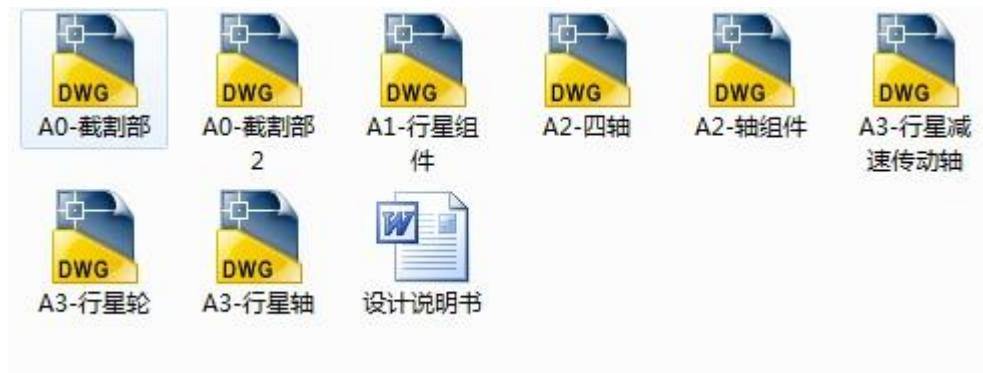


摘要

我国煤炭中薄煤层储量丰富，对小功率采煤机的需求量也比较大。而炮采安全性比较低，生产率也比较低；综采对设备要求较高，而且投资费用比较大。所以对中薄煤层来说开发适应高档普采的采煤机是非常必要的，而本设计的采煤机正是针对中薄煤层适应高普而进行的设计。

采煤机的截割部机械传动由三级直齿传动和一级行星机传动实现，且末级采用太阳轮浮动形式的行星传动。采取摇臂结构形式以增大滚筒的过煤空间进而提高装煤效率；为了适应不同的采高，通过更换三轴和四轴相应配对齿轮可实现三档变速实现三级工作转速分。并对各级齿轮及相应的传动轴进行了设计计算和相应的校核，结果满足设计要求。

关键词：采煤机；截割部；行星机构



全套图纸，加 153893706

Abstract

In the present coal mine of our country, the thin reserves of coal seam are still rich, are larger for the demand of the small-power machine of coal mining. And cannon pick safety comparison little, productivity is also low; Zong pick for equipment requirement higher, and investment cost is compared. So for in thin coal seam development meet the high general machine of coal mining is very necessary. The machine of model of coal mining only aim at in thin coal seam meet the high general design and that goes on.

The section of the machine of model of coal mining cut department mechanical transmission from 3 level directly tooth transmission and a level planet machine transmission realization, and end level adopts the planet transmission of the floating form of sun gear. Adopt to rocker arm configuration with the coal space of increase cylinder and then raising pack coal efficiency; To suit difference pick is 3 files speed changes high, through changing 3 axle and four-axle corresponding mating gear, can realize realize working rotational. And for different levels gear and corresponding power transmission shaft design calculation and corresponding school nucleus, as a result, satisfy design requirement.

Key words : Shearer ; Coal cutting part ; Planet organization

目 录

| | |
|--|----|
| 摘 要..... | I |
| Abstract..... | II |
| 第 1 章 绪论..... | 1 |
| 1.1 采煤机简介 | 1 |
| 1.2 国内外采煤机发展及使用状况 | 2 |
| 1.2.1 采煤机在我国的使用情况 | 2 |
| 1.2.2 采煤机在国外的发展和使用 | 4 |
| 1.3 采煤机截割部概述 | 6 |
| 1.4 设计意义 | 6 |
| 第 2 章 截割部传动总体设计 | 8 |
| 2.1 截割部主要设计参数 | 8 |
| 2.2 总体方案确定 | 8 |
| 2.3 截割部电动机的选 | 9 |
| 2.4 截割部传动比分配 | 11 |
| 第 3 章 截割部系统传动设计 | 13 |
| 3.1 齿轮设计 | 13 |
| 3.1.1 z_1, z_2 (惰轮) 齿轮设计与校核 | 13 |
| 3.1.2 z_3 大齿轮设计与校核 | 23 |
| 3.1.3 z_4, z_5 齿轮设计与校核 | 30 |
| 3.1.4 z_6 (惰轮) 齿轮设计与校核 | 40 |
| 3.1.5 z_7 大齿轮设计与校核 | 49 |
| 3.1.6 z_8, z_9, z_{10} 一级行星齿轮设计与校核 | 56 |
| 3.2 轴的设计校核及轴承寿命计算 | 66 |

| | | |
|---------|----------------------------|-----------|
| 3.2.1 | I 轴的设计校核及轴承寿命计算 | 66 |
| 3.2.2 | III轴的设计校核及轴承寿命计算 | 71 |
| 3.2.3 | IV轴的设计校核及轴承寿命计算 | 77 |
| 3.2.4 | 行星轮系太阳轮轴的设计校核及轴承寿命计算 | 83 |
| 3.2.5 | 一级行星轮轴的设计校核及轴承寿命计算 | 错误！未定义书签。 |
| 3.2.6 | 一级行星架支承轴承计算 | 错误！未定义书签。 |
| 结 论 | | 91 |
| 致 谢 | | 错误！未定义书签。 |
| 参 考 文 献 | | 错误！未定义书签。 |

CONTENTS

| | |
|--|----|
| Abstract | I |
| Abstract | II |
| Chapter 1 Introduction | 1 |
| 1.1 Introduction 1 Shearer..... | 1 |
| 1.2 The development and use status at home and abroad Shearer | 2 |
| 1.2.1 shearer use in China | 2 |
| 1.2.2 Shearer development and use abroad | 4 |
| 1.3 Overview shearer cutting unit | 6 |
| 1.4 Design of significance..... | 6 |
| Chapter 2 driving the overall design of cutting unit | 8 |
| 2.1 The main design parameters of cutting unit | 8 |
| 2.2 The overall scheme for the | 8 |
| 2.3 The selection of cutting the Department of Motor..... | 9 |
| 2.4 The distribution of cutting unit of transmission ratio..... | 11 |
| Chapter 3 Design of the Transmission System of cutting unit | 13 |
| 3.1 Gear Design..... | 13 |
| 3.1.1 z_1, z_2 (idler) gear design and Check..... | 13 |
| 3.1.2 z_3 Design and Check large gear..... | 23 |
| 3.1.3 z_4, z_4 Gear Design and Check | 30 |
| 3.1.4 z_6 (idler) gear design and Check | 40 |
| 3.1.5 z_7 Design and Verification of large gear..... | 49 |
| 3.1.6 z_8, z_9, z_{10} Design and Verification of a planetary gear | 56 |
| 3.2 shaft and bearing life calculation design check..... | 66 |
| 3.2.1 I shaft and bearing life calculation design check..... | 66 |
| 3.2.2 III shaft and bearing life calculation design check..... | 71 |

| | |
|--|----|
| 3.2.3 IV shaft and bearing life calculation design check..... | 77 |
| 3.2.4 Planetary Design of the sun axle and bearing life calculation checking | 83 |
| 3.2.5 Design of a planetary axle and bearing life calculation checking | 86 |
| 3.2.6 Calculation of a planet carrier supporting bearings Conclusions | 89 |
| Conclusions | 91 |
| Acknowledgements | 92 |
| Bibliography | 93 |

第1章 绪论

1.1 采煤机简介

所谓采煤机就是把煤由煤层中采落下来的机械。采煤机是机械化采煤作业的主要机械设备，其功能是落煤和装煤，在工作中能同时把煤装入输送机运出工作面。20世纪40年代初，英国和前苏联相继研制出了链式采煤机。这种采煤机是用截链截落煤，在截链上安装有被称为截齿的专用截煤刀具，其工作效率低。同时德国研制出了用刨削方式落煤的刨煤机。50年代初，英国和德国相继研制出了滚筒采煤机，在这种采煤机上安装有截煤滚筒，这是一种圆筒形部件，其上装有截齿，用截煤滚筒实现装煤和落煤。这种采煤机与可弯曲输送机配套，奠定了煤炭开采机械化的基础。这种采煤机的主要缺点有二，其一是截煤滚筒的安装高度不能在使用中调整，对煤层厚度及其变化适应性差；其二是截煤滚筒的装煤效率不佳，限制了采煤机生产率的提高。进入60年代，英国、德国、法国和前苏联先后对采煤机的截割滚筒做出两项革命性改进。其一是截煤滚筒可以在使用中调整其高度，完全解决对煤层赋存条件的适应性；其二是把圆筒形截煤滚筒改进成螺旋叶片式截煤滚筒， $P=R$ 即螺旋滚筒，极大地提高了装煤效果。这两项关键的改进是滚筒式采煤机成为现代化采煤机械的基础。可调高螺旋滚筒采煤机或刨煤机与液压支架和可弯曲输送机配套，构成综合机械化采煤设备，使煤炭生产进入高产、高效、安全和可靠的现代化发展阶段。从此，综合机械化采煤设备成为各国地下开采煤矿的发展方向。自70年代以来，综合机械化采煤设备朝着大功率、遥控、遥测方向发展，其性能逐渐完善，生产率和可靠性进一步提高。工况自动监测、故障诊断以及计算机数据处理和数显等先进的监控技术已经在采煤机上得到应用。

采煤机按牵引方式可分为链牵引和无链牵引。无链牵引的主要优点是：

- (1) 取消了工作面的牵引链，消除了断链事故和链子跳动伤人的事故；
- (2) 在同一工作面内可以同时使用两台或多台采煤机。从而可以降低生产成本，提高工作面的产量。特别适用于超长的高产高效的工作面的需要；

(3) 对底板起伏、工作面弯曲、煤层不规则等的适应性增强等优点。

目前煤矿井下广泛使用的采煤机有两类：滚筒式采煤机和刨煤机。由于滚筒式采煤机的采高范围大，对各种煤层适应性强，能截割硬煤，并能适应较复杂的顶底板条件，因而得到了广泛应用。现代采煤机必须满足以下要求：

- (1) 生产率满足要求。
- (2) 采煤机工作机构能适应煤层厚度变化而工作。
- (3) 机身所占空间较小，对薄煤层采煤机尤为重要。
- (4) 采煤机可拆成几个重要部件，以便下井和运输，也便于拆装和检修。
- (5) 所有电气设备都应具有防爆性能，采煤机能在有煤尘瓦斯爆炸危险的工作面内安全工作。
- (6) 电动机、传动装置和牵引部应具有超负荷安全保护装置。
- (7) 具有防滑装置，以防机器沿斜坡自动下滑。
- (8) 具有内外喷雾灭尘装置。
- (9) 工作稳定可靠，操作简单方便，操作手把或按钮尽量集中，日常维护工作少而容易。

1.2 国内外采煤机发展及使用状况

1.2.1 采煤机在我国的使用情况

我国的滚筒式采煤机从 20 世纪 60 年代开始自行研制，60 年代初研制成功第 1 台用于普采工作面的 DY150 型液压牵引采煤机，到 60 年代我们已经有了 MG400/920-WD 型大功率交流电牵引采煤机，整个技术水平得到了较大发展。总的看来，滚筒式采煤机总体技术的发展过程经历了：牵引方式从液压牵引到电牵引、驱动方式从单电机到多电机、总体结构从纵向布置到横向布置。采煤机的电控技术也随之逐步发展，从引进仿制到自行设计，从分立元件组成到集成化、PLC 和微机控制，逐步走向成熟，赶超国际同行先进水平^[5]。

以前，薄煤层采煤机可选机型少，可靠性差，功率低，单产低，使我国薄煤层产量逐年减少，弃采严重，资源浪费大，从 80 年代开始，薄煤层采煤

机从无到有得到稳定发展。随着薄煤层采煤机的推广应用，适用工作范围扩大，也暴露了许多缺陷和不足，限制了使用效果。根据薄煤层开采的迫切需要，开发适合国情的新一代大功率薄煤层采煤机是非常必要的。目前，哈尔滨煤矿机械研究所已经研制了五种机型的薄煤层采煤机，都已投入工作中。以几种有代表性的机型 BM1—100 型薄煤层采煤机， MG150B 型薄煤层采煤机和最新型的 MG300—BW1 型薄煤层采煤机^[6]。

我国近年来的攻关研究主要集中在交流电牵引采煤机的系列设计，控制系统及控制功能的开发上。开发的系列交流电牵引采煤机，已在国内煤矿逐步推广使用，取得了比较明显的经济效益。波兰与中国合作，成功研制了总装机功率 344KW 的 KSE-344 型薄煤层交流电牵引采煤机的基础上，陆续开发了用于薄煤层的 KSE-360 型、用于中厚煤层的 KSE-700 型、KSE-800RW/2BP 型和 KSE-535S/2BP 型等交流电牵引采煤机。美国 JOY 公司研制了 2LS-6LS 型多种多电机横向布置直流电牵引采煤机。德国开发了多种形式的电牵引采煤机，有截割电机纵向布置的 EWD-450/1100-L 型采煤机， ESA-300-L 型短机身直流电牵引采煤机等。日本三井三池制作所研制成功多种截割电机纵向布置的交流电牵引采煤机，主要有： MCLE400-DR6868 型； MCLE500-DR101101 型等。

我国从 20 世纪 70 年代中期开始引进采煤机，大体分为以下两个阶段： 80 年代为第一阶段，以单机引进为主，共引进三十二台。这些采煤机在山西、陕西、山东、黑龙江等一些煤矿试验，探索性地使用采煤机进行房柱式采煤法，有些矿井取得了成功的经验，有些矿井的使用效果不好^[7]。由于这些设备不配套，备件供应困难，设备维护和技术管理跟不上等原因，现基本上已停止使用。九十年代以来为第二阶段，以配套引进为主，神东公司和黄陵矿区先后引进了 27 台连续采煤机及其配套设备。1995 年大柳塔矿最高月进尺就已经到达 1051 米。2000 年以后，运用 12CM18-10D 连续采煤机和运煤车在 18m^2 断面掘进中，平均月进尺在 2000 米以上，榆家梁煤矿月进尺 2705 米，创造了 2002 年世界记录。上湾煤矿采用旺格维利采煤法，2002 年 4 月 20 日，两套采煤机日产原煤 10220 吨。同年，该矿用采煤机与连续运输系统等设备配套，在短壁综采工作面年生产原煤 219 万吨；用采煤机与运煤车等设备配套，在短壁综采工作面年生产原煤 101 万吨，均创造了同类机型 2002 年的世界最好成绩，同时工作面回采率达 70% 以上，节约了宝贵的煤炭资源。2003 年 1 月，上湾矿使用连续运输系统作为采煤机的配套设备实现煤巷掘进

4656 米的好成绩^[9~12]。在国内，虽然短壁机械化开采技术逐渐成熟，采煤机的使用日益增多，但目前我国各研究机构和煤机制造企业还没有开发、研制成功采煤机，没有成套国产化的采煤机供煤矿使用。煤炭科学研究院太原分院初步完成连续采煤机的设计方案，开发出与采煤机相配套使用的 XZ7000/24/45 型履带行走支架、LY1500/865-10 型连续运输系统和 GP460/150 型履带行走式给料破碎机。这些采煤机的配套设备在神东矿区、兖州矿区使用时，有些性能达到了国际水平^[11]。我国煤炭资源分布广泛，地质条件复杂多样。经过 30 多年的综合机械化开采，适合长壁开采的规则煤田越来越少，而“三下”压煤、残留煤柱和不规则煤的煤炭储藏量多达上百亿吨，长壁开采难以进行，不开采又必将对我国煤炭资源造成极大的浪费^[16, 17]。短壁开采技术能很好的解决这一问题，但短壁开采所使用的采煤机及其配套设备全部需要从国外进口，截齿、滚筒等易磨易损件更需要大量进口，这必然要影响生产效率、增加吨煤成本。虽然我国的普通滚筒采煤机研制技术比较成熟，但对于采煤机的研制却处于起步阶段，缺乏必要的基础研究工作。采煤机通常由截割机构、装载机构、履带行走机构、液压系统、电控系统、冷却喷雾除尘系统及安全保护装置等部分组成。其中，截割机构是采煤机的重要部件之一，一般包括两个外滚筒、一个截割链（或中间滚筒）。采煤机工作在煤或半煤岩条件下，工作面煤岩分布不均、性质多变，具有很大的随机性。截割机构直接作用在煤岩上，截割时呈悬臂状态，滚筒受力复杂，截割载荷变化大，容易引起机器较大的振动，从而降低了机器传动件和连接件的使用寿命，影响了机器工作的可靠性，并且增加了维修工作量和吨煤成本。因此说，对采煤机工作机构的研究是整机设计的基础。通过对工作机构上载荷状况的研究，找出其结构参数及运行参数对煤炭品质、生产效率和载荷波动等的影响关系，搞清连续采煤机截割的关键技术，为建立其工作机构的设计理论和方法，为研发适合我国煤层地质条件的国产连续采煤机，以及建设高产高效的现代化矿井和发展国民经济具有重要意义^[13]。

1.2.2 采煤机在国外的发展和使用

20 世纪 40 年代末，美国利诺斯（LEE-NORSE）公司首先在装煤机机身上安装了一个可摆动的落煤截割头，实现了割煤、落煤和装煤工序的机械化连

续作业，这就形成了采煤机的雏形^[14]。历经半个多世纪的发展，采煤机已经日臻完善，其采掘工艺也走向成熟，不仅在美国，而且世界许多国家，在房柱式采煤、回收边角煤以及长壁开采的煤巷快速掘进中得到了广泛应用，其单产、单进作业创造出前所未有的水平，为采煤界所公认^[15]。

按照落煤机构来划分，采煤机的发展大体经历三个阶段：第一阶段，20世纪40年代，以利诺斯公司的CM28H型和久益机械制造公司（JOY MANUFACTURING COMPANY）的3JCM型和6CM型为代表的截链式采煤机，主要用于开采煤炭、钾碱矿、铝土矿、页岩以及永冻土等。采煤机的生产能力低，且结构复杂，装煤效果差。第二阶段，50年代，以久益公司的8CM型为代表的摆动式截割头采煤机，生产能力较高，装煤效果较好，但机器工作时振动大，维护费用高。第三阶段，60年代至今，滚筒式连续采煤机高速发展，并日趋成熟。从80年代开始，随着开采工艺的发展和开采条件的提高，采煤机不断向大功率、多功能、系列化和自动化方向发展，使其适用性和智能性增强，逐渐成为先进产煤大国的主要采煤设备。第三代滚筒式连续采煤机，集破煤、落煤、装运、行走、电液系统及辅助装置为一体，达到了很高的制造水平，其中久益公司的12CM型、14CM型及17CM型系列产品代表了当前国际先进水平。90年代初期，塔姆洛克奥钢联研制出了集安全、环保和人类工程学于一体的ABM20型带有锚杆机的连续采煤机。2000年久益公司开发的连续采煤机加大了机器的质量和功率，改进了技术性能，使其强度增加，同时提高了运行速度，降低了吨煤成本。这种采煤机带有故障诊断装置并且具有标准的部件结构，有助于在生产过程中使停工事故降到最低程度。2003年美国菲尔奇公司又开发了一种F525型连续采煤机锚杆机，集采、掘、落、装、行、钻眼和支护等功能于一体，使采煤机的应用有了重大突破。国外十大煤炭企业中有美国的阿齐煤炭公司（美国第二大煤炭公司）、英国的RJB采矿有限公司（欧洲最大的煤炭公司）和南非的英格威煤炭公司等三家公司使用不同型号的采煤机进行开采，产煤量约占总产量的五分之一以上。美国是使用采煤机最多、使用效果最好的国家。全国各大煤炭公司共有2000多台采煤机，其采用短壁机械化采煤法的产量在井工采煤中一直处于领先地位^[16-19]，80年代中期占井工产量的70%以上。近年来，由于长壁综采的发展，采煤机开采的产量有所回落，但1999年产煤量为2.21亿吨，仍占井工煤炭总产量的53%^[7]。在美国，采煤机掘进平均班进尺60米，日产煤2000吨，有些高产工作面日进尺可达100米，月产量达10万吨。英国井工开采一直以长壁为

