

第1章 绪 论

1.1 概述

机械加工行业在我国有着举足轻重的地位，它是国家的国民经济命脉。作为整个工业的基础和重要组成部分的机械制造业，任务就是为国民经济的各个行业提供先进的机械装备和零件。它的规模和水平是反映国家的经济实力和科学技术水平的重要标志，因此非常值得重视和研究。

卷板机是一种将金属板材卷弯成筒形、弧形或其它形状工件的通用设备。根据三点成圆的原理，利用工件相对位置变化和旋转运动使板材产生连续的塑性变形，以获得预定形状的工件。该产品广泛用于锅炉、造船、石油、木工、金属结构及其它机械制造行业。

卷板机作为一个特殊的机器，它在工业基础加工中占有重要的地位。凡是钢材成型为圆柱型，几乎都用卷板机辊制。其在汽车，军工等各个方面都有应用。根据不同的要求，它可以辊制出符合要求的钢柱，是一种相当实用的器械。

在国外一般以工作辊的配置方式来划分。国内普遍以工作辊数量及调整形式等为标准实行混合分类，一般分为：

- 1、三辊卷板机：包括对称式三辊卷板机、非对称式三辊卷板机、水平下调式三辊卷板机、倾斜下调式三辊卷板机、弧形下调式三辊卷板机和垂直下调式三辊卷板机等。
- 2、四辊卷板机：分为侧辊倾斜调整式四辊卷板机和侧辊圆弧调整式四辊卷板机。
- 3、特殊用途卷板机：有立式卷板机、船用卷板机、双辊卷板机、锥体卷板机、多辊卷板机和多用途卷板机等。

卷板机采用机械传动已有几十年的历史，由于结构简单，性能可靠，造价低廉，至今在中、小型卷板机中仍广泛应用。在低速大扭矩的卷板机上，因传动系统体积庞大，电动机功率大，起动时电网波动也较大，所以越来越多地采用液压传动。近年来，有以液压马达作为源控制工作辊移动但主驱动仍为机械传动的机液混合传动的卷板机，也有同时采用液压马达作为工作辊旋转动力源的全液压式卷板机。

卷板机的工作能力是指板材在冷态下，按规定的屈服极限卷制最大板材厚度与宽度时最小卷筒直径的能力。国内外采用冷卷方法较多。冷卷精度较高，操作工艺简便，成本低廉，但对板材的质量要求较高（如不允许有缺口、裂纹等缺陷），金相组织一致性要好。当卷制板厚较大或弯曲半径较小并超过设备工作能力时，在设备允许的前提

下可采用热卷的方法。有些不允许冷卷的板材，热卷刚性太差，则采用温卷的方法。

1.2 卷板机的原理

1.2.1 卷板机的运动形式

卷板机的运动形式可以分为主运动和辅运动两种形式的运动。主运动是指构成卷板机的上辊和下辊对加工板材的旋转、弯折等运动，主运动完成卷板机的加工任务。辅运动是卷板机在卷板过程中的装料、下料及上辊的升降、翘起以及倒头架的翻转等形式的运动。

该机构形式为三辊对称式，上辊在两下辊中央对称位置作垂直升降运动，通过丝杆丝母蜗杆传动而获得，两下辊作旋转运动，通过减速机的输出齿轮与下辊齿轮啮合，为卷制板材提供扭矩。

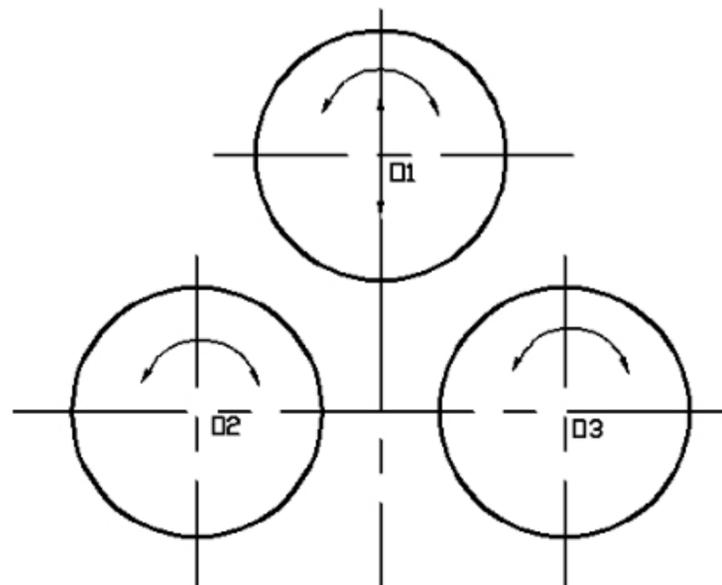


图 1.1 三辊卷板机工作原理图

由图 1.1：主运动指上辊绕 O_1 ，下辊分别绕 O_2 、 O_3 作顺时针或逆时针旋转。辅运动指上辊的上升或下降运动，以及上辊在 O_1 垂直平面的上翘、翻边运动等。

1.2.2 弯曲成型的加工方式

在钢结构制作中弯制成型的加工主要是卷板（滚圆）、弯曲（煨弯）、折边和模具压制等几种加工方法。弯制成型的加工工序是由热加工或冷加工来完成的。

滚圆是在外力的作用下，使钢板的外层纤维伸长，内层纤维缩短而产生弯曲变形（中层纤维不变）。当圆筒半径较大时，可在常温状态下卷圆，如半径较小和钢板较厚时，应将钢板加热后卷圆。在常温状态下进行滚圆钢板的方法有：机械滚圆、胎模压制和手工制作三种加工方法。机械滚圆是在卷板机（又叫滚板机、轧圆机）上进行的。

在卷板机上进行板材的弯曲是通过上滚轴向下移动时所产生的压力来达到的。它们滚圆工作原理如图 1.2 所示。

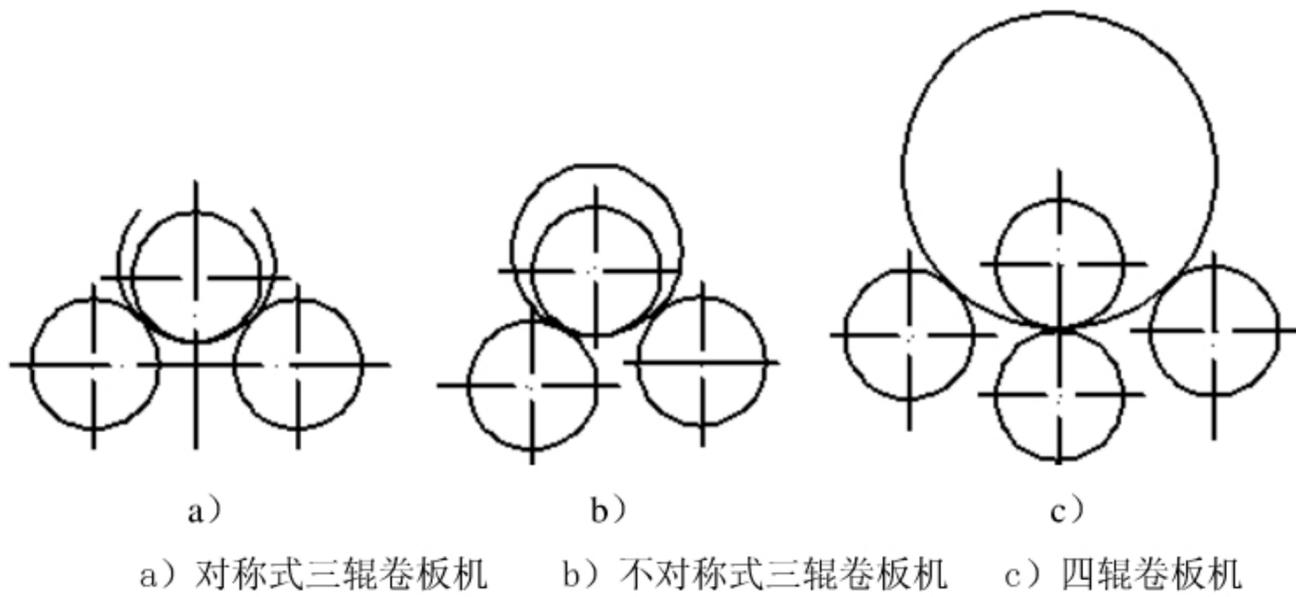


图 1.2 滚圆机原理图

用三辊弯（卷）板机弯板，其板的两端需要进行预弯，预弯长度为 $0.5L + (30\sim 50)$ mm (L 为下辊中心距)。预弯可采用压力机模压预弯或用托板在滚圆机内预弯（图 1.3）

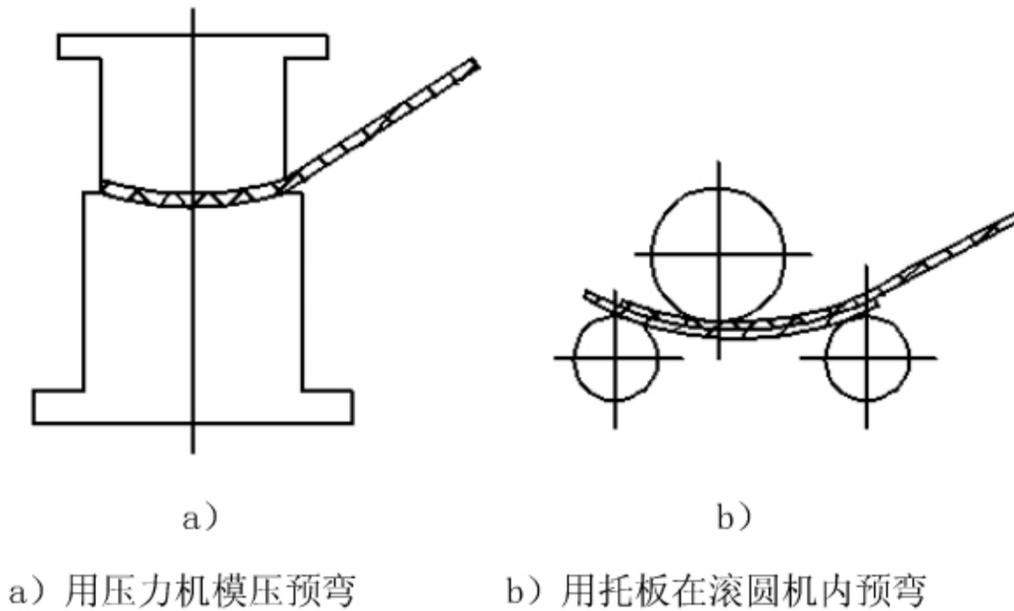


图 1.3 钢板预弯示意图

1.3 卷板机的发展趋势

加入 WTO 后我国卷板机工业正在步入一个高速发展的快道，并成为国民经济的重要产业，对国民经济的贡献和提高人民生活质量的作用也越来越大。预计“十五”期末中国的卷板机总需求量为 600 万辆，相关装备的需求预计超过 1000 亿元。到 2010 年，中国的卷板机生产量和消费量可能位居世界第二位，仅次于美国。而其在装备工业上的投入力度将会大大加强，市场的竞争也愈演愈烈，产品的更换也要求卷板机装备工业不断在技术和工艺上取得更大的优势：1.从国家计委立项的情况看，卷板机工业 1000 万以上投入的项目达近百项；2.卷板机工业已建项目的二期改造也将会产生一个很大的用户群；3.由于卷板机的高利润，促使各地政府都纷纷投资（国家投资、外资和民间资本）卷板机制造。其次，跨国公司都开始将最新的车型投放到中国市场，并计划在中国加大投资力度，扩大产能，以争取中国更大的市场份额。民营企业的崛

起以及机制的敏锐使其成为卷板机工业的新宠，民营企业已开始成为卷板机装备市场一个新的亮点。

卷板机制造业作为机床模具产业最大的买方市场，其中进口设备 70%用于卷板机，同时也带动了焊接、涂装、检测、材料应用等各个行业的快速发展。卷板机制造业的技术革命，将引起装备市场的结构变化：数控技术推动了卷板机制造企业的历史性的革命，数控机床有着高精度、高效率、高可靠性的特点，引进数控设备在增强企业的应变能力、提高产品质量等方面起到了很好的作用，促进了我国机械工业的发展。因此，至 2010 年，卷板机工业对制造装备的需求与现在比将增长 12%左右，据预测，卷板机制造业：对数控机床需求将增长 26%；对压铸设备的需求将增长 16%；对纤维复合材料压制设备的需求增长 15%；对工作压力较高的挤或冲压设备需求增长 12%；对液压成形设备需求增长 8%；对模具的需求增长 36%；对加工中心需求增长 6%；对硬车削和硬铣削机床的需求增长 18%；对切割机床的需求增长 30%；对精密加工设备的需求增长 34%；对特种及专用加工设备需求增长 23%；对机器人和制造自动化装置的需求增长 13%；对焊接系统设备增长 36%；对涂装设备的需求增长 8%，对质检验与测试设备的需求增长 16%。

在今后的工业生产中，卷板机会一直得到很好的利用。它能节约大量的人力物力用以弯曲钢板。可以说是不可缺少的高效机械。时代在发展，科技在进步，国民经济的高速发展将对这个机械品种提出越来越高的要求，将促使这个设计行业的迅速发展。

第 2 章 方案的论证及确定

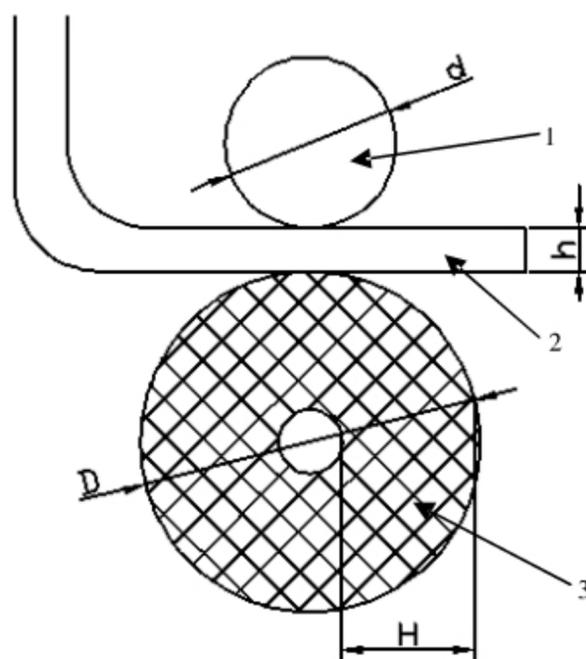
2.1 方案的论证

一般情况下，一台卷板机所能卷制的板厚，既工作能力，是指板材在冷态下，按规定的屈服极限卷制最大板材厚度与宽度时的最小卷桶直径的能力，热卷可达冷卷能力的一倍。但近年来，冷卷的能力正日益提高。

结合上章卷板机的类型，拟订了以下几种方案，并进行了分析论证。

2.1.1 方案 1 双辊卷板机

双辊卷板机的原理如图 2.1 所示：



1. 上辊 2. 工件 3. 下辊

图 2.1 双辊卷板机工作原理图

上辊是钢制的刚性辊，下辊是一个包有弹性的辊，可以作垂直调整。当下辊旋转时，上辊及送进板料在压力作用下，压入下辊的弹性层中，使下辊发生弹性变形。但因弹性体的体积不变，压力便向四面传递，产生强度很高，但分布均匀连续作用的反压力，迫使板料与刚性辊连续贴紧，目的是使它随着旋转而滚成桶形。上辊压入下辊的深度，既弹性层的变形量，是决定所形成弯曲半径的主要工艺参数。根据实验研究，压下量越大，板料弯曲半径越小；但当压下量达到某一数值时，弯曲半径趋于稳定，与压下量几乎无关，这是双辊卷板机工艺的一个重要特征。

