



浙江理工大学

本科毕业设计（论文）

题 目 火箭燃料贮箱 FSW 焊接用组合夹具设计

学 院 机械与自动控制学院

专业班级 09 机械设计制造及其自动化（4）班

姓 名 唐筠超 学 号 Q09310124

指导教师 李红军

递交时间 5 月 20 日

二〇一三年五月十二日

浙 江 理 工 大 学

机械与自动控制学院

毕业设计诚信说明

我谨在此保证：本人所做的毕业设计，凡引用他人的研究成果均已在参考文献或注释中列出。设计说明书与图纸均由本人独立完成，没有抄袭、剽窃他人已经发表或未发表的研究成果行为。如出现以上违反知识产权的情况，本人愿意承担相应的责任。

声明人（签名）：唐筠超

2013 年 5 月 12 日

摘要

近年来，我国国用火箭燃料贮箱都是采用了搅拌摩擦焊（FSW）焊接。目前在火箭燃料贮箱的焊接过程中并没有具体统一的夹具使用，导致贮箱表面圆度与精度数值有起伏，甚至有些表面还有微型凹陷，所以设计一套火箭燃料贮箱在搅拌摩擦焊焊接过程中专用的组合夹具迫在眉睫。

火箭燃料贮箱主要由三部分组成，可以分为 2 个主要工件，分别是中间的薄壁筒体以及两端的半球面体。其中半球面体一般先由 6 块瓜瓣片形状的金属板焊接成半球面体状，再和一个端盖焊接成完整的贮箱球面盖，所以这里需要一套完整的焊接夹具。由于搅拌摩擦焊焊接机器的旋转局限性，焊接完成两个瓜瓣片之间的纵缝后，需要整个工件和夹具一起旋转 60° 之后才能继续焊接另外的纵缝，所以需要另外设计一台特定配置的回转工作台用来带动整个夹具和工件一起转动。设计薄壁筒体夹具时，由于用于筒体焊接的搅拌摩擦焊机器有绕中心轴旋转功能，所以不必再设计新的工作台。

设计过程：在 FSW 的工作原理和工件的结构基础上分析夹具需要的定位面和夹紧面；在 Pro/E 上绘制初步的三维模型，设计出大概的尺寸；对夹具整体的外形和尺寸进行优化，分析考虑其实用性并进行修改；通过球面体夹具的尺寸算出体积和重力；根据其他数据设计对应的回转工作台；受力和校核；在 Pro/E 上进行零件的装配；根据三维零件模型和装配模型在 AutoCAD 上绘制二维图；Pro/E 上夹具、回转工作台、工件的配合演示。

关键字：火箭燃料贮箱；夹具；回转工作台；设计；筒体；球面体

Abstract

In recent years, friction stir welding (FSW welding) is used in China's rocket fuel tanks. At present, the use of chucking in the welding process of rocket fuel tank lack of standardization, resulting in the record of tank's circular degree and accuracy up and down, even some surfaces emerge micro sunken. To design a suit of special combination fixture for rocket fuel tank in the friction stir welding process is extremely urgent.

Rocket fuel tank is mainly composed of three parts, can be divided into two main parts, which are thin-wall cylinder and both ends of the hemispherical work piece. Generally, the hemispherical work piece is welded by six scalloped segment metal plates at first, then weld with end cover. It requires a complete set of welding fixture. Due to the limitation of the FSW welding machine's rotating, after welding the longitudinal seam between two scalloped segment plates, the work piece and fixture need to rotate 60 degrees to continue longitudinal seam welding. It needs designing a specific configuration rotary working-table to drive the fixture and work piece rotate together. When designing the thin-wall cylinder's fixture, there is no need to design a new working-table because of the standard machine.

The design process: Analyze the locating surface and clamping surface of fixture's need on the basis of FSW's operational principle and work piece's structure; Draw the initial 3D model in Pro/E, design outline dimensions; Optimize the whole size and shape of fixture, considering the practicability and modify; Figure out volume and gravity on the basis of the hemispherical work piece fixture's size, design the corresponding rotary working-table on the basis of other date; Force analysis and check; Assemble parts in Pro/E; To draw 2D diagram in AutoCAD according to the 3D part model and assembly model; Show the assemble in Pro/E.

Keywords: rocket fuel tank; fixture; rotary working-table; design; cylinder; the hemispherical

目 录

摘 要

Abstract

第 1 章 绪论	1
1.1 研究的目的及意义.....	1
1.2 国内外研究现状.....	3
1.2.1 薄壁筒体夹具研究现状.....	3
1.2.2 球面体夹具研究现状.....	4
1.3 主要研究内容.....	6
1.3.1 筒体夹具分析与设计.....	6
1.3.2 半球面体夹具分析与设计.....	6
1.3.3 拟解决的主要问题.....	7
第 2 章 球面体夹具设计.....	7
2.1 机械加工工艺分析.....	7
2.2 夹具的结构方案.....	8
2.3 半球面体夹具装配图.....	12
第 3 章 回转工作台设计.....	13
3.1 工作台方案分析.....	13
3.2 电机的选择.....	14
3.3 动力参数计算.....	15
3.4 齿轮传动设计.....	16
3.5 涡轮蜗杆传动设计.....	20
3.6 轴、键、轴承及联轴器的设计和选择.....	24
3.7 轴的校核.....	29
3.8 回转工作台装配图.....	35
第 4 章 筒状体夹具设计.....	36
4.1 机械加工工艺分析.....	36
4.2 夹具的结构方案.....	37
4.3 筒体夹具的装配图.....	41
第 5 章 AutoCAD 与 Pro/E 软件简介.....	42
5.1 软件简介.....	42
5.2 三维模型.....	43

第 6 章 总结	44
参考文献	45
致 谢	46
附录	47

第 1 章 绪论

1.1 研究的目的及意义

自从 1991 年英国焊接研究所发明了搅拌摩擦焊技术以来，已经过去了 21 年，搅拌摩擦焊在这 21 年间为世界制造业做出了巨大的贡献，其中在航天航空，航海船舶，高速列车，交通运输这些高科技行业的表现尤其突出。2002 年，在中国航空工业集团-北京航空制造工程研究所与英国焊接研究所共同签署关于搅拌摩擦焊专利技术许可、技术研发及市场开拓等领域的合作协议的基础上，中国第一家专业化的搅拌摩擦焊技术授权公司——中国搅拌摩擦焊中心即北京赛福斯特技术有限公司成立，标志着搅拌摩擦焊技术在中国市场的研发及工程应用工作的正式开启。到现在 2012 年我国已经成功开发了 60 余套搅拌摩擦焊设备，将搅拌摩擦焊技术应用于我国航空、航天、船舶、列车、汽车、电子、电力等工业领域中，创造了可观的社会经济效益，为铝、镁、铜、钛、钢等金属材料提供了完美的技术解决方法^[1]。

我国新一代重型运载火箭长征五号将在 2014 年底在海南航天发射场发射，其火箭燃料贮箱就是使用搅拌摩擦焊焊接。火箭燃料贮箱指的是航天产品火箭助推器中不可回收的外挂燃料贮箱，具体形状结构为一个中心薄壁筒体与两个半球面体，其中一个球面体开口用于注入燃料。形状基本如下图 1-1 所示，实物图如 1-2 所示。

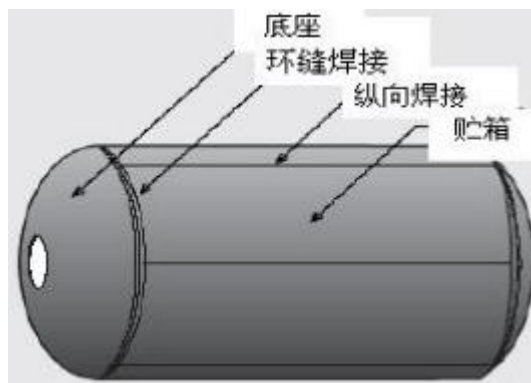


图 1-1 火箭燃料贮箱结构示意图

搅拌摩擦焊可以焊接很多传统焊接方式无法焊接的材料，而且焊接适应性

好，成本低，并且效率和精度很高，操作简单，及其容易实现自动化。不过搅拌摩擦焊有个比较关键的缺点就是在焊接过程中，自旋转的搅拌头对工件有较大的轴向压力，这个轴向压力可能使薄弱的工件产生轴向变形，导致产品报废或者大大降低精确度。航空航天对精度要求比较高，所以在使用搅拌摩擦焊焊接过程中应该尽量避免这种轴向变形的发生。



图 1-2 贮箱实物图

搅拌摩擦焊全部焊接完成主要有三个过程，分别是焊具的插入，平移，抽出。

搅拌摩擦焊在焊接过程中主要有三个力，分别为轴向压力，纵向力，横向力。由于轴向载荷最大，所以轴向压力是主要力，也是设计夹具过程中最需要注意的。

航天器具有高精度要求，因此需要一种特制的夹具，在保证一般夹具基础功能的前提下承受焊接压力。夹具的结构设计和研究是焊接工艺设备的基础。焊接工艺装备是在焊接结构生产的装配与焊接过程中起配合及辅助作用的夹具、机械装置或设备的总称，简称焊接工装^[2]。提高焊接效率的最佳途径是大力推广使用机械化和自动化程度较高的焊接工装。

本文研究的火箭燃料贮箱 FSW 焊接用组合夹具分为三部分，其中球面体夹具和回转工作台用于球面体的焊接。球面体一般先由 6 块瓜瓣片形状的金属板焊接成半球面体状，再和一个底座焊接成完整的贮箱球面盖。薄壁筒体焊接用夹具由于搅拌摩擦焊焊接机械自带使工件绕中心轴旋转的功能，不用另外设计旋转机构。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 薄壁筒体夹具研究现状

目前，国内应用广泛的筒体夹具主要是普通的 V 型夹具，比较普遍的是组合机床夹具。优点是简单易行，并可以与加工设备相结合。缺点是不方便移动，而且精确度不高。这种夹具的夹紧定位方式并不适合筒体的环缝焊接，更多的是应用于钻床与铣床。如下图 1-3 所示。

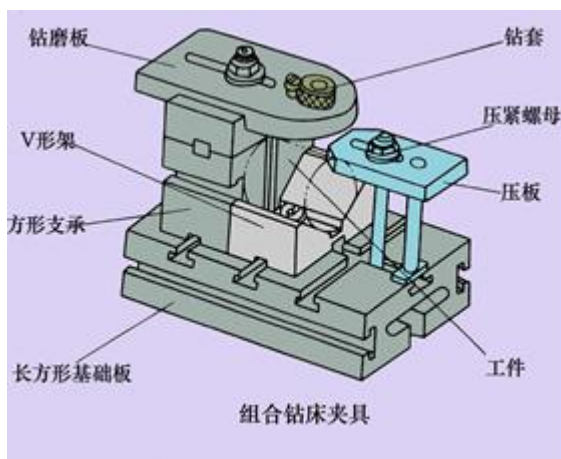


图 1-3 组合钻床夹具

还有一种应用较为广泛的是卡盘式夹具，主要有三爪卡盘和四爪卡盘两种。这种夹紧方式多用于小型圆柱体和少部分小型筒体。由于这种夹紧方式只是适用与小型圆筒状零件，而搅拌摩擦焊接中加工的基本都是大型筒体，所以设计时不考虑这种夹具样式。如下图 1-4 所示。

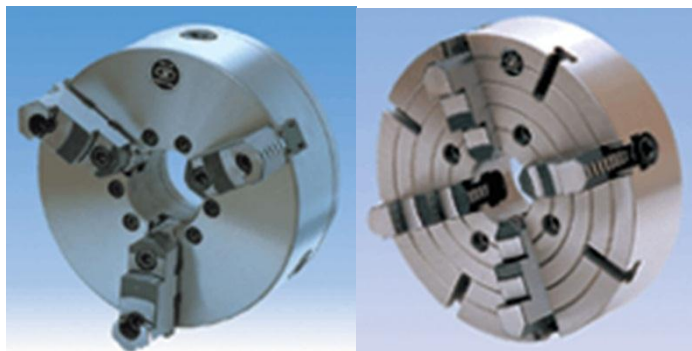


图 1-4 三爪卡盘、四爪卡盘

较为新颖的一种筒体夹具是弹性夹具。该夹具利用弹性元件受力后均匀弹性形变的原理，实现对工件的自动定心与夹紧。这种自动定心弹簧套筒夹具，具有结构简单，夹具行程小，装夹工件迅速，定位可靠，具有较高的定心精度。一般

可达 $0.02 \sim 0.05 \text{mm}^{[3]}$ 。然而这种夹具仅仅只能用于小型筒体或是加工过程中受力较小的筒体，一旦筒体连带夹具受力过大，超出弹簧的可承受极限，就会变成弹性疲劳状态，无法自动恢复成原状，就不能起到定位夹紧的作用。如下图 1-5 所示。

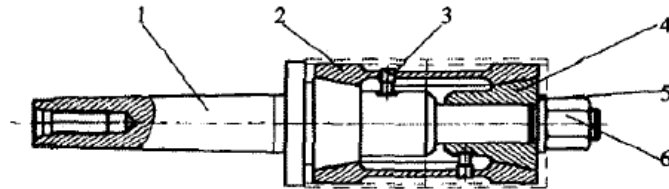


图 1-5 薄壁筒状零件弹性夹具

有一种应用于高压电缆的固定夹具，由两个半环状紧固环相接来起固定作用。这种方式可以试用于搅拌摩擦焊接中，但是考虑到焊接过程中有较大轴向力作用于焊件，仅仅只有这点固定作用是完全不够的，筒体内部还需要有一定的接触面积来“抵消”轴向力，需要另外添加“底板”。如下图 1-6 所示。

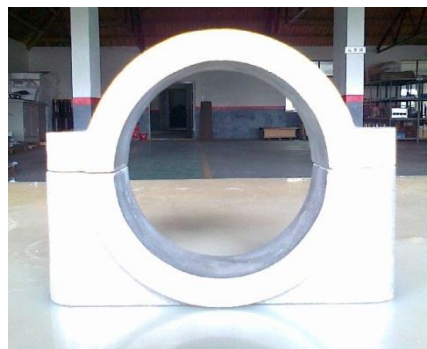


图 1-6 高压电缆固定夹具

1.2.2 球面体夹具研究现状

根据所能查到的资料来看，球面体夹具普遍应用于大型组合球面的组装。大型球面体结构多数是由拼装组合而成，例如核电设备中的安注箱。由于安注箱的球体尺寸过大，所以由球封头与中段的瓜瓣片球壳筒身拼接组成。组装时所用夹具主要包含了车夹座、定位圈、V 型座、顶紧微调装置等组件。如图 1-7 所示。

有一种小型球面体夹具，用在对薄壁同心球壳内球面的轻切削与抛光时定位与夹紧。这种夹具同心度高，简单易行，但是只能加工小型球体的内球面。如图

1-8 所示。

也有专门的夹具应用于搅拌摩擦焊的空间曲面焊接加工。空间曲面的搅拌摩擦焊专用夹具，主要由夹具骨架结构与传动机构组成，其特征在于：所述夹具骨架结构的框架 1 两端通过转轴 10 支撑在支座 9 上；承力机构 8 固定连接在框架 1 上，在所述承力机构 9 上方设有定位机构 12；框架 1 下的对角处设有平衡支撑弹簧 2；所述传动机构由主动传动机构和从动传动机构组成，所述主、从动传动机构均置于承力机构 8 底部两侧，所述承力机构 8 通过与主、从动传动机构传动连接的螺杆 3 上的滚轮 18 活动支撑^[4]。如图 1-9 所示。

