



天津中德应用技术大学

Tianjin Sino-German University of Applied Sciences

本科生毕业设计

航空涡桨发动机齿轮减速装置设计

Design of Gear Reduction Device for

Aviation Turboprop Engine

姓 名 _____ 郭俊阳

学 院 _____ 航空航天学院

专 业 _____ 飞行器制造工程（专升本）

指导教师 _____ 姚继涛/岳峰

职 称 _____ 副教授

完成时间 _____ 2022 年 6 月 3 日



天津中德应用技术大学

Tianjin Sino-German University of Applied Sciences

本科生毕业设计

航空涡桨发动机齿轮减速装置设计

Design of Gear Reduction Device for

Aviation Turboprop Engine

姓 名 _____ 郭俊阳 _____

学 院 _____ 航空航天学院 _____

专 业 _____ 飞行器制造工程（专升本） _____

指导教师 _____ 姚继涛/岳峰 _____

职 称 _____ 副教授 _____

完成时间 _____ 2022 年 6 月 3 日 _____

天津中德应用技术大学

本科生毕业设计（论文）选题申报表

学 院	航空航天学院		申 报 人	姓 名	姚冀涛		
专 业	飞行器制造工程			技术职务	正高	副高	中级
						√	
题目名称	航空涡桨发动机齿轮减速装置设计						
题目类型	自拟		题目来源	其他项目			
课题来源、背景及意义	航空发动机技术是飞机的核心。而减速机构的性能对发动机整体性能影响很大，该题目对于强化学生在机械课程的所学内容的实际应用设计能力非常重要。学生也需要结合航空行业的特点，以及飞机设计的一些特殊因素进行设计，对学生能力是全面的锻炼。						
任务及要求	学生需要了解发动机原理，了解涡轮输出和螺旋桨以及各发动机附件的转速要求。确定减速器的主减速比，及各附件的减速比。进而可以设计全部减速机构。之后运用软件绘制减速装置装配体的三维模型并进行校核计算。在模拟计算结果的帮助下，对设计进行进一步改善和优化，最终确定设计方案。并完成论文的撰写。						
工作条件	机械设计手册、SolidWorks 等三维设计软件、其他参考书籍、教材和文献。						
知识与能力要求	学生应具有：查阅资料和文献的能力，学生需要具备计算和查阅手册进行选型的能力，运用软件绘制减速装置装配体的三维模型并进行校核计算的能力。对设计进行进一步改善和优化，解决问题的能力。并完成论文的撰写。						
系（教研室）审查意见： 同意							
负责人(签名): 张健 2021 年 12 月 3 日							



天津中德应用技术大学
Tianjin Sino-German University of Applied Sciences

毕业设计（论文）任务书

题 目： 航空涡桨发动机齿轮减速装置设计

学 院： 航空航天学院

专 业： 飞行器制造工程

学生姓名： 郭俊阳

学 号： 20414040129

起止日期： 2021 年 12 月 3 日~2022 年 6 月 3 日

指导教师： 姚冀涛、岳峰

任务书下达日期: 2021 年 12 月 3 日

任务书填写要求

1. 毕业设计（论文）任务书由指导教师根据各课题的具体情况填写，经专业负责人审查签字后生效。此任务书应在毕业设计（论文）开始前一周内填好并发给学生；
2. 任务书内填写的内容，必须和学生毕业设计（论文）完成的情况相一致；
3. 任务书内有关“学院”、“专业”等名称的填写，应写中文全称，不能写数字代码。学生的“学号”要写全号（如：16014010101）；
4. 有关年月日等日期的填写，应当按照国标 GB/T 7408—94《数据元和交换格式、信息交换、日期和时间表示法》规定的要求，一律用阿拉伯数字书写。如“2004 年 3 月 21 日”或“2004-03-21”。
5. 本毕业设计（论文）课题成果的要求，内容要具体化和数量化。如“毕业设计（论文）一套；A0 号装配图纸 1 张；A2 号电气控制原理图纸 2 张；实物样机 1 台；产品 2 件”等。

