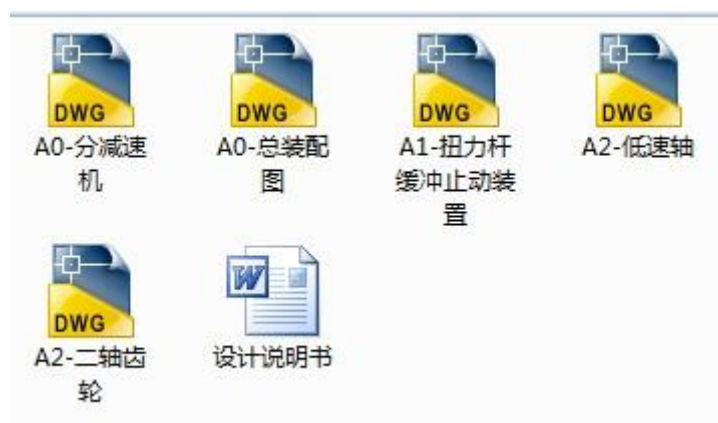


150 吨转炉倾动机构设计

摘 要

转炉设备中，倾动机械是实现转炉炼钢生产的关键设备之一，炉体的工作对象是高温的液体金属，在兑铁水、出钢等项操作时，要求炉体能平稳地倾动和准确的停位。为获得如此低的转速，需要很大的减速比。转炉炉体自重很大，再加装料重量等，整个被倾转部分的重量要达上百吨或上千吨。转炉倾动机械的工作属于“启动工作制”。机构除承受基本静载荷作用外，还要承受由于启动、制动等引起的动载荷。这种动载荷在炉口刮渣操作时，其数值甚至达到静载荷的两倍以上。转炉倾动机械随着氧气转炉炼钢生产的普及和发展也在不断的发展和完善，出现了各种型式的倾动装置。本设计为带有扭力杆缓冲止动装置的全悬挂式倾动机械，扭力杆可以缓冲转炉倾动时产生的载荷和冲击，而且对耳轴不产生轴向力。本设计的主传动系统为四个对角线布置的一次减速机带动一个位于其中心的二次减速机，从而带动整个转炉进行回转工作。每一台一次减速机的输入轴由一个直流驱动电动机带动工作，四台一次减速机借助其法兰盘凸缘固定在二次减速机的外壳上，在其输出轴上安装的小齿轮与安装在耳轴上的悬挂大齿轮相啮合，组成二次减速机。

关键词：转炉，倾动机械，倾动装置



全套图纸，加 153893706

150 t converter tilting mechanism design

Abstract

Converter device, tilting mechanical equipment is one of the key steelmaking production , furnace work object is a liquid metal temperatures in hot metal , other items when tapping operation , requiring tilting furnace can smoothly and accurately stop bit . To obtain such a low speed, requires a large reduction ratio. Great weight converter furnace , plus loading weight, etc. , the entire weight of the part to be tilting up hundreds of tons or thousands of tons . Converter tilting mechanical work belongs to " start working system ." In addition to the basic institutions to withstand static loads , but also to withstand dynamic loads due to start , braking caused . This dynamic load in the mouth skimming operation, more than twice its value even to static loads. With the converter tilting BOF steelmaking machinery popularization and development also continues to develop and improve , there have been various types of tilting the device . The torsion bar is designed with a full buffer stopper suspended mechanical tilting torsion bar and can buffer the impact load generated when the converter is tilted , and the axial force is not generated trunnion . The design of the main drive system is arranged in a four diagonal reducer drive one at the center of the second gear , so as to drive the rotary converter work performed . Each one gear input shaft driven by an electric motor driven by a DC to work four first gear with its flange flange mounted on the second gear housing , the output pinion shaft installation and installation in the trunnion suspension gear meshed , the second gear component .

Keywords: Converter, Tilting machine, Tilting devices

目 录

摘 要	- 1 -
Abstract	- 2 -
1 绪论	- 5 -
1.1 研究背景	- 5 -
1.2 转炉炼钢的特点	- 5 -
1.3 转炉炼钢的工序	- 6 -
1.4 转炉炼钢在国内外的的发展情况	- 6 -
1.5 本论文主要研究内容	- 7 -
2 方案选择与评述	- 8 -
2.1 炉型的选择	- 8 -
2.2 倾动机构的选择与评述	- 8 -
2.2.1 倾动机构的配置形式	- 9 -
2.2.2 分减速机结构形式	- 10 -
2.2.3 主减速机结构形式	- 11 -
2.2.4 电机结构形式	- 11 -
2.2.5 联轴器结构形式	- 11 -
2.2.6 缓冲装置结构形式	- 12 -
3 转炉倾动力矩的确定	- 13 -
3.1 转炉重心的确定	- 13 -
3.2 转炉倾动力矩的计算	- 13 -
3.2.1 空炉与炉液综合力矩计算	- 14 -
3.2.2 摩擦力矩的计算	- 15 -
3.3 最佳耳轴位置的确定	- 16 -
3.4 转炉倾动力矩修正	- 16 -
4 电机、联轴器和制动器的选择与校核	- 20 -
4.1 电机的选择与校核	- 20 -

4.1.1 电机的选择	20 -
4.1.2 电机的校核	20 -
(1) 电动机工作制度 JC 及发热值校核	21 -
(2) 电动机过载校核	21 -
(3) 电机启动时间的计算	22 -
4.2 联轴器选择	23 -
4.3 制动器的选择与校核	24 -
4.3.1 制动器的计算与选择	24 -
4.3.2 制动时间校核	25 -
5 传动系统的设计与校核	26 -
5.1 减速机总传动比计算	26 -
5.2 减速机齿轮设计	26 -
5.2.1 各级传动比分配与齿数确定	26 -
5.2.2 各轴功率、转速及转矩的计算	26 -
5.2.3 齿轮传动的设计	27 -
5.3 减速机轴的设计	44 -
5.3.1 减速机轴的设计与轴承选择	44 -
5.3.2 减速机轴的校核	48 -
5.4 轴承的选择与校核	50 -
6 扭力杆系统的设计	52 -
6.1 扭力杆缓冲止动装置材料的选择	52 -
6.2 扭力杆设计计算	53 -
6.2.1 扭力杆直径和曲柄半径的确定	53 -
6.2.2 安全座空隙的确定	53 -
7 设备的可靠性与经济性评价	54 -
7.1 设备的可靠性	54 -
7.1.1 设备可靠度的计算	54 -
7.1.2 设备平均寿命	54 -
7.1.3 机械设备的有效度	55 -
7.2 设备的经济性评价	56 -
7.2.1 投资回收期计算	56 -
7.2.2 盈亏平衡分析	57 -
总 结	58 -
致 谢	59 -
参考文献	59 -

1 绪论

1.1 研究背景

钢铁工业一直是整个工业发展的基础，对于钢的冶炼也一直是工业发展中必不可少的组成部分。所谓炼钢，就是通过冶炼降低生铁中的碳和去除有害杂质。钢的冶炼在钢铁生产中起到非常重要的作用，钢比铁具有更广泛的使用价值和更优秀的性能，钢铁生产对于国民经济各部门都有着非常重大的意义。所以人类不断的去探索和创造新的冶炼方式方法，以提高钢的生产效率。随着工业的迅猛发展和现在科学的不断进步，对高质量钢的需求日益增长，炼钢新技术和新工业也在如雨后春笋般不断涌现，与此相适应的炼钢设备也得到了很大发展。

过去，炼钢工业在很长一段时间内，平炉炼钢占了绝对的地位。六十年代初期，平炉钢在世界钢产量中占 72%，可以说是炼钢领域绝对的霸主。自从 1952 年，氧气顶吹转炉问世之后，钢铁生产工业发生了巨大的变革，由于转炉炼钢极大优越于平炉炼钢，经过转炉炼钢方法四十几年的发展，现今的钢铁工业中，平炉炼钢已经逐步退出了历史舞台。转炉炼钢已经几乎占据了整个炼钢产业，从刚开始的空气转炉，到氧气底吹、顶底复吹转炉，再到现在广泛使用的氧气顶吹转炉，转炉炼钢方法已经成为了世界炼钢产业的焦点，转炉钢产量也成为了衡量一个国家钢铁产能的标志。与此同时，由于转炉炼钢需要高度的自动化和机械化，转炉炼钢也是一个国家机械化与自动化能力强弱的标杆。

1.2 转炉炼钢的特点

转炉炼钢具有如下突出的几点：

1. 生产效率高

一座容量为 100t 的氧气顶吹转炉连续生产 24 小时，钢量能达到 4000-5000 吨，而同容量的平炉一昼夜只能炼得 300-400 吨，平均每小时就相差了十几倍。

2. 投资少，成本低

建氧气顶吹转炉车间所需要的基本建设的单位投资，比相同规模的平炉车间节省 30% 左右，即使包括相应辅助车间在内的投资，也要比平炉车间节省。

3. 原料适应性强

氧气顶吹转炉对于原料情况的要求，与空气转炉相比并不严格，可以和平炉、电弧炉一样熔炼各种成分的铁水，所不同的是平炉和电弧炉可以熔炼 100% 的废钢，而氧气

顶吹转炉在现在的操作工艺条件下，一般只能使用 25%-30% 的废钢。

冶炼的钢质量好，品种多

在初期的氧气顶吹转炉中，一般只能生产低碳沸腾钢。而现在，所冶炼的钢种不但包括全部平炉钢，而且还包括相当大的一部分电弧炉钢。

适于高度机械化和自动化生产

氧气顶吹转炉由于冶炼时间短，生产效率高，再加上转炉容量不断扩大，所以为了保证准确控制冶炼过程和获得合格钢水的成分以及出钢温度，必须进行自动控制和检测，实现生产过程自动化。另外在冶炼时间短，生产效率高的情况下，只有实现高度的机械化和自动化才能减轻工人的劳动强度，改善劳动条件。

有了如上 5 点优势，使得转炉炼钢方法逐步取代了效率低下的平炉炼钢方法，占据了炼钢产业的半壁江山，成为了今天大多数钢厂的主流炼钢方法。而目前，国内、外氧气顶吹转炉炉型大致有如图 1.1 所示的三种类型。

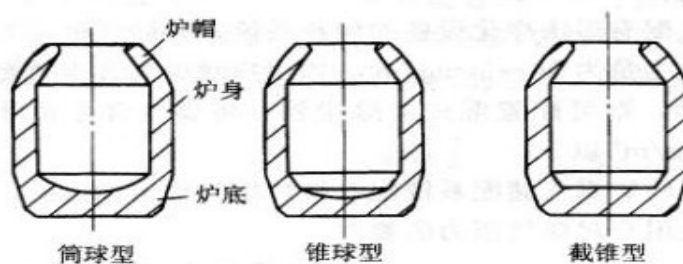


图 1.1 转炉的三种类型

1.3 转炉炼钢的工序

一般转炉一周内操作工序如下：

打出钢口→出钢→倒渣→辅助操作→堵出钢口→加废钢→兑铁水→返回吹炼(→倒回——返回吹炼→倒渣→返回吹炼)→取样→测温→打出钢口。(括号中的过程，只是在硫磷高时采用。)

1.4 转炉炼钢在国内外的的发展情况

目前国内外各大钢厂中转炉炼钢占有很大比重，世界上目前约有 600 座转炉在运行，年粗钢量 4.5 亿吨，占据了全球粗钢比重的 60%。以奥钢联投产世界第一台转炉为起点，现代高效氧气顶吹转炉是 50 余年不断发展的产物，在炉体寿命、增大转炉容量和降低维护等方面取得了显著的进步。这种设备暴露在高温环境中，极其容易遭受机械冲击和热

应力的作用,其工程设计是一个巨大的挑战。悬挂系统在实现转炉长寿方面是高度重要的,为了生产优质钢,改进工艺的经济性,开发了诸如副枪、炉底搅拌装置和高度精密而复杂的自动化系统。由于钢产量的增加,炼钢设备也日趋大型化,而随着炼钢设备的大型化,炼钢产的规模也在逐渐扩大。目前在国外已经建成许多年产钢能力超过 500 万吨以上的钢铁厂。而钢铁生产过程实在高温下连续进行的,因此实现全自动化至关重要。目前国外钢铁工业是使用电子计算机最多的工业部门之一。

我国钢铁工业在解放后也有了飞跃性的发展,建成了独立的钢铁工业体系。目前,我国已具备较大规模的冶金设备制造能力。而现今国内,转炉钢在炼钢中占据绝对统治地位,近年来,鞍钢、武钢等大型钢铁企业多采用转炉炼钢生产,钢产量和技术都有巨大进步,有力支撑了国内钢铁工业的发展,满足了经济建设要求,但是与国外钢铁强国相比,仍然比较落后,硬件上仍存在自动化水平不够高,炉容量偏小,终点控制技术落后,物耗能耗较高等问题,这些问题制约着中国成为钢铁强国的发展脚步。如果这些问题得到充分解决,那么实现伟大复兴的中国梦也就近在眼前了。

1.5 本论文主要研究内容

本论文研究题目为“150 吨转炉倾动机构设计”,倾动角 360° ,倾动速度 $0.1\text{r/min} \sim 1.0\text{r/min}$ 。主要内容:方案选择和评述,转炉的炉体选择,重心的确定,最佳耳轴位置的确定,转炉倾动力矩的计算,选择电动机并校核。设计减速器,分配传动比。选择联轴器和制动器。并对传动系统中的主要零件如齿轮、轴、轴承进行强度校核。设计扭力杆止动装置。并对其可靠性和经济性进行评价。

2 方案选择与评述

转炉倾动机构是转炉炼钢中的关键组成部分，是驱动转炉工作的重要机械，它处于高温多尘的工作环境，其倾动力矩大、速比大、启制动频繁、承受较大动载荷，因此，对于转炉倾动机构设计具有及其重要的意义，不仅关系到转炉炼钢的生产的顺利进行，更是关系到产品与生命安全等重大问题。

2.1 炉型的选择

转炉是转炉炼钢中最重要的部分。研究人员一直在努力探寻与研究更高效、更节省、产品质量更好品种更多、原料适应性更强、机械化自动化程度更高的炼钢方式。转炉炼钢作为集以上五点于一身的产物，已经逐步取代了生产效率底的平炉，成为当今国内外主流的炼钢方式。转炉质量的优劣，也就直接影响了产品的优劣，甚至还会影响到整条生产线的安全以及工作人员的生命财产安全。

本说明书主要研究的炉型右图：
该炉型为锥球型转炉。筒球型炉型形状简单，砌筑方便，炉壳制造容易，大容量转炉采用较多。锥球型炉型与相同容量的筒球型炉相比，在熔池深度相同的情况下，更有利于冶金反应；截锥型炉型的优点是炉底砌筑方便，这种炉型在中小容量转炉炉型设计中采用较多。综上，锥球型炉适合 150 吨转炉采用。

如图 2.1。

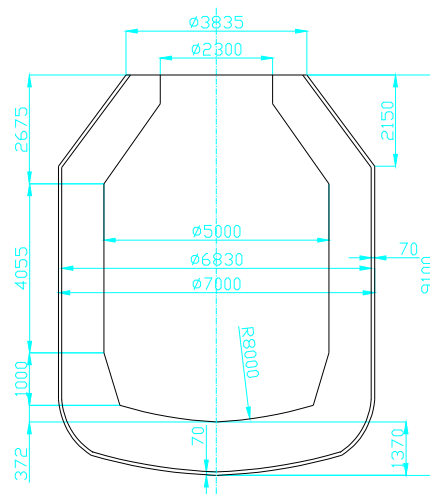


图 2.1 转炉炉型图

2.2 倾动机构的选择与评述

倾动机构，顾名思义，就是驱动转炉工作、使转炉倾转的机构，在整个转炉炼钢生产中起到了心脏的作用，所以倾动机构的优劣，直接影响了整条生产线的优劣，如果倾动机械出现问题，不但会影响产品的优劣和生产效率，而且会影响到整个生产线的安全，甚至影响到工作人员的生命财产安全。

2.2.1 倾动机构的配置形式

上世纪五十年代，氧气顶吹转炉炼钢的初期，转炉倾动机械基本是采用贝塞麦转炉的倾动机械结构形式。随着氧气转炉发展炉容不断的扩大，贝塞麦转炉形式的倾动机械已经不能适应托圈下凹变形引起耳轴翘曲和动负荷、扭振疲劳等工作状态的需要，而且随着炉容的增大，这些矛盾就越加突出。为了解决这些矛盾，国内外炼钢工作者和设计、研究员做了大量改进工作，使转炉炼钢的倾动机械出现了许多新的结构和配置形式，归结起来一共三种：落地式、全悬挂式和半悬挂式。

