

摘 要

剪板机是一种专门用于剪切各种厚度的金属板材的设备，可以通过运动的刀片和固定的刀片来进行剪切。本次设计首先对剪板机的现状、分类及工作原理做了简单的叙述，然后对剪板机中液压和机械传动方案进行了评估对比，确定了最终方案。其中根据所需工作条件对电动机的类型和结构形式进行选择和设计，由电机作为动力源借助传动装置进行驱动。设计了传动装置中的带传动和齿轮传动，并进行了校核。切割执行机构由曲柄滑块机构带动，对曲柄滑块机构进行材料的选择和结构的设计及校核，在此过程中，使用固定在滑块上的切割刀具切割金属板。选择机架的材料然后对机架的框架结构进行设计，并对顶部梁、上下剪刀进行设计。本次设计具有操作方便、精度高、工作效率显著、耗能低等优点，具有一定的推广价值。

关键词：传动系统；曲柄滑块机构；剪切机构

ABSTRACT

A shear machine is a device specialized for cutting metal plates of various thicknesses and can be cut by moving blades and fixed blades. This design first describes the current situation, classification and working principle of the shear machine, and then the hydraulic and mechanical transmission scheme in the shear machine are evaluated and compared, and the final scheme is determined. The type and structure form of the motor are selected and designed according to the required working conditions, and the motor is driven as the power source with the help of the transmission device. The belt transmission and gear transmission in the transmission device are designed and checked. The cutting actuator is driven by the crank linkage mechanism, which selects the material and designs and checks the structure. In this process, the cutting tool fixed to the slider is used to cut the metal plate. Select the material of the rack and then design the frame structure of the frame, and design the top beam and the upper and lower scissors. This design has the advantages of convenient operation, high accuracy, significant work efficiency and low energy consumption, and has certain promotion value.

Key words: transmission system; crank connecting rod mechanism; shear mechanism

目 录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究目的及意义.....	1
1.2 研究现状.....	1
1.3 剪板机分类.....	2
第 2 章 选择传动方案.....	4
2.1 剪切传动方案对比.....	4
2.2 工作原理.....	6
第 3 章 电动机的选择.....	7
3.1 电动机类型和结构形式的选择.....	7
3.2 电动机功率的选择.....	7
3.3 计算参数.....	8
第 4 章 带传动的设计及计算.....	10
4.1 确定功率和带型.....	10
4.2 确定小带轮的参数.....	10
4.3 带轮结构的设计.....	12
第 5 章 齿轮设计.....	16
5.1 选定齿轮参数.....	16
5.2 强度设计.....	16
5.3 几何尺寸计算.....	19
5.4 结构设计.....	20
第 6 章 轴的设计.....	23
6.1 主动轴设计.....	23
6.2 从动轴轴的设计.....	23
第 7 章 剪切机构的设计.....	27
7.1 剪切机构设计描述.....	27
7.2 曲柄滑块机构设计.....	29
7.3 机架的设计.....	31
7.4 上下剪刀的设计.....	32

结论.....	33
参考文献.....	34
致谢.....	35

第 1 章 绪论

1.1 研究目的及意义

剪板机在金属加工领域中是一种非常常见的设备。它的主要功能是将各种厚度的金属板材按尺寸断裂分离，以满足各种机械行业对于工件的准备工序和零件的最终剪切需求。

剪板机一般用于切割板材工件的直边，可保证被切割板材切面的线性平行，从而减少板材的变形，以此获得高质量的工件。在用剪板机剪切加工时，需要注意工件的定位和夹紧，以确保切割的准确性和稳定性。大多数剪板机精度高，直角切面可顺利切割，切割出的带材变形小，可以保证工件的质量和精度。有的剪板机切割精度可达数毫米，可满足各种高精度加工需求。

剪板机分为机械剪板机和液压剪板机。目前，液压剪板机在国外得到广泛应用，但中小型剪，特别是小型剪，仍主要由机械驱动。机械剪板机结构简单，操作方便，价格低廉，适用于一些小型工作场所和加工企业，但是在剪切厚度较大的金属板材时，机械剪板机的效率和精度都相对较低。

总之，剪板机是金属加工行业中不可或缺的设备，能够为各种机械行业提供高质量的工件和准确的剪切加工服务。随着科技的不断发展，剪板机也在不断更新换代，以适应市场需求的不断变化。因此对剪板机进行分析、改进、结构优化设计具有一定的现实意义。

