

螺旋纸管生产线卷管机设计

摘 要

卷管部分是螺旋纸管生产的最主要的一部分。在此设计的螺旋纸管机适用于造纸、纺织、地毯、薄膜、食品、轻工以及其它行业各种品质和规格的纸管生产，特别是化纤丝厂用纸管生产。皮带缠绕方式采用双导程缠绕传动方式，又加上四机头的设计，这些都可保证芯轴的受力平衡和卷管过程的稳定，从而保证纸管的质量，使该设备更能轻松完成纸管的加工。本设计部分给出了纸带宽度与卷管直径的关系，并且对不同卷管直径的各层纸带宽度做了具体计算。通过对普通 V 带传动、链传动、锥齿轮传动以及花键轴的设计、计算和校核，比较详细地对各传动部分做了具体分析，以确保其在实际生产中稳定高效地工作。

关键词 螺旋卷管机/纸管/双导程缠绕/四机头



全套图纸，加 153893706

Paper Tube Machine of Spiral Paper Tube Production Lin

ABSTRACT

Rolling paper tube part is the most important part of the spiral paper tube production. In this design, the spiral paper tube machine is applicable in the paper making, textile, carpet, film, food, light industry and other industries for a variety of qualities and specifications of the paper tube production, especially in the production of chemical fiber silk mill paper tube. Winding way of the belt is dual lead winding drive way, coupled with the four-head design, which can ensure the force balance of the mandrel and the stability of the rolling process to ensure the quality of paper tube and make the device more easily to complete the paper tube processing. the design part presents the relationship between the width of paper reel tape and the diameter of volume , furthermore make a specific calculation on the paper reel tape width in different layers corresponding to different diameters of the volume. Through the design, calculation and verification of the ordinary V-belt drive, chain drive, bevel gear and the spline axis, the paper do a detailed analysis in

each part of these drives to ensure the stability and efficiency in the actual production work .

KEY WORDS spiral paper tube machine, paper tube, dual lead winding , four-head design

目 录

1 绪论.....	5
1.1 纸管	5
1.1.1 纸管的分类及用途.....	5
1.1.2 纸管的结构形式及材料	2
1.2 螺旋纸管机.....	3
1.2.1 纸管机的概述	3
1.2.2 螺旋纸管机	4
1.3 本课题研究的背景	5
1.4 探究本课题的研究意义	6
1.4.1 包装机械的发展历程.....	6
1.4.2 纸制品包装的发展历程	7
1.4.3 纸管机的发展历程.....	8
2 卷管机的工作原理和设计方案	9
2.1 螺旋纸管机的工作原理	9
2.1.1 纸架部分	9
2.1.2 上胶部分	9
2.1.3 卷管设备	10

2.1.4 切断部分	10
2.2 卷管机设计方案的确定	10
3 总体设计计算	12
3.1 螺旋卷管机的几何计算	12
3.1.1 概述	12
3.1.2 纸带的几何计算	13
3.1.3 平带拉力	16
3.2 电机的选择	17
3.2.1 功率的计算	17
3.2.2 电机的选择	17
3.3 减速器的选择	18
3.3.1 转速的计算	18
3.3.2 传动比的分配	18
3.3.3 减速器的选择	18
3.4 V 带传动计算	19
3.4.1 确定计算功率	19
3.4.2 选择 V 带的带型	19
3.4.3 确定带轮的基准直径并验算带速 v	20
3.4.4 确定中心距 a 并选择 V 带的基准长度 L_d	20
3.4.5 验算小带轮包角 α_1	21
3.4.6 计算带的根数 z	21
3.4.7 计算单根 V 带的初张紧力的最小值	22
3.4.8 作用在轴上的力即压轴力的最小值 $(F_r)_{\min}$ 及带轮的结构设计	22
3.5 链传动的设计	23
3.6 齿轮传动	25
3.6.1 第一组锥齿轮的设计、计算及校核	25
3.6.2 第二组锥齿轮的设计、计算及校核	36
3.7 轴的设计和校核	49

3.7.1 第一根轴的设计、计算和校核	49
3.7.2 花键轴的设计、计算及校核	51
3.7.3 花键的挤压强度校核.....	57
3.7.4 键联接的强度验算.....	58
3.7.5 轴承寿命的计算.....	59
结束语.....	63
致 谢.....	64
参考文献.....	65

1 绪论

1.1 纸管

纸管是工业生产的常用物品，目前纸管已经广泛应用于各种领域，它即可以作为各种卷筒纸和纸板的内芯，也可作为合成长丝、涤纶、丙纶、氨纶等所用的纺织纱管，如食品包装，农膜，造纸，纺织等行业，尤其是用于纺织业的纸管已逐步取代锥形纱管。

1.1.1 纸管的分类及用途

纸管主要包括缠绕膜纸管、胶带纸管、保鲜膜纸管、热电偶纸管、塑料薄膜纸管、造纸用管、皮革纸管、铝箔纸管、高强度纸管、化纤纸管等，适用范围比较广，用量比较大。随着我国经济快速发展，纸管机、纸芯、纸管产品以其成本低、质量轻、易回收、无公害等优点，在纸管机、造纸业、包装业、纺织化纤业得到了普遍应用。根据行业有应用，可以将纸管具体分类如下：

- 1) 化纤工业用管：主要有 DTY 管、POY 管、FDY 管、锦纶管、氨纶管、氨纶包覆纱管

- 2) 薄膜工业用管：有 BOPP、PET、PVC、BOPA、CPP、农用地膜、保鲜膜、缠绕膜、塑料袋用管（超市用）、镀铝膜、电工电容膜、丙膜、烟膜
- 3) 印刷工业用管：主要应用于卷桶印刷、薄膜印刷、纸张印刷、新闻纸、纱管纸、白板纸、传真纸、票据纸、水松纸、铝泊纸、书写纸、彩色羊皮纸、口杯纸、利乐保鲜纸、其他
- 4) 冶金工业用管：铝板、钢板、铁板等卷材
- 5) 包装用管：医疗器械、书画、食品罐等外包装
- 6) 测温用纸管：钢水测温 一次性热电偶
- 7) 取样器用纸管
- 8) 传真机用纸管
- 9) 电池纸管
- 10) 桥梁建筑用管

1.1.2 纸管的结构形式及材料^[1]

(1) 纸管的结构形式

纸管按其制造工艺分为三种形式：螺旋卷绕式、搭接式和平绕式。螺旋卷绕式纸管通常使用几种材料倾斜卷绕而成，搭叠边是倾斜的。搭接式纸管是先将纸板冲切成坯料，再成型粘接而成。平绕式纸管由片材卷绕数层制成，内外层的接缝位于同一直线上。

通常，螺旋卷绕式纸管都是圆的，近年来也能卷绕各种异形纸管，但技术比较复杂。其它两种形式比较容易制造矩形或椭圆形等截面的纸管。特别是搭接式，还能容易地制成圆锥形的纱管。搭接方式又可分两种：其一是先将原材料用粘合剂复合，再冲切成坯料以后在芯轴上成型搭接；第二种先将原材料分别冲裁成同样大小的坯料，然后在芯轴上一层层成形粘合。第二种方式可使各层的搭接缝互相错开，以提高接缝的强度和密封性。

螺旋卷绕法具有制管速度快、用料省、易于实现自动化等优点，是一种最为经济合理的方法，而且可卷成任意长度的纸管，故得到广泛的应用。就容器的强度而言，螺旋卷绕式的要差一些；就大型容器在贮运中的抗破损能力来说也是平绕式容器优于螺旋卷绕式的。

(2) 卷绕纸管的各层纸有着不同的要求

纸管壁由内衬纸、中层和面纸组成。通常，内衬纸用轻质薄纸，为了减少卷绕时内衬纸和芯轴之间的摩擦力，要求内衬纸的内表面尽可能光滑，而外表面则要求有较好的粘合性。制造一般纸管的内衬纸可用单面牛皮纸为基材，有时在其光滑内表面上复合一层铝箔，铝箔上再涂一层光滑的涂料，最大限度的降低摩擦系数。有时也采用羊皮纸、塑料薄膜、真空镀铝纸、镀塑铝箔等为内衬纸。

选用中间层材料时应考虑罐身有足够的耐破度，能经受住与金属罐同等的堆码压力和侧向压力。罐身一般用未漂牛皮纸板制造，也可以用再生牛皮纸板或以草浆为主的牛皮纸板。纸表面至少有一面是不光滑的，以得到良好的着胶效果。一般制罐罐身用纸的定量为 $(200\sim 300)\text{g}/\text{m}^2$ ，厚度公差为 $\pm 0.3\%$ ，水分含量小于 $7\%\pm 1\%$ ，透水试验 $20\sim 80\text{s}$ ，断裂强度中等。制纸芯用纸管时用定量 $650\text{g}/\text{m}^2$ 以上的或更厚的纸板。外层纸或商标纸通常，应具备制作标签的性能，并选择美丽的色调，使外表美观；另外还要考虑与中间层的粘结性、表面摩擦系数、遮光性、保香性、耐热性、耐湿性、耐水性等。可使用铜版纸、塑料薄膜、铝箔等材料。一般复合罐可用 $100\text{g}/\text{m}^2$ 的一面光滑的白牛皮纸；出口罐常用 $60\text{g}/\text{m}^2$ 的褐色牛皮纸，外表复合一层 $9\mu\text{m}$ 的标签铝箔。芯轴纸管外层纸可用轻质纸即可。

粘合剂粘合剂的选择主要考虑作业性、安全性、初粘力、速干性等。外层用粘合剂要考虑对外界条件的适应性。淀粉浆糊、凝胶等高粘性粘合剂，流动性差而适合于纸筒卷绕机使用，且价格便宜；硅酸盐粘合剂粘性强，固化后变硬，纸筒刚性好，成本也最低。

1.2 螺旋纸管机

1.2.1 纸管机的概述

(1) 纸管机：

纸管机，顾名思义，就是生产卷纸管的机械，它是以单光面牛皮纸为原料，经过切刀成片，将其卷成纸管的设备^[15]。生产的卷纸管应用于各个行业，有纤工业用管、薄膜工业用管、印刷工业用管、造纸工业用管、皮革工业用管、食品包装用管、展览行业用管等^[19]。卷管机一般由四部分组成：送纸装置、上胶装置、卷管设备和切断部

分。

(2) 纸管机的分类:

纸管机按其制造工艺分为螺旋纸管机、平绕式纸管机和搭接式纸管机。按力的传动方式分为芯轴主动和芯轴被动,其中,芯轴主动的方式适合于卷制大直径的纸管,而对于小直径的纸管,芯轴主动和芯轴被动卷制的产品性能差不多,但是芯轴主动的纸管机设备和操作要比芯轴被动的复杂的多。按浸渍材料与芯轴缠绕角度分为平绕和斜绕。另外还可以按辊长划分为多种规格的纸管机^[23]。

(3) 纸管机适用范围及应用领域:

纸管机生产的纸管适用于烟花、布芯、电化铝、棉纱、传真纸、保鲜膜、卫生纸等,通常应用于食品包装、农膜、造纸、纺织等行业。

1.2.2 螺旋纸管机

(1) 概述

普通螺旋传动是螺母和螺杆组成的传动副,可以实现螺杆或螺母的轴向移动。主要把回转运动变为直线运动以传递运动或动力,但不能连续传递被加工件^[23]。卷管机的螺旋传动则完全不同于普通的螺旋传动,它是螺旋传动的变异,它可以传递被加工件,它具有使被加工件既转动又作轴向移动的功能,并可以实现连续加工连续进给,可应用生产线上^[24]。

螺旋纸管机,属纸管机械类。适用于各行业对各种品种和规格的纸管生产,特别是化纤长丝厂用纸管生产。由纸架部分、上胶部分、机架部分、机头部分、面纸部分、切断部分等组成^[18]。

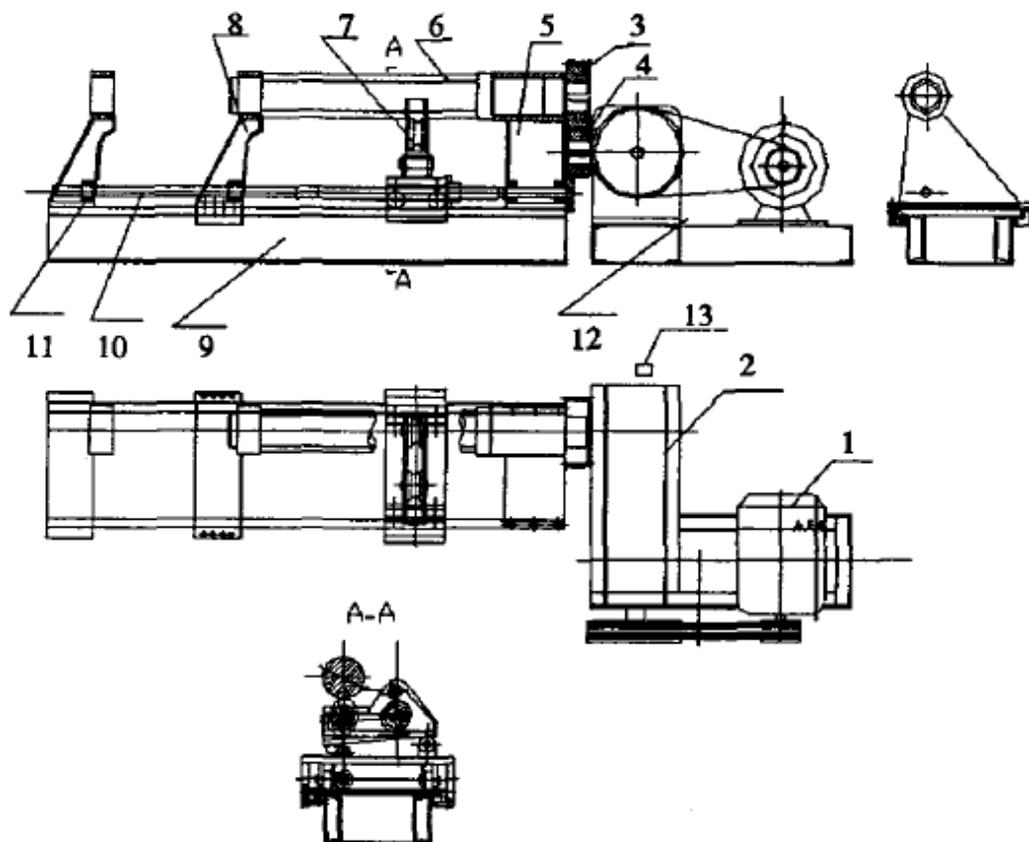
螺旋纸管机的用途与特点:

- 1、将适宜定量、宽幅的纸带,卷绕成所需要内径及壁厚的平行螺旋状纸管
- 2、采用三主动无级调速驱动辊轮,皮带不打滑,芯轴变形小,皮带压力大,卷绕力强,动力传递效率高,纸管强度高,外表平整。
- 3、具有自锁功能,摆臂角度调整后能自动锁定无晃动。
- 4、带自动跟切装置,切口齐整无翘角,切管长度自选可调。一至两人操作。

(2) 简易螺旋纸管机的结构^[25]

螺旋卷管机有以下几部分组成:电机、减速器、螺旋转轴、主座、副座、行走丝

杠、拖轮装置、床体滑道、机体、电控箱等组成如图 1-1 所示：



1-电机；2-减速器；3-齿轮；4-齿轮；5-主座；6-螺纹管模轴；7-托轮装置；8-副座；9-床体滑道；10-行走丝杠；11-行走丝母；12-三角带；13-电控箱

图1-1 简易螺旋纸管机结构图

1.3 本课题研究的背景

纸管，是工业生产的常用物品，广泛应用于热电偶、纸制品、塑料、布匹、农膜、地毯、食品包装中，目前国内现有纸管生产的现状，除去用简陋设备而自行生产的低档纸管外，为化纤长丝厂以及其它行业对纸管技术性能指标有要求的生产纸管的设备，大都是由国外进口，这是由于国内生产设备技术水平不高，尚无制造高品质纸管的这类设备，这种进口设备价格的高昂是显而易见的。但是这类国外进口的设备在结构上并不先进、合理，占地面积大，而且生产质量不稳定。例如纸架部分，国外进口机组采用管纸条盘平行放置，单边长度达 5.8 米。又如上胶部分，全部纸条进入大胶槽中挂胶，大胶槽要容下双边十余层纸上胶，胶槽体积相当庞大而复杂，上胶后分层

刮胶，单一个刮胶设备单边六层纸就需高度3米以上，占地2.5米之长，层数加多，则高度仍需加高。这两项设备不仅占地面积大，结构复杂，而且不能保证工序质量。特别是进口设备采用了液压、电脑等控制部件及执行元件，使得操作和维护都要求有较高技术的工人来操作，给我国当前纸管行业的现状带来了极大的困难，不能适应我国国情，再加上配套件、甚至原材料都得依靠进口，使得高品质纸管生产的企业困难重重，极大程度的限制了当前我国高品质纸管的生产供应^[20]。

虽然目前高品质纸管可以不完全依赖进口，充分发挥这些现有进口设备的作用，还有待一个时间来解决。因此，我国高品质纸管生产的水平的提高亟待解决，现阶段迫切需要能适应我国国情又能生产出高品质纸管的设备来充实我们的市场。