1) 落地式配置

落地式配置又称地坪式，这种配置的特点是：全部传动机械均安装在地基上，通过联轴器或大齿轮与耳轴相连接，实现转炉的倾动。落地式倾动机械结构简单，只要采用适当传动结构形式，就可以使倾动机械适应托圈下凹引起的耳轴翘曲变形，但是落地式配置占地面积比其他配置形式大，抗冲击级抗扭振疲劳性差。国内外都出现过倾动机械因为断齿断轴而引起的停产事故。

2) 半悬挂式配置

半悬挂式配置倾动机械的特点是将最末一级齿轮副的主动小齿轮安装在该齿轮副的壳体上，与大齿轮一起都悬挂在耳轴上，而其他传动零件仍安置在基础上。初级减速机与末级减速机齿轮副之间，仍然用万向联轴器或者齿形联轴器连接。

半悬挂式从传动结构上可分为三种：

- 1.正齿轮传动倾动机械
- 2.行星差动齿轮传动机械
- 3.小车式双扭杆柔性倾动机械

半悬挂式倾动机械能适应托圈下凹变形，克服了末级减速机齿轮啮合的不良影响，但由于初级减速机与悬挂减速机之间仍然有联轴器，不可避免地会使倾动机械占地面积大，布置不够紧凑。

3) 全悬挂式配置的倾动机械

全悬挂式转炉倾动机构如图 2.2 所示。



图 2.2 全悬挂式转炉倾动机械

全悬挂式倾动机械的特点，是从电动机到末级齿轮传动副传动装置全部悬挂在耳轴上。这种倾动装置主要由四大部分组成，即主减速机，分减速机，电机和缓冲装置。本设计倾动机构的配置形式为全悬挂式配置。

2.2.2 分减速机结构形式

分减速机主要是由四个展开式多级圆柱斜齿轮减速机组成，在主减速机的对角线位置分布，这种减速机由于使用了斜齿轮，能有效降低噪声，而且啮合平稳，冲击较小。然而会对轴产生较大的轴向力，故可以使用圆锥滚子轴承加以稳定平衡。如图 2.3 所示。



图 2.3 全悬挂式转炉倾动机械分减速机配置形式

2.2.3 主减速机结构形式

主减速机一般为四点啮合，这样可以充分发挥大齿轮作用，而且这种多点啮合的优点在于，当一个驱动系统发生事故，其他系统仍然可以继续工作，知道一炉冶炼完毕，具有较强的备用能力。由于大齿轮直接与耳轴相连，需要平稳传动，故大齿轮选用斜齿圆柱齿轮，这样既可以平稳传动，也可以降低噪声。由于斜齿轮在传动时会产生较大的轴向力，采用两个对置的圆锥滚子轴承可以有效平衡这种轴向力，使耳轴收到的轴向力降到最低，从而减少了对托圈的影响。如图 2.4 所示。

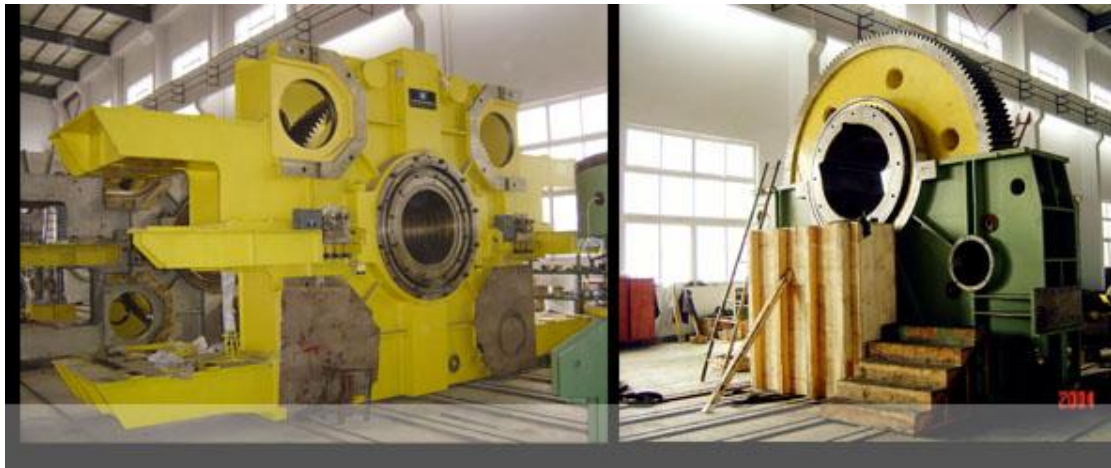


图 2.4 主减速机齿轮配置形式

2.2.4 电机结构形式

电机作为驱动倾动装置工作的重要部件，目前有两种形式，一种为直流电动机调速，另一种为交流电动机调速。交流电动机可以实现快速、慢速两种倾动速度要求，但是由于大型炉需要经常启制动，平均每分钟四次甚至更多，在出钢时更是达到了每分钟 20-25 次，这使得倾动机械的电气系统和机械系统都会产生严重的冲击尖峰载荷，而且经常造成接触器触点和制动器电磁线圈烧毁，增加了电器事故，影响了正常的生产安全和人员安全，不适合在大型炉使用。而直流电动机可以实现多级或无级变速，通过一般的齿轮减速机就能充分满足不同倾动速度的要求，而且直流电动机具有相当的过载能力，有利于保证转炉操作要求。但是直流系统较为复杂，投资较高。然而对于 150t 转炉来说，直流电动机更适合。故选用代号为 ZZJ 系列的直流电动机。

2.2.5 联轴器结构形式

联轴器可以选择 ZLL 带制动轮联轴器。这种联轴器维修方便, 寿命较长, 拆下档板

即可更换尼龙柱销。尼龙柱销为自润材料,不需润滑,不仅节省润滑油,而且净化工作环境。ZLL 带制动轮联轴器与齿式联轴器相比,结构简单,组成零件较少,制造较方便,不用齿轮加工机床。传递转矩大,在相同转矩时回转直径大多数比齿式联轴器小,体积小,质量轻,可部分代替齿式联轴器。该联轴器最突出的优点之一是只需其适合于轴线对中安装困难,要求尽量减少辅助工时的工况环境。

2.2.6 缓冲装置结构形式.

对于缓冲装置来说,初期的全悬挂式倾动机械仅仅作减小倾动机械重量和占地面积的措施,而没有考虑降低冲击及扭振疲劳的作用。目前的全悬挂式倾动机械根据缓冲制动装置的结构形式,可以分为一下三种。

1.带有弹簧缓冲止动装置的全悬挂倾动机械

弹簧缓冲止动的扭矩平衡装置的作用,主要是缓冲和降低在启动、制动、顶渣等工艺操作时产生的冲击和扭振疲劳,并且阻止悬挂减速机壳转动。但这种弹簧缓冲止动的扭矩平衡装置,元件较多,弹簧寿命较短,无法长时间有效工作。

2.戴橡胶块缓冲止动装置的全悬挂倾动机械

这种缓冲止动扭矩平衡装置虽然比弹簧缓冲止动装置寿命长一些,但是零件仍然较多,而且多用水平配置的缓冲止动装置。这种水平配置的结构,使耳轴轴承承受了水平力,耳轴轴承座承受了倾翻力矩,增加了耳轴轴承和轴承座的负荷。

3.带有扭力杆缓冲止动装置的全悬挂倾动机械

这种缓冲止动装置通过两根垂直拉(压)杆把倾动力矩引起的悬挂减速机壳的旋转力矩转变为作用在扭力杆上的扭矩和扭力杆支座上的垂直力。扭力杆通过本身的扭转弹性变形,与作用在杆上的扭矩平衡,并通过扭力杆支承座将悬挂减速机壳的旋转力矩产生的垂直力传递到基础上平衡掉。

这种装置不使耳轴轴承产生附加水平力,不使耳轴轴承座承受倾翻力矩。同时,由于这种缓冲止动装置零部件较少,使用寿命较长,缓冲剂减震性能也较好,因此国外很多大型转炉都在使用这种形式的倾动机械。

对于大型炉来说,尤其是对于我的 150t 转炉课题,由于炉体尺寸大,倾动力矩及动负荷大,以及扭振疲劳问题也比较突出,所以,这种采用几个直流电机和初级减速器的多点啮合传动、并且采用带有缓冲止动装置的扭力平衡装置的全悬挂式配置,非常适合我所需要设计的课题,综合以上三种倾动机械,全悬挂式配置的倾动机械是最佳选择,然而在全悬挂式配置的倾动机械中,综合以上的评述,带有扭力杆缓冲止动装置的全悬挂式倾动机械是最佳的选择。

3 转炉倾动力矩的确定

3.1 转炉重心的确定

运用 SolidWorks3D 绘图软件，根据炉型图绘制出转炉。炉壳采用 16Mn 的低合金钢板，材料密度为 7800kg/m^3 ，这种钢板具有广泛的应用范围，是国内使用最广的合金钢，也是目前国内主流的转炉炉壳用钢。炉衬采用石墨炉衬，材料密度 2240kg/m^3 ，这种材料的热膨胀系数低、抗热震性好、高温强度高、耐侵蚀性和抗渣性极好，质量轻，是优质的耐火材料。

使用 SolidWorks3D 软件可以明确地得到所设计的转炉的重心以及空炉质量，如图 3.1 所示。

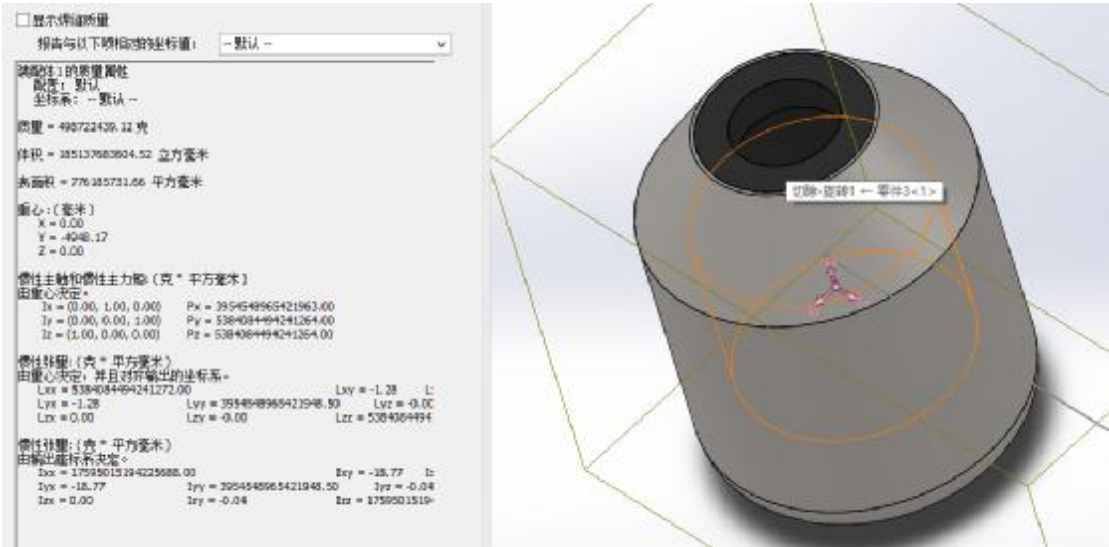


图 3.1 转炉空炉数据图

根据上图，该转炉的质量约为 498.772 吨，整个炉体的高度为 9100mm，由于 solidworks 建模时选用基准点为炉顶口圆的圆心，图示重心为-4948.17，故可知该炉重心为 4151.83mm（距炉底）。

3.2 转炉倾动力矩的计算

预设耳轴位置为空炉重心之上 100mm。调整装配体的原点与预设耳轴中心线重合。由于 solidworks 的便捷性，可以从软件中直接获得转炉倾动每个角度的力臂长度，由于倾动力矩是由摩擦力矩、空炉力矩和炉液力矩组成，那么使用 solidworks 软件建立炉壳、炉衬和炉液的装配体，可以直接获得转炉倾动不同角度下空炉与炉液配合之后的重量、重心以及力臂长度，那么就更方便去计算倾动力矩。只需计算从起始位置的 0°

到炉液倾倒完毕的角度，再加上这些角度下的摩擦力矩，即可以求出整个转炉工作时的倾动力矩。这种方式可以减小计算量，同时减少由于空炉转矩和炉液转矩分开计算导致的一些误差，节省了设计的时间，提高了效率。

3.2.1 空炉与炉液综合力矩计算

使用 solidworks3D 绘图软件，如图 3.2 所示。



图 3.2 倾动 10 度时转炉与炉液的综合数据

从图中可以清楚的看到，总质量为 648722439 克，约为 648.722t，其中炉液 150t，炉液密度为 0.01 g/m³。此时转炉倾动 10°，力臂长度为 39.06mm=0.039m。按照公式 $M_{和} = G_{和} \times e_{和}$ ，以此类推得到如表 3.1 所示。

表 3.1 转炉倾动数据

角 度 /°	10	20	30	40	50	60	70	80	90
臂 长 /m	0.039	0.074	0.104	0.135	0.160	0.169	0.149	0.108	0.043
综 合 力 矩 t·m	25.30	48.01	67.47	87.58	103.80	109.63	96.66	70.06	27.90
角 度 /°	91.41	100	110	120	126.35				
臂 长 /m	0.032	0.009	0.049	0.080	0.081				
综 合 力矩	20.76	5.05	25.26	40.13	40.40				

表 3.1 中，当转炉倾动至 91.41° 时开始倾倒炉液，倾动至 126.35° 时炉液倾倒完毕。

根据上面的表格，转炉在倾动至 60° 时出现最大值，91.41 度时出现炉液未倾倒时的综合的力矩最小值。100° 时出现综合力矩的最小值。

3.2.2 摩擦力矩的计算

摩擦力矩计算的假设：

认为摩擦力矩 M_M 在倾动过程中是不变的，即忽略出钢时铁水重量变化的影响。

忽略小齿轮对耳轴上大齿轮的压力。

由此，摩擦力矩计算公式，为：

$$M_M = (G_K + G_{YE} + G_{tou} + G_X) \times md/2 \quad (3.1)$$

式中：

综合力矩 $G_K + G_{YE} = 6358.946\text{kN}$

托圈选择 150t 转炉托圈分瓣式托圈结构，这种托圈总重 149t，故可知 $G_{tou} = 1460.2\text{kN}$ 。

由于需要知道倾动力矩之后才能设计减速机，故预设耳轴上悬挂的减速箱组的重量为 100t，故 $G_X = 980\text{kN}$ 。

μ 取 0.03。

$d = 950\text{mm}$ 。

故可知 $M_M = 125.38\text{kN} \cdot \text{m}$

这样，最大倾动力矩为：

$$M = M_k + M_{YE} + M_M = 1074.66 + 125.38 = 1200.04 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (3.2)$$

3.3 最佳耳轴位置的确定

耳轴最佳位置的确定有两种原则，即“全正力矩”原则和“正负力矩等值”原则。目前大多数转炉，特别是大型转炉从安全出发，多采用“全正力矩”原则来选择耳轴位置，即耳轴的位置应选择的高一些。然而过高的耳轴会使倾动力矩增加，从而造成电机容量以及传动机尺寸的增加，使其投资相应增加。因此耳轴的最佳位置选择，即需要考虑安全性，又需要考虑经济性。

由全正力矩原则， $(M_k + M_{YE})_{\min} - M_M \geq 0$ ，那么可以得出如下公式：

设修正值为 ΔH ，那么就有

$$M_k + M_{YE} - G_k \Delta H \sin \alpha - G_{YE} \Delta H \sin \alpha - M_M = 0 \quad (3.3)$$