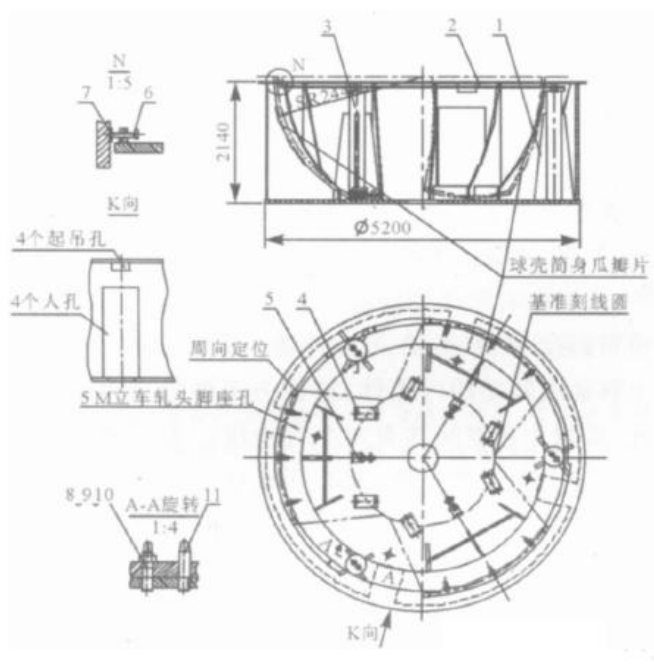


图 1-7 加工瓜瓣片焊接坡口的夹具

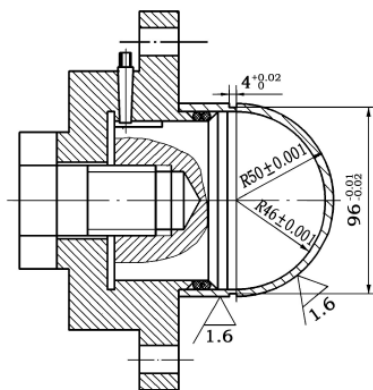


图 1-8 小球体内球面加工用夹具

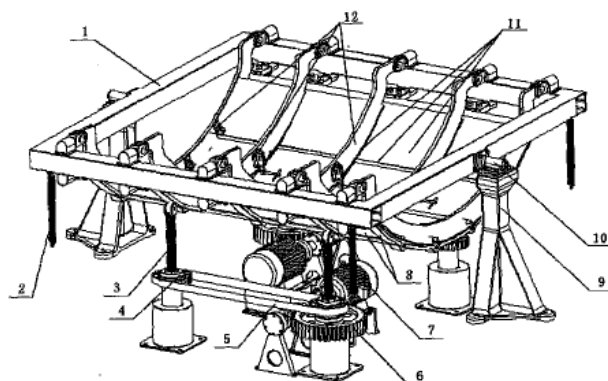


图 1-9 空间曲面的搅拌摩擦焊专用夹具

1.3 主要研究内容

1.3.1 筒体夹具分析与设计

首先主要分析搅拌摩擦焊中 FSW-5LH-012 型设备的工作原理，由此展开来分析大部分薄壁筒体在摩擦焊接过程中的受力情况，得出筒体在摩擦焊接过程中最容易变形的地方与受力的方向。根据筒体在焊接过程中的特征和受力情况，分析出筒体在设备中的自由度以及相对应的筒体夹具所要具备的夹紧面与定位面，筒体夹具模型用 Pro/Engineer 建立，各项数据尺寸根据筒体大小来确定，对尺寸结构等参数进行调整设计，确保设计出的夹具在正常焊接情况下不会使筒体变形。筒体与球面体组装焊接时需要环缝焊接，夹具可以与筒体夹具通用。

1.3.2 半球面体夹具分析与设计

对于球面体夹具，主要分析 FSW-7XB-008 型搅拌摩擦焊设备的工作原理。设计过程相似于设计筒体夹具，不过在模型建立与数据设计方面，球面体由于涉及到曲面机构，会更加复杂。

考虑到搅拌摩擦焊焊接机械在焊接球面体夹具瓜瓣片时无法自主地旋转角度，由于搅拌摩擦焊焊接机器的旋转局限性，焊接完成两个瓜瓣片之间的纵缝后，需要整个工件和夹具一起旋转 60° 之后才能继续焊接另外的纵缝，所以需要另外设计一台特定配置的回转工作台用来带动整个夹具和工件一起转动。回转工作台结构与尺寸由工作台上的工件与夹具总重力决定。设计薄壁筒体夹具时，由于

用于筒体焊接的搅拌摩擦焊机器有中心轴旋转功能，所以不必再设计新的工作台。

1.3.3 拟解决的主要问题

通过设计使夹具在实现夹紧与定位，引导刀具这些基本功能的前提下，尽可能的使夹具体能够应用于更多种类的筒体或球面体，而不是局限于同一直径的工件。通过减小夹具的体积、质量来提高搅拌摩擦焊的工作效率。因为过大的体积与质量不但影响外观，而且不方便搬运与使用，并且一旦质量与体积达到一定限度，对夹具体下面的工件（因为工件成球面或者是薄壁筒体）会带来过大的负荷，导致工件下方也可能出现形变。如何在保证夹具体体积与质量相对较小下的情况下提高夹具的精度与实用性，是问题的关键。

第 2 章 球面体夹具设计

2.1 机械加工工艺分析

(1) 加工形面：瓜瓣片结合面、瓜瓣片焊接成品与顶盖的结合面

(2) 形面尺寸：瓜瓣外弧的直径： $\Phi 2250^{+0.2}$ mm，粗糙度 $Ra=3.2\ \mu\text{m}$

瓜瓣内弧的直径： $\Phi 2230_{-0.4}$ mm，粗糙度 $Ra=3.2\ \mu\text{m}$

顶盖与瓜瓣片结合面平面度 $0.025\ \text{mm}$

(3) 相互位置：瓜瓣片为薄壁半球面体分为 6 块，俯视图为各占 60° 的扇形

瓜瓣片在 $h=1008\text{mm}$ 处向上开口，与 $\Phi 1000\text{mm}$ 的顶盖焊接

(4) 可用于定位的形面：瓜瓣片底面与瓜瓣片开口平面，瓜瓣片内外面，半球面体中心轴。

顶盖尺寸： $\Phi 1000^{+0.1}$ mm，粗糙度 $Ra=3.2\ \mu\text{m}$

厚度 $h=20_{-0.5}$ mm，粗糙度 $Ra=6.4\ \mu\text{m}$

底面尺寸：外轮廓面 $\Phi 2250^{+0.2}$ mm，粗糙度 $Ra=3.2\ \mu\text{m}$

内轮廓面 $\Phi 2230_{-0.4}$ mm，粗糙度 $Ra=3.2\ \mu\text{m}$

底面到顶盖距离 $H=1008^{+0.5}$ mm，粗糙度 $Ra=6.4\ \mu\text{m}$

(5) 相互位置：顶盖与底面垂直中心轴，底面直径为球面体直径。

2.2 夹具的结构方案

(1) 确定定位方案

由于工件使用搅拌摩擦焊焊接，考虑到搅拌头轴向压力的存在，在焊缝处应该有承力挡板。以中心轴、底面、底盖下底面为基准，确定瓜瓣片弧线在 x 轴方向上的位置，以底面与顶盖下底面距离 H 定位弧线的在 Y 轴上的高度，以半球面体内表面下的承力挡板确定弧线形状，直径取底面直径。

(2) 确定夹紧机构

夹具零件之间选择螺栓固定，工件与夹具之间使用重力自压紧与压块几何压紧。压块既可增大夹紧接触面积，又能防止回转工作台带动工件旋转时产生偏转而破坏定位并且损伤工件表面。

（3）定位面与加工面的关系分析

定位误差计算：由加工工序知，加工面为瓜瓣片结合面。上下底面对中心线有垂直度要求（垂直度允差 0.3）；对底面有中心距 1125 ± 0.1 要求；对顶盖有 0.025 的平面度要求，对顶盖与底面有同轴度要求。以底面与顶盖中心线为基准，其设计计算如下：

1) 确定受力挡板尺寸与公差

设计受力挡板形状如下图 2-1 所示。

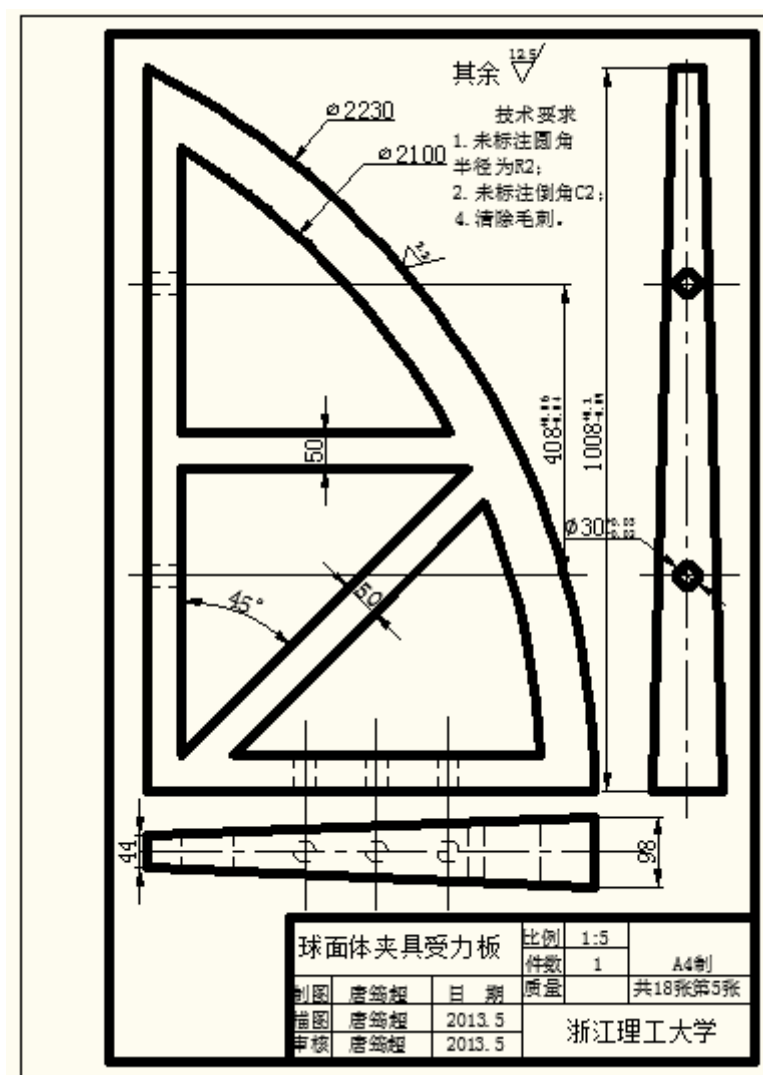


图 2-1 半球面体夹具受力挡板

由已给数据知道半球面体薄壁厚度为 10 mm，外表面曲率半径为 1125 mm。由此确定受力挡板曲率半径为 1115 mm，查表得到公差等级为 6 级，粗糙度 R_a 为 $3.2 \mu m$ 。受力挡板距离底面中心轴最大值为 1115 mm，最小值为 500 mm。高度 h 为 1008 mm，查表得公差等级为 6 级。

受力挡板与底面固定方式为螺栓固定，拟设计三个两两间距为 100 mm，孔径为 30 mm，查表得到公差等级为 6 级，孔内表面粗糙度为 $3.2 \mu\text{m}$ 。受力挡板与顶盖的接触方式为几何依靠，与支撑柱的固定方式为螺栓固定，拟设计三个两两间距为 408 mm，公差等级为 7 级，孔径为 30 mm，查表得到公差等级为 6 级，孔内表面粗糙度为 $3.2 \mu\text{m}$ 。

其余部分粗糙度取 $12.5 \mu\text{m}$ ，部分尺寸见二维图。

2) 支撑顶盖的夹具尺寸与公差

设计支撑顶盖的夹具外形如下图 2-2 所示。

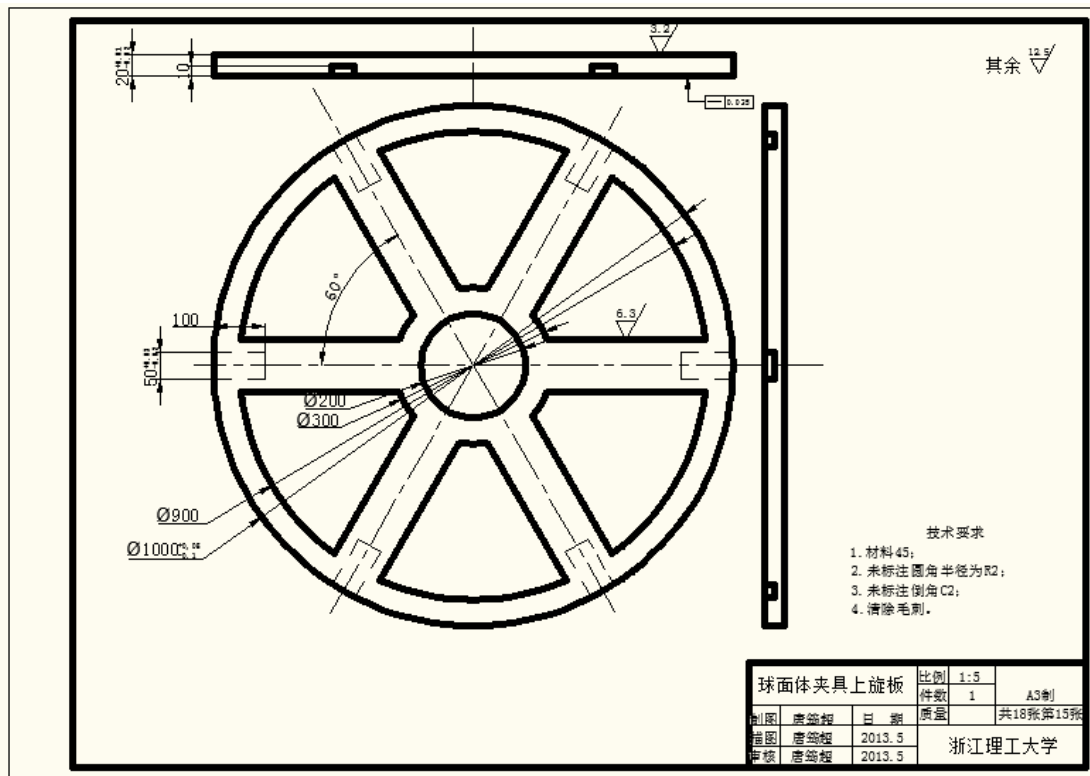


图 2-2 半球面体夹具顶盖支撑板

半球面体夹具顶盖支撑板外轮廓圆直径为 1000 mm，查得公差等级为 6 级，外轮廓粗糙度为 $3.2 \mu\text{m}$ 。厚度为 20 mm，平面度为 0.025 mm，查得公差等级为 6 级，粗糙度为 $3.2 \mu\text{m}$ 。按照瓜瓣片共六块每个 60° 设计出如上图形状，这样既减省材料，又减轻夹具的总质量，还能够保证夹具有足够面积承受底盖重力与搅拌摩擦焊焊接时对工件的压力。支撑板开槽处用于与支撑柱进行几何固定，槽宽为 50 mm，长为 100 mm，深度为 10 mm，从支撑板底面向上开。所开槽查得公差等级为 6 级，粗糙度为 $3.2 \mu\text{m}$ 。

3) 夹具底面设计及公差

半球面体夹具底面支撑板内轮廓圆直径为 2250 mm，查得公差等级为 6 级，内轮廓粗糙度为 $3.2\ \mu\text{m}$ 。厚度为 20 mm，平面度为 0.020 mm，查得公差等级为 6 级，粗糙度为 $3.2\ \mu\text{m}$ 。按照瓜瓣片共六块每个 60° 设计出如上图形状，这样既减省材料，又减轻夹具的总质量，还能够保证夹具有足够面积承受底盖重力与搅拌摩擦焊焊接时对工件的压力。支撑板开槽处用于与支撑柱进行几何固定，槽宽为 50 mm，长为 100 mm，深度为 10 mm，从支撑板顶面向下开。所开槽查得公差等级为 6 级，粗糙度为 $3.2\ \mu\text{m}$ 。由于受力挡板与底面固定方式为螺栓固定，拟设计三个两两间距为 100 mm，孔径为 30 mm，查表得到公差等级为 6 级，孔内表面粗糙度为 $3.2\ \mu\text{m}$ 。底面支撑板与回转工作台固定方式为螺栓连接，孔径为 43 mm，查表得到公差等级为 6 级，孔内表面粗糙度为 $3.2\ \mu\text{m}$ 。设计夹具底面支撑板的外形尺寸如下图 2-3 所示。

