后半部分用皮带刷完成。如（图 2-4）所示：皮带刷外侧有刷毛，不足之处在于鞋子与带刷接触会存在很大的相互作用力，这个作用力可能会导致两个问题：一是皮带轮因负载过大、包角过小而打滑；二是脚站不稳而被迫往前移动。

（3）采用旋转鞋套和绕轨迹移动的电动小马达

旋转鞋套的设计与方案二相同，本方案的主要不同之处在于鞋子后半部分的擦拭机构设计。设计参考来至于可自动翻带的磁带录音机，如图 2-5：

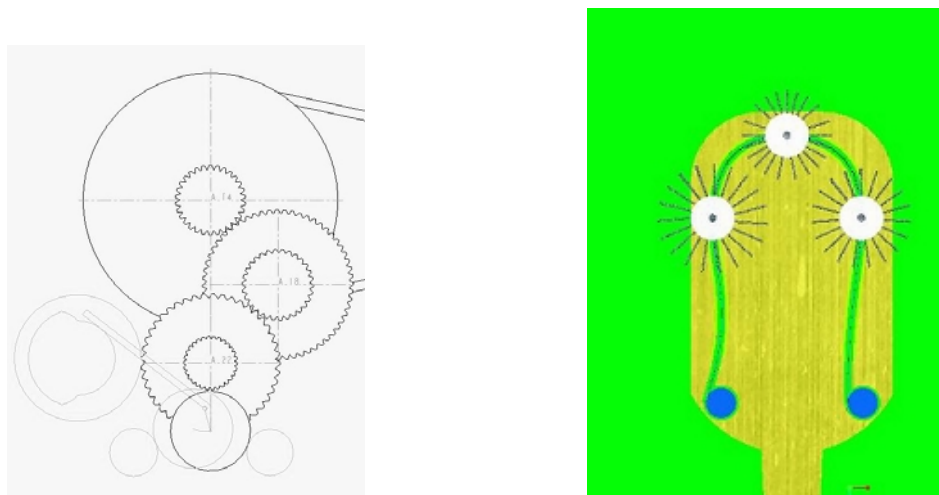
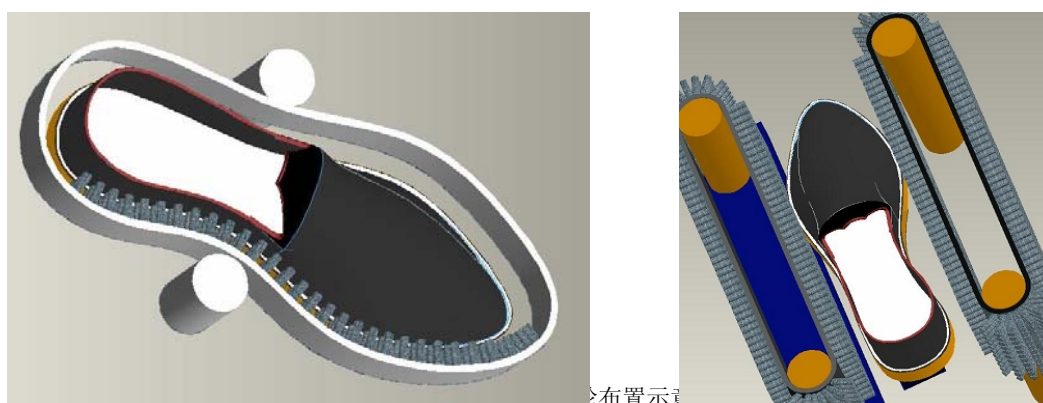


图 2-5 小马达来回移动牵引机构

此机构除了可以将速度减至要求速度外，最主要作用是利用凸轮实现齿轮的左右摆动，从而间歇性与两个牵引齿轮接触。最终促使通过钢丝牵引的小马达在预定轨道上来回移动。套在钢丝线上的电动小马达自转的同时会随蓝色柱子的牵引作用在预定轨道上来回移动，从而完成鞋子后侧面的擦拭。

2.2.2 鞋码大小不一的解决方案



关于鞋码大小不一的问题必须与之前的几个方案联系起来考虑。如果选择毛毡滚动擦拭鞋子前上端面，则鞋子的大小问题由张紧轮来解决。如图 2-6 所示：

鞋子两侧的张紧轮必须随时自动调整到适当位置，因此位移调整部分可能需要用到传感器，这样不断增加了机构的复杂程度和成本，而且传感元件对外界环境的敏感度太高会导致机构的适用环境受限。擦鞋本身不属于高档消费行业，投入太大，收益太少这也是

设计者应该顾及的。所以如果能找到其他更为有效的解决方案，就不应该采用张紧轮。

之后在张老师建议下，我设计了第二种方案——使用移动滑板。大多数人的鞋码应该处于 35 码与 44 码之间，通过兑换（鞋号*2-10）之后为 22.5cm—28cm 之间，两者相差只有 5.5cm。滑板在这个范围内移动是容易实现的。如图 2-7 所示：



图 2-7 移动滑板设计

滑板与底板之间用圆柱滚轴支撑，摩擦系数在脂润滑的条件下可以降到 0.15 甚至更低。对于一个 80Kg 左右的人来说，假设整个人全部压在上面，最大切向力不会超过 120N。而实际擦鞋过程中只有一只脚放在滑板上，此时估算受载只在 30N 左右。所以擦鞋机偏心轮只需要产生 30N~120N 的反作用力就可以满足。结合实际的电机功率（80W）与减速器最后的输出转速，产生这个力是完全可行的。

2.3 方案确定

通过结合实际使用中可能出现的问题对以上方案的分析，最终选定整个擦鞋机构用三部分分开实现：一是负责鞋子前半部分的旋转鞋套、二是负责鞋子后半部分侧面的可移动马达、三是用来解决鞋子大小不一问题的移动滑板。以上三个机构结合可以实现脚在不动的情况下全方位擦鞋，第三章将对具体的机构尺寸设计，数据计算作详细处理。右图为组装之后的效果图 2-8 所示：

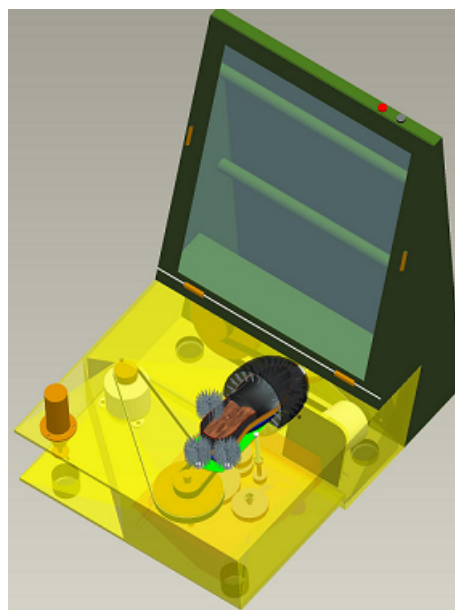


图 2-8

3 机械传动装置的设计计算

3.1 擦鞋机各机构设计

3.1.1 减速机构

减速机构是擦鞋机组成的核心部分，本次设计 50%的侧重点均在减速机构上。减速机构最大的作用并不是用来减速，而是负责引导擦拭鞋子后半部分的电动小马达在预定的轨道上移动。同时滑板的动力输入也依靠此减速机构。具体设计如图 3-1：