双辊卷板机具有的优点：1.板料不需要预弯成形，因此生产率高；2.可以弯曲多种材料，机器结构简单。缺点：1.对于不同弯度的制品，需要跟换相适应的上棍，因而不适用多品种，小批量生产。 2.可弯曲的板料厚度系列受到一定限制，目前一般只能

用于 10mm 以下的板料。

2.1.2 方案 2 三辊卷板机

三辊卷板机是目前最普遍的一种卷板机。利用三辊滚弯原理，使板材弯曲成圆形，圆锥形或弧形工作。

1. 对称三辊卷板机特点

结构简单、紧凑，质量轻、易于制造、维修、投资小、两侧辊可以做的很近。形成较准确，但剩余直边大。一般对称三辊卷板机减小剩余直边比较麻烦。

2. 不对称三辊卷板机特点

剩余边小，结构简单，但坯料需要调头弯边，操作不方便，辊筒受力较大，弯卷能力较小。所谓理论剩余直边，就是指平板开始弯曲时最小力臂。其大小与设备及弯曲形式有关。如图 2.2 所示：

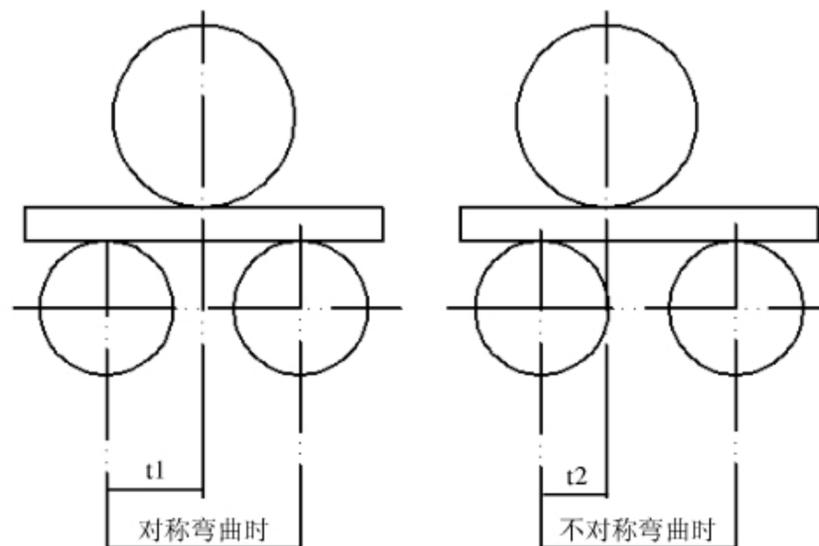


图 2.2 三辊卷板机工作原理图

对称式三辊卷板机剩余直边为两下辊中心距的一半。但为避免板料从滚筒间滑落，实际剩余直边常比理论值大。一般对称弯曲时为板厚 6~20 倍。由于剩余直边在校圆时难以完全消除，所以一般应对板料进行预弯，使剩余直边接近理论值。

不对称三辊卷板机，剩余直边小于两下辊中心的一半，如图 2.2 所示，它主要卷制薄筒（一般在 32×3000 以下）。

2.1.3 方案 3 四辊卷板机

其原理如图 2.3

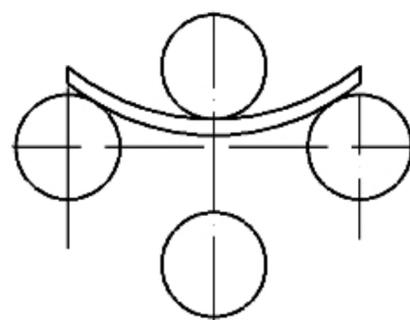


图 2.3 四辊卷板机

它有四个辊，上辊是主动辊，下辊可上下移动，用来夹紧钢板，两个侧辊可沿斜线升降，在四辊卷板机上可进行板料的预弯工作，它靠下辊的上升，将钢板端头压紧在上、下辊之间。再利用侧辊的移动使钢板端部发生弯曲变形，达到所需要。

它的特点是：板料对中方便，工艺通用性广，可以校正扭斜，错边缺陷，可以就位装配点焊。但滚筒多。质量体积大，结构复杂。上下辊夹持力使工件受氧化皮压伤严重。两侧辊相距较远，对称卷圆曲率不太准确，操作技术不易掌握，容易造成超负荷等误操作。

2.2 方案的确定

通过上节方案的分析，根据各种类型卷板机的特点，再根据三辊卷板机的不同类型所具有的特点，最后形成我的设计方案，12×2000 对称上调三辊卷板机。

双辊卷板机不需要预弯、结构简单，但弯曲板厚受限制，只适合小批量生产。四辊卷板机结构复杂造价又高。虽然三辊卷板机不能预弯，但是可以通过手工或其它方法进行预弯。

2.3 本章小结

通过几种运动方案的分析，双辊卷板机虽然不需要预弯，但只适合小批量生产，而且弯曲板厚受限制。四辊卷板机通用性广，但其质量体积大而且操作技术不易掌握。对称三辊卷板结构简单、紧凑、质量轻、易于制造等优点。经过相比较下最终决定采用三辊卷板机。

第 3 章 传动设计

对称上调式三辊卷板机如图 3.1 所示：

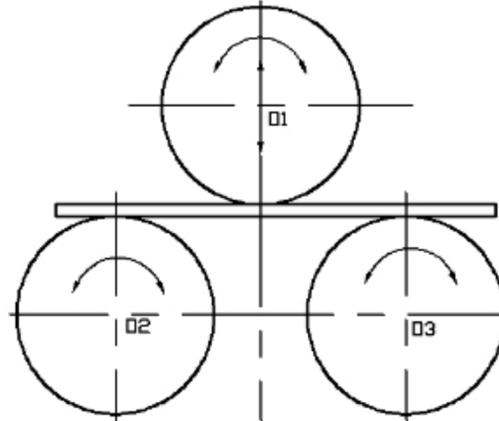


图 3.1 对称上调式三辊卷板机

它是以两个下辊为主动轮，由主动机、联轴器、减速器及开式齿轮副驱动。上辊工作时，由于钢板间的摩擦力带动。同时作为从动轴，起调整挤压的作用。由单独的传动系统控制，主要组成是：上辊升降电动机、减速器、蜗轮副、螺母。工作时，由蜗轮副转动蜗轮内螺母，使螺杆及上辊轴承座作升降运动。两个下辊可以正反两个方向转动，在上辊的压力下下辊经过反复的滚动，使板料达到所需要的曲率，形成预计的形状。

3.1 传动方案的分析

卷板机传动系统分为两种方式：

3.1.1 齿轮传动

电动机传出的扭距通过一个有保护作用的联轴器，传入一个有分配传动比的减速器，然后功过连轴器传入开式齿轮副，进入带动两轴的传动。如图 3.2 所示。

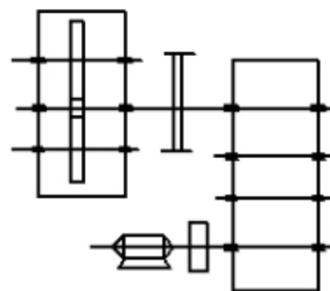


图 3.2 齿轮式传动系统图

这种传动方式的特点是：工作可靠，使用寿命长，传动准确，效率高，结构紧凑，功率和速度适用范围广等。

3.1.2 皮带传动

由电动机的转距通过皮带传入减速器直接传入主动轴。如图 3.3 所示：

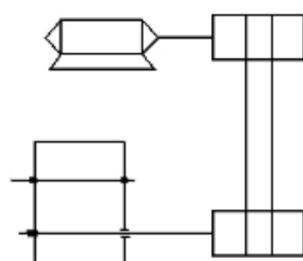


图 3.3 皮带式传动系统图

这种传动方式具有传动平稳，噪音下的特点，同时以起过载保护的作用，这种传动方式主要应用于具有一个主动辊的卷板机。

3.2 传动系统的确定

鉴于上节的分析，考虑到所设计的是三辊卷板机，具有两个主动辊，而且要求结构紧凑，传动准确，所以选用齿轮传动。

3.2.1 主传动系统的确定

传动系统如图 3.4 所示：

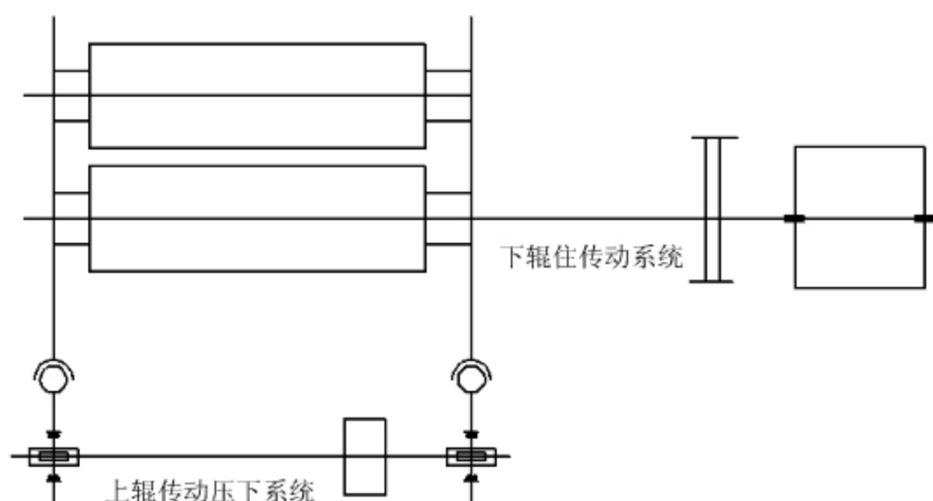


图 3.4 传动系统图

所以选用了圆柱齿轮减速器，减速比 $i=134.719$ ，减速器通过联轴器和齿轮副带动两个下辊工作。

3.2.1 副传动系统的确定

为调整上下辊间距，由上辊升降电动机通过减速器，蜗轮副传动蜗轮内螺母，使螺杆及上辊轴承座升降运动，为使上辊、下辊轴线相互平行，有牙嵌离合器和器以备调整，副传动系统如图 3.4 所示。

需要卷制锥筒时，把离合和器上的定位螺钉松开，然后使蜗轮空转达到只升降左机架中升降丝杆的目的。

3.3 本章小结

收集资料对各种运动方式进行分析，在结合三辊卷板机的运动特点和工作的可靠性，最后主传动采用齿轮传动，副传动采用蜗轮蜗杆传动。

第 4 章 动力设计

4.1 主电机的选择和计算

4.1.1 上下辊的参数选择计算

1. 已知设计参数

加工板料: Q235-A^[1] 屈服强度: $\sigma_s=235\text{MPa}$ 抗拉强度: $\sigma_b=420\text{MPa}$

辊材: 50Mn 屈服强度: $\sigma_s=930\text{MPa}$ 抗拉强度: $\sigma_b=1080\text{MPa}$

硬度: $\text{HBS} \leq 229\text{HB}$

板厚: $s=6\sim 12\text{mm}$ 板宽: $b=2000\text{mm}$

滚筒与板料间的滑动摩擦系数: $m=0.18$ 滚筒与板料间的滚动摩擦系数: $f=0.8$

无油润滑轴承的滑动摩擦系数: $m'=0.05$ 板料截面形状系数: $K_1=1.5$

板料相对强化系数: $K_0=11.6$ 板料弹性模量: $E=2.06 \times 10^6\text{MPa}$

卷板速度: $V \geq 6\text{m/min}$

2. 确定卷板机基本参数^[14]

下辊中心距: $t=(12\sim 40)s=390\text{mm}$ 上辊直径: $D_a=\left(\frac{1}{1.3}\sim \frac{1}{1.1}\right)t=300\text{mm}$

下辊直径: $D_c=(0.8\sim 0.9)D_a=240\text{mm}$ 上辊轴直径: $d_a=(0.5\sim 0.6)D_a=180\text{mm}$

下辊轴直径: $d_c=(0.5\sim 0.6)D_c=130\text{mm}$ 最小卷圆直径: $D_n=(1.25\sim 2.5)D_a=600\text{mm}$

筒体回弹前内径: $D'_n = \frac{D}{1+2(K_1+SK_2/2D)\frac{\delta_s D}{ES}} = 506.607\text{mm}$

4.1.2 主电机的功率确定

因在卷制板材时, 板材不同成形量所需的电机功率也不相同, 所以要确定主电机功率, 板材成形需按四次成形计算:

1. 成形 40% 时

1) 板料变形为 40% 的基本参数

$$D'_{0.4} = D'_n = \frac{506.607}{0.4} = 1266.518\text{mm}$$

$$R'_{0.4} = \frac{D_{n0.4} + S}{2} = \frac{1266.518 + 12}{2} = 639.259 \text{ mm}$$

$$\sin \alpha_{0.4} = \frac{t/2}{R'_{0.4} + \frac{s}{2} + \frac{D_c}{2}} = \frac{390/2}{639.259 + 6 + 120} = 0.235$$

$$\text{tg} \alpha_{0.4} = 0.242$$

2) 板料由平板开始弯曲时的初始弯矩 M_1

$$M_1 = K_1 W \delta_s = 1.5 \times 4.8 \times 10^4 \times 235 = 1.692 \times 10^7 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

W 为板材的抗弯截面模量。 $W = \frac{BS^2}{6} = \frac{2000 \times 12^2}{6} = 4.8 \times 10^4$

3) 板料变形 40% 时的最大弯矩 $M_{0.4}$

$$M_{0.4} = (K_1 + \frac{K_0 S}{2R'_{0.4}}) W \times \delta_s = (1.5 + \frac{11.6 \times 12}{2 \times 639.259}) \times 4.8 \times 10^4 \times 235 = 1.815 \times 10^7 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

4) 板料从 R'_∞ 卷制到 $R'_{0.4}$ 时的变形弯矩 M_{n1}

$$\begin{aligned} M_{n1} &= (M_1 + M_{0.4}) \left(\frac{1}{R'_{0.4}} - \frac{1}{R'_0} \right) \frac{D_c}{4} \\ &= (1.692 + 1.815) \times 10^7 \times \left(\frac{1}{639.259} - \frac{1}{\infty} \right) \times \frac{240}{4} = 3.292 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm} \end{aligned}$$

上辊受力:

$$P_{a0.4} = \frac{2M_{0.4}}{\left(R'_{0.4} + \frac{S}{2} \right) \text{tg} \alpha_{0.4}} = \frac{2 \times 1.815 \times 10^7}{(639.259 + 6) \times 0.242} = 2.325 \times 10^5 \text{ kgf}$$

下辊受力:

$$P_{c0.4} = \frac{M_{0.4}}{\left(R'_{0.4} + \frac{S}{2} \right) \text{Sin} \alpha_{0.4}} = \frac{1.815 \times 10^7}{(639.259 + 6) \times 0.235} = 1.197 \times 10^5 \text{ kgf}$$

5) 消耗于摩擦的摩擦阻力矩 M_{n2}

$$M_{n2} = f (P_{a0.4} + 2P_{c0.4}) + m' P_a \frac{d_a}{2} \frac{D_c}{D_a} + m' P_c d_c$$

$$= 0.8 \times (2.325 + 1.192 \times 2) \times 10^5 + 0.06 \times 2.325 \times 10^5 \times \frac{180}{2} \times \frac{240}{300} + 0.06 \times 1.197 \times 10^5 \times 130$$

$$= 2.315 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

6) 板料送进时的摩擦阻力矩 M_T

$$M_T = f(P_a + 2P_c) + m'P_a \frac{D_c}{D_a} \frac{d_a}{2}$$

$$= 0.8 \times (3.292 + 2.325 \times 2) \times 10^5 + 0.06 \times 3.292 \times 10^5 \times \frac{180}{2} \times \frac{240}{300} = 1.381 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