主，巷道掘进主要靠悬臂式掘进机，但自从 80 年代后期使用连续采煤机开采取得良好的效益以来，用采煤机掘进已经成为英国煤巷掘进的主要方法之一，约占总掘进量的 65%。南非和澳大利亚两国根据各自的煤层地质条件，在传统的房柱式开采基础上成功地开发出了旺格维利和西格玛两种短壁采煤方法^[8, 9]，扩大了采煤机的应用范围，提高了资源回收率。其中，南非全国约有 230 多台采煤机用于房柱式开采，其产量约占井工总产量的 90%^[10]。德国使用采煤机在海底煤层开采已有 40 多年的历史，效果显著，其中有 5 个工作面一直保持 200 万吨的年产量。另外，印度和加拿大等国家使用采煤机进行短壁开采，也取得了很好的经济效益。

1.3 采煤机截割部概述

采煤机截割部主要由箱体、原电机、输出轴、减速部分、除尘及冷却系统，润滑系统等组成。采煤机截割部减速器主要由固定减速器和摇臂行星减速起两部分组成，截割部承担截煤和装煤任务，是采煤机的主要部件之一。一个完善的工作机构应满足以下要求：

- (1) 能适应不同的煤层和有关地质条件。
- (2) 能充分利用煤壁的压张效应，降低能耗，提高块煤率，减少煤尘。
- (3) 能装煤和自开缺口。
- (4) 载荷均匀分布，机械效率高。
- (5) 结构简单，工作可靠，拆装维修方便。

采煤机的绝大部分功率是通过截割部减速器传递的。截割部工作载荷大，条件恶劣，外形尺寸受到严格限制，可靠性要求很高。而滚筒式采煤机的采高范围大，对各种煤层适应性强，能截割硬煤，并能适应较复杂的顶底板条件，因而得到了广泛的应用。

1.4 设计意义

随着现在我国经济的迅速发展，对能源的需求量日益增加，作为三大传统能源的煤已成为推动我国经济持续健康发展的重要能源保障。而我国目前

煤矿大部分都已经经过了多年的开采，由于技术的原因我们一直以来对薄煤层的开采还不到位，还是有很大的潜力的，对小功率采煤机的需求量会增加。所以说开发小功率采煤机有着长远的社会效益和良好的经济效益。而我国目前薄煤层采煤机的虽然有一些种类的产品，但远未成形系列化，而且目前的薄煤层采煤机不能满足实际工况的需要，我设计的采煤机正是针对中薄煤层的开采进行的设计，它的设计将有着重大的意义。

第2章 截割部传动总体设计

2.1 截割部主要设计参数

| | |
|--------|-----------------|
| 采煤高度 | 1.3 ~ 3.0mm |
| 适应倾角 | $\leq 30^\circ$ |
| 适应煤层硬度 | $f \leq 4$ |
| 机面高度 | $h \leq 1m$ |
| 工作转速 | 30 ~ 50r / min |
| 设计生产能力 | 500t / h |

2.2 总体方案确定

本次设计的采煤机吸收了国内外同类产品的成熟的先进结构，集可靠性和先进性于一体，具有适应我国的国情，故障率低，方便维修保养，提高开机率，适用范围广的特点，能够提高高档普采工作面的单机效率。采高范围：1.3~3.0；适应倾角： $\leq 30^\circ$ ；适应煤层硬度： $f \leq 4$ 。主要用于中薄煤层的高普或综采工作面，可采较硬煤质。是较薄煤层建设高产高效工作面的理想机型。

根据我国目前煤炭生产现状，结合制造及使用技术水平，确定本采煤机的设计方案是：

- (1) 采煤机的绝大部分功率是通过截煤部减速器传递的。截煤部工作载荷大，条件恶劣，外形尺寸受到严格限制，可靠性要求很高。截煤部的总传动比一般为 20—40，减速级数为 3—5 级。
- (2) 为满足电动机驱动和变速要求，截煤部传动系统中须有一对变速齿轮。
- (3) 为了保证摇臂有适当的长度，摇臂减速器中都装有若干个惰轮。
- (4) 在满足上述各项要求的同时，务使结构简单，操纵方便，尽可能贯彻标准化、通用化。

设计时采用一级行星减速机构, 行星减速器的工作原理为: 当太阳轮转动时, 驱动行星轮沿本身轴线自转, 因为齿圈固定不转, 所以迫使行星架沿其轴线转动。行星架通过花键和方形联接套联接, 将输出转矩传递到滚筒。行星齿轮是由四个行星轮同时啮合传动, 可以使功率分流, 即增大了传递功率, 又缩小了行星机构的体积。齿轮和太阳轮浮动, 行星架通过两端支承轴承定位在壳体上, 形成双浮动结构, 可以消除制造误差对载荷分配不均匀的影响。太阳轮与行星架有相对转动, 因此在太阳轮与行星架接触面间装有聚四氟乙烯垫块, 用以限制太阳轮的轴向窜动。

以上是本采煤机截割部的指导思想, 如图 1-1。

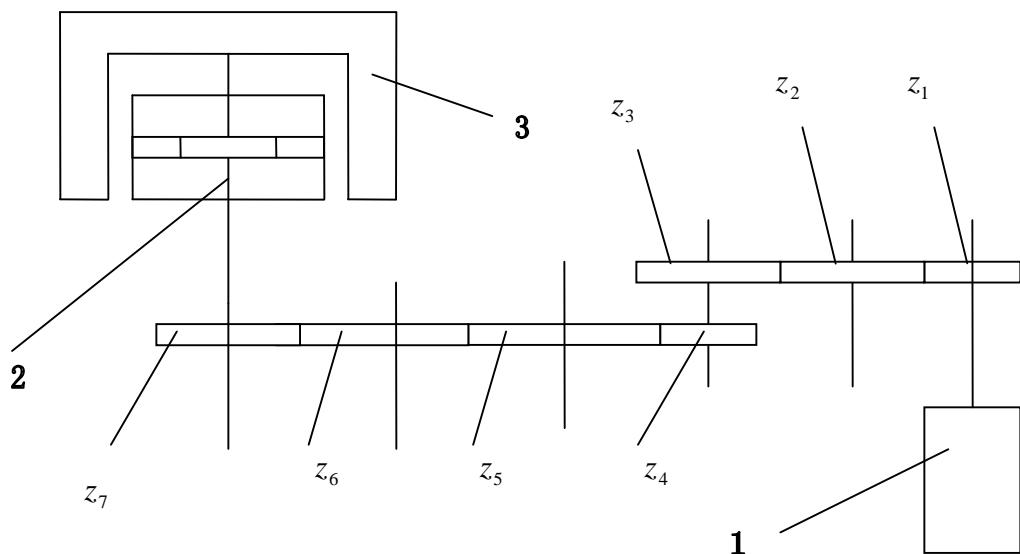


图 1-1 截割部传动方式

1、电动机 2、行星齿轮机构 3、滚筒

2.3 截割部电动机的选

装机功率:

$$N = \frac{60Q}{k_1 k_2} (0.6H_{WBX} + 0.4H'_{WBX})$$

式中: k_1 — 功率利用系数 $k_1 = 0.8$

k_2 —— 功率水平系数 $k_2 = 0.9$

k_3 —— 后滚筒工作条件系数 $k_3 = 0.8$

H_{WBX} —— 采煤机比能耗 $H_{WBX} = 0.40$

$$H_{WBX} = H_{WB} \frac{A_x}{A}$$

$$A_x = A = 300 \text{ N/mm}^2$$

$$H_{WBX} = H_{WB} = 0.40 \text{ kWh/t}$$

$$H'_{WBX} = k_3 H_{WBX}$$

$$N = \frac{60 \times 500}{60 \times 0.8 \times 0.9} \times (0.6 \times 0.4 + 0.4 \times 0.4 \times 0.8) \\ \approx 256 \text{ kW}$$

已知装机功率为 256kw, 按照 90% 的功率分配, 两个截割滚筒所需有效功率为 230.4kW, 一个则需要 115.2kW。

传动装置总功率

按《机械设计课程设计表》4.2-9

$$h = h_{\text{联}}^2 h_{\text{齿}}^2 h_{\text{承}}^4$$

联轴器效率 $h_{\text{联}} = 0.995$

齿轮啮合效率 $h_{\text{齿}} = 0.98$

轴承效率 $h_{\text{承}} = 0.99$

传动装置总效率 $h = 0.995^2 \times 0.98^2 \times 0.99^4 = 0.913$

所需电机输出功率: $p = \frac{P_w}{h} = 126.18 \text{ kW}$

通过查阅资料进行计算分配，根据抚顺电机厂的技术资料查得其主要技术参数如下表 2.1—1 电机特征：

表 2.1—1 电机特征

| 电机型号 | 功率(kW) | 转速(n/min) | 电压(V) |
|------------------------|--------|-----------|-------|
| YBCS ₂ —132 | 132 | 1455 | 1140 |

2.4 截割部传动比分配

该机构主要由箱体，原动机，输出轴，减速部分，除尘及冷却系统，润滑系统等组成。电动机功率 132kw，电动机转速 1455r/min，根据设计需要，欲把滚筒输出转速控制在 40r/min 左右，所以 $i_{\text{总}} = \frac{1455}{40} = 36.375$ ，根据传动比的分配原则分配传动比。本设计结构采用三级直齿传动和一级行星传动，行星传动的作用是使速度在很短的时间内达到快速降速的目的。所以传动比最大处在行星减速器上，这里取行星减速器的传动比为 4.94，三级直齿传动比分别为 2.10、1.296 或 1.48 或 1.57、2.278。即：

$$\text{第一级} \quad i_1 = 2.10;$$

$$\text{第二级} \quad i_2 = 1.296 \text{ 或 } i_2 = 1.48 \text{ 或 } i_2 = 1.57 \text{ (变速齿轮);}$$

$$\text{第三级} \quad i_3 = 2.278;$$

$$\text{第四级} \quad i_{\text{行}} = 4.94.$$

则总传动比：

高速

$$i_{\text{总}} = i_1 \times i_2 \times i_3 \times i_{\text{行}} = 2.1 \times 1.296 \times 2.278 \times 4.94 = 30.627;$$

中速

$$i_{\text{总}} = i_1 \times i_2 \times i_3 \times i_{\text{行}} = 2.1 \times 1.48 \times 2.278 \times 4.94 = 34.975;$$

低速

$$i_{\text{总}} = i_1 \times i_2 \times i_3 \times i_{\text{行}} = 2.1 \times 1.57 \times 2.278 \times 4.94 = 37.102。$$

传动方案基本上满足要求。

所以输出转速（即滚筒转速）：

高速 $n_1 = \frac{1455}{30.627} = 47.507 \text{ r/min}$

中速 $n_2 = \frac{1455}{34.975} = 41.601 \text{ r/min}$

低速 $n_3 = \frac{1455}{37.102} = 39.216 \text{ r/min}$

输出转矩：

高速 $T_1 = \frac{9550P}{N} = 9550 \times \frac{81.97}{47.507} = 16.478 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{M}$

中速 $T_1 = \frac{9550P}{N} = 9550 \times \frac{81.97}{41.601} = 18.817 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{M}$

低速 $T_1 = \frac{9550P}{N} = 9550 \times \frac{81.97}{39.216} = 19.962 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{M}$

下面将分别介绍各个部件设计计算及其校核过程。

第3章 截割部系统传动设计

3.1 齿轮设计

3.1.1 z_1, z_2 (惰轮) 齿轮设计与校核

1. 初步确定主要参数

在初步设计齿轮时, z_1, z_2 齿轮材料初定为 $20CrMnTi$ (渗碳+淬火+低温回火), 硬度 $\geq 62HRC$ 。根据齿面接触强度, 可按下列公式估算齿轮传动的尺寸:

$$a \geq A_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{j_a u s_{HP}^2}} \text{ (mm)} \quad (3-1)$$

$$d_1 \geq A_d \sqrt[3]{\frac{KT_1}{j_d s_{HP}^2}} \sqrt[3]{\frac{u \pm 1}{u}} \text{ (mm)} \quad (3-2)$$

式中 K ——载荷系数常用值 $K = 2$;

A_a 、 A_d ——刚对钢配对的齿轮副的值 查表 13-1-75^[1] 得

直齿轮 $A_a = 483$ 、 $A_d = 766$;

j_a ——对中心矩的齿宽系数 $j_a = \frac{j_d}{0.5(u \pm 1)}$ 按表 13-1-77^[1] 圆整,

取对分度圆直径的齿宽系数 $j_d = 0.4$ 。则 $j_a = 0.29$, 圆整取 $j_a = 0.3$;

s_{HP} ——许用接触应力 (N/mm^2), 推荐 $s_{HP} \approx 0.9s_{H\lim}$ (N/mm^2);

$s_{H\lim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限 (N/mm^2), 见图 13-1-23^[1] (b),

$$S_{HLM1} = 1500 \text{ MPa} \quad S_{HLM2} = 1300 \text{ MPa} \text{ 取较小值;}$$

$$S_{HP} \approx 0.9 S_{HLM} = 0.9 \times 1300 = 1180 \text{ N/mm}^2$$

$$T = 9549P/N = 9549 \times 132/1455 = 866.4 \text{ N}\cdot\text{M}$$

将以上系数代入式 (3-1)、(3-2) 得:

$$a \geq 483(2.05+1) \times \sqrt[3]{\frac{2 \times 866.4}{0.3 \times 1180^2 \times 2.05}} = 186.3 \text{ mm, 取 } a = 189 \text{ mm,}$$

$$d_1 \geq 766 \times \sqrt[3]{\frac{2 \times 866.4}{0.4 \times 1180^2} \times \frac{2.05+1}{2.05}} = 127.7 \text{ mm}$$

$$\text{初选 } m = 6, \text{ 由公式 } z = \frac{2a}{m(1+m)} = \frac{2 \times 190}{6 \times (2.05+1)} = 20.7, \text{ 取 } z_1 = 20,$$

$$z_2 = z_1 \times i = 20 \times 2.05 = 41 \text{ 取 } z_2 = 41.$$

2. 计算 z_1, z_2 齿的几何尺寸

(1) 喷合角 a' :

$$\begin{aligned} \cos a' &= \frac{m}{2a} (z_1 + z_2) \cos 20^\circ \\ &= \frac{6}{2 \times 189} (20 + 41) \cos 20^\circ = 0.9098 \end{aligned}$$

得 $a' = 24.5^\circ$

$$(2) \text{ 实际中心距 } a': a' = a \times \frac{\cos a}{\cos a'} = 189 \times \frac{\cos 20^\circ}{\cos 24.5^\circ} = 195 \text{ mm.}$$

$$(3) \text{ 分度圆分离系数 } y: y = \frac{a' - a}{m} = \frac{195 - 189}{6} = 1.$$

$$(4) \text{ 齿顶高变动系数 } d: d = (x_1 + x_2) - y = 0.$$

(5) 齿轮的几何尺寸:

$$d_1 = mz_1 = 6 \times 20 = 120 \text{ mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 6 \times 41 = 246 \text{ mm}$$

$$\text{节圆直径 } d_{w1} = 2a' \frac{z_1}{z_1 + z_2} = 2 \times 195 \times \frac{20}{20 + 41} = 127.87 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = 2a' \frac{z_2}{z_1 + z_2} = 2 \times 195 \times \frac{41}{20 + 41} = 262.13 \text{ mm}$$

$$\text{基圆 } d_{b1} = d_1 \cos a = 120 \cos 20^\circ = 112.76 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos a = 246 \cos 20^\circ = 231.16 \text{ mm}$$

$$\text{齿顶圆 } d_{a1} = d_1 + (2h_a^* + x_1 - d)m = 120 + 2(1 + 0 - 0) \times 6 = 132 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + (2h_a^* + x_2 - d)m = 246 + 2(1 + 0 - 0) \times 6 = 258 \text{ mm}$$

$$\text{齿根圆 } d_{f1} = d_1 - (2h_a^* + c * -x_1)m = 120 - 2(1 + 0.25 - 0) \times 6 = 105 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - (2h_a^* + c * -x_2)m = 246 - 2(1 + 0.25 - 0) \times 6 = 231 \text{ mm}$$

(6) 计算齿顶圆压力角 a_a :

$$a_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \arccos \frac{112.76}{132} = 31.32^\circ$$

$$a_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \arccos \frac{231.16}{258} = 26.367^\circ$$

$$\begin{aligned} e &= \frac{1}{2p} [z_1(\tan a_{a1} - \tan a') + z_2(\tan a_{a2} - \tan a')] \\ &= \frac{1}{2p} [(\tan 31.32^\circ - \tan 24.5^\circ) + 41(\tan 26.367^\circ - \tan 24.5^\circ)] \\ &= 1.639 \end{aligned}$$

3. 齿面接触强度校核计算

(1) 计算接触应力:

$$\text{小轮: } s_{H1} = Z_B s_{HO} \sqrt{K_A K_V K_{Hb} K_{Ha}} \quad (3-3)$$

$$\text{大轮: } s_{H2} = Z_D s_{HO} \sqrt{K_A K_V K_{Hb} K_{Ha}} \quad (3-4)$$

式中 K_A ——使用系数, 见表13-1-82^[1]、表13-1-81^[1]原动机工作特性示

例及表 13-1-83 工作机工作特性示例, $K_A = 1.75$;

K_V ——动载系数, 由图13-81-4^[4], 根据 v 查得 $k_v = 1.18$,

$$v = \frac{pd_1n_1}{60 \times 1000} = \frac{p \times 120 \times 1455}{60 \times 1000} = 9.14 \text{ m/s};$$

K_{Hb} ——接触强度计算的齿向载荷分布系数, 见表13-1-98^[1],

$$k_{Hb} = 1.12 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.23 10^{-3} b$$

$$b = j_d \times d_1 = 0.4 \times 120 = 48 \text{ mm}$$

$$k_{Hb} = 1.12 + 0.18 \times 0.4^2 + 0.21 3^{-3} \times 48 = 1.147;$$

K_{Ha} ——接触强度计算的齿间载荷分配系数,

见表13-1-102^[1], 查得 $K_{Ha} = 1.1$;

Z_B 、 Z_D ——小轮及大轮单对齿啮合系数, 见表13-1-102^[1],

因 $e_a < 2$ 。当 $M_1 > 1$ 时, $Z_B = M_1$; 当 $M_1 \leq 1$ 时, $Z_B = 1$;
当 $M_2 > 1$ 时, $Z_D = M_2$; 当 $M_2 \leq 1$ 时, $Z_D = 1$ 。

$$\begin{aligned}
M_1 &= \frac{\tan a'}{\sqrt{\sqrt{[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2p}{z_1}][\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (e_a - 1)\frac{2p}{z_2}]}}} \\
&= \frac{\tan 24.5}{\sqrt{\sqrt{[\frac{132^2}{112.76^2} - 1 - \frac{2p}{20}][\sqrt{\frac{258^2}{231.16^2} - 1} - (1.639 - 1)\frac{2p}{41}]}}} \\
&= 1.065 > 1
\end{aligned}$$

取 $Z_B = 1.605$;

$$\begin{aligned}
M_2 &= \frac{\tan a'}{\sqrt{\sqrt{[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2p}{z_2}][\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (e_a - 1)\frac{2p}{z_1}]}}} \\
&= \frac{\tan 24.5^\circ}{\sqrt{\sqrt{[\sqrt{\frac{258^2}{231.16^2} - 1} - \frac{2p}{41}][\sqrt{\frac{132^2}{112.76^2} - 1} - (1.65 - 1)\frac{2p}{20}]}}} \\
&= 0.83 < 1
\end{aligned}$$

取 $Z_D = 1.0$ 。

s_{HO} —— 节点处计算接触应力的基本值 (N/mm²),

计算接触应力的基本值:

$$s_{HO} = Z_H Z_E Z_e Z_b \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u \pm 1}{g}} ; \quad (3-5)$$

Z_H —— 节点区域系数;

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cos b_b \cos a'}{\cos^2 a' \sin a}} = \sqrt{\frac{2 \cos 0^\circ \cos 24.5^\circ}{\cos^2 24.5^\circ \sin 20^\circ}} = 2.495$$

Z_E —— 弹性系数 ($\sqrt{\text{N/mm}^2}$), 见表 13-1-105^[1], $Z_E = 189.8\sqrt{\text{N/mm}^2}$;