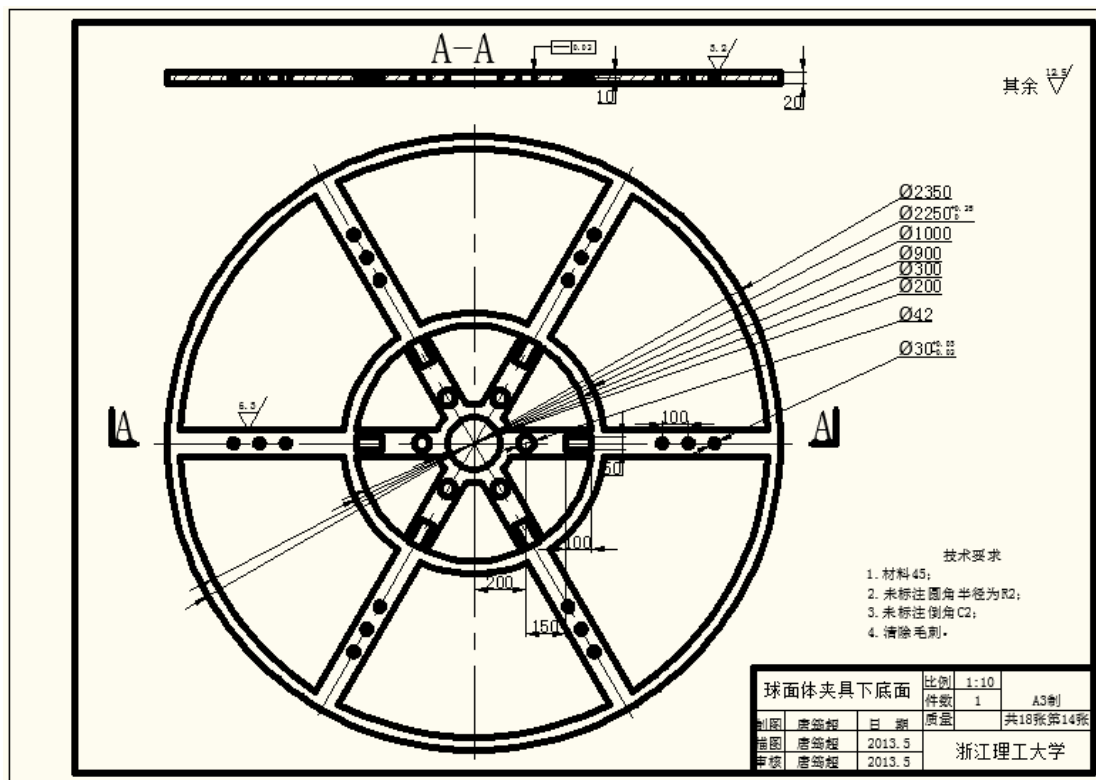


图 2-3 夹具底面支撑板

4) 支撑柱设计及公差

支撑柱用于固定与定位底面，顶面以及受力挡板。高 h 为 1028 mm。

设计夹具支撑柱外形尺寸如下图 2-4 所示。

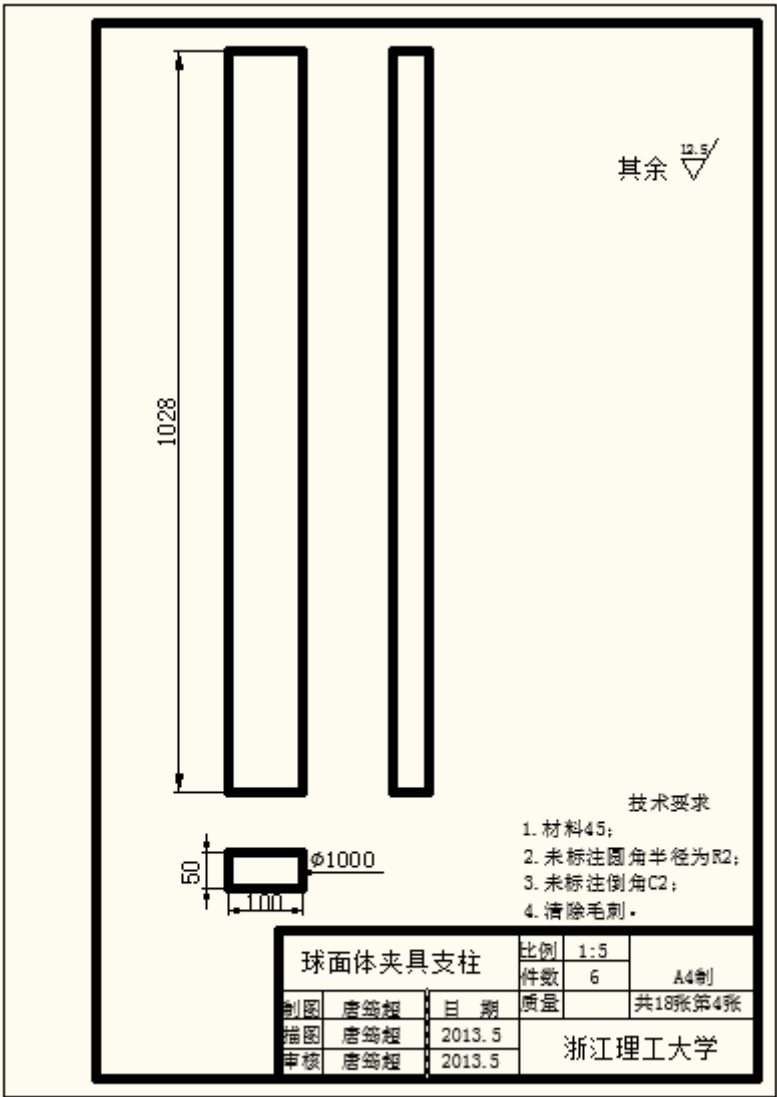


图 2-4 夹具支撑柱

2.3 半球面体夹具装配图

装配图见下图 2-5，2-6。

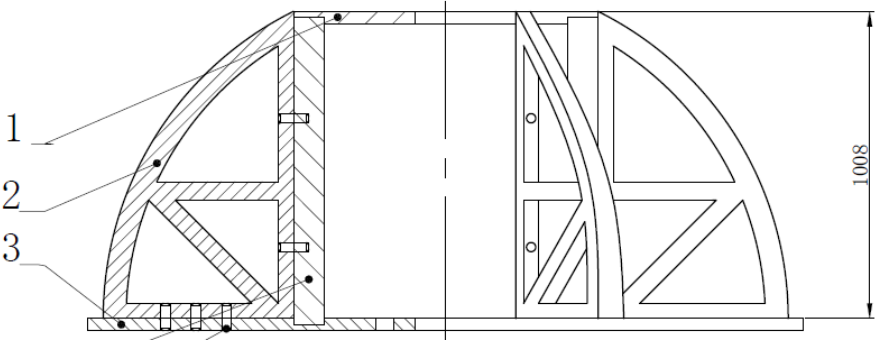


图 2-5 半球面体夹具装配图主视图

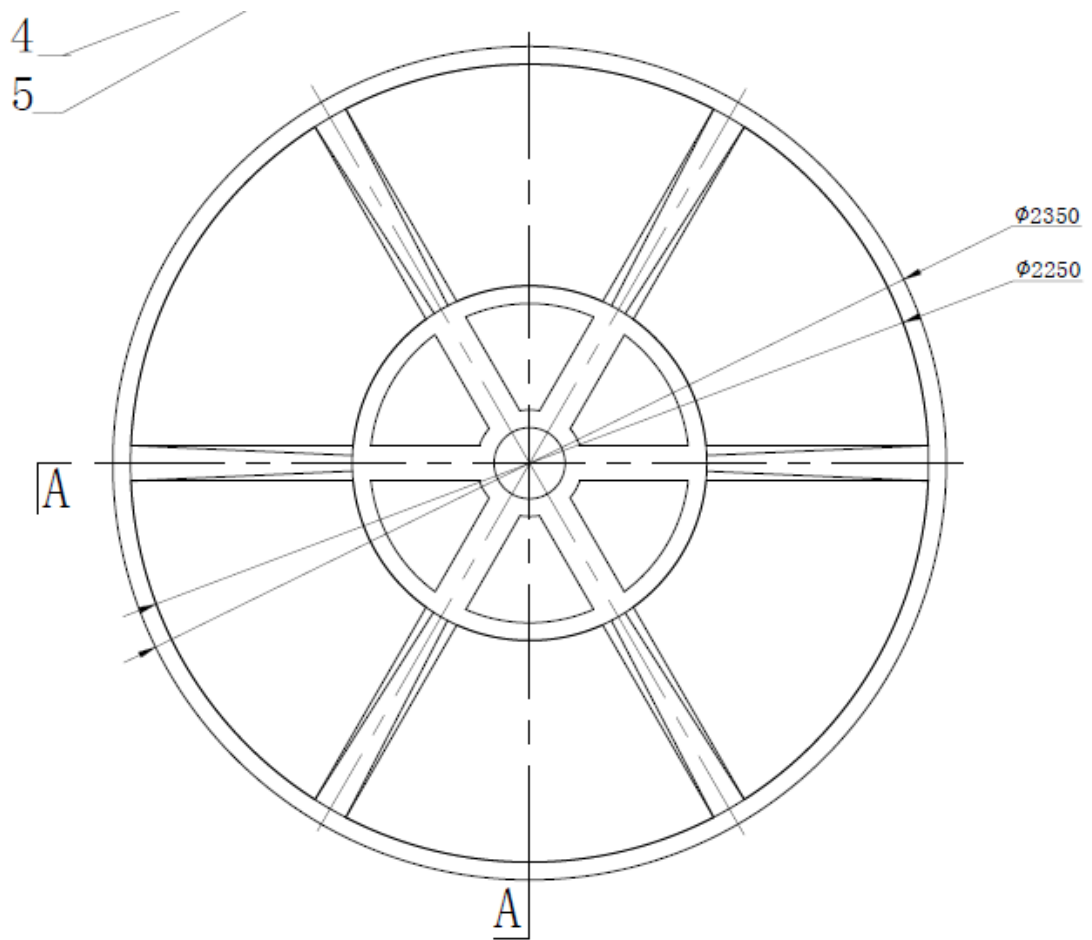


图 2-6 半球面体夹具装配图俯视图

第 3 章 回转工作台设计

3.1 工作台方案分析

(1) 初步拟定回转工作台设计要求

主要技术参数:

- 1) 回转半径 1125mm
- 2) 回转角度 $0\sim 360^\circ$
- 3) 回转精度 0.1°
- 4) 最大承载重量 3 吨

(2) 传动方案与传动简图

1) 设计传动方案:

电机的转动通过减速齿轮减速传递给蜗杆,再由蜗杆传递给涡轮,涡轮通过双列圆锥滚子轴承和环形滑轨带动中心轴转动。

2) 传动简图:

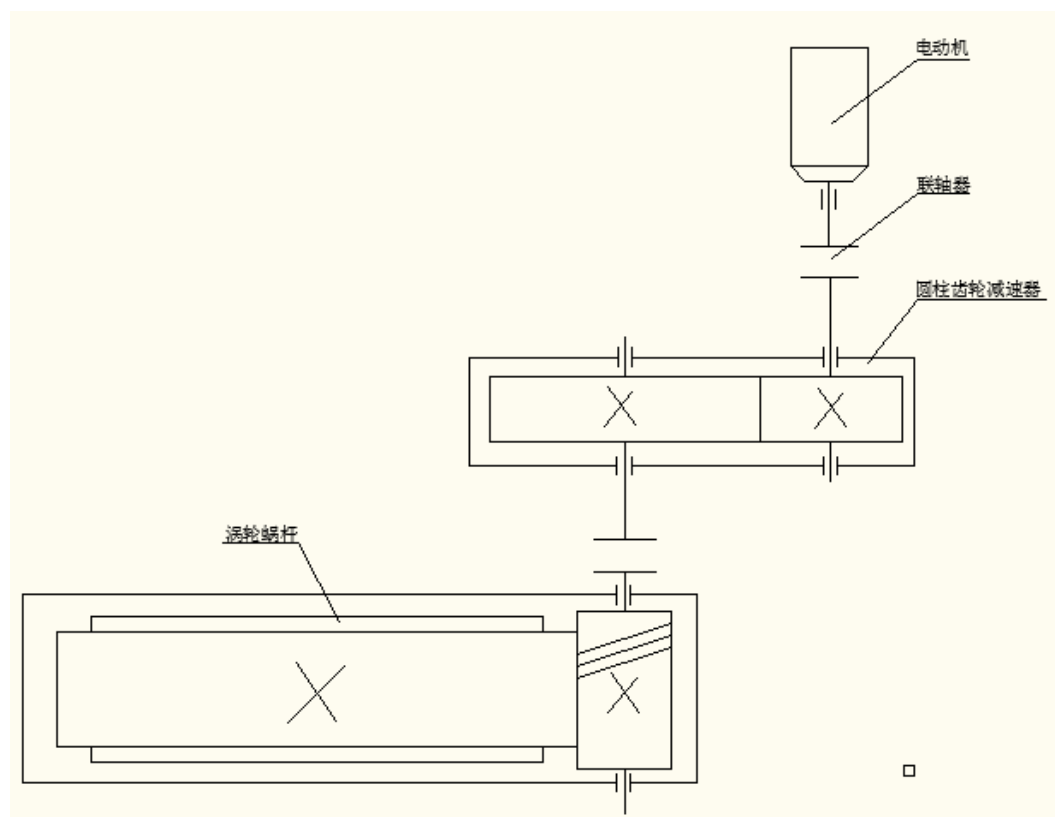


图 3-1 回转工作台传动简图

3.2 电机的选择

(1) 计算回转工作台所需驱动力矩

工作台材料选择铸钢，密度为 $7.85 \times 10^3 \text{ kg}/(\text{m}^3)$ ，工作台直径为 2250mm，厚度为 40mm，由此减去工作台开槽所削去的材料得出工作台的重力约为

$$G_1 = 11552 \text{ N}$$

被加工的工件为火箭燃料贮箱的半球面体瓜瓣片与顶盖的组合，壁厚为 10mm，材料为 LD10，密度为 $2.79 \times 10^3 \text{ kg}/(\text{m}^3)$ 。由此得出工件重力约为

$$G_2 = 438 \text{ N}$$

工件所用到的夹具统一使用 45 钢，密度为 $7.85 \times 10^3 \text{ kg}/(\text{m}^3)$ 。根据夹具的形状，分为四部分计算夹具的体积，平均厚度为 20mm。由公式 $G = \rho Vg$ 得到夹具的总重力约为

$$G_3 = 12262 \text{ N}$$

工作台以上(包括工作台)部分对回转工作台的总重力为

$$G_{\text{总}} = G_1 + G_2 + G_3 = 24252 \text{ N}$$

由于工件使用搅拌摩擦焊焊接，所以在焊接过程中有额外的焊接摩擦力， f 焊约为 200N，搅拌摩擦焊对工件的最大轴向压力 F 为 5000N。

回转工作台的上部分通过与中心轴连接，经过轴承的摩擦反作用力带动圆台转动。轴承初步拟定使用双列圆锥滚子轴承，查《轴承摩擦系数表》得到双列圆锥滚子轴承的摩擦系数最大为 0.1-0.2，计算取 $u = 0.2$ 。

得到摩擦力为 $f = u(G_{\text{总}} + 5000)$ 。

回转过程中的回转力 $F = f + 200$ 。

最后估计得到工作台所需的驱动力矩为 $T = FL = 610 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