式中 $\alpha = 91.41^\circ$ ，其他条件上述都可得出，故通过计算可得 $\Delta H = 0.0123 = 12.3 \text{ mm}$

$$L' = H - H_k - \Delta H = 100 - 12.3 = 87.7 \text{ mm} \quad (3.4)$$

通过以上结果可知，最佳耳轴位置位于空炉重心以上 87.7mm 处，故该转炉最佳耳轴位置为 4240mm（距炉底）处，并应用于对转炉倾动力矩的修正。

3.4 转炉倾动力矩修正

根据上述内容，得知转炉耳轴最佳位置位于距炉底 4239.53mm 处，那么使用 solidworks3D 软件，将原点修正之后再进行计算就可以得出倾动力矩。此次为每 5° 计算一次倾动力矩，结果如表 3.2 所示。

表 3.2 耳轴修正后的转炉倾动数据

角 度 /°	5	10	15	20	25	30	35	40	45
臂 长 /m	0.019	0.039	0.057	0.073	0.088	0.102	0.118	0.133	0.147
综 合 力 矩 t·m	12.33	25.30	36.98	47.36	57.09	66.17	76.55	86.28	95.36
角 度 /°	50	55	60	65	70	75	80	85	90
臂 长 /m	0.158	0.165	0.167	0.160	0.147	0.129	0.106	0.077	0.041
综 合 力 矩 t·m	102.50	107.04	108.36	103.80	95.36	83.69	68.76	49.95	26.60
角 度 /°	91.41	95	100	105	110	115	120	125	126.35
臂 长 /m	0.029	0.021	0.007	0.018	0.046	0.067	0.077	0.079	0.078
综 合 力 矩 t·m	18.81	12.78	3.93	9.55	23.71	33.95	38.63	39.42	38.90

炉体倾动 5° 时的具体数据如图 3.3 所示，开始倾倒炉液时的数据如图 3.4 所示，炉液倾倒完毕的数据如图 3.5 所示。



图 3.3 转炉倾动 5°



图 3.4 转炉倾动 91.41°



图 3.5 转炉倾动 126.35°

根据上面所计算出的结果, 转炉倾动到 60° 时出现最大倾动力矩点, 数据如图 3.6。



图 3.6 转炉倾动最大力矩时

由图 3.6 可知, 此时的力臂长度为 $167.15\text{mm} = 0.167\text{m}$, 故可以知道此时的倾动力矩为 $0.167 \times 648.722 = 1061.94\text{kN} \cdot \text{m}$ 。

此时转炉最大倾动力矩:

$$M = 1061.94 + 125.38 = 1187.32\text{kN} \cdot \text{m}$$

根据表格 3.2, 绘制转炉倾动力矩曲线, 如图 3.7 所示。

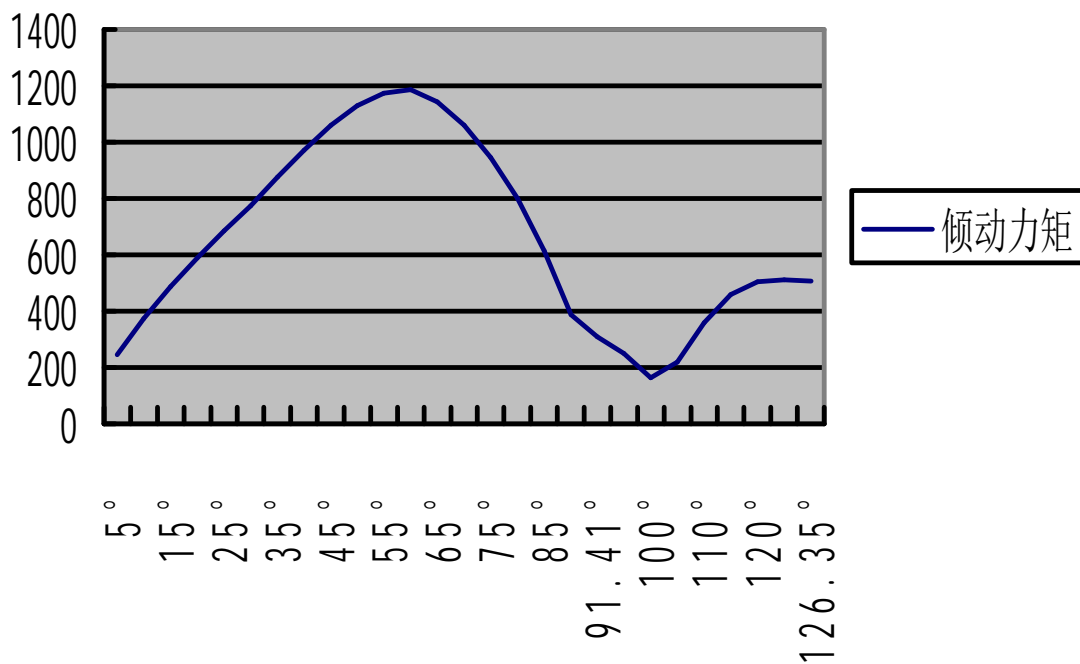


图 3.7 倾动力矩曲线图

4 电机、联轴器和制动器的选择与校核

4.1 电机的选择与校核

倾动机械作为驱动转炉工作的重要机械，本说明书设计的也是四点啮合的全悬挂式倾动机械，要求其能在其中一个分减速机无法工作时仍然能够维持转炉正常工作，并且坚持到一炉钢冶炼完成。那么对于驱动减速机工作的电机要求较高。

4.1.1 电机的选择

由前述可知，为保证安全工作，最少驱动转炉工作的电动机个数为 3 个，分配到每个减速机上的力矩为 $M_{\text{Max}} = M/3 = 395.77 \approx 396 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ，通过下列公式可以求出来电机所需功率：

$$N = \frac{KM_{\text{Max}} n}{9750 h_{\Sigma}} = \frac{1.1 \times 1.2 \times 396000}{9750 \times 0.868} \times 1 = 61.765 \approx 62 \text{ kW} \quad (4.1)$$

式中：其中 $K_1 = 1.2$ ， $K_2 = 1.1$

$$M_{\text{Max}} = 396000 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$n = 1 \text{ r/min}$$

$$h_{\Sigma} = h_1 h_2 h_3 h_4 \quad (4.2)$$

其中传动齿轮一共四对，效率 $\eta = 0.97$ ，联轴器效率 $\eta = 0.99$ ，耳轴轴承为滚动轴承，

效率为 $\eta = 0.99$ 。故可知 $h_{\Sigma} = 0.97^4 \times 0.99 \times 0.99 = 0.868$ 。

根据网络查询，可查得所选电机应为 ZZJ0-72 型复励直流电机，其主要参数有：

额定功率 $N=65 \text{ KW}$ ；额定转速 $n=570 \text{ r/min}$ ；过载系数 $b=3$ ；电动机飞轮力矩

$GD=58 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

4.1.2 电机的校核

此部分公式查自文献[3]

(1) 电动机工作制度 JC 及发热值校核

根据电动机 JC 值规定，选择操作制度中电动机运转最频繁的十分钟作为一个周期，来计算电动机 JC 值，计算公式为：

$$JC = \frac{\text{工作时间}}{\text{工作时间} + \text{停止时间}} \times 100\% = \frac{1.192 + 0.3192 + 0.5 + 0.25}{10} \times 100\% = 22.6\% \leq 25\% \quad (4.3)$$

JC 满足条件，由于 JC 较小，所以对转炉 JC 值及发热不做校核。

(2) 电动机过载校核

1) 塌炉过载校核

转炉最大力矩是塌炉力矩，通常为正常工作最大倾动力矩的三倍，因此要求电动机的最大过载力矩比三倍最大倾动力矩要大些，即：

$$3M_{\max} \leq b \frac{975 N h_{\Sigma} y}{Kn} \quad (4.4)$$

其中 $n=1\text{r/min}$ ，电机电压 220V，电机转速为 570 r/min；过载系数 $b=3$ 。带入上式：

$$\frac{3 \times 1187.32 \times 10^3}{9.8} \leq 3 \times \frac{975 \times 65 \times 0.868 \times 4}{1.32 \times 1}$$

$$\text{即 } 3.63 \times 10^5 \leq 5.00 \times 10^5$$

故到达塌炉力矩时，只要电机在 570r/min 之下运转，就满足过载条件。

2) 事故过载校核

当一台电机事故无法工作，其他三个电机需要维持转炉继续工作知道一炉钢冶炼完毕，因此要求：

$$M_{\max} \leq b' \frac{975 N h_{\Sigma} (y-1)}{Kn} \quad (4.5)$$

由于 150t 转炉的高转速在 1-1.5r/min 之间，那么取 $n'=1.1\text{r/min}$ ，此时有 $nb = n'b'$ ，求得：

$$b' = \frac{n}{n'} b = \frac{1}{1.1} \times 3 = 2.72 \quad (4.6)$$

带入上式：

$$\frac{1187.32 \times 10^3}{9.8} \leq 2.72 \times \frac{975 \times 65 \times 0.868 \times 3}{1.32 \times 1}$$

$$\text{即： } 1.21 \times 10^5 \leq 3.4 \times 10^5。$$

故一台电动机出故障时，只要转炉转速低于 1.1r/min，就满足过载条件。

3) 高速过载校核

当电动机电压超出额定电压，电动机转速将提高，此时设转炉转速为 $n''=1.5\text{r/min}$ ，

则有 $nb = n''b''$ ，带入得 $b'' = \frac{n}{n''}b = \frac{1}{1.5} \times 3 = 2$ 。

根据公式 $M_{\max} \leq b'' \frac{975Nh_{\Sigma}y}{Kn}$ (4.7) 可得： $1.21 \times 10^5 \leq 2 \times \frac{975 \times 65 \times 0.868 \times 4}{1.32 \times 1}$

即： $1.21 \times 10^5 \leq 3.33 \times 10^5$ 。

故当高速过载时，只要转炉转速低于 1.5r/min，电动机过载也能满足要求。

(3) 电机启动时间的计算

转炉用电动机，除功率、过载等要求满足外，为了降低启动时动负荷及疲劳对倾动机械强度的影响，还要对其启动力矩及启动时间加以控制。一般来说，启动力矩取电动机额定力矩的 1.1~1.2 倍，常取 1.15 倍。启动时间控制在 2~5 秒之间（大转炉取大值）。启动时间如下式：

$$t_{qi} = \frac{\sum GD^2}{375} \cdot \frac{n}{M_{qi} - M} \quad (4.8)$$

式中：

n ——电动机达到稳定运转后的转速，r/min；

M ——折合到电机轴上的转炉最大力矩， $\text{Kg} \cdot \text{m}^2$ ；

$$M = \frac{KM_{\max}}{i_{\Sigma}h_{\Sigma}} = \frac{1.32 \times 1.21 \times 10^5}{570 \times 0.868} = 322.82 \text{Kg} \cdot \text{m} \quad (4.9)$$

i_{Σ} ——倾动机械总速比；

h_{Σ} ——倾动机构的总机械效率；

K ——安全系数；

M_{\max} ——转炉计算最大倾动力矩；

M_{qi} ——电动机启动力矩；

$$M_{qi} = 1.15 \times \frac{975N}{n} = 1.15 \times \frac{975 \times 65 \times 4}{570} = 511.45 \text{Kg} \cdot \text{m} \quad (4.10)$$

$\sum GD^2$ ——转炉及其倾动机械折合到电动机轴上的飞轮力矩总和；

$$\sum GD^2 = 1.25 \times 1.1 \times (GD_{\text{电机}}^2 + GD_{\text{联轴器}}^2) = 1.25 \times 1.1 \times (4 \times 58 + 4 \times 12.8) = 387.75 \text{Kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.11)$$

$GD_{\text{电机}}^2$ ——电动机飞轮力矩；

$GD_{\text{联轴器}}^2$ ——联轴器的飞轮力矩；

1.25×1.1——考虑到各级大齿轮、高速轴，转炉炉体及托圈产生的飞轮力矩引起的影响因数。

将上述结果带入公式：

$$t_{qi} = \frac{\sum GD^2}{375} \cdot \frac{n}{M_{qi} - M} = \frac{387.75}{375} \times \frac{570}{511.45 - 322.82} = 3.14 \text{秒} \quad (4.12)$$

启动时间为 3.14 秒，可以满足要求。

4.2 联轴器选择

根据公式：

$$T_c = 9550 \frac{P_w}{n} K_w K K_z K_t \leq T_n \quad (4.13)$$

式中：

P_w ——驱动功率，kW；

n ——工作转数，r/min；

K_w ——动力机系数，电动机取 1.0；

K ——工况系数，重冲击载荷取 2.75；

K_z ——启动系数，当启动频率小于等于 120Hz 时取 1.0；

K_t ——温度系数，取 1.0。

将上述结果代入公式得： $T_c = 9550 \frac{P_w}{n} K_w K K_z K_t = 2994.84 \text{N} \cdot \text{m}$

根据计算结果，并考虑减速机高速轴，查文献[4]，选择 ZLL7 型联轴器比较好。参数如下：

公称转矩 $T_n = 16000 \text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速 $n_p = 1200 \text{r/min}$ ，转动惯量 $GD^2 = 12.8 \text{Kg} \cdot \text{m}^2$ ，主动端孔径 $d_1 = 100 \text{mm}$ ，从动端孔径 $d_2 = 100 \text{mm}$ 。

4.3 制动器的选择与校核

在选择制动器时，既要考虑到制动器要有足够的制动力矩以保证转炉安全和准确定位，不致于因制动器失灵而造成操作事故，又要考虑到制动时间不宜太短，否则会造成倾动机械因承受过大的动负荷而引起扭振疲劳。为了确保安全，转炉的每个传动系统中至少要有两个以上制动器。

4.3.1 制动器的计算与选择

根据公式：

$$M_j = \frac{KM_{\max} h_{\Sigma}}{i_{\Sigma}} = \frac{1.32 \times 1.21 \times 10^5 \times 0.868}{570} = 243.22 \text{ Kg} \cdot \text{m} \quad (4.14)$$

式中： M_j ——转炉倾动力矩反作用产生的静力矩。

当转炉转速为 1 r/min，电动机转速为 570 r/min， $\sum GD^2 = 387.75 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$ ，取 $t_z = 4$ 秒，那么动力矩为：

$$M_{dz} = \frac{\sum GD^2 n}{375 t_z} = \frac{387.75 \times 570}{375 \times 4} = 147.345 \text{ Kg} \cdot \text{m} \quad (4.15)$$

式中：

M_{dz} ——由转炉及倾动机械惯性力矩在制动轴上产生的动力矩；

t_z ——制动时间。初选时，中小型转炉取 0.5~2 秒，大型转炉取 2~5 秒；

n ——电动机转速，r/min；

通过上式，可知： $M_z = M_j + M_{dz} = 243.22 + 147.345 = 390.565 \text{ Kg} \cdot \text{m}$

则制动器额定制动力矩为：

$$[M_z] > \frac{1.1 \sim 1.15}{y} M_z = \frac{1.1 \sim 1.15}{4} \times 390.565 = 107.41 \sim 112.29 \text{ Kg} \cdot \text{m} \quad (4.16)$$

其中 y 为制动器正常工作时的个数。

查文献[4]，选用 ZWZ—600 制动器， $J_c = 40\%$ ， $[M_z] = 355 \text{ Kg} \cdot \text{m}$ ，故能满足要求。当一个制动器失灵，另一个制动器工作时：

$$\frac{(y-1)[M_z]}{M_j} = \frac{(4-1) \times 355}{243.22} = 4.38 > k_{\min} \quad (4.17)$$

其中 $k_{\min} = 1.15 \sim 1.25$ ，这时制动器同样能满足要求。

4.3.2 制动时间校核

制动时间计算公式如下：

$$t_z = \frac{\sum GD^2 n}{375(y[M_z] + M_j)} = \frac{387.75 \times 570}{375 \times (4 \times 355 + 243.22)} = 0.35 \text{ 秒} \quad (4.18)$$

制动时间太短，希望制动时间长一些，可以考虑采用电力制动，或电磁液压制动来调节延长制动时间。

5 传动系统的设计与校核

5.1 减速机总传动比计算

由于电动机额定转速 $n=570\text{r/min}$ ，转炉最高转速 $n=1\text{r/min}$ ，故根据公式：

$$i=n_1/n_2=570/1=570 \quad (5.1)$$

5.2 减速机齿轮设计

5.2.1 各级传动比分配与齿数确定

由于传动比过大，选择分减速机的形式为三级展开式斜齿圆柱齿轮减速机，这种减速机的减速范围大，噪声小，适合该转炉，并分配给分减速机的传动比为 98，主减速机的传动比 $i_{\text{主}} = \frac{i}{i_{\text{分}}} = 570/98 = 5.82$ ，根据文献[1]P13 可知，当设计展开式圆柱齿轮减速器