毕 业 设 计（论文）任 务 书

1. 毕业设计（论文）课题背景及意义

- （1）航空产业是国家战略性产业，而航空发动机技术又是飞机的核心。
- （2）齿轮减速装置在航空涡桨发动机中，直接将涡轮产生的功率和转动，经减速传给螺旋桨，驱动螺旋桨旋转，是重要部件。
- （3）相关的公开的论文经查不是很多，一定程度上填补空白。
- （4）减速机构的性能对发动机整体性能影响很大，包括减速机构的效率，重量和磨损情况，都直接影响到发动机的效率、重量和寿命。
- （5）参照国内外优秀的减速机构设计，在此基础上进行设计、优化和改进，对于发动机技术的发展非常关键。
- （6）减速器的核心机构是齿轮装置，该题目对于强化学生在机械课程的所学内容的实际应用设计能力非常重要，包括设计类软件的使用和模拟。
- （7）学生也需要结合航空行业的特点，以及飞机设计的一些特殊因素，比如材料、重量、空间、温度等环境特点，进行设计，对学生能力是全面的锻炼。

2. 毕业设计（论文）课题任务的内容和要求

- （1）锻炼学生的查阅资料的能力，学生需要了解发动机原理，了解涡轮输出和螺旋桨以及各发动机附件的转速要求。
- （2）学生需要确定减速器的主减速比，及各附件的减速比。
- （3）进而设计减速器减速级数和各级齿轮的齿数和传动比。
- （4）学生需要具备计算和查阅手册进行选型的能力，进而可以设计全部减速机构（包括主齿轮、轴、轴承与发动机附件减速齿轮的尺寸、结构、类似和材料）。
- （5）运用软件绘制减速装置装配体（包括主减速装置齿轮、轴、轴承、附件减速齿轮等）的三维模型并进行校核计算。
- （6）在模拟计算结果的帮助下，对设计进行进一步改善和优化，最终确定设计方案。
- （7）完成论文的撰写。

毕 业 设 计（论文）任 务 书

3. 毕业设计（论文）课题成果（包括毕业设计论文、图表、实物样品等）：

- （1）毕业设计（论文）一套；
- （2）减速机构三维模型一套；
- （3）电子版装配图纸一套。

4. 推荐参考资料：

- （1） 航空发动机原理与构造类教材；
- （2） 147 航空发动机部分理论培训教材；
- （3） 相关论文及资料等；
- （4） 机械设计手册。

所在专业审查意见：

同意

负责人： 张健

2021 年 12 月 6 日



天津中德应用技术大学

Tianjin Sino-German University of Applied Sciences

本科生毕业设计（论文）开题报告

题 目： 航空涡桨发动机齿轮减速装置设计

学 院： 航空航天学院

专 业： 飞行器制造工程（专升本）

学生姓名： 郭俊阳

学 号： 20414040129

起止日期： 2021 年 12 月 3 日~2022 年 6 月 3 日

指导教师： 姚冀涛、岳峰

开题日期：2022 年 3 月 5 日

一、 开题报告内容（课题的目的意义、与本课题有关的国内外研究（应用）情况及发展趋势、课题主要研究内容、参考文献等）

（一）课题的目的和意义

航空涡桨发动机是广泛应用在支线客机、通用飞机和部分的军用运输机领域动力装置之一，而齿轮减速装置是涡桨发动机中必不可少的部件。减速装置的输入端与发动机转子或动力涡轮相连，输出端与螺旋桨相连。为了使涡轮工作效率高，外廓尺寸小，转速必须很高，一般在 $6000\sim 18000\text{r/min}$ 。而螺旋桨的最有利转速则比较低，一般为 $800\sim 1200\text{r/min}$ 。齿轮减速装置的作用是使两个转速不同的部件相互匹配，分别在各自的最佳转速工作，并能提高效率的传递功率。所以在参照国内外优秀的减速机构设计，在此基础上进行设计、优化和改进，对于航空发动机技术的发展非常关键。

目前，航空产业是国家战略性产业，而航空发动机技术又是飞机的核心。对于涡桨发动机来说，齿轮减速装置是其重要组成部分。减速机构的性能对发动机整体性能影响很大，包括减速机构的效率、重量和磨损情况，都直接影响到发动机的效率、重量和寿命。经过对相关资料的搜集查找，发现相关公开论文并不是很多。通过本次论文的撰写，可以一定程度上达到填补空白的目的。减速装置的核心机构是齿轮装置，通过该课题的研究学习，可以将机械课程所学内容贯穿到实际应用中，提高查阅设计手册和计算能力，增强对 SolidWorks 等三维软件的应用能力。通过结合航空行业的特点，以及飞机设计的一些特殊因素，比如材料、重量、空间、温度等环境特点进行设计，对于我来说是一次全面的锻炼，为今后的学习和工作打下良好的基础。