(2) 确定电机额定功率

由于工件在被焊接时并不需要转动，只是在焊接完一部分瓜瓣片时才需要缓慢转动 60 度，所以取涡轮的转速为 10 转每分。

涡轮工作所需功率为 $P = 2\pi / 60 Tn = 639 \text{ W}$ 。

查表得圆柱齿轮传动效率 $\eta_1 = 0.97$ ，一对轴承的传动效率为 $\eta_2 = 0.99$ ，联轴器效率 $\eta_3 = 0.99$ ，蜗杆传动效率为 $\eta_4 = 0.99$ 。

$$\eta_{\text{总}} = \eta_1 \times (\eta_2^3) \times (\eta_3^2) \times \eta_4 = 0.74$$

电机的输出功率 $P_0 = P / \eta = 864 \text{ W} = 0.864 \text{ KW}$ 。

一般电机的额定功率为 $P_0 \sim 1.35P_0$ 。

取电机额定功率为 864 W。

(3) 确定电机转速

根据各传动机构推荐的传动比范围，选取齿轮传动比为 3，选取蜗杆蜗轮传动比为 62，则总传动比为 186。

得到电机转速为 0-1860r/min。

(4) 确定电机转矩

$$T = 60P / 2\pi n = 60 \times 864 / 2 \times 3.14 \times 1860 = 4.44 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(5) 电机的选择

由于本设计中的会装工作台不需要连续不断地转动，只需要每次两个瓜瓣片焊接完成后旋转固定的 60° 即可，所以电机在步进电机与伺服电机中选择，这里选择步进电机。

根据所求电机转矩，转速以及额定功率，再参考电机的步距角，最后选择得的规格型号为 130BYG350FH-0602 的三相混合式步进电机，外形尺寸 (mm) 为 $134 \times 134 \times 282$ 。

3.3 动力参数计算

(1) 初始数据

齿轮传动: $i_1 = 3$

蜗杆传动: $i_2 = 62$

(2) 转速计算

电机转速 $n_0 = 1860$

小齿轮轴转速 $n_1 = 1860$

大齿轮轴与蜗杆轴转速 $n_2 = n_0 / i_1 = 1860 / 3 = 620$

涡轮与回转工作台转速 $n_3 = n_1 / i_2 = 620 / 62 = 10$

(3) 功率计算

电机功率 $p_0 = 864 \text{ W}$

小齿轮轴功率 $p_1 = p_0 \times \eta_{\text{联}} = 60 \times 0.99 = 855 \text{ W}$

大齿轮轴功率 $p_2 = p_1 \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{齿轮}} = 855 \times 0.99 \times 0.97 = 821 \text{ W}$

涡轮功率 $p_3 = p_2 \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{联}} \times \eta_{\text{蜗杆}} = 821 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.8 = 639 \text{ W}$

(4) 转矩计算

电机转矩 $T_0 = 9.55 \times p_0 / n_0 = 4.44 \text{ N} \cdot \text{m}$

小齿轮轴转矩 $T_1 = 9.55 \times p_1 / n_1 = 4.39 \text{ N} \cdot \text{m}$

大齿轮轴转矩 $T_2 = 9.55 \times p_2 / n_2 = 12.65 \text{ N} \cdot \text{m}$

涡轮与回转工作台转矩 $T_3 = 9.55 \times p_3 / n_3 = 610 \text{ N} \cdot \text{m}$

3.4 齿轮传动设计

1. 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

(1) 根据回转工作台的总体传动方案和尺寸，选取直齿圆柱齿轮传动；

(2) 根据设计总传动比初步选取齿轮传动比为 3；

(3) 材料选择。考虑到齿轮传动效率不大，速度只是中等，为达到更高的效率和更好的耐磨性，齿轮面硬度另有要求。由《机械设计》表 10-1 选择小齿轮材料为 45 调制处理，硬度为 240HBS，大齿轮材料为 45 正火，硬度为 200HBS；

(4) 精度选择。由于大小齿轮硬度差为 40HBS，故选取 7 级精度；

(5) 初取小齿轮齿数 $Z_1 = 20$ ，则大齿轮齿数 $Z_2 = i \times Z_1 = 3 \times 20 = 60$ ，取 $Z_2 = 60$ 。

2. 按齿面接触疲劳强度设计齿轮

由下设计计算公式进行试算，即

$$d_{it} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1(i+1)Z_E^2}{\Phi_d [\sigma_H]^2}}$$

(1) 确定公式内的各计算数值

1) 根据《机械设计第八版》表 10-3 试取载荷系数 $K_t = 1.2$ ；

2) 由前提计算得到小齿轮传递转矩 $T_1 = 4.39 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，大齿轮传递转矩 $T_2 = 12.65 \text{ N} \cdot \text{m}$ ；

3) 根据《机械设计第八版》表 10-7 取齿宽系数 $\Phi_d = 1$ ；

4) 由表 10-6 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{ Mpa}^{\frac{1}{2}}$ ；

5) 由图 10-21d 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim1} = 550 \text{ Mpa}$ ，

大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim1}=350\text{MPa}$;

6) 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1}=1$, $K_{HN2}=1$;

7) 接触疲劳许用应力。

取失效概率为 1%, 安全系数为 $S=1$, 计算得许用接触应力最小值为 $[\sigma_H]=350\text{MPa}$

(2) 计算

1) 代入各数值计算小齿轮分度圆 d_{1t} 。

$$d_{1t} \geq 2.32^3 \sqrt{\frac{KT1(i+1)Z_E^2}{\Phi_d i [\sigma_H]^2}} = 29.5\text{mm}$$

2) 计算圆周速度 V 。

$$V = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 29.5 \times 1860}{60 \times 1000} = 2.87\text{m/s}$$

3) 计算齿宽 b 。

$$b = \Phi_d d_{1t} = 29.5\text{mm}$$

4) 计算齿宽与齿高之比 $\frac{b}{h}$ 。

$$\text{模数 } m_t = \frac{d_{1t}}{z_1} = 29.5/20 = 1.475\text{mm}$$

$$\text{齿高 } h = 2.25 m_t = 3.32\text{mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{29.5}{3.32} = 8.89$$

5) 计算载荷系数

由表 10-2 得使用系数 $K_A=1$;

根据 $v=2.87\text{m/s}$, 7 级精度, 由图 10-8 查得动载荷系数 $K_V=1.06$;

直齿轮, 齿向载荷分配系数 $K_{H\alpha}=1$;

由表 10-4 用插值法查得 7 级精度、小齿轮与大齿轮非对称布置时齿间载荷分配系数 $K_{H\beta}=1.408$;

由 $\frac{b}{h}=8.89$, $K_{H\beta}=1.408$ 查图 10-13 得 $K_{F\beta}=1.3$;

则载荷系数为

$$K = K_A K_V K_{F\beta} K_{H\alpha} = 1 \times 1.06 \times 1 \times 1.408 = 1.49$$

6) 按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径, 对 d_{1t} 进行修正得到实际数据, 因 K 与 K_t 有较大差异, 故需对由 K_t 计算出的 d_{1t} 进行修正, 即

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} \geq 29.5 \times \sqrt[3]{\frac{1.49}{1.2}} = 31.7 \text{mm}$$

7) 计算模数

$$m = d_1 / z_1 = 31.7 / 20 = 1.59 \text{mm}$$

3. 按齿根弯曲强度设计

弯曲强度设计公式如下

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

(1) 确定公式内的各计算数值

1) 由图10-20c查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 480 \text{MPa}$, 由图10-20b查得大齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE2} = 310 \text{MPa}$;

2) 由图10-18取弯曲疲劳寿命系数为 $K_{FN1} = 0.88$, $K_{FN2} = 0.9$;

3) 计算弯曲疲劳许用应力。

取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$, 得

$$[\sigma_F]_1 = K_{FN1} \times \sigma_{FE1} \div S = 0.88 \times 480 / 1.4 \text{MPa} = 301.71 \text{MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = K_{FN2} \times \sigma_{FE2} \div S = 0.9 \times 310 / 1.4 \text{MPa} = 199.29 \text{MPa}$$

4) 计算载荷系数 K 。

$$K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1 \times 1.06 \times 1 \times 1.3 = 1.378$$

5) 查取齿形系数

由表 10-5 查得 $Y_{Fa1} = 2.80$, $Y_{Fa2} = 2.28$

6) 查应力校正系数

由表 10-5 查得 $Y_{Sa1} = 1.55$, $Y_{Sa2} = 1.73$

7) 计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较。

$$\frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[\sigma_F]1} = 2.80 \times \frac{1.55}{301.71} = 0.01438$$

$$\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{[\sigma_F]2} = 2.28 \times \frac{1.73}{199.29} = 0.01979$$

大齿轮的数值大

(2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.378 \times 4.39 \times 10^3}{1 \times 20^2}} \times 0.01979 = 0.84 \text{ mm}$$

对比计算结果, 由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数, 由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲强度所决定的承载能力, 而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力, 仅与齿轮直径 (即模数与齿数的乘积) 有关。可取由弯曲强度算得的模数 0.84 并就近圆整为标准值 $m=1 \text{ mm}$, 按接触强度算得分度圆直径 $d_1=31.7 \text{ mm}$, 算出

小齿轮齿数

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = 31.7 / 1 \approx 32$$

大齿轮齿数

$$z_2 = z_1 \times u = 32 \times 3 = 96$$

这样设计出的齿轮传动, 即满足了齿面接触疲劳强度, 又满足了齿根弯曲疲劳强度, 并做到结构紧凑, 避免浪费。

4. 几何尺寸计算:

(1) 计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 32 \times 1 = 32 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 96 \times 1 = 96 \text{ mm}$$

(2) 计算中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{32 + 96}{2} = 64 \text{ mm}$$

(3) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 32 = 32 \text{ mm}$$

取 $B_2=32 \text{ mm}$, $B_1=27 \text{ mm}$ 。

具体结构与齿轮零件图另见二维图与三维图。

3.5 涡轮蜗杆传动设计

1. 选择蜗杆传动类型

根据 GB/T10085—1988 的推荐，决定使用渐开线蜗杆。

2 材料选择

考虑到蜗杆传动功率不大，速度只是中等，故蜗杆用 45 号钢。

为达到更高的效率和更好的耐磨性，要求蜗杆螺旋齿面淬火，硬度为 45-55HRC。假设机床的滑动速度 V_s 在 4m/s 左右，所以蜗轮用铸锡磷青铜铸造。为了节约贵重的有色金属，仅齿圈用青铜制造，而轮芯用灰铸铁 HT100 制造。

3. 按齿面接触疲劳强度设计

根据闭式蜗杆传动的设计准则，先按齿面接触疲劳强度进行设计，再校核齿根弯曲疲劳强度。传动中心距：

$$a \geq \sqrt[3]{KT_3 \left(\frac{Z_E Z_\rho}{[\delta_H]} \right)^2}$$

(1) 确定作用在蜗轮上的转距 T_3

按 $Z_1=1, i=62, Z_2=Z_1 \times i=62$

由前面的计算得 $T_3=610 \text{ N} \cdot \text{m}=610000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

(2) 确定载荷系数 K

因工作载荷较稳定，故取载荷分布不均系数 $K_\beta=1$ ；由使用系数 K_A 表从而选取 $K_A=1.15$ ；由于转速不高，冲击不大，可取动载系数 $K_V=1.1$ ；则

$$K=K_A \times K_\beta \times K_V=1 \times 1.15 \times 1.1=1.265 \approx 1.27$$

(3) 确定弹性影响系数 Z_E

选用的铸锡磷青铜蜗轮和蜗杆相配， $Z_E=160 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$

(4) 确定接触系数 Z_ρ

先假设蜗杆分度圆直径 d_1 和传动中心距 a 的比值 $d_1/a=0.30$ ，从图 11-18 可查出 $Z_\rho=3.12$ 。

(5) 确定许用接触应力 $[\delta_H]$

根据蜗轮材料为铸锡磷青铜 $z\text{cusn10p1}$ ，金属模铸造，蜗杆螺旋齿面硬度 $>$

45HRC，可从表 11-7 查得蜗轮的基本许用应力 $[\sigma_H]'=268\text{MPa}$ 。

因为电动刀架中蜗轮蜗杆的传动为间隙性的，故初步定位其寿命系数为 $K_{HN}=0.92$ ，则

$$[\sigma_H] = K_{HN}[\sigma_H]' = 0.92 \times 268 = 246.56 \approx 247\text{MPa}$$

(6) 计算中心距

$$a \geq \sqrt[3]{1.27 \times 610000 \times \left(\frac{3.12 \times 160}{247} \right)^2} = 146.8\text{mm}$$

取中心距 $a=160\text{mm}$ ，因 $i=62$ ，故从表 11-2 中取模数 $m=4\text{mm}$

蜗杆分度圆直径 $d_1=71\text{mm}$ ，这时 $\frac{d_1}{a}=0.44$ ，从图 11-18 中可查得接触系数

$Z_p'=2.38$ ，因为 $Z_p' < Z_p$ ，因此以上计算结果可用。

4. 蜗杆与涡轮的主要参数与几何尺寸

整理计算表中数据得

(1) 蜗杆：

$$\text{轴向齿距 } P_a = \pi m = 12.56\text{mm}$$

$$\text{直径系数 } q = 17.75$$

$$\text{齿顶圆直径 } d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2h_a^* m = 79\text{mm}$$

$$\text{齿根圆直径 } d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2(h_a^* m + c) = 61.4\text{mm}$$

$$\text{分度圆直径 } d_1 = 71\text{mm}$$

$$\text{分度圆导程角 } \gamma = 3.225^\circ$$

$$\text{蜗杆头数 } Z_1 = 1$$

$$\text{蜗杆轴向齿厚 } S_a = \frac{P_a}{2} = 6.28\text{mm}$$

由 $Z_1=1$ ，变位系数 $x_2=+0.125$ ，根据表 11-4 取蜗杆齿宽 b_1 最大值即 $11+0.1x_2Z_2$ 为 17.2mm ，由于蜗杆经磨削，且模数 $m < 10\text{mm}$ ， b_1 还需增加 25mm ，即蜗杆齿宽 $b_1=17.2+25=42.5\text{mm}$ ，取圆整值 45mm 。

法向压力角 α_n 由公式

$$\tan \alpha_a = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \gamma}$$

求得，轴向压力角 α_a 为标准值 20° ，所以得到法向压力角 α_n 为 19.98° ，取整数 20° 。

(2) 涡轮：

涡轮齿数 $Z_2=62$

变位系数 $x_2=+0.125$

验算传动比 $i=Z_2/Z_1=62/1=62$ ，误差为 0。

涡轮分度圆直径 $d_2=mZ_2=4 \times 62=248 \text{ mm}$

涡轮喉圆直径 $d_{a2}=d_2+2h_{a2}=248+2 \times 4=256\text{mm}$

涡轮齿根圆直径 $d_{f2}=d_2-2h_{f2}=248-2 \times 1.2 \times 4=238.4\text{mm}$

涡轮咽喉母圆半径 $r_{g2}=a-\frac{d_{a2}}{2}=160-256 \div 2=28\text{mm}$

由表 11-4 查得涡轮宽度 $B \leq 0.75d_{a1}=79 \times 0.75=59.25\text{mm}$ ，取 $B=60\text{mm}$ 。

5. 校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_F = \frac{1.53KT_2}{d_1d_2m} Y_{Fa2} Y_\beta \leq [\sigma_F]$$

当量齿数

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{(\cos\gamma)^3} = \frac{62}{(\cos 3.22^\circ)^3} = 62.29$$

根据 $x_2=+0.125$ ， $Z_{V2}=62.29$ ，由图 11-19 中可查得齿形系数 $Y_{Fa2}=2.23$

螺旋角系数 $Y_\beta=1-\gamma/140^\circ=0.977$

许用弯曲应力 $[\sigma_F]=[\sigma_F]' \times K_{FN}$

从表 11-8 中查得由 ZCuSn10P1 制造的涡轮的基本许用应力 $[\sigma_F]'=56\text{MPa}$ 。

寿命系数 $K_{FN}=0.7$

$$[\sigma_F]=[\sigma_F]' \times K_{FN}=56 \times 0.7=39.2\text{MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{1.53 \times 1.27 \times 610000}{71 \times 248 \times 4} \times 2.23 \times 0.977 = 36.67\text{MPa} \leq [\sigma_F]' = 56\text{MPa}$$