1.4 探究本课题的研究意义

1.4.1 包装机械的发展历程^[1]

包装机械是包装工业的一大门类产品，在包装工业中有着举足轻重的地位和作用，它给行业提供必要的技术设备，以完成产品的包装工艺过程。尽管包装机械的产值在整个包装工业中所占的比重不如包装材料大，不属于经常性消耗品，但对包装工业的现代化却是不可缺少的支撑。它为包装工业提供先进的技术装备，保证包装产品质量高、生产效率高、品种多、生产环境好、生产成本低、环境污染小，因而获得较强的生命力，带来巨大的社会效益和经济效益。没有现代化的包装机械，就没有现代化的包装工业。

包装机械作为专业性机械，除了普通机械的一般要求外，还有外表美观、传动装置紧凑、运转平稳、精度高、生产效率高要求，以很好地完成自身功能，适应市场需求。

随着人民生活水平的不断提高，对商品的包装提出了更高的要求，哪里有商品，哪里就有包装，可以说包装工业对国民经济整体结构的发展起着重要的作用。包装机械产品量大面广，广泛用于食品、医药、化工、军工等各个行业，被称为是“朝阳产业”。

今后中国包装机械市场发展将呈现以下特点：

首先，包装机械技术含量日趋增加。中国现有的一些包装机械产品技术含量不高，

而国外已将很多先进技术应用在包装机械上，如远距离遥控技术(包括监控)、步进电机技术、自动柔性补偿技术、激光切割技术、信息处理技术等。

其次，包装机械市场日趋垄断化。目前中国除了瓦楞纸箱包装机械和一些小型包装机有一定规模和优势外，其他包装机械几乎不成体系和规模，特别是市场上需求量大的成套包装生产线，在世界包装市场中均被几家大包装机械企业(集团)所垄断。

最后，包装机械零部件生产专业化。国际包装界十分重视提高包装机械加工和整个包装系统的通用能力，所以包装机械零部件生产专业化是发展的必然趋势，很多零部件不再由包装机械厂生产，而是由一些通用的标准件厂生产，某些特殊的零部件由高度专业化的生产厂家生产，真正有名的包装机械厂将可能是组装厂。产品向多功能与单一、高速两极化发展。包装机械的最终作用在于提高生产效率和产品多样化。

1.4.2 纸制品包装的发展历程

纸制品包装技术有着非常悠久的历史，从公元前200年，蔡伦发明了造纸术，纸制品包装业也随着发展起来。现代纸制品包装始于工业革命，1817年，美国人约翰·迪肯森发明圆网造纸机，用纯纸废纸浆制造出各种规格的纸板及多层纸板。随着时间的发展，现代又出现了如塑料与纸复合、铝箔复合纸板等复合材料，以及符合集装箱运输、超级市场需要的集装化、标准化的各种规格的纸包装容器。

纸制品包装相比较其他材料包装有以下优点：

1、价格低廉、经济节约 纸和纸板原料丰富，来源广泛，易大批量生产，生产成本低。同样的包装箱，用木材直接做成木箱与木材造纸做成纸箱相比，纸箱的用料只是木箱的1/3左右，因此节约木材和费用。纸箱重量轻，约为木箱包装毛重的15%左右，可降低包装成本和运输费用。

2、防护性能好 与其他材料的包装容器相比，纸容器的缓冲减震性能比较强。纸箱结构紧密无缝，能遮光防尘。

3、生产灵活性高 纸张可裁挠、折叠、又易粘、易钉、适于机械化加工和自动化生产；也可较小规模地非机械化，甚至手工生产。

4、贮运方便 纸容器质轻、折叠灵活、装载和捆扎都简便易行，也比较容易搬运和保管。

5、易于造型装潢 纸制品能根据不同的商品，设计出各式各样的箱型、盒型。

6、环保无污染 纸有卫生、无毒、无味的特点，纸还可符合有呼吸作用的商品的贮存条件。

7、回收利用性好 纸可直接回收利用，或用废纸再造纸，对环境不产生污染。纸制品包装是对环境友好的包装。

1.4.3 纸管机的发展历程

我国很早就有纸管生产，但手工制作产量小。1980年后，从瑞典、法国、美国、丹麦等国引进了几十条生产线，目前，发展潜力非常大。

纸管机属于包装设备行列之中，近几年市场需求量不断增大，纸管的用途也越来越广泛。总之，纸管行业是一个可以深远发展的行业。现如今，螺旋纸管机在包装机械行业中依然处于不错的增长状态：产销依然上升、利润增速迅猛、出口增加，是机械行业中表现突出的一个“亮点”行业。

卷纸管机生产制造上，专业化生产已成为趋势。纸管包装机械厂商都十分重视包装机械与整个包装系统的通用能力，一些通用标准件不再由包装机械公司生产，某些特殊的零部件则由高度专用化的生产厂家生产，而真正的包装机械公司在某种意义上是组装厂。中国纸管包装机械起步较晚，经过20多年的发展，纸管包装机械已成为机械工业中十大行业之一，为我国包装工业快速发展提供了有效的保障，有些纸管包装设备填补了国内空白，已能基本满足国内市场的需求，部分产品还有出口。但在目前，国内包装机械出口额还不足总产值的5%进口额却与总产值大抵相当，与发达国家相去甚远。纸管包装机械要将其他领域的先进技术应用在包装机械上，如机电一体化技术，热管技术、远距离遥控技术、自动柔性补偿技术等，使产品技术性能大幅度提高^[20]。

但我国纸管机械制造设备的性能与国外同类设备的先进水平存在一定差距，一般认为主要反应在设备的技术含量上。重视高新技术的应用已成为提高设备的先进性、可靠性的主要途径^[19]。

2 卷管机的工作原理和设计方案

2.1 螺旋纸管机的工作原理

螺旋纸管机，主要适用造纸、纺织、地毯、薄膜、食品、轻工以及其它行业各种品质和规格的纸管生产。特别适用于化纤丝厂做绕丝器上用纸管的生产而用的设备。该设备占地面积小、结构灵巧、制造成本低、使用可靠、能适应我国当前国情、又能生产出高品质纸管，维护简单、操作方便的螺旋纸管机^[13]。

螺旋卷管机一般由四部分组成：纸架部分、上胶部分、卷管设备及切断部分^[2]。

2.1.1 纸架部分

纸架部分主要是用来提供盘纸的收放装置，纸架部分的主架固定在底架上，管纸条盘固定安装在主架两侧外端，立式并排安置，可减少占地面积。另外，这样的布置极有利于管纸条盘的更换，操作方便，一盘盘管纸条盘按序排列好，管纸由条盘处引出经主架中部装置的转向辊转一个 90° 至上部的管纸引出的出纸辊而引出，由于纸架部分是左右对称设置的，两边的管纸同时向机架部分的方向引伸，同时经过左右两个对称布置的上胶部分。整体框架形结构的纸架安装在机架部分的位置可随纸管种类要求而调整，以保证管纸行走中受力均匀。

2.1.2 上胶部分

上胶部分由机架及机架支腿组成门形结构，其上左边装有单边上胶轮部分，中间装有盒形胶槽部分，右边装有刮胶器，左右两边装有导纸架。单边上胶轮两侧装有过轮各一个，下端沉浸在胶槽中。盒形胶槽上端装有胶槽漏斗，中部开有多个过胶槽，过胶槽两边装有柔性刮胶板，挡胶盒装在第一层过纸槽中。下端装有收胶漏斗及盛胶桶。挡胶盒安装的数量及安装的位置可根据纸管种类的不同要求而设置。

2.1.3 卷管设备

卷管机主要由机头部分和机架部分组成。机头部分装在机架床身的托板上，两个对称皮带轮部分装在托板上，用燕尾槽与托板连接，用燕尾导轨调整螺钉来调整间隙，托板内装有移动皮带轮部分的丝杠、螺母及手轮，用来调整皮带轮前后移动，调整皮带的松紧，并根据不同管径来调整皮带缠绕质量。皮带轮对称安装在芯轴两边，其上绕有传动皮带，传动皮带的缠绕方式是采用一根完整皮带，两边绕在皮带轮上，在芯轴上采用双导程缠绕方式，皮带的接头在空间扭曲转过 180° 成环形。在调整好皮带后，两个皮带轮对称施力于芯轴上，受力均匀，而不会使芯轴产生弯曲的受力状，皮带轮的动力来源是通过下方一对锥齿轮而与花键轴接通，花键轴是通过装在床身的励磁调速电动机、蜗杆减速器、中间轴和又一对锥齿轮而传动花键轴转动。另外，中间轴又通过链传动把动力传给另一组皮带轮。这样，四机头的设计就可保证芯轴的受力平衡和卷管过程的稳定，从而保证纸管的质量，同时，使该设备更能轻松完成纸管的加工。

2.1.4 切断部分

切断部分的纸架安装在床身上，纸架上装有带滚轮的滚轮架，可沿床身长度方向移动，滚轮架上装有调整钉，调整摆动体摆动的距离，摆动体上装有刀盘体，刀盘体一端设置有手把以便操作者握此手把进行切断。刀盘与滚动架沿床身长度方向移动的距离在芯轴长度以内。

此螺旋纸管机生产过程：原材料纸管条盘放置在纸架部分上，其数量是根据纸管不同种类要求而设置，同时两边对称设置。管纸经上胶部分上胶并经刮胶使其均匀而至机架部分的芯轴上，经螺旋缠绕而后至机头部分的传动皮带处，经传动皮带带动纸管旋转而向前移动，再经面纸部分上面纸即可成形了，同时按纸管不同种类的要求，由切断部分按长短切断，切断后的纸管根据要求还要进行开槽、卷边等工序，即可成为成品管出厂。

2.2 卷管机设计方案的确定

卷管机的设计主要从四个方面入手，引纸装置，动力传递过程以及各个参数的调

节方法，具体措施介绍如下^[28]：

- 1、对于 6-12 层的纸管，可在尾座部分两侧各安装一个引纸机构，纸带从引纸机构中穿过，每侧最多可通过 6 层纸，通过人工缠绕纸带到芯轴上，其中一侧的引纸机构最上层和另一侧引纸机构的最下层为单面上胶，即所有卷纸的最外层的外面不上胶，最里层的内层不上胶，其它各层为双面上胶，以使所卷纸管的最内层和最外层为单面上胶，其余各层为双面上胶。
- 2、根据纸带宽度大小可确定纸管卷绕的螺旋角，将托板搬转此角度，把闭合平带缠绕在芯轴和辊筒上，缠绕方式是以纸花的形式做双导程螺旋缠绕，再转动手轮带动丝杠转动，通过丝杠螺母副使螺母移动，与螺母焊接的销带动齿轮箱从而带动辊筒在托板上的移动，两个辊筒可以在两边分别进行调整，以使平带张紧。两组辊筒进行同样的调整。
- 3、动力源的传递过程：动力源为励磁调速电机，通过 V 带传动把动力传递给蜗杆减速机，再通过联轴器传给齿轮轴，然后通过一对锥齿轮传动动力给花键轴，以实现其传动方向的垂直改变，再通过另外一对锥齿轮把动力最终传给辊筒，两辊筒转动方向相反，通过平带与纸带的摩擦力带动纸管卷绕并向前移动，来完成螺旋纸管的卷管过程。与此同时，齿轮轴上装有链轮，通过 1:1 的链传动把动力传递给另外一组与之完全相同的辊筒，由于传动比为 1，两组辊筒螺旋角相同，所以其卷绕速度相同，可以平稳地带动纸管运动，并使卷管过程更容易实现。

4、调整的方法：

(1)螺旋角调整的实现：

支撑板上开有 T 形槽，托板上装有 T 形槽用螺栓，通过 T 形槽用螺栓在 T 形槽中的移动来实现螺旋角的调整。调整好之后，通过螺栓上的螺母拧紧。

(2)辊筒在托板上位置的调整：

转动手轮带动丝杠转动，通过丝杠螺母副使螺母移动，与螺母焊接的销带动齿轮箱在托板的燕尾形导轨上的移动，进而实现辊筒在托板上位置的调整。

5、本设计对比现有技术具有如下优点：

(1) 关键部位采用了新颖结构，使机器技术水平大为提高。如采用的双导程皮带缠绕传动方式，不仅简化了传动方式，而且保证芯轴受力均衡，使纸管质量得到了保证。

(2) 减小了机器尺寸，节约了占地面积，充分提高了厂房使用系数。

(3) 设备操作简单，维护容易，符合我国目前国情，操作人员不需专门培训即可上岗顶班工作。设备维护及使用方便，考虑了人机工程系数，不停机即可维护和连续作业。

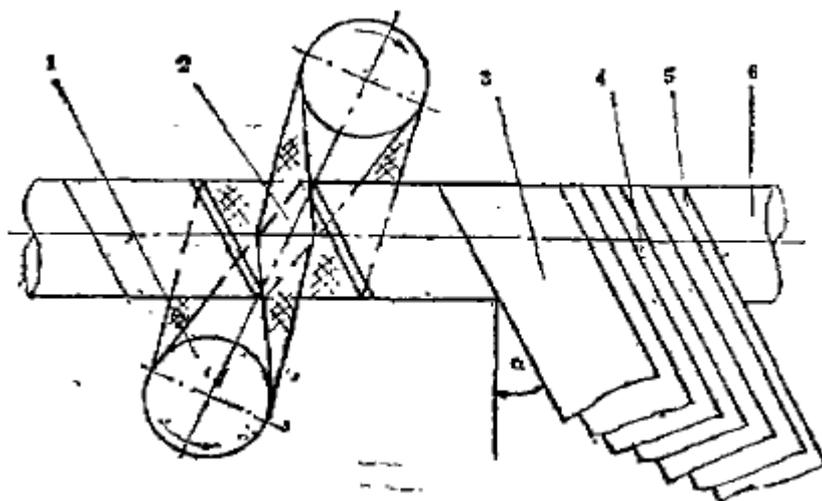
(4) 四机头的设计使芯轴受力平稳，更能轻松完成纸管的加工。

3 总体设计计算

3.1 螺旋卷管机的几何计算

3.1.1 概述

螺旋卷绕法卷制纸管（罐身）的基本成型原理如下图^[2]所示：



1——驱动皮带轮；2——成型皮带轮；3——面纸；4——中层纸；5——内衬纸；6——固定芯轴

图3-1 螺旋卷绕法卷制纸管（罐身）的成型原理

工艺过程：先将各层纸的原料纸按要求裁剪成一定宽度的窄长纸条。接着在芯轴上卷绕内衬纸，制复台罐罐身时烫封螺旋接缝。然后，将施以粘胶的各层纸，分别按一定的角度一层层重叠一起螺旋卷绕到固定芯轴上。每层的螺旋接缝，由其相邻的外层纸覆盖^[26]。

卷绕成型皮带按纸条同样的方式绕在纸管的外表面，它由两个转向相反的驱动轮同时待动。皮带对纸管的裹紧力使各层纸互相粘牢，皮带与面纸外表面的摩擦力使纸管在固定芯轴上向前作螺旋运动，从而连续不断地卷出纸管。

卷成的纸管定型后即可按一定规格切断，晾干后便成要求的纸管，复台罐罐身还需要贴上商标纸或在光滑白色的面纸上印以商标图案后才能切断成罐身^[13]。

3.1.2 纸带的几何计算

螺旋卷绕法卷制纸管的成型原理如 3-1 图，螺旋纸管的几何展开图如 3-2 图。

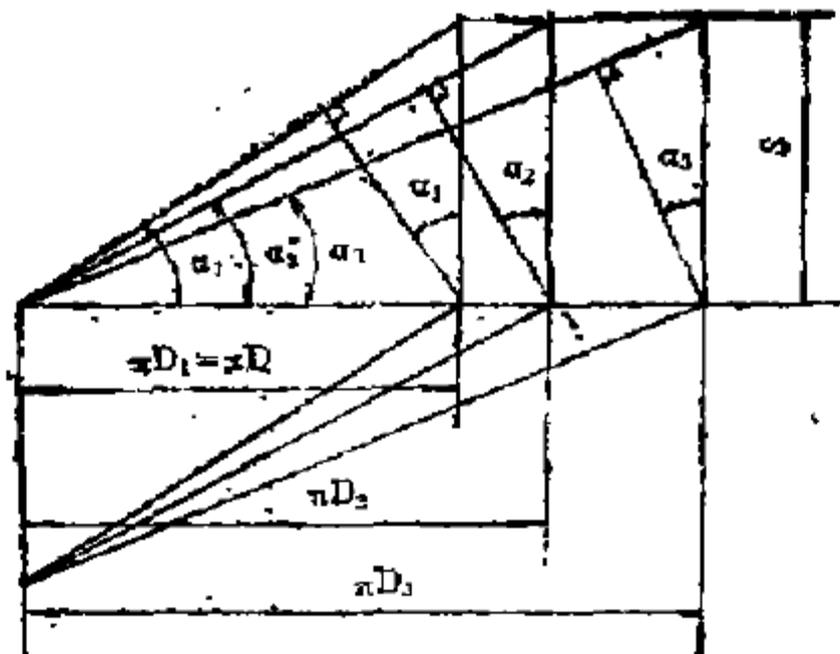


图 3-2 螺旋纸管的几何展开图（三层为例）

纸带宽度、纸管内径、螺旋角和螺距之间的关系

各层纸带的宽度、纸管的内径、卷绕角之间有如下几何关系：

$$\sin a_i = \frac{b_i}{pD_i} \tag{3-1}$$

式中

a_i ——从芯轴内层起第*i*层纸的螺旋角；

b_i ——第*i*层纸带的宽度；

D_i ——从芯轴内层起向外计数的第*i*层纸的纸管内径；

$$D_i = D + 2 \sum_{i=1}^{i-1} d_i \tag{3-2}$$

式中

D ——芯轴直径

d_i ——纸层厚度

纸带厚度为 0.4-0.5mm，取 $d_i=0.5\text{mm}$ ；

纸带宽度 b_i 、螺旋角 a_i 与螺距 S 间的几何关系：

$$S = \frac{b_i}{\cos a_i} \quad (3-3)$$

如果相邻两层纸圈的螺距不同，则在不断卷绕过程中，会经常出现两层接缝重叠的现象，从而影响纸管质量。为此在正常卷绕时应使所有各层纸圈的螺距相同，即对一批纸管，螺距 S 是定值，联立式 (3-1) 和式 (3-2) 得

$$b_i = \frac{pD_i S}{\sqrt{(pD_i)^2 + S^2}} \quad (3-4)$$

由上述各式可计算出各层纸带宽度、卷绕螺旋角及螺距。一般可按最内层纸圈的内径即芯轴直径和最内层纸带的宽度确定螺旋角和螺距，然后计算各层纸带的宽度和螺旋角。

对于内径为 120mm 的卷管，取最内层纸带宽度为 110mm，即 $D_1=120\text{mm}$ ， $b_1=110\text{mm}$ ，

由上述公式 (3-2)，得：

卷绕螺旋角 $a_i=16.96^\circ$ ；圆整 $a_1=17^\circ$

已知 $b_1=110\text{mm}$ 根据式 (3-3) 求出 $S=115.26\text{mm}$ ，圆整为 $S=115\text{mm}$ 。因为 S 是定值故 $S=115\text{mm}$ 不变。