时，为便于油池润滑，应使高速级和低速级大齿轮的浸油深度大致相近。当齿轮的配对材料相同，齿宽系数相等时，令齿面接触强度大致相等，传动比可按下式分配

取 $i_1=1.4i_2, i_2=1.1i_3$ ，可以列出如下式子：

$$i = i_1 \times i_2 \times i_3 = i_1 \times 1.4 i_1 \times 1.4 \times 1.1 i_1 = 98 \quad (5.2)$$

求得 $i_1=3.57$ 故可知 $i_2=5.00, i_3=5.5$ 。

由上述结果，取第一级齿轮传动小齿轮齿数 $z_1=18$ ，大齿轮齿数为 $z_2=18 \times 3.57=64.26=64$ ，第二级齿轮传动小齿轮齿数 $z_1=17$ ，大齿轮齿数为 $z_2=17 \times 5.00=85$ ，第三级齿轮传动小齿轮齿数 $z_1=17$ ，大齿轮齿数为 $z_2=17 \times 5.5=93.5=94$ 。主减速机的小齿轮齿数 $z_1=18$ ，大齿轮齿数 $z_2=18 \times 5.82=104.76=105$ 。

5.2.2 各轴功率、转速及转矩的计算

由 3.5.1 可知，减速机的总传动效率为 $\eta=0.868$ ，电机额定功率为 65kw，8 级精度圆柱齿轮传动效率（含轴承）为 0.97，联轴器效率为 0.99。那么可以列出如下式子：

$$\text{高速轴: } P_1 = P \times h_{\text{联}} = 65 \times 0.99 = 64.35 \text{ kw}$$

$$\text{二级轴: } P_2 = P \times h_{\text{联}} \times h_{\text{齿}} = 65 \times 0.99 \times 0.97 = 62.4195 \text{ kw}$$

$$\text{三级轴: } P_3 = P \times h_{\text{联}} \times h_{\text{齿}}^2 = 65 \times 0.99 \times 0.97^2 = 60.5469 \text{ kw}$$

$$\text{低速轴: } P_2 = P \times h_{\text{联}} \times h_{\text{齿}}^3 = 65 \times 0.99 \times 0.97^3 = 58.7305 \text{ kw}$$

电机转速 570r/min, 那么可以列出如下式子求各轴转速:

$$\text{高速轴: } n_1 = n = 570 \text{ r/min}$$

$$\text{二级轴: } n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{570}{3.57} = 160.3125 \text{ r/min}$$

$$\text{三级轴: } n_3 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{160.3125}{5} = 32.0625 \text{ r/min}$$

$$\text{低速轴: } n_4 = \frac{n_3}{i_3} = \frac{32.0625}{5.5} = 5.799 \text{ r/min}$$

通过上述结果, 可以求得各轴的转矩, 式子如下:

$$\text{高速轴: } T_1 = 9.55 \times P_1 / n_1 = 1078.14 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{二级轴: } T_2 = 9.55 \times P_2 / n_2 = 3718.40 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{三级轴: } T_3 = 9.55 \times P_3 / n_3 = 18034.24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{低速轴: } T_4 = 9.55 \times P_4 / n_4 = 96719.48 \text{ N} \cdot \text{m}$$

由上述结果, 可列得表格 5.1。

表 5.1 各轴功率、转速及转矩

轴名称	功率 kw	转速 r/min	转矩 N · m
高速轴	64.35	570	1078.14
二级轴	62.4195	160.3125	3718.40
三级轴	60.5469	32.0625	18034.24
低速轴	58.7305	5.799	96719.48

5.2.3 齿轮传动的设计

1) 高速级齿轮传动设计计算

注: 此部分所用公式图表均查自文献[2]

由 4.2.2.1 可知, 齿轮类型为斜齿圆柱齿轮。查表 10-8, 可知齿轮精度等级为 6-8 级,

那么高速级齿轮精度等级取 8 级。查表 10-1，选择小齿轮材料为 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮材料为 45（调质），硬度为 240HBS，两者硬度差为 40HBS。小齿轮齿数为 18，大齿轮齿数为 64。

按齿面接触疲劳强度设计，如下公式：

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{f_d e_a} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[S_H]} \right)^2} \quad (5.3)$$

确定公式内的各个计算数值

初选螺旋角 $\beta = 14^\circ$ ，图 10-30 可知区域系数 $Z_H = 2.433$ ，试选 $K_t = 1.6$ ，由图 10-26 查得 $e_{a1} = 0.78$ ， $e_{a2} = 0.86$ ，根据公式： $e_a = e_{a1} + e_{a2} = 0.78 + 0.86 = 1.64$ 。表 10-7

选取齿宽系数 $f_d = 1$ ，表 10-6 查的材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{MPa}^{\frac{1}{2}}$ ，图 10-21d 查的小齿轮疲劳强度极限 $S_{Hlim1} = 600 \text{MPa}$ ，大齿轮接触疲劳强度极限 $S_{Hlim2} = 550 \text{MPa}$ 。

由式 10-13 计算应力循环次数。假设工作年限 15 年，一年为 300 天。24 小时连续工作制。

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 570 \times 1 \times (24 \times 300 \times 15) = 3.6935 \times 10^9 \quad (5.4)$$

$$N_2 = \frac{N_1}{u} = \frac{3.6935 \times 10^9}{64/18} = 1.0375 \times 10^9 \quad (5.5)$$

由图 10-19 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.86$ ； $K_{HN2} = 0.88$ 。取失效概率为 1%，安全系数 $S = 1$ ，由式 10-12 得

$$[S_H]_1 = \frac{K_{HN1} S_{lim1}}{S} = 0.86 \times 600 = 516 \text{MPa} \quad (5.6)$$

$$[S_H]_2 = \frac{K_{HN2} S_{lim2}}{S} = 0.88 \times 550 = 484 \text{MPa}$$

$$[S_H] = \frac{[S_H]_1 + [S_H]_2}{2} = \frac{516 + 484}{2} = 500 \text{MPa} \quad (5.7)$$

将以上计算结果带入原式，可得小齿轮分度圆直径

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 1078.14 \times 10^3}{1 \times 1.64} \times \frac{4.56}{3.56} \times \left(\frac{2.433 \times 189.8}{500} \right)^2} = 131.97 \text{mm} = 0.132 \text{m}$$

$$\text{圆周速度 } v = \frac{p d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{p \times 0.132 \times 1000 \times 570}{60 \times 1000} = 3.94 \text{m/s}$$

$$\text{齿宽 } b = f_d d_{1t} = 1 \times 0.132 = 0.132 \text{m},$$

$$\text{模数 } m_{nt} = \frac{d_{lt} \cos b}{z_1} = \frac{0.132 \times 1000 \times \cos b}{18} = 7.12 \text{mm}$$

$$\text{齿高 } h = 2.25 m_{nt} = 16.02 \text{mm}$$

$$\text{齿宽与齿高比 } b/h = \frac{0.132}{16.02/1000} = 8.24$$

$$\text{重合度 } e_b = 0.318 f_d z_1 \tan b = 0.318 \times 1 \times 18 \times \tan 14^\circ = 1.427$$

计算载荷系数 K ：已知使用系数 $K_A = 1$ ，根据 $v = 3.94 \text{m/s}$ ，8 级精度，由图 10-8 查的动载系数 $K_v = 1.91$ ，由表 10-4 查得 K_{Hb} 的值为 1.475，由图 10-13 查得 $K_{Fb} = 1.38$ 。

由表 10-3 查得 $K_{Ha} = K_{Fa} = 1.4$ 。故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{Ha} K_{Hb} = 1 \times 1.91 \times 1.4 \times 1.475 = 3.94 \quad (5.8)$$

按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径，由式 10-10a 得

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 132 \times \sqrt[3]{\frac{3.94}{1.6}} = 178.7 \text{mm} \quad (5.9)$$

计算模数：

$$m_n = \frac{d_1 \cos b}{z_1} = \frac{178.7 \times \cos 14^\circ}{18} = 9.63 \text{mm} \quad (5.10)$$

按齿根弯曲强度设计：

由式 10-17

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_b \cos^2 b}{f_d z_1^2 e_a} \bullet \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[S_F]}} \quad (5.11)$$

其中 $K = K_A K_v K_{Fa} K_{Fb} = 1 \times 1.91 \times 1.4 \times 1.38 = 3.69$ 。

根据纵向重合度 $e_b = 1.427$ ，从图 10-28 查得螺旋角影响系数 $Y_b = 0.88$ 。

计算当量齿数：

$$\begin{aligned} z_{v1} &= \frac{z_1}{\cos^3 b} = \frac{18}{\cos^3 14^\circ} = 19.70 \\ z_{v2} &= \frac{z_2}{\cos^3 b} = \frac{64}{\cos^3 14^\circ} = 70.06 \end{aligned} \quad (5.12)$$

由表 10-5 可查得齿形系数：

$$Y_{Fa1} = 2.80; Y_{Fa2} = 2.24$$

由表 10-5 可查得应力校正系数：

$$Y_{sa1} = 1.55; Y_{sa2} = 1.75$$

由图 10-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $s_{FE1} = 500MPa$ ，大齿轮疲劳强度极限 $s_{FE2} = 380MPa$ 。

由图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.81$ ， $K_{FN2} = 0.83$ ，计算弯曲疲劳许用应力，取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$ ，由式 10-12 得：

$$\begin{aligned} [s_F]_1 &= \frac{K_{FN1}s_{FE1}}{S} = \frac{0.81 \times 500}{1.4} = 289.29MPa \\ [s_F]_2 &= \frac{K_{FN2}s_{FE2}}{S} = \frac{0.83 \times 380}{1.4} = 225.29MPa \end{aligned} \quad (5.13)$$

计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[s_F]}$ 并加以比较：

$$\begin{aligned} \frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[s_F]_1} &= \frac{2.80 \times 1.55}{289.29} = 0.0150 \\ \frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{[s_F]_2} &= \frac{2.24 \times 1.75}{225.29} = 0.0174 \end{aligned} \quad (5.14)$$

可知大齿轮的数值大。将上述数据带入原式可得：

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \times 3.69 \times 1078 \cdot 14 \times 10^3 \times 0.88 \times (\cos 14^\circ)^2}{1 \times 18^2 \times 1.64}} \times 0.0174 = 5.999 \text{ mm}$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的法面模数 m_n 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数，取 $m_n = 6.0mm$ ，已可满足弯曲强度。单位了同时满足接触疲劳强度，需按接触疲劳强度算得分度圆直径 $d_1=178.7mm$ 来计算应有的齿数。于是由：

$$z_1 = \frac{d_1 \cos b}{m_n} = \frac{178.7 \cos 14^\circ}{6} = 28.89$$

取 $z_1 = 29$ ，则 $z_2 = 3.56 \times 29 = 103.24 = 103$ 。

几何尺寸计算：

计算中心距：

$$a = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos b} = \frac{(29 + 103) \times 6}{2 \times \cos 14^\circ} = 408.12mm \quad (5.15)$$

将中心距圆整为 408mm。

按圆整后的中心距修正螺旋角

$$b = \arccos \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2a} = \arccos \frac{(29 + 103) \times 6}{2 \times 408} = 13.93^\circ = 13^\circ 55' 48'' \quad (5.16)$$

由于 β 值改变不多，故参数 ε_α 、 K_β 、 Z_H 等不必修正。

计算大小齿轮的分度圆直径：

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{z_1 m_n}{\cos b} = \frac{29 \times 6}{\cos 13.93^\circ} = 179.27 \text{ mm} \\ d_2 &= \frac{z_2 m_n}{\cos b} = \frac{103 \times 6}{\cos 13.93^\circ} = 636.73 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.17)$$

计算齿轮宽度：

$$b = f_d d_1 = 1 \times 179.27 = 179.27 \text{ mm}$$

圆整后取 $B_2 = 180 \text{ mm}$ ， $B_1 = 190 \text{ mm}$ 。

通过上述结果，可得表 5.2

表 5.2 高速级齿轮计算结果

名称	计算公式	结果/mm
模数	m_n	6
法面压力角	a_n	20
螺旋角	b	$13^\circ 55' 48''$
分度圆直径	d_1 d_2	179.27 636.73
齿顶圆直径	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$ $d_{a2} = d_2 + 2m_n$	191.27 648.73
齿根圆直径	$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n$ $d_{f2} = d_2 - 2.5m_n$	164.27 621.73
中心距	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$	408
齿宽	$b_2 = f_d d_1$ $b_1 = b_2 + (5 \sim 10) \text{ mm}$	180 190

2) 二级齿轮传动设计计算

注：此部分公式图表均查自文献[2]，以下公式的公式代号参照 1)

由 4.2.2.1 可知，齿轮类型为斜齿圆柱齿轮。查表 10-8，可知齿轮精度等级为 6-8 级，那么高速级齿轮精度等级取 8 级。查表 10-1，选择小齿轮材料为 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮材料为 45（调质），硬度为 240HBS，两者硬度差为 40HBS。小齿轮齿数为 17，大齿轮齿数为 85。

按齿面接触强度设计，公式如下：

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{f_d e_a} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[s_H]} \right)^2}$$

确定公式内的各个计算数值

由于高速轴齿轮齿数修正，那么二级轴的转速也需要修正，修正值为

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{570}{103/29} = 160.49 \text{ r/min}。$$

初选螺旋角 $\beta = 14^\circ$ ，图 10-30 可知区域系数 $Z_H = 2.433$ ，试选 $K_t = 1.6$ ，由图 10-26 查得 $e_{a1} = 0.78$ ， $e_{a2} = 0.86$ ，根据公式： $e_a = e_{a1} + e_{a2} = 0.78 + 0.86 = 1.64$ 。表 10-7

选取齿宽系数 $f_d = 1$ ，表 10-6 查的材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$ ，图 10-21d 查的小齿轮疲劳强度极限 $s_{Hlim1} = 600 \text{ MPa}$ ，大齿轮接触疲劳强度极限 $s_{Hlim2} = 550 \text{ MPa}$ 。由式 10-13 计算应力循环次数。假设工作年限 15 年，一年为 300 天。24 小时连续工作制。

$$N_1 = 60n_1jL_h = 60 \times 160.49 \times 1 \times (24 \times 300 \times 15) = 1.0400 \times 10^9$$

$$N_2 = \frac{N_1}{u} = \frac{1.04 \times 10^9}{85/17} = 2.08 \times 10^8$$

由图 10-19 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.88$ ； $K_{HN2} = 0.92$ 。取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$ ，由式 10-12 得

$$[s_H]_1 = \frac{K_{HN1} s_{lim1}}{S} = 0.88 \times 600 = 528 \text{ MPa}$$

$$[s_H]_2 = \frac{K_{HN2} s_{lim2}}{S} = 0.92 \times 550 = 506 \text{ MPa}$$

$$[s_H] = \frac{[s_H]_1 + [s_H]_2}{2} = \frac{528 + 506}{2} = 517 \text{ MPa}$$

将以上计算结果带入原式，可得小齿轮分度圆直径

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 3718.40 \times 10^3}{1 \times 1.64} \times \frac{6}{5} \times \left(\frac{2.433 \times 189.8}{517}\right)^2} = 195.10 \text{ mm} = 0.195 \text{ m}$$

$$\text{圆周速度 } v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 0.195 \times 1000 \times 160.49}{60 \times 1000} = 1.64 \text{ m/s}$$

$$\text{齿宽 } b = f_d d_{1t} = 1 \times 0.195 = 0.195 \text{ m}，$$

$$\text{模数 } m_{nt} = \frac{d_{1t} \cos b}{z_1} = \frac{0.195 \times 1000 \times \cos b}{17} = 11.13 \text{ mm}$$

$$\text{齿高 } h = 2.25 m_{nt} = 25.04 \text{ mm}$$

$$\text{齿宽与齿高比 } b/h = \frac{195}{25.04} = 7.79$$

$$\text{重合度 } e_b = 0.318 f_d z_1 \tan b = 0.318 \times 1 \times 17 \times \tan 14^\circ = 1.348$$

计算载荷系数 K ：已知使用系数 $K_A = 1$ ，根据 $v = 1.64 \text{ m/s}$ ，8 级精度，由图 10-8 查的动载系数 $K_v = 1.10$ ，由表 10-4 查得 K_{Hb} 的值为 1.500，由图 10-13 查得 $K_{Fb} = 1.40$ 。