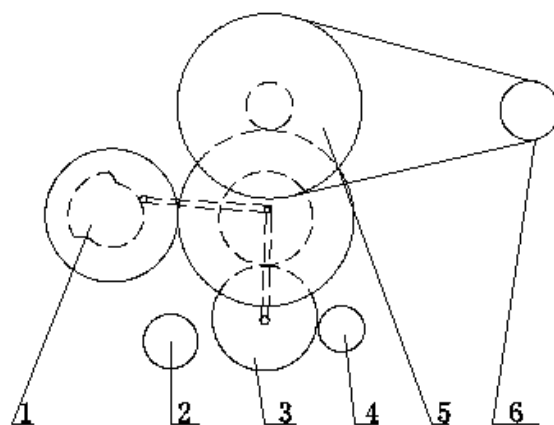


图 3-1 减速机构零件布置图

1. 凸轮 2. 牵引齿轮 3. 摆动齿轮 4. 牵引齿轮 5. 大带轮 6. 电动机

减速机构大量使用齿轮系减速，总减速比能达到 10 以上。利用不断旋转的凸轮 1 与摆动支杆可以使齿轮 3 左右摆动，间歇性与牵引齿轮 2 和 4 接触。凸轮的偏距设计要满足 D 与 d 的比值等于两支杆长度之比，并且凸轮内径不相同的两部分弧线必须做到长度相等。摆动支杆的中心经过计算之后具体布置如下图 3-2：

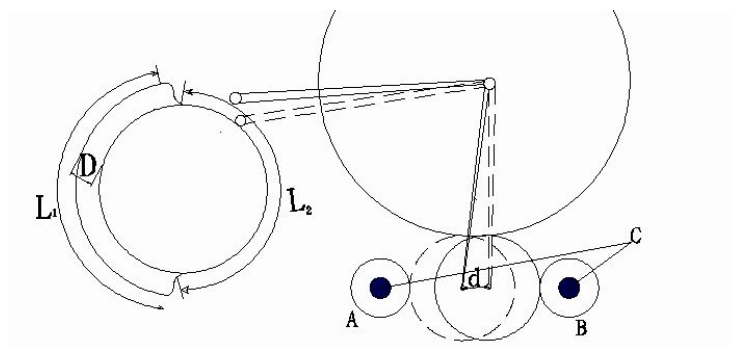


图 3-2 凸轮摆动机构简图

接下来是滑板动力输入机构的设计。滑板的前后往复移动用一个偏心轮即可实现，偏心轮在摆动过程中会存在一个偏距 D ，滑板移动距离 $L=2D$ 。通过图 3-3 分析可以直观得出这一结论：当偏距为 D 的偏心轮在如图所示的轨迹上由 A 点旋转到 B 点的时候，产生的圆周切向力 F_t 提供一个分力 F_1 来迫使滑块移动， $F_1=F_t \cdot \cos \alpha$ 。 F_t 的产生由减速器提供，反作用力即鞋子踏在滑板上产生的负载与摩擦系数的乘积。
($F_t \cdot L = \text{转矩 } T$)

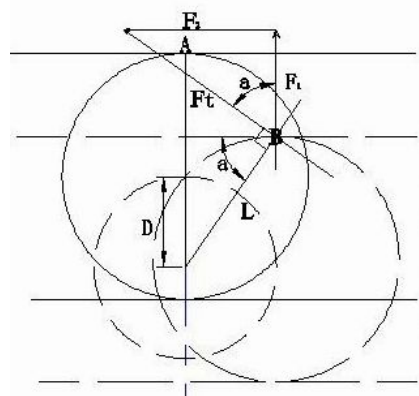


图3-3

3.1.2 鞋刷套旋转机构

刷套旋转机构需要完成的动作并不复杂，单纯的旋转即可完成。鞋刷套做成贴合鞋面的椭圆形（右图 3-4），内部有许多尼龙软毛刷，工作时只需将脚伸进里面即可。毛刷可以适当做长一些，因为尼龙是韧性和耐磨性很好的材料，所以在鞋子不断地前伸和退宿时可以不受到破坏。

鞋

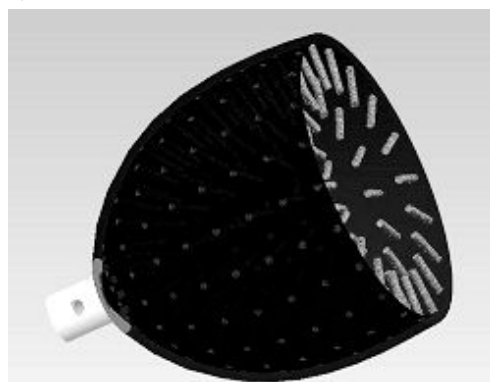


图 3-4

旋转部分（图 3-5）的动力机构由两次带传动减速提供，机构简单，但是为了减小擦鞋机的体积，此机构的布局也作了一些调整。

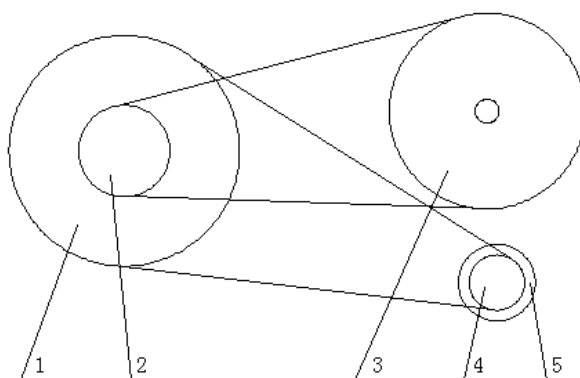


图 3-5

上图中 1、2、3、4 均为皮带轮，5 为电动机。带传动最佳传动比一般在 2 到 4 之间，此机构最大传动比可以取到 16。

3.1.3 移动滑板机构

移动滑板为解决鞋码大小不一而设计。动力部分由减速器提供，下面来具体设计此机构的结构布局。之前已经分析过若采用圆柱滚轴和脂润滑，摩擦系数可以降到 0.15 左右。假想 80Kg 的负载也只能产生 120N 的切向反作用力。对比 35 码到 45 码的鞋型，滑板移动距离只有 5cm, 即偏心轮偏距为 2.5cm. 下面作图 3-5 对此机构做受力分析：