所以弯曲强度是满足要求的

6. 验算效率 η

$$\eta = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)}$$

已知 $\gamma = 3.22^\circ$;

$$\varphi_v = \arctan(f_v);$$

f_v 与相对滑动速度 v_s 有关。

$$v_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \gamma} = \frac{3.14 \times 71 \times 620}{60 \times 1000 \cos 3.22^\circ} = 2.3 \text{ m/s}$$

从表 11-18 中用插值法查得 $\varphi_v = 1.89^\circ$; 代入式中得 $\eta = 0.81$ 基本合格

7. 精度等级公差和表面粗糙度的确定

考虑到所设计的蜗杆传动是动力传动, 属于通用机械减速器, 从 GB/T 10089-1988 圆柱蜗杆、涡轮精度中选择 8 级精度, 侧隙种类为 f, 标注为 8f GB/T 10089-1988。然后由有关手册查得要求的公差项目及表面粗糙度, 具体见二维图。

8. 热平衡核算 (非此次设计要求)

9. 绘制工作图 (见二维图纸)

3.6 轴、键、轴承及联轴器的设计和选择

1. 小齿轮轴上

(1) 初步确定轴的最小直径

选取轴的材料为 45 钢, 调制处理。根据表 15-3 取 $A_0 = 112$ 。

小齿轮

$$P_1 = 855 \text{ W} = 0.855 \text{ KW}$$

$$d_1 = 32 \text{ mm}$$

$$T_1 = 4.39 \text{ N} \cdot \text{m} = 4390 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

由下面公式初算得

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{0.855}{1860}} = 8.6 \text{ mm}$$

（2）作用在小齿轮上的力分析

由下面的公式得到作用在小齿轮上的力：

$$F = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 4390}{32} = 274N$$

由于是直齿圆柱齿轮，所以

$$\beta = \arccos \frac{m(z_1 + z_2)}{2a_1} = 0^\circ$$

由于两个齿轮的中心距 a_1 为标准中心距，即

$$a_1 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

所以没有进行角度变位，啮合角 $\alpha_n = 20^\circ$

则

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = 274N$$

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 100N$$

$$F_a = F_t \tan \beta = 0N$$

圆周力 F_t ，径向力 F_r ，轴向力 F_a 。

（3）联轴器的选择

轴的最小直径显然是安装联轴器处的直径。由于所选轴的最小直径必须与联轴器的孔径相适应，故需同时选取联轴器型号。

联轴器的计算转矩 $T_{ca} = K_A T_1$ ，查表 14-1，考虑到转矩变化很小，故取 $K_A = 1.3$ ，则：

$$T_{ca} = K_A T_1 = 1.3 \times 4.39 = 5.707Nm = 5707Nmm$$

根据设计需求，计算转矩 T_{ca} 必须小于联轴器公称转矩，查《联轴器、离合器与制动器设计选用手册》表 5-81，选用 LT1 型弹性套柱销联轴器，其标准公称转矩为 6300Nmm，许用转速为 8800r/min。半联轴器孔径 $d_{1-1} = 12mm$ ，半联轴器推荐长度 $L = 25mm$ ，与轴配合的毂孔长度 $L_1 = 20mm$ ，最大直径 $D = 71mm$ 。

（4）轴的其他尺寸

联轴器需要轴向定位,所以需要一段轴肩,直径大概比联轴器孔径 $d_{1-1}=12\text{ mm}$ 略大点,取 $d_{1-2}=20\text{ mm}$ 。左端需要用挡圈定位。若安装齿轮处的轴段直径为 24 mm ,齿轮与轴承之间使用套筒定位。已经算得小齿轮轮毂的宽度为 27 mm ,为了使套筒端面可靠地压紧齿轮,此轴段考虑应该略短于轮毂宽度,一般选择 24 mm 。齿轮的另一端采用轴肩固定,轴肩高度 $h>0.07d$,取 $h=2\text{ mm}$,则轴环处直径为 28 mm ,轴环宽度 $b\geq 1.4h$,取 $b=5\text{ mm}$ 。

(5) 轴承的选择

轴承需要承受轴向力与径向力,所以选择应用较为广泛的滚子轴承。这里根据情况选用单列圆锥滚子轴承。根据 $d_{1-2}=20\text{ mm}$ 与《最新轴承手册》的表 8.1 选择基本尺寸为 $d\times D\times T\times B\times C=22\text{ mm}\times 44\text{ mm}\times 15\text{ mm}\times 15\text{ mm}\times 11.5\text{ mm}$ 的单列圆锥滚子轴承,轴承代号为 30000 型 320/22。

(6) 键的选择

齿轮、半联轴器与轴的周向定位均采用平键连接。首先选齿轮与轴配合使用的键,根据《机械设计第八版》6-1 表得到平键截面,键宽 $b\times$ 键高 $h=8\text{ mm}\times 7\text{ mm}$ 。键槽用键槽铣刀加工,长度为 20 mm ,同时为了保证齿轮与轴配合有良好的对中性,故选择齿轮轮毂与轴的配合为 $H7/n6$ 。选择半联轴器与轴配合时的键步骤是一样的,最后选择键宽 $b\times$ 键高 $h=5\text{ mm}\times 5\text{ mm}$,长度为 16 mm ,半联轴器与轴配合精度为 $H7/k6$ 。

(7) 倒角与圆角

轴端倒角 $2\times 45^\circ$ 倒圆角为 $R2$,其余见二维图。

2. 大齿轮轴上

(1) 初步确定轴的最小直径

选取轴的材料为 45 钢,调制处理。根据表 15-3 取 $A_0=112$ 。

大齿轮

$$P_2=821\text{ W}=0.821\text{ KW}$$

$$d_2=96\text{ mm}$$

$$T_2=12.65\text{ N}\cdot\text{m}=12650\text{ N}\cdot\text{mm}$$

由下面公式初算得

$$d_{min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{0.821}{620}} = 12.3 \text{ mm}$$

（2）作用在大齿轮上的力分析

由下面的公式得到作用在大齿轮上的力：

$$F = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 12650}{96} = 263.5 \text{ N}$$

由于是直齿圆柱齿轮，所以

$$\beta = \arccos \frac{m(z_1 + z_2)}{2a_1} = 0^\circ$$

由于两个齿轮的中心距 a_1 为标准中心距，即

$$a_1 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

所以没有进行角度变位，啮合角 $\alpha_n = 20^\circ$

则

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = 263.5 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 96 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \tan \beta = 0 \text{ N}$$

圆周力 F_t ，径向力 F_r ，轴向力 F_a 。

（3）联轴器的选择

轴的最小直径显然是安装联轴器处的直径。由于所选轴的最小直径必须与联轴器的孔径相适应，故需同时选取联轴器型号。

联轴器的计算转矩 $T_{ca} = K_A T_2$ ，查表 14-1，考虑到转矩变化很小，故取 $K_A = 1.3$ ，则：

$$T_{ca} = K_A T_2 = 1.3 \times 12.65 = 16.445 \text{ Nm} = 16445 \text{ Nmm}$$

根据设计需求，计算转矩 T_{ca} 必须小于联轴器公称转矩，查《联轴器、离合器与制动器设计选用手册》表 5-81，选用 LT3 型弹性套柱销联轴器，其标准公称转矩为 31500 Nmm，许用转速为 6300 r/min。半联轴器孔径 $d_{1-1} = 16 \text{ mm}$ ，半联轴器推荐长度 $L = 38 \text{ mm}$ ，与轴配合的毂孔长度 $L_1 = 30 \text{ mm}$ ，最大直径 $D = 95 \text{ mm}$ 。

(4) 轴的其他尺寸

联轴器需要轴向定位，所以需要一段轴肩，直径大概比联轴器孔径 $d_{1-1}=16\text{ mm}$ 略大点，取 $d_{1-2}=32\text{ mm}$ 。左端需要用挡圈定位。若安装齿轮处的轴段直径为 50 mm ，齿轮与轴承之间使用套筒定位。已经算得大齿轮轮毂的宽度为 32 mm ，为了使套筒端面可靠地压紧齿轮，此轴段考虑应该略短于轮毂宽度，一般选择 28 mm 。齿轮的另一端采用轴肩固定，轴肩高度 $h>0.07d$ ，取 $h=4\text{ mm}$ ，则轴环处直径为 58 mm ，轴环宽度 $b\geq 1.4h$ ，取 $b=6\text{ mm}$ 。

(5) 轴承的选择

轴承需要承受轴向力与径向力，所以选择应用较为广泛的滚子轴承。这里根据情况选用单列圆锥滚子轴承。根据 $d_{1-2}=32\text{ mm}$ 与《最新轴承手册》的表 8.1 选择基本尺寸为 $d\times D\times T\times B\times C=32\text{ mm}\times 52\text{ mm}\times 14\text{ mm}\times 14\text{ mm}\times 10\text{ mm}$ 的单列圆锥滚子轴承，轴承代号为 30000 型 329/32。

(6) 键的选择

齿轮、半联轴器与轴的周向定位均采用平键连接。首先选齿轮与轴配合使用的键，根据《机械设计第八版》6-1 表得到平键截面，键宽 $b\times$ 键高 $h=16\text{ mm}\times 10\text{ mm}$ 。键槽用键槽铣刀加工，长度为 22 mm ，同时为了保证齿轮与轴配合有良好的对中性，故选择齿轮轮毂与轴的配合为 $H7/n6$ 。选择半联轴器与轴配合时的键步骤是一样的，最后选择键宽 $b\times$ 键高 $h=5\text{ mm}\times 5\text{ mm}$ ，长度为 22 mm ，半联轴器与轴配合精度为 $H7/k6$ 。

(7) 倒角与圆角

轴端倒角 $2\times 45^\circ$ ，倒圆角为 $R2$ ，其余见二维图。

3. 中心轴上

确定轴的最小直径

选取轴的材料为 45 钢，调制处理。根据表 15-3 取 $A_0=112$ 。

$$P_3=639\text{ W}=0.639\text{ KW}$$

$$n_3=10\text{ r/min}$$

$$T_3=610\text{ N}\cdot\text{m}=610000\text{ N}\cdot\text{mm}$$

由下面公式初算得

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_3}{n_3}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{0.639}{10}} = 44.7\text{ mm}$$

轴承选用双列圆锥滚子轴承，详细尺寸见二维图。

3.7 轴的校核

(1) 小齿轮轴的校核

转速 $n=1860 \text{ r/min}$

功率 $p=855 \text{ w}$

转矩 $T=4.39 \text{ N.m}$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = 274 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 100 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \tan \beta = 0 \text{ N}$$

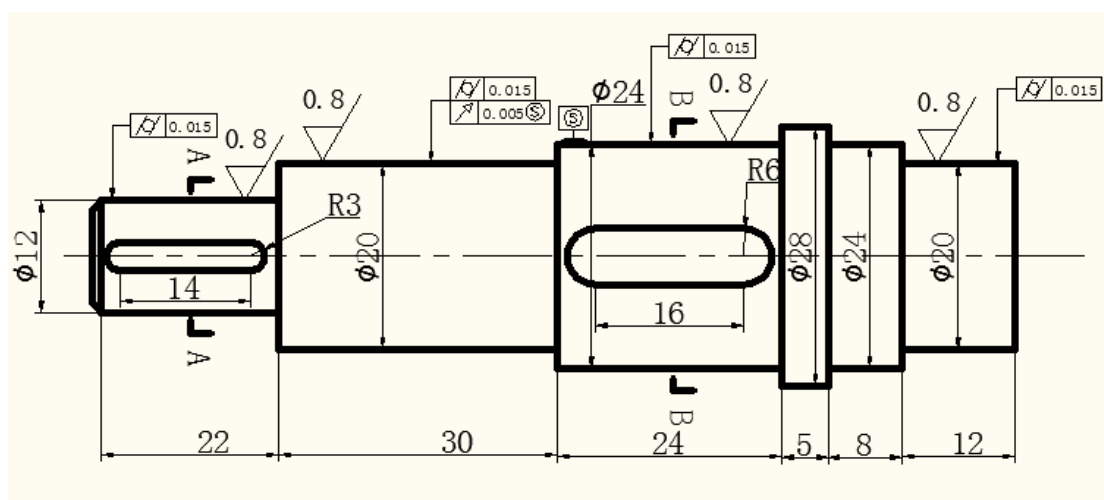


图 3-2 小齿轮轴尺寸

左平行面弯矩图如校核图（a）

支点反力：

$$F_{HB} = F_t \times 27 / 58 = 128 \text{ N}$$

$$F_{HA} = F_t - F_{HB} = 146 \text{ N}$$

I-I 截面的弯矩

$$M_{H1} = 146 \times 27 = 3942 \text{ N.mm}$$

2-2 截面的弯矩

$$M_{H2} = 128 \times 31 = 3968 \text{ N.mm}$$

作垂直面内的弯矩图 (b)

$$F_{Va} = F_r / 2 - f_a \times d / 2 = 50 \text{ N}$$

$$F_{Vb} = f_r - F_{Va} = 50 \text{ N}$$

I-I 截面的弯矩

$$M_{V1} = F_{Va} \times 27 = 1350 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2-2 截面的弯矩

$$M_{V2} = F_{Vb} \times 31 = 1550 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

作合成弯矩图 (c)

I-I 截面的弯矩

$$M_1 = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = 4167 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2-2 截面的弯矩

$$M_2 = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = 4259 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

求转矩图 (d)

$$T_1 = 9550 \times P_1 / n_1 = 9550 \times 0.855 / 1860 = 4.39 \text{ N} \cdot \text{m}$$

确定危险截面的校核

I-I 截面

$$\sigma_1 = \frac{\sqrt{(M_1^2 + T^2)}}{W} = 7.71 \text{ Mpa}$$

2-2 截面

$$\sigma_1 = \frac{\sqrt{(M_2^2 + T^2)}}{W} = 4.5 \text{ Mpa}$$

查表 $[\sigma_b] = 60 \text{ mpa}$, 故设计的轴强度满足。

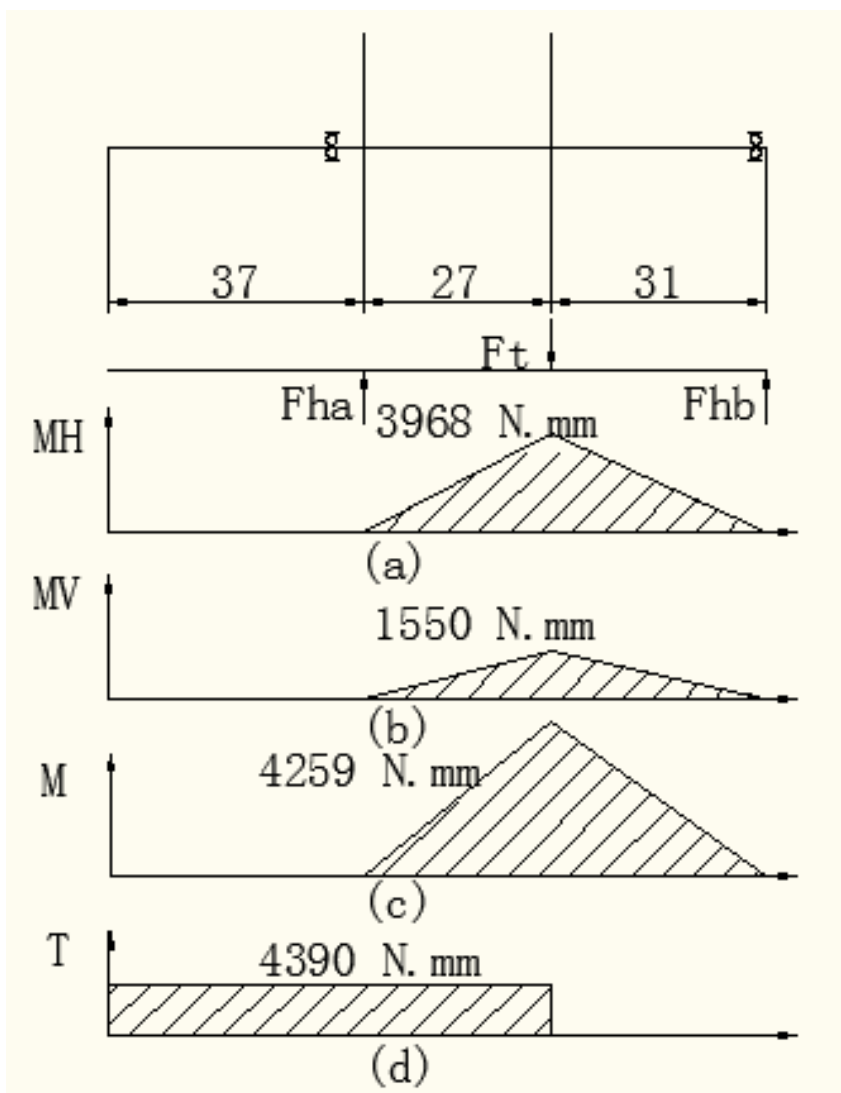


图 3-3 小齿轮轴校核图

(2) 大齿轮轴的校核

转速 $n=620 \text{ r/min}$

功率 $p=821 \text{ w}$

转矩 $T=12.65 \text{ N.m}$

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = 264 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 96 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \tan \beta = 0 \text{ N}$$