1.2 研究现状

国内研究现状：

作为工业部门使用最广泛的板料剪断设备，主要是用于将金属板材按照特定的尺寸进行剪切。目前，剪板机在迅速的发展，品种和规格也在不断增加。就目前来说，剪板尺寸从 $1\text{mm} \times 1000\text{mm}$ 到 $40\text{mm} \times 4000\text{mm}$ ，已经形成了完整的剪板机系列参数标准。同时为了满足一些特殊需要，从而生产了宽度为的 $7\text{mm} \times 7000\text{mm}$ 剪板机和 $25\text{mm} \times 12000\text{mm}$ 剪板机。

而液压传动作为剪板机中的主要传动方式，这种传动方式具有传动力大、切削精度高、维护方便等优点。除此之外，摆式剪板机、板料折弯剪切机等这些也在快速的发展和不断改进优化结构。

随着切割精度的提高和自动化程度的提高，应用范围也越来越广。在切割精度方面，剪切机的制造商采用了数控切割技术等多种技术方法，以降低误差和提高生产效率。在自动化方面，剪板机不仅可以实现自动送料，还可以实现智能控制、自动调节等功能，从而更好地适应市场需求。

总体来说，我国的剪板机制造业已经形成了一定的规模和技术优势，剪板机的应用范围也越来越广泛。未来，随着工业自动化程度的提高和市场需求的变化，剪板机的技术和品质还将不断更新和改进。

国外研究现状：

剪刀的数量、规格和类型随着焊接和冲压结构的增加而变化。国外剪切片的最大剪切厚度为 6mm，最大剪切长度为 9000mm。根据国外 44 个金属加工业的行业统计数据，有 42 个使用板材剪板机。只有钟表制造业被排除在外，板材剪板机现在不仅被用作准备过程，还被用于零件的最终切割。因此，剪板机的精度也有更高的要求，目前剪板机的精确度可以达到百分之几毫米。

1.3 剪板机分类

剪切机的分类：机械剪切机、数控剪切机、液压剪切机、CNC 摆锤剪切机、NC 前进给摆锤剪切器、液压摆锤剪切设备、超厚液压摆锤剪设备、液压门剪切设备、深喉剪切设备、足部剪切设备和精细剪切设备。近几年来，液压剪板机经过不断的设计和优化，正逐步向更加成熟的未来。采用全焊接机架结构的液压剪切机，经处理后具有良好的强度，刚度和精度。可根据刀片材料、切削厚度和长度、切削角度、切削行程、缝纫进行主动调整。同时，配备直接运输系统和后向输送设备，可有效提高设备自动化水平。

它不仅是机械工程的重要设备，也是板循环的重要设备，具有特殊和通用的应用领域。剪切机是一种使用可移动的上缘和固定的下缘，对不同厚度的钢板施加适当的剪切力，并粉碎和分离所需尺寸的钢板的机器 **Error! Reference source not found.**。