由表 10-3 查得 $K_{Ha} = K_{Fa} = 1.4$ 。故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{Ha} K_{Hb} = 1 \times 1.10 \times 1.4 \times 1.500 = 2.31$$

按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径，由式 10-10a 得

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 195 \times \sqrt[3]{\frac{2.31}{1.6}} = 220.39 \text{ mm}$$

计算模数：

$$m_n = \frac{d_1 \cos b}{z_1} = \frac{220.39 \times \cos 14^\circ}{17} = 12.58 \text{ mm}$$

按齿根弯曲强度设计：

由式 10-17

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_b \cos^2 b}{f_d z_1^2 e_a} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[S_F]}}$$

其中 $K = K_A K_v K_{Fa} K_{Fb} = 1 \times 1.10 \times 1.4 \times 1.40 = 2.156$ 。

根据纵向重合度 $e_b = 1.348$ ，从图 10-28 查得螺旋角影响系数 $Y_b = 0.88$ 。

计算当量齿数：

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 b} = \frac{17}{\cos^3 14^\circ} = 18.61$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 b} = \frac{85}{\cos^3 14^\circ} = 93.05$$

由表 10-5 可查得齿形系数：

$$Y_{Fa1} = 2.85; Y_{Fa2} = 2.20$$

由表 10-5 可查得应力校正系数：

$$Y_{sa1} = 1.54; Y_{sa2} = 1.78$$

由图 10-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $S_{FE1} = 500 \text{ MPa}$ ，大齿轮疲劳强度极限 $S_{FE2} = 380 \text{ MPa}$ 。

由图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.83$ ， $K_{FN2} = 0.88$ ，计算弯曲疲劳许用应力，取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$ ，由式 10-12 得：

$$[s_F]_1 = \frac{K_{FN1} s_{FE1}}{S} = \frac{0.83 \times 500}{1.4} = 296.43 MPa$$

$$[s_F]_2 = \frac{K_{FN2} s_{FE2}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} = 238.86 MPa$$

计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[s_F]}$ 并加以比较：

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[s_F]_1} = \frac{2.85 \times 1.54}{296.43} = 0.0148$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[s_F]_2} = \frac{2.20 \times 1.78}{238.86} = 0.0164$$

可知大齿轮的数值大。将上述数据带入原式可得：

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.156 \times 3718 \times 10^3 \times 0.88 \times (\cos 14^\circ)^2}{1 \times 17^2 \times 1.64}} \times 0.0164 = 7.717 \text{ mm}$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的法面模数 m_n 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数，取 $m_n = 8.0 \text{ mm}$ ，已可满足弯曲强度。单位了同时满足接触疲劳强度，需按接触疲劳强度算得分度圆直径 $d_1 = 220.39 \text{ mm}$ 来计算应有的齿数。于是由：

$$z_1 = \frac{d_1 \cos b}{m_n} = \frac{220.39 \cos 14^\circ}{8} = 26.73$$

取 $z_1 = 27$ ，则 $z_2 = 5 \times 27 = 135$ 。

几何尺寸计算：

计算中心距：

$$a = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos b} = \frac{(27 + 135) \times 8}{2 \times \cos 14^\circ} = 667.84 \text{ mm}$$

将中心距圆整为 668 mm。

按圆整后的中心距修正螺旋角

$$b = \arccos \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2a} = \arccos \frac{(27 + 135) \times 8}{2 \times 668} = 14.056^\circ = 14^\circ 3' 22''$$

由于 β 值改变不多，故参数 ε_α 、 K_β 、 Z_H 等不必修正。

计算大小齿轮的分度圆直径：

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos b} = \frac{27 \times 8}{\cos 14.056^\circ} = 222.67 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos b} = \frac{135 \times 8}{\cos 14.056^\circ} = 1113.33 \text{ mm}$$

计算齿轮宽度：

$$b = f_d d_1 = 1 \times 222.67 = 222.67 \text{ mm}$$

圆整后取 $B_2 = 225 \text{ mm}$ ， $B_1 = 230 \text{ mm}$ 。

由上述结果可列表 5.3。

表 5.3 二级齿轮计算结果

名称	计算公式	结果/mm
模数	m_n	8
法面压力角	α_n	20
螺旋角	β	$14^\circ 3' 22''$
分度圆直径	d_1 d_2	222.67 1113.33
齿顶圆直径	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$ $d_{a2} = d_2 + 2m_n$	238.67 1129.33
齿根圆直径	$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n$ $d_{f2} = d_2 - 2.5m_n$	202.67 1093.73
中心距	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$	668
齿宽	$b_2 = f_d d_1$ $b_1 = b_2 + (5 \sim 10) \text{ mm}$	225 230

3) 三级齿轮传动设计计算

注：此部分公式图表均查自文献[2]，以下公式代号参照 1)。

由 4.2.2.1 可知，齿轮类型为斜齿圆柱齿轮。查表 10-8，可知齿轮精度等级为 6-8 级，那么高速级齿轮精度等级取 8 级。查表 10-1，选择小齿轮材料为 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮材料为 45（调质），硬度为 240HBS，两者硬度差为 40HBS。小齿轮齿数为 17，大齿轮齿数为 94。

按齿面接触强度设计，公式如下：

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{f_d e_a} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[S_H]} \right)^2}$$

确定公式内的各个计算数值

由于二级轴齿轮齿数修正，那么三级轴的转速也需要修正，修正值为

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{160.49}{94/17} = 29.02 \text{ r/min}$$

初选螺旋角 $\beta = 14^\circ$ ，图 10-30 可知区域系数 $Z_H = 2.433$ ，试选 $K_t = 1.6$ ，由图 10-26 查得 $e_{a1} = 0.78$ ， $e_{a2} = 0.86$ ，根据公式： $e_a = e_{a1} + e_{a2} = 0.78 + 0.86 = 1.64$ 。表 10-7

选取齿宽系数 $f_d = 1$ ，表 10-6 查的材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{MPa}^{\frac{1}{2}}$ ，图 10-21d 查的小齿轮疲劳强度极限 $s_{Hlim1} = 600 \text{MPa}$ ，大齿轮接触疲劳强度极限 $s_{Hlim2} = 550 \text{MPa}$ 。

由式 10-13 计算应力循环次数。假设工作年限 15 年，一年为 300 天。24 小时连续工作制。

$$N_1 = 60n_1jL_h = 60 \times 29.02 \times 1 \times (24 \times 300 \times 15) = 1.88 \times 10^8$$

$$N_2 = \frac{N_1}{u} = \frac{1.88 \times 10^8}{94/17} = 3.4 \times 10^7$$

由图 10-19 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.92$ ； $K_{HN2} = 0.96$ 。取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$ ，由式 10-12 得

$$[s_H]_1 = \frac{K_{HN1} s_{lim1}}{S} = 0.92 \times 600 = 552 \text{MPa}$$

$$[s_H]_2 = \frac{K_{HN2} s_{lim2}}{S} = 0.96 \times 550 = 528 \text{MPa}$$

$$[s_H] = \frac{[s_H]_1 + [s_H]_2}{2} = \frac{552 + 528}{2} = 540 \text{MPa}$$

将以上计算结果带入原式，可得小齿轮分度圆直径

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 18034.24 \times 10^3}{1 \times 1.64} \times \frac{6.5}{5.5} \times \left(\frac{2.433 \times 189.8}{540}\right)^2} = 312.14 \text{mm} = 0.312 \text{m}$$

$$\text{圆周速度 } v = \frac{pd_{1t}n_1}{60 \times 1000} = \frac{p \times 0.312 \times 1000 \times 29.02}{60 \times 1000} = 0.474 \text{m/s}$$

$$\text{齿宽 } b = f_d d_{1t} = 1 \times 0.312 = 0.312 \text{m},$$

$$\text{模数 } m_{nt} = \frac{d_{1t} \cos b}{z_1} = \frac{0.312 \times 1000 \times \cos b}{17} = 17.81 \text{mm}$$

$$\text{齿高 } h = 2.25 m_{nt} = 40.07 \text{mm}$$

$$\text{齿宽与齿高比 } b/h = \frac{312}{40.07} = 7.79$$

$$\text{重合度 } e_b = 0.318 f_d z_1 \tan b = 0.318 \times 1 \times 17 \times \tan 14^\circ = 1.348$$

计算载荷系数 K ：已知使用系数 $K_A = 1$ ，根据 $v=0.474 \text{m/s}$ ，8 级精度，由图 10-8 查的动载系数 $K_v = 1.05$ ，由表 10-4 查得 K_{Hb} 的值为 1.500，由图 10-13 查得 $K_{Fb} = 1.40$ 。

由表 10-3 查得 $K_{Ha} = K_{Fa} = 1.4$ 。故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{Ha} K_{Hb} = 1 \times 1.05 \times 1.4 \times 1.500 = 2.205$$

按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径，由式 10-10a 得

$$d_1 = d_{t1} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 312 \times \sqrt[3]{\frac{2.205}{1.6}} = 347.20 \text{mm}$$

计算模数：

$$m_n = \frac{d_1 \cos b}{z_1} = \frac{347.20 \times \cos 14^\circ}{17} = 19.82 \text{mm}$$

按齿根弯曲强度设计：

由式 10-17

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_b \cos^2 b}{f_d z_1^2 e_a} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[S_F]}}$$

其中 $K = K_A K_v K_{Fa} K_{Fb} = 1 \times 1.05 \times 1.4 \times 1.40 = 2.058$ 。

根据纵向重合度 $e_b = 1.348$ ，从图 10-28 查得螺旋角影响系数 $Y_b = 0.88$ 。

计算当量齿数：

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 b} = \frac{17}{\cos^3 14^\circ} = 18.61$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 b} = \frac{94}{\cos^3 14^\circ} = 102.90$$

由表 10-5 可查得齿形系数：

$$Y_{Fa1} = 2.85; Y_{Fa2} = 2.18$$

由表 10-5 可查得应力校正系数：

$$Y_{sa1} = 1.54; Y_{sa2} = 1.79$$

由图 10-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $s_{FE1} = 500 \text{MPa}$ ，大齿轮疲劳强度极限

$$s_{FE2} = 380 \text{MPa}。$$

由图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.89$ ， $K_{FN2} = 0.92$ ，计算弯曲疲劳许用应力，取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$ ，由式 10-12 得：

$$[s_F]_1 = \frac{K_{FN1} s_{FE1}}{S} = \frac{0.89 \times 500}{1.4} = 317.86 \text{MPa}$$

$$[s_F]_2 = \frac{K_{FN2} s_{FE2}}{S} = \frac{0.92 \times 380}{1.4} = 249.71 \text{MPa}$$

计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[s_F]}$ 并加以比较：

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[S_F]_1} = \frac{2.85 \times 1.54}{317.86} = 0.0138$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[S_F]_2} = \frac{2.18 \times 1.79}{249.71} = 0.0156$$

可知大齿轮的数值大。将上述数据带入原式可得：

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.058 \times 18034.24 \times 10^3 \times 0.88 \times (\cos 14^\circ)^2}{1 \times 17^2 \times 1.64}} \times 0.0156 = 12.65 \text{ mm}$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的法面模数 m_n 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数，取 $m_n = 13\text{mm}$ ，已可满足弯曲强度。单位了同时满足接触疲劳强度，需按接触疲劳强度算得分度圆直径 $d_1 = 347.20\text{mm}$ 来计算应有的齿数。于是由：

$$z_1 = \frac{d_1 \cos b}{m_n} = \frac{347.20 \cos 14^\circ}{13} = 25.91$$

取 $z_1 = 26$ ，则 $z_2 = 5.5 \times 26 = 143$ 。

几何尺寸计算：

计算中心距：

$$a = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos b} = \frac{(26 + 143) \times 13}{2 \times \cos 14^\circ} = 1132.13\text{mm}$$

将中心距圆整为 1132mm。

按圆整后的中心距修正螺旋角

$$b = \arccos \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2a} = \arccos \frac{(26 + 143) \times 13}{2 \times 1132} = 13.97^\circ = 13^\circ 58' 12''$$

由于 β 值改变不多，故参数 ε_α 、 K_β 、 Z_H 等不必修正。

计算大小齿轮的分度圆直径：

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos b} = \frac{26 \times 13}{\cos 13.97^\circ} = 348.30\text{mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos b} = \frac{143 \times 13}{\cos 13.97^\circ} = 1915.66\text{mm}$$

计算齿轮宽度：

$$b = f_d d_1 = 1 \times 348.30 = 348.30\text{mm}$$

圆整后取 $B_2 = 350\text{mm}$ ， $B_1 = 360\text{mm}$ 。

由上述结果可列表 5.4。

表 5.4 三级齿轮计算结果

名称	计算公式	结果/mm
模数	m_n	13
法面压力角	α_n	20
螺旋角	β	$13^\circ 58' 12''$
分度圆直径	d_1	348.30
	d_2	1915.66
齿顶圆直径	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$	374.30
	$d_{a2} = d_2 + 2m_n$	1941.66
齿根圆直径	$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n$	315.8
	$d_{f2} = d_2 - 2.5m_n$	1883.16
中心距	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$	1132
齿宽	$b_2 = f_d d_1$	350
	$b_1 = b_2 + (5 \sim 10) \text{ mm}$	360

4) 主减齿轮传动设计计算

注：此部分公式图表均查自文献[2]，以下公式代号参照 1)

由 4.2.2.1 可知，齿轮类型为斜齿圆柱齿轮。查表 10-8，可知齿轮精度等级为 6-8 级，那么高速级齿轮精度等级取 8 级。查表 10-1，选择小齿轮材料为 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮材料为 45（调质），硬度为 240HBS，两者硬度差为 40HBS。小齿轮齿数为 18，大齿轮齿数为 105。

按齿面接触强度设计，公式如下：

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{f_d e_a} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[S_H]} \right)^2}$$

确定公式内的各个计算数值

由于三级轴轴齿轮齿数修正，那么低速轴的转速也需要修正，修正值为

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{29.02}{105/18} = 5.01 \text{ r/min}$$

初选螺旋角 $\beta = 14^\circ$ ，图 10-30 可知区域系数 $Z_H = 2.433$ ，试选 $K_t = 1.6$ ，由图 10-26 查得 $e_{a1} = 0.78$ ， $e_{a2} = 0.86$ ，根据公式： $e_a = e_{a1} + e_{a2} = 0.78 + 0.86 = 1.64$ 。表 10-7

选取齿宽系数 $f_d = 1$ ，表 10-6 查的材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$ ，图 10-21d 查的小齿轮疲劳强度极限 $S_{Hlim1} = 600 \text{ MPa}$ ，大齿轮接触疲劳强度极限 $S_{Hlim2} = 550 \text{ MPa}$ 。

由式 10-13 计算应力循环次数。假设工作年限 15 年，一年为 300 天。24 小时连续工作制。

$$N_1 = 60n_1jL_h = 60 \times 5.01 \times 1 \times (24 \times 300 \times 15) = 3.25 \times 10^7$$

$$N_2 = \frac{N_1}{u} = \frac{3.25 \times 10^7}{105/18} = 5.57 \times 10^6$$

由图 10-19 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.96$; $K_{HN2} = 0.99$ 。取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$ ，由式 10-12 得

$$[s_H]_1 = \frac{K_{HN1} S_{lim1}}{S} = 0.96 \times 600 = 576 \text{ MPa}$$

$$[s_H]_2 = \frac{K_{HN2} S_{lim2}}{S} = 0.99 \times 550 = 545 \text{ MPa}$$

$$[s_H] = \frac{[s_H]_1 + [s_H]_2}{2} = \frac{576 + 545}{2} = 561 \text{ MPa}$$

将以上计算结果带入原式，可得小齿轮分度圆直径

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 96719.48 \times 10^3}{1 \times 1.64} \times \frac{6.83}{5.83} \times \left(\frac{2.433 \times 189.8}{561}\right)^2} = 531.10 \text{ mm} = 0.531 \text{ m}$$

$$\text{圆周速度 } v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 0.531 \times 1000 \times 5.01}{60 \times 1000} = 0.139 \text{ m/s}$$

$$\text{齿宽 } b = f_d d_{1t} = 1 \times 0.531 = 0.531 \text{ m},$$

$$\text{模数 } m_n = \frac{d_{1t} \cos b}{z_1} = \frac{0.531 \times 1000 \times \cos b}{18} = 28.62 \text{ mm}$$

$$\text{齿高 } h = 2.25 m_n = 64.395 \text{ mm}$$

$$\text{齿宽与齿高比 } b/h = \frac{531}{64.395} = 8.25$$

$$\text{重合度 } e_b = 0.318 f_d z_1 \tan b = 0.318 \times 1 \times 18 \times \tan 14^\circ = 1.427$$