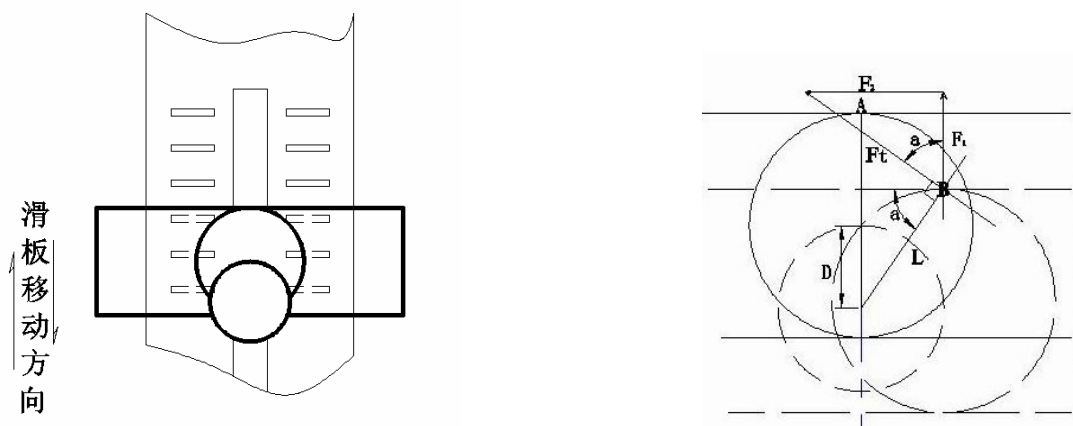


图 3-5

转矩 T 在经过多级减速以后可以达到一个较大值，而 F_1 预计只能在 30N 左右。转矩 T 将远远大于 $F_1 \cdot L / \cos \alpha$ 。

移动滑板的结构在 2.2.2 中已经表示出，CAD 尺寸图在零件附图中。

3.2 传动零件设计计算

3.2.1 电动机选择

已经投放市场的擦鞋机功率基本上在 40W 左右，擦鞋过程中基本上不受太大负载。但是本次设计需要带动滑板，滑板产生的水平方受力估计为 120N，移动速速不能太快，因为总移动距离只有 50mm. 初步估计应该在 0.2m/S 左右。一部分功率根据公式 $P_1 = FV$ 计算得出为 24W。之后是减速机构带动小马达往复移动的负载分析，这部分功率损耗在齿轮摆动啮合和马达牵引上，估计不会低于 30W。减速器带传动和齿轮啮合很多，功率损耗比较严重。综合以上两部分，可以将电动机功率稍微提高一些。家用电器洗衣机洗碗机等多采用 XTD 系列电机，参考市面上的擦鞋机也多采用此系列。鉴于此，我选择功率 80W 的 XTD 系列电机。下面是 XTD-80 系列电机的基本参数（表 3-1）和外形尺寸（图 3-6）：

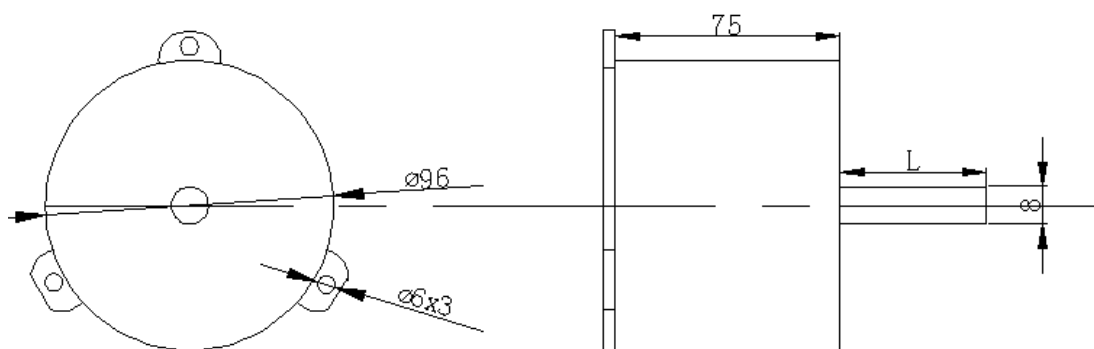


图 3-6 发电机尺寸外形图

电机型号	额定电压 (V/Hz)	额定电流 (A)	定功率 (KW)	转速 (r/min)
XTD-80	220	0.85	0.08	1100

表 3-1 发电机技术参数

3.2.2 减速器传动参数计算

擦鞋机减速器的传动方案简图可以简化为如下图 3-7:

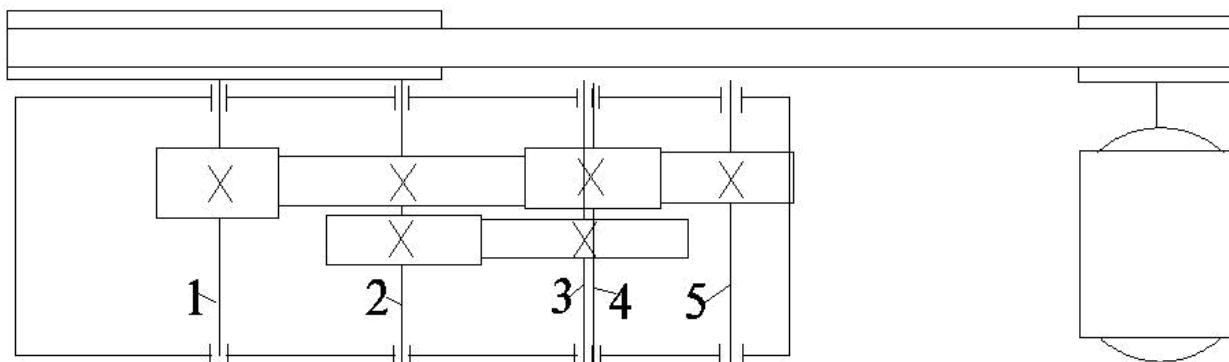


图 3-7 减速器机构简图

传动比 i 推荐取值，带传动为 2~4、开始圆柱齿轮传动为 4~7 因为减速器主要是起协调凸轮与摆动齿轮的作用，所以传动比分开为两部分，带传动比为 4，这个部分是共用的。凸轮部分（1、2、3）传动比为 $4 \times 4 \times 3 = 48$ 、减速器部分（1、2、4、5）为 $4 \times 4 \times 0.5 \times 0.5 = 4$ 。

(1) 各轴的转速计算：

$$n_1 = 1100 / 4 = 225 \text{ r/min}$$

$$n_2 = 225 / 4 = 56.25 \text{ r/min}$$

$$n_3 = 56.25 / 3 = 18.75 \text{ r/min}$$

$$n_4=56.25*2=112.5/\text{min}$$

$$n_5=112.5*2=225\text{r}/\text{min}$$

(2) 各轴的输入功率计算:

查表得传动效率分别为: V 带 $\eta_1=0.98$ 、轴承 $\eta_2=0.98$ 、齿轮 (开式传动脂润滑)

$$\eta_3=0.95, \text{ 则总传动效率 } \eta=0.98^5*0.95^3=0.7749$$

$$P_1=P_d \eta_1=0.06192\text{KW}$$

$$P_2=P_1 \eta_2 \eta_3=0.05764\text{KW}$$

$$P_3=P_2 \eta_2 \eta_3=0.05367\text{KW}$$

$$P_4=P_2 \eta_2 \eta_3=0.05367\text{KW}$$

$$P_5=P_4 \eta_2 \eta_3=0.04996\text{KW}$$

(3) 各轴的输入转矩计算:

$$T_1=9550P_1/n_1=9550*0.06192/225=2.628 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_2=9550P_2/n_2=9550*0.05764/56.25=9.785 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_3=9550P_3/n_3=9550*0.05367/18.75=27.33 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_4=9550P_4/n_4=9550*0.05367/112.5=4.555 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_5=9550P_5/n_5=9550*0.04996/225=2.120 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.2.3 减速器各部分零件尺寸设计计算