（二）国内外研究情况及发展趋势

1965 年我国成功研制了第一台涡桨发动机 WJ5 以来，国产涡桨发动机历经风风雨雨五十多年，发动机的研制和生产技术取得了巨大进步。至今已经形成了 WJ5、WJ6、WJ9 等一系列涡轮螺旋桨发动机，在国产运-7、运-8 和运-12 等运输机上广泛应用。其中，WJ5 的减速装置位于发动机前部，为封闭差动游星式，并且带有测扭机构；WJ6 的减速装置为双极封闭差动游星式，将发动机输出轴功率分为两路传给螺旋桨；WJ9 的减速装置位于发动机后部，采用两级斜齿定轴式星形简单传动。近年来我国自主研发的 AEP500 填补了我国涡桨发动机在 5000KW 领域的空白，其减速装置采用了基于弹性元件均载的正反转多路分流双螺旋齿轮传动、集成式减速机匣等设计技术，保证了减速装置在传递大功率的同时更轻质、高效。

国外涡桨发动机的发展大致可以分为四代。由加拿大普惠公司研发的 PW127J 用于中国在运 7-200A 基础上改进的 MA60 飞机上，采用两级偏置式减速齿轮箱，经过第二级减速后有 4 个附件驱动输出轴，位于第一级和第二级减速之间，设有电子扭矩测量系统。最新第四代 TP400-D6 涡桨发动机是 A400M 军用运输机上的动力装置，其减速装置采用差动传动，第一级是直齿正齿轮，第二级为行星齿轮，结构紧凑且效率高。在《国外涡桨发动机的发

展》中提到国外十分重视减速器与涡桨发动机配套的高效、轻质减速器的发展，分别开展了一系列的先进传动部件和先进技术的研究计划，如先进旋翼传动系统(ART)项目。对“保持美国领先地位的航空计划”增加了额外研究计划和预算等,在新型传动机构、轴承、齿轮轴一体化设计、新材料等方面进行一系列基础研究，并取得相应的成果。

涡桨发动机减速装置设计的发展趋势为：尺寸小、重量轻、高传动比，高效率、结构紧凑、长寿命、可靠性高、维修性好且能传递较大功率；简化结构减少零件数目；提高齿轮加工精度与修整齿形，以消除振动与提高传动的平稳性；采用斜齿、“人”字齿或螺旋齿，以提高齿轮传动的重合度，从而改善齿轮交替啮合时齿上负荷不同、变形不同而引起的角速度变化，使传动平稳并防止扭转振动的发生；合理地增加齿数可以提高传动平稳性，并避开与发动机其他零件产生共振现象。在《涡桨发动机减速器振动故障判别》中提到采用先进的共振解调故障诊断技术，可以实现故障诊断和早期预警，避免共振带来的严重危害。

（三）主要内容

首先，通过查阅资料了解发动机原理，了解涡轮输出和螺旋桨以及发动机附件的转速要求，确定减速装置的主减速比和各附件减速比，进而设计减速装置减速级数和各级齿轮的齿数和传动比。通过查阅手册进行选型，设计全部减速机构（包括主齿轮、轴、轴承与发动机附件减速齿轮的尺寸、结构和材料）。运用软件绘制减速装置装配体（包括主减速装置齿轮、轴、轴承、附件减速齿轮等）的三维模型并校核计算，并在模拟计算结果的帮助下，对设计进行进一步改善和优化，最终确定设计方案，绘制出减速机构的装配图，并且完成论文撰写。