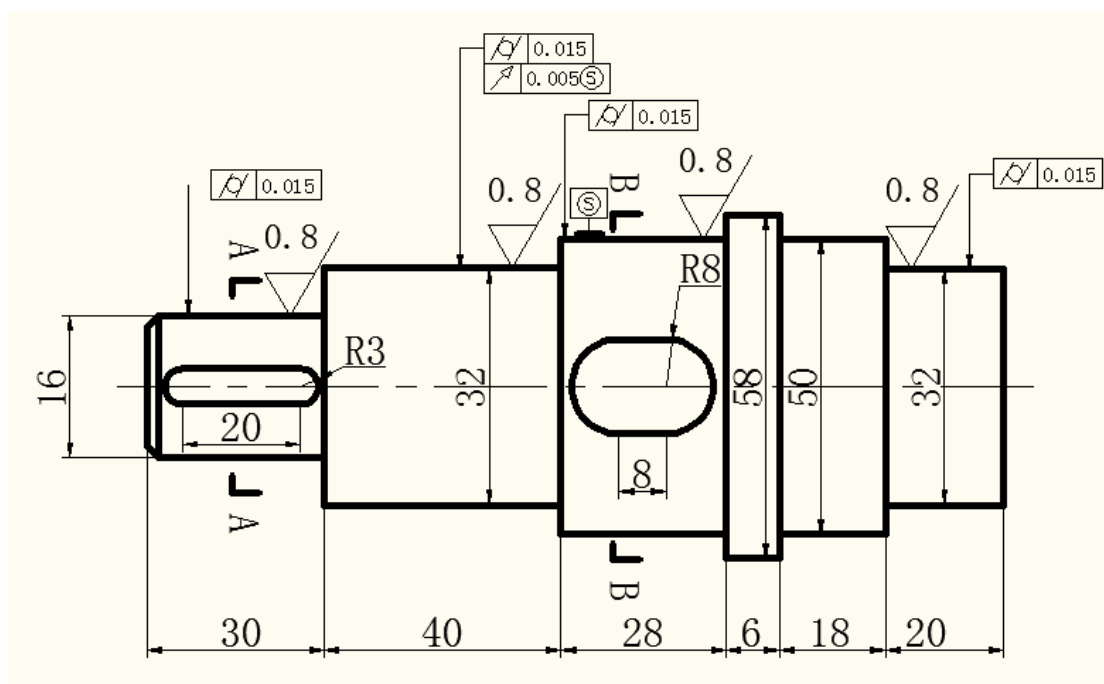


图 3-4 大齿轮轴尺寸

左平行面弯矩图如校核图 (a)

支点反力:

$$FHB = F_t \times 41 / 96 = 113 \text{ N}$$

$$FHA = F_t - FHB = 151 \text{ N}$$

I-I 截面的弯矩

$$MH1 = 151 \times 41 = 6191 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2-2 截面的弯矩

$$MH2 = 113 \times 55 = 6251 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

作垂直面内的弯矩图 (b)

$$FVA = F_r / 2 - f_a \times d / 2 = 48 \text{ N}$$

$$Fvb = f_r - Fva = 48 \text{ N}$$

I-I 截面的弯矩

$$MV1 = Fva \times 41 = 1968 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2-2 截面的弯矩

$$MV2 = Fvb \times 55 = 2640 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

作合成弯矩图 (c)

I-I 截面的弯矩

$$M1 = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = 6496 \text{ N.m}$$

2-2 截面的弯矩

$$M2 = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = 6785 \text{ N.m}$$

求转矩图 (d)

$$T1 = 9550 \times P1 / n1 = 9550 \times 0.821 / 620 = 12.65 \text{ N.m}$$

确定危险截面的校核

I-I 截面

$$\sigma_1 = \frac{\sqrt{(M1^2 + T^2)}}{W} = 4.42 \text{ Mpa}$$

2-2 截面

$$\sigma_1 = \frac{\sqrt{(M2^2 + T^2)}}{W} = 1.17 \text{ Mpa}$$

查表 $[\sigma_b] = 60 \text{ mpa}$, 故设计的轴强度满足。

校核图如下图 3-5。

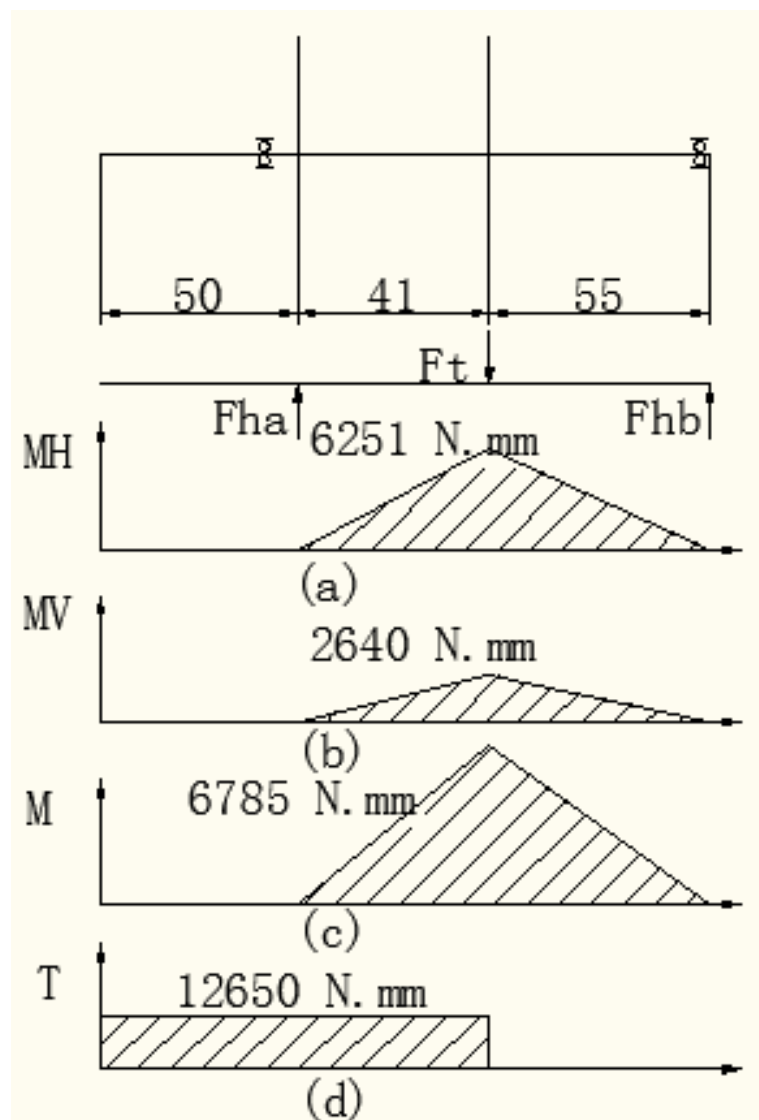


图 3-5 大齿轮轴校核图

3.8 回转工作台装配图

装配图见下图 3-6，3-7。

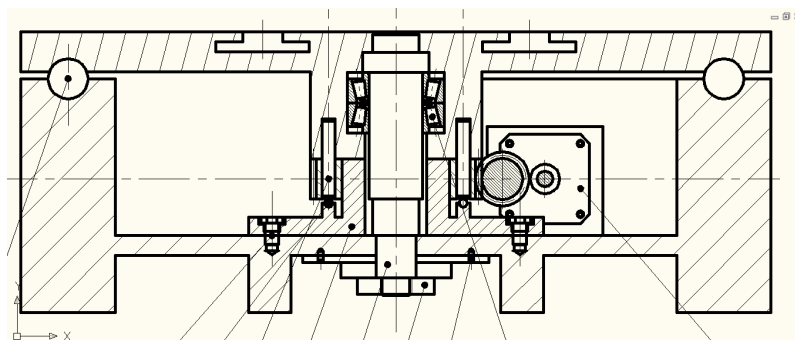


图 3-6 回转工作台装配图主视图

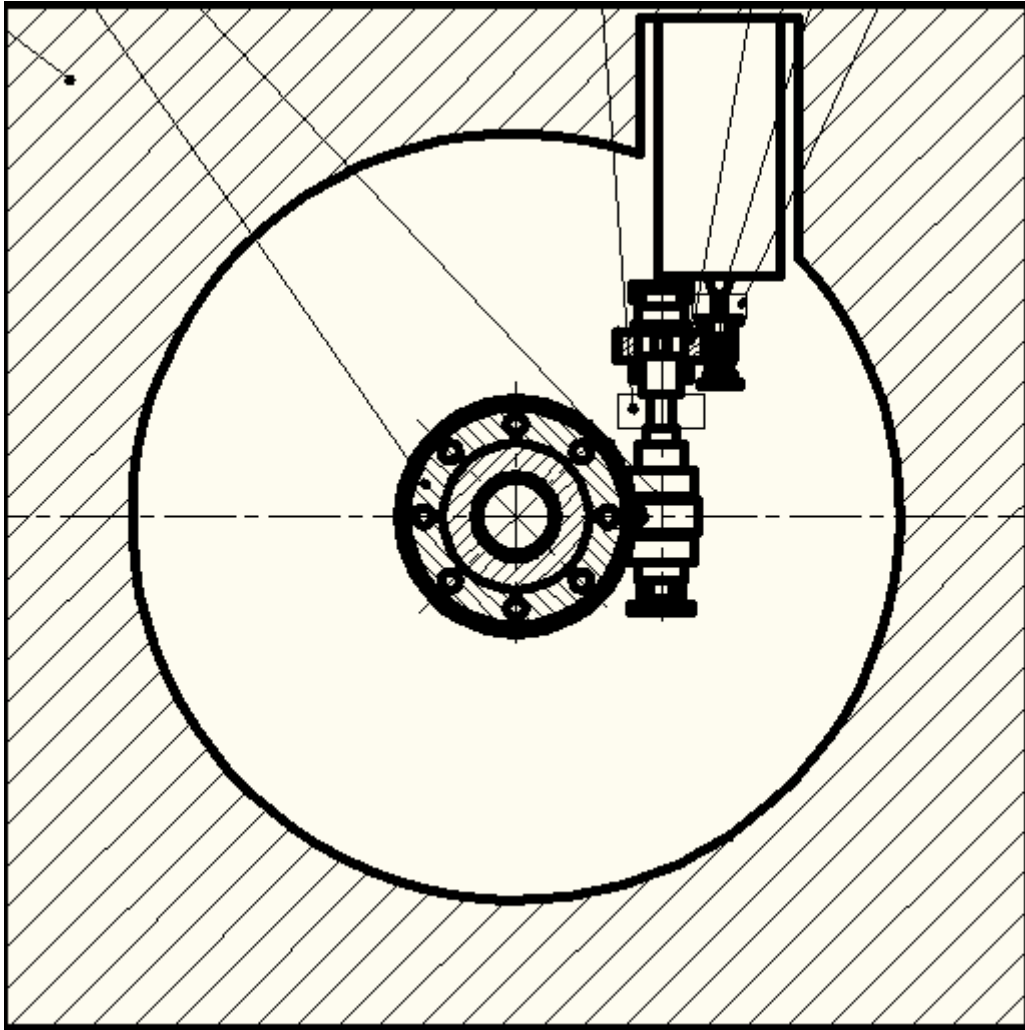


图 3-7 回转工作台装配图俯视图

第 4 章 筒状体夹具设计

4.1 机械加工工艺分析

- (1) 加工形面：筒体与半球面体结合面
- (2) 形面尺寸：筒体圆柱度 0.02 mm
- (3) 相互位置：筒体右端与半球面体底面接触重合，薄壁筒体与半球面体同轴。
- (4) 可用于定位的形面：底面支撑轮，薄壁筒体左端夹具，右端夹具。

筒体外圆轮廓直径： $\Phi 2250^{+0.2} \text{ mm}$ ，粗糙度 $Ra=3.2 \mu\text{m}$

筒体内圆轮廓直径： $\Phi 2230_{-0.4} \text{ mm}$ ，粗糙度 $Ra=3.2 \mu\text{m}$

- (5) 相互位置：薄壁筒体与半球面体同轴。

4.2 夹具的结构方案

- (1) 确定定位方案

由于工件使用搅拌摩擦焊焊接，考虑到搅拌头轴向压力的存在，在焊缝处应该有承力挡板。以中心轴为基准，根据左端夹具与右端夹具确定薄壁筒体在 x 轴方向上的位置，以底面支撑轮和中心轴高 H 定位筒体在 Y 轴上的高度，以左右两端夹具定位筒体的 Z 轴坐标。

- (2) 确定夹紧机构

夹具零件之间选择螺栓固定，工件与夹具之间使用重力自压紧与压块几何压紧。压块既可增大夹紧接触面积，又能防止回转工作台带动工件旋转时产生偏转而破坏定位并且损伤工件表面。

- (3) 定位面与加工面的关系分析

定位误差计算：由加工工序知，加工面为半球面体底面与筒体结合面。筒体与球面体有同轴度要求（同轴度允许差 0.05 mm ）；对薄壁筒体的圆柱度有要求。以中心线为基准，其设计计算如下：

- 1) 确定受力挡板尺寸与公差

设计受力挡板装配后形状如下图 4-1 所示。

受力挡板外轮廓直径 2230 mm ，圆柱度为 0.025 ，查表得到公差等级为 6 级，

粗糙度 R_a 为 $3.2 \mu m$ 。总的装配由三块大小形状相同的分挡板，每块角度 120° 构成一个整个环形受力面。分挡板直径靠一个直径 600 mm 的薄圆柱块连接，连接方式为螺钉连接，螺钉为开槽盘头螺钉。