计算载荷系数 K ：已知使用系数 $K_A = 1$ ，根据 $v=0.139 \text{ m/s}$ ，8 级精度，由图 10-8 查的动载系数 $K_v = 1.03$ ，由表 10-4 查得 K_{Hb} 的值为 1.500，由图 10-13 查得 $K_{Fb} = 1.40$ 。

由表 10-3 查得 $K_{Ha} = K_{Fa} = 1.4$ 。故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{Ha} K_{Hb} = 1 \times 1.03 \times 1.4 \times 1.500 = 2.163$$

按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径，由式 10-10a 得

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 531 \times \sqrt[3]{\frac{2.163}{1.6}} = 587.14 \text{ mm}$$

计算模数：

$$m_n = \frac{d_1 \cos b}{z_1} = \frac{587.14 \times \cos 14^\circ}{18} = 31.65 \text{mm}$$

按齿根弯曲强度设计：

由式 10-17

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_b \cos^2 b}{f_d z_1^2 e_a} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[S_F]}}$$

其中 $K = K_A K_v K_{Fa} K_{Fb} = 1 \times 1.03 \times 1.4 \times 1.40 = 2.019$ 。

根据纵向重合度 $e_b = 1.348$ ，从图 10-28 查得螺旋角影响系数 $Y_b = 0.88$ 。

计算当量齿数：

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 b} = \frac{18}{\cos^3 14^\circ} = 19.7$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 b} = \frac{105}{\cos^3 14^\circ} = 114.94$$

由表 10-5 可查得齿形系数：

$$Y_{Fa1} = 2.80; Y_{Fa2} = 2.18$$

由表 10-5 可查得应力校正系数：

$$Y_{sa1} = 1.55; Y_{sa2} = 1.79$$

由图 10-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $s_{FE1} = 500 \text{MPa}$ ，大齿轮疲劳强度极限 $s_{FE2} = 380 \text{MPa}$ 。

由图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.93$ ， $K_{FN2} = 0.99$ ，计算弯曲疲劳许用应力，取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$ ，由式 10-12 得：

$$[s_F]_1 = \frac{K_{FN1} s_{FE1}}{S} = \frac{0.93 \times 500}{1.4} = 332.14 \text{MPa}$$

$$[s_F]_2 = \frac{K_{FN2} s_{FE2}}{S} = \frac{0.99 \times 380}{1.4} = 268.71 \text{MPa}$$

计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[s_F]}$ 并加以比较：

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[s_F]_1} = \frac{2.80 \times 1.55}{332.14} = 0.0131$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[s_F]_2} = \frac{2.18 \times 1.79}{268.71} = 0.0145$$

可知大齿轮的数值大。将上述数据带入原式可得：

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.019 \times 96719 \cdot 48 \times 10^3 \times 0.88 \times (\cos 14^\circ)^2}{1 \times 18^2 \times 1.64}} \times 0.0145 = 20.67 \text{ mm}$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的法面模数 m_n 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数，取 $m_n = 21\text{mm}$ ，已可满足弯曲强度。单位了同时满足接触疲劳强度，需按接触疲劳强度算得分度圆直径 $d_1 = 587.14\text{mm}$ 来计算应有的齿数。于是由：

$$z_1 = \frac{d_1 \cos b}{m_n} = \frac{587.14 \cos 14^\circ}{21} = 27.13$$

取 $z_1 = 27$ ，则 $z_2 = 5.83 \times 27 = 157.41 = 157$ 。

几何尺寸计算：

计算中心距：

$$a = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos b} = \frac{(27 + 157) \times 21}{2 \times \cos 14^\circ} = 1991.15\text{mm}$$

将中心距圆整为 1991mm。

按圆整后的中心距修正螺旋角

$$b = \arccos \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2a} = \arccos \frac{(27 + 157) \times 21}{2 \times 1991} = 13.98^\circ = 13^\circ 58' 48''$$

由于 β 值改变不多，故参数 ε_α 、 K_β 、 Z_H 等不必修正。

计算大小齿轮的分度圆直径：

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos b} = \frac{27 \times 21}{\cos 13.98^\circ} = 584.31\text{mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos b} = \frac{157 \times 21}{\cos 13.98^\circ} = 3397.64\text{mm}$$

计算齿轮宽度：

$$b = f_d d_1 = 1 \times 584.31 = 584.31\text{mm}$$

圆整后取 $B_2 = 585\text{mm}$ ， $B_1 = 590\text{mm}$ 。

由上述结果可列表 5.5。

表 5.5 主减速齿轮传动计算结果

名称	计算公式	结果/mm
模数	m_n	21
法面压力角	α_n	20
螺旋角	b	$13^\circ 58' 48''$

分度圆直径	d_1 d_2	584.31 3397.64
齿顶圆直径	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$ $d_{a2} = d_2 + 2m_n$	626.31 3439.64
齿根圆直径	$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n$ $d_{f2} = d_2 - 2.5m_n$	531.81 3345.14
中心距	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$	1991
齿宽	$b_2 = f_d d_1$ $b_1 = b_2 + (5 \sim 10) \text{ mm}$	585 590

大齿轮结构计算方法如表 5.6:

表 5.6 大齿轮结构设计参考

名称	计算公式
轮毂处直径 D1	$D_1 = 1.6d$
轮毂轴向长 L	$L = (1.2 \sim 1.5) d$
倒角尺寸 n	$n = 0.5m_n$
齿根圆处厚度 s_0	$s_0 = (2.5 \sim 4) m_n$
腹板最大直径 D0	$D_0 = d_f - 2s_0$
腹板厚度 C	$C = 0.3b$

分减速机装配图如图 5.1 所示。

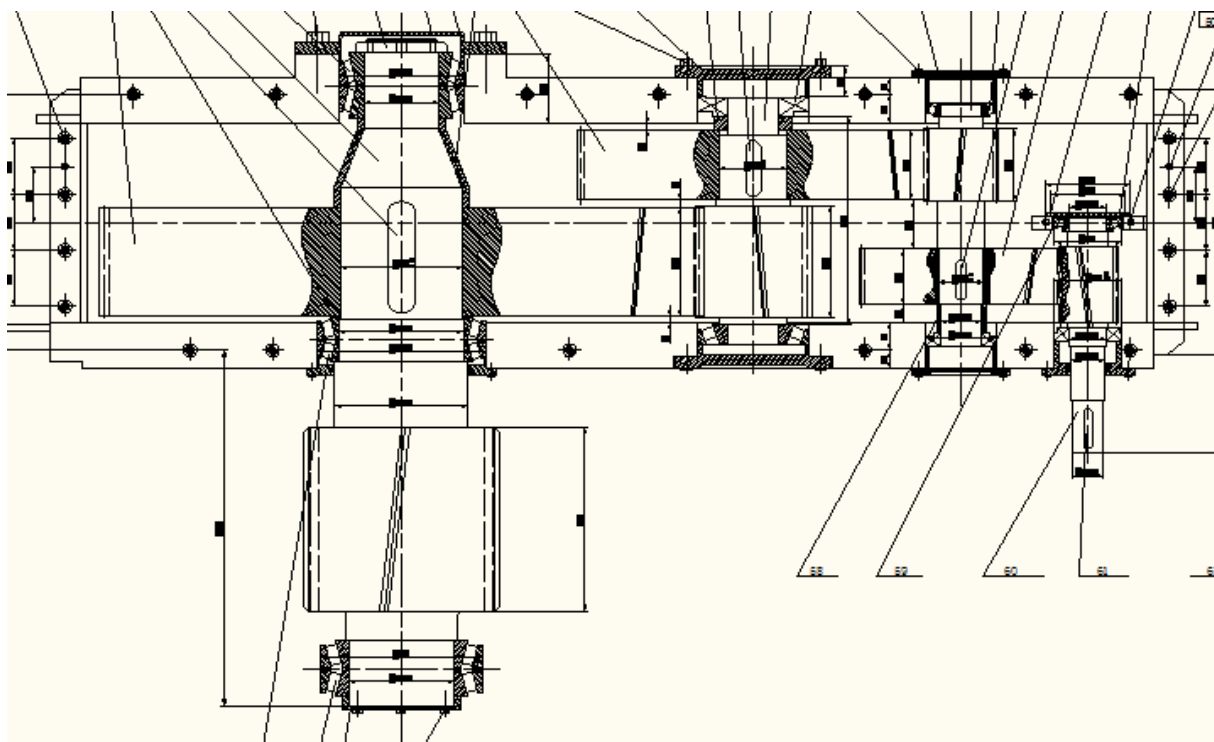


图 5.1 分减速机装配图

5.3 减速机轴的设计

5.3.1 减速机轴的设计与轴承选择

由 4.2 可知，由于各轴均为齿轮轴，那么材料选取都按齿轮材料选取，材料为 40Cr。查询文献[2]表 15-1 可知：

$$s_B = 685 \text{ MPa}, \quad s_s = 490 \text{ MPa}, \quad s_{-1} = 355 \text{ MPa}, \quad t_{-1} = 185 \text{ MPa}, \quad [s_{-1}] = 70 \text{ MPa}$$

1) 高速轴的初步计算：

$$\text{由公式：} d_{\min} = A_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{64.35}{570}} = 53.16 \text{ mm} \quad (5.18)$$

式中：

A_0 —与轴的材料有关的许用扭剪应力系数，通常取 $A_0 = 110 \sim 160$ ；

P —轴传递的功率，kW；

n —轴的转速，r/min。

由于选用 ZLL7 联轴器，其 $d_{\min} = 100 \text{ mm}$ ，轴孔长度 J₁ 型 $L = 167 \text{ mm}$ 。

本轴设计根据要求共分为 7 段，各段轴直径分别为 $d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6, d_7$ 。

各段轴长度为 $L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, L_7$ 。设计步骤如下：

由于 $d_{\min} = 100\text{mm}$ ，轴孔长度 J₁ 型 $L = 167\text{mm}$ 。故 $d_1 = 100\text{mm}$ 。为保证轴端只压
在半联轴器上轴应短一些取，即 $L_1 = 165\text{mm}$ 。

由于联轴器安装最好有一轴肩，轴肩 $d_2 = 110\text{mm}$ ，取 $L_2 = 175\text{mm}$ 。

第三段是与轴承配合的轴段，选择圆锥滚子轴承，查文献[4]，选择的型号为 30224，
其尺寸为 $d \cdot D \cdot T = 120 \times 215 \times 43.5$ ，所以 $d_3 = 120\text{mm}$ ， $L_3 = 60\text{mm}$ 。

第四段为轴肩定位段 $d_4 = 130\text{mm}$ ， $L_4 = 20\text{mm}$ 。

第五段为齿轮轴处，由于设计需要，尽量将小齿轮齿宽取长， $d_5 = 179.27\text{mm}$ ，
 $L_5 = 240\text{mm}$ 。

第六段为过渡段并对另一个轴承轴肩定位 $d_6 = 130\text{mm}$ ， $L_6 = 50\text{mm}$ 。

第七段是与轴承配合的轴段，选取圆锥滚子轴承 30224，则 $d_7 = 120\text{mm}$ ， $L_7 = 45\text{mm}$ 。
该轴的尺寸如表 5.7 所示

表 5.7 高速轴的各段尺寸

联轴器连接段	$d_1 = 100\text{mm}$	$L_1 = 165\text{mm}$
定位联轴器的轴肩段	$d_2 = 110\text{mm}$	$L_2 = 175\text{mm}$
与轴承配合段	$d_3 = 120\text{mm}$	$L_3 = 60\text{mm}$
定位轴承的轴肩段	$d_4 = 130\text{mm}$	$L_4 = 20\text{mm}$
齿轮轴段	$d_5 = 179.27\text{mm}$	$L_5 = 240\text{mm}$
定位轴承的轴肩轴段	$d_6 = 130\text{mm}$	$L_6 = 50\text{mm}$
与轴承配合段	$d_7 = 120\text{mm}$	$L_7 = 45\text{mm}$

2) 二级轴的初步计算：

$$\text{由公式: } d_{\min} = A_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{62.4195}{160.3125}} = 80.32\text{mm} \quad (5.18)$$

式中：

A_0 —与轴的材料有关的许用扭剪应力系数，通常取 $A_0 = 110 \sim 160$ ；

P —轴传递的功率，kW；

n —轴的转速，r/min。

本轴设计根据要求共分为 6 段，各段轴直径分别为 $d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6$ ，。各
段轴长度为 $L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6$ ，。设计步骤如下：

取 $d_1 = 130\text{mm}$ ，由于该段为轴承段，查文献[4]，选取代号为 30226 的圆锥滚子轴
承， $d \cdot D \cdot T = 130 \times 230 \times 43.75$ ，故 $L_1 = 45\text{mm}$ 。

第二段为连接小齿轮与轴承的过度轴肩段，故 $d_2 = 140\text{mm}$ ，取 $L_2 = 40\text{mm}$ 。

第三段是小齿轮段， $d_3 = 222.67\text{mm}$ ， $L_3 = 230\text{mm}$ 。

第四段为大齿轮轴肩定位与小齿轮之间的过渡段 $d_4 = 150\text{mm}$ ， $L_4 = 155\text{mm}$ 。

第五段为大齿轮轴处 $d_5 = 140\text{mm}$ ， $L_5 = 175\text{mm}$ 。

第六段为过渡段并安装轴套以定位轴承，轴承代号为 30226 的圆锥滚子轴承 $d_6 = 130mm$ ， $L_6 = 140mm$ 。

该轴的尺寸如表 5.8 所示

表 5.8 二级轴的各段尺寸

轴承安装段	$d_1 = 130mm$	$L_1 = 45mm$
定位轴承的轴肩段	$d_2 = 140mm$	$L_2 = 40mm$
小齿轮段	$d_3 = 222.67mm$	$L_3 = 230mm$
定位大齿轮的轴肩过度段	$d_4 = 150mm$	$L_4 = 155mm$
大齿轮安装段	$d_5 = 140mm$	$L_5 = 175mm$
轴套与轴承安装段	$d_6 = 130mm$	$L_6 = 140mm$

3) 三级轴的初步计算：

$$\text{由公式: } d_{\min} = A_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_3}{n_3}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{60.5469}{32.0625}} = 135.96mm \quad (5.18)$$

式中：

A_0 —与轴的材料有关的许用扭剪应力系数，通常取 $A_0 = 110 \sim 160$ ；

P —轴传递的功率，kW；

n —轴的转速，r/min。

本轴设计根据要求共分为 6 段，各段轴直径分别为 d_1 ， d_2 ， d_3 ， d_4 ， d_5 ， d_6 ，。各段轴长度为 L_1 ， L_2 ， L_3 ， L_4 ， L_5 ， L_6 ，。设计步骤如下：

取 $d_1 = 200mm$ ，由于第一段为轴承与大齿轮轴过度段，查文献[4]，选取代号为 30240 的圆锥滚子轴承， $d \cdot D \cdot T = 200 \times 360 \times 64$ ， $L_1 = 120mm$ 。

第二段为大齿轮安装段， $d_2 = 220mm$ ，取 $L_2 = 210mm$ 。

第三段是大齿轮轴肩定位段， $d_3 = 240mm$ ， $L_3 = 20mm$ 。

第四段为小齿轮段， $d_4 = 348.30mm$ ， $L_4 = 360mm$ 。

第五段为轴承轴肩定位段， $d_5 = 220mm$ ， $L_5 = 20mm$ 。

第六段为轴承段，轴承代号为 30240 的圆锥滚子轴承 $d_6 = 200mm$ ， $L_6 = 64mm$ 。

该轴的尺寸如表 5.9 所示

表 5.9 三级轴的各段尺寸

轴承与轴套安装段	$d_1 = 200mm$	$L_1 = 120mm$
大齿轮安装段	$d_2 = 220mm$	$L_2 = 210mm$
大齿轮轴肩定位段	$d_3 = 240mm$	$L_3 = 20mm$
小齿轮段	$d_4 = 348.30mm$	$L_4 = 360mm$
轴承轴肩定位段	$d_5 = 220mm$	$L_5 = 20mm$
轴承安装段	$d_6 = 200mm$	$L_6 = 64mm$