$D_2=121\text{mm}$ ， $S=115\text{mm}$ ，

代入式 (3-4) 得： $b_2=110.07\text{mm}$ 。圆整 $b_2=110\text{mm}$ ，取缝隙 $s_2=0.07\text{mm}$ 。

代入式 (3-3) 得： $a_2=16.82^\circ$

依次类推如下：

$D_3=122\text{mm}$, $S=115\text{mm}$, $b_3=110.15\text{mm}$, 圆整 $b_3=110\text{mm}$, $s_3=0.15\text{mm}$, $a_3=16.68^\circ$

$D_4=123\text{mm}$, $S=115\text{mm}$, $b_4=110.22\text{mm}$, 圆整 $b_4=110\text{mm}$, $s_4=0.22\text{mm}$, $a_4=16.53^\circ$

$D_5=124\text{mm}$, $S=115\text{mm}$, $b_5=110.29\text{mm}$, 圆整 $b_5=110\text{mm}$, $s_5=0.29\text{mm}$, $a_5=16.40^\circ$

$D_6=125\text{mm}$, $S=115\text{mm}$, $b_6=110.36\text{mm}$, 圆整 $b_6=110\text{mm}$, $s_6=0.36\text{mm}$, $a_6=16.27^\circ$

$D_7=126\text{mm}$, $S=115\text{mm}$, $b_7=110.43\text{mm}$, 圆整 $b_7=110\text{mm}$, $s_7=0.43\text{mm}$, $a_7=16.13^\circ$

$D_8=127\text{mm}$, $S=115\text{mm}$, $b_8=110.50\text{mm}$, 圆整 $b_8=110.5\text{mm}$, $s_8=0\text{mm}$, $a_8=16.08^\circ$

$D_9=128\text{mm}$, $S=115\text{mm}$, $b_9=110.57\text{mm}$, 圆整 $b_9=110.5\text{mm}$, $s_9=0.07\text{mm}$, $a_9=15.95^\circ$

$D_{10}=129\text{mm}$, $S=115\text{mm}$, $b_{10}=110.63\text{mm}$, 圆整 $b_{10}=110.5\text{mm}$, $s_{10}=0.13\text{mm}$,
 $a_{10}=15.82^\circ$

$D_{11}=130\text{mm}$, $S=115\text{mm}$, $b_{11}=110.70\text{mm}$, 圆整 $b_{11}=110.5\text{mm}$, $s_{11}=0.20\text{mm}$,
 $a_{11}=15.70^\circ$

$D_{12}=131\text{mm}$, $S=115\text{mm}$, $b_{12}=110.76\text{mm}$, 圆整 $b_{12}=110.5\text{mm}$, $s_{12}=0.26\text{mm}$,
 $a_{12}=15.57^\circ$

对于内径为 65mm 的卷管, 取最内层纸带宽度为 60mm, 即 $D_1=65\text{mm}$, $b_1=60\text{mm}$,
代入式 (3-1) 得: 螺旋角 $a_1=17.08^\circ$;

代入式 (3-3) 得: $S=62.77\text{mm}$, 圆整 $S=63\text{mm}$;

所以 $D_1=65\text{mm}$, $S=63\text{mm}$, $b_1=60\text{mm}$, $a_1=17.08^\circ$ 缝隙 $s_1=0$;

依次类推如下:

$D_2=66\text{mm}$, $S=63\text{mm}$, $b_2=60.28\text{mm}$, 圆整 $b_2=60\text{mm}$, $s_2=0.28\text{mm}$, $a_2=16.82^\circ$

$D_3=67\text{mm}$, $S=63\text{mm}$, $b_3=60.35\text{mm}$, 圆整 $b_3=60\text{mm}$, $s_3=0.35\text{mm}$, $a_3=16.56^\circ$

$D_4=68\text{mm}$, $S=63\text{mm}$, $b_4=60.42\text{mm}$, 圆整 $b_4=60\text{mm}$, $s_4=0.42\text{mm}$, $a_4=16.31^\circ$

$D_5=69\text{mm}$, $S=63\text{mm}$, $b_5=60.49\text{mm}$, 圆整 $b_5=60\text{mm}$, $s_5=0.49\text{mm}$, $a_5=16.06^\circ$

$D_6=70\text{mm}$, $S=63\text{mm}$, $b_6=60.56\text{mm}$, 圆整 $b_6=60.5\text{mm}$

$$s_6=0.06\text{mm}, a_6=15.59^\circ$$

$$D_7=71\text{mm}, S=63\text{mm}, b_7=60.62\text{mm}, \text{圆整 } b_7=60.5\text{mm},$$

$$s_7=0.12\text{mm}, a_7=15.73^\circ$$

$$D_8=72\text{mm}, S=63\text{mm}, b_8=60.69\text{mm}, \text{圆整 } b_8=60.5\text{mm},$$

$$s_8=0.19\text{mm}, a_8=15.51^\circ$$

$$D_9=73\text{mm}, S=63\text{mm}, b_9=60.74\text{mm}, \text{圆整 } b_9=60.5\text{mm},$$

$$s_9=0.24\text{mm}, a_9=15.30^\circ$$

$$D_{10}=74\text{mm}, S=63\text{mm}, b_{10}=60.80\text{mm}, \text{圆整 } b_{10}=60.5\text{mm},$$

$$s_{10}=0.30\text{mm}, a_{10}=15.08^\circ$$

$$D_{11}=75\text{mm}, S=63\text{mm}, b_{11}=60.86\text{mm}, \text{圆整 } b_{11}=60.5\text{mm},$$

$$s_{11}=0.36\text{mm}, a_{11}=14.88^\circ$$

$$D_{12}=76\text{mm}, S=63\text{mm}, b_{12}=60.93\text{mm}, \text{圆整 } b_{12}=60.5\text{mm},$$

$$s_{12}=0.43\text{mm}, a_{12}=14.68^\circ$$

对于 65-120mm 内其它直径的卷管也可类比计算螺距、纸管各层纸带的宽度和卷绕螺旋角。

3.1.3 平带拉力

所选卷管纸的材料为纱管纸，其每层纸的张紧力为 $F=200\text{N}^{[1]}$ 。

对直径为 D_i 的卷轴做受力分析，由力矩平衡得：

$$F_f \cdot \frac{D_i}{2} + 12F \cdot \frac{D_i}{2} = F_{\text{带}} \cdot \frac{D_i}{2} \quad (3-5)$$

其中： $F_{\text{带}}$ 是平带的拉力， F_f 为卷轴所受摩擦力， $F_f = mF_N$ ， F_N 是平带对卷轴的压力，由受力平衡得： $F_{\text{带}}=F_N$ ，查阅手册可知，纸与卷管的摩擦系数 m 为 0.3-0.5，故取 m 为 0.4.代入式 (3-5) 得：

$$F_{\text{带}}=20F=4000\text{N}$$

3.2 电机的选择

3.2.1 功率的计算

卷管速度 v 、螺旋卷管的螺距 S 与卷管转速 n 有如下关系^[2]:

$$v = \frac{nS}{1000} \quad (3-6)$$

$v=3-8\text{m/min}$ ，取最大速度 $v=8\text{m/min}$ 。

卷管内径为 $D_1=120\text{mm}$ 时，螺距 $S=115\text{mm}$ ，代入式 (3-6) 得：

$$n_1 = \frac{1000v}{S_1} = \frac{1000 \times 8}{115} = 69.57(\text{r}/\text{min})$$

功率^[3]

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1 = F_{\text{带}} \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \frac{2pn_1}{60} \quad (3-7)$$

$$\text{代入数据得: } P_1 = 4000 \times \frac{120}{2 \times 1000} \times \frac{2p \times 69.57}{60} \text{W} = 1.748 \text{KW}$$

卷管内径为 $D_2=65\text{mm}$ 时，螺距 $S=63\text{mm}$ ，代入式 (3-6) 得：

$$n_2 = \frac{1000v}{S_2} = \frac{1000 \times 8}{63} = 126.98(\text{r}/\text{min})$$

$$\text{功率 } P_2 = 4000 \times \frac{65}{2 \times 1000} \times \frac{2p \times 126.98}{60} = 1.729 \text{KW}$$

所需电动机功率 P

$$P = \frac{P_1}{h_1 \cdot h_2} \quad (3-8)$$

其中： h_1, h_2 分别是 V 带效率和减速器效率^[4]，查阅手册得 V 带效率取 $h_1=0.9$ ，

减速器效率 $h_2=0.82$ ，代入式 (3-8) 得：

$$P=2.37\text{KW}$$

3.2.2 电机的选择^[6]

根据上述所取 V 带效率和减速器效率^[5]，故选取电机型号为：

励磁调速电机 YCT160-4B，额定功率 $P_N=3\text{kW}$ ，调速范围 1250-125r/min，额定转

矩为 19.2N·m

3.3 减速器的选择

3.3.1 转速的计算

辊筒直径 $d=260\text{mm}$ ，卷管内径为 $D_1=120\text{mm}$ 时，辊筒转速：

$$n_1' = n_1 \cdot \frac{D_1}{d} = 69.57 \times \frac{120}{260} = 32.11(\text{r}/\text{min}) \quad (3-9)$$

若卷管直径 $D_1=65\text{mm}$ ，辊筒转速为：

$$n_2' = n_2 \cdot \frac{D_1}{d} = 126.98 \times \frac{65}{260} = 31.745(\text{r}/\text{min}) \quad (3-10)$$

则辊筒最大转速为 $n'=32,11$ (r/min)。

3.3.2 传动比的分配

励磁调速电机的转速为 $n=1250-125\text{r}/\text{min}$ ，电机转速取为 $n=1000\text{r}/\text{min}$ ，从电机到辊筒的总传动比为 $i = n/n' = 1000/32.11 \approx 30$

选取减速器传动比 $i_1=20$ ，锥齿轮组 2-3 传动比 $i_2 = i/i_1=30/20=1.5$

3.3.3 减速器的选择

已知减速器的传动比很大，故选减速器为蜗杆减速器，其型号为：WPO100-20-E，其传动比为 20，中心距为 $100\text{mm}^{[14]}$ 。减速器的简化画法如下：

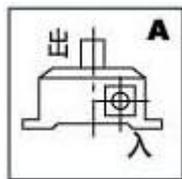


图 3-3 减速器的简化画法

实物图如下：

WPWO



图 3-4 减速机的外形图

3.4 V 带传动计算

减速器与电机之间通过普通 V 带连接，传动比 $i=1$ ，两带轮转速：

$$n_1 = n_2 = 1000 \text{ r/min}$$

普通 V 带传动的设计与计算如下：

3.4.1 确定计算功率

计算功率 P_{ca} 是根据传动的功率 P 和带的工作条件而确定的

$$P_{ca} = K_A \cdot P_N = 1.2 \times 3 = 3.6 \text{ KW} \quad (3-11)$$

式中：

P_{ca} ——计算功率，kW；

K_A ——工作情况系数，由表 13-1-16^[3]查得 $K_A=1.2$ ；

P_N ——传动功率，在此为电机的额定功率。

3.4.2 选择 V 带的带型

由上可知计算功率 $P_{ca}=3.6\text{kW}$ 和小带轮转速 n ，由图 13-1-1^[3]选取 A 型带。

3.4.3 确定带轮的基准直径并验算带速 v

1、初选小带轮的基准直径 d_{d1}

由表 13-1-10^[3]和 13-1-11^[3]，为了提高 V 带寿命，条件允许时，基准直径尽量取较大值，故取小带轮的基准直径 $d_{d1}=100\text{mm} > (d_{d1})_{\min}=75\text{mm}$

2、验算带速 v

带的速度 v

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 1000}{60 \times 1000} = 5.24 \text{ m/s} \quad (3-12)$$

因为带速 $v=5\text{m/s}-30\text{m/s}$ ，故带速合适。

3、大带轮的基准直径 d_{d2}

已知传动比 $i=1$ ，则 $d_{d2}=d_{d1}=100\text{mm}$ ，故大带轮的基准直径为 100mm 。

3.4.4 确定中心距 a 并选择 V 带的基准长度 L_d

1、确定中心距 a

初定中心距 a_0

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2}) \quad (3-13)$$

代入数据得： $140\text{mm} \leq a_0 \leq 400\text{mm}$

故初选中心距 $a_0=300\text{mm}$ 。

2、计算相应带所需的基准长度 L_{d0}

初定基准长度 L_{d0}

$$L_{d0} = 2a_0 + \frac{p}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d1} + d_{d2})^2}{4a_0} \quad (3-14)$$

代入数据得：

$$L_{d0} = [2 \times 300 + \frac{p}{2} \times (100 + 100)] \approx 914\text{mm}$$

由表 13-1-5^[3]选带的基准长度为 $L_d=900\text{mm}$ 。

3、计算实际中心距 a

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} \quad (3-15)$$

将数据代入上式得：

$$a \approx 300 + \frac{900 - 914}{2} = 293\text{mm}$$

考虑到带轮的制造误差、带长误差、带的弹性以及因带的松弛而产生的补充张紧的需要，可以得出带轮的最大中心距 a_{\max} 和最小中心距 a_{\min}

$$a_{\max} = a + 0.015L_d = 293 + 0.015 \times 900 \approx 307\text{mm} \quad (3-16)$$

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 293 - 0.015 \times 900 = 280\text{mm} \quad (3-17)$$

即中心距的变化范围为 280~307mm。

3.4.5 验算小带轮包角 α_1

由于两带轮的基准直径相等，且

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ \quad (3-18)$$

得： $\alpha_1 = 180^\circ$ ，一般 $\alpha_1 \geq 120^\circ$ ，故适合题意。

3.4.6 计算带的根数 z

1、计算单根 V 带的额定功率 P_1

已知 A 型带， $d_{d1} = 100\text{mm}$, $n_1 = 1000\text{r/min}$ ，查表 13-1-18^[3]得 $P_0 = 0.99\text{kW}$

传动比 $i = 1$ ，增量 $\Delta P_0 = 0$

$\alpha_1 = 180^\circ$ ，由表 13-1-21^[3]，包角修正系数 $K_a = 1$ ；

$L_d = 900\text{mm}$ ，由表 13-1-22^[3]得带长修正系数 $K_L = 0.87$ ；

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0) \cdot K_a \cdot K_L = 0.99 \times 1 \times 0.87 = 0.86\text{kW} \quad (3-19)$$

2、计算 V 带的根数 z

普通 V 带及有效宽度制窄 V 带：

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{3.6}{0.86} = 4.18 \quad (3-20)$$

取 5 根 V 带。

3.4.7 计算单根 V 带的初张紧力的最小值

由表 13-1-23 得 V 带单位长度质量 $m=0.1\text{kg/m}$ ，所以

$$\begin{aligned}(F_0)_{\min} &= 500\left(\frac{2.5}{K_a} - 1\right)\frac{P_{ca}}{zv} + mv^2 \\ &= \left[500\left(\frac{2.5}{1} - 1\right) \times \frac{3.6}{5 \times 5.24} + 0.1 \times 5.24^2\right] N \\ &= 125.6 N\end{aligned}\quad (3-21)$$

3.4.8 作用在轴上的力即压轴力的最小值 $(F_r)_{\min}$ 及带轮的结构设计

$$(F_r)_{\min} = 2(F_0)_{\min} z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 125.6 \times 5 \times \sin 90^\circ = 1054.4 N \quad (3-22)$$