现在主要有以下几种类型的剪切机：

平刃剪板机：切削质量好，变形小，提高了切削力，增加了能耗。这种剪板机的高低刀片相互平行。它经常在轧钢厂用于初始钢坯和板坯的热切割。

斜刃剪切机：分体式剪切机和摆动式剪切机与前者相比，切割质量和变形较低，但能耗较低。

多用途剪切机：板材弯曲剪切机，可在一台统一的机器上完成两道工序。机器的下部被切割，上部被弯曲，一些机器在前部被切割，在后部被弯曲。

数控剪切机：通过进行编程来操纵并完成多步操作，更改效率的完成加工。

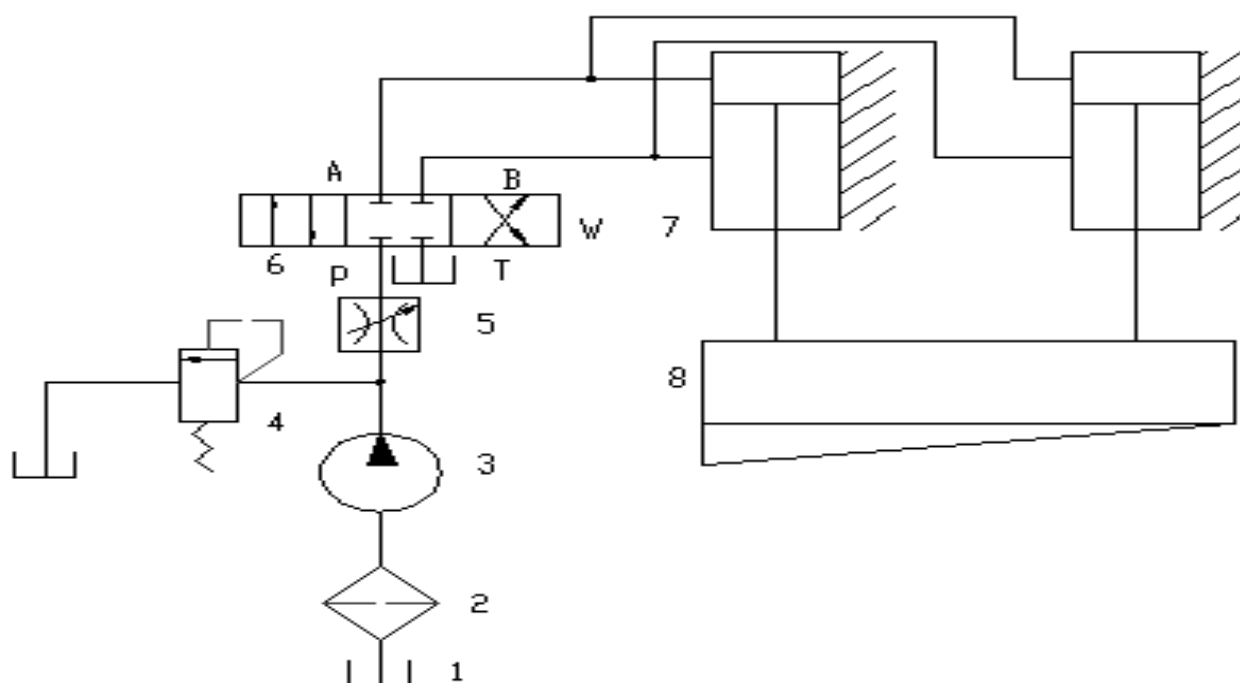
剪切机是一种通过曲柄滑块机构将电机的扭转运动转化为滑块的直线运动来切割金属板的切割机。机械剪切机是一种专业的薄板切割设备，一般用于汽车、船舶、建筑机械、金属材料等领域。如果需要切割其他高强度板，则应相应减少抗剪板材料的厚度。通过提高焊接钢板结构使该机器的整体抗拉强度提高，使结构更加紧凑。因此，剪板机已成为各行业部门最常用的板材切割设备。

第 2 章 选择传动方案

2.1 剪切传动方案对比

1. 液压传动方案

剪板机的液压传动系统如图 2.1 所示。其原理是将手动换向阀推到左侧位置，此时活塞在压力油的作用下向下移动。处理后，阀门的手柄被推到右侧位置，活塞向上移动，即叶片被提升到某个位置。阀的手柄被推到中间位置，因此活塞保持在该位置而不动。在进行第二次切割时，重复上述操作。



1. 油箱 2. 粗过滤器 3. 液压泵 4. 溢流阀 5. 调速阀 6. 手动三位四通换向阀 7. 液压缸 8. 滑块

图 2.1 液压传动系统原理图

液压剪板机采用液压传动，操作平稳，噪音低，安全可靠。可连续切割，切割板厚度比机械传动厚度厚。并使用液体作为液压系统传递功率的中间介质，当剪切力较大时，水压就会相应增加，液压元件的精度和强度也会相应增加，制造成本也会相应增加。因此，适应这种情况至关重要。液压剪板机的维护护理也比较麻烦，需要有一定的专业知识。

2. 机械传动方案

(1) 凸轮机构方案

凸轮机构的工作原理如图 2.2 所示：主轴的扭转驱动凸轮传动，当凸轮上升时，推动滑块（即刀片）进行剪切。下降的时候，滑块在弹簧的作用下上升到起始位置，为下一步做准备。

凸轮机构有很多优点，如实现精确的轴向位移，便于改变曲轴的路径，并提供显著的耐磨性。然而，它的缺点也很明显，因为它主要被用于控制机构，而不是实现预期的执行机构。此外，工作压力会产生严重的凸轮轮廓和推杆磨损，这阻碍了所需运动要求的实现并破坏了机械稳定性。