Z_e —— 重合度系数; $z_t = \sqrt{\frac{4-e_a}{3}} = \sqrt{\frac{4-1.65}{3}} = 0.885$

Z_b —— 螺旋角系数; $Z_b = \sqrt{\cos b} = \sqrt{\cos 0^\circ} = 1$

F_t —— 端面内分度圆上的名义切向力 (N);

$$F_t = 2000 \times \frac{T_1}{d_{w1}} = 2000 \times \frac{866.4}{124} = 13974 \text{ N}$$

b —— 工作齿宽 (mm); $b = j_d \times d_1 = 0.4 \times 120 = 48 \text{ mm}$

m_n —— 法向模数 (mm); $m_n = 6 \text{ mm}$

将以上系数带入 (3-5) 式得:

$$j_{HD} = 2.495 \times 189.8 \times 0.885 \times 1 \times \sqrt{\frac{13974}{48 \times 120} \times \frac{2.05+1}{2.05}} = 796.218 \text{ N/mm}^2$$

将以上结果带入 (3-3)、(3-4) 得:

$$s_{H1} = 1.065 \times 796.218 \times \sqrt{1.75 \times 1.18 \times 1.147 \times 1.1} = 1368 \text{ N/mm}^2$$

$$s_{H2} = 796.218 \times \sqrt{1.75 \times 1.18 \times 1.147 \times 1.1} = 1258.198 \text{ N/mm}^2$$

(2) 许用接触应力:

$$s_{HG} = s_{H\lim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (3-6)$$

式中 s_{HG} —— 计算齿轮的接触极限应力 (N/mm^2);

$s_{H\lim}$ —— 试取齿轮的接触疲劳极限 (MPa);

$$j_{H\lim 1} = 1500 \text{ MPa}, \quad j_{H\lim 2} = 1300 \text{ MPa}$$

Z_{NT} ——接触强度计算的寿命系数, 工作寿命 2 万小时计算;

应力循环次数为:

$$N_{L1} = 60nL_h = 60 \times 1455 \times 2 \times 10^4 = 1.746 \times 10^9$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{i_1} = \frac{1.746 \times 10^9}{2.05} = 0.852 \times 10^9$$

见图 13-1-26 查得: $N_c = 5 \times 10^7$,

根据公式 $Z_{NT} = \left(\frac{5 \times 10^7}{N_L} \right)^{0.0306}$ 计算得:

$$Z_{NT1} = 0.897, \quad Z_{NT2} = 0.917$$

Z_L ——润滑剂系数, Z_V ——速度系数, Z_R ——粗糙度系数;

见表 13-1-108^[1], 持久强度 $N_L \geq N_c$, $Z_L Z_V Z_R = 0.92$

Z_w ——工作硬化系数; $Z_w = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700}$, $Z_{w1} = 1.18$, $Z_{w2} = 1.19$

Z_x ——接触强度计算的尺寸系数, 渗碳淬火钢;

$$Z_x = 1.076 - 0.0109m_n = 1.076 - 0.0109 \times 6 = 1.0106$$

将以上系数带入 (3-6) 式得:

$$S_{HG1} = 1500 \times 0.897 \times 0.92 \times 1.18 \times 1.0106 = 1476.158 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{HG2} = 1300 \times 0.917 \times 0.92 \times 1.19 \times 1.0106 = 1318.945 \text{ N/mm}^2$$

(3) 计算安全系数:

$$S_{H1} = \frac{S_{HG1}}{S_{H1}} = \frac{1476.158}{1368} = 1.07 > 1$$

$$S_{H2} = \frac{S_{HG2}}{S_{H2}} = \frac{1318.954}{12/8.198} = 1.02 > 1$$

$S_{H\lim}$ ——最小安全系数, 见[1]表 13-1-110, 取 $S_{H\lim} = 1$ 。

所以 Z_1, Z_2 齿面接触强度满足要求。

4. 轮齿弯曲强度校核计算

(1) 计算齿根应力:

$$S_F = S_{F0} K_A K_V K_{Fb} K_{Fa} \quad (3-7)$$

式中 K_A, K_V ——使用系数, 动载荷系数同齿面接触强度中的值;

$$\text{取: } K_A = 1.75 \quad K_V = 1.18$$

K_{Fb} ——弯曲强度计算的齿向载荷分布系数;

$$K_{Fb} = (K_{Hb})^N = (1.147)^{0.73}$$

$$N = \frac{(\frac{b}{h})^2}{1 + (\frac{b}{h}) + (\frac{b}{h})^2} = \frac{(\frac{48}{13.5})^2}{1 + (\frac{48}{13.5}) + (\frac{48}{13.5})^2} = 0.73$$

K_{Fa} ——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数, $K_{Fa} = K_{Ha} = 1.1$;

S_{F0} ——齿根应力的基本值 (N/mm²)。

计算齿根应力的基本值:

$$S_{F0} = \frac{F_t}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_b \quad (3-8)$$

式中 Y_{Fa} ——载荷作用于齿顶时的齿形系数,

按图 13-1-38^[1] 可查: $a_n = 20^\circ, \frac{h_{ap}}{m_n} = 1, \frac{h_{fp}}{m_n} = 1.25, \frac{r_{fp}}{m_n} = 0.38$.

时, 当 $Z_1 = 20$ 时 $Y_{sa1} = 1.55$, 当 $Z_2 = 41$ 时, $Y_{sa2} = 1.67$;

Y_{sa} ——载荷作用于齿顶时的应力修正系数,

按图 13-1-43^[1] 可查: $a_n = 20^\circ, \frac{h_{ap}}{m_n} = 1, \frac{h_{fp}}{m_n} = 1.25, \frac{r_{fp}}{m_n} = 0.38$ 时,

当 $Z_1 = 20$ 时, $Y_{sa2} = 1.55$; 当 $Z_2 = 41$ 时, $Y_{sa2} = 1.67$;

Y_e ——重合度系数, $Y_e = 0.25 + \frac{0.75}{e_a} = 0.25 + \frac{0.75}{1.652} = 0.7$;

Y_b ——螺旋角系数, 当 $b = 0^\circ$ 时, $Y_b = 1$ 。

$$\frac{F_t}{bm} = \frac{13974}{48 \times 6} = 48.52; \quad \frac{F_t}{b \times m} = 23.67$$

将以上系数带入式 (3-8) 得:

$$S_{FO1} = 48.52 \times 2.8 \times 1.55 \times 0.7 \times 1 = 147.4 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{FO2} = 23.6 \times 2.39 \times 1.67 \times 0.7 \times 1 = 66.13 \text{ N/mm}^2$$

将以上结果带入式 (3-7) 得:

$$S_{F1} = 147.4 \times 1.75 \times 1.18 \times 1.105 \times 1.1 = 369.96 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{F2} = 66.13 \times 1.75 \times 1.18 \times 1.105 \times 1.1 = 165.99 \text{ N/mm}^2$$

(2) 许用齿根应力:

$$S_{FG} = S_{F \lim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{drelT} Y_{RrelT} Y_X \quad (3-9)$$

式中 s_{FG} ——计算齿轮的弯曲极限应力 (N/mm²);

s_{FLim} ——试取齿轮的齿根弯曲疲劳极限 (MPa),

$$s_{FLim1} = s_{FLim2} = 450 \text{ MPa} ;$$

Y_{ST} ——试验齿轮的应力修正系数, 取 $Y_{ST} = 2.0$;

Y_{NT} ——弯曲强度计算的寿命系数,

见[1]图 13-1-55 查得: $Y_{NT1} = 0.88$, $Y_{NT2} = 0.89$;

Y_{drelT} ——相对齿根圆角敏感系数, 见图 13-1-57^[1]查得 $Y_{drelT} = 1.0$;

Y_{RrelT} ——相对齿根表面状况系数, 见图 13-1-58^[1]查得 $Y_{RrelT} = 1.03$;

Y_X ——弯曲强度计算的尺寸系数, 由表 13-1-119^[1] 得 $Y_X = 1.0$ 。

将以上系数带入 (3-9) 式得:

$$s_{FG1} = 450 \times 2.0 \times 0.88 \times 1.0 \times 1.03 \times 1.0 = 815.76 \text{ N/mm}^2$$

$$s_{FG2} = 450 \times 2.0 \times 0.89 \times 1.0 \times 1.03 \times 1.0 = 825.03 \text{ N/mm}^2$$

(3) 计算安全系数:

$$S_{F1} = \frac{s_{FG1}}{s_{F1}} = \frac{815.76}{369.96} = 2.2 > S_{FLIM}$$

$$S_{F2} = \frac{825.03}{165.99} = 4.97 > S_{FLIM}$$

S_{FLIM} ——最小安全系数, 见表 13-1-110^[1]。按较高可靠度取 $S_{FLIM} = 1.6$ 。

所以 z_1, z_2 齿弯曲强度满足要求。

3.1.2 z_3 大齿轮设计与校核

1. 确定基本参数

Z_3 为减速器大齿轮, 所以材料初定为 18Cr2Ni4WA。 z_1, z_2 齿轮啮合由于传动比选定 $i=2.05$, 因为 z_2 为惰轮, z_1, z_3 齿轮啮合由于传动比已选定 $i=2.10$ 。

所以 z_2, z_3 齿轮啮合传动比 $i=\frac{2.1}{2.05}=1.0243$ 。计算得:

$$z_3 = iz_2 = 1.0243 \times 41 = 41.996, \text{ 取 } z_3 = 42。m_n = 6\text{mm}。$$

2. 计算 z_3 齿的几何尺寸

(1) 喷合角 a' :

$$a = \frac{m(Z_2 + Z_3)}{2} = 249\text{mm}$$

$$\cos a' = \frac{m}{2a} (z_2 + z_3) \cos 20^\circ = \frac{6}{2 \times 249} (41 + 42) \cos 20^\circ = \cos 20^\circ$$

得 $a' = 20^\circ$ 。

(2) 实际中心距 a' (mm): $a' = \frac{a \cos a}{\cos a'} = \frac{249 \times \cos 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 249\text{mm}$ 。

(3) 分度圆分离系数 y : $y = \frac{a' - a}{m} = \frac{243 - 243}{6} = 0$ 。

(4) 齿顶高变动系数 d : $d = 0$ 。

(5) 齿轮的几何尺寸:

$$d_3 = mZ_3 = 6 \times 42 = 252\text{mm}$$

$$d_{w3} = 2a' \frac{z_3}{z_1 + z_2} 2 \times 249 \times \frac{42}{41 + 42} = 252\text{mm}$$

$$d_{b3} = d_3 \times \cos a = 252 \times \cos 20^\circ = 236.8 \text{mm}$$

$$d_{a3} = d_3 + (2h_a^* + x_3 - d)m = 252 + 2(1 + 0 - 0) \times 6 = 264 \text{mm}$$

$$d_{f3} = d_3 - (2h_a^* + c^* - x_3)m = 252 - 2(1 + 0.5 - 0) \times 6 = 237 \text{mm}$$

(6) 计算齿顶圆压力角 a_a :

$$a_{a3} = \arccos \frac{d_{b3}}{d_{a3}} = \arccos \frac{236.8}{264} 26.237^\circ$$

$$\begin{aligned} e &= \frac{1}{2p} [z_2(\tan a_{a2} - \tan a') + z_3(\tan a_{a3} - \tan a')] \\ &= \frac{1}{2p} [41(\tan 26.237^\circ - \tan 20^\circ) + 42(\tan 26.273^\circ - \tan 20^\circ)] \\ &= 1.704 \end{aligned}$$

3. 齿面接触强度校核计算

(1) 计算接触应力:

$$\text{大轮: } s_{H3} = Z_D s_{HO} \sqrt{K_A K_V K_{Hb} K_{Ha}} \quad (3-10)$$

式中 K_A ——使用系数, 见表[1]13-1-81; 表 13-1-82 原动机工作特性

示例及[1]表 13-1-83 工作机工作特性示例, $K_A = 1.75$;

K_v ——动载系数, 由图 13-1-14 查得 $k_v = 1.16$;

$$v = \frac{pd_2n_2}{60 \times 1000} = \frac{p \times 246 \times 1455 \times \frac{20}{41}}{60 \times 1000} = 9.317 \text{m/s}$$

K_{Hb} ——接触强度计算的齿向载荷分布系数, 见表 13-1-99;

$$K_{Hb} = 1.12 + 0.18 \left(\frac{b}{d_3} \right)^2 + 0.23 \times 10^{-3} b, \quad b = j_d \times d_3 = 100.8 \text{ mm}$$

$$= 1.12 + 0.18 \times (0.4)^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 100.8 = 1.17$$

K_{Ha} ——接触强度计算的齿间载荷分配系数,

见[1]表 13-1-102 查得: $K_{Ha} = 1.0$;

Z_D ——大轮单对齿啮合系数, 见表 13-1-104^[1];

因 $e_a < 2$ 。当 $M_3 > 1$ 时, $Z_D = M_3$; 当 $M_3 \leq 1$ 时, $Z_D = 1$ 。

$$\begin{aligned} M_3 &= \frac{\tan a'}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a3}^2}{d_{b3}^2} - 1} - \frac{2p}{z_3} \right] \left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (e_a - 1) \frac{2p}{z_2} \right]}} \\ &= \frac{\tan 20^\circ}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{264^2}{236.8^2} - 1} - \frac{2p}{42} \right] \left[\sqrt{\frac{258^2}{231.6^2} - 1} - (1.76 - 1) \frac{2p}{41} \right]}} \\ &= 1.0086 \end{aligned}$$

取 $z_D = 1.0086$

s_{HO} ——节点处计算接触应力的基本值 (N/mm^2);

计算接触应力的基本值:

$$s_{HO} = Z_H Z_E Z_e Z_b \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u \pm 1}{u}} \quad (3-11)$$

式中 Z_H ——节点区域系数;

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos b_b \cos a_t'}{\cos^2 a_t \sin a_t}} = \sqrt{\frac{2 \cos 0^\circ \cos 20^\circ}{\cos^2 20^\circ \sin 20^\circ}} = 2.495$$

Z_E —— 弹性系数 ($\sqrt{\text{N/mm}^2}$)。见表 13-1-10^[1], $Z_E = 189.8\sqrt{\text{N/mm}^2}$;

$$Z_e \text{ —— 重合度系数 } Z_e = \sqrt{\frac{4-e_a}{3}} = \sqrt{\frac{4-1.76}{3}} = 0.864;$$

$$Z_b \text{ —— 螺旋角系数 } Z_b = \sqrt{\cos b} = \sqrt{\cos 0^\circ} = 1;$$

F_t —— 端面内分度圆上的切向力 (N)。

$$F_t = 2000 \times \frac{T_2}{d_{w2}} = 2000 \times \frac{1626.47}{254} = 12806.85 \text{ N}$$

$$\text{其中 } T_2 = 9549 \frac{P_2}{N_2} = 9549 \times \frac{132 \times 0.957^2}{1455 \times \frac{20}{41}} = 1626.47 \text{ N} \cdot \text{M};$$

b —— 工作齿宽, $b = j_d \times d_2 = 0.4 \times 246 = 98.4 \text{ mm}$;

m_n —— 法向模数, $m_n = 6 \text{ mm}$ 。

将以上系数带入 (3-11) 式得:

$$S_{HD} = 2.495 \times 189.8 \times 0.864 \times 1 \times \sqrt{\frac{12806.85}{98.4 \times 246} \times \frac{1.0243 + 1}{1.0243}} = 418.37 \text{ N/mm}^2$$

将以上结果带入 (3-10) 得:

$$S_{H3} = 1.0086 \times 418.37 \times \sqrt{1.57 \times 1.16 \times 1.17 \times 1} = 650.26 \text{ N/mm}^2$$

(2) 许用接触应力:

$$S_{HG} = S_{H\lim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (3-12)$$

式中 s_{HG} ——计算齿轮的接触极限应力 (N/mm²);

s_{HLim} ——试取齿轮的接触疲劳极限 (MPa) $s_{HLim3} = 1650$ MPa;

Z_{NT} ——接触强度计算的寿命系数。工作寿命 2 万小时计算;

$$N_{L3} = 60 \times n_3 \times L_N = 60 \times \frac{1455}{2.1} \times 2 \times 10^4 = 8.3 \times 10^8$$

或根据公式 $Z_{NT} = \left(\frac{N_c}{N_{L3}} \right)^{0.0306}$, 见图 13-1-16^[1] 查得 $N_c = 5 \times 10^7$

$$\text{所以 } Z_{NT} = \left(\frac{5 \times 10^7}{8.3 \times 10^8} \right)^{0.0306} = 0.918$$

Z_L ——润滑剂系数, Z_V ——速度系数, Z_R ——粗糙度系数,

见表 13-1-108 持久强度 $N_L \geq N_c$; $Z_L Z_V Z_R = 0.92$;

Z_w ——工作硬化系数 $Z_w = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700}$, $Z_{w3} = 1.19$;

Z_x ——接触强度计算的尺寸系数;

$$Z_x = 1.76 - 0.0109 m_n = 1.76 - 0.0109 \times 6 = 1.0106$$

将以上系数带入 (3-12) 式得:

$$s_{HG3} = 1650 \times 0.918 \times 0.92 \times 1.19 \times 1.0106 = 1675.87 \text{ N/mm}^2$$

(3) 计算安全系数:

$$S_{HG3} = \frac{s_{HG3}}{s_{H3}} = \frac{1675.87}{650.26} = 2.577 > S_{HLIM}$$

式中 S_{Hlim} ——最小安全系数, 见表 13-1-110^[1], 取 $S_{Hlim} = 1.1$ 。

所以 Z_3 齿面接触强度满足要求。

4. 轮齿弯曲强度校核计算

(1) 计算齿根应力:

$$S_F = S_{F0} K_A K_V K_{Fb} K_{Fa} \quad (3-13)$$

式中 K_A , K_V ——使用系数, 动载荷系数同齿面接触强度中的值,

取 $K_A = 1.75$, $K_V = 1.16$;

K_{Fb} ——弯曲强度计的齿向载荷分布系数,

$$K_{Fb} = (K_{Hb})^N = 1.17^{0.62} = 1.102$$

$$N = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} = 0.865$$

K_{Fa} ——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数, $K_{Fa} = K_{Ha} = 1.0$

S_{F0} ——齿根应力的基本值, N/mm^2

计算齿根应力的基本值:

$$S_{F0} = \frac{F_t}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_b \quad (3-14)$$

式中 F_t ——端面内分度圆上的名义切向力 (N), $F_t = 12806.85\text{N}$

b ——工作齿宽, $b = 98.4\text{mm}$

m_n ——法向模数, $m_n = 6\text{mm}$

$$a_n = 20^\circ, \frac{h_{ap}}{m_n} = 1, \frac{h_{fp}}{m_n} = 1.25, \frac{r_{fp}}{m_n} = 0.38. \text{ 时,}$$

Y_{Fa} ——齿形系数按图 13-1-38 当 $z_3 = 42$ 时, $Y_{Fa3} = 2.42$;

$$a_n = 20^\circ, \frac{h_{ap}}{m_n} = 1, \frac{h_{fp}}{m_n} = 1.25, \frac{r_{fp}}{m_n} = 0.38. \text{ 时,}$$

Y_{sa} ——应力修正系数按图 13-1-43 当 $Z_3 = 42$ 时, $Y_{sa3} = 1.655$;

$$Y_e \text{——重合度系数, } Y_e = 0.25 + \frac{0.75}{e_a} = 0.25 + \frac{0.75}{1.76} = 0.676;$$

Y_b ——螺旋角系数, 当 $b = 0^\circ$ 时, $Y_b = 1$;

将以上系数带入 (3-14) 式得:

$$s_{F03} = \frac{12806.85}{98.4 \times 6} \times 2.42 \times 1.655 \times 0.676 \times 1 = 58.9 \text{ N/mm}^2$$

将以上结果带入 (3-13) 得:

$$s_{F3} = 58.9 \times 1.75 \times 1.16 \times 1.102 \times 1 = 131.78 \text{ N/mm}^2$$

(2) 许用齿根应力:

$$s_{FG} = s_{F\lim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{drelT} Y_{RrelT} Y_X \quad (3-15)$$

式中 s_{FG} ——计算齿轮的弯曲极限应力 (N/mm²);

s_{FLim} ——试取齿轮的齿根弯曲疲劳极限 (MPa), $s_{F\lim3} = 450 \text{ MPa}$;

Y_{ST} ——试验齿轮的应力修正系数, 取 $Y_{ST} = 2.0$;

Y_{NT} ——弯曲强度计算的寿命系数, 见图 13-1-55^[1] 查得 $Y_{NT3} = 0.89$;

Y_{drelT} ——相对齿根圆角敏感系数, 见图 13-1-57^[1] 查得 $Y_{drelT} = 1.0$;