7) 拉力在轴承中所引起的摩擦阻力矩 M_{n3}

$$M_{n3} = \frac{(M_{n1} + M_T) \times m' d_c}{D_c} = (32.92 + 13.81) \times 10^5 \times 0.06 \times \frac{130}{240} = 1.519 \times 10^5 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

8) 卷板机送进板料时的总力矩 M_p

$$M_p = mP_c D_c = 0.18 \times 1.197 \times 10^5 \times 240 = 5.171 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

9) 卷板机空载时的扭矩 M_{n4} :

G_1 : 板料重量 G_1 :

$$G_1 = \left[\pi \left(\frac{D_n}{2} + \frac{S}{2} \right)^2 - \pi \left(\frac{D_n}{2} - \frac{S}{2} \right)^2 \right] \times b \times 7.8 \times 10^{-6}$$

$$= \left[\pi \left(\frac{600}{2} + \frac{12}{2} \right)^2 - \pi \left(\frac{600}{2} - \frac{12}{2} \right)^2 \right] \times 2000 \times 7.8 \times 10^{-6} = 588.106 \text{ kg}$$

G_2 : 联轴器的重量^[8]: 选 ZL10, $G_2 = 180.9 \text{ kg}$

G_3 : 下辊重量:

$$G_3 = 2\rho v = 2 \times 7.8 \times 10^{-6} \times \pi \times \left(\frac{240}{2} \right)^2 \times 2500 = 1764.318 \text{ kg}$$

$$M_{n4} = m'(G_1 + G_2 + G_3) \times \frac{d_c}{2}$$

$$= 0.06 \times (588.106 + 180.9 + 1764.318) \times \frac{130}{2} = 9.88 \times 10^3 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

10) 卷板时板料不打滑的条件:

$$M_{n1} + M_T + M_{n4} < M_p$$

$$M_{n1} + M_T + M_{n4} = 3.292 \times 10^6 + 1.381 \times 10^6 + 9.88 \times 10^3 = 4.682 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

$$M_p = 5.171 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

因为 $M_{n1} + M_T + M_{n4} < M_p$ ，所以满足。

11) 驱动功率:

$$M_n = M_{n1} + M_{n2} + M_{n3} + M_{n4} = 5.769 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

$$\begin{aligned} N_q &= [M_n + \sum P(f + \mu \frac{d}{2})] \frac{2V}{D_c \eta} \\ &= [5.769 \times 10^6 + 3.522 \times 10^5 (0.8 + 0.06 \times 75)] \frac{2 \times 0.1}{240 \times 0.8} = 7.954 \text{ kw} \end{aligned}$$

2. 成形 70% 时

1) 板料成型 70% 的基本参数

$$D_{0.7}' = \frac{D_n'}{0.7} = \frac{506.607}{0.7} = 723.724 \text{ mm}$$

$$R_{0.7}' = \frac{D_{n0.7}' + S}{2} = 367.862 \text{ mm}$$

$$\sin \alpha_{0.7} = \frac{t/2}{R_{0.7}' + \frac{S}{2} + \frac{D_c}{2}} = \frac{390/2}{367.862 + 6 + 120} = 0.395$$

$$\text{Tg} \alpha_{0.7} = 0.429$$

2) 板料变形 70% 时的最大弯矩 $M_{0.7}$

$$\begin{aligned} M_{0.7} &= \left(K + \frac{K_0 S}{2 \times R_{0.7}'} \right) W \sigma_s = \left(1.5 + \frac{11.6 \times 12}{2 \times 367.862} \right) \times 4.8 \times 10^4 \times 235 \\ &= 1.905 \times 10^7 \text{ kgf}\cdot\text{mm} \end{aligned}$$

$$P_{a0.7}' = \frac{2M_{0.7}}{\left(R_{0.7}' + \frac{S}{2} \right) \text{Tg} \alpha_{0.7}} = \frac{2 \times 1.905 \times 10^7}{\left(367.862 + \frac{12}{2} \right) \times 0.429} = 2.376 \times 10^5 \text{ kgf}$$

$$P_{c0.7}' = \frac{M_{0.7}}{\left(R_{0.7}' + \frac{S}{2} \right) \sin \alpha_{0.7}} = \frac{1.905 \times 10^7}{\left(367.862 \times \frac{12}{2} \right) \times 0.395} = 1.289 \times 10^5 \text{ kgf}$$

3) 板料从 $R'_{0.4}$ 变化到 $R'_{0.7}$ 时的板料变形弯矩 M_{n1}

$$M_{n1} = (M_{n0.4} + M_{0.7}) \left(\frac{1}{R_{0.7}} - \frac{1}{R_{0.4}} \right) \frac{D_c}{4}$$

$$= (1.851 + 1.905) \times 10^7 \times \left(\frac{1}{367.862} - \frac{1}{639.259} \right) \times \frac{240}{4} = 2.601 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

4) 消耗于摩擦的扭矩 M_{n2}

$$M_{n2} = f(P_a' + 2P_c') + M'P_a' \frac{d_a}{2} \times \frac{D_c}{D_a} + M'P_c'd_c$$

$$= 0.8 \times (2.376 + 2 \times 1.289) \times 10^5 + 0.06 \times 2.376 \times \frac{180}{2} \times \frac{240}{300} \times 10^5 + 0.06 \times 1.289 \times 130 \times 10^5$$

$$= 2.428 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

5) 板料送进时的摩擦阻力矩 M_T

$$M_T = f(P_a' + 2P_c') + M'P_a' \frac{d_c}{2} \times \frac{D_c}{D_a}$$

$$= 0.8 \times (2.736 + 2 \times 1.289) \times 10^5 + 0.06 \times 2.736 \times \frac{180}{2} \times \frac{240}{300} \times 10^5 = 1.423 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

6) 拉力在轴承中所引起的摩擦损失 M_{n3}

$$M_{n3} = (M_{n1} + M_T) m' \frac{d_c}{D_c} = (2.601 \times 10^6 + 1.423 \times 10^6) \times 0.06 \times \frac{130}{240} = 1.308 \times 10^5 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

7) 机器送进板料时的总力矩 M_p

$$M_p = MP_c D_c = 0.18 \times 1.289 \times 10^5 \times 240 = 5.568 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

8) 卷板机空载时的扭矩 $M_{n4} = 9.88 \times 10^3 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$

9) 板料不打滑的条件

$$M_{n1} + M_{n4} + M_T = 2.601 \times 10^6 + 9.88 \times 10^3 + 1.423 \times 10^6 = 4.033 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

因 $M_{n1} + M_{n4} + M_T < M_p$ ，所以满足。

10) 驱动功率

$$M_n = M_{n1} + M_{n2} + M_{n3} + M_{n4}$$

$$= (2.601 + 2.428 + 0.1308 + 0.00988) \times 10^6 = 5.169 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

$$N_q = [M_n + \sum P(f + \mu \frac{d}{2})] \frac{2V}{D_c \eta}$$

$$= [5.169 \times 10^6 + 3.665 \times 10^5 (0.8 + 0.06 \times 75)] \frac{2 \times 0.1}{240 \times 0.8} = 7.408 \text{ kw}$$

3.成形 90%时

1) 板料成型 90%的基本参数

$$D_{0.9}' = \frac{D_n'}{0.9} = \frac{506.607}{0.9} = 562.899 \text{ mm}$$

$$R_{0.9}' = \frac{562.899 + 12}{2} = 287.45 \text{ mm}$$

$$\text{Sin} \alpha_{0.9} = \frac{t/2}{R_{0.9}' + \frac{S}{2} + \frac{D_c}{2}} = 0.472$$

$$\text{Tg} \alpha_{0.9} = 0.535$$

2) 板料变形为 90%时的最大弯矩 $M_{0.9}$

$$M_{0.9} = \left(K_1 + \frac{K_0 S}{2R_{0.9}'} \right) W \sigma_s = \left(1.5 + \frac{11.6 \times 12}{2 \times 287.45} \right) \times 4.8 \times 10^4 \times 235 = 1.965 \times 10^7 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$P_{a0.9}' = \frac{2M_{0.9}}{\left(R_{0.9}' + \frac{S}{2} \right) \text{Tg} \alpha_{0.9}} = \frac{2 \times 1.965 \times 10^7}{\left(287.45 + \frac{12}{2} \right) \times 0.535} = 2.503 \times 10^5 \text{ kgf}$$

$$P_{c0.9} = \frac{M_{0.9}}{\left(R_{0.9}' + \frac{S}{2} \right) \text{Sin} \alpha_{0.9}} = \frac{1.965 \times 10^7}{\left(287.45 + \frac{12}{2} \right) \times 0.472} = 1.419 \times 10^5 \text{ kgf}$$

3) 板料从 $R'_{0.7}$ 变化到 $R'_{0.9}$ 时的板料变形弯矩 M_{n1}

$$M_{n1} = (M_{0.7} + M_{0.9}) \left(\frac{1}{R_{0.9}} - \frac{1}{R_{0.7}} \right) \frac{D_c}{4}$$

$$= (1.905 + 1.965) \times 10^7 \times \left(\frac{1}{287.45} - \frac{1}{367.862} \right) \times \frac{240}{4}$$

$$= 1.766 \times 10^6 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

4) 消耗于摩擦的扭矩 M_{n2}

$$\begin{aligned}
 M_{n2} &= f(P_a' + 2P_c') + mP_a' \frac{d_a}{2} \times \frac{D_c}{D_a} + mP_c' d_c \\
 &= 0.8 \times (2.503 + 1.419 \times 2) \times 10^5 + 0.06 \times 2.503 \times 10^5 \times \frac{180}{2} \times \frac{240}{300} + 0.06 \times 1.419 \times 10^5 \times 130 \\
 &= 2.615 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}
 \end{aligned}$$

5) 板料送进时的摩擦阻力矩 M_T

$$\begin{aligned}
 M_T &= f(P_a + 2P_c) + m'P_a \frac{D_c}{D_a} \frac{d_a}{2} \\
 &= 0.8 \times (2.503 + 1.419 \times 2) \times 10^4 + 0.06 \times 2.503 \times 10^5 \times \frac{180}{2} \times \frac{240}{300} \\
 &= 1.509 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}
 \end{aligned}$$

6) 拉力在轴承中所引起的摩擦损失 M_{n3}

$$M_{n3} = \frac{(M_{n1} + M_T) \times M' d_c}{D_c} = (1.766 + 1.509) \times 10^6 \times 0.06 \times \frac{130}{240} = 1.064 \times 10^5 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

7) 机器送进板料时的总力矩 M_p

$$M_p = MP_c D_c = 0.18 \times 1.149 \times 10^5 \times 240 = 4.964 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

8) 卷板机空载时的扭矩 M_{n4}

$$M_{n4} = 9.88 \times 10^3 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

9) 卷制时板料不打滑的条件: $M_{n1} + M_T + M_{n4} < M_p$

$$M_{n1} + M_T + M_{n4} = 1.766 \times 10^6 + 1.509 \times 10^6 + 9.88 \times 10^3 = 3.285 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

$$M_p = 4.964 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

因 $M_{n1} + M_{n4} + M_T < M_p$, 所以满足。

10) 驱动功率

$$\begin{aligned}
 M_n &= M_{n1} + M_{n2} + M_{n3} + M_{n4} \\
 &= (17.66 + 26.15 + 1.064 + 0.0988) \times 10^5 = 4.497 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 N_q &= [M_n + \sum P(f + \mu \frac{d}{2})] \frac{2V}{D_c \eta} \\
 &= [4.497 \times 10^6 + 4.468 \times 10^5 (0.8 + 0.06 \times 75)] \frac{2 \times 0.1}{240 \times 0.8} = 7.151 \text{ kw}
 \end{aligned}$$

4. 成形 100% 时

1) 板料成型 100% 的基本参数

$$D_{1.0}' = 506.607 \text{ mm} \quad R_{1.0}' = 259.304 \text{ mm}$$

$$\text{Sin} \alpha_{1.0} = \frac{t/2}{R_{1.0}' + \frac{S}{2} + \frac{D_c}{2}} = 0.506$$

$$\text{Tg} \alpha_{1.0} = 0.587$$

2) 板料变形为 100% 时的最大弯矩 $M_{1.0}$

$$M_{1.0} = \left(K + \frac{K_0 S}{2R_{1.0}'} \right) W \sigma_s = \left(1.5 + \frac{11.6 \times 12}{2 \times 259.304} \right) \times 4.8 \times 10^4 \times 235 = 1.995 \times 10^7 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

3) 板料从 $R'_{0.9}$ 变化到 $R'_{1.0}$ 时的板料变形弯矩 M_{n1}

$$\begin{aligned}
 M_{n1} &= (M_{n0.9} + M_{1.0}) \left(\frac{1}{R_{1.0}'} - \frac{1}{R_{0.9}'} \right) \frac{D_c}{4} \\
 &= (1.965 + 1.995) \times 10^7 \times \left(\frac{1}{259.304} - \frac{1}{287.45} \right) \times \frac{240}{4} = 8.972 \times 10^5 \text{ kgf} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

$$P_{a1.0}' = \frac{2M_{1.0}}{\left(R_{1.0}' + \frac{S}{2} \right) \text{Tg} \alpha_{1.0}} = \frac{2 \times 1.995 \times 10^7}{\left(259.304 + \frac{12}{2} \right) \times 0.506} = 2.972 \times 10^5 \text{ kgf}$$

$$P_{c1.0} = \frac{M_{1.0}}{\left(R_{1.0}' + \frac{S}{2} \right) \text{Sin} \alpha_{1.0}} = \frac{1.995 \times 10^7}{\left(259.304 + \frac{12}{2} \right) \times 0.587} = 1.281 \times 10^4 \text{ kgf}$$

4) 消耗于摩擦的扭矩 M_{n2}

$$\begin{aligned}
 M_{n2} &= f(P_a' + 2P_c') + m' P_a' \frac{d_a}{2} \times \frac{D_c}{D_a} + m' P_c' d \\
 &= 0.8 \times (2.972 + 1.281 \times 2) \times 10^5 + 0.06 \times 2.972 \times 10^5 \times \frac{180}{2} \times \frac{240}{300} + 0.06 \times 1.281 \times 10^5 \times 130
 \end{aligned}$$

$$= 2.725 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

5) 板料送进时的摩擦阻力矩 M_T

$$\begin{aligned} M_T &= f(P_a + 2P_c) + m'P_a \frac{D_c}{D_a} \frac{d_a}{2} \\ &= 0.8 \times (2.972 + 1.281 \times 2) \times 10^5 + 0.06 \times 2.972 \times 10^5 \times \frac{180}{2} \times \frac{240}{300} \\ &= 1.727 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm} \end{aligned}$$

6) 拉力在轴承中所引起的摩擦损失 M_{n3}

$$M_{n3} = \frac{(M_{n1} + M_T) \times m' d_c}{D_c} = (8.972 + 17.27) \times 10^5 \times 0.06 \times \frac{130}{240} = 8.529 \times 10^4 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

7) 机器送进板料时的总力矩 M_p

$$M_p = MP_c D_c = 0.18 \times 1.281 \times 10^5 \times 240 = 5.534 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

8) 空载时的扭矩 $M_{n4} = 9.88 \times 10^3 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$

9) 板料不打滑的条件

$$M_{n1} + M_T + M_{n4} < M_p$$

$$M_{n1} + M_{n4} + M_T = 8.972 \times 10^5 + 9.88 \times 10^3 + 1.727 \times 10^6 = 2.634 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

$$M_p = 5.534 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

因为 $M_{n1} + M_{n4} + M_T < M_p$ ，所以满足。

10) 驱动功率

$$\begin{aligned} M_n &= M_{n1} + M_{n2} + M_{n3} + M_{n4} \\ &= (8.972 + 27.25 + 8.529 + 0.0988) \times 10^5 = 4.485 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_q &= [M_n + \sum P(f + \mu \frac{d}{2})] \frac{2V}{D_c \eta} \\ &= [4.485 \times 10^6 + 4.253 \times 10^5 (0.8 + 0.06 \times 75)] \frac{2 \times 0.1}{240 \times 0.8} = 7.019 \text{ kw} \end{aligned}$$