由于带轮的基准直径 $d_{d1}=100\text{mm}$ ，且为 A 型带，查阅 13-1-12^[4]可知选用实心式带轮。实心式带轮的结构如下^[10]：

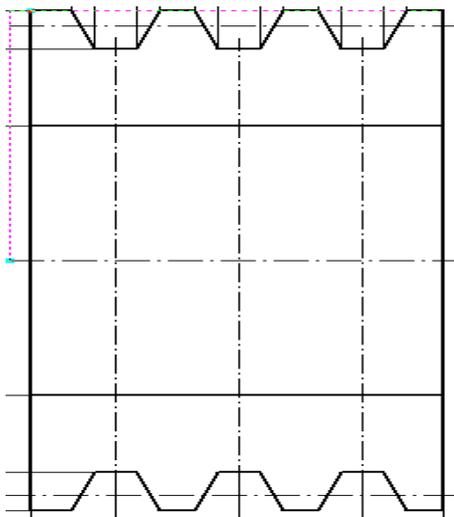


图 3-5 带轮的外形尺寸

查阅 23-1-69 可知，型号为 YCT160-4B 的励磁调速电机的输出轴的直径

$$D = 28_{-0.004}^{+0.009}$$

输出轴的长度 $E=60 \pm 0.37$ ，根据轴颈选择键的类型与尺寸^[5]

选择普通平键，键宽 $b \times$ 键高 $h=8 \times 7$ ，故带轮的尺寸如上图所示

3.5 链传动的设计

滚子链传动的设计与计算

电动机通过 V 带传动驱动蜗杆减速器，然后通过链传动驱动从动机头，所需传递的功率为

$$P = P_N \cdot h_1 \cdot h_2 = 3 \times 0.9 \times 0.82 = 2.2 \text{kw} \quad (3-23)$$

其中，V 带效率 $h_1=0.9$ ，减速器效率 $h_2=0.82$ 。由于减速器的传动比 $i=20$

则主动链轮转速为：

$$n_1 = 1000/20 = 50 (\text{r/min})$$

1. 确定传动比，选择链轮齿数 z_1 、 z_2

传动比 $i=1$ ，链轮齿数按优先齿数选取 $z_1=z_2=21$ 。

2. 计算当量的单排链的计算功率 P_{ca}

根据链传动的工作情况、主动链轮齿数和链条排数，将链传动所需传动的功率修正为当量的单排链的计算功率^[16]

$$P_{ca} = \frac{K_A \cdot K_Z}{K_P} P \quad (3-24)$$

式中： K_A ——工况系数，由表 13-2-3^[4]，为 1；

K_Z ——主动链轮齿数系数，由表 13-2-4，为 1.11；

K_P ——多排链系数，此处为单排链，为 1；

P ——所需传递功率，由前计算得， $P=2.2\text{kW}$ 。

代入式 (3-24) 得：

$$P_{ca} = \left(\frac{1 \times 1.11}{1} \times 2.2 \right) \text{kw} = 2.44 \text{kw}$$

3. 选择链条型号和节距

根据计算功率 $P_{ca} = 2.44\text{kW}$ 和主动链轮转速 $n_1=50\text{r/min}$ ，由图 13-2-1 选取 16A-1。查表 13-2-1，链条节距为 $p=25.4\text{mm}$ 。

4. 验算主动链轮的轴孔直径 d_k

查表 13-2-6，由节距 $p=25.4\text{mm}$ 和齿数 $z_1=21$ ，得链轮轴孔最大许用直径

$d_{\max}=95\text{mm}$ 。

主动链轮的直径 $d_k=45\text{mm}$, 小于最大许用直径 $d_{\max}=95\text{mm}$ 。

故满足要求, 不需要调整轴孔直径和节距。

5. 计算链节数和中心距

初选中心距

$$a_0 = (30 : 50)p = [(30 : 50) \times 25.4] = (762 : 1270)\text{mm}$$

取 $a_0=1000\text{mm}$ 。

相应的链长节数为:

$$L_{p0} = 2\frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2p}\right)^2 \frac{p}{a_0} \quad (3-25)$$

代入数据得: $L_{p0}=100$ 节。

链条长度为:

$$L = \frac{L_p p}{1000} = \frac{100 \times 25.4}{1000} \text{m} = 2.54\text{m} \quad (3-26)$$

已知: $z_2=z_1=z=21$,

计算中心距 a_c

$$a_c = \frac{p}{2}(L_p - z) = \left[\frac{25.4}{2} \times (100 - 21)\right] \text{mm} = 1003.3\text{mm} \quad (3-27)$$

实际中心距 a

$$a = a_c - \Delta a \quad (3-28)$$

一般 $\Delta a = (0.002-0.004)a_c = (0.002-0.004) \times 1003.3 = (2.007-4.014)\text{mm}$

故实际中心距 $a = (999.7-1001.3) \text{mm}$

由于是水平传动, 为防止链条脱落, 可取实际中心距为 1002mm 。

6. 计算链条速度, 确定润滑方式

平均链速 v

$$v = \frac{n_1 z_1 p}{60 \times 1000} = \frac{50 \times 21 \times 25.4}{60 \times 1000} \approx 0.44 \text{m/s} \quad (3-29)$$

故此传动为低速链传动。

由 $v = 0.44\text{m/s}$ 和链号 16A-1, 由图 9-14^[5] 可知采用定期人工润滑。

7. 计算链传动作用在轴上的压轴力 F

有效圆周力:

$$F_t = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 2.2}{0.44} N = 5000N \quad (3-30)$$

链轮水平布置时的压轴力系数 $K_{FP}=1.15$ ，则压轴力

$$F \approx K_{FP} \cdot F_t = (1.15 \times 5000)N = 5750N \quad (3-31)$$

3.6 齿轮传动

3.6.1 第一组锥齿轮的设计、计算及校核

第一组锥齿轮的传动目的是为了改变传动方向，传动比 $u=1$ ，则 $n_2=un_1=50r/min$ ，由于通过链轮将传动传递到另一组机头，故这一组锥齿轮所需的传动功率减半，为 1.1kW。

3.6.1.1 锥齿轮传动的初步设计

1. 选定齿轮类型、精度等级、材料^[11]

- (1) 所选锥齿轮为正交传动的等顶隙收缩齿直齿锥齿轮，即交错角为 90° 。
- (2) 本机器为一般工作机器，速度不高，可选用 7 级精度的锥齿轮。
- (3) 材料的选择：两齿轮材料均为 45 钢（调质），硬度为 240HBS。

2. 初步设计

(1) 接触强度的初步计算公式：

$$d_1 = eZ_b Z_f \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_{Hb}}{u S_{H \lim}^2}} \quad (3-32)$$

式中：

d_1 ——小齿轮大端分度圆直径，mm；

e ——锥齿轮类型几何系数，由表 14-3-25^[4]查得为 1200；

Z_b ——变位后强度影响系数，由表 14-3-26^[4]查得为 1；

Z_f ——齿宽比系数，由表 14-3-27^[4]查得为 1.629；

T_1 ——小齿轮转矩， $T_1 = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{1.1}{50} = 210.1N \cdot m$ ， $N \cdot m$ ；

K_A ——使用系数，由表 14-1-81 查得为 1.25；

K_{Hb} 、 K_{Fb} ——齿向载荷分布系数，由表 14-3-34 查得 $K_{Hbbe}=1.25$ ，又

$$K_{Hb} = 1.5K_{Hbbe} = 1.5 \times 1.25 = 1.875;$$

s_{Hlim} 、 s_{Flim} ——试验齿轮的接触、弯曲疲劳极限，由表 14-3-28 查得为 $650\text{N}\cdot\text{mm}^2$;

u ——齿轮传动比，为 1;

将以上各数代入式 (3-32) 得:

$$d_1 = 1200 \times 1 \times 1.629 \times \sqrt[3]{\frac{210.1 \times 1.25 \times 1.875}{1 \times 650^2}} = 205.72\text{mm}$$

(2) 弯曲强度的初步计算公式:

$$d_1 = 50 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_{Fb}}{\sqrt{u^2 + 1}} \times \frac{Y_F}{s_{Flim}} \times \sqrt[4]{z_1}} \quad (3-33)$$

式中:

由接触强度算得的分度圆直径，按图 14-3-5^[16]取 $z_1=35$;

K_A ——使用系数，见表 14-1-81 可取 $K_A=1.25$

K_{Hb} 、 K_{Fb} ——齿向载荷系数， $K_{Fb} = K_{Hb} = 1.875$;

Y_F ——齿形系数，由式 $Y_F = CY_{F0}$, C 为有切向变位时的修正系数，由图 14-3-23，查取为 1.0，由图 14-3-24 查取 $Y_{F0}=2.53$ ，则 $Y_F=2.53$ 。

s_{Flim} ——试验齿轮的弯曲疲劳极限，由表 14-3-28 查得为 $220\text{N}\cdot\text{mm}^2$ 。

将以上各数代入式 (3-33)，得:

$$d_1 = 50 \sqrt[3]{\frac{210.1 \times 1.25 \times 1.875}{\sqrt{1^2 + 1}} \times \frac{2.53}{220} \times \sqrt[4]{35}} = 193.12\text{mm}$$

由以上计算，大端端面模数:

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{205.72}{35} \text{mm} = 5.88\text{mm}$$

圆整为标准值 $m=6\text{mm}$ 。

3.6.1.2 锥齿轮传动的几何计算

根据所选定的齿形制 GB/T12369-1990^[22]，按表 14-3-2^[4]确定如下:

1. 齿形角 $\alpha = 20^\circ$;
2. 齿顶高系数 $h_a^* = 1$;
3. 顶隙 $c^* = 0.2$;
4. 螺旋角 $\beta = 0^\circ$;

根据上述计算,

5. 大端端面模数 $m = 6$;
6. 齿数比 $u = 1$;
7. 齿数 $z_1 = 35$, $z_2 = 35$;
8. 高变位系数 $x_1 = x_2 = 0$;
- 切向变位系数 $x_{t1} = x_{t2} = 0$;
9. 节锥角 d :

$$\tan d_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} = \frac{\sin 90^\circ}{1 + \cos 90^\circ} = 1$$

解得: $d_1 = 45^\circ$, 则 $d_2 = 45^\circ$

10. 大端分度圆直径 d

$$d_1 = mz_1 = 6 \times 35 \text{mm} = 210 \text{mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 6 \times 35 \text{mm} = 210 \text{mm}$$

11. 外锥距 R

$$R = \frac{d_1}{2 \sin d_1} = \frac{d_2}{2 \sin d_2} = \frac{210}{2 \times \sin 45^\circ} \text{mm} = 148.5 \text{mm}$$

12. 齿宽 b

齿宽系数 $f_R = \frac{1}{4} - \frac{1}{3}$, 可初选 $f_R = 0.3$ 。

$$b = f_R R = 0.3 \times 148.5 = 44.55 \text{mm}$$

取齿宽 $b = 45 \text{mm} < 10 \cdot m = 60 \text{mm}$, 满足要求。

13. 齿宽系数 f_R

$$f_R = \frac{b}{R} = \frac{45}{148.5} = 0.303$$

14. 平均分度圆直径 d_m

$$d_{m1} = d_1(1 - 0.5f_R) = 210 \times (1 - 0.5 \times 0.303) = 178.185 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = d_2(1 - 0.5f_R) = 210 \times (1 - 0.5 \times 0.303) = 178.185 \text{ mm}$$

15. 中锥距 R_m

$$R_m = R(1 - 0.5f_R) = [148.5 \times (1 - 0.5 \times 0.303)] = 126 \text{ mm}$$

16. 平均模数 m_m

$$m_m = m(1 - 0.5f_R) = 6 \times (1 - 0.5 \times 0.303) = 5.091 \text{ mm}$$

17. 大端齿顶高 h_a

$$h_{a1} = h_{a2} = m \cdot h_a^* = 6 \text{ mm}$$

18. 全齿高 h

$$h = (2h_a^* + c^*)m = [(2 \times 1 + 0.2) \times 6] \text{ mm} = 13.2 \text{ mm}$$

19. 大端齿根高 h_f

$$h_{f1} = h - h_{a1} = (13.2 - 6) \text{ mm} = 7.2 \text{ mm}$$

$$h_{f2} = h - h_{a2} = (13.2 - 6) \text{ mm} = 7.2 \text{ mm}$$

20. 大端齿顶圆直径 d_a

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \cos d_1 = (210 + 2 \times 6 \times \cos 45^\circ) \text{ mm} = 218.5 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \cos d_2 = (210 + 2 \times 6 \times \cos 45^\circ) \text{ mm} = 218.5 \text{ mm}$$

21. 齿根角 q_f

$$\tan q_{f1} = \frac{h_{f1}}{R} = \frac{7.2}{148.5} = 0.0485$$

$$\text{求出 } q_{f1} = 2.776^\circ$$

$$\tan q_{f2} = \frac{h_{f2}}{R} = \frac{7.2}{148.5} = 0.0485$$

$$\text{求出 } q_{f2} = 2.776^\circ$$

22. 齿顶角 q_a

对于齿顶隙收缩齿

$$q_{a1} = q_{f2} = 2.776^\circ$$

$$q_{a2} = q_{f1} = 2.776^\circ$$

23.顶锥角 d_a

$$d_{a1} = d_1 + q_{a1} = 45^\circ + 2.776^\circ = 47.776^\circ$$

$$d_{a2} = d_2 + q_{a2} = 45^\circ + 2.776^\circ = 47.776^\circ$$

24.根锥角 d_f

$$d_{f1} = d_1 - q_{f1} = 45^\circ - 2.776^\circ = 42.224^\circ$$

$$d_{f2} = d_2 - q_{f2} = 45^\circ - 2.776^\circ = 42.224^\circ$$

25.安装距 A

按结构确定, $A_1=140\text{mm}$, $A_2=141\text{mm}$

26.冠顶距 A_K

$$A_{K1} = \frac{d_2}{2} - h_{a1} \sin d_1 = \left(\frac{210}{2} - 6 \times \sin 45^\circ\right) \text{mm} = 100.757 \text{mm}$$

$$A_{K2} = \frac{d_1}{2} - h_{a2} \sin d_2 = \left(\frac{210}{2} - 6 \times \sin 45^\circ\right) \text{mm} = 100.757 \text{mm}$$

27.支撑端距 H

$$H_1 = A_1 - A_{K1} = (140 - 100.757) \text{mm} = 39.243 \text{mm}$$

$$H_2 = A_2 - A_{K2} = (141 - 100.757) \text{mm} = 40.243 \text{mm}$$

28.周节 p

$$p = pm = (p \times 6) \text{mm} = 18.85 \text{mm}$$

29.分度圆弧齿厚 s

$$s_1 = m \left(\frac{p}{2} + 2x_1 \tan a + x_{i1} \right) = \left(6 \times \frac{p}{2} \right) \text{mm} = 9.425 \text{mm}$$

$$s_2 = p - s_1 = (18.85 - 9.425) \text{mm} = 9.425 \text{mm}$$

30.分度圆弦齿厚 \bar{s}

$$\begin{aligned}\bar{s}_1 &= \frac{d_1}{\cos d_1} \sin \Delta_1 \approx s_1 - \frac{s_1^3}{6d_1^2} \\ &= (9.425 - \frac{9.425^3 \times \cos^2 45^\circ}{6 \times 210^2}) \text{mm} \\ &= 9.423 \text{mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{s}_2 &= \frac{d_2}{\cos d_2} \sin \Delta_2 \approx s_2 - \frac{s_2^3}{6d_2^2} \\ &= (9.425 - \frac{9.425^3 \times \cos^2 45^\circ}{6 \times 210^2}) \text{mm} \\ &= 9.423 \text{mm}\end{aligned}$$

31.分度圆弦齿高 h

$$\begin{aligned}\bar{h}_1 &= \frac{d_{a1} - d_1 \cos \Delta_1}{2 \cos d_1} \approx h_{a1} + \frac{s_1^2}{4d_1} \cos d_1 \\ &= (6 + \frac{9.425^2}{4 \times 210} \cos 45^\circ) \text{mm} \\ &= 6.075 \text{mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{h}_2 &= \frac{d_{a2} - d_2 \cos \Delta_2}{2 \cos d_2} \approx h_{a2} + \frac{s_2^2}{4d_2} \cos d_2 \\ &= (6 + \frac{9.425^2}{4 \times 210} \cos 45^\circ) \text{mm} \\ &= 6.075 \text{mm}\end{aligned}$$

32.当量齿数 z_v

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos d_1} = \frac{35}{\cos 45^\circ} = 49.5$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos d_2} = \frac{35}{\cos 45^\circ} = 49.5$$

33.端面重合度 e_a

$$e_a = \frac{1}{2p} [z_{v1} (\tan a_{va1} - \tan a) + z_{v2} (\tan a_{va2} - \tan a)] \quad (3-34)$$

式中:

$$\begin{aligned} a_{va1} &= \arccos \frac{z_{v1} \cos a}{z_{v1} + 2x_1 + 2h_a^*} \\ &= \arccos \frac{49.5 \times \cos 20^\circ}{49.5 + 0 + 2 \times 1} \\ &= 25.42^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_{va2} &= \arccos \frac{z_{v2} \cos a}{z_{v2} + 2x_2 + 2h_a^*} \\ &= \arccos \frac{49.5 \times \cos 20^\circ}{49.5 + 0 + 2 \times 1} \\ &= 25.42^\circ \end{aligned}$$