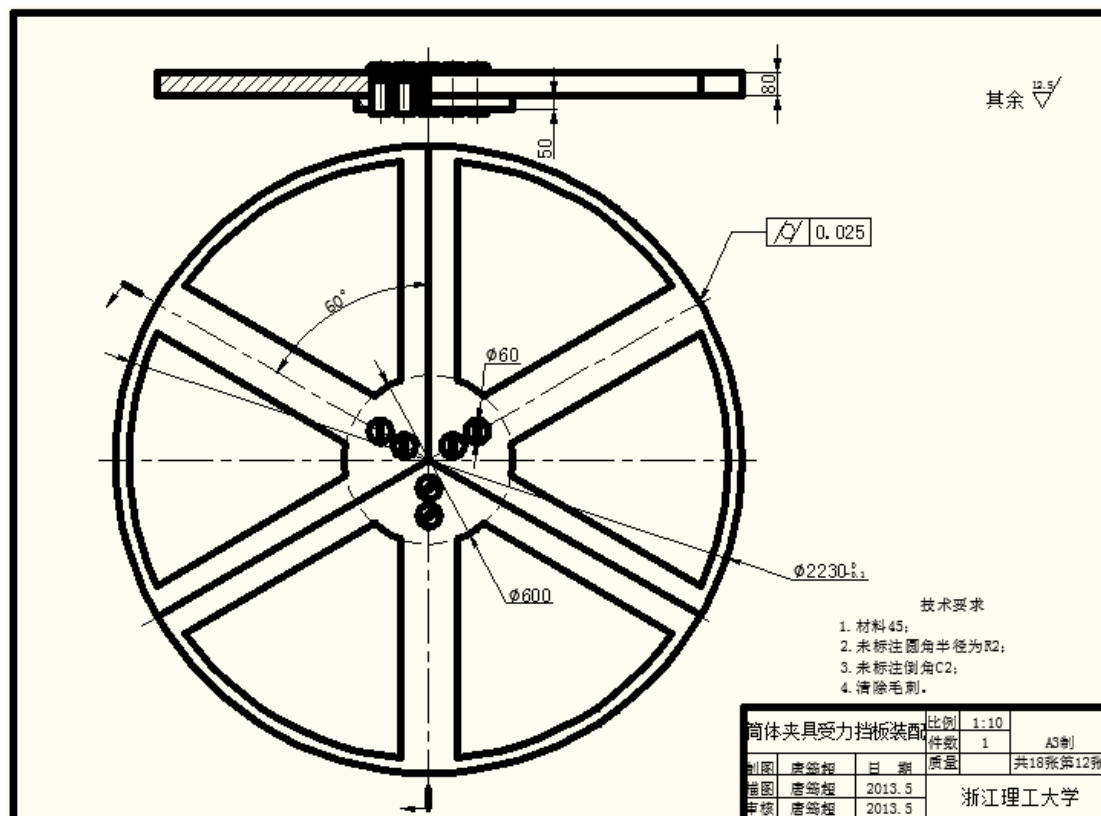


图 4-1 薄壁筒体夹具受力挡板装配图

2) 确定夹具左端与公差

夹具左端的二维图如下图 4-2 所示。

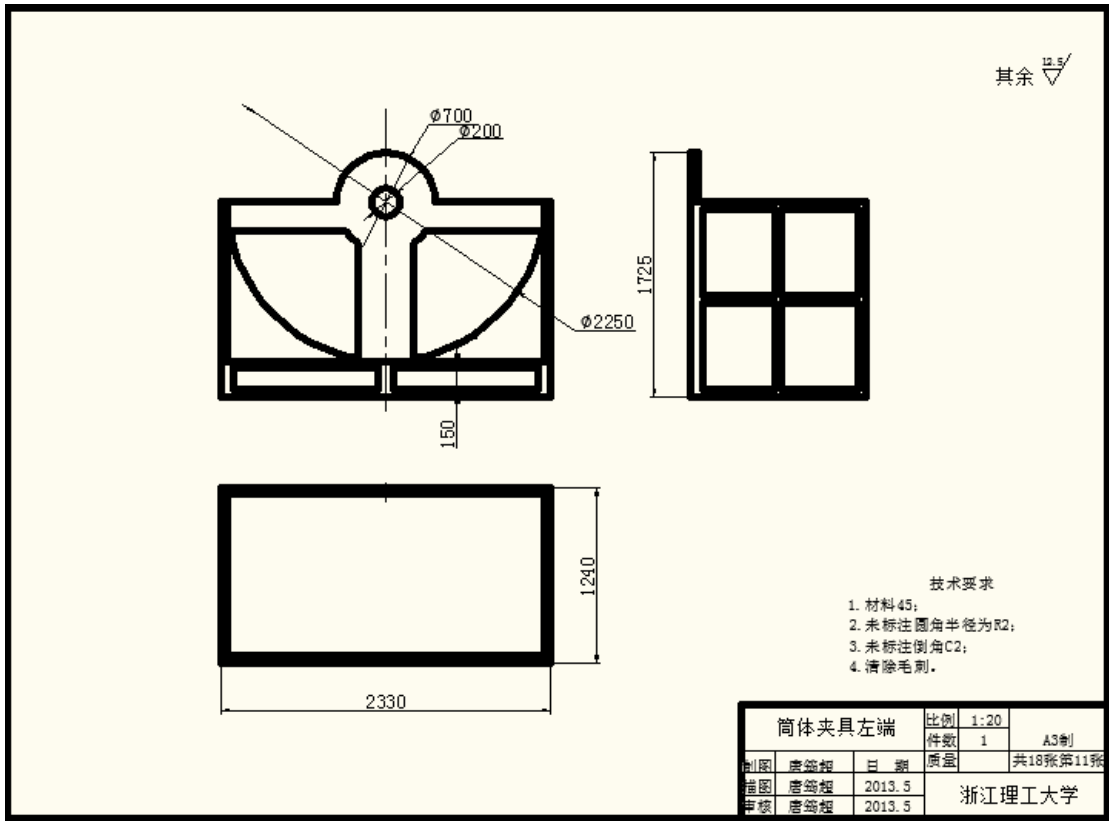


图 4-2 薄壁筒体夹具左端部分

夹具左端通过面接触限制筒体的自由度。左端中间面的间距为筒体直径 2250 mm，查表得到公差等级为 6 级，粗糙度 Ra 为 3.2 μm。左端中心孔与筒体同轴，同轴度允许差 0.05 mm，查表得到公差等级为 5 级。

3) 确定夹具右端与公差

夹具右端的二维图如下图 4-3 所示。

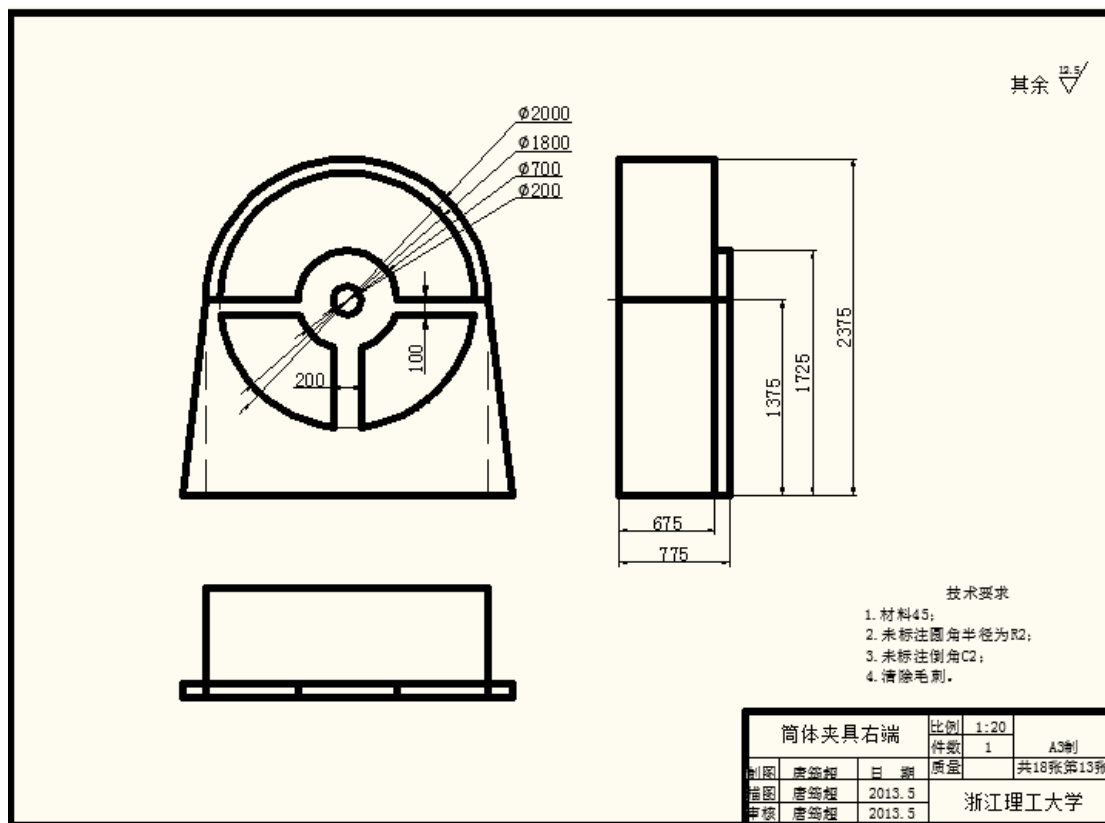


图 4-3 筒体夹具右端尺寸形状

筒体夹具右端通过环状体与面定位夹紧半球面体。环状体内轮廓直径为 1800 mm，与半球面体可能有同轴度误差，允许误差为 0.005 mm，查表得到公差等级为 5 级，粗糙度为 $1.6 \mu\text{m}$ 。

4) 确定夹具底部与公差

由于薄壁筒体与半球面体在焊接时需要绕轴转动，所以底部设计为轮子结构，工件在转动时带动轮子转动可以减小摩擦和磨损。小轮直径为 150 mm，外轮廓粗糙度取 $3.2 \mu\text{m}$ 。