Y_{RrelT} ——相对齿根表面状况系数, 见图 13-1-58^[1] 查得 $Y_{RrelT} = 1.03$;

Y_X ——弯曲强度计算的尺寸系数, 由表 13-1-119^[1] 得 $Y_X = 1.0$ 。

将以上系数带入 (3-15) 式得：

$$S_{FG} = 450 \times 2 \times 0.89 \times 1 \times 1.03 \times 1 = 825.03 \text{ N/mm}^2$$

(3) 计算安全系数：

$$S_{F3} = \frac{S_{FG3}}{S_{F3}} = \frac{825.03}{131.78} = 6.26 > S_{FLIM}$$

式中 S_{FLIM} — 最小安全系数，见表 13-1-110。取 $S_{FLIM} = 1.6$ ，

所以 z_3 齿弯曲强度满足要求。

3.1.3 z_4, z_5 齿轮设计与校核

1. 初步确定主要参数

在初步设计齿轮时， z_4, z_5 齿轮材料初定为 40Cr, 20CrMnTi。根据齿面接触强度，可按下列公式估算齿轮传动的尺寸：

$$a \geq A_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_3}{J_a u S_{HP}^2}} \text{ (mm)} \quad (3-16)$$

$$d_3 \geq A_d \sqrt[3]{\frac{KT_3}{J_d S_{HP}^2}} \sqrt[3]{\frac{u \pm 1}{u}} \text{ (mm)} \quad (3-17)$$

式中 K —— 载荷系数常用值， $K = 2$ ；

A_a 、 A_d —— 刚对钢配对的齿轮副的值，查表 13-1-57^[1] 得

直齿轮 $A_a = 483$ 、 $A_d = 766$ ；

j_a ——齿宽系数 $j_a = \frac{j_d}{0.5(u \pm 1)}$ 按表 13-1-77^[1] 圆整；

其中： $u = 1.57$

取 $j_d = 0.4$ 。则 $j_a \approx 0.3$ ；

s_{HP} ——许用接触应力 (N/mm²)，推荐 $s_{HP} \approx 0.9s_{H\lim}$ (N/mm²)

$s_{H\lim}$ ——试就验齿轮的接触疲劳极限；

见图 13-1-24^[1] (b)， $s_{H\lim 4} = 1180 \text{ MPa}$ ， $s_{H\lim 5} = 1650 \text{ MPa}$ ，

取较小值

$$s_{HP3} \approx 0.9s_{H\lim 3} = 0.9 \times 1180 = 1062 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

T ——小齿轮传递扭矩： $T = 9549P/N$

$$P = 132 \times 0.957^2 = 110.72 \text{ KW} \quad N = \frac{1455}{2.05} = 709.75 \text{ N/min}$$

$$t = \frac{9549 \times 110.72}{709.75} = 1489.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

将以上系数代数式 (3-16) (3-17) 得：

$$a \geq 483(1.57 + 1) \sqrt[3]{\frac{2 \times 1489.6}{0.3 \times 1062^2 \times 1.57}} = 220.54 \text{ mm} ; \text{ 取 } a = 220 \text{ mm}$$

$$d_4 \geq 766 \sqrt[3]{\frac{2 \times 1489.6}{0.4 \times 1062^2} \cdot \frac{1.57 + 1}{1.57}} = 169.37 \text{ mm}$$

$$\text{初选 } m = 6 \text{ mm}, \quad z_4 = \frac{2a}{m(1+u)} = 28,$$

$$z_5 = i \bullet z_4 = 43.96 \quad \text{取 } z_5 = 44.$$

2. 计算 Z_4, Z_5 齿轮的几何尺寸

(1) 喷合角 a' :

$$\cos a' = \frac{m}{2a} (z_4 + z_5) \cos 20^\circ = \frac{6}{2 \times 220} (28 + 44) \cos 20^\circ = \cos 22.7^\circ$$

得: $a' = 22.7^\circ$ 。

$$(2) \text{ 实际中心距 } a' \text{ (mm): } a' = \frac{a \cos a}{\cos a'} = \frac{220 \times \cos 20^\circ}{\cos 22.7^\circ} = 224 \text{ mm}.$$

$$(3) \text{ 分度圆分离系数 } y: y = \frac{a' - a}{m} = 0.667.$$

$$(4) \text{ 齿顶高变动系数 } d: d = (x_4 + x_5) - y = 0.7 - 0.667 = 0.033.$$

(5) 齿轮的几何尺寸:

$$\text{齿轮几何尺寸 } d_4 = mz_4 = 6 \times 28 = 168 \text{ mm}$$

$$d_5 = mz_5 = 6 \times 44 = 264 \text{ mm}$$

$$\text{节圆直径 } d_4' = \frac{2a'}{u+1} = 174.3 \text{ mm}$$

$$d_5' = 2ud_3' = 273.65 \text{ mm}$$

$$\text{基圆直径 } d_{b4} = d_4 \cos a = 168 \times \cos 22.7^\circ = 154.99 \text{ mm}$$

$$d_{b5} = d_5 \cos a = 264 \times \cos 22.7^\circ = 243.55 \text{ mm}$$

$$\text{顶圆直径 } d_{a4} = d_4 + 2(h_a^* + x_4 - d)m = 180 \text{ mm}$$

$$d_{a5} = d_5 + 2(h_a^* + x_5 - d)m = 278 \text{ mm}$$

$$\text{齿根圆直径 } d_{f4} = d_4 - 2(h_a^* + c^* - x_3)m = 153 \text{ mm}$$

$$d_{f5} = d_5 - 2(h_a^* + c^* - x_3)m = 249 \text{ mm}$$

(6) 计算齿顶圆压力角 a_a :

$$\alpha_{a4} = \arccos \frac{d_{b4}}{d_{a4}} = \arccos \frac{157.87}{180} = 28.7^\circ$$

$$\alpha_{a5} = \arccos \frac{d_{b5}}{d_{a5}} = \arccos \frac{248.08}{278} = 26.8^\circ$$

$$\begin{aligned} e &= \frac{1}{2p} [z_4(\tan \alpha_4 - \tan \alpha') + z_5(\tan \alpha_5 - \tan \alpha')] \\ &= \frac{1}{2p} [28 \times (\tan 28.7^\circ - \tan 22.7^\circ) + 24(\tan 26.8^\circ - \tan 22.7^\circ)] \\ &= 1.28 \end{aligned}$$

3. 齿面接触强度校核计算

(1) 计算接触应力:

$$\text{小轮: } S_{H4} = Z_B S_{HO} \sqrt{K_A K_V K_{Hb} K_{Ha}} \quad (3-18)$$

$$\text{大轮: } S_{H5} = Z_D S_{HO} \sqrt{K_A K_V K_{Hb} K_{Ha}} \quad (3-19)$$

式中 K_A ——使用系数, 见表13-1-81^[1], 表13-1-82^[1]原动机工作特性示

例及表13-1-83工作机工作特性示例。 $K_A = 1.75$;

K_V ——动载系数, 由图13-1-14^[1]查得 $K_V = 1.16$;

$$V_4 = \frac{pd_4 n_3}{60 \times 1000} = \frac{p \times 168 \times 1455 \times \frac{20}{41}}{60000} = 5.8 \text{ m/s}$$

K_{Hb} ——接触强度计算的齿向载荷分布系数, 见表13-1-98^[1];

$$K_{Hb} = 1.12 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.23 \times 10^{-3} b, \quad b = j_d \bullet d_4 = 0.4 \times 168 = 67.2 \text{ mm}$$

$$K_{Hb} = 1.16$$

K_{H_a} ——接触强度计算的齿间载荷分配系数,

见表13-1-102^[1]查得: $K_{H_a} = 1.2$;

Z_B 、 Z_D ——小轮及大轮单对齿啮合系数, 见表13-1-104^[1];

因 $e_a < 2$ 。当 $M_4 > 1$ 时, $Z_B = M_4$; 当 $M_4 \leq 1$ 时, $Z_B = 1$ 。

当 $M_5 > 1$ 时, $Z_D = M_5$; 当 $M_5 \leq 1$ 时, $Z_D = 1$

$$\begin{aligned} M_4 &= \frac{\tan \alpha'}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a4}^2}{d_{b4}^2 - 1}} - \frac{2p}{23}\right] \cdot \left[\sqrt{\frac{d_{a5}^2}{d_{b5}^2 - 1}} - (e - 1) \frac{2p}{z_5}\right]}} \\ &= \frac{\tan 22.7^\circ}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{180^2}{157.8^2} - 1} - \frac{2p}{28}\right] \left[\sqrt{\frac{278^2}{248.08^2} - 1} - (1.28 - 1) \frac{2p}{44}\right]}} \\ &= 1.078 > 1 \end{aligned}$$

取 $Z_B = 1.078$

$$\begin{aligned} M_5 &= \frac{\tan \alpha'}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a5}^2}{d_{b5}^2 - 1}} - \frac{2p}{z_5}\right] \left[\sqrt{\frac{d_{a4}^2}{d_{b4}^2 - 1}} - (e - 1) \frac{2p}{z_4}\right]}} \\ &= \frac{\tan 22.7^\circ}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{278^2}{248.08^2} - 1} - \frac{2p}{44}\right] \left[\sqrt{\frac{180^2}{157.87^2} - 1} - (1.28 - 1) \frac{2p}{28}\right]}} \\ &= 0.99 < 1 \end{aligned}$$

取 $z_D = 1$

s_{HO} ——节点处计算接触应力的基本值 (N/mm^2);

计算接触应力的基本值:

$$S_{HD} = Z_H Z_E Z_t Z_b \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \times \frac{u \pm 1}{u}} \quad (3-20)$$

Z_H —— 节点区域系数；

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos b_b \cos a_t}{\cos^2 a_t \sin a_t}} = \sqrt{\frac{2 \cos 0^\circ \cos 22.7^\circ}{\cos^2 20^\circ \sin 22.7^\circ}} = 2.33$$

Z_E —— 弹性系数， $\sqrt{\text{N/mm}^2}$ 。见表 13-1-10^[1] $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{N/mm}^2}$ ；

$$Z_e —— 重合度系数 \quad Z_t = \sqrt{\frac{4 - e_a}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.28}{3}} = 0.95;$$

$$Z_b —— 螺旋角系数 \quad Z_b = \sqrt{\cos b} = \sqrt{\cos 0^\circ} = 1;$$

F_t —— 端面内分度圆上的名义切向力 (N)；

$$F_t = 2000 \frac{T_3}{d_{w4}} = 2000 \times \frac{1489.6}{174.3} = 17092.37 \text{N}$$

将以上系数带入 (3-20) 式得：

$$S_{HD} = 2.33 \times 189.8 \times 0.95 \times 1 \times \sqrt{\frac{17092.73}{168 \times 67.2} \times \frac{1.57 + 1}{1.57}} = 661.73 \text{N/mm}^2$$

将以上结果带入 (3-18)、(3-19) 得：

$$S_{H4} = 1.078 \times 661.39 \times \sqrt{1.75 \times 1.16 \times 1.16 \times 1.2} = 1198.5 \text{N/mm}^2$$

$$S_{H5} = 1 \times 661.39 \times \sqrt{1.75 \times 1.16 \times 1.16 \times 1.2} = 1111.8 \text{N/mm}^2$$

(2) 许用接触应力：

$$S_{HG} = S_{H\lim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (3-21)$$

式中 s_{HG} ——计算齿轮的接触极限应力 (N/mm²);

$s_{H\lim}$ ——试取齿轮的接触疲劳极限 (MPa);

$$s_{H\lim 4} = 1180 \text{ MPa}, \quad s_{H\lim 5} = 1650 \text{ MPa}$$

Z_{NT} ——接触强度计算的寿命系数。工作寿命 2 万小时计算,

$$N_{L4} = 60nL_N = 60 \times \frac{1455}{2.05} \times 2 \times 10^4 = 8.52 \times 10^8$$

$$N_{L5} = \frac{8.52 \times 10^8}{1.57} = 5.43 \times 10^8$$

见图 13-1-26^[1] 查得 $Z_{NT4} = 0.92$, $Z_{NT5} = 0.93$;

Z_L ——润滑剂系数, Z_V ——速度系数, Z_R ——粗糙度系数,

见表 13-1-108^[1], 持久强度 $N_L \geq N_c$, $Z_L Z_V Z_R = 0.92$;

$$Z_w —— \text{工作硬化系数}, \quad Z_w = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700}$$

$$Z_{W4} = 1.21, \quad Z_{W5} = 1.19;$$

Z_x ——接触强度计算的尺寸系数。

$$Z_x = 1.076 - 0.0109m_n = 1.076 - 0.0109 \times 6 = 1.0106$$

将以上系数带入式 (3-21) 得:

$$s_{HG4} = 1180 \times 0.92 \times 0.92 \times 1.21 \times 1.0106 = 1221.3 \text{ N/mm}^2$$

$$s_{HG5} = 1650 \times 0.93 \times 0.92 \times 1.19 \times 1.0106 = 1697.78 \text{ N/mm}^2$$

(3) 计算安全系数:

$$S_{H4} = \frac{S_{HG4}}{S_{H4}} = \frac{1221.3}{1198.5} 1.019 > S_{HLim}$$

$$S_{H5} = \frac{S_{HG5}}{S_{H5}} = \frac{1697.78}{1111.8} = 1.527 > S_{Lim}$$

式中 $S_{H\lim}$ ——最小安全系数, 见[1]表 13-1-110。取 $S_{Lim} = 1$,

所以 z_4, z_5 齿面接触强度满足要求。

4. 轮齿弯曲强度校核计算

(1) 计算齿根应力:

$$S_F = S_{Fo} K_A K_V K_{Fb} K_{Fa} \quad (3-22)$$

式中 K_A, K_V ——使用系数, 动载荷系数同齿面接触强度中的值,

$$\text{取 } K_A = 1.75, K_V = 1.23;$$

K_{Fb} ——弯曲强度计算的齿向载荷分布系数;

$$K_{Fb} = (K_{Hb})^N = 1.164^{0.62} = 1.0987$$

$$N = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} = 0.62$$

K_{Fa} ——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数, $K_{Fa} = K_{Ha} = 1.1$;

S_{Fo} ——齿根应力的基本值 (N/mm^2);

计算齿根应力的基本值:

$$S_{Fo} = \frac{F_t}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_b \quad (3-23)$$

式中 F_t ——端面内分度圆上的名义切向力 (N);

$$F_t = 2000 \times \frac{T_3}{d_{w4}} = 2000 \times \frac{1294.08}{161} = 16075.53 \text{ N}$$

b ——工作齿宽, $b = j_d d_4 = 168 \times 0.4 = 67.2 \text{ mm}$;

m_n ——法向模数, $m = 6 \text{ mm}$;

Y_{Fa} ——载荷作用于齿顶时的齿形系数,

按图 13-1-38^[1] 可查: $a_n = 20^\circ, \frac{h_{ap}}{m_n} = 1, \frac{h_{fp}}{m_n} = 1.25, \frac{r_{fp}}{m_n} = 0.38$.

时, 当 $z_4 = 23$ 时 $Y_{Fa4} = 2.09$, 当 $z_5 = 39$ 时, $Y_{Fa5} = 2.05$;

Y_{Sa} ——载荷作用于齿顶时的应力修正系数,

按图 13-1-43^[1] 可查: $a_n = 20^\circ, \frac{h_{ap}}{m_n} = 1, \frac{h_{fp}}{m_n} = 1.25, \frac{r_{fp}}{m_n} = 0.38$.

时, 当 $z_4 = 23$ 时, $Y_{Sa3} = 1.84$; 当 $z_5 = 39$ 时, $Y_{Sa5} = 1.91$;

Y_e ——重合度系数, $Y_e = 0.25 + \frac{0.75}{e_a} = 0.25 + \frac{0.75}{1.65} = 0.7$;

Y_b ——螺旋角系数, 当 $b = 0^\circ$ 时, $Y_b = 1$;

将以上系数带入 (3-23) 式得:

$$s_{FD4} = \frac{16075.53}{67.2 \times 6} \times 2.09 \times 1.84 \times 0.7 \times 1 = 95.99 \text{ N/mm}^2$$

$$s_{FD5} = \frac{16075.53}{67.2 \times 6} \times 2.04 \times 1.91 \times 0.7 \times 1 = 97.26 \text{ N/mm}^2$$

将以上结果带入 (3-22) 得:

$$s_{F4} = 95.99 \times 1.75 \times 1.23 \times 1.098 \times 1.1 = 249.71 \text{ N/mm}^2$$

$$s_{F5} = 97.26 \times 1.75 \times 1.23 \times 1.0987 \times 1.1 = 253.02 \text{ N/mm}^2$$

(2) 许用齿根应力:

$$s_{FG} = s_{F\lim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{drelT} Y_{RrelT} Y_X \quad (3-24)$$

式中 s_{FG} ——计算齿轮的弯曲极限应力 (N/mm²);

$s_{F\lim}$ ——试取齿轮的齿根弯曲疲劳极限 (MPa);

$$s_{F\lim 4} = 370 \text{ MPa} \quad s_{F\lim 5} = 450 \text{ MPa}$$

Y_{ST} ——试验齿轮的应力修正系数, 取 $Y_{ST} = 2.0$

Y_{NT} ——弯曲强度计算的寿命系数,

见[1]图 13-1-55 查得 $Y_{NT4} = 0.90$, $Y_{NT5} = 0.92$;

Y_{drelT} ——相对齿根圆角敏感系数, 见图 13-1-57^[1]查得 $Y_{drelT} = 1.0$;

Y_{RrelT} ——相对齿根表面状况系数, 见图 13-1-58^[1]查得 $Y_{RrelT} = 1.12$;

Y_X ——弯曲强度计算的尺寸系数, 由表 13-1-119^[1] 得 $Y_X = 1.0$;

将以上系数带入 (3-24) 式得:

$$s_{FG4} = 370 \times 2.0 \times 0.9 \times 1.0 \times 1.12 \times 1.0 = 745.92 \text{ N/mm}^2$$

$$s_{FG5} = 450 \times 2.0 \times 0.92 \times 1.0 \times 1.12 \times 1.0 = 927.36 \text{ N/mm}^2$$

(3) 计算安全系数:

$$S_{F4} = \frac{S_{FG4}}{S_{F4}} = \frac{745.92}{249.71} = 2.987 > S_{FLim}$$

$$S_{F5} = \frac{S_{FG5}}{S_{F5}} = \frac{927.36}{253.02} = 3.665 > S_{FLim}$$

式中 S_{FLim} ——最小安全系数, 见表 13-1-110。取 $S_{FLim} = 1.6$ 。

所以 z_4, z_5 齿弯曲强度满足要求。

3.1.4 z_6 (惰轮)齿轮设计与校核

1. 初步确定主要参数

在初步设计齿轮时, z_6 齿轮材料初定为 20CrMnTi (渗碳+淬火+低温回火), 硬度 $\geq 58-62HRC$ 。根据齿面接触强度, 可按下列公式估算齿轮传动的尺寸:

$$a \geq A_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_4}{j_a u S_{HP}^2}} \text{ (mm)} \quad (3-25)$$

$$d_1 \geq A_d \sqrt[3]{\frac{KT_4}{j_d S_{HP}^2}} \bullet \sqrt[3]{\frac{u \pm 1}{u}} \text{ (mm)} \quad (3-26)$$

式中 K ——载荷系数常用值 $K=2$

A_a 、 A_d ——刚对钢配对的齿轮副的值 查表 13-1-75^[1] 得:

直齿轮 $A_a = 483$ 、 $A_d = 766$;

j_a ——对中心矩的齿宽系数 $j_a = \frac{j_d}{0.5(u \pm 1)}$ 按表 13-1-77^[1] 圆整,

取对分度圆直径的尺宽系数 $j_d = 0.4$ ；

$$\text{则 } j_a = \frac{0.4}{0.5(1.8889+1)} = 0.277, \text{ 圆整取 } j_a = 0.3;$$

s_{HP} ——许用接触应力 (N/mm^2)，推荐 $s_{HP} \approx 0.9s_{H\lim}$ (N/mm^2)；

$s_{H\lim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限；

见[1]图 13-1-23(b) $s_{H\lim} = 1650 \text{ MPa}$ ，

$$s_{HP} \approx 0.9s_{H\lim} = 0.9 \times 1650 = 1485 (\text{N/mm}^2)$$

$$T_4 = 9549 P_4 / n_4$$

$$P_4 = P_3 \times 0.878^2 = 85.35 \text{ kW}$$

$$n_4 = \frac{357.6}{1.69} = 211.6 \text{ r/min}$$

$$P_4 = 9550 \times \frac{85.35}{211.6} = 3851.67 \text{ N} \cdot \text{M}$$

将以上系数代入式 (2-25) (3-26) 得：

$$a \geq 483(1.889+1) \sqrt[3]{\frac{2 \times 3851.67}{0.3 \times 1.889 \times 1485^2}} = 256.6 \text{ mm, 取 } a = 259 \text{ mm}$$

$$d_6 = 766 \sqrt[3]{\frac{2 \times 3851.67}{0.4 \times 1485^2} \times \frac{1.8889}{1.8889}} = 181.74 \text{ mm}$$

$$\text{初选 } m=7, \text{ 由公式 } z_6 = \frac{2a}{7 \times (1.8889+1)} = 25.7, \text{ 取 } z_6 = 30,$$

2. 计算 z_6 齿的几何尺寸

(1) 喷合角 a' ：

$$\cos a' = \frac{m}{2a} (z_5 + z_6) \cos 20^\circ = \frac{7}{2 \times 259} (44 + 30) \cos 20^\circ = 1$$

得 $a' = 20^\circ$ 。

$$(2) \text{ 实际中心距 } a' \text{ (mm): } a' = \frac{a \cos a}{\cos a'} = 259 \text{ mm}.$$

$$(3) \text{ 分度圆分离系数 } y: y = \frac{a' - a}{m} = 0.$$

$$(4) \text{ 齿顶高变动系数 } d: d = (x_1 + x_2) - y = 0.$$

(5) 齿轮的几何尺寸:

$$d_6 = mz_6 = 7 \times 30 = 210 \text{ mm}$$

$$d_{w6} = 2a' \frac{z_6}{z_5 + z_6} = 2 \times 259 \times \frac{30}{44 + 30} = 210 \text{ mm}$$

$$d_{b6} = d_6 \cos a = 210 \times \cos 20^\circ = 197.335 \text{ mm}$$

$$d_{a6} = d_6 + (2h_a^* + x_6 - d)m = 210 + 2(1 + 0 - 0) \times 7 = 224 \text{ mm}$$

$$d_{f6} = d_6 - (2h_a^* + c^* - x_b) = 210 - 2(1 + 0.25 - 0) \times 7 = 192.5 \text{ mm}$$

(6) 计算齿顶圆压力角 a_a :

$$a_{a6} = \arccos \frac{d_{b6}}{d_{a6}} = \arccos \frac{197.335}{224} = 28.24^\circ$$

$$\begin{aligned} e &= \frac{1}{2p} [z_5(\tan a_{a5} - \tan a') + z_6(\tan a_{a6} - \tan a')] \\ &= \frac{1}{2p} [44(\tan 26.7^\circ - \tan 20^\circ) + 30(\tan 28.24^\circ - \tan 20^\circ)] \\ &= 1.80075 \end{aligned}$$

3. 齿面接触强度校核计算

(1) 计算接触应力:

$$S_{H6} = Z_B S_{HO} \sqrt{K_A K_V K_{Hb} K_{Ha}} \quad (3-27)$$

式中 K_A ——使用系数, 见表13-1-82^[1]; 表13-1-81^[1]原动机工作特性示

例及表13-1-83^[1]工作机工作特性示例。 $K_A = 1.75$;

K_V ——动载系数, 由图13-1-84^[1], 根据 v 查得 $K_V = 1.12$;

$$v = \frac{pd_6n_4}{60 \times 1000} = \frac{p \times 210 \times 211.6}{60 \times 1000} = 2.325 \text{ m/s}$$

K_{Hb} ——接触强度计算的齿向载荷分布系数, 见表13-1-98^[1];

$$K_{Hb} = 1.12 + 0.18 \left(\frac{b}{d} \right)^2 + 0.23 \times 10^{-3} b$$

$$b = j_d d_6 = 0.4 \times 210 = 84 \text{ mm}$$

$$K_{Hb} = 1.12 + 0.18 \times (0.4)^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 84 = 1.168$$

K_{Ha} ——接触强度计算的齿间载荷分配系数,

见表13-1-102^[1]查得: $K_{Ha} = 1.2$;

Z_D ——小轮及大轮单对齿啮合系数, 见表13-1-102^[1]。

因 $e_a < 2$, 当 $M_6 > 1$ 时 $Z_D = M_6$, 当 $M_6 \leq 1$ 时, $Z_D = 1$

$$\begin{aligned}
M_6 &= \frac{\tan a'}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a6}^2}{d_{b6}^2} - 1} - \frac{2p}{z_6}\right] \left[\sqrt{\frac{d_{a5}^2}{d_{b5}^2} - 1} - (e_a - 1) \frac{2p}{z_5}\right]}} \\
&= \frac{\tan 20^\circ}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{224^2}{197.335^2} - 1} - \frac{2p}{30}\right] \left[\sqrt{\frac{278^2}{248.08^2} - 1} - (1.80075 - 1) \times \frac{2p}{44}\right]}} \\
&= 1.443
\end{aligned}$$

取 $Z_D = 1.443$;

s_{HO} — 节点处计算接触应力的基本值 (N/mm²),

计算接触应力的基本值:

$$s_{HO} = Z_H Z_E Z_e Z_b \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u \pm 1}{u}} \quad (3-29)$$

式中 Z_H — 节点区域系数;

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos b_b \cos a_t'}{\cos^2 a_t \sin a_t}} = \sqrt{\frac{2 \cos 0^\circ \cos 20^\circ}{\cos^2 20^\circ \sin 20^\circ}} = 2.495$$

Z_E — 弹性系数 (N/mm²)。见 [1] 表 13-1-105 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{N/mm}^2}$;

Z_e — 重合度系数, $Z_t = \sqrt{\frac{4 - e_a}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.80075}{3}} = 0.856$;

Z_b — 螺旋角系数, $Z_b = \sqrt{\cos b} = \sqrt{\cos 0^\circ} = 1$;

F_t — 端面内分度圆上的名义切向力 (N);

$$F_t = 2000 \frac{T_4}{d_{w6}} = 2000 \times \frac{1489.6}{210} = 14186.667 \text{ N}$$

b —— 工作齿宽 (mm), $b = j_d d_6 = 0.4 \times 210 = 84\text{mm}$;

m_n —— 法向模数 (mm), $m_n = 7$;

将以上系数带入式 (3-29) 得:

$$s_{HD} = 2.495 \times 189.8 \times 0.856 \times 1 \times \sqrt{\frac{14186.667}{84 \times 210} \times \frac{1.8889 + 1}{1.8889}} = 449.566 \text{N/mm}^2$$

将以上结果带入式 (3-27)、(3-28) 得:

$$s_{H6} = 1.443 \times 449.556 \times \sqrt{1.75 \times 1.12 \times 1.168 \times 1.2} = 1075.2 \text{N/mm}^2$$

(2) 许用接触应力:

$$s_{HG} = s_{H\lim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (3-30)$$

式中 s_{HG} —— 计算齿轮的接触极限应力 (N/mm^2);

$s_{H\lim}$ —— 试取齿轮的接触疲劳极限 (MPa);

$$s_{H\lim6} = 1650 \text{MPa}$$

Z_{NT} —— 接触强度计算的寿命系数。工作寿命 2 万小时计算,

应力循环次数为:

$$N_{L6} = 60n_4 L_h = 60 \times 482 \times 2 \times 10^4 = 5.784 \times 10^8$$

见 [1] 表 13-1-26 查得 $N_c = 5 \times 10^7$

根据公式 $Z_{NT} = \left(\frac{5 \times 10^7}{N_L} \right)^{0.0306}$ 计算得

$$Z_{NT6} = 0.9278$$

Z_L ——润滑剂系数, Z_V ——速度系数, Z_R ——粗糙度系数。

见表13-1-108^[1]持久强度 $N_L \geq N_C$: $Z_L Z_V Z_R = 0.92$;

Z_w ——工作硬化系数 $Z_w = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700}$, $Z_{w6} = 1.18$;

Z_x ——接触强度计算的尺寸系数: 渗碳淬火钢

$$z_x = 1.076 - 0.0109m_n = 0.9997$$

将以上系数带入式(3-30)得:

$$S_{HG6} = 1650 \times 0.9278 \times 0.92 \times 1.18 \times 0.9997 = 1661.4 \text{ N/mm}^2$$

(3) 计算安全系数:

$$S_{H6} = \frac{S_{HG6}}{S_{H6}} = \frac{1661.4}{1075.2} = 1.545 > S_{H\lim}$$

式中 $S_{H\lim}$ ——最小安全系数, 见表 13-1-110。取 $S_{H\lim} = 1.1$ 。

所以 z_6 齿面接触强度满足要求。

4. 轮齿弯曲强度校核计算

(1) 计算齿根应力:

$$S_F = S_{F0} K_A K_V K_{Fb} K_{Fa} \quad (3-31)$$

式中 K_A , K_V ——使用系数, 动载荷系数同齿面接触强度中的值,

$$\text{取 } K_A = 1.75, K_V = 1.2;$$

K_{Fb} ——弯曲强度计算的齿向载荷分布系数;

$$K_{Fb} = (K_{Hb})^N = (1.168)^{0.75} = 1.12$$

$$N = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} = 0.75$$

K_{Fa} —— 弯曲强度计算的齿间载荷分配系数, $K_{Fa} = K_{Ha} = 1.2$;

s_{F0} —— 齿根应力的基本值 (N/mm^2);

计算齿根应力的基本值:

$$s_{F0} = \frac{F_t}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_b \quad (3-32)$$

式中 Y_{Fa} —— 载荷作用于齿顶时的齿形系数,

按图 [1] 13-1-38 可查: $a_n = 20^\circ$, $\frac{h_{ap}}{m_n} = 1$, $\frac{h_{fp}}{m_n} = 1.25$, $\frac{r_{fp}}{m_n} = 0.38$.

时, 当 $z_6 = 18$ 时 $Y_{Fa1} = 2.85$;

Y_{Sa} —— 载荷作用于齿顶时的应力修正系数,

按 [1] 图 13-1-43 可查: $a_n = 20^\circ$, $\frac{h_{ap}}{m_n} = 1$, $\frac{h_{fp}}{m_n} = 1.25$, $\frac{r_{fp}}{m_n} = 0.38$.

时, 当 $z_6 = 18$ 时, $Y_{Sa1} = 1.53$;

Y_e —— 重合度系数, $Y_e = 0.25 + \frac{0.75}{e_a} = 0.25 + \frac{0.75}{1.80075} = 0.6665$;

Y_b —— 螺旋角系数, 当 $b = 0^\circ$ 时, $Y_b = 1$

将以上系数代入 (3-32) 式得:

$$s_{F0} = \frac{14186.667}{84 \times 7} \times 2.85 \times 1.53 \times 0.6665 \times 1 = 70.1196 \text{ N/mm}^2$$

将以上结果带入 (3-31) 得:

$$s_{F6} = 70.1196 \times 1.75 \times 1.2 \times 1.12 \times 1.2 = 197.9 \text{ N/mm}^2$$

(2) 许用齿根应力:

$$s_{FG} = s_{F\lim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{drelT} Y_{RrelT} Y_X \quad (3-33)$$

式中 s_{FG} ——计算齿轮的弯曲极限应力 N/mm^2

s_{FLim} ——试取齿轮的齿根弯曲疲劳极限, $s_{FLim6} = 450 \text{ MPa}$

Y_{ST} ——试验齿轮的应力修正系数, 取 $Y_{ST} = 2.0$

Y_{NT} ——弯曲强度计算的寿命系数,

见[1]图 13-1-55 查得 $Y_{NT6} = 0.88$;

Y_{drelT} ——相对齿根圆角敏感系数, 见图13-1-57^[1]查得 $Y_{drelT} = 1.0$

Y_{RrelT} ——相对齿根表面状况系数, 见图13-1-58^[1]查得 $Y_{RrelT} = 1.03$

Y_X ——弯曲强度计算的尺寸系数, 由表13-1-119^[1]查得 $Y_X = 1.0$

将以上系数带入 (3-33) 式得:

$$s_{FG} = 450 \times 2.0 \times 0.88 \times 1.0 \times 1.03 \times 1.0 = 815.76 \text{ N/mm}^2$$

(3) 计算安全系数:

$$S_{F6} = \frac{s_{FG6}}{s_{F6}} = \frac{815.76}{197.9} = 4.122 > S_{F\lim}$$

式中 $S_{F\lim}$ ——最小安全系数, 见表 13-1-110^[1]。按较高可靠度取

$$S_{F\lim} = 1.6。$$

所以 z_6 齿弯曲强度满足要求。

3.1.5 z_7 大齿轮设计与校核

1. 确定基本参数

z_7 为减速器大齿轮，所以材料初定为 20CrMnTi。

z_5, z_6 齿轮啮合传动比选定 $i = 1.206$ ，因为 z_6 为惰轮， z_5, z_7 的传动比已定为 2.278。 z_5, z_6 的传动比 $i = 1.8889$ ，所以 z_6, z_7 齿轮啮合传动比 $i = 2.278/1.8889 = 1.206$ 。计算得：

$$z_7 = iz_6 = 30 \times 1.206 = 36.18, \text{ 取 } z_7 = 37. m_n = 7.$$

2. 计算 z_7 齿的几何尺寸

$$(1) \text{ 喷合角 } a': a = \frac{m(z_6 + z_7)}{2} = \frac{7(37 + 30)}{2} = 234.5 \text{ mm}。 \text{ 取 } a = 235 \text{ mm}$$

$$\cos a' = \frac{m}{2a} (z_6 + z_7) \cos 20^\circ = \frac{7}{2 \times 235} (37 + 30) \cos 20^\circ = 0.9377, \text{ 得 } a' \approx 20^\circ.$$

$$(2) \text{ 实际中心距 } a' (\text{mm}): a' = \frac{a \cos a}{\cos a'} = \frac{235 \times \cos 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 235 \text{ mm}.$$

$$(3) \text{ 分度圆分离系数 } y: y = \frac{a' - a}{\cos a'} = \frac{235 - 235}{7} = 0.$$

$$(4) \text{ 齿顶高变动系数 } d: d = 0$$

$$(5) \text{ 齿轮的几何尺寸:}$$

$$d_7 = mz_7 = 8 \times 37 = 296 \text{ mm}$$

$$d_{w7} = 2a' \frac{z_7}{z_6 + z_7} = 2 \times 235 \times \frac{37}{30 + 37} = 259.55\text{mm}$$

$$d_{b7} = d_7 \cos a = 296 \times \cos 20^\circ = 278.149\text{mm}$$

$$d_{a7} = d_7 + (2h_a^* + x_7 - d)m = 296 + 2(1 + 0 - 0) \times 7 = 310\text{mm}$$

$$d_{f7} = d_7 - (2h_a^* + c^* - x_7)m = 296 - 2(1 + 0.25 - 0) \times 7 = 278.5\text{mm}$$

(6) 计算齿顶圆压力角 a_a :

$$a_{a7} = \arccos \frac{d_{b7}}{d_{a7}} = \arccos \frac{278.149}{310} = 26.2^\circ$$

$$\begin{aligned} e &= \frac{1}{2p} [z_6(\tan a_{a6} - \tan a') + z_7(\tan a_{a7} - \tan a')] \\ &= \frac{1}{2p} [30(\tan 28.24^\circ - \tan 20^\circ) + 37(\tan 26.2^\circ - \tan 20^\circ)] \\ &= 1.58 \end{aligned}$$

3. 齿面接触强度校核计算

(1) 计算接触应力:

$$\text{大轮: } s_{H7} = Z_D s_{HD} \sqrt{K_A K_V K_{Hb} K_{Ha}} \quad (3-34)$$

式中 K_A ——使用系数, 见表13-1-81^[1]; 表13-1-82^[1]原动机工作特性示

例及表13-1-83^[1]工作机工作特性示例。 $K_A = 1.75$;

K_V ——动载系数, 由图13-1-14^[1]查得 $K_V = 1.18$;

K_{Hb} ——接触强度计算的齿向载荷分布系数; 见表13-1-99^[1]

$$K_{Hb} = 1.12 + 0.18 \left(\frac{b}{d_6} \right)^2 + 0.23 \times 10^{-3} b, \quad b = j_d d_6 = 0.4 \times 210 = 84 \text{mm}$$

$$K_{Hb} = 1.12 + 0.18 \times (0.4)^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 84 = 1.168$$

K_{Ha} ——接触强度计算的齿间载荷分配系数, 见表13-1-102^[1]查得:

$$K_{Ha} = 1.0;$$

Z_D ——大轮单对齿啮合系数, 见表13-1-104^[1],

因 $e_a < 2$, 当 $M_7 > 1$ 时 $Z_D = M_7$; 当 $M_8 \leq 1$ 时 $Z_D = 1$;

$$\begin{aligned} M_7 &= \frac{\tan a'}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a7}^2}{d_{b7}^2} - 1} - \frac{2p}{z_7} \right] \left[\sqrt{\frac{d_{a6}^2}{d_{b6}^2} - 1} - (e_a - 1) \frac{2p}{z_6} \right]}} \\ &= \frac{\tan 20^\circ}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{310^2}{278.149^2} - 1} - \frac{2p}{37} \right] \left[\sqrt{\frac{224^2}{197.335^2} - 1} - (1.58 - 1) \times \frac{2p}{30} \right]}} \\ &= 0.994 \end{aligned}$$

取 $Z_D = 1$

s_{HO} ——节点处计算接触应力的基本值 (N/mm²);

计算接触应力的基本值:

$$s_{HO} = Z_H Z_E Z_e Z_b \sqrt{\frac{F_t}{d_7 b} \frac{u \pm 1}{u}} \quad (\text{"+" 外啮合}) \quad (3-35)$$

Z_H ——节点区域系数;

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos b_b \cos a_t'}{\cos^2 a_t \sin a_t}} = \sqrt{\frac{2 \cos 0^\circ \cos 20^\circ}{\cos^2 20^\circ \sin 20^\circ}} = 2.495$$

Z_E —— 弹性系数 ($\sqrt{\text{N/mm}^2}$)。见表 13-1-10^[1] $Z_E = 189.8\sqrt{\text{N/mm}^2}$;

Z_e —— 重合度系数 $Z_e = \sqrt{\frac{4-e_a}{3}} = \sqrt{\frac{4-1.7}{3}} = 0.8756$;

Z_b —— 螺旋角系数 $Z_b = \sqrt{\cos b} = \sqrt{\cos 0^\circ} = 1$;

F_t —— 端面内分度圆上的切向力;

$$F_t = 2000 \frac{T_5}{d_{w7}} = 2000 \times \frac{3325.64}{272} = 24453.22 \text{N}$$

$$\text{其中: } T_5 = 9549 \frac{P_5}{N_5} = 9549 \frac{P_4 0.957^2}{\frac{N_4}{i}} = 9549 \frac{101.4 \times 0.957^2}{\frac{482}{1.8889}} = 3325.64 \text{N.m} ;$$

将以上系数带入 (3-35) 式得:

$$s_{HD} = 2.495 \times 189.8 \times 0.8756 \times 1 \times \sqrt{\frac{24453.22}{210 \times 84} \times \frac{1.206 + 1}{1.206}} = 660.268 \text{N/mm}^2$$

将以上结果带入 (3-34) 得:

$$s_{H7} = 1 \times 660.268 \times \sqrt{1.75 \times 1.18 \times 1.174 \times 1} = 1028.05 \text{N/mm}^2$$

(2) 许用接触应力:

$$s_{HG} = s_{H\lim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (3-36)$$

式中 s_{HG} —— 计算齿轮的接触极限应力 (N/mm^2);

$s_{H\lim}$ —— 试取齿轮的接触疲劳极限 (MPa), $s_{H\lim} = 1650 \text{MPa}$;

Z_{NT} —— 接触强度计算的寿命系数。工作寿命 2 万小时计算

$$N_{L7} = 60n_6 L_k = 60 \times \frac{255.17}{1.206} \times 2 \times 10^4 = 2.539 \times 10^6 ,$$

根据公式 $Z_{NT} = \left(\frac{N_c}{N_{L7}} \right)^{0.0306}$, 见图13-1-16^[1]查得 $N_c = 5 \times 10^7$,

$$\text{所以 } Z_{NT7} = \left(\frac{5 \times 10^7}{2.539 \times 10^8} \right)^{0.0306} = 0.92;$$