4) 低速轴的初步计算:

$$\text{由公式: } d_{\min} = A_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_4}{n_4}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{58.7305}{5.799}} = 237.99 \text{mm} \quad (5.18)$$

式中:

A_0 —与轴的材料有关的许用扭剪应力系数, 通常取 $A_0 = 110 \sim 160$;

P —轴传递的功率, kW;

n —轴的转速, r/min。

由于该轴存在很大的轴向力, 而且轴的最低尺寸超过圆锥滚子轴承的标准范围, 故选用能承受更大轴向力的双列圆锥滚子轴承。该轴共有 8 段, 各段轴直径分别为 $d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6, d_7, d_8$,。各段轴长度为 $L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, L_7, L_8$,。设计步骤如下:

第一段为轴承安装段, 取该段 $d_1 = 240\text{mm}$, 查文献[4]选取代号为 2097748 双列圆锥滚子轴承, $d \cdot D \cdot B_1 = 240 \times 400 \times 210$, 由于该轴需要与大齿轮轴采用截锥过度轴方式, 并加以轴套, 故该轴长度 $L_1 = 245\text{mm}$ 。

第二段为截锥过度轴, $L_2 = 190\text{mm}$ 。

第三段为大齿轮安装轴, $d_3 = 390\text{mm}$, $L_3 = 420\text{mm}$ 。

第四段为轴承安装段, 取 $d_4 = 400\text{mm}$, 查文献[4]取代号为 1097980 的双列圆锥滚子轴承, $d \cdot D \cdot B_1 = 400 \times 540 \times 150$, 故 $L_4 = 140\text{mm}$ 。

第五段为轴承轴肩与小齿轮过度段, $d_5 = 430\text{mm}$, $L_5 = 210\text{mm}$ 。

第六段为小齿轮段, $d_6 = 584.31\text{mm}$, $L_6 = 590\text{mm}$ 。

第七段为轴承轴肩定位段, $d_7 = 360\text{mm}$, $L_7 = 95\text{mm}$ 。

第八段为轴承安装段, 查文献[4]选取代号为 97168 双列圆锥滚子轴承, $d \cdot D \cdot B_1 = 340 \times 520 \times 180$, $d_8 = 340\text{mm}$, $L_8 = 180\text{mm}$ 。

该轴的尺寸如表 5.10 所示

表 5.10 低速轴的各段尺寸

轴承安装段	$d_1 = 240\text{mm}$	$L_1 = 245\text{mm}$
截锥过度轴	无	$L_2 = 190\text{mm}$
大齿轮安装段	$d_3 = 390\text{mm}$	$L_3 = 420\text{mm}$
轴承安装段	$d_4 = 400\text{mm}$	$L_4 = 140\text{mm}$
轴承轴肩与小齿轮过度段	$d_5 = 430\text{mm}$	$L_5 = 210\text{mm}$
小齿轮段	$d_6 = 584.31\text{mm}$	$L_6 = 590\text{mm}$
轴承轴肩定位段	$d_7 = 360\text{mm}$	$L_7 = 95\text{mm}$
轴承安装段	$d_8 = 340\text{mm}$	$L_8 = 180\text{mm}$

5.3.2 减速机轴的校核

本设计对二级轴进行校核。

1) 计算作用在大齿轮处的力:

大齿轮分度圆直径 $d = 636.13mm$, 二级轴的转矩 $T = 3718.40 N \cdot m$ 。

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 3718.40 \times 10^3}{636.13} = 11690.69N$$

$$F_{r2} = F_{t2} \frac{\tan a_n}{\cos b} = 11690.69 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 13.93^\circ} = 4383.99N \quad (5.19)$$

$$F_{a2} = F_{t2} \tan b = 11690.69 \times \tan 13.93^\circ = 2899.65N$$

2) 计算作用在小齿轮处的力:

大齿轮分度圆直径 $d = 222.67mm$, 二级轴的转矩 $T = 3718.40 N \cdot m$ 。

$$F_{t1} = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \times 3718.40 \times 10^3}{222.67} = 33398.30N$$

$$F_{r1} = F_{t1} \frac{\tan a_n}{\cos b} = 33398.30 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 14.056^\circ} = 12531.19N \quad (5.19)$$

$$F_{a1} = F_{t1} \tan b = 33398.30 \times \tan 14.056^\circ = 8361.81N$$

根据上图, 计算垂直面与水平面的力:

3) 计算垂直面的弯矩:

根据公式:

$$F_{NV1} = \frac{F_{t1} \times (357.5 + 187.5) + F_{t2} \times 187.5}{165 + 357.5 + 187.5} = 28724.05N$$

$$M_{V1} = F_{NV1} \times 165 \times 10^{-3} = 4739.47N \cdot m$$

$$F_{NV2} = F_{t1} + F_{t2} - F_{NV1} = 16364.94N$$

$$M_{V2} = F_{NV2} \times 187.5 \times 10^{-3} = 3068.43N \cdot m$$

4) 计算水平面的扭矩:

根据公式:

$$M_1 = F_{a1} \times \frac{D}{2} = 8361.81 \times \frac{0.22267}{2} = 930.96 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = F_{a2} \times \frac{D}{2} = 2899.65 \times \frac{0.63673}{2} = 923.15 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_{NH1} \times 0.710 - F_{r2} \times 0.1875 + F_{r1} (0.1875 + 0.3575) + M_1 + M_2 = 0$$

$$F_{NH1} + F_{NH2} - F_{r2} + F_{r1} = 0$$

由此可得： $F_{NH1} = -11072.69 \text{ N}$ ， $F_{NH2} = 2925.49 \text{ N}$ ， $M_{H1} = 1826.99 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，
 $F_{NH2} = 548.53 \text{ N} \cdot \text{m}$

那么画出二级轴的受力图，如图 5.2：

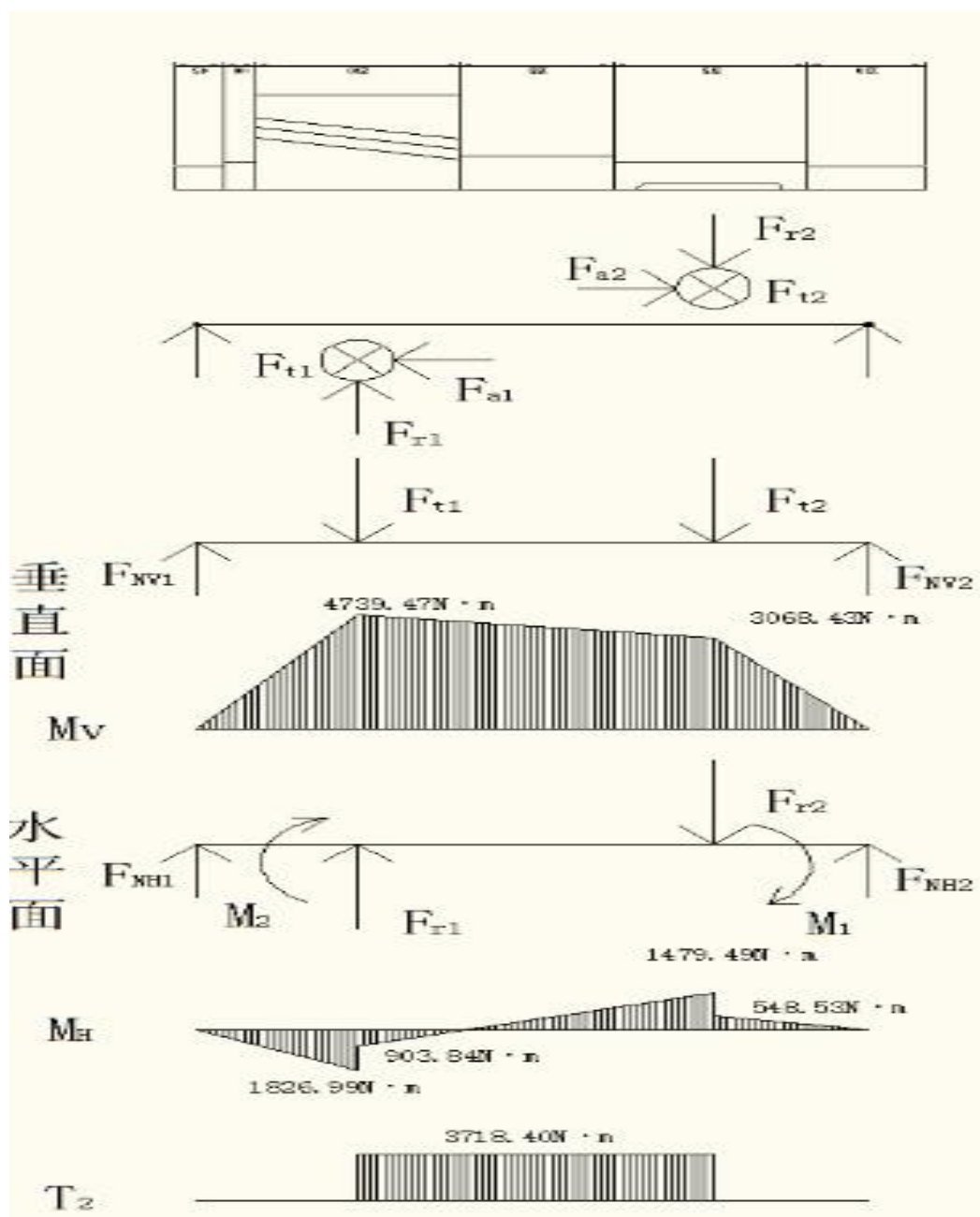


图 5.2 轴受力情况

5) 按弯扭合成校核轴的强度

进行校核时，通常只校核轴上承受最大弯矩和扭矩的界面的强度。

C 点的总力矩如下公式计算：

$$M_c = \sqrt{M_{V1}^2 + M_{H1}^2} = \sqrt{4739.47^2 + 1826.99^2} = 5079.42 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.20)$$

查文献[2]式 15-5，取 $a = 0.6$ ，轴的应力为：

$$s_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (aT)^2}}{W} = \frac{\sqrt{5079.42^2 + (0.6 \times 3718.40)^2}}{0.1 \times (0.22267)^3} = 5.02 \text{ MPa} < [s_{-1}] = 70 \text{ MPa} \quad (5.21)$$

D 点的总力矩如下公式计算：

$$M_d = \sqrt{M_{V2}^2 + M_{H2}^2} = \sqrt{3068.43^2 + 1479.49^2} = 3406.49 \text{ MPa}$$

查文献[2]式 15-5，取 $a = 0.6$ ，轴的应力为：

$$s_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (aT)^2}}{W} = \frac{\sqrt{3406.49^2 + (0.6 \times 3718.40)^2}}{0.1 \times (0.14)^3} = 14.84 \text{ MPa} < [s_{-1}] = 70 \text{ MPa}$$

故该轴满足强度要求。

5.4 轴承的选择与校核

根据文献[2]，所校核的二级轴所选轴承是代号为 30226 的圆锥滚子轴承，那么对其寿命进行校核，如下：

基本参数： $e=0.44$ ， $Y=1.35$ ， $C=344.66 \text{ kN}$ ， $C_0=29212 \text{ kN}$

根据之前的计算：

$$F_{NH1} = -11072.69 \text{ N}, \quad F_{NH2} = 2925.49 \text{ N}$$

$$F_{NV1} = 28724.05 \text{ N}, \quad F_{NV2} = 16364.94 \text{ N}$$

$$F_{a1} = 8361.81 \text{ N}, \quad F_{a2} = 2899.65 \text{ N}$$

设轴上 A 点的为轴承 1，B 点的为轴承 2，轴承均正装，那么根据如下公式：

$$F_{ae} = F_{a1} - F_{a2} = 8361.81 - 2899.65 = 5462.16 \text{ N} \quad (5.22)$$

$$F_{r1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NV1}^2} = \sqrt{(-11072.69)^2 + 28724.05^2} = 30784.34 \text{ N} \quad (5.23)$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NV2}^2} = \sqrt{2925.49^2 + 16364.94^2} = 16624.37 \text{ N}$$

$$F_{d1} = \frac{F_{r1}}{2Y} = \frac{30784.34}{2 \times 1.35} = 11401.61 \text{ N}, \quad F_{d2} = \frac{F_{r2}}{2Y} = \frac{16624.37}{2 \times 1.35} = 6157.17 \text{ N} \quad (5.24)$$

由于 $F_{ae} + F_{d2} = 5462.16 + 6157.17 = 11619.33N > F_{d1} = 11401.61N$ ，故可知 1 轴承为紧边，2 轴承松边，则轴承所受的轴向力分别为：

$$\begin{aligned} F_{a2} &= F_{d2} = 11619.33N \\ F_{a1} &= F_{a2} + F_{ae} = 11619.33 + 5462.16 = 17081.49N \end{aligned} \quad (5.25)$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{17081.49}{30784.34} = 0.55 > 0.44$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{11619.33}{16624.37} = 0.70 > 0.44$$

根据上述结果，查文献[2]表 13-5 可知：

$$X_1 = 0.4, Y_1 = 1.35, \quad X_2 = 0.4, Y_2 = 1.35$$

由于是冶金机械，该轴承受中等冲击或中等惯性冲击，故选 $f_p = 1.2 \sim 1.8$ ，取

$f_p = 1.6$ 。则轴承受力可按如下公式计算：

$$P_1 = f_p (X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) = 1.6 \times (0.4 \times 30784.34 + 1.35 \times 17081.49) = 56597.996N \quad (5.26)$$

$$P_2 = f_p (X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) = 1.6 \times (0.4 \times 16624.37 + 1.35 \times 11619.33) = 35737.35N$$

故 $P_m = P_1 = 56597.996N$ ，通过公式：

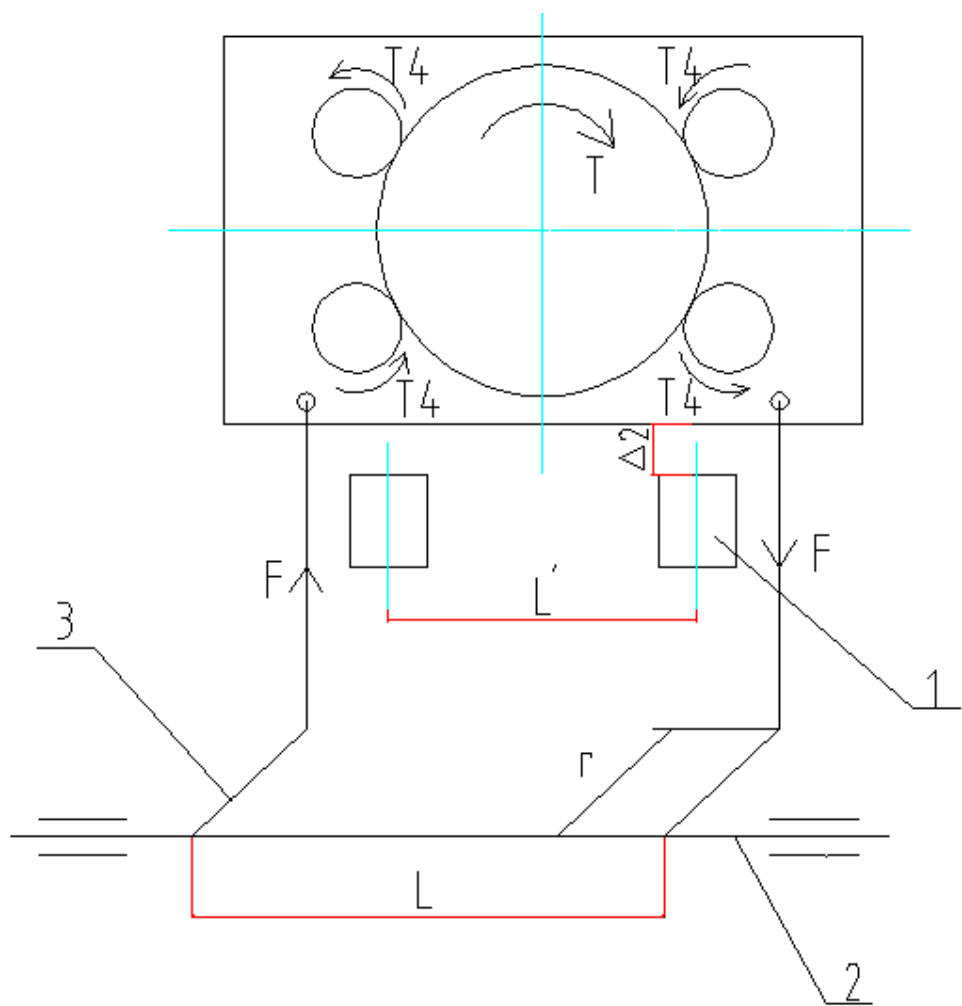
$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_m} \right)^e = \frac{10^6}{60 \times 160.3125} \left(\frac{344.66 \times 10^3}{56597.996} \right)^{\frac{10}{3}} = 42872.70h > L'_h = 15000h \quad (5.27)$$