综合上述的计算结果总汇与表 4.1

表 4.1 计算结果总汇

成形量 计算结果	40%	70%	90%	100%
筒体直径 (mm)	1266.518	723.724	562.899	506.607
筒体曲率半径 R'(mm)	639.259	367.862	287.45	259.304
初始变形弯矩 M ₁ (kgf·mm)	1.692 × 10 ⁷			
材料受到的最大变形 弯矩 M(kgf·mm)	1.815 × 10 ⁷	1.905 × 10 ⁷	1.965 × 10 ⁷	1.995 × 10 ⁷
上辊受力 P _a (kgf)	2.325 × 10 ⁵	2.376 × 10 ⁵	2.503 × 10 ⁵	2.972 × 10 ⁵
下辊受力 P _c (kgf)	1.197 × 10 ⁵	1.289 × 10 ⁵	1.419 × 10 ⁵	1.281 × 10 ⁵
材料变形弯矩 M _{n1} (kgf·mm)	3.292 × 10 ⁶	1.869 × 10 ⁶	1.766 × 10 ⁶	8.972 × 10 ⁵
摩擦阻力扭矩 M _{n2}	2.321 × 10 ⁶	2.428 × 10 ⁶	2.615 × 10 ⁶	2.725 × 10 ⁶
材料送进时摩擦阻力 扭矩 M _T	1.381 × 10 ⁶	1.423 × 10 ⁶	1.509 × 10 ⁶	1.727 × 10 ⁶
空载力矩 M _{n4}	9.88 × 10 ³			
拉力引起摩擦扭矩 M _{n3}	1.519 × 10 ⁵	1.308 × 10 ⁵	1.064 × 10 ⁵	8.529 × 10 ⁴
M _{n1} +M _T + M _{n4}	4.682 × 10 ⁶	4.033 × 10 ⁶	3.285 × 10 ⁶	2.634 × 10 ⁶
总力矩 M _p	5.171 × 10 ⁶	5.568 × 10 ⁶	4.964 × 10 ⁶	5.534 × 10 ⁶
驱动力矩 M _n	5.769 × 10 ⁶	5.119 × 10 ⁶	4.497 × 10 ⁶	4.485 × 10 ⁶
驱动功率 N _{qc} (kw)	7.954	7.408	7.151	7.019

5. 主电机的选择:

由表 4.1 可知, 成形量为 40% 时所需的驱动功率最大, 考虑工作机的安全系数, 电动机的功率选 11kw。

因 YZ 系列电机具有较大的过载能力和较高的机械强度, 特别适用于短时或断续周期运行、频繁启动和制动、正反转且转速不高、有时过负荷及有显著的振动与冲出的设备。其工作特性明显优于 Y 系列电机, 故选 YZ160L—6 型电机, 其参数如下:

$$N = 11\text{kw}; \quad r = 953\text{r/min}; \quad F_a = 40\%; \quad G = 160\text{kw}。$$

升降电动机选择 YD 系列变极多速三相异步电动机，能够简化变速系统和节能。
故选择 YD90S—6/4，其参数如下：

$$N=0.65\text{kw}; \quad r=1000\text{r/min}; \quad G=15\text{kg}。$$

4.2 上辊的设计计算校核

4.2.1 上辊结构设计及受力图

由上部分计算可知辊筒在成形 100% 时受力最大：

$$P_c = 2.972 \times 10^5 \text{ kgf} \quad P_a = 1.281 \times 10^5 \text{ kgf}$$

故按 $P_{a\max}$ 计算，其受力图 4.1：

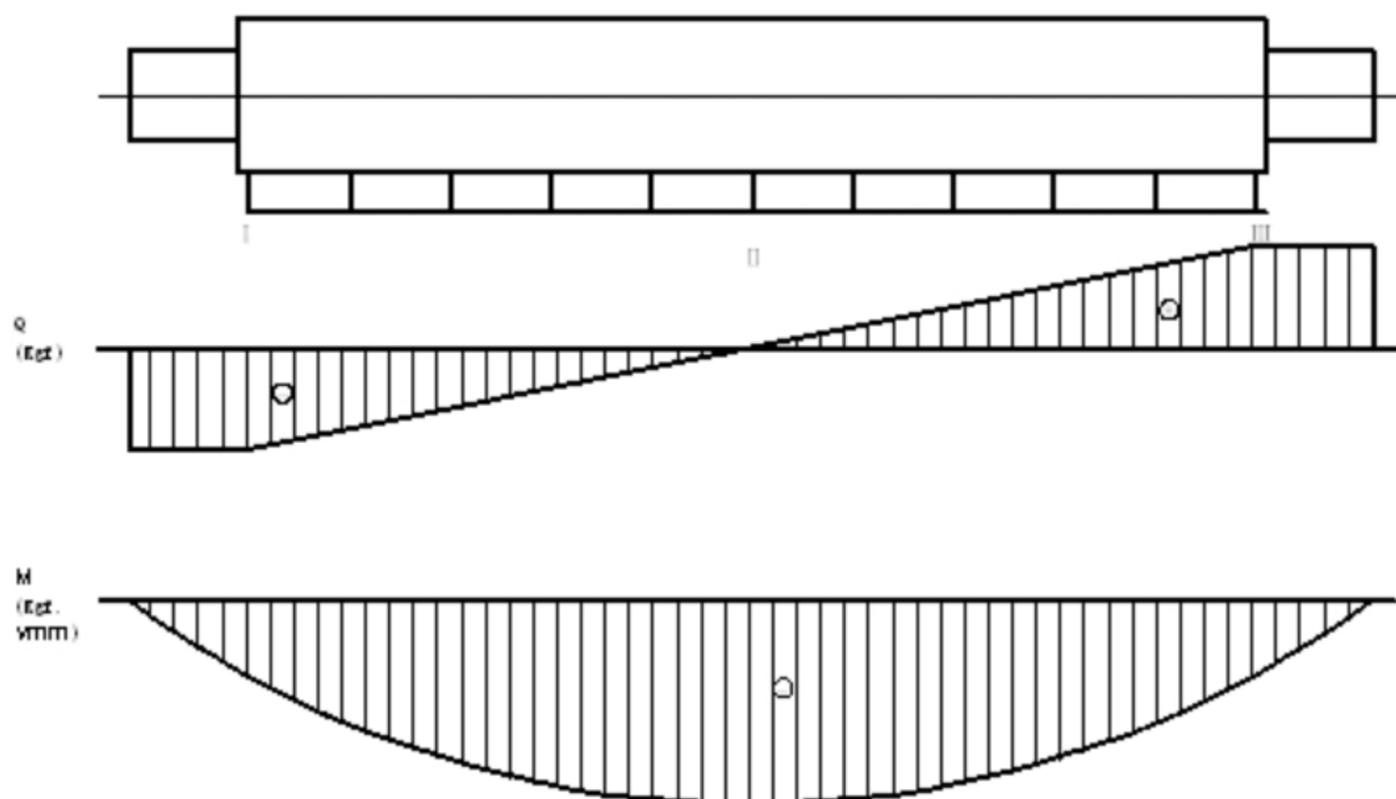


图 4.1 辊筒受力图

4.2.2 刚度校核

挠度^[1]：
$$f = \frac{PL^3}{384EI} \left[8 - 4\left(\frac{b}{L}\right)^2 + \left(\frac{b}{L}\right)^3 \right]$$

确定公式各参数：

$$I_a = \frac{\pi D^4}{64} = \pi \times \frac{300^4}{64} = 3.976 \times 10^8 \text{ mm}^4 \quad (I_a \text{ 为轴截面的惯性矩})$$

$$P_a = 2.972 \times 10^5 \text{ kgf} \quad E = 2.06 \times 10^6 \text{ kgf/m} \quad b = 2000 \text{ mm} \quad L = 2470 \text{ mm}$$

得：
$$f_a = \frac{PL^3}{384EI} \left[8 - 4\left(\frac{b}{L}\right)^2 + \left(\frac{b}{L}\right)^3 \right]$$

$$= \frac{2.972 \times 10^5 \times 2470^3}{384 \times 2.06 \times 10^6 \times 3.976 \times 10^8} \left[8 - 4 \times \left(\frac{2000}{2470} \right)^2 + \left(\frac{2000}{2470} \right)^3 \right] = 0.081$$

$$[f_a] = \frac{L}{1000} = 3$$

因为 $f_a < [f_a]$ ，所以上辊刚度满足要求。

4.2.3 上辊强度校核

危险截面为 I、II、III，因 I、III 相同，且 $M_I > M_{III}$ ，所以只需校核 I、II 处：

$$\begin{aligned} \text{I:} \quad M_I &= \frac{P_a}{2} \times 235 = 3.492 \times 10^7 \text{ kgf}\cdot\text{mm} \\ \sigma_{\max} &= \frac{M_I}{W} = \frac{3.492 \times 10^7}{\frac{\pi D^3}{32}} = 13.172 \text{ kgf/mm}^2 \end{aligned}$$

$$W \text{ 为抗弯截面系数。} \quad W = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi \times 300^3}{32} = 2.651 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_0 = 49 \text{ kgf/mm}^2 \quad n_I = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}} = 3.72 > 1$$

$$\text{II:} \quad M_{II} = \frac{P_a}{2} \frac{L}{2} - \frac{P_a}{2L} \left(\frac{L}{2} - 235 \right)^2 = 1.078 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{II}}{W} = 0.414 \text{ kgf/mm}^2 \quad n_{II} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}} = \frac{49}{0.414} = 118.357 \gg 1$$

故安全，强度合乎条件。

4.2.4 疲劳强度安全强度校核

$$50Cr^{[1]}: \quad \sigma_b = 1080 \text{ Mpa} = 108 \text{ kgf/mm}^2 \quad \sigma_s = 93 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_{-1} = 0.2(\sigma_a + \sigma_b) + 100 = 50.2 \text{ kgf/mm}^2$$

在截面 I、II 处 $M_I < M_{II}$ ，所以只需校核 II、III 处：

$$\text{II 处: } r=0 \quad \frac{D}{d} = \frac{300}{300} = 1 \quad \frac{r}{d} = 0$$

$$\text{由}^{[1]}\text{得 } S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S]$$

因上辊转矩 $T=0$, 故:
$$S = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \sigma_{\alpha} + \varphi_{\sigma} \sigma_m}$$

应力集中系数^[1] $K_{\sigma} = 1.66$ $[S] = 1.2 \sim 1.5$ 表面质量系数 $\beta = 1.8$

尺寸影响系数 $\varepsilon_{\tau} = 0.60$ 弯曲平均应力 $\sigma_m = 0$

$$\sigma_{\alpha} = \frac{M \max}{W} = \frac{5.542 \times 10^6}{2.651 \times 10^6} = 20.905 \text{ MPa}$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \sigma_{\alpha} + \varphi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{502}{\frac{1.66 \times 20.950}{1.8 \times 0.60}} = 15.59 > [S]$$

III处: $K_{\sigma} = 1.66$ $\beta = 1.8$ $\varepsilon_{\tau} = 0.6$

$$M_{\text{III}} = \frac{P_a}{2} \times 235 = 3.094 \times 10^7 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{\alpha} = \frac{M \max}{W} = \frac{3.492 \times 10^7}{2.651 \times 10^6} = 131.72 \text{ MPa}$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \sigma_{\alpha} + \varphi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{502}{\frac{1.66 \times 131.72}{1.8 \times 0.60}} = 2.479 > [S]$$

故: 疲劳强度满足条件。

4.2.5 上辊在卸料时的校核

根据上辊的受力情况, 只需考虑弯曲强度即可, 卸料时其受力如下图 4.2:

板重:
$$G_1 = \left[\pi \left(\frac{D_n}{2} + \frac{S}{2} \right)^2 - \pi \left(\frac{D_n}{2} - \frac{S}{2} \right)^2 \right] \times b \times 7.8 \times 10^{-6} = 588.106 \text{ kg}$$

上辊重:
$$G_2 = \rho \cdot v = 7.8 \times 10^{-9} \times \pi \times \left(\frac{300}{2} \right)^2 \times 2040 = 1124.53 \text{ kg}$$

总重:
$$G_1 + G_2 = 1712.636 \text{ kg}$$

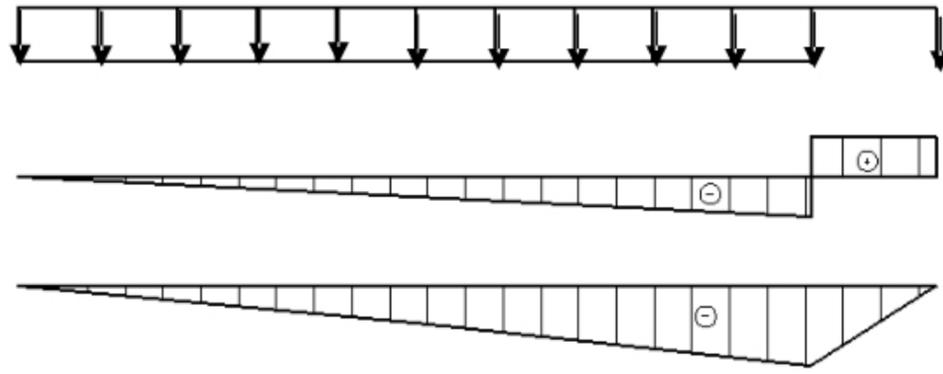


图 4.2 上辊卸料受力图

由受力图 4.2 可知：

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{4.027 \times 10^5}{\pi 180^3 / 32} = 0.703 \text{ MPa} \quad n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}} = \frac{18}{0.703} = 25.604$$

故：卸料时弯曲强度满足。

4.3 下辊设计计算及校核

4.3.1 下辊结构及受力图

下辊受力如图 4.3

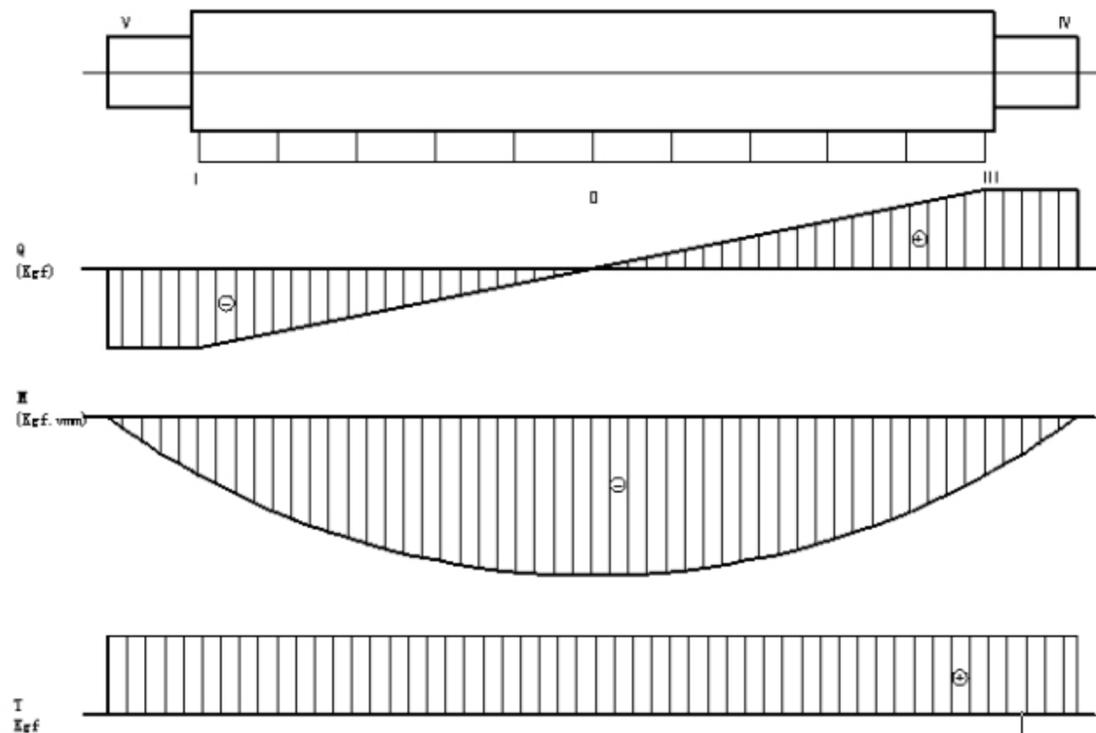


图 4.3 下辊受力图

受力： $F_{R1} = F_{R2} = \frac{P_c}{2} = \frac{1.281}{2} \times 10^5 = 6.405 \times 10^4 \text{ kgf}$ 主电机 $P = 11 \text{ kw}$