(1) 带传动设计

传动带是弹性体,可以起到缓冲吸震的作用,传动平稳,噪声小。还有结构比较简单,成本低廉,装拆也很方便。对于擦鞋机而言,这些优点都是设计时应当考虑的。而且本次设计加入了滑动鞋板,万一出现负载过大情况时传动带会在带轮上打滑,不至于损害其他零部件。

考虑擦鞋机的空间布局和受载情况,查表初选带传动各部分零件如下规格:(单位: mm)

$$\text{根据公式 } d=(1100\sim 1350) \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

$d=45.91$, 取标准值:

小带轮 $d=50$ 大带轮 $D=200$

对于小轮 $d=50$ (内孔径为 12), 查表取得
轮缘宽度 B 取值范围为 $20 \sim 32$ 取 $B=25$

$$\delta = 0.005d + 3 = 3.25$$

$$\text{大带轮 } \delta = 0.005D + 3 = 4$$

$$\text{中心距 } a = (1.5 \sim 2.0) * (d + D)$$

取 $a=375$

$$\text{带长 } L = 2a + \frac{\pi}{2}(d + D) + \frac{(D - d)^2}{4a} \quad \text{、 带入数据得带长 } L = 750 + 392.5 + 15 = 1157.5$$

查表传动带内周长 L_i 范围在 $450 \sim 1500$ 之间时取标准带长 630, 带厚为 2mm

(2) 齿轮的设计计算

依据之前分配的传动比和齿轮传动形式进行设计校核, 预计使用寿命为 10 年, 每天平均工作 16 小时, 一年按 300 天计算。减速器为开式齿轮传动, 总计有 6 个齿轮, 分为 4 对啮合。本次设计只选取轴 2 和轴 3 上的齿轮, 因为转速为 18.75 r/min 的齿轮转速最低, 所受转矩最大, 根据校核原则, 校核受力最大的齿轮即可。(以下小齿轮为 1、大齿轮为 2)

① 选择齿轮材料、热处理方式和精度等级

擦鞋机属于小负载机械, 冲击小, 故小齿轮选择 45 钢, 调质处理, 平均齿面硬度 250HBS; 大齿轮选用 45 钢正火处理, 齿面硬度稍低, 平均硬度为 200HBS; 精度等级为 8 级

② 因为是开式软齿面传动, 失效形式是齿面磨损和齿根折断, 故应按齿根弯曲疲劳强度进行设计

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

式中: $\phi_F / [\phi_F]$ 的单位是 MPa, m 单位是 mm, T_1 单位是 $\text{N} \cdot \text{mm}$ 。

K 为载荷系数、 ϕ_d 是齿宽系数、 Y_{Fa} 是齿形系数、 Y_{Sa} 是应力校正系数、 $[\sigma_F]$ 是材料的许用弯曲疲劳应力

◇. 计算载荷系数 K

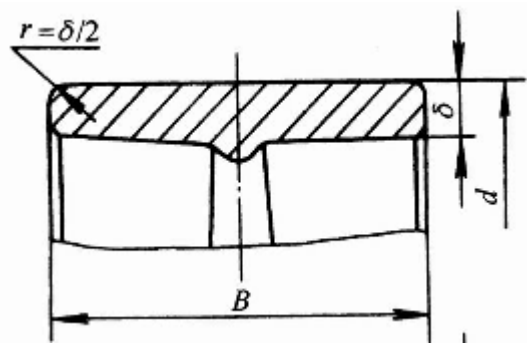


图 3-8 带轮外形图

载荷系数 $K = K_A K_V K_\alpha K_\beta$

使用系数 $K_A = 1$ (因为是用电动机, 冲击平稳)

动载系数 $K_V = 1.1$ (齿轮线速度为 0.11m/s , 8 级精度)

齿间载荷分配系数 $K_\alpha = 1.1$ (齿面未经硬化处理, 8 级精度)

齿向载荷分配系数 $K_\beta = 1.05$ (由齿宽系数为 0.4 得出)

则载荷系数 $K = 1 * 1.1 * 1.1 * 1.05 = 1.2705$

◇ 计算小齿轮转矩

$T_1 = 9785\text{N} \cdot \text{mm}$ (上表已经计算出)

◇ 齿宽系数 $\phi_d = 0.4$ (B/d)

◇ 取 $z_1 = 20$ 、 $z_2 = 4 * z_1 = 80$

◇ 擦表得齿形系数 $Y_{Fa1} = 2.80$ 、 $Y_{Sa1} = 1.55$ 、 $Y_{Fa2} = 2.22$ 、 $Y_{Sa2} = 1.77$

◇ 许用弯曲应力按 $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim} Y_{St} Y_N}{S_F}$

查图得弯曲疲劳极限 $\sigma_{F\lim1} = 180\text{MPa}$ 、 $\sigma_{F\lim2} = 150\text{MPa}$ (根据齿面硬度和热处理方式得出)、由 $Y_{St} = 2.0$, 取安全系数 $= 1.4$

大小齿轮的应力循环次数分别为:

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 * 56.25 * 16 * 300 * 10 = 1.62 * 10^8$$

$$N_2 = N_1 / 3 = 5.4 * 10^7$$

查图得弯曲疲劳寿命系数 $Y_{N1} = Y_{N2} = 1.0$

$$\text{许用弯曲应力 } [\phi_F]_1 = \frac{180 * 2.0 * 1.0}{1.4} = 257.1 \quad [\phi_F]_2 = \frac{150 * 2.0 * 1.0}{1.4} = 214.28$$

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.80 * 1.55}{257.1} = 0.01688 \quad \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.22 * 1.77}{214.28} = 0.01833$$

所以

$$\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} = \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = 0.01833$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1.2705 \cdot 9785}{0.4 \cdot 20^2} \cdot 0.01833} = 1.4175$$

查表取标准模数 $m=2.0$

③确定传动尺寸

◇计算中心距

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = 80mm$$

◇计算齿宽 b

$$b = \phi_d d_1 = 0.4 \cdot 40 = 16mm$$

$$\text{取 } b_2 = 16mm \quad b_1 = b + (5 \sim 10) = 21$$

④以上是按齿根弯曲疲劳强度都进行设计，但是还需进行齿面接触疲劳强度的校核，由公式

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2KT_1}{\phi_d d_1^3} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot z_H z_E} \leq [\sigma_H]$$

◇式中所有符号与之前相同的参数一样

◇对于标准齿轮 ($\alpha = 20^\circ$) 区域系数 $z_H = 2.5$

◇查表得在两齿轮均为钢材料时弹性影响系数为 $189.8 MPa^{\frac{1}{2}}$

◇许用接触应力由 $\sigma_H = \sigma_{HLim} \sigma_N / S_H$ 计算

查表得接触疲劳极限 $\sigma_{Him1} = 600MPa$ 、 $\sigma_{Him2} = 550MPa$ (根据齿面硬度得出)

查图得接触疲劳寿命系数为 $z_1 = z_2 = 1.0$ (由应力循环次数 N_1 、 N_2 得出)