将上述数据代入式(3-34)^[14]得:

$$e_a = 1.754$$

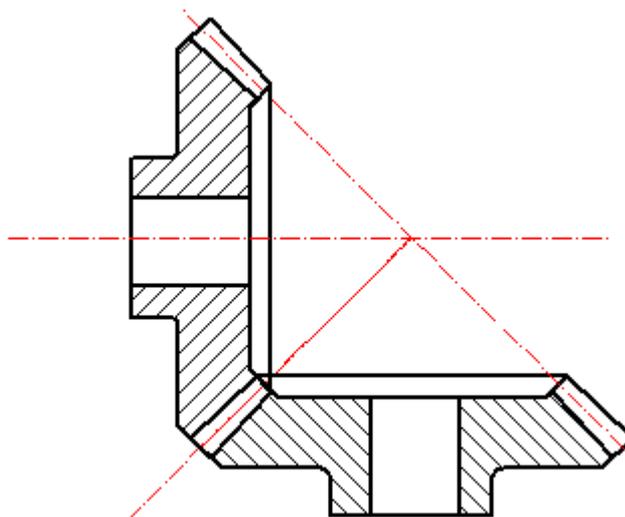


图 3-6 第一对锥齿轮

3.6.1.3 锥齿轮的强度校核计算

1. 接触强度校核计算:

对于正交传动, 计算接触应力^[12]:

$$s_H = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_b Z_K \sqrt{\frac{K_A K_V K_{Hb} K_{Ha} F_{mt}}{d_m b_{qH}} \times \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \quad (N/mm^2) \quad (3-35)$$

式中:

Z_H ——节点区域系数, 由图 14-3-27 查取为 2.50;

Z_E ——弹性系数, 由表 14-1-105 查得为 $189.8 \sqrt{N/mm^2}$;

Z_e ——接触强度计算的重合度系数，由表 14-3-30 查得

$$Z_e = \sqrt{\frac{4 - e_{va}}{3}} \quad (3-36)$$

又有当量齿轮的重合度 e_{va} 计算如下:

(1) 分度圆直径 d_v

$$\begin{aligned} d_{v2} = d_{v1} &= \frac{R - 0.5b}{R \cos d_1} d_1 \\ &= \frac{148.5 - 0.5 \times 45}{148.5 \times \cos 45^\circ} \times 210 \text{mm} \\ &= 252 \text{mm} \end{aligned}$$

(2) 中心距 a_v

$$a_v = \frac{1}{2}(d_{v2} + d_{v1}) = 252 \text{mm}$$

(3) 齿顶圆直径 d_{va}

$$\begin{aligned} d_{va2} = d_{va1} = d_{v1} &+ 2(h_{a1} - 0.5b \tan q_{a1}) \\ &= [252 + 2 \times (6 - 0.5 \times 45 \times \tan 2.776^\circ)] \text{mm} \\ &= 261.82 \text{mm} \end{aligned}$$

(4) 端面齿形角 a_{vt}

$$a_{vt} = \arctan\left(\frac{\tan a}{\cos b_m}\right)$$

其中, $b_m = 0^\circ$, $a = 20^\circ$, 则 $a_{vt} = 20^\circ$

(5) 基圆直径 d_{vb}

$$d_{vb2} = d_{vb1} = d_{v1} \cos a_{vt} = (252 \times \cos 20^\circ) \text{mm} = 236.80 \text{mm}$$

(6) 啮合线长度 g_{va}

$$\begin{aligned} g_{va} &= 0.5(\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2}) - a_v \sin a_{vt} \\ &= 0.5(\sqrt{261.82^2 - 236.80^2} + \sqrt{261.82^2 - 236.80^2}) - 252 \times \sin 20^\circ \\ &= 25.505 \text{mm} \end{aligned}$$

(7) 端面重合度 e_{va}

$$\begin{aligned}
 e_{va} &= \frac{g_{va} R}{pm(R-0.5b) \cos a_{vr}} \\
 &= \frac{25.505 \times 148.5}{p \times 6 \times (148.5 - 0.5 \times 45) \cos 20^\circ} \\
 &= 1.697
 \end{aligned}$$

(8) 纵向重合度 e_{vb}

由于是直齿锥齿轮，故 $b_m = 0^\circ$ ，则：

$$e_{vb} = \frac{0.85b \tan b_m}{pm(R-0.5b)} = 0$$

将以上数据代入，得接触强度计算的重合度系数：

$$Z_e = \sqrt{\frac{4 - e_{va}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.697}{3}} = 0.8762$$

Z_b ——接触强度计算的螺旋角系数， $Z_b = \sqrt{\cos b_m} = 1$ ；

Z_k ——接触强度计算的锥齿轮系数， Z_k 是考虑锥齿轮齿形与渐开线齿形的差异及轮齿刚度沿齿宽变化对齿面接触强度的影响。当齿顶和齿根未经修形时，取 $Z_k = 1$ ；

K_A ——使用系数，由表 14-1-81 查得为 1.25；

K_v ——动载系数，计算如下：

$$K_v = NK + 1 \quad (3-37)$$

式中：

N ——临界转数比，即小齿轮转数 n_1 与临界转数 n_{E1} 之比

$$N = 0.084 \times \frac{z_1 v_{mt}}{100} \sqrt{\frac{u^2}{u^2 + 1}} \quad (3-38)$$

对工业及车辆传动，建议在亚临界区使用，即

$$N \leq 0.85$$

v_{mt} ——中点圆周速度

$$\begin{aligned}
 v_{mt} &= \frac{p d_{m1} n_1}{6000} \\
 &= (p \times 178.185 \times \frac{50}{60000}) m/s \\
 &= 0.466 m/s
 \end{aligned}$$

代入 (3-38) 计算得:

$$\begin{aligned}
 N &= 0.084 \times \frac{z_1 v_{mt}}{100} \sqrt{\frac{u^2}{u^2 + 1}} \\
 &= 0.084 \times \frac{35 \times 0.466}{100} \sqrt{\frac{1^2}{1^2 + 1}} \\
 &= 0.0097
 \end{aligned}$$

K——当 $N \leq 0.85$ 时, 其值为

$$K = \frac{(f_{pt} - y_a) c'}{K_A \frac{F_{mt}}{b_{eH}}} C_{v12} + C_{v3} \quad (3-39)$$

f_{pt} ——齿距极限偏差, mm , 通常按大轮查表 14-3-43 取 $20 mm$;

y_a ——跑合量, mm , 查表 14-3-32 为

$$y_a = \frac{160 f_{pt}}{S_{Hlim}} = \frac{160 \times 20}{650} mm = 4.923 mm$$

c' ——单对齿刚度, 取 $14 N / (mm \bullet mm)$;

C_{v12} 与 C_{v3} —— $N \leq 0.85$ 时的系数, 由总重合度

$$e_{vY} = e_{va} + e_{vb} = 1.697$$

查表 14-3-33, 分别为 $C_{v12} = 0.66, C_{v3} = 0.23$

F_{mt} ——作用在锥齿轮齿宽中点端面分度圆上的名义切向力, N , 计算如下:

$$F_{mt} = \frac{2000 T_1}{d_{m1}} = \frac{2000 \times 210.1}{178.185} N = 2358.2 N$$

b_{eH} ——接触强度计算的有效齿宽, mm , 一般取为

$$b_{eH} = 0.85b = (0.85 \times 45) mm = 38.25 mm$$

将以上数据代入得 (3-39):

$$\begin{aligned} K &= \frac{(f_{pt} - y_a)c'}{K_A \frac{F_{mt}}{b_{eH}}} C_{v12} + C_{v3} \\ &= \frac{(20 - 4.923) \times 14}{1.25 \times 2358.2 / 38.25} \times 0.66 + 0.23 \\ &= 2.038 \end{aligned}$$

带入式 (3-37), 则动载系数为:

$$K_v = NK + 1 = 0.0097 \times 2.038 + 1 = 1.02$$

K_{Hb} ——接触强度计算的齿向载荷分布系数, 由表 14-3-34 查得

$$K_{Hbbe} = 1.25, \text{ 又有 } K_{Hb} = 1.5K_{Hbbe} = 1.5 \times 1.25 = 1.875;$$

K_{Ha} ——接触强度计算的齿向载荷分配系数, 由表 14-3-35 查得 $K_{Ha} = 1$;

由以上计算代入接触强度计算公式 (3-35) 得:

$$\begin{aligned} s_H &= 2.50 \times 189.8 \times 0.8762 \times 1 \times 1 \times \sqrt{\frac{1.25 \times 1.02 \times 1.875 \times 1 \times 2358.2}{178.185 \times 38.25} \times \frac{\sqrt{1^2 + 1}}{1}} \text{ N/mm}^2 \\ &= 449.67 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

许用接触应力

$$s_{Hp} = \frac{s_{Hlim}}{s_{Hlim}} Z_L Z_V Z_R Z_X \quad (3-40)$$

s_{Hlim} ——试验齿轮的接触疲劳极限, 为 650 N/mm^2 ;

s_{Hlim} ——接触强度计算的最小安全系数, 由表 14-1-110 取 1.10;

Z_L ——润滑剂系数, 查图 14-1-27 为 0.98;

Z_V ——速度系数, 查图 14-1-28 为 0.9;

Z_R ——粗糙度系数, 计算如下:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z100}} \right)^{C_{zR}} \quad (\text{极限条件: } Z_R \leq 1.15) \quad (3-41)$$

式中:

C_{zR} ——指数, $s_{H\lim} < 850 N/mm^2$, 取 $C_{zR} = 0.15$;

R_{z100} ——相对微观不平度十点高度

$$R_{z100} = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \sqrt[3]{\frac{100}{a_v}} \quad (3-42)$$

R_{z1} 、 R_{z2} ——小轮、大轮的微观不平度十点高度, mm;

$R_z = (4-5) R_a = [(4-5) \times 1.6] mm = (6.4-8) mm$, 取 6.4, 代入得:

$$R_{z100} = \frac{6.4 + 6.4}{2} \sqrt[3]{\frac{100}{252}} = 4.032$$

则代入得:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z100}}\right)^{C_{zR}} = \left(\frac{3}{4.032}\right)^{0.15} = 0.957 \leq 1.15$$

Z_x ——接触强度计算的尺寸系数, 由表 14-3-36 查得为 1;

由以上代入可计算许用接触应力得:

$$\begin{aligned} s_{Hp} &= \left(\frac{650}{1.10} \times 0.98 \times 0.957 \times 1\right) N/mm^2 \\ &= 498.77 N/mm^2 \end{aligned}$$

由于 $s_H \leq s_{Hp}$, 满足接触强度要求。

2. 弯曲强度校核计算

由于在设计计算时, 按弯曲强度计算得的大端分度圆直径远小于实际所取的锥齿轮大端分度圆直径, 又由实践可知, 在闭式齿轮传动中, 通常以保证齿面接触强度为主, 齿轮又为软齿面, 故弯曲强度校核可以略去不计算^[32]。

3.6.2 第二组锥齿轮的设计、计算及校核

第二组锥齿轮传动目的也是为了改变传动方向, 传动比 $u = \frac{n_1}{n_2} = 1.5$,

$n_1 = 50 r/min$, $n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{50}{1.5} = 33.33 r/min$, 上述第一组锥齿轮传动的效率为

$\eta_3 = 0.97$, 有两组同样的锥齿轮传动, 故一组锥齿轮所需的传动功率为:

$$P = 1.1 \times \frac{0.97}{2} = 0.534 \text{kw}$$

3.6.2.1 锥齿轮传动的初步设计

1. 选定齿轮类型、精度等级、材料

- (1) 所选锥齿轮为正交传动的等顶隙收缩齿直齿锥齿轮，即 $\Sigma = 90^\circ$ 。
- (2) 本机器为一般工作机器，速度不高，可选用 7 级精度的锥齿轮^[22]。
- (3) 材料的选择

两齿轮材料均为 45 钢（调质），硬度为 240HBS。

2. 初步设计

接触强度的初步计算公式：

$$d_1 = e Z_b Z_f^3 \sqrt{\frac{T_1 K_A K_{Hb}}{u S_{Hlim}^2}}$$

式中：

d_1 ——小齿轮大端分度圆直径，mm；

e ——锥齿轮类型几何系数，由表 14-3-25 查得为 1200；

Z_b ——变位后强度影响系数，由表 14-3-26 查得为 1；

Z_ϕ ——齿宽比系数，由表 14-3-27 查得为 1.683；

T_1 ——小齿轮转矩， $T_1 = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{0.53}{50} = 101.23 \text{N} \cdot \text{m}$ ；

K_A ——使用系数，由表 14-1-81 查得为 1.25；

K_{Hb} ——齿向载荷系数，由表 14-3-34 查得 $K_{Hbbe} = 1.25$ 又 $K_{Hb} = 1.5 K_{Hbbe}$ ，则

$$K_{Hb} = 1.5 \times 1.25 = 1.875；$$

u ——齿轮传动比，为 1.5；

S_{Hlim} ——试验齿轮的接触疲劳极限，由表 14-3-28 查得为 $650 \text{N} \cdot \text{mm}^2$

将以上各数代入公式得：

$$d_1 = 1200 \times 1 \times 1.683 \times \sqrt[3]{\frac{101.23 \times 1.25 \times 1.875}{1.5 \times 650^2}} = 145.56 \text{mm}$$

弯曲强度的初步计算公式：

$$d_1 = 50 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_{Fb}}{\sqrt{u^2 + 1}} \times \frac{Y_F}{S_{F\lim}}} \times \sqrt[4]{z_1}$$

式中:

由接触强度算得的分度圆直径, 按图 14-3-5 初取 $z_1 = 25$;

K_{Fb} —— 齿向载荷系数, $K_{Fb} = K_{Hb} = 1.875$;

Y_F —— 齿形系数, 由式 $Y_F = CY_{F0}$, C 为有切向变位时的修正系数, 由图 14-3-23

查取为 1.0, 由图 14-3-24 查取 $Y_{F0} = 2.74$, 则 $Y_F = 2.74$;

$S_{F\lim}$ —— 试验齿轮的弯曲疲劳极限, 由表 14-3-28 查得为 $220\text{N} \cdot \text{mm}^2$ 。

将以上各数代入公式得:

$$d_1 = 50 \sqrt[3]{\frac{101.23 \times 1.25 \times 1.875}{\sqrt{5^2 + 1}} \times \frac{2.74}{220}} \times \sqrt[4]{25} = 131.82$$

由以上计算,

大端端面模数 m 为

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{145.56}{25} \text{mm} = 5.822\text{mm}$$

圆整为标准值 6, 则

$$d_1 = mz_1 = 6 \times 25\text{mm} = 150\text{mm}$$

可适当加大大端分度圆直径, 取 $z_1 = 26$ 。

3.3.2.2 锥齿轮传动的几何计算

根据所选定的齿形制 GB/T12369-1990, 按表 14-3-2 确定如下:

1. 齿形角 $a = 20^\circ$;

2. 齿顶高系数 $h_a^* = 1$;

3. 顶隙 $c^* = 0.2$;

4. 螺旋角 $b = 0^\circ$;

根据上述计算,

5. 大端端面模数 $m = 6$;

6. 齿数比 $u=1.5$;

7. 齿数 $z_1=26$, $z_2 = 1.5z_1 = 1.5 \times 26 = 39$;

8. 高变位系数 $x_1=x_2=0$;

切向变位系数 $x_{t1}=x_{t2}=0$;

9. 节锥角 d :

$$\tan d_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} = \frac{\sin 90^\circ}{1.5 + \cos 90^\circ} = 0.667$$

求反三角函数得:

$$d_1 = 33.69^\circ$$

$$d_2 = \Sigma - d_1 = 90^\circ - 33.69^\circ = 56.31^\circ$$

10. 大端分度圆直径 d

$$d_1 = m z_1 = 6 \times 26 \text{mm} = 156 \text{mm}$$

$$d_2 = m z_2 = 6 \times 39 \text{mm} = 234 \text{mm}$$

11. 外锥距 R

$$R = \frac{d_1}{2 \sin d_1} = \frac{d_2}{2 \sin d_2} = \frac{234}{2 \times \sin 56.31^\circ} = 140.62 \text{mm}$$

12. 齿宽 b

一般的齿宽系数 $\Phi_R = \frac{1}{4} - \frac{1}{3}$, 取齿宽系数 $\Phi_R = 0.3$

则齿宽为: $b = \Phi_R R = 0.3 \times 140.62 \text{mm} = 42.186 \text{mm}$

故取齿宽 $b=45 \text{mm} < 60 \text{mm} = 10 \cdot m$, 满足要求。

13. 齿宽系数 Φ_R

根据齿宽反求齿宽系数 Φ_R , 即:

$$\Phi_R = \frac{b}{R} = \frac{45}{140.62} = 0.32$$

14. 平均分度圆直径 d_m

$$d_{m1} = d_1(1 - 0.5\Phi_R) = 156 \times (1 - 0.5 \times 0.32) = 131.04 \text{mm}$$

$$d_{m2} = d_2(1 - 0.5\Phi_R) = 234 \times (1 - 0.5 \times 0.32) = 196.56 \text{mm}$$