齿轮啮合效率： $\eta_1 = 0.97$ 联轴器效率： $\eta_2 = 0.98$ 轴承效率： $\eta_3 = 0.98$

总传动效率： $\eta = \eta_1^3 \eta_3^3 \eta_2^2 = 0.85$ $V = 6 \text{ m/min}$ $n = \frac{6000}{\pi \times 240} = 7.958 \text{ r/min}$

转矩： $T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{11 \times 0.85}{7.958} = 1.122 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{m} = 1.122 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$

$M_l = F_{R1} \times 215 = 6.405 \times 10^4 \times 215 = 1.377 \times 10^7 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$

$$M_{II} = F_{R1} \frac{2470}{2} - \frac{F_R}{2470} \left(\frac{2470}{2} - 215 \right)^2 = 5.212 \times 10^7 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

4.3.2 下辊刚度校核:

挠度^[5]:

$$f_c = \frac{PL^3}{384EI} \left[8 - 4 \left(\frac{b}{L} \right)^2 + \left(\frac{b}{L} \right)^3 \right]$$

I 为轴截面的惯性矩:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = \pi \times 240^4 / 64 = 1.629 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

$$P_c = 1.281 \times 10^5 \text{ kgf} \quad b = 2000 \text{ mm} \quad E = 2.06 \times 10^4 \text{ kgf/m} \quad L = 2470 \text{ mm}$$

$$f_c = \frac{PL^3}{384EI} \left[8 - 4 \left(\frac{b}{L} \right)^2 + \left(\frac{b}{L} \right)^3 \right] = 0.885 \text{ mm} \quad [f_c] = 0.0005L = 1.235 \text{ mm} \quad f_c < [f_c]$$

故: 安全。

4.3.3 下辊弯曲强度校核:

由受力图知弯曲强度危险截面在 II、III 处^[5]:

II 处:

$$M_{II} = 5.219 \times 10^7 \text{ kgf}\cdot\text{mm} \quad T_2 = 1.122 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

$$M_{caII} = \sqrt{M_{II}^2 + (\alpha T_{II})^2} = 5.220 \times 10^7 \text{ kgf}\cdot\text{mm} \quad (\alpha = 1)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{caII}}{\frac{\pi d_c^3}{32}} = \frac{5.220 \times 10^7 \times 32}{\pi \times 240^3} = 38.46 \text{ kgf}\cdot\text{mm} \quad \sigma_0 = 49 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

安全系数:

$$n_{II} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}} = \frac{49}{38.46} = 1.274 > 1$$

III 处:

$$M_{III} = 1.377 \times 10^7 \quad T_{III} = 1.122 \times 10^7$$

$$M_{caIII} = \sqrt{M_{III}^2 + T_{III}^2} = 1.776 \times 10^7 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{caIII}}{W} = \frac{1.776 \times 10^7 \times 32}{\pi \times 240^3} = 13.08 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

安全系数 $n = \frac{49}{13.08} = 3.746 > 1$ 故安全, 故弯曲强度满足。

4.3.4 下辊疲劳强度校核

初选 I、II、III、IV、V 截面:

I、III 同类; IV、V 同类; II、IV 处: $T \neq 0$; I、IV 处: $t = 0$

显然 $S_{III} < S_I$, $S_{IV} > S_V$ 故仅校核 II、III、IV 即可。

$$\text{疲劳强度校核公式}^{[1]} S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] \quad \sigma_{-1} = 50.2 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

$$\text{II 截面: } \frac{r}{d} = 0 \quad \frac{D}{d} = 1 \quad M_{II} = 5.219 \times 10^7 \text{ kgf}\cdot\text{mm} \quad T_{II} = 1.122 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

应力集中系数^[1] $K_\sigma = 1.66$ $[S] = 1.2 \sim 1.5$ 表面质量系数 $\beta = 1.8$

$$\text{尺寸影响系数 } \varepsilon_\tau = 0.88 \quad \text{弯曲平均应力 } \sigma_m = 0 \quad \sigma_\alpha = \frac{M \max}{W} = 38.46 \text{ MPa}$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \varepsilon_\tau} \sigma_\alpha + \varphi_\sigma \sigma_m} = \frac{50.2}{\frac{1.66 \times 38.46}{1.8 \times 0.88} + 0} = 1.245$$

应力集中系数^[1] $K_\tau = 1.73$ 表面质量系数 $\beta = 0.58$ 尺寸影响系数 $\varepsilon_\tau = 0.55$

$$\text{弯曲平均应力和应力副} \quad \tau_\alpha = \tau_m = \frac{T}{2W_T} = 0.413 \quad \varphi_\tau = \frac{\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} = 0.481$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \tau_\alpha + \varphi_\tau \tau_m} = \frac{50.2}{\frac{1.73 \times 0.413}{0.58 \times 0.88} + 0.413 \times 0.481} = 25.1$$

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{1.245 \times 25.1}{\sqrt{1.245^2 + 25.1^2}} = 1.245 \geq [S]$$

所以：截面 II 处满足疲劳强度要求。

$$\text{III 截面: } \frac{r}{d} = 0 \quad \frac{D}{d} = 1 \quad M_{III} = 1.776 \times 10^7 \text{ kgf}\cdot\text{mm} \quad T = 1.122 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

应力集中系数^[1] $K_\sigma = 1.66$ $[S] = 1.2 \sim 1.5$ 表面质量系数 $\beta = 1.8$

$$\text{尺寸影响系数 } \varepsilon_\tau = 0.88 \quad \text{弯曲平均应力 } \sigma_m = 0 \quad \sigma_\alpha = \frac{M \max}{W} = 13.08 \text{ MPa}$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \varepsilon_\tau} \sigma_\alpha + \varphi_\sigma \sigma_m} = \frac{50.2}{\frac{1.66 \times 13.08}{1.8 \times 0.88} + 0} = 3.662$$

应力集中系数^[1] $K_\tau = 1.73$ 表面质量系数 $\beta = 0.58$ 尺寸影响系数 $\varepsilon_\tau = 0.55$

$$\text{弯曲平均应力和应力副} \quad \tau_\alpha = \tau_m = \frac{T}{2W_T} = 0.413 \quad \varphi_\tau = \frac{\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} = 0.481$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \tau_{\alpha} + \varphi_{\tau} \tau_m} = \frac{50.2}{\frac{1.73 \times 0.413}{0.58 \times 0.88} + 0.413 \times 0.481} = 25.1$$

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{3.662 \times 25.1}{\sqrt{3.662^2 + 25.1^2}} = 3.624 \geq [S]$$

故满足疲劳强度要求。

IV截面:

$$M = 4.323 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm} \quad T = 1.122 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$W_I = \frac{\pi}{32} d_c^3 = \frac{\pi}{32} \times 130^3 = 2.157 \times 10^5 \text{ mm}^3$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{130} = 0.0231, \quad \frac{D}{d} = \frac{240}{130} = 1.846$$

应力集中系数^[1] $K_{\sigma} = 2.12$ $[S] = 1.2 \sim 1.5$ 表面质量系数 $\beta = 0.58$

尺寸影响系数 $\varepsilon_{\tau} = 0.88$ 弯曲平均应力 $\sigma_m = 0$

$$\sigma_{\alpha} = \frac{M \max}{W} = \frac{4.323 \times 10^6}{2.157 \times 10^5} = 200.417 \text{ MPa}$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \sigma_{\alpha} + \varphi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{502}{\frac{2.12 \times 200.417}{1.8 \times 0.88} + 0} = 1.871$$

应力集中系数^[1] $K_{\tau} = 1.73$ 表面质量系数 $\beta = 0.58$ 尺寸影响系数 $\varepsilon_{\tau} = 0.55$

弯曲平均应力和应力副 $\tau_{\alpha} = \tau_m = \frac{T}{2W_T} = 2.601$ $\varphi_{\tau} = \frac{\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} = 0.481$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \tau_{\alpha} + \varphi_{\tau} \tau_m} = \frac{50.2}{\frac{1.73 \times 2.601}{0.58 \times 0.88} + 0.413 \times 0.481} = 5.569$$

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{1.871 \times 5.569}{\sqrt{1.871^2 + 5.569^2}} = 1.688 > [S]$$

故:安全下辊满足疲劳强度要求。

$$F_{R1} = F_{R2} = 6.405 \times 10^4 \text{ kgf} \quad T = 1.122 \times 10^6 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

$$M_I = 1.377 \times 10^7 \text{ kgf}\cdot\text{mm} \quad M_{II} = 5.219 \times 10^7 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

刚度条件满足。 $n_{\Pi} = 1.274$ 满足弯曲强度要求。 $\sigma_{-1} = 50.2 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$

4.4 本章小结

由于卷板机不是一次成型的，而且每次成型所需的功率都不一样，所以我把它分为四次成型，结果 40% 时所需功率最大，最后确定电动机的功率为 11kw。对三辊卷板机选择的参数进行校核，结果上下辊的强度都合格。

第 5 章 减速器的设计计算

5.1 传动方案的分析 and 拟定

本设计的卷板机卷板时所需的大功率是由一个主电机通过减速器传递给个下辊来获得的，为了避免两下辊发生干涉，故减速器采用对称式结构。又因减速器转速较高，而减速器输出轴转速较低，故总传动比较大。考虑到经济性，故采用结构简单、展开式的减速器。传动方案如图 5.1:

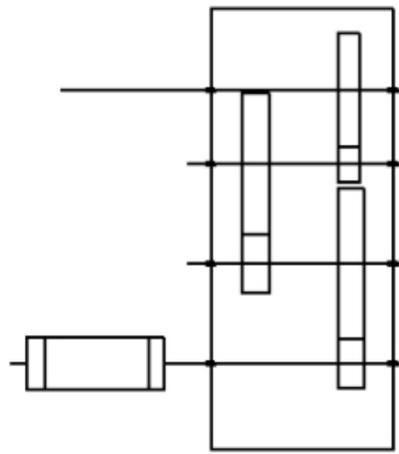


图 5.1 减速器结构图

5.2 减速器传动装置总的传动比和各级传动比的分配

5.2.1 总的传动比

$$n_0=7.074\text{r/min} \quad n_i=953\text{r/min} \quad i_{\text{总}} = \frac{n_i}{n_0} = \frac{953}{7.074} = 134.719$$

5.2.2 传动比的分配

$$i_{\text{总}} = i_I \times i_{II} \times i_{III}$$

考虑润滑条件，为使两级大齿轮直径相近，取： $i_I = (1.1 \sim 1.5)i_{II}$ $i_{II} \approx i_{III}$

$$\text{故:} \quad i_I=6.2 \quad i_{II}=4.8 \quad i_{III} = \frac{i_{\text{总}}}{i_I i_{II}} = \frac{134.719}{6.2 \times 4.8} = 4.527$$

5.3 传动装置各轴的参数计算

5.3.1 各轴转速

$$n_I = 953 \text{ r/min}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_I} = \frac{953}{6.2} = 153.71 \text{ r/min}$$

$$n_{\text{III}} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{\text{II}}} = \frac{153.71}{4.8} = 32.023 \text{ r/min}$$

$$n_{\text{IV}} = \frac{n_{\text{III}}}{i_{\text{III}}} = \frac{32.023}{4.527} = 7.074 \text{ r/min}$$

5.3.2 各轴功率

各轴输入效率： $\eta_1=0.97$ 联轴器效率： $\eta_2=0.99$ 轴承： $\eta_3=0.98$

$$\begin{aligned} \text{I 轴:} & P_{\text{I}} = P_0 \eta_{01} = 11 \times 0.99 = 10.89 \text{ kw} \\ \text{II 轴:} & P_{\text{II}} = P_{\text{I}} \eta_{12} = 10.89 \times 0.98 \times 0.97 = 10.352 \text{ kw} \\ \text{III 轴:} & P_{\text{III}} = P_{\text{II}} \eta_{23} = 10.352 \times 0.98 \times 0.97 = 9.841 \text{ kw} \\ \text{IV 轴:} & P_{\text{IV}} = P_{\text{III}} \eta_{34} = 9.841 \times 0.98 \times 0.97 = 9.355 \text{ kw} \end{aligned}$$

5.3.3 各轴转矩

$$\begin{aligned} \text{电动机轴:} & T_0 = 9550 \frac{P_0}{n_1} = 9550 \times \frac{11}{953} = 110.231 \text{ N}\cdot\text{m} \\ \text{I 轴:} & T_{\text{I}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_1} = 9550 \times \frac{10.89}{953} = 109.129 \text{ N}\cdot\text{m} \\ \text{II 轴:} & T_{\text{II}} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550 \times \frac{10.352}{153.71} = 643.170 \text{ N}\cdot\text{m} \\ \text{III 轴:} & T_{\text{III}} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = 9550 \times \frac{9.841}{32.023} = 2934.814 \text{ N}\cdot\text{m} \\ \text{IV 轴:} & T_{\text{IV}} = 9550 \frac{P_{\text{IV}}}{n_{\text{IV}}} = 9550 \times \frac{9.355}{7.074} = 12623.382 \text{ N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

将上述结果汇总于表 5.1 以备查用。

5. 4 齿轮传动设计

因合金结构钢比碳素调质钢具有较好塑性和韧性，即有较好的综合机械性能，再综合卷板机的工作特性：低速、大功率、交变负荷，所以选择较为适合的合金结构钢 40Cr。对于大型减速器，为了提高箱体的强度，选用箱体材料为铸铁或铸钢。

5.4.1 第一级传动设计

1. 齿轮参数选择

- 1) 选用圆柱直齿传动。
- 2) 材料热处理：因此级传递功率较大，磨损严重，考虑磨损对齿轮强度的削弱，

表 5.1 减速器参数表

轴名	功率(kw)	转矩 T(N·m)	转速 n(r/min)	传动比 i	效率 η
电动机轴	11	110.231	953	1	0.99
I 轴	10.89	109.129	953		0.97
II 轴	10.352	6432.170	153.710	6.2	0.97
III 轴	9.841	2934.814	32.023		
IV 轴	9.355	12623.382	7.071	4.8	0.97
				4.527	0.97

齿轮材料为 40Cr，表面需调质处理，齿面硬度为 48—55HRC。

3) 选取精度等级：选 7 级精度(GB10095-88)。

3) 选小齿轮数： $Z_1=24$ ， $Z_2=UZ_1=148.8$ ， Z_2 取 149

齿数比： $u=6.2$ 由于 $u>5$ 所以采用斜齿 $\beta=15^\circ$

2.按齿面接触强度计算和确定齿轮尺寸^[15]

$$d_H \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\varnothing_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E Z_N Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma]_H} \right)^2} \text{ mm} \quad (5.1)$$