取安全系数 $S_H = 1.0$ 则

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Him2} z_{n2}}{S_H} = \frac{550 \cdot 1.0}{1.0} = 550MPa$$

许用应力按取小值原则

$$\begin{aligned}\sigma_H &= \sqrt{\frac{2KT_1}{\phi_d d_1^3} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot Z_H Z_E} \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot 1.2705 \cdot 9785}{0.4 \cdot 40^3} \cdot \frac{3+1}{3} \cdot 2.5 \cdot 189.8 \text{MPa}} \\ &= 539.9 \text{MPa} < [\sigma_H]\end{aligned}$$

⑤ 齿轮结构设计

结构设计在附图中

(3) 轴的设计计算

① 选择轴的材料

无特殊要求，轴一般选用调质处理的 45 钢，查表得 $\sigma_b = 640 \text{MPa}$

② 初步估算最小轴径

联轴器和滚动轴承尺寸均由轴端尺寸确定，所以下面对轴径尺寸作初步计算：

$$d = C \sqrt[3]{P/n}$$

式中 P 为轴传递功率； n 为轴的转速； C 为轴的受载情况确定系数。轴为 45 钢， $C=106 \sim 117$ ，具体根据轴的实际情况选取。对于多级齿轮减速器，一般低速轴转矩大 C 取较小值，高速轴转矩大 C 取较小值。

另外考虑轴上键槽的多少对轴的影响。一般每增加一个键槽，轴径需扩大 5%；有两个键槽时候，扩大 10%。下面结合之前的数据对轴作计算：

(单位：mm)

$$\text{轴 1: } d_1 = 110 \cdot \sqrt[3]{0.06192/225} = 7.15$$

$$\text{轴 2: } d_2 = 106 \cdot \sqrt[3]{0.05764/56.25} = 10.68$$

$$\text{轴 3: } d_3 = 106 \cdot \sqrt[3]{0.05367/18.75} = 15.05$$

$$\text{轴 4: } d_4 = 110 \cdot \sqrt[3]{0.05367/112.5} = 8.59$$

$$\text{轴 5: } d_5 = 110 \cdot \sqrt[3]{0.04996/225} = 6.66$$

从轴径的初步计算可以看出，1、4、5 轴径均不满 10mm。根据键槽情况对三轴进行加

粗会发现依旧不满 10mm, 考虑到轴承选取的标准化和装配方便性, 这三根轴轴端均设计为 10mm. 同齿轮校核一样只选取所受转矩最大的轴进行计算校核。由轴所受转矩大小看出, 第三轴转矩最大。

③轴的结构设计 (图 3-9)

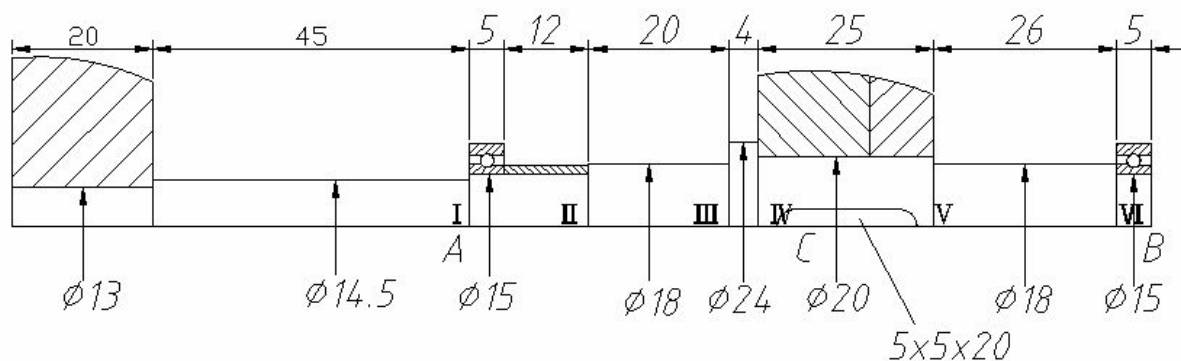


图 3-9 轴的结构尺寸图

I 之前为装带轮段, 轴径根据电动机满载功率计算为 15mm, 但实际上几乎不可能有满载, 可以适当减小一些。45mm 的长度根据空间要求布置。

I ~ II 段为装轴承段。根据轴承宽度 B 的尺寸和套筒尺寸设计, 但是轴承 (61802) 内径薄壁只有 1.3mm, 套筒厚度可以查表取 1mm, I ~ II 段取 17mm。

II ~ III 段是自由段。根据其它齿轮在减速箱的布置设置, 不与其它部件发生干涉即可, 取长度为 20mm. 因为采用套筒定位, 故轴肩应略大于套筒直径, 则直径为 18mm。

III ~ IV 段为轴环段。齿轮左端需用轴环定位, 故取轴环高度为 2.8mm。轴环宽度一般为轴肩高度的 1.4 倍, 则宽度为 4mm

IV ~ V 为装齿轮轴段。长度按齿轮轮毂的宽度取值, 齿轮轮毂为 16mm, 但是与齿轮相连接处有一宽度为 9 的凸轮, 所以此段轴长取 25mm. 考虑齿轮装拆方便, 在 V 处应倒角。

V ~ VI 为定位段, 依靠轴肩定位, 联系减速器内部零件实际布置, 取长度为 26mm

④轴的强度验算

◇ 计算齿轮上作用力大小

低速级大齿轮分度圆直径为

$$d_2 = mz = 2 * 60 = 120mm \quad T_3 = 27330N \cdot m$$

$$F_t = \frac{2T_3}{d_2} = \frac{2 \times 27330}{120} = 455.5N$$

标准直齿轮分度圆压力角为 $\alpha = 20^\circ$

按图 3-10 示作受力分析：

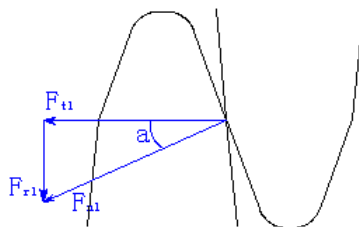


图 3-10

$$F_{r1} = F_{t1} \cos \alpha = 455.5 \times \tan 20 = 165.7N \cdot m$$

② 计算轴承支反力

由轴的结构看出，必须以齿轮中心为受力点，A、B 为支点做受力分析

a. 水平面上的支反力 (c-2)

$$R_{HA} = \frac{F_t L_2}{L_1 + L_2} = \frac{455.5 \times 51}{92} = 252.6N$$

$$R_{HB} = \frac{F_t L_1}{L_1 + L_2} = \frac{455.5 \times 41}{92} = 202.9N$$

b. 垂直面上的支反力 (c-1)

垂直面上的支反力由 F_r 提供

$$R_{VA} = \frac{F_r L_1}{L_1 + L_2} = \frac{165.7 \times 41}{92} = 73.8N$$

$$R_{VB} = \frac{F_r L_2}{L_1 + L_2} = \frac{165.7 \times 51}{92} = 91.7N$$

c. 画弯矩图 (图 3-11)