15. 中锥距 R

$$R_m = R(1 - 0.5\Phi_R) = [140.62 \times (1 - 0.5 \times 0.32)] \text{mm} = 118.12 \text{mm}$$

16. 平均模数 m_m

$$m_m = m(1 - 0.5\Phi_R) = 6 \times (1 - 0.5 \times 0.32) = 5.04 \text{mm}$$

17. 大端齿顶高 h_a

$$h_{a1} = h_{a2} = m \cdot h_a^* = 6 \times 1 \text{mm} = 6 \text{mm}$$

18. 全齿高 h

$$h = (2h_a^* + c^*)m = [(2 \times 1 + 0.2) \times 6] \text{mm} = 13.2 \text{mm}$$

19. 大端齿根高 h_f

$$h_{f1} = h - h_{a1} = (13.2 - 6) \text{mm} = 7.2 \text{mm}$$

$$h_{f2} = h - h_{a2} = (13.2 - 6) \text{mm} = 7.2 \text{mm}$$

20. 大端齿顶圆直径 d_a

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \cos d_1 = (156 + 2 \times 6 \times \cos 33.69^\circ) = 165.98 \text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \cos d_2 = (234 + 2 \times 6 \times \cos 56.31^\circ) = 240.66 \text{mm}$$

21. 齿根角 q_f

$$\tan q_{f1} = \frac{h_{f1}}{R} = \frac{7.2}{140.62} = 0.0512$$

$$q_{f1} = 2.931^\circ$$

$$\tan q_{f2} = \frac{h_{f2}}{R} = \frac{7.2}{140.62} = 0.0512$$

$$q_{f2} = 2.931^\circ$$

22. 齿顶角 q_a

对于齿顶隙收缩齿，

$$q_{a1} = q_{f2} = 2.931^\circ$$

$$q_{a2} = q_{f1} = 2.931^\circ$$

23. 顶锥角 d_a

$$d_{a1} = d_1 + q_{a1} = 33.69^\circ + 2.931^\circ = 36.621^\circ$$

$$d_{a2} = d_2 + q_{a2} = 56.31^\circ + 2.931^\circ = 59.241^\circ$$

24. 根锥角 d_f

$$d_{f1} = d_1 - q_{f1} = 33.69^\circ - 2.931^\circ = 30.759^\circ$$

$$d_{f2} = d_2 - q_{f2} = 56.31^\circ - 2.931^\circ = 53.379^\circ$$

25. 安装距 A

按结构确定, $A_1 = 150\text{mm}$, $A_2 = 120\text{mm}$

26. 冠顶距 A_K

$$A_{K1} = \frac{d_2}{2} - h_{a1} \sin d_1 = \left(\frac{234}{2} - 6 \times \sin 33.69^\circ \right) \text{mm} = 113.672\text{mm}$$

$$A_{K2} = \frac{d_1}{2} - h_{a2} \sin d_2 = \left(\frac{156}{2} - 6 \times \sin 56.31^\circ \right) \text{mm} = 73.008\text{mm}$$

27. 支撑端距 H

$$H_1 = A_1 - A_{K1} = (150 - 113.672) \text{mm} = 36.328\text{mm}$$

$$H_2 = A_2 - A_{K2} = (120 - 73.008) \text{mm} = 46.992\text{mm}$$

28. 周节 p

$$p = pm = (p \times 6) \text{mm} = 18.85\text{mm}$$

29. 分度圆弧齿厚 s

$$s_1 = m \left(\frac{p}{2} + 2x_1 \tan a + x_{r1} \right) = \left(6 \times \frac{p}{2} \right) \text{mm} = 9.425\text{mm}$$

$$s_2 = p - s_1 = (18.85 - 9.425) \text{mm} = 9.425\text{mm}$$

30. 分度圆弦齿厚 \bar{s}

$$\begin{aligned}\bar{s}_1 &= \frac{d_1}{\cos d_1} \sin \Delta_1 \approx s_1 - \frac{s_1^3 \cos^2 d_1}{6d_1^2} \\ &= \left(9.425 - \frac{9.425^3 \times \cos^2 33.69^\circ}{6 \times 156^2} \right) mm \\ &= 9.421 mm\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{s}_2 &= \frac{d_2}{\cos d_2} \sin \Delta_2 \approx s_2 - \frac{s_2^3 \cos^2 d_2}{6d_2^2} \\ &= \left(9.425 - \frac{9.425^3 \times \cos^2 56.31^\circ}{6 \times 234^2} \right) mm \\ &= 9.424 mm\end{aligned}$$

31. 分度圆弦齿高 \bar{h}

$$\begin{aligned}\bar{h}_1 &= \frac{d_{a1} - d_1 \cos \Delta_1}{2 \cos d_1} \approx h_{a1} + \frac{s_1^2}{4d_1} \cos d_1 \\ &= \left(6 + \frac{9.425^2}{4 \times 156} \cos 33.69^\circ \right) mm \\ &= 6.118 mm\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{h}_2 &= \frac{d_{a2} - d_2 \cos \Delta_2}{2 \cos d_2} \approx h_{a2} + \frac{s_2^2}{4d_2} \cos d_2 \\ &= \left(6 + \frac{9.425^2}{4 \times 234} \cos 56.31^\circ \right) mm \\ &= 6.053 mm\end{aligned}$$

32. 当量齿数 z_v

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos d_1} = \frac{26}{\cos 33.69^\circ} = 31.25$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos d_2} = \frac{39}{\cos 56.31^\circ} = 70.31$$

33. 端面重合度 e_a

$$e_a = \frac{1}{2p} \left[z_{v1} (\tan a_{va1} - \tan a) + z_{v2} (\tan a_{va2} - \tan a) \right]$$

式中：

$$\begin{aligned} a_{va1} &= \arccos \frac{z_{v1} \cos a}{z_{v1} + 2x_1 + 2h_a^*} \\ &= \arccos \frac{31.2 \times \cos 20^\circ}{31.2 + 2 \times 0 + 2 \times 1} \\ &= 27.98^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_{va2} &= \arccos \frac{z_{v2} \cos a}{z_{v2} + 2x_2 + 2h_a^*} \\ &= \arccos \frac{70.3 \times \cos 20^\circ}{70.3 + 2 \times 0 + 2 \times 1} \\ &= 27.98^\circ \end{aligned}$$

将以上数据代入公式得：

$$\begin{aligned} e_a &= \frac{1}{2p} \left[31.2 \times (\tan 27.98^\circ - \tan 20^\circ) + 70.3 \times (\tan 27.98^\circ - \tan 20^\circ) \right] \\ &= 1.735 \end{aligned}$$

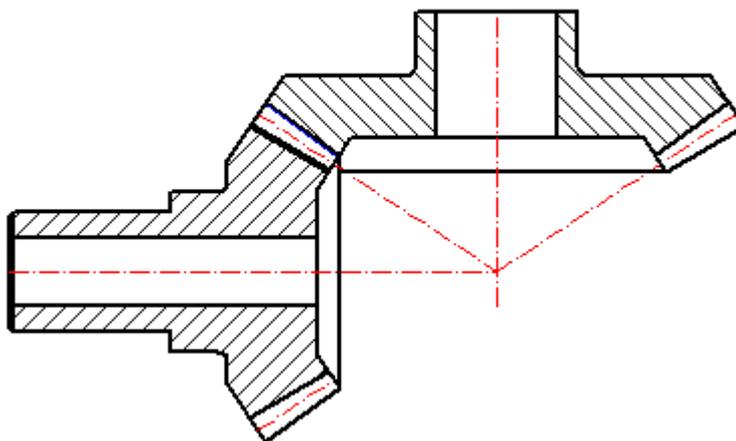


图 3-7 第二对锥齿轮

3.6.2.3 锥齿轮的强度校核计算

1. 接触强度校核计算：

对于正交传动，计算接触应力：

$$s_H = Z_H Z_E Z_e Z_b Z_K \sqrt{\frac{K_A K_V K_{Hb} K_{Ha} F_{mt}}{d_{m1} b_{eH}} \times \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \quad (N/mm^2)$$

式中：

Z_H ——节点区域系数，由图 14-3-27 查取为 2.50；

Z_E ——弹性系数，由表 14-1-105 查得为 $189.8 \sqrt{N/mm^2}$ ；

Z_e ——接触强度计算的重合度系数，由表 14-3-30 查得

$$Z_e = \sqrt{\frac{4 - e_{va}}{3}}$$

又当量齿轮的重合度 e_{va} 计算如下：

(1) 分度圆直径 d_v

$$\begin{aligned} d_{v1} &= \frac{R - 0.5b}{R \cos d_1} d_1 \\ &= \frac{140.62 - 0.5 \times 45}{140.62 \times \cos 33.69^\circ} \\ &= 157.49 \text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{v2} &= \frac{R - 0.5b}{R \cos d_2} d_2 \\ &= \frac{140.62 - 0.5 \times 45}{140.62 \times \cos 56.31^\circ} \\ &= 354.35 \text{mm} \end{aligned}$$

(2) 中心距 a_v

$$a_v = \frac{1}{2}(d_{v1} + d_{v2}) = \frac{1}{2}(157.49 + 354.35) \text{mm} = 255.92 \text{mm}$$

(3) 齿顶圆直径 d_{va}

$$\begin{aligned} d_{va1} &= d_{v1} + 2(h_{a1} - 0.5b \tan q_{a1}) \\ &= [157.49 + 2 \times (6 - 0.5 \times 45 \times \tan 2.931^\circ)] \text{mm} \\ &= 167.19 \text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{va2} &= d_{v2} + 2(h_{a2} - 0.5b \tan q_{a2}) \\ &= [354.35 + 2 \times (6 - 0.5 \times 45 \times \tan 2.931^\circ)] \text{mm} \\ &= 364.05 \text{mm} \end{aligned}$$

(4) 端面齿形角 a_{vt}

$$a_{vt} = \arctan\left(\frac{\tan a}{\cos b_m}\right)$$

其中, $b_m = 0^\circ$, $a = 20^\circ$, 则 $a_{vt} = 20^\circ$

(5) 基圆直径 d_{vb}

$$d_{vb1} = d_{v1} \cos a_{vt} = (157.49 \times \cos 20^\circ) \text{mm} = 147.99 \text{mm}$$

$$d_{vb2} = d_{v2} \cos a_{vt} = (354.35 \times \cos 20^\circ) \text{mm} = 332.98 \text{mm}$$

(6) 啮合线长度 g_{va}

$$\begin{aligned} g_{va} &= 0.5 \left(\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} \right) - a_v \sin a_{vt} \\ &= 0.5 \times \left(\sqrt{167.19^2 - 147.99^2} + \sqrt{364.05^2 - 332.98^2} \right) - 255.92 \times \sin a_{vt} \\ &= 24.947 \text{mm} \end{aligned}$$

(7) 端面重合度 e_{va}

$$\begin{aligned} e_{va} &= \frac{g_{va} R}{pm(R - 0.5b) \cos a_{vt}} \\ &= \frac{24.947 \times 140.62}{p \times 6 \times (140.62 - 0.5 \times 45) \cos 20^\circ} \\ &= 1.677 \end{aligned}$$

(8) 纵向重合度 e_{vb}

由于是直齿锥齿轮，故 $b_m = 0^\circ$ ，

$$e_{vb} = \frac{0.85bR \tan b_m}{pm(R - 0.5b)} = 0$$

将以上数据代入，得接触强度计算的重合度系数：

$$Z_e = \sqrt{\frac{4 - e_{va}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.677}{3}} = 0.88$$

式中：

Z_b ——接触强度计算的螺旋角系数， $Z_b = \sqrt{\cos b_m} = 1$ ；

Z_k ——接触强度计算的锥齿轮系数， Z_k 是考虑锥齿轮齿形与渐开线齿形的差异及轮齿刚度沿齿宽变化对齿面接触强度的影响。当齿顶和齿根未经修形时，取 $Z_k = 1$ ；

K_A ——使用系数，由表 14-1-81 查得为 1.25；

K_v ——动载系数，计算如下：

$$K_v = NK + 1 \quad (3-37)$$

式中：

N ——临界转数比，即小齿轮转数 n_1 与临界转数 n_{E1} 之比

$$N = 0.084 \times \frac{z_1 v_{mt}}{100} \sqrt{\frac{u^2}{u^2 + 1}} \quad (3-38)$$

对工业及车辆传动，建议在亚临界区使用^[7]，即

$$N \leq 0.85$$

v_{mt} ——中点圆周速度

$$\begin{aligned} v_{mt} &= \frac{p d_{m1} n_1}{6000} \\ &= (p \times 131.04 \times \frac{50}{60000}) m/s \\ &= 0.343 m/s \end{aligned}$$

代入 (3-38) 计算得：

$$\begin{aligned} N &= 0.084 \times \frac{z_1 v_{mt}}{100} \sqrt{\frac{u^2}{u^2 + 1}} \\ &= 0.084 \times \frac{26 \times 0.343}{100} \sqrt{\frac{1.5^2}{1.5^2 + 1}} \\ &= 0.0062 \end{aligned}$$

K ——当 $N \leq 0.85$ 时，其值为

$$K = \frac{(f_{pt} - y_a) c'}{K_A \frac{F_{mt}}{b_{eH}}} C_{v12} + C_{v3} \quad (3-39)$$

f_{pt} ——齿距极限偏差， mm ，通常按大轮查表 14-3-43 取 $20 mm$ ；

y_a ——跑合量， mm ，查表 14-3-32 为

$$y_a = \frac{160 f_{pt}}{S_{H \lim}} = \frac{160 \times 20}{650} mm = 4.923 mm$$

c' ——单对齿刚度^[8]，取 $14 \frac{N}{(mm \bullet mm)}$ ；

C_{v12} 与 C_{v3} —— $N \leq 0.85$ 时的系数，由总重合度

$$e_{vY} = e_{va} + e_{vb} = 1.677$$

查表 14-3-33，分别为 $C_{v12} = 0.66, C_{v3} = 0.23$

F_{mt} ——作用在锥齿轮齿宽中点端面分度圆上的名义切向力, N, 计算如下:

$$F_{mt} = \frac{2000T_1}{d_{m1}} = \frac{2000 \times 101.23}{131.04} N = 1545.02 N$$

b_{eH} ——接触强度计算的有效齿宽, mm, 一般取为

$$b_{eH} = 0.85b = (0.85 \times 45) mm = 38.25 mm$$

将以上数据代入得 (3-39):

$$\begin{aligned} K &= \frac{(f_{pt} - y_a)c'}{K_A \frac{F_{mt}}{b_{eH}}} C_{v12} + C_{v3} \\ &= \frac{(20 - 4.923) \times 14}{1.25 \times 1603.33 / 38.25} \times 0.66 + 0.23 \\ &= 2.889 \end{aligned}$$

带入式 (3-37), 则动载系数为:

$$K_v = NK + 1 = 0.0062 \times 2.889 + 1 = 1.02$$

K_{Hb} ——接触强度计算的齿向载荷分布系数, 由表 14-3-34 查得

$$K_{Hbbe} = 1.25, \text{ 又有 } K_{Hb} = 1.5K_{Hbbe} = 1.5 \times 1.25 = 1.875;$$

K_{Ha} ——接触强度计算的齿向载荷分配系数, 由表 14-3-35 查得 $K_{Ha} = 1$;

由以上计算代入接触强度计算公式 (3-35) 得:

$$\begin{aligned} s_H &= 2.50 \times 189.8 \times 0.88 \times 1 \times 1 \times \sqrt{\frac{1.25 \times 1.02 \times 1.875 \times 1 \times 1545.02}{131.04 \times 38.25} \times \frac{\sqrt{1.5^2 + 1}}{1.5}} N/mm^2 \\ &= 392.96 N/mm^2 \end{aligned}$$

许用接触应力

$$s_{Hp} = \frac{s_{Hlim}}{s_{Hlim}} Z_L Z_V Z_R Z_X \quad (3-40)$$

s_{Hlim} ——试验齿轮的接触疲劳极限, 为 $650 N/mm^2$;

s_{Hlim} ——接触强度计算的最小安全系数, 由表 14-1-110^[9]取 1.10;

Z_L ——润滑剂系数, 查图 14-1-27 为 0.98;

Z_V ——速度系数，查图 14-1-28 为 0.9；

Z_R ——粗糙度系数，计算如下：

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z100}}\right)^{C_{zR}} \quad (\text{极限条件: } Z_R \leq 1.15) \quad (3-41)$$

式中：

C_{zR} ——指数， $s_{H\lim} < 850 N/mm^2$ ，取 $C_{zR} = 0.15$ ；

R_{z100} ——相对微观不平度十点高度

$$R_{z100} = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \sqrt[3]{\frac{100}{a_v}} \quad (3-42)$$

R_{z1} 、 R_{z2} ——小轮、大轮的微观不平度十点高度， mm ；

$R_z = (4-5) R_a = [(4-5) \times 1.6] mm = (6.4-8) mm$ ，取 6.4，代入得：

$$R_{z100} = \frac{6.4 + 6.4}{2} \sqrt[3]{\frac{100}{255.92}} = 4.679$$

则代入得：

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z100}}\right)^{C_{zR}} = \left(\frac{3}{4.679}\right)^{0.15} = 0.936 \leq 1.15$$