参考文献：

- [1] 林左鸣. 世界航空发动机手册[M]. 北京：航空工业出版社，2012.
- [2] 赵明，邓明，刘长福. 航空发动机结构分析[M]. 第2版. 西安：西北工业大学出版社. 2016.
- [3] 陈光明，贾珂等. 航空装备中常用机构与零部件应用分析[M]. 北京：国防工业出版社. 2011.
- [4] 周瑞强，陈桂平，周培等. 机械原理[M]. 西安：西北工业大学出版社. 2016.
- [5] 《机械设计手册》编委会. 机械设计手册[M]. 北京：机械工业出版社. 2007.
- [6] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册第13册[M]. 北京：航空工业出版社.2001.
- [7] 中国航发南方工业有限公司. 涡桨发动机的行星减速器:CN201910358240.1[P].2019-08-30.
- [8] 中国南方航空工业（集团）有限公司.涡桨发动机减速器的改进方法：CN201010278019.4[P]. 2011-01-26..
- [9] 汪自稳，吴彬，卢文杰等. 基于 SolidWorks 的行星轮减速器设计[J]. 内燃机与配件，

2021(21):16-17. DOI:10.3969/j.issn.1674-957X.2021.21.007.

- [10] 罗安阳,周辉华,申余兵. 航空涡轮螺旋桨发动机发展现状与展望[J]. 航空科学技术, 2013(05):1-5.
- [11] 李少栋. AP 减速器的设计及试验[D]. 哈尔滨工程大学, 2006.
- [12] Hsieh L C, Chen T H. The design and efficiency analysis of planetary gear reducer[C]//Advanced Materials Research. Trans Tech Publications Ltd, 2011, 317: 2226-2229.
- [13] Wu J B, Shu L, Cheng H M. The optimal design of multi-level planetary gear reducer[C]//Advanced Materials Research. Trans Tech Publications Ltd, 2010, 139: 1308-1311.

二、进度及预期结果

起止日期	主要内容	预期结果
1. 2021.12.04-2022.01.10 2. 2022.01.11-2022.02.05 3. 2022.02.06-2022.02.28 4. 2022.03.01-2022.03.20 5. 2022.03.21-2022.05.08 6. 2022.05.09-2022.06.03	1. 查阅资料, 确定减速装置主减速比和各附件减速比 2. 设计减速装置减速级数和各级齿轮的齿数和传动比 3. 查阅手册, 设计全部减速机构 4. 用软件绘制减速装置装配体三维模型并进行校核计算, 对设计进行优化, 最终确定设计方案 5. 撰写和修改论文 6. 论文查重和答辩	1. 合理准确的确定齿轮减速比 2. 充分利用所学知识, 完成设计任务 3. 经过大量计算完成设计任务 4. 完成装配体绘制, 确定最终设计方案 5. 完成论文 6. 完成答辩
完成课题的现有条件	1、147 航空发动机部分理论培训教材以及相关论文资料等; 2、SolidWorks 等三维设计软件; 3、航空发动机设计手册和机械设计手册。	
指导教师意见	同意 指导教师: 姚冀涛/岳峰 2022 年 3 月 26 日	
开题答辩小组意见	同意 组 长: 王军 2022 年 3 月 5 日	

天津中德应用技术大学

本科生毕业设计（论文）的声明

本人郑重声明：所呈交的毕业设计（论文），是本人在指导教师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本毕业设计（论文）的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或没有公开发表的作品内容。对本设计（论文）所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本毕业设计（论文）原创性声明的法律责任由本人承担。

毕业设计（论文）作者签名：郭俊阳
年 月 日

本人声明：该毕业设计（论文）是本人指导学生完成的研究成果，已经审阅过设计（论文）的全部内容，并能够保证题目、关键词、摘要部分中英文内容的一致性和准确性。

毕业设计（论文）指导教师签名：
年 月 日

摘 要

齿轮减速装置在航空涡桨发动机中占有重要地位,它的输入端通过弹性轴与动力涡轮相连,输出端与螺旋桨的传动系统相连,通过减速装置使得动力涡轮与螺旋桨相互匹配、协同工作,并能够高效率的传递功率和扭矩。随着设计分析技术和材料加工工艺水平的不断提高,以及减速装置的使用经验积累不断增长,对齿轮减速装置的寿命、性能、可靠性和维修性提出了更高的要求,这也要求设计工作更加严谨和详细。航空发动机齿轮减速装置与普通减速器相比,其设计过程复杂繁琐,设计要求高且难度大,对于减速装置尺寸、重量、效率和噪声等性能提出了更高的要求。