Z_L ——润滑剂系数, Z_v ——速度系数, Z_R ——粗糙度系数;

见表13-1-108^[1]持久强度 $N_L \geq N_c$: $Z_L Z_v Z_R = 0.92$

Z_w ——工作硬化系数 $Z_w = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700}$, $Z_{w7} = 1.19$;

Z_x ——接触强度计算的尺寸系数。

$$Z_x = 1.76 - 0.0109m_n = 1.76 - 0.0109 \times 7 = 1.6837$$

将以上系数代入(3-36)式得:

$$S_{HG7} = 1650 \times 0.92 \times 0.92 \times 1.19 \times 1.638 = 2722.2 \text{ N/mm}^2$$

(3) 计算安全系数:

$$S_{H7} = \frac{S_{HG7}}{S_{H7}} = \frac{2722.2}{1028.05} = 2.6479 > S_{H\lim}$$

式中 $S_{H\lim}$ ——最小安全系数, 见表13-1-110^[1]。取 $S_{H\lim} = 1.1$

所以 Z_8 齿面接触强度满足要求。

4. 轮齿弯曲强度校核计算

(1) 计算齿根应力:

$$S_F = S_{F0} K_A K_V K_{Fb} K_{Fa} \quad (3-37)$$

式中 K_A , K_V ——使用系数, 动载荷系数同齿面接触强度中的值,

取 $K_A = 1.75$ $K_V = 1.18$;

K_{Fb} ——弯曲强度计的齿向载荷分布系数;

$$K_{Fb} = (K_{Hb})^N = 1.168^{0.62} = 1.102$$

$$N = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} = 0.62$$

K_{Fa} ——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数, $K_{Fa} = K_{Ha} = 1.1$

s_{F0} ——齿根应力的基本值 (N/mm^2);

计算齿根应力的基本值:

$$s_{F0} = \frac{F_t}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_b \quad (3-38)$$

F_t ——端面内分度圆上的名义切向力, $F_t = 24533.22 \text{ N}$;

$$a_n = 20^\circ, \frac{h_{ap}}{m_n} = 1, \frac{h_{fp}}{m_n} = 1.25, \frac{r_{fp}}{m_n} = 0.38. \text{ 时},$$

Y_{Fa} ——齿形系数按[1]图 13-1-38 当 $Z_7 = 37$ 时, $Y_{Fa7} = 2.42$;

$$a_n = 20^\circ, \frac{h_{ap}}{m_n} = 1, \frac{h_{fp}}{m_n} = 1.25, \frac{r_{fp}}{m_n} = 0.38. \text{ 时},$$

Y_{Sa} ——应力修正系数按[1]图 13-1-43 当 $Z_7 = 37$ 时, $Y_{Sa7} = 1.655$;

$$Y_e —— 重合度系数, \quad Y_e = 0.25 + \frac{0.75}{e_a} = 0.25 + \frac{0.75}{1.7} = 0.69;$$

Y_b ——螺旋角系数, 当 $b = 0^\circ$ 时, $Y_b = 1$;

将以上系数带入 (3-38) 式得：

$$s_{FD7} = \frac{24453.22}{84 \times 7} \times 2.42 \times 1.655 \times 0.69 \times 1 = 114.927 \text{ N/mm}^2$$

将以上结果带入 (3-37) 得：

$$s_{F7} = 114.927 \times 1.75 \times 1.18 \times 1.102 \times 1.1 = 287.68 \text{ N/mm}^2$$

(2) 许用齿根应力：

$$s_{FG} = s_{FLim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{drelT} Y_{RrelT} Y_X \quad (3-39)$$

式中 s_{FG} ——计算齿轮的弯曲极限应力 (N/mm²)；

s_{FLim} ——试取齿轮的齿根弯曲疲劳极限 (MPa)， $s_{FLim} = 450 \text{ MPa}$ ；

Y_{ST} ——试验齿轮的应力修正系数，取 $Y_{ST} = 2.0$ ；

Y_{NT} ——弯曲强度计算的寿命系数，见图 13-1-55^[1] $Y_{NT7} = 0.92$ ；

Y_{drelT} ——相对齿根圆角敏感系数，见图 13-1-57^[1] 查得 $Y_{drelT} = 1.0$ ；

Y_{RrelT} ——相对齿根表面状况系数，见图 13-1-58^[1] 查得 $Y_{RrelT} = 1.03$ ；

Y_X ——弯曲强度计算的尺寸系数，由表 13-1-119^[1] 得 $Y_X = 1.0$ 。

将以上系数带入 (3-39) 式得：

$$s_{FG7} = 450 \times 2.0 \times 0.92 \times 1.0 \times 1.02 \times 1.0 = 852.84 \text{ N/mm}^2$$

(3) 计算安全系数：

$$S_{F7} = \frac{s_{FG7}}{s_{F7}} = \frac{852.84}{287.68} = 2.96 > S_{FLim}$$

式中 S_{FLim} ——最小安全系数，见表 13-1-110^[1]。取 $S_{FLim} = 1.6$ 。

所以 Z_8 齿弯曲强度满足要求。

3.1.6 z_8, z_9, z_{10} 一级行星齿轮设计与校核

1. 配齿计算：

初选 $i_{Ax}^B = 5.05$ ，查表 13-5-3^[1]，取 $C_s = 4$ ，按配齿公式计算：

$$\frac{i_{Ax}^B z_A}{C_s} = c \quad \frac{4.94 \times z_A}{4} = 21$$

$$z_A = 17$$

$$z_B = cC_s - z_A = 21 \times 4 - 17 = 67$$

$$z_C = \frac{(z_B - z_A)}{2} = \frac{(67 - 17)}{2} = 25$$

采用不等角变位，可取 $z_C = 24$ 或 $z_C = 25$ ，外啮合 $a'_{AC} = 24^\circ : 26^\circ 30'$ ， z_A, z_B 不变。 $z_A = 17, z_B = 67, z_C = 24$ 或 $z_C = 25$ 。当 $z_C = 24$ 时，预定 $a'_{AC} = 25.45^\circ$ 。

为提高传动承载能力，宜取 $z_C = 24$ ，预定 $a'_{AC} = 25.45^\circ$ 。

2. 按接触强度初算中心距和模数：

$$\text{输入转矩 } T_6 = \frac{9550P_6}{n_6} = \frac{9550 \times 85.35}{211.6} = 3851.67 \text{ Ngn}$$

$$\text{小轮 (太阳轮) 的转矩 } T_A = \frac{T_6 K_C}{C_s} = \frac{3851.67 \times 1.15}{4} = 1107.355 \text{ Ngn}$$

$$\text{齿数比 } u = z_C / z_A = 24 / 17 = 1.411$$

K_c —载荷不均匀系数, 取 $K_c = 1.15$

太阳轮和行星轮的材料用 20CrMnTi 渗碳淬火, 齿面硬度 60-62HRC (太阳轮) 和 56-58HRC (行星轮) $s_{H\lim} = 1500 \text{ N/mm}^2$,

$$s_{H_p} = 0.9s_{H\lim} = 0.9 \times 1500 = 1350 \text{ N/mm}^2$$

取尺宽系数 $f_a = 0.5$, 载荷系数 $K = 1.4$ 。见表 13-1-67^[1]

$$a \geq A_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_a T_1}{j_a u s_{H_p}^2}} \text{ (mm)} \quad (\text{"+" 外啮合}) \quad (3-40)$$

将以上系数代入式 (3-40) 得:

$$a \geq 483(1.411+1) \sqrt[3]{\frac{1.4 \times 1107.355}{0.5 \times 1.411 \times 1350^2}} = 123.9 \text{ (mm)}$$

模数 $m_n = 2a/(z_A + z_C) = 2 \times 123.9 / (17 + 24) = 6.044 \text{ mm}$,

取 $m_n = 6 \text{ mm}$ 。

3. 计算 z_8 , z_9 , z_{10} 齿的几何尺寸

(1) 计算 $A-C$ 实际中心距

未变位时的中心距: $a_{AC} = m(z_A + z_C) / 2 = 6 \times (17 + 24) / 2 = 123 \text{ mm}$

中心距变位系数:

$$y_{AC} = (z_A + z_C) \left(\frac{\cos a}{\cos a_{AC}} - 1 \right) / 2 = (17 + 24) \left(\frac{\cos 20^\circ}{\cos 25.45^\circ} - 1 \right) / 2 = 0.834$$

则 $A-C$ 实际中心距: $a' = a_{AC} + y_{AC} \times m = 123 + 0.834 \times 6 = 128.003 \text{ mm}$

取实际中心距 $a' = 128 \text{ mm}$ 。(圆整)

(2) 计算 A-C 实际中心距变位系数和啮合角:

$$y_{AC} = \frac{a' - a_{AC}}{m} = \frac{128 - 123}{6} = 0.8333$$

$$\cos a'_{AC} = \frac{a_{AC}}{a'} \cos a = \frac{123}{128} \cos 20^\circ = 0.90299$$

所以 $a'_{AC} = 25.4466^\circ \approx 25.45^\circ$ 。

(3) 计算 A-C 传动得变位系数:

$$x_{\Sigma AC} = (z_A + z_C) \frac{\operatorname{inva}'_{AC} - \operatorname{inva}}{2 \tan a} = 0.98$$

用图 13-1-4 校核 $x_{\Sigma AC}$, $x_{\Sigma AC}$ 在许用区内, 可用。用图 13-1-4^[1]分配变位系数 $x_A = 0.48$, $x_C = 0.5$ 。

(4) 计算 C-B 传动的中心距变位系数和啮合角

$$y_{CB} = \frac{a' - a_{CB}}{m} = -0.16667$$

$$a_{CB} = \frac{m}{2} (z_B - z_C) = \frac{6}{3} \times (67 - 24) = 129 \text{ mm}$$

$$y_{CB} = \frac{128 - 129}{6} = -0.16667$$

$$\cos a'_{CB} = \frac{a_{CB}}{a'} \cos a = \frac{129}{128} \cos 20^\circ = 18.731^\circ$$

(5) 计算 C-B 传动得变位系数

$$x_{\Sigma CB} = (z_C - z_B) \frac{\operatorname{inva}'_{CB} - \operatorname{inva}}{2 \tan a} = -0.34$$

$$x_{\Sigma CB} = x_B - x_C \Rightarrow x_B = x_{\Sigma CB} + x_C = -0.34 + 0.5 = 0.16$$

用图 13-1-4^[1]校核 $x_{\Sigma CB}$, $x_{\Sigma CB}$ 在许用区内, 可用。

用图 13-1-4^[1]分配变位系数 $x_C = 0.5$, $x_B = 0.16$, $x_A = 0.48$

(6) 齿轮的几何尺寸:

$$d_8 = mz_8 = mz_A = 6 \times 17 = 102\text{mm}$$

$$z_9 = mz_9 = mz_C = 6 \times 24 = 144\text{mm}$$

$$d_{10} = mz_{10} = mz_B = 6 \times 67 = 402\text{mm}$$

$$d_{w8} = 2a' \frac{z_8}{z_8 + z_9} = 2 \times 128 \times \frac{17}{17 + 24} = 106.146\text{mm}$$

$$d_{w9} = 2a' \frac{z_9}{z_8 + z_9} = 2 \times 128 \times \frac{24}{24 + 17} = 149.85\text{mm}$$

$$d_{w10} = 2a' \frac{z_{10}}{z_{10} - z_9} = 2 \times 128 \times \frac{67}{67 - 24} = 389.88\text{mm}$$

$$d_{b8} = d_8 \cos a = 102 \cos 20^\circ = 95.85\text{mm}$$

$$d_{b9} = d_9 \cos a = 144 \cos 20^\circ = 135.316\text{mm}$$

$$d_{b10} = d_{10} \cos a = 402 \times \cos 20^\circ = 377.75\text{mm}$$

$$d_{a8} = d_8 + (2h_a^* + x_8 - d)m = 102 + 2(1 + 0.48) \times 6 = 119.76\text{mm}$$

$$d_{a9} = d_9 + (2h_a^* + x_9 - d)m = 144 + 2(1 + 0.5) \times 6 = 162\text{mm}$$

$$d_{a10} = d_{10} + (2h_a^* - x_{10} - d)m = 402 + 2(1 - 0.16) \times 6 = 412.08\text{mm}$$

$$d_{f8} = d_8 - (2h_a^* + c^* - x_8)m = 102 - 2(1 + 0.25 - 0.48) \times 6 = 92.76\text{mm}$$

$$d_{f9} = d_9 - (2h_a^* + c^* - x_9)m = 144 - 2(1 + 0.25 - 0.5) \times 6 = 135\text{mm}$$

$$d_{f10} = d_{10} - (2h_a^* + c^* - x_{10})m = 402 - 2(1 + 0.25 + 0.16) \times 6 = 385.08\text{mm}$$

(7) 计算齿顶圆压力角 a_a :

$$a_{a8} = \arccos \frac{d_{b8}}{d_{a8}} = \arccos \frac{95.85}{119.76} = 37.51^\circ$$

$$a_{a9} = \arccos \frac{d_{b9}}{d_{a9}} = \arccos \frac{135.316}{162} = 33.3546^\circ$$

$$a_{a10} = \arccos \frac{d_{b10}}{d_{a10}} = \arccos \frac{337.756}{412.08} = 23.55^\circ$$

$$\begin{aligned} e_{8,9} &= \frac{1}{2p} [z_8(\tan a_{a8} - \tan a') + z_9(\tan a_{a9} - \tan a')] \\ &= \frac{1}{2p} [17(\tan 37.51^\circ - \tan 25.45^\circ) + 24(\tan 33.3546^\circ - \tan 25.45^\circ)] \\ &= 1.486 \end{aligned}$$

4. 齿面接触强度校核计算

(1) 计算接触应力:

$$\text{行星轮: } s_{H9} = Z_D s_{HD} \sqrt{K_A K_V K_{Hb} K_{Ha}} \quad (3-41)$$

式中 K_A ——使用系数, 见表13-1-81^[1]; 表13-1-82^[1]原动机工作特性示

例及表13-1-83^[1]工作机工作特性示例。 $K_A = 1.75$;

K_V ——动载系数, 由图13-1-14^[1]查得 $K_V = 1.02$;

$$V = \frac{pd_8n_6}{60 \times 1000} = \frac{p \times 102 \times 211.57}{60000} = 1.13\text{m/s}$$

K_{Hb} ——接触强度计算的齿向载荷分布系数, 见表13-1-99^[1]

行星齿轮传动的内齿轮宽度与行星轮分度圆直径的比小于或等于 1 时, 取 $K_{Hb} = K_{Fb} = 1$;

K_{Ha} ——接触强度计算的齿间载荷分配系数, 见表 13-1-102^[1] 查得:

$$K_{Ha} = 1.0;$$

s_{HO} ——节点处计算接触应力的基本值 (N/mm²);

Z_D ——小轮及大轮单对齿啮合系数, 见表 13-1-104^[1],

因 $e_a < 2$ 。当 $M_{10} > 1$ 时, $Z_D = M_{10}$; 当 $M_{10} \leq 1$ 时, $Z_D = 1$;

$$\begin{aligned} M_9 &= \frac{\tan a'}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a8}^2}{d_{b8}^2} - 1} - \frac{2p}{z_9}\right]\left[\sqrt{\frac{d_{a8}^2}{d_{b8}^2} - 1} - (e_a - 1)\frac{2p}{z_8}\right]}} \\ &= \frac{\tan a'}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{162^2}{135.316^2} - 1} - \frac{2p}{24}\right]\left[\sqrt{\frac{119.76^2}{95.85^2} - 1} - (1.486 - 1)\frac{2p}{17}\right]}} \\ &= 1.0008 \approx 1 \end{aligned}$$

$$\text{取 } Z_D = 1.0$$

计算接触应力的基本值:

$$s_{HO} = Z_H Z_E Z_e Z_b \sqrt{\frac{F_t}{d_9 b} \frac{u \pm 1}{u}} \quad (3-42)$$

式中 Z_H ——节点区域系数;

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos b_b \cos a_t'}{\cos^2 a_t \sin a_t}} = \sqrt{\frac{2 \cos 0^\circ \cos 25.45^\circ}{\cos^2 20^\circ \sin 25.45^\circ}} = 2.18$$

Z_E ——弹性系数, $\sqrt{\text{N/mm}^2}$ 。见表 13-1-10^[1], $Z_E = 189.8\sqrt{\text{N/mm}^2}$;

Z_e ——重合度系数 $Z_e = \sqrt{\frac{4-e_a}{3}} = \sqrt{\frac{4-1.486}{3}} = 0.915$;

Z_b ——螺旋角系数 $Z_b = \sqrt{\cos b} = \sqrt{\cos 0^\circ} = 1$;

F_t ——端面内分度圆上的名义切向力;

$$F_t = \frac{2000T_A}{d_{w8}} = \frac{2000 \times 1107.355}{106.46} = 20864.75 \text{ N}$$

b ——工作齿宽, $b = j_d \times b = 0.6 \times 102 = 72 \text{ mm}$;

m_n ——法向模数, $m_n = 6 \text{ mm}$ 。

将以上系数带入 (3-42) 式得:

$$s_{HO} = 2.18 \times 189.8 \times 0.915 \times 1 \times \sqrt{\frac{20864.75}{102 \times 72} \times \frac{1.411+1}{1.411}} = 834.16 \text{ N/mm}^2$$

将以上结果带入 (3-41) 得:

$$s_{H9} = 1 \times 834.16 \times \sqrt{1.75 \times 1.02 \times 1 \times 1} = 1114.74 \text{ N/mm}^2$$

(2) 许用接触应力:

$$s_{HG} = s_{H\lim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (3-43)$$

式中 s_{HG} ——计算齿轮的接触极限应力 N/mm^2 ;

$s_{H\lim}$ ——试取齿轮的接触疲劳极限 $s_{H\lim10} = 1500 \text{ MPa}$;

Z_{NT} ——接触强度计算的寿命系数。工作寿命 2 万小时计算,

$$N_{l8} = 60n_5L_k = 60 \times 21157 \times 2 \times 10^4 = 2.54 \times 10^8$$

$$N_{l9} = \frac{n_{l8}}{i} = \frac{2.54 \times 10^8}{1.411} = 1.8 \times 10^8$$

见图13-1-26^[1]查得: $Z_{NT10} = 0.92$;

Z_L ——润滑剂系数, Z_V ——速度系数, Z_R ——粗糙度系数,

见表13-1-108^[1], 持久强度 $N_L \geq N_C$: $Z_L Z_V Z_R = 0.92$;

Z_w ——工作硬化系数 $Z_w = 1.2 - \frac{HB - 130}{1700}$, $Z_{w10} = 1.19$;

Z_x ——接触强度计算的尺寸系数;

$$Z_x = 1.076 - 0.0109m_n = 1.076 - 0.0109 \times 6 = 1.0106$$

将以上系数带入(3-43)式得:

$$S_{HG9} = 1500 \times 0.92 \times 0.92 \times 1.19 \times 1.0106 = 1526.84 \text{ N/mm}^2$$

(3) 计算安全系数:

$$S_{H9} = \frac{S_{HG9}}{S_{H9}} = \frac{1526.84}{1114.47} = 1.37 > S_{H\lim}$$

式中 $S_{H\lim}$ ——最小安全系数, 见表13-1-110^[1]。取 $S_{H\lim} = 1.1$ 。

所以 z_9 齿面接触强度满足要求。

5. 轮齿弯曲强度校核计算

(1) 计算齿根应力:

$$S_F = S_{F0} K_A K_V K_{Fb} K_{Fa} \quad (3-44)$$

式中 K_A , K_V ——使用系数, 动载荷系数同齿面接触强度中的值,

取 $K_A = 1.75$, $K_V = 1.02$;

K_{Fb} ——弯曲强度计算的齿向载荷分布系数, $K_{Fb} = 1$;

K_{Fa} ——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数, $K_{Fa} = K_{Ha} = 1.1$;

s_{F0} ——齿根应力的基本值 (N/mm²);

计算齿根应力的基本值:

$$s_{F0} = \frac{F_t}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_b \quad (3-45)$$

式中 F_t ——端面内分度圆上的名义切向力(N), $F_t = 20864.75$ N ;

b ——工作齿宽(mm), $b = 72$ mm ;

m_n ——法向模数(mm), $m_n = 6$ mm ;