Z_X ——接触强度计算的尺寸系数，由表 14-3-36 查得为 1；

由以上代入可计算许用接触应力得：

$$\begin{aligned} s_{Hp} &= \left(\frac{650}{1.10} \times 0.98 \times 0.9 \times 0.936 \times 1\right) N/mm^2 \\ &= 487.83 N/mm^2 \end{aligned}$$

由于 $s_H \leq s_{Hp}$ ，满足接触强度要求。

2. 弯曲强度校核计算

由于在设计计算时，按弯曲强度计算得的大端分度圆直径远小于实际所取的锥齿轮大端分度圆直径，又由实践可知，在闭式齿轮传动中，通常以保证齿面接触强度为主，齿轮又为软齿面，故弯曲强度校核可以略去不计算。

3.7 轴的设计和校核

3.7.1 第一根轴的设计、计算和校核

3.7.1.1 求轴上的功率 P、转速 n 和转矩 T

若取齿轮传递的效率（包括轴承效率在内）为 $h=0.97$ ，则

$$P_1 = Ph = 1.1 \times 0.97 = 1.067 \text{kw}$$

转速 n 为： $n = 50 \text{r}/\text{min}$

故可计算出转矩 T

$$T = 9550 \frac{P}{n} = (9550 \times \frac{1.067}{50}) \text{N} \cdot \text{m} = 203.80 \text{N} \cdot \text{m}$$

3.7.1.2 第一对锥齿轮的受力分析

求作用在齿轮上的力^[5]：

因已知锥齿轮的分度圆直径为 210mm，故计算如下：

$$F_t = \frac{2T}{d_{m1}} = \frac{2 \times 203800}{178.785} = 2279.83 \text{N}$$

$$F_r = F_t \tan \alpha \cos \delta_1 = 2279.83 \times \tan 20^\circ \times \cos 45^\circ = 586.75 \text{N}$$

$$F_a = F_t \tan \alpha \sin \delta_1 = 2279.83 \times \tan 20^\circ \times \sin 45^\circ = 586.75 \text{N}$$

3.7.1.3 初步确定轴的最小直径

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (3-43)$$

先根据上式初步估算轴的最小直径，选取轴的材料为 45 钢，调质处理，查表 6-1-19 取 $A_0=112$ ，于是得：

$$d_{\min} = 112 \sqrt[3]{\frac{1.067}{50}} = 31.07 \text{mm}$$

输出轴的最小直径显然是安装联轴器处轴的直径 d_1 ，为了使所选的轴直径 d_1 与联轴器的孔径相适应，故需同时选取联轴器型号^[29]。

联轴器的计算转矩 $T_{ca} = K_A T_3$ ，查表，考虑到转矩变化很小，故取 $K_A=1.3$ ，则：

$$T_{ca} = K_A T_3 = 1.3 \times 203800 = 264940 N \cdot mm$$

按照计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件, 查阅手册, 选用 YL9 型的凸缘联轴器^[16], 联轴器的一端联减速器轴, 另一端联输出轴, 已知减速器轴的输出轴径为 38mm, 则, 传动轴的最小直径取为 40mm, 即, 轴的最小直径为 40mm。

3.7.1.4 轴的结构的设计

1. 拟定轴上零件的装配方案

根据前述的分析, 轴上装有联轴器、链轮、定位轴承以及锥齿轮。与联轴器配合的轴径最小, $d_{\min}=40\text{mm}$ 。

2. 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度^[30]

(1) 由于凸缘联轴器的性能可知, 不需要轴肩定位联轴器, 故与链轮配合的轴径仍然为 40mm, 链轮设计过程中已经确定了链轮的宽度, 故直径为 40mm 的轴段长度为 $L=125\text{mm}$ 。

(2) 初步选择滚动轴承, 因轴承同时受有径向力和轴向力的作用, 故选用角接触轴承, 参照工作要求并根据 $d_1=40\text{mm}$, 由轴承产品目录中初步选取 0 基本游隙组、标准精度级的角接触轴承 7210C, 尺寸为 $d \times D \times B = 50\text{mm} \times 90\text{mm} \times 20\text{mm}$, 故 $d_2=50\text{mm}$ 。了、 $L_2=40\text{mm}$ 。轴承由定位轴肩定位, 故定位轴肩为 $d_3=56\text{mm}$, $L_3=40\text{mm}$ 。

(3) 取安装齿轮处的轴径 $d_3=40\text{mm}$, 齿轮的下端由轴肩定位, 由于锥齿轮的轮毂宽度 $L'=60\text{mm}$, 又因为轴长应略短于轮毂长度, 故取轮毂长度 $L=56\text{mm}$ 。

3. 轴上零件的周向定位

齿轮、联轴器与轴的周向定位均采用平键连接。与齿轮配合的轴径 $d_3=40\text{mm}$, 且轴长 $L_3=56\text{mm}$, 故选用平键 1 截面为 $b \times h = 12\text{mm} \times 8\text{mm}$, 键长取为 $L_1''=50\text{mm}$, 轮毂与轴的配合为 $\frac{H7}{n6}$;

与联轴器配合的轴径 $d_1=40\text{mm}$, 故键 2 的截面尺寸也为 $b \times h = 12\text{mm} \times 8\text{mm}$, 键长 $L_2''=63\text{mm}$, 联轴器与轴的配合为 $\frac{H7}{k6}$; 滚动轴承与轴的周向定位是由过渡配合来保证的, 此处选轴的直径尺寸公差为 m6。

3.7.1.5 求轴上的载荷

首先根据轴的结构图做出轴的计算简图, 确定轴承的支点位置时, 应从手册中查取 a 值, 对于 7210 型角接触轴承, 由手册中查得 $a=19.4$ 。所以轴的受力情况如下^[30]:

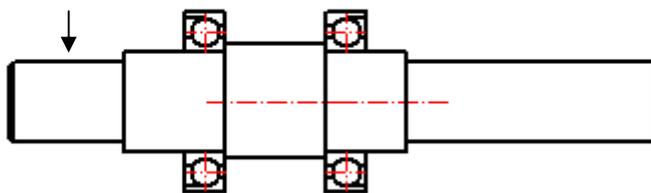


图 3-8 轴 1 的外形尺寸

按弯扭合成应力校核轴的强度：

进行校核时，通常只校核轴上承受最大弯矩和扭矩的截面的强度，扭转切应力为脉动循环变应力，取 $\alpha = 0.6$ ，轴的计算应力为：

$$s_{ca} = \frac{\sqrt{M_1^2 + (\alpha T_1)^2}}{W} = \frac{\sqrt{\left(2279.83 \times \frac{40}{2}\right)^2 + (0.6 \times 203800)^2}}{0.1 \times 40^3} \text{ Mpa}$$

$$= 20.39 \text{ Mpa}$$

前已选轴的材料为 45 钢，调质处理，查阅手册知 $[s_{-1}] = 60 \text{ Mpa}$ ，因此 $s_{ca} < [s_{-1}]$ ，故安全。

3.7.2 花键轴的设计、计算及校核

3.7.2.1 求花键轴上功率 P、转速 n 和转矩 T

$$P = 1.067 \times 0.97 = 1.035 \text{ kw}$$

$$n = 50 \text{ r/min}$$

$$T = 9550 \frac{P}{n} = \left(9550 \times \frac{1.035}{50} \right) \text{ N} \cdot \text{m} = 197.69 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.7.2.2 锥齿轮 1、2、3 的受力分析

第一组锥齿轮为两个一样的齿轮，命名锥齿轮 1，第二组齿轮中的两齿轮分别为锥齿轮 2 和锥齿轮 3。

对锥齿轮 1、3 来说：

由前述锥齿轮的计算可知，主动轮的转矩：

$$T_3 = T_1 = 98.84 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_{t3} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \times 98840}{131.04} = 1508.6N$$

$$F_{r3} = F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \cos d_1 = 1508.6 \times \tan 20^\circ \times \cos 33.69^\circ = 457N$$

$$F_{a3} = F_{a1} = F_{t1} \tan \alpha \sin d_1 = 1508.6 \times \tan 20^\circ \sin 33.69^\circ = 304.6N$$

对锥齿轮 2:

由前述锥齿轮的计算可知, 从动轮的转矩:

$$P_2 = 1.067 \times 0.97 = 1.035kw$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n} = 9550 \times \frac{1.035}{50} = 197.69Ng$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2 \times 197690}{178.185} N = 2219N$$

$$F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha \cos d_2 = 2219 \times \tan 20^\circ \times \cos 45^\circ = 571.1N$$

$$F_{a2} = F_{t2} \tan \alpha \sin d_2 = 2219 \times \tan 20^\circ \sin 45^\circ = 571.1N$$

3.7.2.3 初步确定轴的最小直径

先初步估算轴的最小直径, 选用轴的材料为 45 钢, 调质处理^[3]。

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

根据表 15-3, 取 $A_0=112$, 于是得:

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{1.035}{50}} = 30.75mm$$

3.7.2.4 求轴上的载荷

(1) 做出轴的计算简图

求轴上零件的载荷, 锥齿轮对轴的力已计算出, 可据此计算轴承所受的径向载荷 F_{r1} 和 F_{r2} 将轴系部件受到的空间力系分解为铅垂面和水平面两个平面力系。其中, 水平面平面力系图中的 F_{r2} 为通过另加转矩而平移到指向轴线^[12]。

水平面力系:

$$F_{t2}L_2 = F_{r2H}(L_2 + L_3)$$

$$F_{r2H} = \frac{F_{t2}L_2}{L_2 + L_3} = \frac{2219 \times 83.4}{83.4 + 258.8} = 540.8N$$

$$F_{r1H} = F_{t2} - F_{r2H} = (2219 - 540.8)N = 1678.2N$$

铅垂面力系:

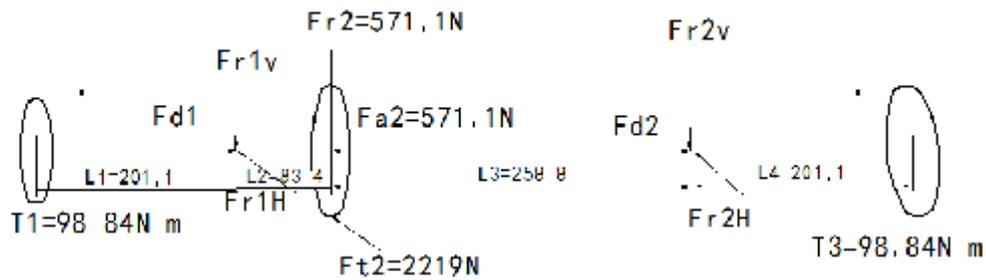
$$F_{r2}L_2 = F_{a2} \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2v} (L_2 + L_3)$$

$$F_{r2v} = \frac{F_{r2}L_2 - F_{a2} \frac{d_{m2}}{2}}{L_2 + L_3}$$

$$= \frac{571.1 \times 83.4 - 571.1 \times \frac{178.185}{2}}{83.4 + 258.8} = -9.5N$$

说明该里与图示方向相反。

$$F_{r1v} = F_{r2} - F_{r2v} = (571.1 + 9.5)N = 580.6N$$



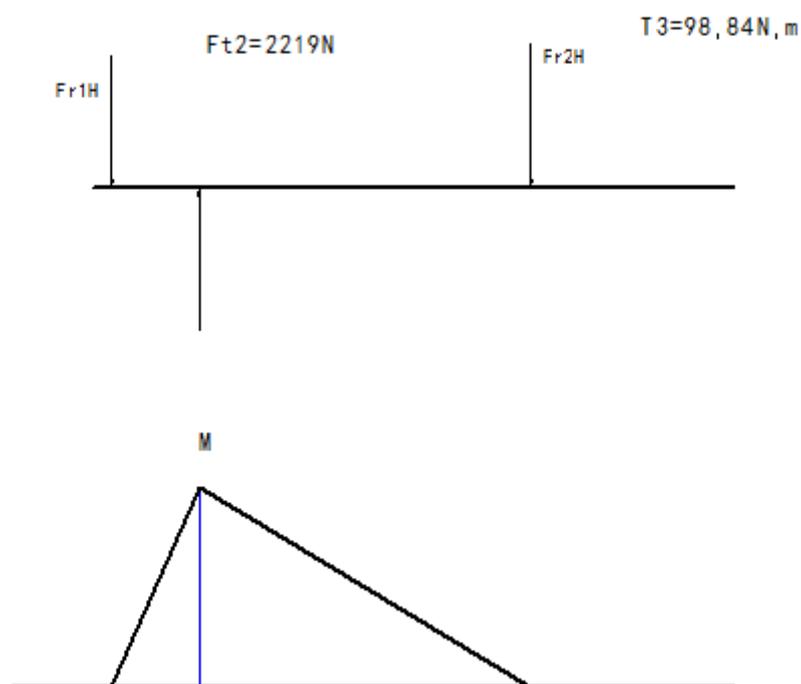


图 3-9 水平面受力图和弯矩图

(2) 做出弯矩图

水平面弯矩:

$$M_{HA} = M_{HB} = 0$$

$$M_{HC} = F_{r1H} L_2 = (1678.2 \times 83.4) N \cdot mm = 139962 N \cdot mm$$

铅垂面弯矩:

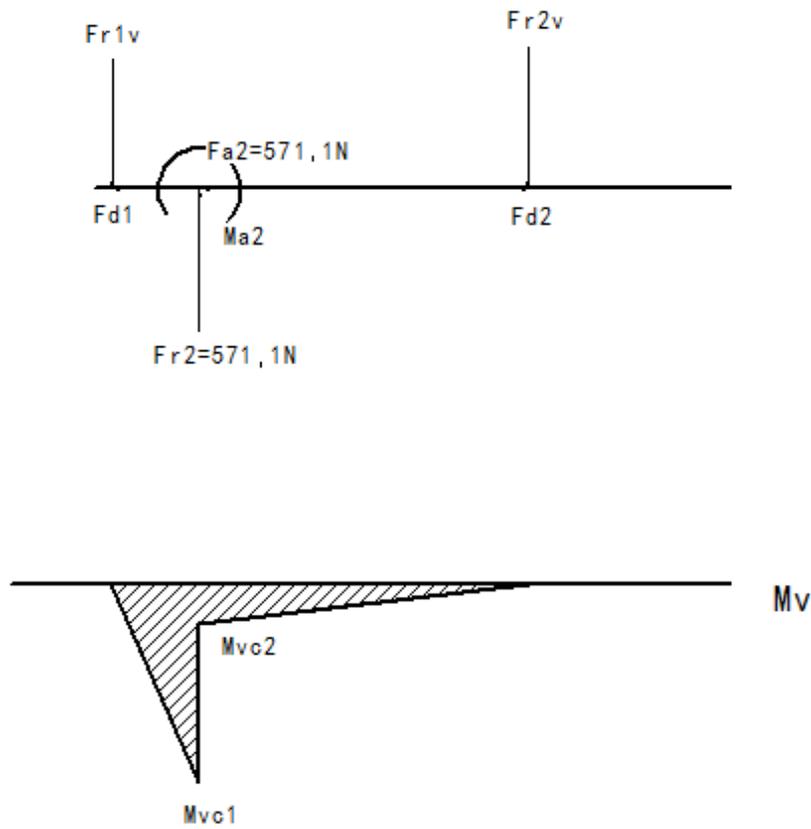


图 3-10 铅垂面受力和弯矩图

$$M_{VA} = M_{VB} = 0$$

$$M_{VC1} = -F_{r1v}L_2 = [(-540.8) \times 83.4] \text{N} \cdot \text{mm} = -45102.72 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{VC2} = M_{a2} - F_{r1v}L_2$$

其中，

$$M_{a2} = F_{a2} \frac{d_{m2}}{2} = \left(571.1 \times \frac{178.185}{2} \right) \text{N} \cdot \text{mm} = 50880.73 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{VC2} = M_{a2} - F_{r1v}L_2 = 50880.73 - 45102.72 = 5778 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{VD} = M_{VE} = 0$$

总弯矩：

$$M_A = M_B = 0$$

$$M_{C1} = \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC1}^2} = \sqrt{(139962)^2 + (45102.72)^2} = 147050 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{C2} = \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC2}^2} = \sqrt{(139962)^2 + (5778)^2} = 140081 \text{ N}\cdot\text{g}\cdot\text{m}$$