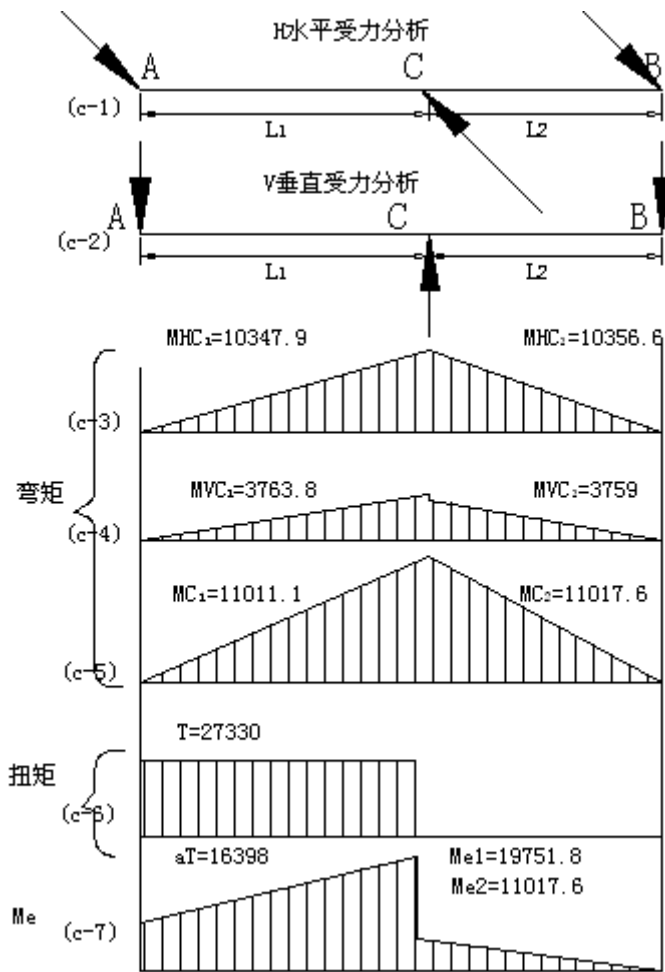


图 3-11 弯矩图

水平面上的弯矩如图 (c-3)

$$M_{HC1} = 10347.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{HC2} = 10356.6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

垂直面上弯矩如图 (c-4)

$$M_{VC1} = 3763.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{VC2} = 3759 \text{ N} \cdot \text{m}$$

合成弯矩如图 (c-5)

$$M_{C1} = \sqrt{M_{HC1}^2 + M_{VC1}^2} = \sqrt{10347.9^2 + 3763.8^2} = 11011.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{C2} = \sqrt{M_{HC2}^2 + M_{VC2}^2} = \sqrt{10356.6^2 + 3759^2} = 11017.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

③ 扭矩图 (c-6)

$$T = 27330 \text{ N}$$

④ 计算弯矩图 (c-7)

根据规定视机构为脉动循环取 $a=0.6$, 则界面 c 处的当量弯矩为

$$M_{e1} = \sqrt{M_{c1}^2 + aT^2} = \sqrt{11011.1^2 + 0.6 * 27330^2} = 19751.8 N \cdot m$$

$$M_{e2} = M_{e2} = 11017.6 N \cdot m$$

⑤按弯矩合成应力校核强度

截面 C 处的当量弯矩最大，故校核该截面。按轴径 $d=15mm$ 校核，根据公式

$$\sigma_e = \frac{M_{e1}}{W} = \frac{19751.8}{0.1 * 15^3} = 58.5 MPa$$

查表得，脉动循环许用应力 $[\sigma_{-1b}] = 60 MPa$ $\sigma_e < [\sigma_{-1b}]$ ，故安全。

实际上 C 截面处轴径为 20mm，而且校核条件是在滑动鞋板承受 800N 的作用下进行的，综合这两点，可以看出实际当量应力将远远低于 58.5MPa。

3.3 擦鞋机各部分机构配合参数计算

以上已经把零件各部分尺寸确定，因为擦鞋过程是由三部分配合完成的，所以对特定时刻不同部件的位置参数和运动参数必须进行计算，以确保擦鞋机能配合协调。效果图如右图 3-11 所示：

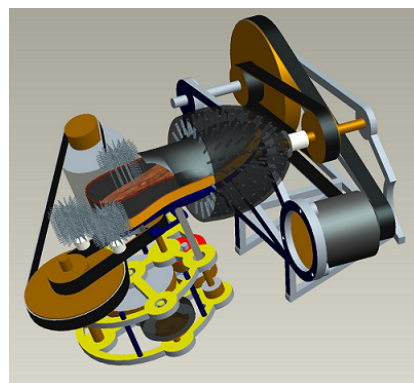


图 3-11 装配效果图

3.3.1 前端鞋刷筒运动分析

鞋面整个前半部分的擦拭都由鞋刷筒旋转完成，但此机构没有用到齿轮系减速，只用两次带传动减速。而且这一部分与后面机构协调性要求不高，可以说是独立的。

电动机转速为 1100r/min，总传动比为：3*2=6

则毛刷筒最后转速为：1100/6=183.3r/min

3.3.2 凸轮机构与摆动齿轮的关系分析

凸轮与摆动齿轮之间的配合关系之前已经分析过了，现在分析具体尺寸和运动速度。

摆杆的尺寸为 60mm 和 90mm 两段。凸轮处大轮边半径为 28.7mm，小轮边半径为 22mm，即 $D=6.7mm$ （因为齿轮摆动的距离为 10mm，根据杠杆原理可以得出 $10/D=90/60$ ）。如下图 3-12 所示：

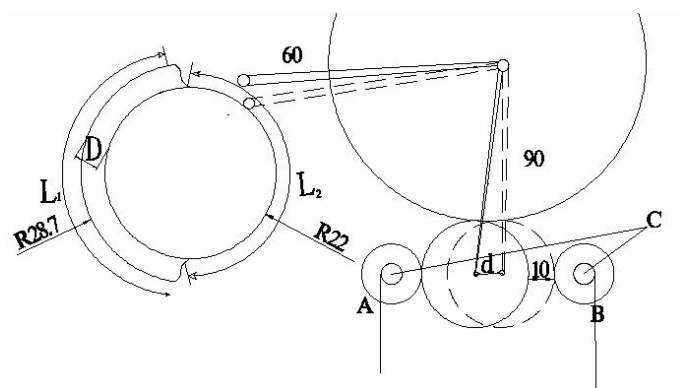


图 3-12 凸轮摆动机构

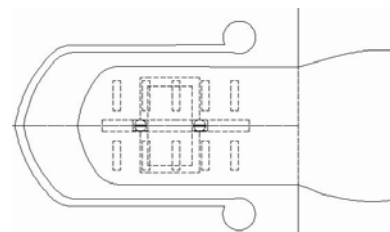


图 3-13 马达轨迹槽

凸轮自转速度为 18.75r/min，摆动齿轮自转速度为 112.5r/min，小齿轮 A、B 转速为 225r/min（以上数据为减速器的传动比决定）。凸轮每旋转一周，摆动齿轮分别与 A、B 啮合一次，且啮合时间相同。蓝色圆柱体 A、B 随小齿轮转动，从而牵引缠绕在上面的钢丝线带动小马达（图 3-13）在鞋子后侧来回移动。整个轨迹长度计算值约为 357mm。钢丝线的线速度 v 由连接在 A、B 上的蓝色圆柱体的直径决定。