Y_{Fa} ——载荷作用于齿顶时的齿形系数, 见图13-1-38^[1], $Y_{Fa10} = 2.15$;

Y_{Sa} ——载荷作用于齿顶时的应力修正系数, 见图13-1-43^[1] ,

$Y_{Sa10} = 1.82$;

Y_e ——重合度系数, $Y_e = 0.25 + \frac{0.75}{e_a} = 0.25 + \frac{0.75}{1.486} = 0.7547$;

Y_b ——螺旋角系数, 当 $b = 0^\circ$ 时, $Y_b = 1$

将以上系数代入 (3-45) 式得:

$$s_{F0} = \frac{20864.75}{72 \times 6} \times 2.15 \times 1.82 \times 1 \times 0.7547 = 142.63 \text{ N/mm}^2$$

将以上结果代入 (3-44) 得:

$$s_{F9} = 142.63 \times 1.75 \times 1.02 \times 1 \times 1.1 = 280.954 \text{ N/mm}^2$$

(2) 许用齿根应力:

$$S_{FG} = S_{FLim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{drelT} Y_{RrelT} Y_X \quad (3-46)$$

式中 S_{FG} ——计算齿轮的弯曲极限应力 (N/mm²);

S_{FLim} ——试取齿轮的齿根弯曲疲劳极限 (MPa), $S_{FLim10} = 450$ MPa;

Y_{ST} ——试验齿轮的应力修正系数, 取 $Y_{ST} = 2.0$;

Y_{NT} ——弯曲强度计算的系数, 见图13-1-55^[1]查得 $Y_{NT9} = 0.9$;

Y_{drelT} ——相对齿根圆角敏感系数, 见图13-1-57^[1]查得 $Y_{drelT} = 1.0$;

Y_{RrelT} ——相对齿根表面状况系数, 见图13-1-58^[1]查得 $Y_{RrelT} = 1.03$;

Y_X ——弯曲强度计算的尺寸系数, 由表13-1-119^[1]得 $Y_X = 1.0$;

将以上系数代入 (3-46) 式得:

$$S_{FG9} = 450 \times 2.0 \times 0.9 \times 1.0 \times 1.03 \times 1.0 = 834.3 \text{ Nmm}^2$$

(3) 计算安全系数:

$$S_{F9} = \frac{S_{FG9}}{S_{F9}} = \frac{834.3}{280.054} = 2.979 > S_{FLim}$$

式中 S_{FLim} ——最小安全系数, 见表13-1-110^[1]。取 $S_{FLim} = 1.6$ 。

所以 z_9 齿弯曲强度满足要求。

3.2 轴的设计校核及轴承寿命计算

3.2.1 I 轴的设计校核及轴承寿命计算

1. 初步估算轴径

选择轴的材料为 20CrMnTi，渗碳后淬火、回火，由表 5-1-1^[3]查得材料的机械性能数据为： $s_b = 1100 \text{ MPa}$ $s_s = 850 \text{ MPa}$

$$s_{-1} = 525 \text{ MPa} \quad t_{-1} = 300 \text{ MPa}$$

由于材料是 20CrMnTi，由表 26-3-1^[4]选取 $A = 100$ ，则得

$$d_{\min} = A \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 100 \sqrt[3]{\frac{132}{1455}} = 44.93 \text{ mm}$$

2. 轴上受力分析

I 轴传递的转矩：

$$T_1 = \frac{9550 \times P_1}{n_1} = \frac{9550 \times 132}{1455} = 866.39 \text{ Nm}$$

式中 T_1 ——轴传递扭矩 (Nm)；

P_1 ——截割电机功率 (kW)；

n_1 ——截割电机转速 (r/min)。

$$F_{t1} = \frac{2000T_1}{dw_1} = \frac{2000 \times 866.39}{138} = 12556.3768 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_1 = 12556.3768 \times \tan 20^\circ = 4750 \text{ N}$$

花键传动附加力：

$$F_o = \frac{2000T_1}{D_0} \times 0.2 = \frac{2000 \times 866.39}{44} \times 0.2 = 7876.27 \text{ N}$$

式中 D_0 ——花键分度圆直径, $D_0 = 44 \text{ mm}$ 。

3. 求支反力

$$R_{AY} = \frac{F_{\text{tl}} \times 37.5}{37.5 + 47.5} = 5539.578 \text{ N} \quad R_{BY} = \frac{F_{\text{tl}} \times 47.5}{37.5 + 47.5} = 7016.7988 \text{ N}$$

$$R_{AX} = \frac{F_{r1} \times 37.5}{85} = 2016 \text{ N} \quad R_{BX} = \frac{F_{r1} \times 47.5}{85} = 2554 \text{ N}$$

$$R_{AO} = \frac{F_o \times 37.5}{85} = 3474.825 \text{ N} \quad R_{BO} = \frac{F_o \times 47.5}{85} = 4401.445 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} + R_{AO} = 9370 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} + R_{BO} = 11868.6 \text{ N}$$

4. 求弯矩并作弯矩图(图 3-1)

齿轮的作用力在水平平面的弯矩图: (图 3—1—a)

$$M_{Cx} = R_{Ax} 0.0475 = 95.76 \text{ N}\text{gn}$$

齿轮作用在垂直平面的弯矩图: (图 3—1—b)

$$M_{Cy} = R_{Ay} 0.0475 = 263.13 \text{ N}\text{gn}$$

由于齿轮作用力在 C 截面作出的最大合成弯矩:

$$M'_C = \sqrt{M_{Cx}^2 + M_{Cy}^2} = 280 \text{ N}\text{gn}$$

由于 R_0 作用而作出的弯矩图: (图 3—1—c)

$$M_{C0} = R_{A0} 0.0475 = 165 \text{ N}\text{gn}$$

则截面 C 的最大合成弯矩为:

$$M_C = M'_C + M_{C0} = 280 + 165 = 445 \text{ N}\text{gn}$$

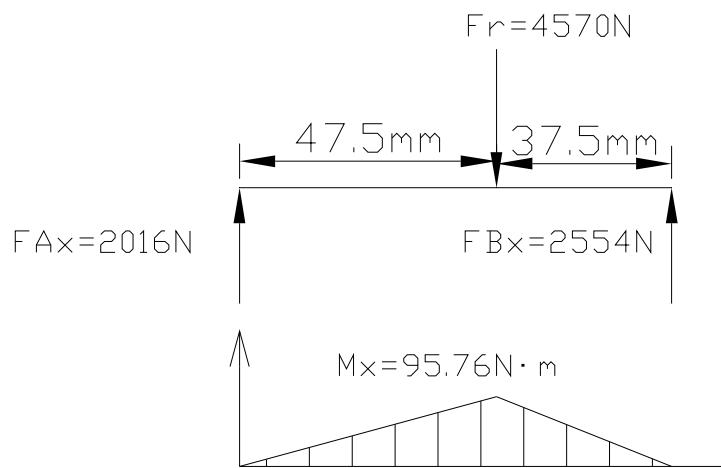


图 3-1-a 水平面弯矩图

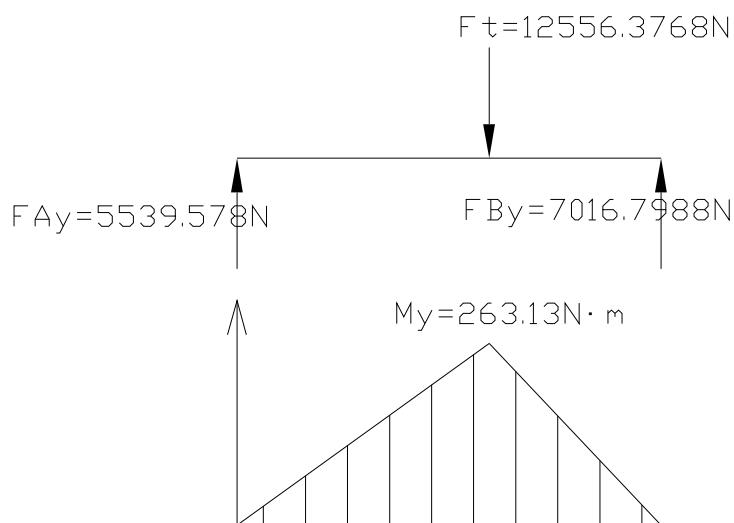


图 3-1-b 垂直面弯矩图



图 3-1-c 花键力弯矩图

5. 轴的强度校核

(1) 确定危险截面: 根据齿轮轴的结构尺寸及弯矩图, 扭矩图, 截面 C 处的弯矩最大, 且有齿轮配合与渐开线花键引起的应力集中, 故属危险截面。现对截面 C 进行强度校核。

(2) 安全系数校核计算: 由于采煤机截割部电动机带动轴转动, 弯矩引起对称循环的弯应力, 转矩引起的为脉动循环的剪应力。

弯曲应力幅为:

$$s_a = \frac{M_c}{W} = \frac{445 \times 10^6}{8.5} = 52.35 \text{ MPa}$$

式中: W ——抗弯断面系数, 由表 26-3-15^[4]计算得:

$$W = 0.1d^3 = 0.1 \times (44 \times 10^{-3})^3 = 8.5 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

由于是对称循环弯曲应力, 故平均应力 $s_m = 0$;

$$S_s = \frac{s_{-1}}{\frac{K_s}{b} s_a + y_s s_m} = \frac{525 \times 10^6}{\frac{2.22}{0.92 \times 0.73} \times 52.35 \times 10^6} = 3.03$$

式中: s_{-1} ——20CrMnTi 钢弯曲对称应力时的疲劳极限 (MPa), 由表

5-1-1^[3]查得 $s_{-1} = 525 \text{ MPa}$;

K_s ——正应力有效应力集中系数, 由表 5-1-30^[3]按键槽查得

$K_s = 1.72$, 按配合查得 $K_s = 2.22$, 故取 $K_s = 2.22$;

b —— 表面质量系数, 轴经车削加工, 由表 5-1-36^[3] $b = 0.92$;

e_s —— 尺寸系数, 由表 5-1-34^[3] 查得 $e_s = 0.73$ 。

剪应力幅为:

$$t_m = t_a = \frac{T_1}{2W_p} = \frac{866.39}{2 \times 17} = 25.48 \text{ MPa}$$

式中 W_p —— 抗扭断面系数,

$$W = 0.2d^3 = 0.2 \times (44 \times 10^{-3})^3 = 17 \text{ } 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$S_t = \frac{t_{-1}}{\frac{K_t}{b} t_a + y_a t_m} = \frac{\frac{300 \times 10^6}{1.66} \times 25.48 \times 10^6 + 0.21 \times 25.48 \times 10^6}{0.92 \times 0.73} = 4.39$$

式中 t_{-1} —— 20CrMnTi 的扭转疲劳极限, 由表 5-1-1^[3] 查得: $t_{-1} = 300 \text{ MPa}$;

Kt —— 剪应力有效应力集中系数, 由表 5-1-30^[3] 按键槽查得

$K_t = 1.58$, 按配合查得: $K_t = 1.66$, 所以取 $K_t = 1.66$;

b , e —— 同正应力;

y_t —— 平均应力折算系数, 由表 5-1-33^[3] 查得 $y_t = 0.21$ 。

$$S = \frac{S_s S_t}{\sqrt{S_s^2 + S_t^2}} = \frac{3.03 \times 4.39}{\sqrt{3.03^2 + 4.39^2}} = 2.5$$

由表 5-1-26^[3] 可知, $[S] = 1.8 \sim 2.5$

故 $S \geq [S]$, 该轴 C 截面是安全的。

6. 轴承寿命计算

轴承 A 选用 NJ1018 型, $Cr = 74.0 \text{ KN}$

$$L_{hA} = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{Cr}{P_A} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 1455} \left(\frac{74000}{9370} \right)^{\frac{10}{3}} = 11236 \text{ h}$$

式中 P_A ——轴承所受实际动载荷 (KN), $P_A=R_A$ 。

轴承 B 选用进口 NJ221型, $Cr=185 \text{ KN}$

$$L_{hB} = \frac{10^6}{60n_1} = \left(\frac{Cr}{P_B} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 1455} \left(\frac{185000}{11868.6} \right)^{\frac{10}{3}} = 108366 \text{ h}$$

式中 P_B ——轴承所受实际动载荷 (KN), $P_B=R_B$ 。

7. 静强度效核

$$S_{sb} = \frac{d_s}{\frac{M_{\max}}{W}} = \frac{850}{\frac{445}{8.5}} = 16.3 \quad S_{st} = \frac{t_a}{\frac{T_{\max}}{W_p}} = \frac{510}{\frac{866.39}{17}} = 10$$

$$S_s = \frac{S_{sb} \times S_{st}}{\sqrt{S_{sb}^2 + S_{st}^2}} = \frac{16.3 \times 10}{\sqrt{16.3^2 + 10^2}} = 8.548 > S_{sp}$$

$d_s / d_b = 0.77$, 根据表 5-1-40^[4] 得 $[S_{sp}] = 2.2$, 所以满足静强度要求。

3.2.2 III 轴的设计校核及轴承寿命计算

1. 初步估算轴径

选择轴的材料为 20Cr, 渗碳后淬火, 由表 5-1-1^[3] 查得材料的机械性能数据为: $s_b = 850 \text{ Mpa}$ $s_s = 550 \text{ Mpa}$

$$s_{-1} = 375 \text{ Mpa} \quad t_{-1} = 215 \text{ Mpa}$$

由于材料是 20Cr, 由表 5-11-19^[3] 选取 $A=100$, 由表 26-3-1^[4] 则得:

$$d_{\min} = A \sqrt{\frac{P_3}{n_3}} = 100 \sqrt{\frac{110.72}{817}} = 51.365 \text{ mm}$$

2. 轴上受力分析

III轴传递的转矩：

$$T_3 = \frac{9550 \times P_3}{n_3} = \frac{9550 \times 110.72}{817} = 1294.08 \text{ Nm}$$

式中 T_3 ——三轴传递扭矩 (Nm)；

n_3 ——三轴转速 (r/min)， $n_3 = 817 \text{ r/min}$ ；

$$F_{t3} = \frac{2000T_3}{dw_3} = \frac{2000 \times 1294.08}{246} = 10521 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \tan \alpha_3 = 10521 \times \tan 20^\circ = 3829.33 \text{ N}$$

$$F_{r3}' = \frac{2000T_3}{dw_4} = \frac{2000 \times 1294.08}{161} = 16075 \text{ N}$$

$$F_{r3}' = F_{r3}' \tan \alpha_4 = 16075 \times \tan 20^\circ = 5851 \text{ N}$$

3. 求支反力

$$R_{AY} = \frac{F_{t3}(l_{CD} + l_{DB}) + F_{r3}' \times l_{DB}}{l_{AB}} = \frac{10521 \times 165 + 16075 \times 70}{215} = 13308 \text{ N}$$

$$R_{AX} = \frac{F_{r3}(l_{CD} + l_{DB}) - F_{r3}' \times l_{DB}}{l_{AB}} = \frac{3829.33 \times 165 - 5851 \times 70}{215} = 1033.8 \text{ N}$$

$$R_{BY} = \frac{F_{t3}l_{AC} + F_{r3}' \times (l_{AC} + l_{CD})}{l_{AB}} = \frac{10521 \times 50 + 16075 \times 145}{215} = 13288 \text{ N}$$

$$R_{BX} = \frac{F'_{r3}(l_{AC} + l_{CD}) - F_{r3} \times l_{AC}}{l_{AB}} = \frac{5851 \times 145 - 3829.33 \times 50}{215} = 3055.48 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{1033.8^2 + 13308^2} = 13348 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{3055.48^2 + 13288^2} = 13635 \text{ N}$$

4. 求弯矩并作弯矩图(图 3-2)

(1) 齿轮的作用力在水平平面的弯矩:

$$M_{CX} = R_{AX} = 1033.8 \times 0.05 = 51.69 \text{ N}\text{gn}$$

$$M_{DX} = R_{BX} = 3055.48 \times 0.07 = 213.88 \text{ N}\text{gn}$$

(2) 齿轮作用在垂直平面的弯矩:

$$M_{CY} = R_{AY} \times l_{AC} = 13308 \times 0.05 = 665.4 \text{ N}\text{gn}$$

$$M_{DY} = R_{BY} \times l_{DB} = 13288 \times 0.07 = 930.16 \text{ N}\text{gn}$$

(3) 则 C、D 截面作出的最大合成弯矩: N gn

$$M_C = \sqrt{M_{CX}^2 + M_{CY}^2} = 665.44 \text{ N}\text{gn}$$

$$M_D = \sqrt{M_{DX}^2 + M_{DY}^2} = 954 \text{ N}\text{gn}$$

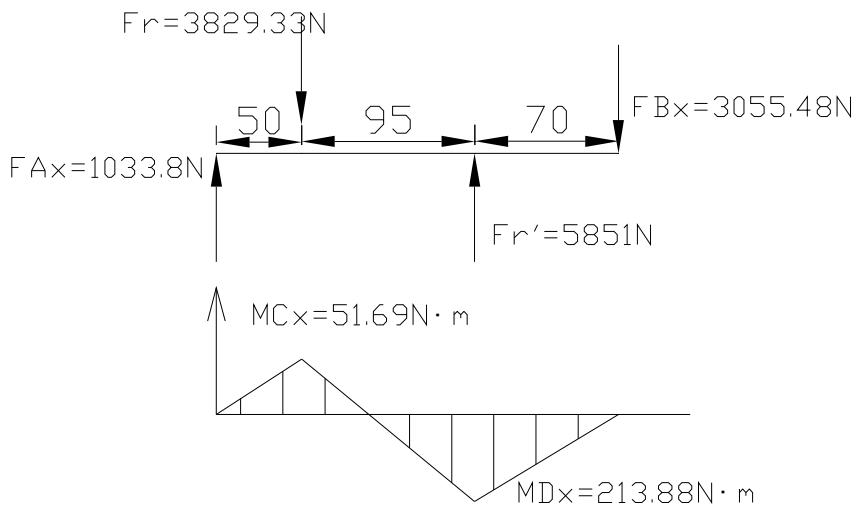


图 3-2-a 水平面弯矩图

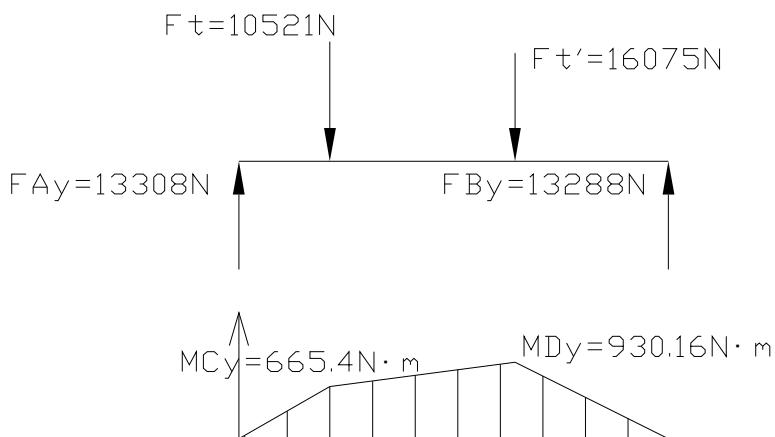


图 3-2-b 垂直面弯矩图

5. 轴的强度校核

(1) 确定危险截面: 根据轴的结构尺寸及弯矩图, 截面 D 处的弯矩最大, 故属危险截面。现对截面 D 进行强度校核。

(2) 安全系数校核计算: 由于采煤机截割部电动机带动轴转动, 弯矩引起对称循环的弯应力, 转矩引起的为脉动循环的剪应力。

弯曲应力幅为:

$$s_a = \frac{M_D}{W} = \frac{954 \times 10^6}{536} = 1.78 \text{ MPa}$$

式中 W —— 抗弯断面系数, 由表 26-3-15^[4] 计算的。

$$W = 0.1d^3 = 0.1 \times (175 \times 10^3)^3 = 536 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

由于是对称循环弯曲应力, 故平均应力 $s_m = 0$

$$S_s = \frac{s_{-1}}{\frac{K_s}{be_s} s_a + y_s s_m} = \frac{375 \times 10^6}{\frac{2.22}{0.92 \times 0.54} \times 1.78 \times 10^6} = 47$$

式中 s_{-1} —— 20Cr 钢弯曲对称应力时的疲劳极限 (MPa), 由表 5-1-1^[3] 查

得: $s_{-1} = 375 \text{ MPa}$;