可知该轴承满足寿命要求。

6 扭力杆系统的设计

6.1 扭力杆缓冲止动装置材料的选择

选择扭力杆材料为 37SiMnMoV，淬火后中温回火以获得综合机械性能 $s_b = 637MPa$ ，延伸率 $d = 10\%$ 作用在扭力杆上的扭力矩，硬度 $HB=241\sim 286$ 。扭力杆的各尺寸和受力如图 5.1 所示：



1 安全座 2 扭力杆 3 曲柄 $\Delta 2$: 安全座空隙 r : 曲柄半径 L : 扭力杆有效长度 T_4 : 分减速机Ⅳ轴扭矩 T : 主减速机齿轮所受扭矩

图 5.1 扭力杆缓冲止动装置受力图

6.2 扭力杆设计计算

6.2.1 扭力杆直径和曲柄半径的确定

取 $l = 4500\text{mm}$ ，初取曲柄半径 $r = 550\text{mm}$ 。

由于扭力杆的许用剪切应力 $34.3 \sim 53\text{MPa}$ ，则取 $[t] = 50\text{MPa}$ 。

剪切弹性模量 G ： $G = 8 \times 10^4\text{MPa}$ ，

主减速机齿轮所受扭矩 $T_5 = 4T_4 i_{\pm} = 4 \times 96719.48 \times 5.82 = 2251629.49\text{N.m}$ (6.1)

由公式：

$$t = \frac{T}{W_T} \leq [t] \quad (6.2)$$

T —扭力杆所受扭矩， $T = Fr$ ；

W_T —抗扭截面系数， $W_T = \frac{\pi d^3}{16}$ 。

则：

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16Fr}{\pi[t]}} = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi l[t]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 2251629.49 \times 550}{\pi \times 4500 \times 50}} = 303.77\text{mm} \quad (6.3)$$

取 $d = 310\text{mm}$ ，反过来求得 $r = 584.52\text{mm} = 585\text{mm}$ 。

6.2.2 安全座空隙的确定

扭转角为：

$$f_{\max} = \frac{Tl}{GI_p} \cdot \frac{180^\circ}{p} = \frac{Frl}{GI_p} \cdot \frac{180^\circ}{p} = \frac{T_5 r}{GI_p} \cdot \frac{180^\circ}{p} = \frac{2251629.49 \times 0.585}{80 \times 10^9 \times \frac{\pi \times 0.31^4}{32}} \cdot \frac{180^\circ}{p} = 3.726^\circ \quad (6.4)$$

T —扭力杆所受的扭矩；

G —剪切弹性模量；

I_p —扭力杆的扭转惯性矩。

取安全座中心距离 $l' = 3500\text{mm}$

$$\Delta l = r \sin f_{\max} = 585 \times \sin 3.762^\circ = 38.38\text{mm} \quad (6.5)$$

$$\text{由比例可求得安全空隙：} \Delta 2 = \frac{l'}{l} \cdot \Delta l = \frac{3500}{4500} \times 38.38 = 29.85\text{mm}。 \quad (6.6)$$

7 设备的可靠性与经济性评价

7.1 设备的可靠性

7.1.1 设备可靠度的计算

$$\text{由公式: } R(t) = \int_t^{\infty} f(t) dt = e^{-\int_0^t l(t) dt} = e^{-l t} \quad (6.7)$$

$R(t)$ —可靠度函数,取 $t = 600h$

λ —失效率,取 $l = 0.4 \times 10^{-3} 1/h$

$$R(t) = e^{-l t} \quad (6.8)$$

$$R(600) = e^{-\frac{600}{2500}} = 0.787$$

设备失效率浴盆曲线如图 6.1:

λ

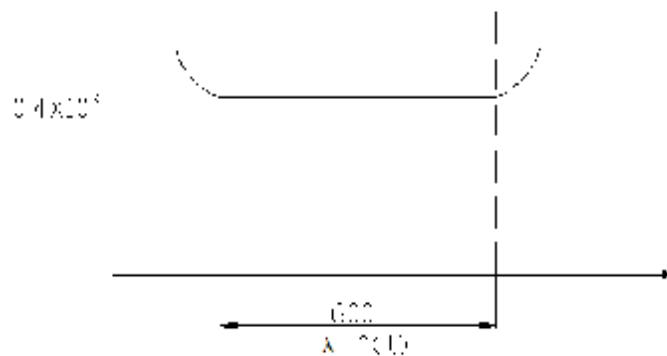


图 6.1 失效率浴盆曲线

7.1.2 设备平均寿命

平均寿命,即机械设备的可靠性另一个指标使用寿命,工作时间随机变量的期望值.

由公式:

$$\bar{t} = \int_0^{\infty} R(t) dt \quad (6.9)$$

\bar{t} —平均寿命

$R(t)$ —可靠性函数。

机械设备是可修复系统。若 $R(t) = e^{-lt}$ ，那么由下列公式求出寿命：

$$\bar{t} = \int_0^{\infty} e^{-lt} dt = \frac{1}{l} \quad (6.10)$$

l —设备的失效率，取 $l = 0.4 \times 10^{-3} 1/h$

若一次年修期间，统计维修 26 次，则机械寿命为：

$$t = 26 \times \bar{t} = 26 \times \frac{1}{l} = 26 \times 2500 = 65000h$$

7.1.3 机械设备的有效度

设备有效度—指年修期间的有效度即设备在这段工作运行的有效利用率。根据公式：

$$A = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR} \times 100\% \quad (6.11)$$

假设每班停机检查共 1080 小时，工作状态图见图 6.2 所示

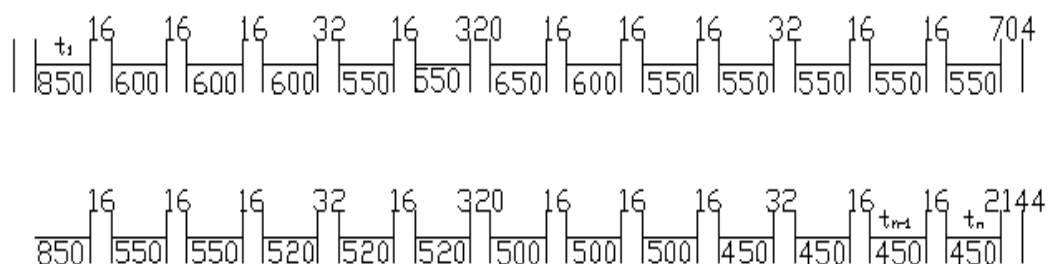


图 7.2 设备工作状态图

MTBF—平均工作时间

MTTR—平均故障间隔期

$$MTBF = \frac{\sum t_i}{n} = \frac{850 \times 2 + 600 \times 4 + 650 + 550 \times 9 + 520 \times 3 + 500 \times 3 + 450 \times 4}{26} = 560h$$

$$MTTR = \frac{\sum t_i}{n} = \frac{16 \times 18 + 32 \times 4 + 1080 + 2144 + 704 + 320 \times 2}{26} = 192h$$

$$A = \frac{560}{560 + 192} \times 100\% = 74.5\%$$

7.2 设备的经济性评价

7.2.1 投资回收期计算

由文献[8]可得到公式：

$$P_t = \frac{K_0}{H_m} \tag{6.12}$$

K_0 —总投资额， $K_0 = 90$ 万元
 H_m —年平均净收益， $H_m = 15$ 万元

$$P_t = \frac{90}{15} = 6\text{年}$$

由于 $P_c = 15$ 年，所以 $P_t < P_c$ ，经济可行。

投资回收期用平均年净收益来返本的总投资额。

投资回收期采用静态经济评价方法，设备投产后以每年取得的净收益计算，其中包括利润和设备折旧费。将全部投资即固定资产投资和流动资金回收所需时间，以年为单位并从建设年算起。

$$P_t = [\text{累计净现金流量开始出现正值年份数}] - 1 + \frac{\text{上一年累计净现金流量的绝对值}}{\text{当年净现金流量}}$$

由此可得到表 7.1

表 7.1 收益资料表

时 期	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
(年)															
建 设															
期															
年净	30	25	10	20	2	25	25	30	30	30	35	35	35	40	40
收益					2										
累 积	-3	-5	-4	-2	-	22	47	77	107	137	172	20	242	28	322
净 收	0	5	5	5	3							7		2	
益															

由表 7.1 可算得：

$$P_t = 6 - 1 + \frac{3}{25} = 5.12 \text{年}$$

由于 $P_c = 8$ 年，所以 $P_t < P_c$ ，经济上合理。

7.2.2 盈亏平衡分析

以年产量成本、利润评价一年产量的平衡点。年产量大于平衡点才能有净值，一般 62% 左右为好。

年产量 360t，每吨售价 0.4 万元，固定成本 30 万元，可变成本 70 万元利润

$$I = 360 \times 0.4 - 30 - 70 = 44 \text{万元}$$

V—单位可变成本

P—售价， $P=0.4$ 万元

B—固定成本， $B=30$ 万元

$$V = \frac{70}{360} = 0.2 \text{万元/吨}$$

$$Q_0 = \frac{B}{P - V} = \frac{30}{0.4 - 0.2} = 150 \text{t}$$

盈亏平衡图，见图 6.3 所示

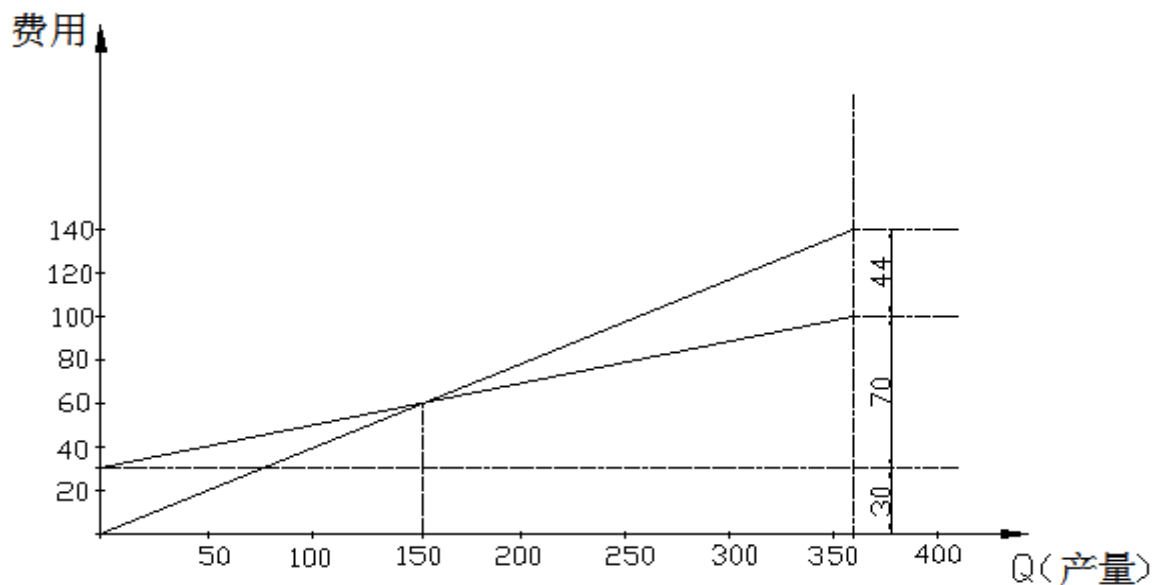


图 6.3 盈亏平衡图

总 结

150t 转炉倾动机构，作为转炉的驱动装置，起到不可或缺的作用。经过 12 周的设计，总结如下：

摘要部分，我简明扼要的叙述了转炉倾动机构的组成、作用，并配以英文翻译。

对于绪论方面，我从炼钢发展史出发，着重介绍了转炉的发展历程与国内外转炉炼钢的发展情况，并且叙述了转炉倾动装置的重要性。

对于方案选择与评述部分，我从转炉倾动装置的发展历程出发，介绍了三种不同形式的转炉倾动机构，并选择了本课题最合适的转炉倾动机构，在其他零部件方面，也做了具体的选择与介绍。

对于转炉倾动力矩的计算，我通过使用 solidworks3D 软件建模，绘出了炉壳和炉衬的 3D 图形，并计算出了在不同角度下，综合力矩的具体数据，预设并修正了耳轴位置，计算出了转炉的最大倾动力矩。

电机、联轴器和制动器选择方面，我通过计算得到的最大倾动力矩，选择了合适的电机，并校核合格，选定了合适的联轴器，同样校核合格，设计了合适的减速器，并校核合格，同时计算出减速时间。

传动装置设计方面，通过电机转速与转炉转速，计算出了总传动比，确定了分减速机与主减速机各级齿轮副的传动比和齿数，采用接触疲劳强度设计，弯曲疲劳强度校核，并校核合格。对于各级轴的设计，根据齿宽、材料等因素，确定了各个轴的每一段的轴径及长度，并通过弯扭合成校核合格。对于各个轴的轴承，查阅相关资料，选定了每根轴所需要的轴承，并且校核合格。

扭力杆缓冲止动装置方面，根据相关资料和减速机的整体布局，确定了扭力杆的长度，并计算出该长度下扭力杆的直径，并由扭力杆所受的扭矩，计算出了安全座的空隙。

对于该倾动装置的可靠性和经济型，由于所学知识有限，对这部分内容仅仅做出了初步的评价，对于一些公式的运用尚不灵活，难免会有纰漏，需日后学习中多汲取知识加以巩固，但通过计算结果得出该装置性能可靠，经济性合理。

12 周时间并不长，但是能从这次系统的设计中，了解到很多自己所学专业知识的运用价值，以及在未来设计时所要注意的东西。老师的悉心教导使我能更顺利的去完成这个课题，然而由于自己能力有限，本说明书中难免会出现错误，这也是需要自己不断去学习改进的地方，而且由于专业知识有限，作为一个倾动机构的整体，其中包含着一些本专业难以去完成的部分，这也是我以后再设计此类装置时需要去学习的部分。

致 谢

参考文献

- [1]巩云鹏, 田万禄, 张伟华, 黄秋波.机械设计课程设计[M].北京: 科学出版社, 2012: 1-299.
- [2]濮良贵, 纪名刚.机械设计[M].北京: 高等教育出版社, 2012: 186-383.
- [3]谭牧田.氧气转炉炼钢设备[M].北京: 机械工业出版社, 1983: 1-300.
- [4]张展.机械设计通用手册[M].北京: 中国劳动出版社, 1994: 1-700.
- [5]罗振才.炼钢机械 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 1999: 3-93.

- [6]刘鸿文. 材料力学 I（第 5 版）[M]. 北京：高等教育出版社，2011：12-209.
- [7]梁乃刚. 质量管理与可靠性 [M]. 北京：冶金工业出版社，1994：1-100.
- [8]于立君、郝利光.工程经济学（第二版）[M].北京：机械工业出版社，2010：1-100.
- [9]李柱、徐振高、蒋向前.互换性与测量技术[M].北京：高等教育出版社，2011：1-396.
- [10]孙家骥. 矿冶机械维修工程学 [M]. 北京：冶金工业出版社，1994：3-191.
- [11]黄亚玲. 转炉倾动机构系统非线性优化设计及软件开发[D]. 重庆：重庆大学，2006.
- [12]高耀东、王春香、关丽坤. ANSYS 在计算钢水包倾翻特性中的应用 [J]. 机械设计与制造，2007，6：164-165.
- [13]何铭新、钱可强.机械制图（第五版）[M].北京：高等教育出版社，2010：1-355