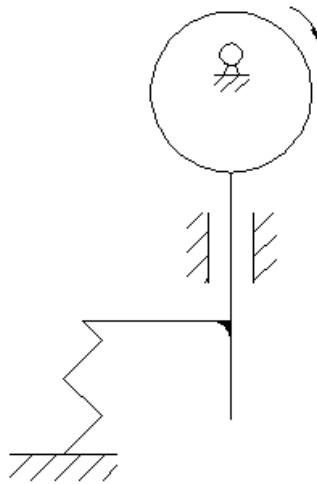


图 2.2 凸轮机构原理图

(2) 曲柄滑块机构方案

曲柄滑块机构的工作原理如图 2.3 所示：曲柄通过主轴从而使连杆上下移动滑块，完成剪切动作。

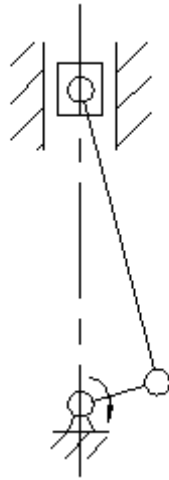


图 2.3 曲柄滑块机构原理图

综上所述，曲柄滑块机构结构简单，运行稳定，易于维护，因此选择曲柄滑块机构为传动方案。

2.2 工作原理

本机的工作原理是：动力由电机借助传动装置（皮带轮，齿轮）驱动。执行机构-曲柄滑块机构，将电机的扭转运动转换为线性运动，在此过程中，使用切割工具（固定在滑块上）切割金属板。如图 2.4 所示。

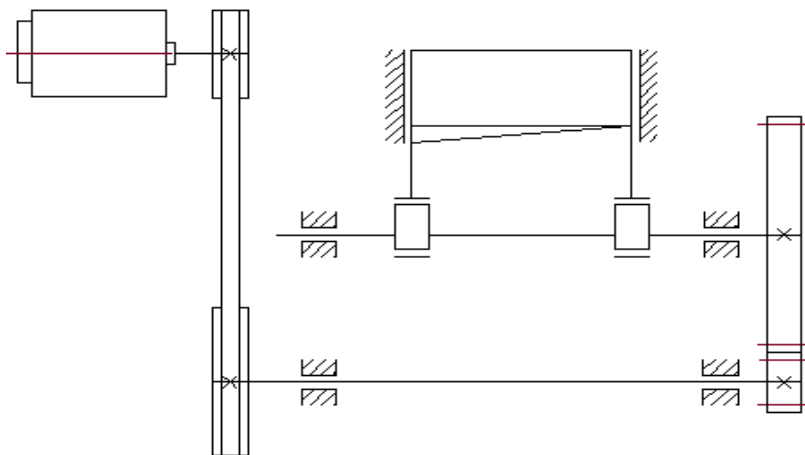


图 2.4 系统传动简图

第 3 章 电动机的选择

3.1 电动机类型和结构形式的选择

本设计中使用的电动机的类型和机构应根据电源的种类、任务前提、负载大小和性能变化、起动功能、制动以及正向和反向旋转的频率水平进行选择。一般来说，三相异步交流电动机是最常用的。

Y 系列三相异步电动机是一种密封的三相异步电动机，它具有几个特点，如效率高、功耗低、功能好、噪音低、振动小、体积小、结构轻、运行可靠和易于维护。它不仅适用于水泵、鼓风机、金属切割机、输送机，也适用于灰尘和土壤飞溅的地方，如磨粉机、削皮机和其他农业机械和采矿机械 Error! Reference source not found.。

根据任务情况和要求，选择 Y 系列三相异步电动机。

3.2 电动机功率的选择

电机功率的合理选择直接关系到电机的正常运行，以及是否能获得良好的经济效益。如果所选功率太低，不能保证机器的正常运行，电机可能会提前报废。如果功率过高，发动机的成本将会提高，且不能得到充分利用，由于电机总是对负荷运行不足，从而导致其效率和功率较差，增加了能源消耗，浪费了能源。

$$P = 0.6 \sigma_b \delta_x \frac{h^2}{\operatorname{tg} \alpha} \left(1 + Z \frac{\operatorname{tg} \alpha}{0.6 \delta_x} + \frac{1}{1 + \frac{10 \delta_x}{\sigma_b y^2 x}} \right) \quad (3.1)$$