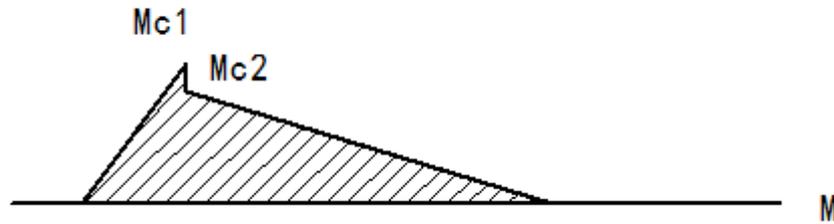


图 3-11 总弯矩图

(3) 做出扭矩图

$$T_{C1} = -T_1 = -98840 \text{ N}\cdot\text{g}\cdot\text{m}$$

$$T_{C2} = T_3 = 98840 \text{ N}\cdot\text{g}\cdot\text{m}$$

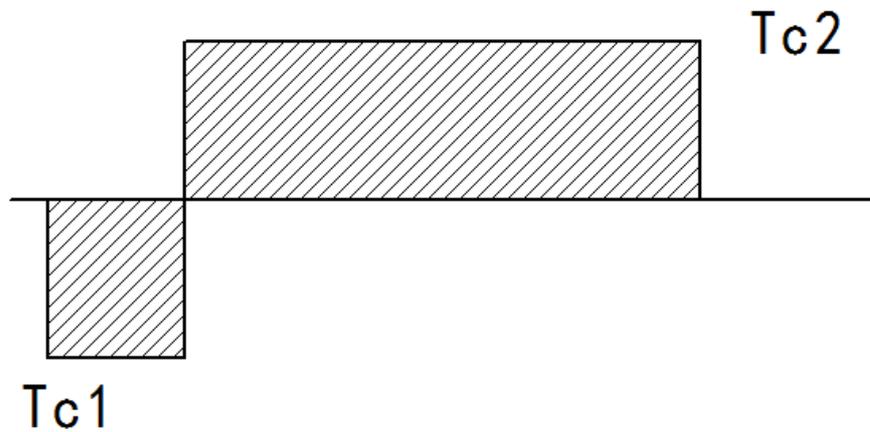


图 3-12 扭矩图

(4) 校核轴的强度

由上述弯矩和扭矩的分析计算，截面 C 为危险截面，可对此危险截面做弯扭合成强度校核计算。按第三强度理论，计算应力

$$\begin{aligned} s_{ca} &= \sqrt{s^2 + 4\left(\frac{aT}{2W}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{aT}{2W}\right)^2} \\ &= \frac{\sqrt{M^2 + (aT)^2}}{W} \end{aligned}$$

式中,

s_{ca} ——轴的计算应力, **MPa**;

M ——轴所受的弯矩, $M = 147050N \cdot mm$

T ——轴所受的扭矩, $T = 98840N \cdot mm$;

a ——折合系数, $a = 1$;

W ——轴的抗弯截面系数;

$$W = \frac{pd^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$$

其中, 轴的直径为 $d=40mm$, 键槽尺寸为: $b \times h = 12mm \times 8mm$, $t=4mm$ 。

代入得:

$$\begin{aligned} W &= \frac{pd^3}{32} - \frac{bt(b-t)^2}{2d} \\ &= \left[\frac{p \times 40^3}{32} - \frac{12 \times 4 \times (12-4)}{2 \times 40} \right] mm^2 \\ &= [6283.2 - 4.8] mm^2 \\ &= 6278.4 mm^2 \end{aligned}$$

代入计算得:

$$\begin{aligned} s_{ca} &= \frac{\sqrt{M^2 + (aT)^2}}{W} \\ &= \frac{\sqrt{147050^2 + 98840^2}}{6278.4} \\ &= 28.22 Mpa \end{aligned}$$

前已选定轴的材料为 45 钢, 调质处理, 由表 15-1^[5]查得 $[s_{-1}] = 60 Mpa$, $s_{ca} < [s_{-1}]$, 故安全。

3.7.3 花键的挤压强度校核

所选花键为矩形花键^[16], 其规格为 $N \times d \times D \times B = 6 \times 28 \times 34 \times 7$, 倒角尺寸为 $C = 0.4mm$ 。

挤压强度条件为:

$$p = \frac{2T}{y z h l D_m} \leq p_{pp}$$

式中:

T——转矩, $T = 98840 N \cdot mm$;

y——各齿载荷不均匀系数, 一般为0.7-0.8, 可取 $y = 0.75$;

z——齿数, 为8;

h——齿的工作高度, mm, 对于矩形花键;

$$h = \frac{D-d}{2} - 2C = \left(\frac{32-28}{2} - 2 \times 0.4 \right) mm = 1.2mm$$

l——齿的工作长度, $l = 147.5mm$;

D_m ——平均直径, 矩形花键

$$D_m = \frac{D+d}{2} = \frac{28+34}{2} = 31mm$$

p_{pp} ——许用压强, 查表 5-3-29^[16]为 $25 Mpa$;

代入公式, 计算得:

$$\begin{aligned} p &= \frac{2T}{y z h l D_m} \\ &= \frac{2 \times 98840}{0.75 \times 8 \times 1.2 \times 147.5 \times 31} \\ &= 8.006 Mpa \leq p_{pp} = 25 Mpa \end{aligned}$$

故满足挤压强度要求。

3.7.4 键联接的强度验算

锥齿轮与轴通过普通平键联接, 轴径 $D = 40mm$, 键的公称尺寸为 $b \times h = 12mm \times 8mm$, $L = 40mm$ 。

键或键槽工作面的挤压或磨损:

$$p = \frac{2T}{Dkl}$$

式中,

T——转矩, $T = 197.68 N \cdot mm$

k ——键与轮毂的接触高度， $k = \frac{h}{2} = 4mm$ ；

l ——键的工作长度， $l = L - b = (40 - 12)mm = 28mm$ ；

将数据代入式中，得：

$$p = \frac{2T}{Dkl} = \frac{2 \times 197680}{40 \times 4 \times 28} Mpa = 88.25 Mpa$$

查表 5-3-17^[16]得 $s_{pp} = 130 Mpa$ ， $p \leq s_{pp}$ ，满足要求。

键的剪切：

$$t = \frac{2T}{Dbl} = \frac{2 \times 197680}{40 \times 12 \times 28} Mpa = 29.42 Mpa$$

查表 5-3-17 得 $t_p = 120 Mpa$ ， $t \leq t_p$ ，满足要求。

经以上校核，所选普通平键满足强度要求。

3.7.5 轴承寿命的计算

求两轴承所受到的径向载荷 F_{r1} 和 F_{r2}

其在铅垂面和水平面上的分力在前述分析轴上载荷时已求出，即水平面：

$$F_{r1H} = 1678.2N$$

$$F_{r2H} = 540.8N$$

铅垂面：

$$F_{r1v} = 580.6N$$

$$F_{r2v} = 9.5N$$

则有

$$F_{r1} = \sqrt{F_{r1H}^2 + F_{r1v}^2} = \sqrt{1678.2^2 + 580.6^2} = 1775.8N$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{r2H}^2 + F_{r2v}^2} = \sqrt{540.6^2 + 9.5^2} = 540.7N$$

1. 求两轴承的计算轴向力 F_{a1} 和 F_{a2}

所选轴承为 7208C 型轴承^[14]，查表得轴承的基本额定静载荷

$C_0 = 25.8kN = 25800N$ ，基本额定动载荷 $C = 36.8kN = 36800N$ ，按表 13-7^[5]，轴承

派生轴向力 $F_d = eF_r$ ，其中 e 为表 13-5 中的判断系数，其值由 $\frac{F_a}{C_0}$ 的大小确定，现轴承

轴向力 F_a 未知，故先初取 $e = 0.4$ ，可估算

$$F_{d1} = (0.4 \times 1775.8) N = 710.32 N$$

$$F_{d2} = (0.4 \times 540.7) N = 216.3 N$$

由前计算可知，

$$F_{ae} = 571.1 N$$

$F_{ae} + F_{d1} > F_{d2}$ ，轴承 2 被“压紧”，则轴承所受的轴向力：

$$F_{a2} = F_{ae} + F_{d2} = (571.1 + 710.32) N = 1281.4 N$$

$$F_{a1} = F_{d1} = 710.32 N$$

$$\frac{F_{a2}}{C_0} = \frac{1281.4}{25800} = 0.050$$

$$\frac{F_{a1}}{C_0} = \frac{710.32}{25800} = 0.028$$

由表 13-5^[5]进行插值计算，得

$$e_2 = 0.422, \quad e_1 = 0.398$$

再计算

$$F_{d1} = e_1 F_{r1} = 0.398 \times 1775.8 = 706.77 N$$

$$F_{d2} = e_2 F_{r2} = 0.422 \times 540.7 N = 228.18 N$$

$$F_{a1} = F_{d1} = 706.77 N$$

$$F_{a2} = F_{ae} + F_{d1} = (571.1 + 706.77) N = 1277.87 N$$

$$\frac{F_{a1}}{C_0} = \frac{706.77}{25800} = 0.027$$

$$\frac{F_{a2}}{C_0} = \frac{1277.87}{25800} = 0.0495$$

再次由表 13-5^[5]进行插值计算，得

$$e_1 = 0.397, \quad e_2 = 0.421$$

因此可以确定

$$F_{d1} = e_1 F_{r1} = (0.397 \times 1775.8) N = 705.0 N$$

$$F_{d2} = e_2 F_{r2} = 0.421 \times 540.7 N = 227.6 N$$

$$F_{a1} = F_{d1} = 705 N$$

$$F_{a2} = F_{ae} + F_{d1} = (571.1 + 705) N = 1276.1 N$$

2. 求轴承的当量动载荷 P_1 和 P_2

因为

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{705}{1775.8} = 0.397 = e_1$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1276.1}{540.7} = 2.36 > e_2$$

由表 13-5^[5]分别进行查表或插值计算得径向载荷系数和轴向载荷系数为
对轴承 1

$$X_1 = 1, Y_1 = 0$$

对轴承 2

$$X_2 = 0.44, Y_2 = 1.324$$

轴承运转中有中等冲击载荷，由表 13-6^[5]，载荷系数 $f_p = 1.2-1.8$ ，取 $f_p = 1.5$ ，

则

$$\begin{aligned} P_1 &= f_p (X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) \\ &= 1.5 \times (1 \times 1775.8) \\ &= 2663.7 N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P_2 &= f_p (X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) \\&= 1.5 \times (0.44 \times 540.7 + 1.324 \times 1276.1) N \\&= 2891.2 N\end{aligned}$$

3. 轴承寿命

因为 $P_2 > P_1$ ，所以按轴承 2 的受力大小验算

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_1} \right)^e = \frac{10^6}{60 \times 50} \left(\frac{36800}{2891.2} \right)^3 h = 687365.6 h$$

若每年按 300 个工作日，每个工作日 10 小时计，可工作 $\frac{687365.6}{300 \times 10} \approx 229$ 年，故所选轴承合适。

结束语

本毕业设计通过对螺旋纸管生产线卷管机的设计,着重分析了卷管机的工作原理以及传动机构的原理,卷管机的整机结构包括送至机构、卷管设备以及切断控制部分,而我此次的设计主要是卷管设备的设计。通过对 V 带传动、滚子链传动、锥齿轮传动、花键轴以及普通轴的传动等结构的分析、设计、计算和校核,具体分析了各个传动所需的计算过程,并进行校核,部分零件的设计图样附图所示。通过一系列的计算,设计及校核,各个传动机构均满足机器要求,结合实际需要,就将此设计应用于实际生产中提供了可能。通过不断的改进,使我此次设计的机器效率高、操作简单、维护方便,能够迎合市场要求。

通过此次毕业设计,我收获了很多东西,以前的学习一直仅限于理论知识的学习,很多实际的问题没有碰到,理论的设计往往是在理想的情况下进行的,以至于让我误认为设计是一项简单的工作。刚开始接触到毕业设计时我仍然抱着原来的心态,结果发现真正的设计是需要考虑很多实际问题的,于是我开始认真的研究我所需要设计的课题。在老师的指导下,我努力的搜索一些与本课题相关的资料,认真的听老师的讲解,最后终于理解了卷管机的工作原理和传动路线,实现了生产实践和理论知识的融合与飞跃。

在此次毕业设计中,经过这段时间指导老师的谆谆教诲,使我巩固了以前好多似是而非的机械概念和设计理念,也使我对机械有了一个更加明确清晰的概念,并且对本行业有了一个全新的认识,亲身体会到了作为设计师在设计过程中认真和严谨的重要性。

随着本学期毕业设计的结束,我的大学生活也即将画上了句号。回想大学里经历的种种,很多事情都深深的印在了我的脑海里,那些值得记忆的事情,那些值得回味的时光,那些让我敬畏的老师,那些让我感动的同学,那么多次携手共事,那些英姿飒爽的身影,那些激情澎湃的演说,还有这次花费很大心血所做的毕业设计,这些东西都如烙铁一般深深的印在了我的心里。

“我的大学需要一辈子去忘记”,也许一辈子也忘不了,每一次付出,每一份收获,点点滴滴的感动,点点滴滴的欣慰,简简单单的快乐和悲伤,这一切将会激励着我勇往直前。

致 谢

毕业设计即将完成，在这段时间里，我们的指导老师郭长江老师给了我很大的帮助，他是一个特别好的老师，不管在什么情况下都能不厌其烦的给我讲解，我不是一个聪明的学生，曾经我也很苦恼，我怎么样才能让老师轻松的传授给我知识呢，但是自从跟着郭老师做毕业设计，他教我如何拓展知识面，他教我如何捕捉有用的信息，他一直在鼓励我，帮我建立自己的信心。每次看到郭老师拖着疲惫的身体仍然坚持为我们指导，我们都觉得很愧疚也很心疼，一个如此无私和高尚的老师在坚持不懈的帮助你，试问谁又忍心轻易放弃自己的设计。一直以来我都比较喜欢我们这个团队，不是因为我们优秀，而是因为我们有一个优秀负责的指导老师，在他的指导下，即使再怎么不上进的学生也会受到感染，积极主动的工作的。老师的这种大爱与恩情让我们无以为报，唯有努力积累知识，把自己的毕业设计圆满完成。

另外我还要感谢我们这个设计团队，虽然每个人的设计课题都不一样，但是我们是一起学习一种新的制图软件，我们习惯把自己的设计方案拿出来讨论一下，我们一直在一个实验室做毕业设计，有太多的帮助与交流。也正是这拨同学一直激励着我坚持下去，也正是这拨同学认真的帮我纠正错误，使我能够及时的扭转自己错误的思维，谢谢大家。

参考文献

- [1]唐志祥,王强.包装材料与实用包装技术.北京:化学工业出版社,1996,210-216.
- [2]唐志祥.螺旋纸管(罐身)成型原理分析.无锡轻工业学院学报,1991,10(1).
- [3]王文斌,等.机械设计手册新版(第3卷).北京:机械工业出版社,2004.
- [4]成大先,王德夫,等.机械设计手册第三卷(第四版).北京:化学工业出版社,2002.
- [5]濮良贵,纪名刚,等.机械设计(第八版).北京:高等教育出版社,2006.
- [6]成大先,王德夫,等.机械设计手册第五卷(第四版).北京:化学工业出版社,2002.
- [7]史中煜,等.机床设计手册.北京:机械工业出版社.1995.
- [8]任家隆.机械制造基础.北京:高等教育出版社,2003.
- [9]成大先,王德夫,等.机械设计手册第一卷(第四版).北京:化学工业出版社,2002.
- [10]何铭新.机械制图(第五版).北京:高等教育出版社,2004.
- [11]刘鸿文.材料力学.北京:高等教育出版社,2004.
- [12]吴宗泽.机械设计实用手册.北京:机械工业出版社,1982.
- [13]汪焕心.电脑数控螺旋斜卷纸管机[J].轻工机械,2003,(2).
- [14]成大先,王德夫,等.机械设计手册第四卷(第四版).北京:化学工业出版社,2002.
- [15]关玉明,王兴,肖艳春,等.新型复合往复运动机构的设计及其在纸管机中的应用[J].机械设计与制造,2009,(6).
- [16]成大先,王德夫,等.机械设计手册第二卷(第四版).北京:化学工业出版社,2002.
- [17]黄桂玉.圆锥形纸管烘干机的研制实践[J].纺织器材,2003,(1).
- [18]童申.复合罐制造技术及其发展现状.包装与食品机械,1987年4月
- [19]侯杰茹,孟建军,陈光伟.自动卷管机送至机构的优化设计.机械设计,2000年5月
- [20]张善禹,俞蕾,张雷.国产卷纸机的发展和现代卷纸机几种结构功能的分析.上海造纸 第27卷 第1期
- [21]关玉明,王兴,肖艳春,王欢.自动纸管机的设计与分析.机械设计与制造 第5期,2009年5月
- [22]许镇宇.机械零件.人民教育出版社,1981年
- [23]夏建芳,田强,叶南海.螺旋传动效率测试系统开发.湘潭大学自然科学学报,2003

年6月

[24]曲恩.三辊螺旋传动的研究.机械设计与研究第21卷 第4期, 2005年8月

[25]葛令芝.简易螺旋卷管机的研制.煤矿现代化 总第88期, 2009年第1期

[26]于云满.螺旋卷纸芯机的设计研究.包装与食品机械, 1986年2月

[27]白忠泉.一种具有辊形轮廓线与螺旋管坯相吻合的内压辊.中国专利, 2002年9月

[28]司炳艳, 颜丹轲.三辊卷管线压力的控制与调节.工程塑料应用 第1期, 1987年

[29]W.J. Lenling, M.F. Smith, and D.I. Orloff. Thermal Coating Development for Impulse Drying[J]. ASM International,1993,(52):173-178.

[30]Kazuki Matsumoto Shunji Umetani Hiroshi Nagamochi.On the one-dimensional stock cutting problem in the paper tube industry.Springer Science+Business Media, LLC 2010,(5).

[31]W.J. Lenling, M.F. Smith, and D.I. Orloff. Novel implementation scheme of automation for paper tube processing machine using PLC.ASM International,2003,(52):173-178

[32]W.Nadolski. Dynamic investigation of loads on gear teeth in single gear transmission.Archive of Mechanics 61(1991)523-531