K_s —— 正应力有效应力集中系数, 按表 5-1-30^[3] 按键槽查得:

$$K_s = 1.72, \text{ 按配合查得 } K_s = 2.22, \text{ 故取 } K_s = 2.22;$$

b —— 表面质量系数, 轴经车削加工, 按表 5-1-36^[3] 查得 $b = 0.92$;

e_s —— 尺寸系数, 由表 5-1-34^[3] 和 [4] 表 26-3-11^[4] 查得 $e_s = 0.64$

剪应力幅为:

$$t_m = t_a = \frac{T_3}{2W_p} = \frac{1294.08 \times 10^6}{2 \times 1072} = 0.6 \text{ MPa}$$

式中 W_p —— 抗扭断面系数, $W_p = 0.2d^3 = 2 \times W = 1072 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 。

$$S_t = \frac{t_{-1}}{\frac{K_t}{be_t} t_a + y_a t_m} = \frac{215 \times 10^6}{\frac{1.66}{0.92 \times 0.54} \times 0.6 \times 10^6 + 0.21 \times 0.6 \times 10^6} = 100.9$$

式中 t_{-1} —— 20Cr 的扭转疲劳极限, 由表 5-1-1^[3] 查得 $t_{-1} = 215 \text{ MPa}$;

K_t —— 剪应力有效应力集中系数, 由表 5-1-30^[3] 按键槽查得

$K_t = 1.58$, 按配合查得 $K_t = 1.66$ 故取 $K_t = 1.66$;

b , e —— 同正应力;

y_t —— 平均应力折算系数, 由表 5-1-33^[3] 查得 $y_t = 0.21$ 。

$$S = \frac{S_s S_t}{\sqrt{S_s^2 + S_t^2}} = \frac{47 \times 100.9}{\sqrt{47^2 + 100.9^2}} = 42.59$$

由表 5-1-26^[3] 可知, $[S] = 1.3 \sim 2.5$

故 $S > [S]$, 该轴 D 截面是安全的。

6. 静强度校核

$$S_{sb} = \frac{d_s}{\frac{M_{\max}}{W}} = \frac{550}{\frac{9540}{536}} = 28.654 \quad S_{st} = \frac{t_a}{\frac{T_{\max}}{W_p}} = \frac{510}{\frac{1294}{1072}} = 422.5$$

$$S_s = \frac{S_{sb} \times S_{st}}{\sqrt{S_{sb}^2 + S_{st}^2}} = 51 > S_{sp}$$

$d_s/d_b = 0.647$ 根据表 5-1-40^[4] 得 $[S_{sp}] = 1.8$, 所以满足静强度要求。

7. 轴承寿命计算

轴承 A 选用 NJ2219E 型, $Cr = 275 \text{ KN}$

$$L_{Ha} = \frac{10^6}{60n_3} \left(\frac{Cr}{P_A} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 817} \left(\frac{275000}{13348} \right)^{\frac{10}{3}} = 489044 \text{ h}$$

式中 P_A —— 轴承所受实际动载荷 (KN), $P_A = R_A$

轴承 B 选用 22224C 型, $Cr = 470 \text{ KN}$

$$L_{Hb} = \frac{10^6}{60n_3} \left(\frac{Cr}{P_B} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 817} \left(\frac{470000}{13635} \right)^{\frac{10}{3}} = 2719166 \text{h}$$

式中 P_B —— 轴承所受实际动载荷 (KN), $P_B = R_B$

3.2.3 IV 轴的设计校核及轴承寿命计算

1. 初步估算轴径

选择轴的材料为 20CrMnTi, 渗碳后淬火、回火, 由表 5-1-1^[3] 查得材料的机械性能数据为: $s_b = 1100 \text{ MPa}$ $s_s = 850 \text{ MPa}$

$$s_{-1} = 525 \text{ MPa} \quad t_{-1} = 300 \text{ MPa}$$

由于材料是 20CrMnTi, 由表 5-1-19^[3] 选取 $A = 100$,
由 [4] 表 26-3-1 则得:

$$d_{\min} = A \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \times \sqrt[3]{\frac{101.4}{482}} = 59.47 \text{ mm}$$

2. 轴上受力分析

IV 轴传递的转矩:

$$T_4 = \frac{9550 \times P_4}{n_4} = \frac{9550 \times 101.4}{482} = 2008.856 \text{ Nm}$$

式中 T_4 —— IV 轴传递扭矩 (Nm);

P_4 —— 截割电机功率 (kW), $P_4 = 101.4 \text{ kW}$;

n_4 —— 截割电机转速 (r/min), $n_4 = 482 \text{ r/min}$ 。

$$F_{t4} = \frac{2000T_4}{dw_6} = \frac{2000 \times 2008.856}{144} = 27900 \text{ N}$$

$$F_{r4} = F_{t4} \tan a = 27900 \times \tan 20^\circ = 10155 \text{ N}$$

$$F_{t4}^' = \frac{2000T_4}{dw_5} = \frac{2000 \times 2008.856}{273} = 14717 \text{ N}$$

$$F_{r4}^' = F_{t4}^' \tan a = 14717 \times \tan 20^\circ = 5357 \text{ N}$$

花键传动附加力：

$$F_o = \frac{2000T_4}{D_0} \times 0.2 = \frac{2000 \times 2008.856}{114} \times 0.2 = 7049 \text{ N}$$

式中 D_0 ——花键分度圆直径 $D_0 = 114 \text{ mm}$ 。

3. 求支反力

$$R_{AY} = \frac{F_{t4}(l_{CD} + l_{DB}) + F_{t4}^' \times l_{DB}}{l_{AB}} = \frac{27900 \times 150 + 14717 \times 70}{215} = 24257 \text{ N}$$

$$R_{AX} = \frac{F_{r4}(l_{CD} + l_{DB}) - F_{r4}^' \times l_{DB}}{l_{AB}} = \frac{10155 \times 150 - 5357 \times 70}{215} = 5341 \text{ N}$$

$$R_{AO} = \frac{F_o \times l_{DB}}{l_{AB}} = \frac{7049 \times 70}{215} = 2295 \text{ N}$$

$$R_{BY} = \frac{F_{t4}l_{AC} + F_{t4}^' \times (l_{AC} + l_{CD})}{l_{AB}} = \frac{27900 \times 65 + 14717 \times 135}{215} = 17676 \text{ N}$$

$$R_{BX} = \frac{F_{r4}^'(l_{AC} + l_{CD}) - F_{r4} \times l_{AC}}{l_{AB}} = \frac{5357 \times 135 - 10155 \times 65}{215} = 294 \text{ N}$$

$$R_{BO} = F_o - R_{AO} = 7049 - 2295 = 4754 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} + R_{AO} = 27133 \text{ N} \quad R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} + R_{BO} = 22432 \text{ N}$$

4. 求弯矩并作弯矩图 (图 3-3)

(1) 齿轮的作用力在 C 截面的弯矩:

$$M_{CX} = R_{AX} \times l_{AC} = 5341 \times 0.065 = 347 \text{ N}\text{m}$$

$$M_{CY} = R_{AY} \times l_{AC} = 24257 \times 0.065 = 1576.7 \text{ N}\text{m}$$

$$M_C = \sqrt{M_{CX}^2 + M_{CY}^2} = 1614 \text{ N}\text{m}$$

(2) D 截面的弯矩:

由于齿轮作用力在 D 截面作出的最大合成弯矩:

$$M_{DX} = R_{BX} \times l_{DB} = 294 \times 0.07 = 20.58 \text{ N}\text{m}$$

$$M_{DY} = R_{BY} \times l_{DB} = 17676 \times 0.07 = 1237.32 \text{ N}\text{m}$$

$$M_D = \sqrt{M_{DX}^2 + M_{DY}^2} \approx 1237 \text{ N}\text{m}$$

由于 R_0 作用而作出的弯矩图:

$$M_{D0} = R_{BO} \times l_{DB} = 4754 \times 0.07 = 333 \text{ N}\text{m}$$

则截面 D 的最大合成弯矩为:

$$M_D = M'_D + M_{D0} = 1237 + 333 = 1570 \text{ N}\text{m}$$

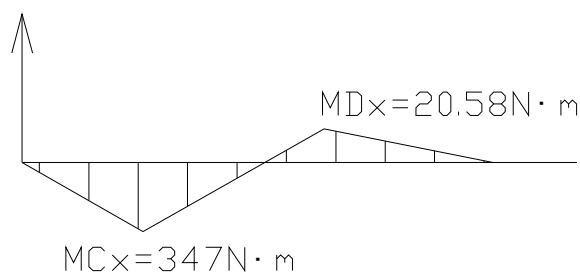
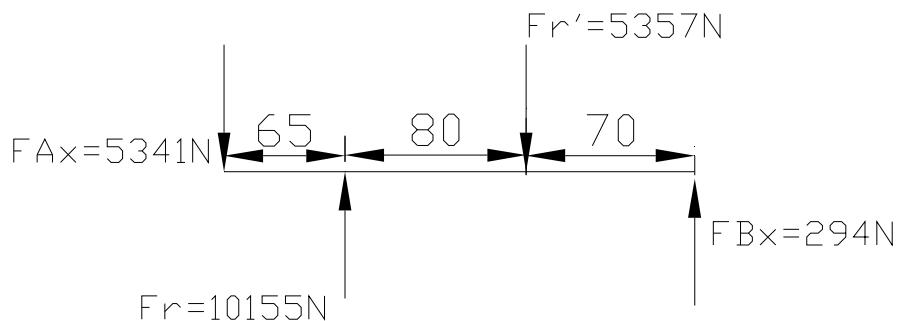


图 3-3-a 水平面弯矩图

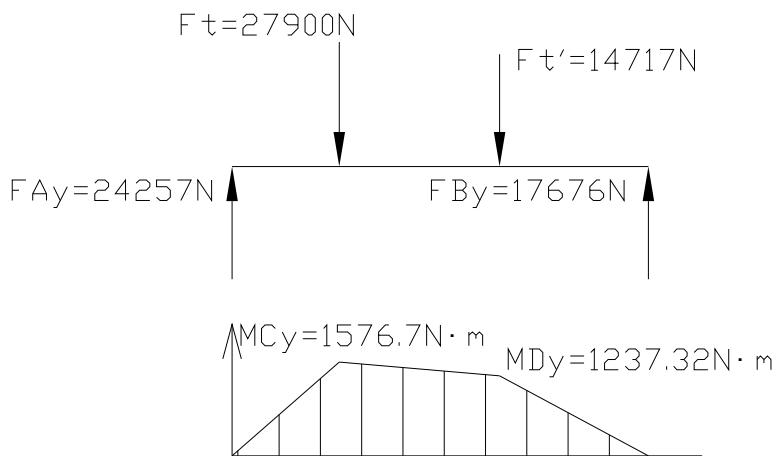


图 3-3-b 垂直面弯矩图

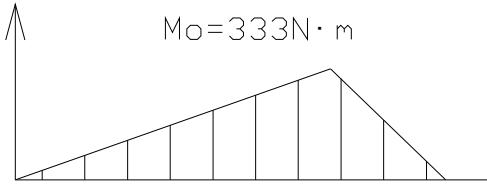


图 3-3c 花键力弯矩图

5. 轴的强度校核

(1) 确定危险截面：根据齿轮轴的结构尺寸及弯矩图， $M_C - M_D = 1614 - 1570 = 44 \text{ N·m}$ ，截面 C 处的弯矩略大，但 D 截面有渐开线花键引起的应力集中，故属危险截面现对截面 D 截面进行强度校核。

(2) 安全系数校核计算：由于采煤机截割部电动机带动轴转动，弯矩引起对称循环的弯应力，转矩引起的为脉动循环的剪应力。

弯曲应力幅为：

$$s_a = \frac{M_D}{W} = \frac{1570 \times 10^6}{148} = 10.6 \text{ MPa}$$

式中 W —— 抗弯断面系数 (m^3)，由表 26-3-15^[4] 计算得

$$W = 0.1d^3 = 0.1 \times (114 \times 10^{-3})^3 = 148 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

由于是对称循环弯曲应力，故平均应力 $s_m = 0$ 。

$$S_s = \frac{s_{-1}}{\frac{K_s}{b} s_a + y_s s_m} = \frac{525 \times 10^6}{\frac{2.22}{0.92 \times 0.62} \times 10.6 \times 10^6} = 12.7$$

式中 s_{-1} —— 20CrMnTi 钢弯曲对称应力时的疲劳极限由表 5-1-1^[3] 查得：

$$s_{-1} = 525 \text{ MPa} ;$$

K_s —— 正应力有效应力集中系数，由表 5-1-30^[3] 按键槽查得

$K_s = 1.72$ ，按配合查得 $K_s = 2.22$ ，故取 $K_s = 2.22$ ；

b ——表面质量系数，轴经车削加工，由表 5-1-36^[3] $b = 0.92$ ；

e_s ——尺寸系数，由表 5-1-34^[3] 查得： $e_s = 0.62$ 。

剪应力幅为：

$$t_m = t_a = \frac{T_4}{2W_p} = \frac{2008.856}{2 \times 296} = 3.39 \text{ MPa}$$

式中 W_p ——抗扭断面系数 (m^3)，

$$W_p = 0.2d^3 = 0.2 \times (114 \times 10^{-3})^3 = 296 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$S_t = \frac{t_{-1}}{\frac{K_t}{b} t_a + y_a t_m} = \frac{300 \times 10^6}{\frac{1.66}{0.92 \times 0.62} \times 3.39 \times 10^6 + 0.21 \times 3.39 \times 10^6} = 28.36$$

式中 t_{-1} ——20CrMnTi 的扭转疲劳极限 (MPa)，由表 5-1-1^[3] 查得：

$$t_{-1} = 300 \text{ MPa} ;$$

Kt ——剪应力有效应力集中系数，由表 5-1-30^[3] 按键槽查得

$$K_t = 1.58，\text{按配合查得: } K_t = 1.66，\text{所以取 } K_t = 1.66；$$

b, e ——同正应力；

y_t ——平均应力折算系数，由表 5-1-33^[3] 查得 $y_t = 0.21$ 。

$$S = \frac{S_s S_t}{\sqrt{S_s^2 + S_t^2}} = \frac{12.7 \times 28.36}{\sqrt{12.7^2 + 28.36^2}} = 11.59$$

由表 5-1-26^[3] 可知， $[S] = 1.8 \sim 2.5$ 。

故 $S \geq [S]$ ，该轴 D 截面是安全的。

6. 静强度效核

$$S_{sb} = \frac{d_s}{\frac{M_{\max}}{W}} = \frac{850}{\frac{1614}{148}} = 78 \quad S_{st} = \frac{t_a}{\frac{T_{\max}}{W_p}} = \frac{510}{\frac{2008.856}{296}} = 75$$

$$S_s = \frac{S_{sb} \times S_{st}}{\sqrt{S_{sb}^2 + S_{st}^2}} = \frac{78 \times 75}{\sqrt{78^2 + 75^2}} = 54 > S_{sp}$$

$d_s / d_b = 0.77$ ，根据表 5-1-40^[4]得 $[S_{sp}] = 2.2$ 。所以满足静强度要求。

7. 轴承寿命计算

轴承 A 选用 NJ2220E 型， $Cr = 318$ KN

$$L_{hA} = \frac{10^6}{60n_4} \left(\frac{Cr}{P_A} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 482} \left(\frac{318000}{27133} \right)^{\frac{10}{3}} = 126444 \text{h}$$

式中 P_A —— 轴承所受实际动载荷 (KN)， $P_A = R_A$ 。

轴承 B 选用 23220C 型， $Cr = 415$ KN

$$L_{hB} = \frac{10^6}{60n_4} \left(\frac{Cr}{P_B} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 482} \times \left(\frac{415000}{22433} \right)^{\frac{10}{3}} = 578990 \text{h}$$

式中 P_B —— 轴承所受实际动载荷 (KN)， $P_B = R_B$ 。

3.2.4 行星轮系太阳轮轴的设计校核及轴承寿命计算

1. 初步估算轴径

选择轴的材料为 20CrMnTi，渗碳后淬火、回火，由表 5-1-19^[3]查得材料的机械性能数据为： $s_b = 1100$ MPa $s_s = 850$ MPa

$$s_{-1} = 525 \text{ MPa} \quad t_{-1} = 300 \text{ MPa}$$

由于材料是 20CrMnTi, 由表 5-1-19 选取 $A = 100$, 则得:

$$d_{\min} = A \sqrt[3]{\frac{P_6}{n_6}} = 100 \sqrt[3]{\frac{85.35}{211.57}} = 73.89 \text{ mm}$$

2. 轴上受力分析

I 齿轮轴传递的转矩:

$$T_6 = \frac{9550 \times P_6}{n_6} = \frac{9550 \times 85.35}{211.57} = 3852 \text{ Nm}$$

式中 T_6 ——太阳轮轴传递扭矩 (Nm);

P_6 ——截割电机功率 (KW), $P_6 = 85.35 \text{ KW}$;

n_6 ——截割电机转速 (r/min), $n_6 = 211.57 \text{ r/min}$;

由于行星轮系是浮动的, 不存在弯矩。

3. 轴的强度校核

(1) 确定危险截面: 根据齿轮轴的结构尺寸及弯矩图, 扭矩图, 截面 C 处的弯矩最大, 且有齿轮配合与渐开线花键引起的应力集中, 故属危险截面。现对截面 C 进行强度校核。

(2) 安全系数校核计算: 由于采煤机截割部电动机带动轴转动, 转矩引起的为脉动循环的剪应力。

W ——抗弯断面系数 (m^3), 由表 26-3-17^[4] 计算得:

$$W = 0.1d^3 = 0.1 \times (90 \times 10^{-3})^3 = 72.9 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

剪应力幅为:

$$t_m = t_a = \frac{T_6}{2W_p} = \frac{3852}{2 \times 145.8} = 13.2 \text{ MPa}$$

式中 W_p ——抗扭断面系数 (m^3), 由表 26-3-17^[4] 计算得:

$$W_p = 0.2d^3 = 2W = 145.8 \times 10^{-6} m^3$$

$$S_t = \frac{t_{-1}}{\frac{K_t}{b} t_a + y_a t_m} = \frac{300 \times 10^6}{\frac{1.66}{0.92 \times 0.73} \times 13.2 \times 10^6 + 0.21 \times 13.2 \times 10^6} = 8.47$$

式中 t_{-1} —— 20CrMnTi 的扭转疲劳极限 (MPa), $t_{-1} = 300$ MPa ;

K_t —— 剪应力有效应力集中系数, 由表 5-1-33 按键槽查得 $K_t = 1.66$;

b —— 表面质量系数, 轴经彻削加工, 按表 5-1-36 查得 $b = 0.92$;

e_s —— 尺寸系数, 由表 5-1-34 查得: $e_s = 0.73$;

y_t —— 平均应力折算系数, 由表 5-1-33 查得: $y_t = 0.21$ 。

$$S = 8.47$$

由表 5-1-26 可知, $[S] = 1.8 \sim 2.5$ 。

故 $S > [S]$, 该轴 C 截面是安全的。

4. 键的挤压强度校核

$$P = \frac{2T}{\Psi Z h l D m} = \frac{2 \times 3852 \times 10^3}{0.8 \times 19 \times 4 \times 76 \times 72} = 23.156 \text{ MPa}$$

式中 Ψ —— 各齿轮载荷不均匀系数;

Z —— 齿数;

l —— 齿的工作长度 (mm);

h —— 齿的工作高度 (mm);

P_{pp} —— 许用压强 (MPa);

P_{pp} 根据表 4-3-2^[6] $P_{pp} = 40 \sim 70$

$P < P_{pp}$ 键连接强度通过。

5. 轴承寿命计算

轴承 A、B 选用进口 23138CC 型，由[5]查得 $Cr = 1200\text{KN}$ 。

$$n_6 = 1455 \times \frac{23}{41} \times \frac{23}{39} \times \frac{18}{41} = 211.57 \text{r/min}$$

$$L_h = \frac{10^8}{60n_6} \left(\frac{Cr}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 211.57} \times \left(\frac{1200000}{72573} \right)^{\frac{10}{3}} = 907295\text{h}$$

式中 P —— 轴承所受实际动载荷 (N)。

$$P = F = 2000 \times \frac{T_A}{d_{WA}} = 2000 \times \frac{3851.67}{106.146} = 72573\text{N}$$