式中 P ——剪切力
 σ_b ——被剪板料强度极限，实际中的板料 $\sigma_b = 500 \text{N/mm}$
 σ_x ——被剪板料延伸率 $\sigma_x = 25\%$
 h ——被剪板料厚度 $h = 6 \text{mm}$
 α ——上刀刃倾斜 $\alpha = 1.5^\circ$
 Z ——被剪部分弯曲力系数， $Z = 0.95$
 y ——前刃侧向间隙相对值， $y = 0.083$
 x ——压具影响系数 $x = 7.7$

把已知数据代入式 (3.1)

$$p = 0.6 \times 500 \times 0.25 \times \frac{6^2}{\operatorname{tg}2^\circ} \left(1 + 0.95 \times \frac{\operatorname{tg}2^\circ}{0.6 \times 0.25} + \frac{1}{1 + \frac{10 \times 0.25}{500 \times 0.083^2 \times 7.17}} \right)$$

解得：P=59832.3N

根据计算所得数据，得出 Q11 型剪板机的技术参数，选择了电动机的功率为 5.5 kW。转速的确定：

二级圆柱齿轮减速器传动比 $i_2=8\sim40$ ，则总传动比合理范围为 $i_a'=16\sim160$ ，则电动机转速可选范围为：

$$i_d' = i_a' \cdot n_w = (16\sim160) \cdot n_w = 480\sim4800 \text{ r/min}$$

查阅 Y 系列三相异步电机的技术资料，选择 Y132-M2-6 型电机是比较适合的，它的技术参数具体如下：功率为 5.5 kW，级数为 6，满载时的电流、转速、效率分别为 12.6 A、960 r/min、85.3%。

3.3 计算参数

总传动比

$$i_d' = \frac{n_m}{n_{\text{主}}} = \frac{960}{30} = 32 \quad (3.2)$$

$$i_d' = i_1 \times i_2$$

式中 i_1 ——三角带传动比

i_2 ——圆柱齿轮传动比

$$\text{取 } i_1=4 \quad i_2 = \frac{32}{4} = 8$$

计算各轴转速

$$n_1 = \frac{n_m}{i_1} = \frac{960}{4} = 240 \text{ r/min}$$

$$n_2 = \frac{n_m}{i_1 i_2} = \frac{960}{4 \times 8} = 30 \text{ r/min}$$

计算各轴的功率

查得各部件传动效率为：圆柱齿轮：0.94~0.96 $\eta_2=0.95$

三角带传动：0.94~0.96 $\eta_1=0.955$

轴承(每对)：0.97~0.99 $\eta_3=0.98$

则总传递效率为:

$$\eta_{\text{总}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3^2 = 0.95 \times 0.955 \times 0.98^2 = 0.87 \quad (3.3)$$

$$P_1 = P_d \times \eta_{01} = P_d \times \eta_1 \times \eta_3 = 5.5 \times 0.955 \times 0.98 = 5.15 \text{kW}$$

$$\begin{aligned} P_2 &= P_d \times \eta_{01} \times \eta_{02} \\ &= P_d \times \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3^2 \\ &= 5.5 \times 0.955 \times 0.95 \times 0.98^2 = 4.79 \text{kW} \end{aligned}$$

各轴转矩

$$T_d = 9550 \frac{P_d}{n_w} \quad (3.4)$$

式中 T_d ——电动机转矩;

P_d ——电动机功率;

n_w ——满载转速;

$$T_d = 9550 \frac{P_d}{n_w} = 9550 \times \frac{5.5}{960} \text{ N}\cdot\text{m} = 54.71 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} T_{1\text{轴}} &= T_d \cdot i_0 \cdot \eta_{01} \\ &= 54.71 \times 4 \times 0.955 \times 0.98 \text{ N}\cdot\text{m} \\ &= 204.81 \text{ N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{2\text{轴}} &= T_d \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot \eta_{01} \cdot \eta_{02} \\ &= 54.71 \times 4 \times 8 \times 0.955 \times 0.98 \times 0.99 \text{ N}\cdot\text{m} \\ &= 1510.19 \text{ N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