钢丝线上缠绕三个小电动马达，分配在 1/3 钢丝线上。如图所示。所以对于钢丝的移动距离来讲，凸轮每转动半周，钢丝线只要移动 $(357/3=119)$ 119mm 即可。

凸轮转动半周的时间 T 为： $T=60s*0.5/18.75=1.6s$

则钢丝线速度为 v ： $v=119/1.6=74.375mm/s$

取圆柱体的直径为 d ：

则 $v=n\pi d = 225*3.14*20/60 = 74.375mm/s$

解得 $d=6.3mm$

所以牵引钢丝的圆柱体 A、B 的直径取 6.3mm 就可以满足凸轮与马达配合的协调性。

3.3.3 移动滑动鞋板的运动分析

可移动滑板的动力输入来至于轴三，通过 1：1 的带轮传动之后，偏心轮转速依旧为 18.75r/min。

偏心轮偏距为 25mm。即偏心轮每转动一转，滑板往复一次，总位移为 100mm。

则滑板移动的线速度为 1875mm/min。

从这个速度可以看出，滑板大概 3 秒往复一次，此时小马达绕侧面已经运动两次。

4 其他零部件的选取

非设计零部件包括轴承，轴承座，支架等。

4.1 支架

支架全部采用 L 型角钢焊接，角钢材料为 Q235。角钢焊接经济方便，力学性能也能满足，缺点是不够轻便。对于减速器机构，角钢规格为 20X20X4，理论重量为 1.145Kg/m；对于擦鞋机支架，角钢规格为 30X30X4，理论重量 1.786Kg/m。将整个擦鞋机角钢质量进行计算，可以得出总重为 19.974Kg。

4.2 轴承

根据主要选取两种轴承：深沟球轴承和推力球轴承。选取原则为受力方向和轴径尺寸。深沟球轴承选取了 61802 和 61900 两种，宽度系列相同但直径系列不同，内径分别为 10mm 和 15mm。用于每根轴的轴端固定。推力球轴承只有一个，代号为 51200，因为此轴承主要承受轴向力，用于减速器中的摆动轴。

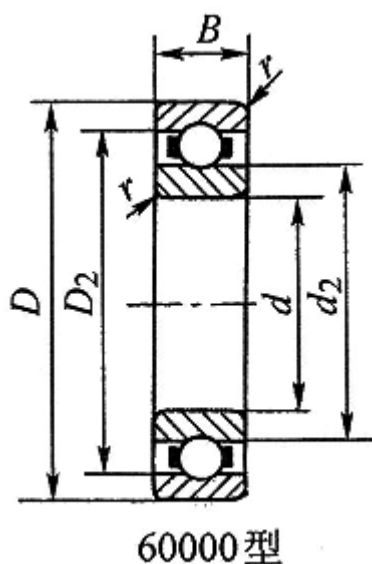


图 4-1 深沟球轴承

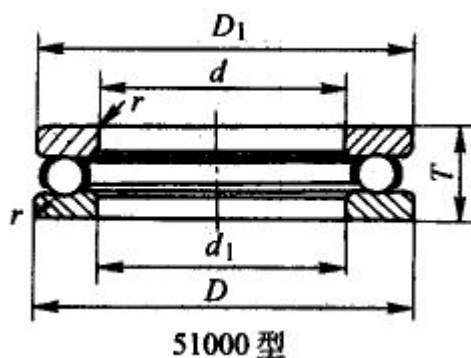


图 4-2 推力球轴承

4.3 轴承座

轴承座选取原则是依据轴承尺寸和装配方便性。采用等边热压角钢焊接支架，则非常容易将轴承用螺柱固定在支架上，选择冲压 pp 型冲压轴承座，这种轴承壁厚可以控制在 2

个毫米以内，轻便，力学性能好。如下图 4-2 所示：

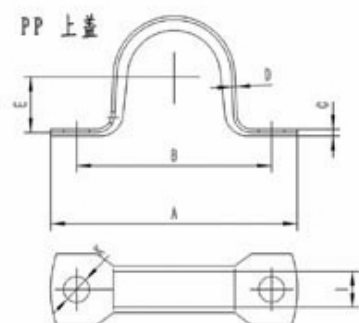


图 4-2 PP 型冲压轴承座

4.4 皮带

擦鞋机用到两根皮带，均采用聚氨酯高速带。聚氨酯(PU)是一种耐磨耐油的合成树脂。聚氨酯皮带曲挠性好，薄且软，韧性足够，不易松弛。擦鞋机选择的聚氨酯高速带带厚取 1 个毫米即可。

4.5 鞋油筒

鞋油筒设计为模仿啫喱水瓶的挤压机构。用两个单向阀和一个弹簧实现，作用在于只让鞋油被单方向挤出。如结构图 4-3 所示。当活塞往上运动时则将下面瓶子里的鞋油挤出，而往下运动的时候则将吸入内腔的鞋油挤出到外面。

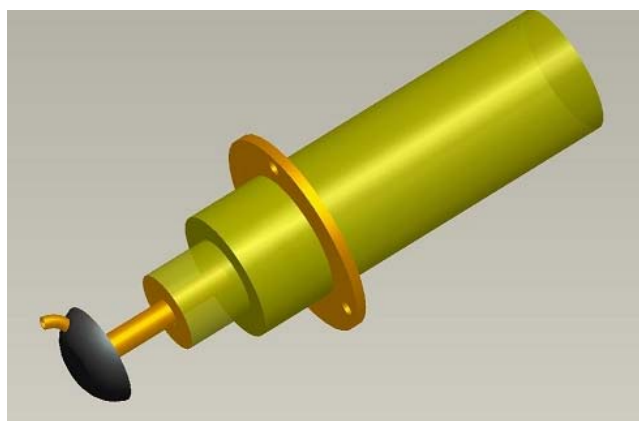
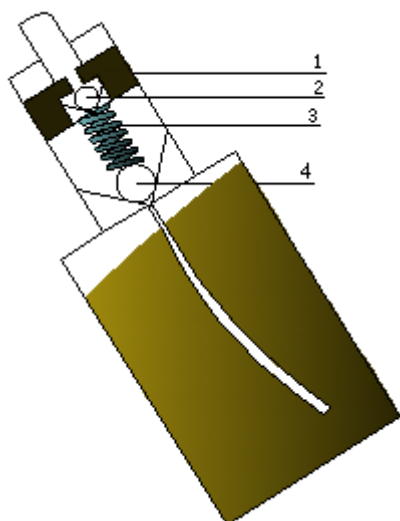


图 4-3 鞋油筒

1. 活塞 2. 单向阀 3. 弹簧 4. 单向阀

4.6 广告灯箱

因为擦鞋机的设计面向公共场合，所以另外设计一个广告灯箱。广告灯箱设计并未采用任何机械装置，箱体内部装有两个发光灯管，透明塑料镶嵌在一块可以打开关闭的板上。需要换广告牌时，打开箱盖即可。如图 4-4 所示：下方为可活动铰链机构，广告牌放里面即可。外部材料为铁皮，上方有开始和停止按钮。广告灯箱与擦鞋机可通过螺栓连接在一起，下面夹角为 70 度，刚好与擦鞋机支架配合。