(1)确定公式内各参数

a)试选载荷系数： $K_t=1.3$

b)小齿轮传递扭矩： $T_1=1.093 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$

c)齿宽系数^[15]： $\varnothing_d = 0.9$

材料的弹性影响系数^[15]： $Z_E = 189.9\sqrt{\text{MPa}}$ 取 $\alpha = 20^\circ$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin \alpha \cos \alpha}} = 2.452 \quad Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}{3}}$$

$$\epsilon_{\alpha 1} = 0.75 \quad \epsilon_{\alpha 2} = 0.858 \quad \epsilon_\alpha = \epsilon_{\alpha 1} + \epsilon_{\alpha 2} = 1.608$$

$$\epsilon_\beta = 1 \quad Z_\epsilon = 0.789 \quad Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 0.983$$

e)按齿面硬度中间值 52HRC 查得大小齿轮的接触疲劳强度极限^[15]：

$$\sigma_{H \text{ lim} 1} = \sigma_{H \text{ lim} 2} = 1170 \text{ MPa}$$

f)计算应力循环次数:

$$N_1=60n_1JLn=60 \times 953 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 15) = 4.117 \times 10^9$$

$$N_2=4.117/6.2=6.64 \times 10^8$$

g)查得接触疲劳寿命系数^[15]: $Z_{N1}=1.0$ $Z_{N2}=1.0$

h)计算接触疲劳许用应力^[15]:

$$\text{安全系数 } S=1 \quad [\sigma]_{H1} = \frac{K_{HN1} \sigma_{H \lim 1}}{S} = \frac{1170 \times 1}{1} = 1170 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{K_{HN2} \sigma_{H \lim 2}}{S} = \frac{1170 \times 1}{1} = 1170 \text{ MPa}$$

$$\text{所以:} \quad [\sigma]_H = [\sigma]_{H1} = 936.36 \text{ MPa}$$

(2) 计算

a)试算小齿轮分度直径 d_{1t} 由 5.1 得:

$$d_{1t} = \sqrt[3]{\frac{2K_r T_1}{\phi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma]_H} \right)^2}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 1.093 \times 10^5}{0.9} \times \frac{6.2+1}{6.2} \times \left(\frac{2.45 \times 189.8 \times 0.983 \times 1.608}{1170} \right)^2} = 52.53 \text{ mm}$$

b)计算圆周速度 V :

$$V = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 56.674 \times 953}{60000} = 2.621 \text{ m/s}$$

c)齿宽 b : $b = \phi_d d_{1t} = 0.9 \times 52.53 = 47.407 \text{ mm}$

d)齿宽与齿高之比 b/h :

$$\text{模数:} \quad m_t = d_{1t}/Z_1 = 52.53/24 = 2.195 \text{ mm}$$

$$\text{齿高:} \quad h = 2.25m_t = 2.25 \times 2.195 = 4.939 \text{ mm}$$

$$\text{齿高之比:} \quad b/h = 47.407/4.939 = 9.599$$

e)计算载荷系数: 根据 $v=2.621 \text{ m/s}$, 7 级精度

动载荷系数^[15]: $K_v=1.11$ $K_{H\alpha}=K_{F\alpha}=1.4$ 使用系数: $K_A=1$ $K_{H\beta}=1.41$

$$K_{F\beta}=1.46$$

故载荷系数:

$$K=K_H K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.11 \times 1.41 \times 1.4 = 2.191$$

f)按实际载荷系数校正分度圆直径:

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{K/K_r} = 52.674 \times \sqrt[3]{1.722/1.3} = 62.685 \text{ mm} \quad \text{取: } d_1 = 64 \text{ mm}$$

g)计算模数 m :

$$m = d_1 / Z_1 = 52.23 / 24 = 2.666 \text{ mm}$$

3.按齿根弯曲强度设计^[15]

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 \cos^2 \beta}{\phi_d Z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} \right) Y_\epsilon Y_\beta} \quad (5.2)$$

(1)确定公式内的各计算数值

a)查大小齿轮的弯曲疲劳强度极限^[15]: $\sigma_{FE1} = \sigma_{FE2} = 680 \text{ MPa}$

b)查得弯曲疲劳寿命系数^[15]: $Y_{N1} = 1.0$ $Z_{N2} = 1.0$

c)计算弯曲疲劳许用应力:

取安全系数 $S = 1.4$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{Z_{N1} \sigma_{F \text{ lim}1}}{S_F} = \frac{1.0 \times 680}{1.4} = 485.71 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{Z_{N2} \sigma_{F \text{ lim}2}}{S_F} = \frac{1.0 \times 680}{1.4} = 485.71 \text{ MPa}$$

d)计算载荷系数 K : $K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1 \times 1.11 \times 1.4 \times 1.46 = 2.269$

e)查取齿形系数^[15]: $Y_{Fa1} = 2.65$ $Y_{Fa2} = 2.14$

f)查取应力校正系数^[15]: $Y_{Sa1} = 1.58$ $Y_{Sa2} = 1.83$

g)计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{F\beta}}{[\sigma]_F}$ 并加以比较:

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{F\beta1}}{[\sigma]_{F1}} = \frac{2.65 \times 1.58}{485.71} = 0.00862 \quad \frac{Y_{Fa2} Y_{F\beta2}}{[\sigma]_{F2}} = \frac{1.83 \times 2.14}{485.71} = 0.00806$$

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{F\beta1}}{[\sigma]_{F1}} = 0.00862 \geq \frac{Y_{Fa2} Y_{F\beta2}}{[\sigma]_{F2}} = 0.00806$$

故小齿轮数值较大。

(2)模数设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.269 \times 1.093 \times 10^5 \times \cos^2 15^\circ}{0.9 \times 24^2} \times 0.00862 \times 0.716 \times 0.833} = 1.68 \text{ mm}$$

因为齿轮模数 m 的大小是由齿根弯曲疲劳强度计算所得的承载能力决定的,而齿面接触疲劳强度计算所得的承载能力仅与齿轮直径有关,又因齿面接触疲劳强度计算

的模数 m 大于齿根弯曲疲劳的计算模数，故取弯曲强度算得模数 $m=1.68\text{mm}$ ，圆整后 $m=2\text{mm}$ 。校正后的分度圆直径 $d_1=64\text{mm}$ 。

齿数 Z_1 、 Z_2 : $Z_1=d_1/m=64/2=32$ 取 $Z_1=32$ $Z_2=i_1 \times Z_1=200$

β 确定: $a = \frac{(29+180) \times 2}{2 \cos 15^\circ} = 240.184$ 取 $a=241\text{mm}$
 $\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{(32+180) \times 2}{2 \times 241} = 15.708^\circ$

4.几何尺寸计算

a)两齿轮的分度圆直径:

$$d_1 = Z_1 \times m = \frac{32 \times 2}{\cos 15.708^\circ} = 71 \text{ mm} \quad d_2 = Z_2 \times m = 200 \times 2 = 400 \text{ mm}$$

b)中心距: $a=(d_1+d_2)/2=241 \text{ mm}$

c)齿宽: $b = \varnothing_d d_1 = 71 \times 0.9 = 63.9 \text{ mm}$ 故取: $b_1=65$, $b_2=60$ 。

5. 验算

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 1.093 \times 10^5}{71} = 3104.225 \text{ N}$$

$$\frac{K_A F_t}{b} = \frac{3104.225 \times 1}{65} = 47.757 < 100 \text{ N/m}$$

故: 假设合适, 设计合理。

5.4.2 第二级传动设计:

1. 齿轮参数选择

1) 选用圆柱直齿传动

2) 材料热处理: 因此级传递功率较大, 磨损严重, 考虑磨损对齿轮强度的削弱, 齿轮材料为 40Cr, 表面需调质处理, 齿面硬度为 48—55HRC。

3) 选取精度等级: 选 7 级精度(GB10095-88)。

4) 选小齿轮数: $Z_1=24$, $Z_2=i_{II} \times Z_1=4.8 \times 24=115$. Z_2 取 116 齿数比: $u=4.8$

2. 按齿面接触强度设计由公式 5.1

(1)确定公式内各参数

a)试选载荷系数: $K_t=1.3$

b)小齿轮传递扭矩: $T_1=6.432 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$

c)齿宽系数^[15]: $\varnothing_d = 0.9$ 材料的弹性影响系数: $Z_E = 189.9\sqrt{\text{MPa}}$

d) 按齿面硬度中间值 52HRC,查得大小齿轮的接触疲劳强度极限^[15]:

$$\sigma_{H \lim 1} = \sigma_{H \lim 2} = 1170 \text{ MPa}$$

e)计算应力循环次数:

$$N_1=60n_1JLn=60 \times 153.71 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 15) = 6.64 \times 10^8$$

$$N_2=6.64 \times 10^8 / 4.8 = 1.383 \times 10^8$$

f)接触疲劳寿命系数^[15]: $Z_{N1}=1.0$ $Z_{N2}=1.0$

g)计算接触疲劳许用应力^[15]: 安全系数 $S=1$

$$[\sigma]_{H1} = \frac{Z_{N1} \sigma_{Hlim1}}{S} = \frac{1.0 \times 1170}{1} = 1170 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{Z_{N2} \sigma_{Hlim2}}{S} = \frac{1.0 \times 1170}{1} = 1170 \text{ MPa}$$

所以: $[\sigma]_H = [\sigma]_{H1} = 1170 \text{ MPa}$

(2)计算

a)试算小齿轮分度直径 d_{1t} :

$$d_{1t} = \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma]_H}\right)^2} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 6.432 \times 10^5}{0.9} \times \frac{4.8+1}{4.8} \times \left(\frac{2 \times 189.8}{1170}\right)^2} = 71.44 \text{ mm}$$

b)计算圆周速度:

$$V = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 71.44 \times 153.71}{60000} = 0.577 \text{ m/s}$$

c)齿宽 b : $b = \phi_d d_{1t} = 0.9 \times 71.44 = 64.57 \text{ mm}$

d)齿宽与齿高之比 b/h :

$$\text{模数: } m_t = d_{1t} / Z_1 = 71.44 / 24 = 2.99 \text{ mm}$$

$$\text{齿高: } h = 2.25 m_t = 2.25 \times 2.99 = 6.723 \text{ mm}$$

$$\text{齿高之比: } b/h = 64.57 / 6.723 = 9.597$$

e)计算载荷系数:

$$\text{动载荷系数}^{[15]}: K_v = 1.03 \quad K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.1$$

$$\text{使用系数: } K_A = 1 \quad K_{H\beta} = 1.323 \quad K_{F\beta} = 1.39$$

故载荷系数:

$$K = K_H K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.03 \times 1.1 \times 1.323 = 1.499$$

f)按实际载荷系数校正分度圆直径:

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{K / K_t} = 71.44 \times \sqrt[3]{1.499 / 1.3} = 75.232 \text{ mm} \quad d_1 \text{ 取 } 76 \text{ mm}$$

g)计算模数 m : $m = d_1 / Z_1 = 75.232 / 24 = 3.167 \text{ mm}$

3.按齿根弯曲强度设计根据公式 5.2

(1)确定公式内的各参数

a)查大小齿轮的弯曲疲劳强度极限^[15]: $\sigma_{FE1} = \sigma_{FE2} = 680 \text{ MPa}$

b)弯曲疲劳寿命系数^[15]: $Y_{N1} = 1.0 \quad Y_{N2} = 1.0$

c)计算弯曲疲劳许用应力^[15]: 取安全系数 $S=1.4$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{Y_{N1} \sigma_{Flim1}}{S} = \frac{1.0 \times 680}{1.4} = 485.71 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{Y_{N2} \sigma_{Flim2}}{S} = \frac{1.0 \times 680}{1.4} = 485.71 \text{ MPa}$$

d)计算载荷系数 K : $K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.03 \times 1.1 \times 1.39 = 1.575$

e)查取齿形系数^[15]: $Y_{Fa1} = 2.62 \quad Y_{Fa2} = 2.17$

f)查取应力校正系数^[15]: $Y_{Sa1} = 1.58 \quad Y_{Sa2} = 1.81$

g)计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{F\beta}}{[\sigma]_F}$ 并加以比较:

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{F\beta1}}{[\sigma]_{F1}} = \frac{2.65 \times 1.58}{485.71} = 0.0086 \quad \frac{Y_{Fa2} Y_{F\beta2}}{[\sigma]_{F2}} = \frac{2.17 \times 1.81}{485.71} = 0.0081$$

因为: $\frac{Y_{Fa1} Y_{F\beta1}}{[\sigma]_{F1}} = 0.0086 \geq \frac{Y_{Fa2} Y_{F\beta2}}{[\sigma]_{F2}} = 0.0081$ 所以小齿轮的数值较小。

(2) 模数设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.575 \times 6.432 \times 10^5}{0.9 \times 24^2}} \times 0.0086 = 3.227 \text{ mm}$$

因为齿轮模数 m 的大小是由齿根弯曲疲劳强度计算所得的承载能力决定的, 而齿面接触疲劳强度计算所得的承载能力仅与齿轮直径有关, 又因齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于齿根弯曲疲劳的计算模数, 故取弯曲强度算得模数 $m=3.227\text{mm}$, 圆整后 $m=4\text{mm}$ 。校正后的分度圆直径 $d_1=71.744\text{mm}$ 。

齿数 Z_1 、 Z_2 : $Z_1=d_1/m=71.744/4=21.7$ 取 $Z_1=25 \quad Z_2=i_{II} \times Z_1=120$

4. 几何尺寸计算

a 两齿轮的分度圆直径:

$$d_1 = Z_1 \times m = 25 \times 4 = 100 \text{ mm} \quad d_2 = Z_2 \times m = 120 \times 4 = 488 \text{ mm}$$

b)中心距: $a=(d_1+d_2)/2=290\text{mm}$

c)齿宽: $b = \varnothing_d \times d_1 = 0.9 \times 100 = 90 \text{ mm}$ 故取 $b_1=90$, $b_2=85$ 。

5. 验算:
$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 6.432 \times 10^5}{100} = 13400 \text{ N}$$

$$\frac{K_A F_t}{b} = \frac{13400 \times 1}{90} = 148.889 > 100 \text{ N/m}$$

故: 假设合适, 设计合理。

5.4.3 第三级传动设计:

1. 齿轮参数选择

1) 选用圆柱直齿传动

2) 材料热处理: 因此级传递功率较大, 磨损严重, 考虑磨损对齿轮强度的削弱, 齿轮材料为 40Cr, 表面需调质处理, 齿面硬度为 48—55HRC。

3) 选取精度等级: 选 7 级精度(GB10095-88)。

4) 选小齿轮数: $Z_1=28$, $Z_2=i_{II} \times Z_1=4.527 \times 28=126.76$ Z_2 取 127

齿数比: $u=4.527$

2. 按齿面接触强度设计由公式 5.1

(1) 确定公式内各参数

a) 试选载荷系数: $K_t=1.3$

b) 小齿轮传递扭矩: $T_1=2.935 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$

c) 得齿宽系数^[15]: $\varnothing_d = 0.9$ 材料的弹性影响系数: $Z_E = 189.9\sqrt{\text{MPa}}$

d) 按齿面硬度中间值 52HRC 查得大小齿轮的接触疲劳强度极限^[15]:

$$\sigma_{H\text{lim}1} = \sigma_{H\text{lim}2} = 1170 \text{ MPa}$$

f) 计算应力循环次数:

$$N_1 = 60n_1JL_n = 60 \times 32.023 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 15) = 1.383 \times 10^8$$

$$N_2 = 1.383 \times 10^8 / 4.527 = 3.06 \times 10^7$$

g) 接触疲劳寿命系数^[15]: $Z_{N1}=1.0$ $Z_{N2}=1.02$

h) 计算接触疲劳许用应力^[15]: 安全系数 $S=1$

$$[\sigma]_{H1} = \frac{K_{HN1} \sigma_{H\text{lim}1}}{S} = \frac{1.0 \times 1170}{1} = 1170 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{K_{HN2} \sigma_{H\text{lim}2}}{S} = \frac{1.02 \times 1170}{1} = 1193 \text{ MPa}$$