第 4 章 带传动的设计及计算

4.1 确定功率和带型

1. 功率计算

$$P_{ca} = K_A \cdot P = 1.2 \times 5.5 = 6.6 \text{ kW} \quad (4.1)$$

式中 P ——传动的额定功率 (kW)

K_A ——工作情况系数

因载荷变动较大, 每天工作时间小于 10 小时, 取 $K_A=1.2$ 。

2. 带型选择

根据 $P_{ca}=6.6\text{kW}$ 和主动带轮 (小带轮) 转速 $n_1 = n_w = 960 \text{ r/min}$, 选定 A 型 V 带。

4.2 确定小带轮的基本参数

1. 初选小带轮的基准直径

取主动轮基准直径 $D=125 \text{ mm}$ 。

$$\begin{aligned} \text{验算带的速度} \quad V &= (\pi \cdot D_1 \cdot n_1) / (60 \times 1000) \\ &= (3.14 \times 125 \times 960) / (60 \times 1000) \\ &= 6.28 \text{ m/s} \end{aligned}$$

由于 V 过小, 表示所选的 D_1 过小, 这将使所需要的有效拉力 F_e 过大, 即所需要的根数 Z 过多, 因此带轮的宽度, 轴径及轴承的尺寸都要随之增大。

取 $D_1=160 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} V &= (\pi \cdot D_1 \cdot n_1) / (60 \times 1000) \\ &= (3.14 \times 160 \times 960) / (60 \times 1000) \text{ m/s} \\ &= 8.04 \text{ m/s} \end{aligned}$$

2. 计算从动轮的基准直径

$$D_2 = i \cdot D_1 = 160 \times 4 = 640 \text{ mm}$$

并按照 V 带轮的基准直径系列进行圆整, 圆整后

$$D_2 = 640 \text{ mm}$$

3. 确定中心距 a 和带轮的基准长度

由于中心距未给出, 可根据传动的结构需要初步中心距 a_0 取

$$0.7(D_1 + D_2) < a_0 < 2(D_1 + D_2)$$

代入 $D_1=160 \text{ mm}$, $D_2=640 \text{ mm}$

$$560 < a_0 < 1600 \text{ mm}$$

取 $a_0 = 600 \text{ mm}$

$a_0 = 600 \text{ mm}$, 根据带传动的几何关系, 按下式计算所需带的基准长度 L_d'

$$\begin{aligned} L_d' &\approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0} \\ &\approx 2 \times 600 + \frac{\pi}{2} \times (640 + 160) + \frac{(640 - 160)^2}{4 \times 600} \text{ mm} \\ &= 2552 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.2)$$

取 $L_d' = 2700 \text{ mm}$, 由于 V 带的中心距一般是可以调整的, 故采用下式进行近似计算

$$\begin{aligned} a &\approx a_0 + \frac{L_d - L_d'}{2} \\ &= 800 + \frac{2700 - 2552}{2} \text{ mm} \\ &= 874 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.3)$$

考虑安装调整和补偿预紧力的需要, 中心距的变化范围为

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 874 - 0.015 \times 2700 \text{ mm} = 8335 \text{ mm}$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 874 + 0.03 \times 2700 \text{ mm} = 9145 \text{ mm}。$$

4. 验算主动轮上的包角

根据对包角的要求, 应保证

$$\begin{aligned} \alpha_1 &\approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ \geq 120^\circ \\ \alpha_1 &\approx 180^\circ - \frac{640 - 160}{874} \times 60^\circ = 147^\circ \geq 120^\circ \end{aligned}$$

主动轮上的包角满足要求。

5. 带的根数

$$Z = \frac{P_{ca}}{(p_0 + \Delta p)k_\alpha k_l} \quad (4.4)$$

式中 k_α ——包角系数, 查得 0.91

k_l ——长度系数, 查得 1.13

p_0 ——单根 V 带的基本额定功率, 查得 0.94kW

Δp ——单根 V 带额定功率的增量, 查得 0.5kW

代入数据得

$$Z = \frac{6.6}{(0.94 + 0.5) \times 0.91 \times 1.13} = 5 \text{ 根}$$

6. 带的预紧力

考虑离心力的影响和包角对所需预紧力的影响, 单根 V 带的预紧力为

$$F_0 = 500 \times \frac{p_{ca}}{Z_V} \left(\frac{2.5}{k_\alpha} - 1 \right) + qv^2 \quad (4.5)$$