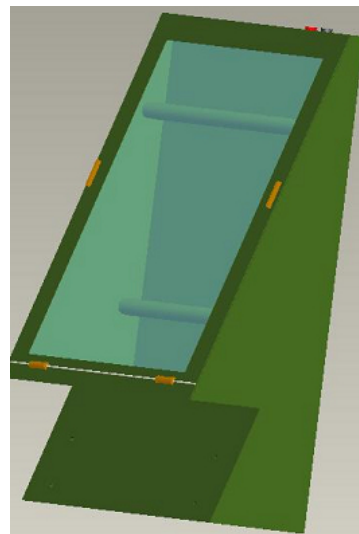


图 4-4 广告灯箱效果图

结 论

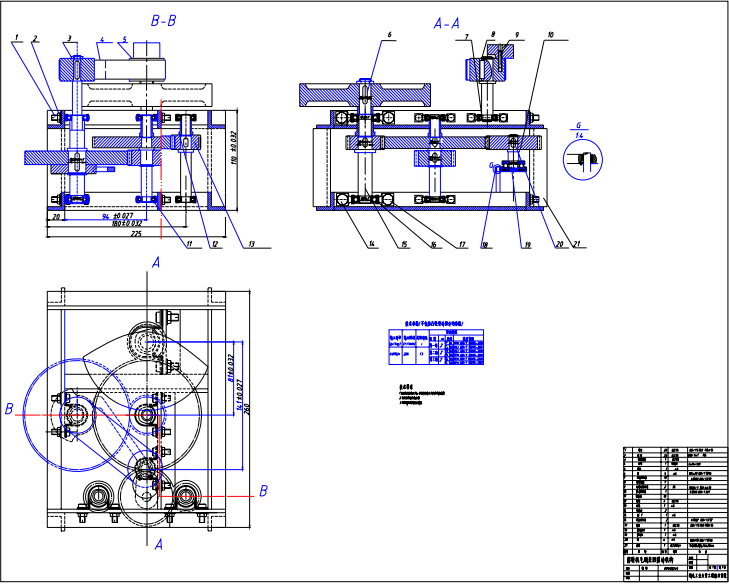
本次擦鞋机设计耗时将近两个多月。在这期间，我查阅了大量有关机械方面的书籍，从机构零部件设计到螺栓的选择都经过了仔细的推敲，其选择依据都是来至力学分析校核之后的数据。此设计与市面上擦鞋机最大的不同之处在于真正做到了自动化，如果将两者进行比较就可以发现，此次设计的巧妙和完成动作的复杂度是后者远远不能企及的。当然这些设计并不是天方夜谭，因为所有方案的选定都是通过多次比较得出。细节方面我个人觉得都有一定创新意识，比方说前置的旋转毛刷筒，这纯粹来源于灵感，没有经过任何参照。至于绕轨迹移动的小马达机构，也是经过改良其他机构得出的，这些设计都包含我大量的思考和精力，最终将它设计成型也是我的一个目标。至于遗憾方面也有，毕竟知识水平和设计经验有限，我也不可能在每一个细节的设计上都做到游刃有余，比方说马达在绕轨迹移动时其受导轨的摩擦情况是需要仔细推敲的，但设计过程中我并未深究，虽然目前脑海里也有了雏形，但毕竟没有将其完善。我相信在未来的某一天我会让这台擦鞋机由图纸走向成品，让擦鞋机真正的做到自动化。

致 谢

参考文献

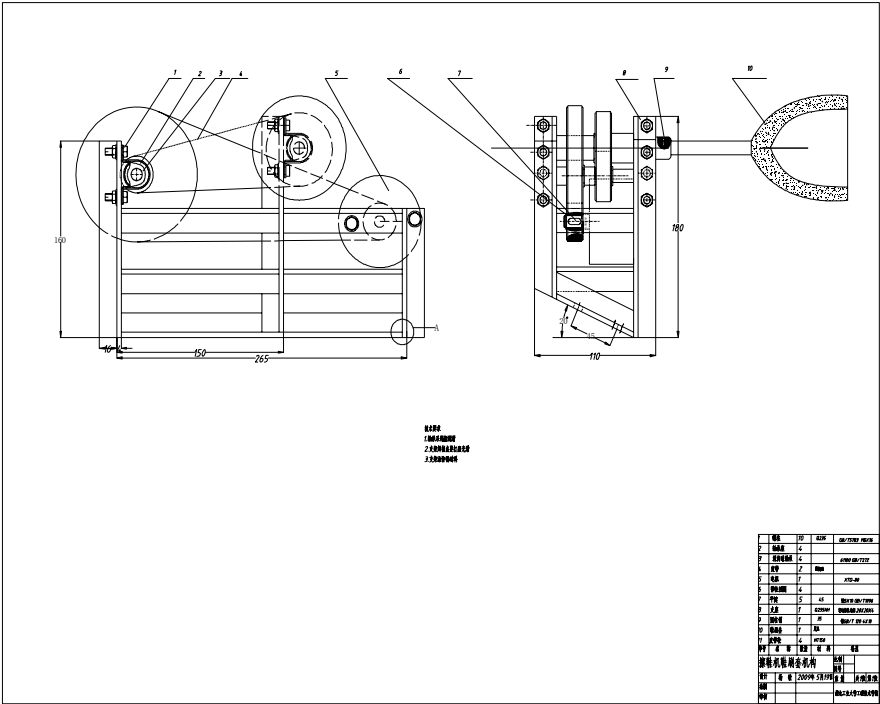
- [1]唐增宝. 机械设计课程设计[M]. 武汉：华中科技大学出版社，1995.
- [2]廖念钊. 互换性与技术测量[M]. 北京：中国计量出版社，2000.
- [3]赵大兴. 现代工程图学教程[M]. 武汉：湖北科学技术出版社，2005.
- [4]王为. 机械设计[M]. 武汉：华中科技大学出版社，2007.
- [5]孙桓. 机械原理[M]. 北京：高等教育出版社，1996.
- [6]范钦珊. 材料力学[M]. 北京：清华大学出版社，2004.
- [7]机械设计手册（新编软件版），2008
- [8]角钢规格表[EB/OL]. 中国钢管信息港
- [9]冲压轴承座[EB/OL]. <http://www.china-layout.com/xinghua/canpin-2.htm>
- [10] 王世刚. 机械设计实践与创新[M]. 北京：国防工业出版社，2009.
- [11]丁厚福. 工程材料[M]. 武汉：武汉理工大学出版社. 2001
- [12] 王先逵. 机械制造工程学基础[M]. 北京：国防工业出版社，2009.

附一：减速器 A0



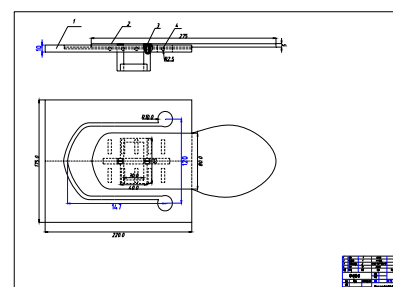
A0图纸

附二：鞋刷套 A1



A 图纸

附三：移动鞋板 A1



A1图纸