底座内孔与小轮配合，再通过螺钉连接与底架固定在一起。

小轮，底座，底架的二维图如下。

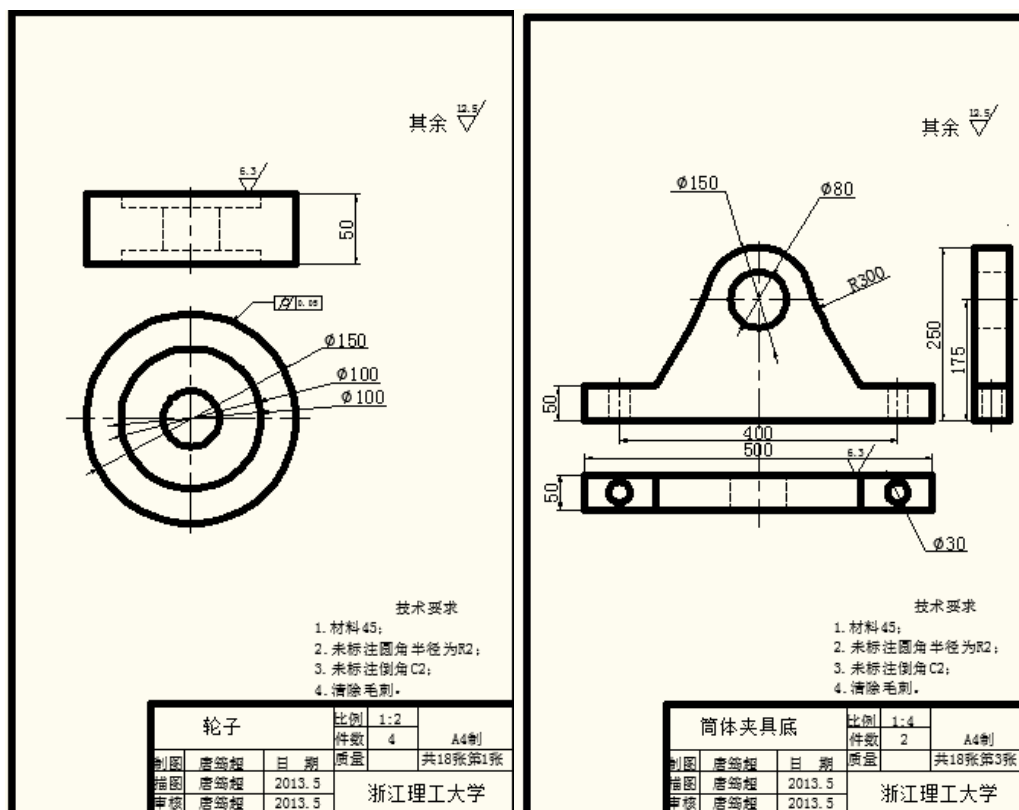


图 4-4 小轮与夹具底

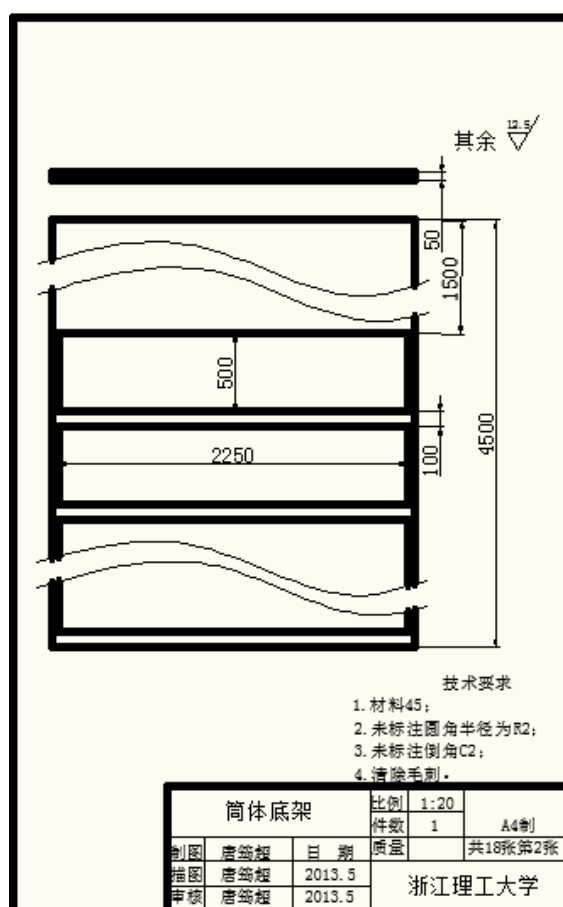


图 4-5 筒体夹具底架

4.3 筒体夹具的装配图

装配图见下图 4-6，4-7，4-8, 4-9。

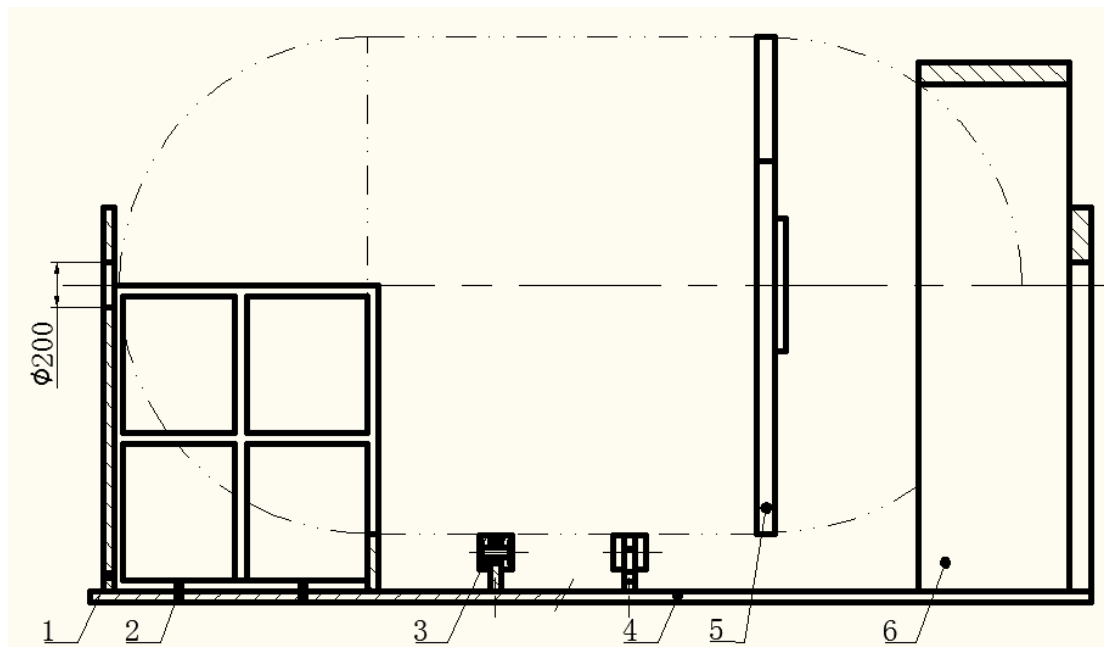


图 4-6 筒体夹具装配图主视图

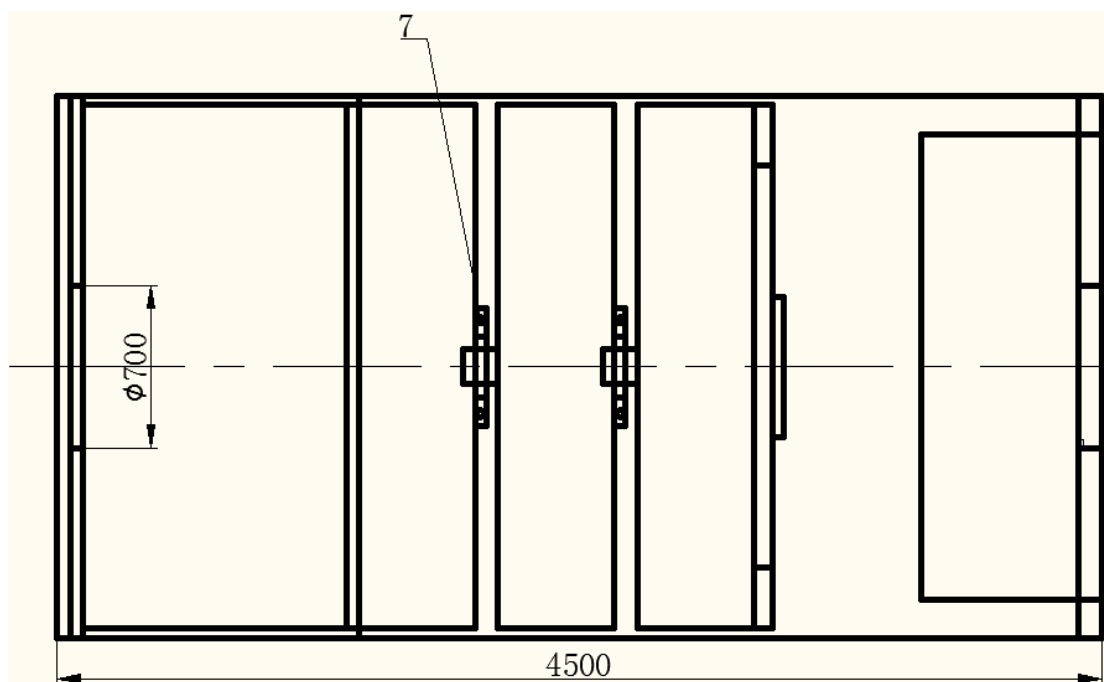


图 4-7 筒体夹具装配图俯视图

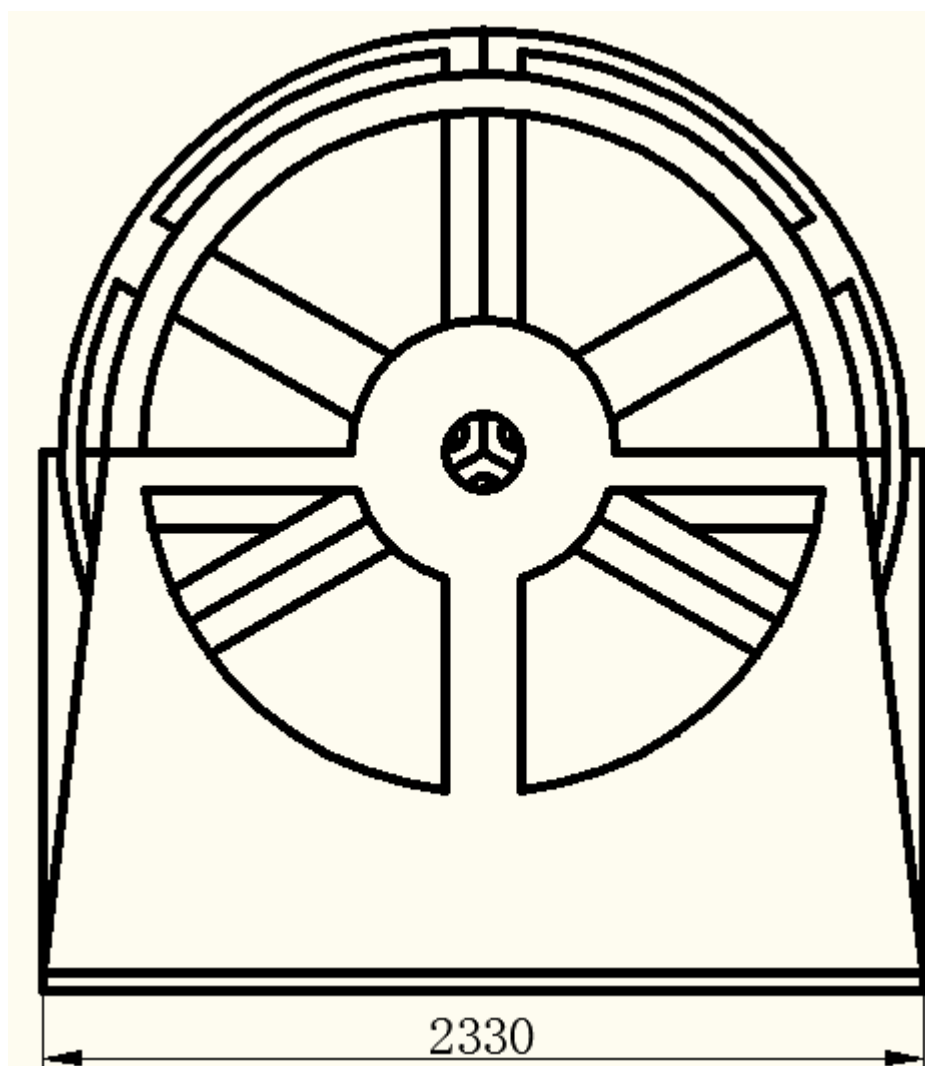


图 4-8 筒体夹具装配图左视图

序号	名 称	材 料	数 量
7	螺钉	A3钢	4
6	夹具右端	45	1
5	夹具受力挡板	45	1
4	夹具底座	45	2
3	小轮	塑料	4
2	圆柱销	45	4
1	夹具左端	45	1

图 4-9 筒体夹具装配图明细表

第 5 章 AutoCAD 与 Pro/E 软件简介

5.1 软件简介

AutoCAD 是美国 Autodesk 公司首次于 1982 年开发的自动计算机辅助设计软件，用于二维绘图、详细绘制、设计文档和基本三维设计。DWG 是业界使用最广泛的设计数据格式之一，可以通过它让所有人员随时了解设计者的最新设计决策。借助支持演示的图形、渲染工具和强大的绘图和三维打印功能，能够让设计更加出色。借助 AutoCAD 中强大的文档编制工具，设计者可以加速项目从概念到完成的进程。使用自动化、管理和编辑工具可以最大限度地减少重复性任务，并加快项目完成速度。AutoCAD 具有良好的用户界面，通过交互菜单或命令行方式便可以进行各种操作。AutoCAD 具有广泛的适应性，它可以在各种操作系统支持的微型计算机和工作站上运行。

Pro/Engineer 操作软件是美国参数技术公司（PTC）旗下的 CAD/CAM/CAE 一体化的三维软件。以参数化著称，是参数化技术的最早应用者，在目前的三维造型软件领域中占有着重要地位，是现今主流的 CAD/CAM/CAE 软件之一，特别是在国内产品设计领域占据重要位置。

5.2 三维模型

附上夹具三维模型截图如下。

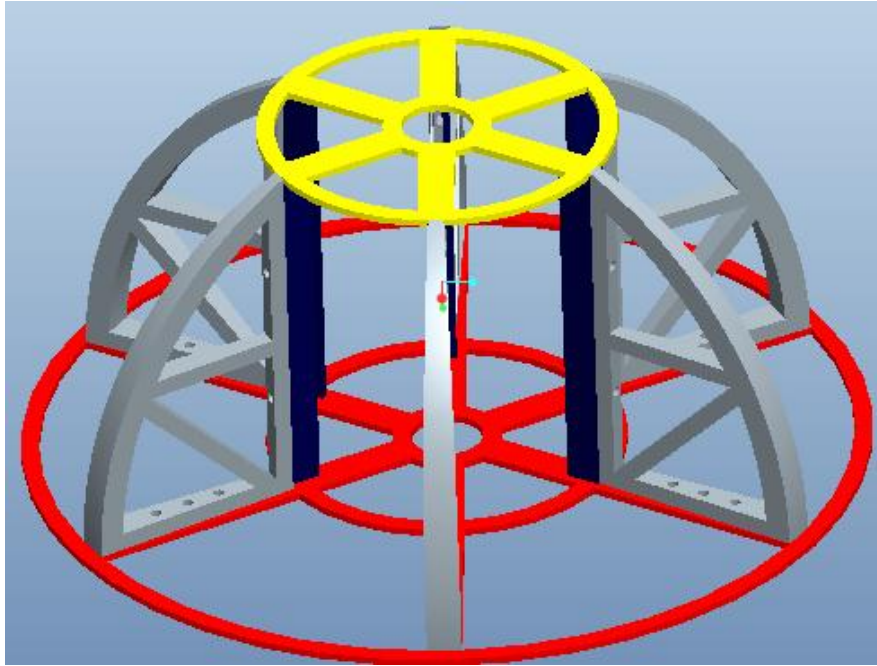


图 5-1 半球面体夹具 3D 图

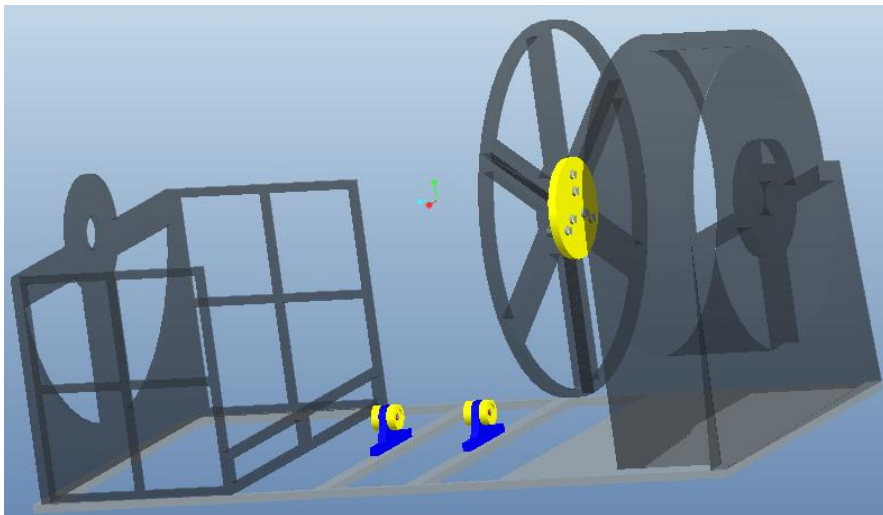


图 5-2 筒体夹具 3D 图

第 6 章 总结

本文在仔细观察与研究目前国内外大部分球面体夹具与筒体夹具的基础上，建立了火箭燃料贮箱在搅拌摩擦焊焊接过程中应该用到的夹具模型，通过计算和校核验证出夹具定位夹紧的可行性。考虑到在半球面体夹具焊接过程中需要绕中心轴回转运动，所以设计了一个回转工作台与球面体夹具配合使用。球面体与薄壁筒体组装焊接成火箭燃料贮箱时用筒体夹具。设计具体夹具时先是根据已有的各种夹具模型考虑总体结构，再根据搅拌摩擦焊的特殊性设计一个合适的受力挡板，根据工件在焊接时的所需要限制的自由度设计定位面与夹紧面，最后把所有的夹具零件组装固定。

参考文献

- [1] 百度. 搅拌摩擦焊百科[EB/OL]. <http://baike.baidu.com/view/2772670.htm>
2013-04-26/2013-4-20
- [2] 董超. 筒体直缝焊接用胎夹具[D]. 论文网. 2011
- [3] sxiaodong1974. 可胀定心车床夹具设计[D]. 百度文库. 2012
- [4] 沈阳航空航天大学. 空间曲面的搅拌摩擦焊专用夹具[P]. 中国专利: 201020248278.8,
2010-07-06
- [5] 西北工业大学机械原理及机械零件教研室. 机械设计[M]. 第八版. 高等教育出版社. 2010. 186~272, 360~383
- [6] 何铭新, 钱可强. 机械制图[M]. 第五版. 高等教育出版社. 2009. 213~242
- [7] 孙恒, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 第七版. 高等教育出版社. 2010. 174~201
- [8] 曹福勤. 球壳瓜瓣片的坡口加工与车床夹具设计[J]. 上海电气电站设备有限公司电站辅机厂. 2010. Vol131 No. 4
- [9] 万震宇, 张昭. 基于网格重剖分的搅拌摩擦焊接数值模拟及搅拌头受力分析[J]. 塑性工学报. 2012-4
- [10] 张昭, 张洪武. 搅拌摩擦焊接中搅拌头的受力分析[J]. 维普资讯. 2006, 28(6):857~86
- [11] 李名望. 机床夹具设计实例教程[M]. 化学工业出版社. 2009-8
- [12] W. M. Thomas, E. D. Nicholas. Friction stir welding for the transportation industries[J]. TWI. 1997-6
- [13] K. Kumar, Satish V. Kailas. The role of friction stir welding tool on material flow and weld formation[J]. www.elsevier.com. 2007-8
- [14] 宋志军. 球面支承定位在机床夹具设计中的应用[J]. 机械工程师 2007 年第 2 期
- [15] 汪苏. 薄壁筒体件车削柔性夹具[J]. 机械工人(冷加工). 2004-9
- [16] 崔旭芳, 周英. 数控回转工作台的原理和设计[J]. 砖瓦技术交流. 2008 年第 6 期
- [17] ddfangkuaian. 三维雕刻机数控回转工作台设计[EB/OL].
<http://wenku.baidu.com/view/61672555f01dc281e53af0c6.html>. 2011-12-08/2013-4-20
- [18] 高贾顺. 数控回转工作台设计说明书[EB/OL].
<http://wenku.baidu.com/view/7e22704cfe4733687e21aa44.html>. 2011-09-15/2013-4-20

致 谢

经过差不多一个学期左右的时间，本次毕业设计也将在 5 月 21 日接近尾声。在毕业设计期间，我在李红军老师的帮助和悉心指导下顺利完成毕业设计。他严肃的科学态度，严谨的治学精神，精益求精的工作作风，深深地感染和激励着我。从课题的选择到项目的最终完成，李老师都始终给予我细心的指导和不懈的支持。半年来，李老师不仅在学业上给我以精心指导，同时还在思想、生活上给我以无微不至的关怀，值此论文完成之际，我要向李老师表示最衷心的感谢和良好的祝愿！

在论文即将完成之际，我的心情无法平静，从开始进入课题到论文的顺利完成，有多少可敬的师长、同学、朋友给了我无言的帮助，他们有的一直在生活中默默支持我，有的时而帮我解答设计中产生疑问，在这里请接受我诚挚的谢意！同时感谢培养我长大含辛茹苦的父母，谢谢你们！

最后感谢我的母校——浙江理工大学四年来对我的栽培。

附录

附录一	二维图纸	
	A4 图纸	10 张
	A3 图纸	5 张
	A2 图纸	2 张
	A1 图纸	1 张
附录二	任务书	2 页
附录三	开题报告	7 页
附录五	文献综述	7 页
附录六	外文翻译	8 页
附录七	外文原文	13 页
附录八	论文进程安排与考核表	1 页
附录九	毕业设计论文指导记录卡	1 页
附录十	指导教师评语及成绩	1 页
附录十一	评阅教师评语及成绩	1 页
附录十二	答辩小组评语及成绩表	1 页
附录十三	成绩评定表	1 页
附录十四	答辩记录表	1 页