式中 q ——V 带单位长度的质量, 查得 $q=0.10\text{kg/m}$

$$F_0 = 500 \times \frac{6.6}{5 \times 8.04} \left(\frac{2.5}{0.91} - 1 \right) + 0.10 \times 8.04^2 = 1499\text{N}$$

由于新带容易松弛, 所以对非自动张紧的带传动, 安装新带时的预紧力应为上述预紧力的 1.5 倍。

7. 带传动作用在轴上压轴力

为了设计安装带轮的轴和轴承, 必须确定带传动作用在轴上的力 F_p 。如果不考虑带的两边的拉力差, 则压轴力可以近似的按带的预紧力 F_0 的合力来计算, 即

$$F_p = 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (4.6)$$

式中: Z ——带的根数
 F_0 ——单根带预紧力
 α_1 ——主动轮上的包角

$$\begin{aligned} F_p &= 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} \\ &= 2 \times 5 \times 149.9 \times \sin \frac{147^\circ}{2} \text{ N} \\ &= 1437.3\text{N} \end{aligned}$$

4.3 带轮结构的设计

1. 小带轮的结构设计

(1) 材料: HT200

(2) 确定带轮的形式

由参考文献得: 电机轴 $D=38\text{mm}$, 电机轴伸出长度为 $E=80\text{mm}$, 且已知小带轮的基准直径 $D_1=160\text{mm}$, $2.5D=2.5 \times 38\text{mm}=95\text{mm}$

$$2.5D < D_1 < 300\text{mm}$$

所以小带轮采用腹板式结构。带轮的基准直径为 160mm，外径 $d_a=168\text{mm}$ 。

(3) 轮槽的尺寸

查文献得带轮的轮槽尺寸如下：

轮槽基准宽度 $b_d=11.0\text{mm}$

基准线上槽深 $h_{a\min}=2.75\text{mm}$

基准线下槽深 $h_{f\min}=8.7\text{mm}$

槽间距 $e=15\pm 0.3\text{mm}$

第一槽对称面至端面的距离 $f=10_{-1}^{+2}\text{mm}$

最小轮缘厚 $\delta_{\min}=6\text{mm}$

轮槽角 $\phi=38^\circ$

轮槽结构如图 4.1 所示。

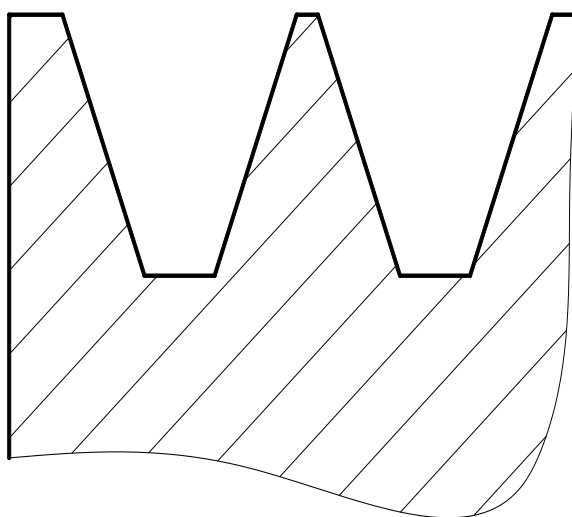


图 4.1 轮槽结构

(4) 确定小带轮外形尺寸

带轮宽： $B=(Z-1)e+2f=(5-1)\times 15+2\times 10\text{mm}=80\text{mm}$

带轮外径： $d_{a1}=D_1+2h_a=160+2\times 4\text{mm}=168\text{mm}$

轮缘外径： $d_1=(1.8\sim 2)d=(1.8\sim 2)\times 38\text{mm}=(68.4\sim 76)\text{mm}$ ，取 $d_1=70\text{mm}$

轮毂长度：因为 $B=80\text{mm} > 1.5D=1.5\times 38\text{mm}=57\text{mm}$

所以 $L_1=(1.5\sim 2)D=(1.5\sim 2)\times 38\text{mm}=(57\sim 76)\text{mm}$ ，取 $L_1=60\text{mm}$ 。

$C=(1/7-1/4)B=(1/7-1/4)\times 80\text{mm}=(11.43\sim 20)\text{mm}$ 取 $C=15\text{mm}$

小带轮的结构如图 4.2

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/908066022100006052>