因为 $[\sigma]_{H1} < [\sigma]_{H2}$ 所以 $[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 1193 \text{ MPa}$

(2) 计算

a) 试算小齿轮分度直径 d_{1t} :

$$d_{1t} = \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\varnothing_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma]_H}\right)^2} = \sqrt[3]{\frac{2.6 \times 2.935 \times 10^6}{0.9} \times \frac{4.527+1}{4.527} \times \left(\frac{2.5 \times 189.8}{1193}\right)^2} = 118.08 \text{ mm}$$

b) 计算圆周速度:

$$V = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 119 \times 32.023}{60000} = 0.197 \text{ m/s}$$

c) 齿宽 b : $b = \varnothing_d d_{1t} = 0.9 \times 118.09 = 106.272 \text{ mm}$

d) 齿宽与齿高之比 b/h :

模数: $m_t = d_{1t}/Z_1 = 118.09/28 = 4.217 \text{ mm}$

齿高: $h = 2.25m_t = 2.25 \times 4.217 = 9.488 \text{ mm}$

齿高之比: $b/h = 119/9.488 = 11.2$

e) 计算载荷系数:

动载荷系数^[15]: $K_v = 1.02$ $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.1$ $K_A = 1$ $K_{H\beta} = 1.329$ $K_{F\beta} = 1.39$

故载荷系数: $K = K_H K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.02 \times 1.1 \times 1.329 = 1.491$

f) 按实际载荷系数校正分度圆直径:

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{K/K_t} = 118.09 \times \sqrt[3]{1.491/1.3} = 123.6 \text{ mm}$$

g) 计算模数 m : $m = d_1/Z_1 = 123.6/28 = 4.41 \text{ mm}$

3. 按齿根弯曲强度设计^[15]

(1) 确定公式内的各参数

a) 查文献[15]大小齿轮的弯曲疲劳强度极限: $\sigma_{FE1} = \sigma_{FE2} = 680 \text{ MPa}$

b) 查文献[15]得弯曲疲劳寿命系数: $Y_{N1} = 1.0$ $Y_{N2} = 1.0$

c) 计算弯曲疲劳许用应力^[15]: 取安全系数 $S = 1.4$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{Y_{N1} \sigma_{Flim1}}{S} = \frac{1.0 \times 680}{1.4} = 485.71 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{Y_{N2} \sigma_{Flim2}}{S} = \frac{1.0 \times 680}{1.4} = 485.71 \text{ MPa}$$

d) 计算载荷系数 K : $K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.02 \times 1.1 \times 1.39 = 1.559$

e) 查取齿形系数^[15]: $Y_{Fa1} = 2.55$ $Y_{Fa2} = 2.16$

f) 查取应力校正系数^[15]: $Y_{Sa1} = 1.61$ $Y_{Sa2} = 1.81$

g) 计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa}Y_{F\beta}}{[\sigma]_F}$ 并加以比较:

$$\frac{Y_{Fa1}Y_{F\beta1}}{[\sigma]_{F1}} = \frac{2.55 \times 1.61}{485.71} = 0.0095 \quad \frac{Y_{Fa2}Y_{F\beta2}}{[\sigma]_{F2}} = \frac{2.16 \times 1.81}{485.71} = 0.008$$

$$\frac{Y_{Fa1}Y_{F\beta1}}{[\sigma]_{F1}} = 0.0095 \geq \frac{Y_{Fa2}Y_{F\beta2}}{[\sigma]_{F2}} = 0.008 \quad \text{故小齿轮数值较大。}$$

2) 模数设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.559 \times 2.935 \times 10^6}{0.9 \times 28^2}} \times 0.0095 = 4.976 \text{ mm}$$

因为齿轮模数 m 的大小是由齿根弯曲疲劳强度计算所得的承载能力决定的, 而齿面接触疲劳强度计算所得的承载能力仅与齿轮直径有关, 又因齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于齿根弯曲疲劳的计算模数, 故取弯曲强度算得模数 $m=4.976\text{mm}$, 圆整后 $m=5\text{mm}$ 。校正后的分度圆直径 $d_1=124\text{mm}$ 。

齿数 Z_1 、 Z_2 : $Z_1=d_1/m=124/5=25$ 取 $Z_1=25$ $Z_2=i_{\text{III}} \times Z_1=114$

4. 几何尺寸计算

a) 分度圆直径: $d_1 = Z_1 \times m = 25 \times 5 = 125 \text{ mm}$ $d_2 = Z_2 \times m = 114 \times 5 = 570 \text{ mm}$

b) 中心距: $a=(d_1+d_2)/2=347.5\text{mm}$

c) 齿宽: $b = \varnothing_d d_1 = 0.9 \times 125 = 112.5 \text{ mm}$ 故取 $b_1=115$ $b_2=110$

5. 验算

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 2.935 \times 10^6}{125} = 46960 \text{ N}$$

$$\frac{K_A F_t}{b} = \frac{46960 \times 1}{115} = 408 > 100 \text{ N/m}$$

故: 假设合适, 设计合理。

5.5 蜗轮、蜗杆的传动设计

蜗杆传递名义功率 8.35kW , 转速 $n_1=100\text{r/min}$, 传动比 $i=40$ 。蜗杆传动的主要参数有模数、压力角、蜗杆头数、蜗轮齿蜗杆中圆直径及蜗杆直径系数。按照蜗杆的形状, 蜗杆传动可分为圆柱蜗杆传动、环面蜗杆传动和锥蜗杆传动等。环面蜗杆传动具有的特点: 同时啮合的齿的对数多, 轮齿受力情况得到较大改善, 其承受能力高于普通圆柱蜗杆传动。由于传动三辊卷板机上辊的上下运动需要较大的强度, 所以我选择

包络环面蜗杆传动。

5.5.1 材料选择:

蜗杆: 40Cr, 表面淬火, HRC50 齿面粗糙度 $R_a0.8$

蜗轮: ZCuSn10P1, 传动选用 8 级精度, 标准侧隙, 三棍卷板机间隙工作。

5.5.2 参数的设计:

1. 求传动的中心距书^[1]:

$$P'_{1p} = \frac{P_1}{K_1 K_2 K_3 K_4} = \frac{8.35}{1 \times 1.0 \times 0.8 \times 1} = 10.438 \text{ kw}$$

式中, K_1 、 K_2 、 K_3 、 K 分别为: 1、1.0、0.8、1

由^[1]得 $a=175\text{mm}$, 取成标准值 $a=180\text{mm}$

2. 主要几何尺寸计算^[1]

$$Z_1 = 1, Z_2 = 40 \quad d_{a2} = 312 \text{ mm}, \quad d_{iz} = 245 \text{ mm}, \quad d_{e2} = 315 \text{ mm}, \quad b_2 = 38 \text{ mm},$$

$$R_{a2} = 40 \text{ mm}, \quad d_b = 125 \text{ mm}$$

其余项目由^[1]:

$$\text{蜗轮端面模数: } m = \frac{d_{a2}}{z_2 + 1.5} = \frac{312}{40 + 1.5} = 7.52 \text{ mm}$$

$$\text{径向间隙和根部圆角半径: } c = r = 0.2m = 1.504 \text{ mm}$$

$$\text{齿顶高: } h_a = 0.75m = 5.64 \text{ mm} \quad \text{齿根高: } h_f = h_a + c = 7.144 \text{ mm}$$

$$\text{蜗轮分度圆直径: } d_2 = d_{a2} - 2h_a = 312 - 2 \times 5.64 = 300.72 \text{ mm}$$

$$\text{蜗轮齿根圆直径: } d_{f2} = d_2 - 2h_f = 300.72 - 2 \times 7.144 = 286.432 \text{ mm}$$

$$\text{蜗杆分度圆直径: } d_1 = 2a - d_2 = 2 \times 180 - 312 = 48 \text{ mm}$$

$$\text{蜗杆喉部齿根圆直径: } d_{f1} = d_1 - 2h_f = 48 - 2 \times 7.144 = 33.712 \text{ mm}$$

$$\text{蜗杆喉部齿顶圆直径: } d_{a1} = d_1 + 2h_a = 48 + 2 \times 5.64 = 59.28 \text{ mm}$$

$$\text{蜗杆齿顶圆弧半径: } R_{a1} = a - 0.5d_{a1} = 180 - 0.5 \times 59.28 = 150.36 \text{ mm}$$

$$\text{蜗杆齿根圆弧半径: } R_{f1} = a - 0.5d_{f1} = 180 - 0.5 \times 33.712 = 163.144 \text{ mm}$$

$$\text{周节角: } \tau = \frac{360^\circ}{z_2} = \frac{360^\circ}{40} = 9^\circ$$

蜗杆包容蜗轮齿数：
$$z' = \frac{z_2}{10} = \frac{40}{10} = 4$$

蜗杆工作包角之半：
$$\varphi_w = 0.5(z' - 0.45)\tau = 0.5(4 - 0.45) \times 9^\circ = 15.975^\circ$$

蜗杆工作部分长度：
$$L_w = d_2 \sin \varphi_m = 300.72 \times \sin 15.985^\circ = 82.764 \text{ mm}$$

蜗杆最大根径：
$$d_{f1\max} = 2 \left[a - \sqrt{R_{f1}^2 - (0.5l_m)^2} \right]$$

$$= 2 \left[180 - \sqrt{163.144^2 - (0.5 \times 82.764)^2} \right] = 44.383 \text{ mm}$$

蜗杆最大外径：
$$d_{a1\max} = 2 \left[a - R_{a1} \cos(\varphi_w - 1^\circ) \right] = 2 \left[180 - 150 \cos(14.975^\circ) \right] = 70.188 \text{ mm}$$

蜗杆喉部螺旋导角：
$$r_m = \arctan \frac{d_2}{id_1} = \arctan \frac{300.72}{40 \times 48} = 8.902^\circ$$

分度圆压力角：
$$a = \arcsin \frac{d_b}{d_2} = \arcsin \frac{125}{300.72} = 24.561^\circ$$

蜗轮法面弦齿厚：
$$\bar{s}_{n2} = d_2 \sin(0.275\tau) \times \cos \gamma_m = 300.72 \times \sin(0.275 \times 9^\circ) \times \cos 8.902^\circ$$

$$= 12.830 \text{ mm}$$

蜗轮弦齿高：
$$\bar{h}_{a2} = h_a + 0.5d_2 [1 - \cos(0.275\tau)] = 5.64 + 0.5 \times 300.72 (1 - \cos 0.275 \times 9^\circ)$$

$$= 5.78 \text{ mm}$$

蜗杆喉部法面弦齿厚：

$$\bar{s}_{n1} = d_2 \sin(0.225\tau) \times \cos \gamma_m - 2\Delta f \times \left(0.3 - \frac{50.4^\circ}{40 \times 15.975}\right) \times \cos \gamma_m$$

$$= 300.72 \sin(0.225 \times 9^\circ) \cos 8.902^\circ - 2 \times 0.2988 \left(0.3 - \frac{50.4^\circ}{40 \times 15.975}\right) \times \cos 8.902^\circ = 10.629 \text{ mm}$$

蜗杆弦齿高：

$$\bar{h}_{a1} = h_a - 0.5d_2(1 - \cos 0.225\tau) = 5.64 - 0.5 \times 300.72(1 - \cos 0.225 \times 9^\circ) = 5.7339 \text{ mm}$$

确定蜗杆螺旋修形量及修缘量^[1]：

$$\Delta f = (0.003 + 0.00003i)a = 0.2988 \text{ mm}$$

$$\Delta f' = 0.6\Delta f = 0.6 \times 0.2988 = 0.1793 \text{ mm}$$

$$\Delta e = 0.16\Delta f = 0.6 \times 0.2988 = 0.0478 \text{ mm}$$

$$\varphi_f = 0.69\tau = 0.69 \times 9^\circ = 6.21^\circ$$

$$t = \frac{\pi d_2}{5.5 Z_2} = \frac{\pi \times 300.72}{5.5 \times 40} = 4.294$$

5.6 轴的设计校核计算:

5.6.1 四个轴的结构设计:

各轴材料为 40Cr^[1], $A_0 = 104.5\text{mm}$ 。

I 轴: $P=10.89\text{kW}$ $n_I=953\text{r/min}$ $d_{\min} \geq 104.5 \sqrt[3]{\frac{10.89}{953}} = 23.538\text{mm}$

取 $d_I = 30\text{mm}$, 故 I 轴可设计为齿轮轴。

轴 I 的结构如图 5.1

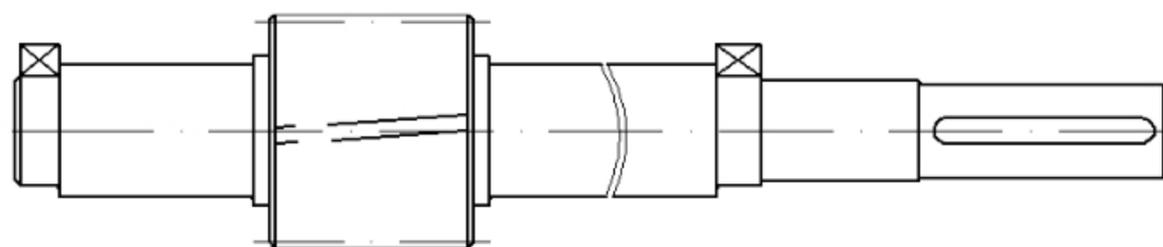


图 5.1 轴 I 结构图

轴 II: $P=10.352\text{kW}$ $n=153.71\text{r/min}$ $A_0=104.5\text{mm}$

$$d_{\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 42.516\text{mm} \quad \text{取 } d=45\text{mm}$$

轴结构如图 5.2



图 5.2 轴 II 结构图

轴 III: $P=9.841\text{kW}$ $n=32.023\text{r/min}$ $A_0=104.5\text{mm}$

$$d_{\min} \geq A_0 \sqrt[3]{P/n} = 104.5 \sqrt[3]{9.841/32.023} = 70.519\text{mm} \quad \text{取 } d_{III} = 80\text{mm}$$

轴 III 的结构图 5.3

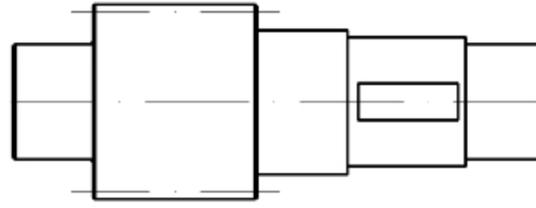


图 5.3 轴III结构图

轴IV: $P=9.355\text{kw}$ $n=7.071\text{r/min}$

由材料 40Cr 查表 15-3 取得: $A_0=104.5$

$$d \geq A_0 \sqrt[3]{P/n} = 104.5 \times \sqrt[3]{9.355/7.071} = 114.719 \text{ mm} \quad \text{取 } d=120\text{mm}$$

轴IV的结构简图 5.4:

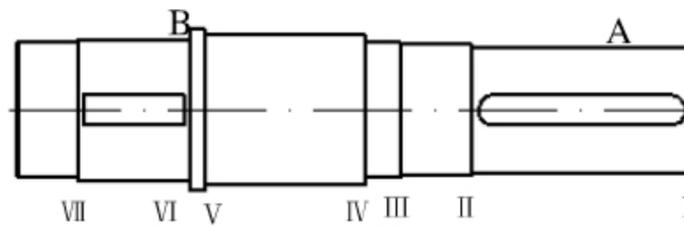


图 5.4 轴IV图

因小轴直径 d_{I-II} 与联轴器的孔径相配合的, 故需先选定联轴器。计算联轴器转矩:

$$T_{ca} = K_A T_3 = 1.184 \times 1.262 \times 10^4 = 14942.08 \text{ N}\cdot\text{m}。$$

选用 ZL₁₀ 联轴器 $\frac{Z_1 B120 \times 212}{Z_1 B120 \times 212}$ (GB5015-85), 其公称转矩为 31500N·m。

5.6.2 轴的校核计算:

1. 轴的弯矩计算

由于IV轴的作为输出轴其转速最小, 扭距最大故只对IV轴进行校核计算。IV轴的支承跨距 $L=155+14+108+60=337\text{mm}$ 。由轴结构图 5.4 和弯距的计算得出截面 B 是轴的危险截面, 根据受力图绘出轴的弯矩、扭矩图和当量弯矩图 5.6。

B 面受力分析:

a) 转矩: $T=1.26 \times 10^7 \text{ N}\cdot\text{mm}$ b) 直径: 已知 $d=570\text{mm}$

c) 求圆周力: $F_t = \frac{2T}{d} = 44211 \text{ N}$

d) 求径向力 F_r : $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 44211 \times \tan 20^\circ = 16091.316 \text{ N}$

e) 求支反力: R_{V1} 、 R_{V2} 、 R_{H1} 、 R_{H2}

$$R_{V1} = 11579.063 \text{ N} \quad R_{V2} = 4512.253 \text{ N} \quad R_{H1} = 31813.555 \text{ N} \quad R_{H2} = 12397.455 \text{ N}$$

f) 弯矩: $M_H = 3.706 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$ $M_V = 1.349 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$

g) 总弯矩: $M = \sqrt{M_V^2 + M_H^2} = 3.944 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$

h) 扭矩: $\alpha T = 0.6 \times 1.26 \times 10^7 = 7.56 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ($\alpha = 0.6$)

i) 计算当量弯矩: $M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = 8.527 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$

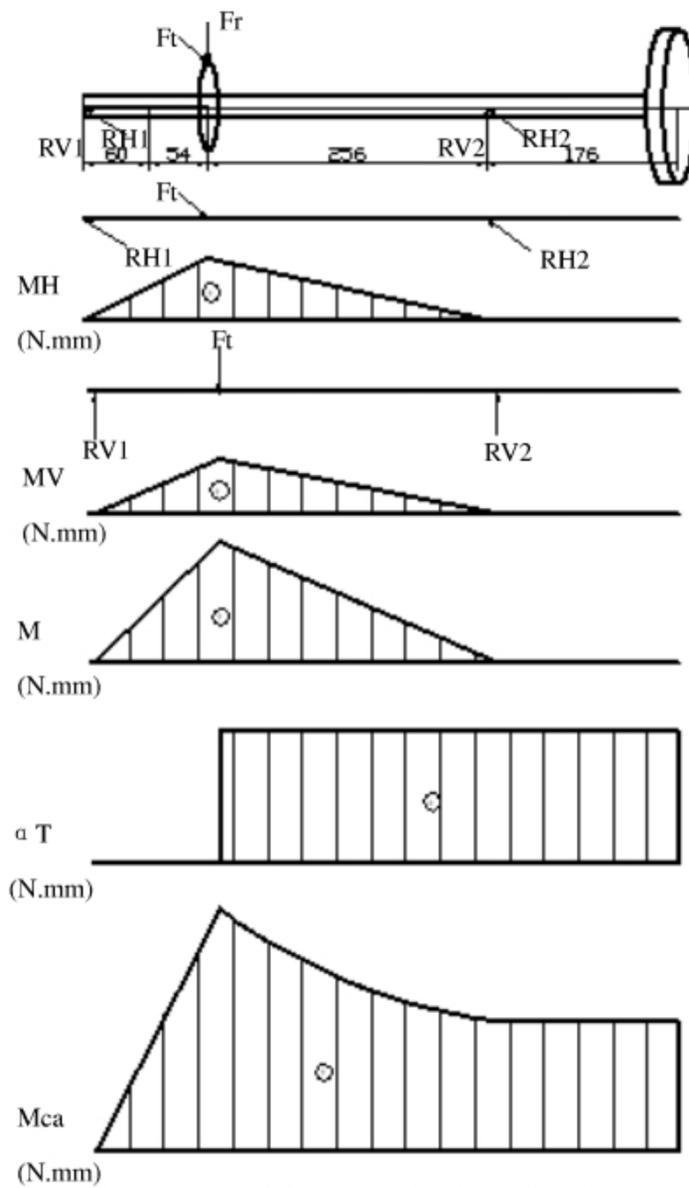


图 5.6 轴IV弯扭距图

将上述结果列表 5.2:

表 5.2 轴IV弯扭距计算结果

载荷	水平面 H	垂直面
支反力 R(N)	$R_{H1}=31813.553\text{N}$ $R_{H2}=12397.455\text{N}$	$R_{V1}=11579.063\text{N}$ $R_{V2}=4512.253\text{N}$
弯矩 M(N·mm)	$M_H=1.094 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	$M_V= 3.006 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
总弯矩(N·mm)	$M=3.199 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	
扭矩 T(N·mm)	$\alpha T=7.56 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	
当量弯矩 M_{ca}	$M_{ca}=8.527 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$	

2. 轴强度校核^[1]

$$\sigma_{ca} = \frac{M_{ca}}{w} = \frac{8.527 \times 10^6 \times 32}{\pi \times 135^3} = 45.88 \text{ MPa}$$

$[\sigma_{-1}] = 70 \text{ MPa}$, 因 $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}] = 70 \text{ MPa}$, 所以安全。

3. 轴疲劳强度校核

(1) 确定危险截面

因截面 A、II、III 受力要比 VI、VII 处小, 所以截面 A、II、III 无需校核。

因截面 VI、VII 处采用过盈配合, 所以应力最集中, 但截面 VI 不受扭矩作用, 轴径也比截面 VII 处大, 故只对截面 VII 校核。截面 B 处虽受力很大, 但应力集中明显校截面 VII 小, 轴径也比截面 VII 大, 所以截面 B 处不需校核。

(2) 截面 VII 左侧

a. 抗弯截面系数: $W = \frac{\pi}{32} d^3 = \frac{\pi}{32} \times 130^3 = 215689.97 \text{ mm}^3$

b. 抗扭截面系数: $W_T = 2W = 431379.94 \text{ mm}^3$

c. 左侧弯矩: $M = 3.944 \times 10^6 \times \frac{114 - 54}{114} = 2.075 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$

d. 扭矩: $T = 1.26 \times 10^7 \text{ N}\cdot\text{mm}$

e. 弯曲应力: $\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{2.075 \times 10^6}{215689.97} = 9.61 \text{ MPa}$

f. 剪切应力: $\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{1.26 \times 10^7}{4.313 \times 10^5} = 29.214 \text{ MPa}$

g. 轴材为 40Cr, 查文献[1]得:

$$\sigma_B = 685 \text{ Mpa} \quad \sigma_{-1} = 335 \text{ Mpa} \quad \tau_{-1} = 335 \text{ MPa} \quad \text{应力集中系数 } \partial_\sigma, \partial_\tau: \partial_\sigma = 2.148, \partial_\tau = 1.36$$

$$\left(\frac{r}{d} = \frac{2}{130} = 0.0154, \frac{D}{d} = 1.038 \quad \text{插值} \right)$$

$$\text{材料敏感系数: } q_\sigma = 0.81, q_\tau = 0.84 \quad k_\sigma = 1 + q_\sigma(\partial_\sigma - 1) = 1.93 \quad k_\tau = 1 + q_\tau(\partial_\tau - 1) = 1.30$$

$$\text{尺寸系数: } \varepsilon_\sigma = 0.60, \varepsilon_\tau = 0.68 \quad \text{轴表面质量系数: } \beta_\sigma = \beta_\tau = 0.92 \quad \text{轴未经表面强化}$$

$$\text{处理: } \beta_q = 1 \quad \text{材料特征系数 } \varphi_\sigma = 0.2 \sim 0.3 \text{ 取 } \varphi_\sigma = 0.2, \varphi_\tau = 0.1 \sim 0.2 \text{ 取 } \varphi_\tau = 0.1$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_m}{\beta \varepsilon_\sigma}} = \frac{335}{\frac{1.93 \times 9.61}{0.92 \times 0.6} + 0} = 9.97$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}\tau_{\alpha}}{\beta\varepsilon_{\tau}} + \varphi_{\tau}\sigma_m} = \frac{185}{\frac{1.3 \times 29.214}{0.92 \times 0.68} + 0.1 \times 29.214} = 2.908$$

则：
$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{9.97 \times 2.908}{\sqrt{9.97^2 + 2.908^2}} = 2.791 > S = 1.5 \quad \text{故安全。}$$

(3)截面 IV 右侧

a. 抗弯截面系数：
$$W = \frac{\pi}{32} d^3 = \frac{\pi}{32} \times 135^3 = 241546.75 \text{ mm}^3$$

b. 抗扭截面系数：
$$W_T = 2W = 483093.5 \text{ mm}^3$$

c. 右侧弯矩：
$$M = 3.944 \times 10^6 \frac{114 - 56}{114} = 1.9374 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

d. 扭矩：
$$T = 1.26 \times 10^7 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

e. 弯曲应力：
$$\sigma_b = \frac{M}{W} = 8.02 \text{ MPa}$$

f. 剪切应力：
$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = 26.08 \text{ MPa}$$

g. 查文献[1]得： $k_{\tau}/\varepsilon_{\tau} = 0.8k_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma}$ ，于是： $k_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma} = 3.692$ ， $k_{\tau}/\varepsilon_{\tau} = 2.954$

h. 轴按磨削加工，质量系数^[1]： $\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0.92$

i. 轴 IV 右截面处的安全系数为：

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}\sigma_{\alpha}}{\beta\varepsilon_{\sigma}} + \varphi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{335}{\frac{1.93 \times 8.02}{0.92 \times 0.6} + 0} = 44.703$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}\tau_{\alpha}}{\beta\varepsilon_{\tau}} + \varphi_{\tau}\sigma_m} = \frac{185}{\frac{1.3 \times 26.08}{0.92 \times 0.68} + 0.1 \times 26.08} = 3.057$$

则：
$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{14.82 \times 4.59}{\sqrt{14.82^2 + 4.59^2}} = 4.38 > S = 1.5 \quad \text{故安全。}$$

因在传动时无较大的瞬间过载和严重的应力循环不对称，故无须静强度校核。

(5)轴承的选择

选择轴承类型的依据：安装轴承处的最小直径和轴承所受负荷的大小、方向及性质；轴向固定形式；调心性能要求；刚度要求；转速与工作环境等。

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_n}{P} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \times 7.071} \left(\frac{145}{44} \right)^{10/3} = 125417.34h > L'_h = 100000h$$

故可达到预计寿命要求，安全。

5.8 键的校核

平键传递扭矩时，其主要失效形式是工作面压溃，因此，通过计算工作上的压力进行条件性强度校核。许用压力^[1] $[\sigma]_p = 150\text{MPa}$ ，计算公式。

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{RLd} \leq [\sigma]_p \text{ MPa}$$

IV 轴

联轴器端平键： $b \times h \times l = 32 \times 18 \times 200$

$$T = 1.26 \times 10^7 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad k = 0.5h = 9 \text{ mm} \quad d_1 = 120 \text{ mm} \quad l = 200 - 28 = 172 \text{ mm}$$

$$\sigma_p = \frac{2 \times 1.26 \times 10^7 \times 10^{-3} \times 10^3}{9 \times 120 \times 172} = 133.51 \text{ MPa} > [\sigma]_p \text{ 故合适。}$$

对齿轮轮毂上平键： $b \times h \times l = 28 \times 16 \times 100$ $k = 10 \text{ mm}$ $l = 100 \text{ mm}$

则有：

$$\sigma_p = \frac{2 \times 1.26 \times 10^7}{10 \times 100 \times 135} = 186.7 \text{ MPa} > [\sigma]_p$$

采用双键： $\sigma'_p = \frac{\sigma_p}{1.5} = 124.44 \text{ MPa} > [\sigma]_p$ ，则双键合适。

5.9 减速器箱体的结构设计和齿轮、轴承的润滑：

5.9.1 箱体参数

箱体是减速器结构和受力最为复杂的零件，目前尚无完整的设计理论，因此在满足刚度、强度的前提下，同时考虑结构紧凑，制造方便，重量轻而做经验设计。减速器各部分尺寸如表 5.4

5.9.2 减速器齿轮、轴承的润滑

1. 齿轮的润滑：因低速级的速度 $V < 12\text{m/s}$ ，故采用浸油润滑。高速级采用带油轮润滑。
2. 轴承的润滑：因轴承的速度 $V \geq 1.5\text{--}2\text{m/s}$ ，故采用飞溅润滑。

5.10 本章小结

根据卷板机所需传动比大，所以采用了三级减速器。根据所选电动机输出功率和转速和三辊卷板机的最后转速，确定各级的传动比，在计算确定减速器的各参数，最

后对输出轴、键和轴承的校核都合格。

表 5.4 减速器参数

代号	名称	计算公式	结果
δ	箱座壁厚	$\delta = 0.025a + 5 \geq 8$	16mm
δ_1	箱盖壁厚	$\delta_1 = 0.02a + 5 \geq 8$	14mm
δ'	箱座加强肋厚	$\delta' = 0.85\delta$	14mm
δ'_1	箱盖加强肋厚	$\delta'_1 = 0.85\delta_1$	12mm
B	箱座凸缘厚度	$b = 1.5\delta$	24mm
b_1	箱盖凸缘厚度	$b_1 = 1.5\delta_1$	21mm
b_2, b_3, b_4	平台凸缘厚度 斜台凸缘厚度	$b_2 = 2.35\delta, b_3 = 1.5\delta$ $b_4 = (2.25 - 2.75)\delta$	38mm, 14mm 40mm
d_f	地脚螺栓	$d_f = 0.036a + 12$	27mm
d_1	轴承螺栓	$d_1 = 0.7d_f$	20mm
d_2	连接分箱面的螺栓		18mm
d_3	轴承盖螺钉	$d_2 = (0.6 - 0.7)d_f$	4
d_4	检查孔盖螺钉	无	4
d_5	吊环螺钉	无	
N	地脚螺栓数	$n = \frac{L_0 + B_0}{200 - 300}$	6
l_8	轴承座孔边缘至轴承轴线的距离	$l_8 = (1 - 1.2)d_1$	mm
l_9	轴承座孔外端面至轴箱外壁的距离	$l_9 = C_1 + R_1 + (2 - 3)$	58mm
H_d	箱座的深度	$H_d = r_a + 30$	402mm
R_3	箱体内壁圆角半径	$R_3 = \delta$	16mm

结 论

本次设计的是小型三辊卷板机，通过对现状三辊卷板机的优缺点分析，最终采用了三辊对称式结构，考虑到三辊卷板机的卷制工作都是通过三个辊轴来完成的，所以辊轴的材料采用 50Mn。通过计算得出其传动比较大，因此采用三级减速器。为了减少设备的占地面积三级减速器采用同向输入输出。本次设计都是采用机械传动的方式，避免了采用液压方式容易漏油的缺点。

本次设计的创新点是：这台小型三辊卷板机设备可以卷制锥型的圆筒。通过离合器和把下传动轴断开，使上辊轴单边上升达到所需的锥度。然后驱动设备运动就可以卷制锥型圆筒。

致 谢

为这次设计做了大量的工作准备，从选定设计题目那天起，便开始了查找资料 and 进行设计的计算工作。工作历经数月，虽然辛苦，但终于完成了这次设计。在这次设计中有许多人给予了我很多帮助，在这里表示感谢。

首先要感谢我的指导老师辛老师和王老师。感谢老师从设计开始一路指导至这次设计的完成，从查找资料到设计的计算，经老师细心的点拨，给我解决了很多疑难问题，衷心的感谢老师在这次设计上倾注的大量心血。

感谢我的室友，在我疏忽的时候提醒我，帮忙检查错误等，真的很感谢你们给予的帮助。

感谢授课老师对我们的教导，你们丰富的授课内容拓宽了我的视野，也让我能够更顺利的完成这次设计。