本文围绕最大商载航程 1100km 左右的中型支线客机为设计目标机型,为此类使用涡桨发动机的中型支线客机设计一个符合要求的齿轮减速装置,这种支线客机经济性高且市场前景好,具有较高的设计和研究价值。本文在设计中采用了偏置式的齿轮减速装置,有利于压气机进气和螺旋桨配置。主减速装置采用了两级分流式圆柱齿轮减速装置,对其进行了详细的设计,并对齿轮的齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度进行了校核计算,同时附件传动装置的齿轮也进行了相应的设计与校核。其后在此基础上对减速装置的主要构件如轴、轴承和花键等进行了设计和选型,进一步完善了内容。最后通过 SolidWorks 软件对齿轮减速装置进行三维建模,进一步优化了设计方案。

论文通过对涡桨发动机齿轮减速装置进行设计研究,不仅介绍了传动方案的确定过程,更对设计过程中主要参数的确定和计算进行了详细的介绍,经过校核验证该齿轮减速装置符合设计要求,希望能够为使用涡桨发动机的中型支线客机在减速装置的设计上提供一定的参考价值。

关键词: 航空涡桨发动机; 齿轮减速装置; 参数计算; 三维建模

ABSTRACT

Gear reducer plays an important role in the aviation turboprop engine. Its input end is connected with the power turbine through the elastic shaft, and its output end is connected with the drive system of the propeller. Through the reducer, the power turbine and the propeller can match and work together, and can efficiently transfer power and torque. With the continuous improvement of design and analysis technology and material processing technology level, as well as the accumulation of experience in the use of gear reducer continues to grow, the life, performance, reliability and maintainability of gear reducer put forward higher requirements, which also requires more rigorous and detailed design work. Compared with the common reducer, the design process of aero-engine gear reducer is complicated and complicated, and the design requirements are high and difficult, which puts forward higher requirements for the size, weight, efficiency and noise of the reducer.

This paper focuses on the mid-sized regional jet with the maximum commercial range of about 1100km as the design target model, and designs a gear reduction device that meets the requirements for this kind of mid-sized regional jet with turboprop engine. This regional jet has high economy and good market prospect, and has high design and research value. In this paper, the offset gear reducer is used in the design, which is beneficial to the compressor air intake and propeller configuration. The main reducer adopts a two-stage split type cylindrical gear reducer, which is designed in detail, and the tooth surface contact fatigue strength and root bending fatigue strength of the gear are checked and calculated, and the gear of the accessory transmission device is also designed and checked accordingly. Then on this basis, the main components of the reducer such as shaft, bearing and spline are designed and selected to further improve the content. Finally, 3d modeling of gear reduction device was carried out by SolidWorks software to further optimize the design scheme.

Through the design and research of scroll engine gear reduction device, the paper not only introduces the determination process of transmission scheme, but also introduces the determination and calculation of the main parameters in the design process in detail. After checking and verifying the gear reduction device meets the design requirements. It is hoped that it can provide some reference value for the deceleration device design of medium regional jet with turboprop engine.

Keywords: Aviation Turboprop Engine; Mechanical Reduction Gear; Parameter Calculation; 3D Modeling

目 录

第一章 绪论	1
1.1 本课题研究的目的和意义	1
1.2 航空涡桨发动机的原理和优势	1
1.3 国内外涡桨发动机减速装置研究现状	1
1.4 本课题的主要内容	2
第二章 减速装置传动方案的确定	3
2.1 齿轮减速装置简介	3
2.2 设计背景	3
2.3 传动方案的确定	3
2.4 传动简图和传动比的分配	5
第三章 主减速装置中齿轮的设计和校核	7
3.1 高速级齿轮设计	7
3.2 高速级齿轮校核	9
3.3 低速级齿轮设计	11
3.4 低速级齿轮校核	13
第四章 航空附件传动装置的设计与校核	15
4.1 附件传动装置传动简图	15
4.2 交流发电机附件传动装置设计与校核	15
4.3 液压泵附件传动装置设计与校核	20
第五章 主要构件的结构设计	23
5.1 高速级中构件的结构设计	23
5.2 低速级中构件的结构设计	23
5.3 附件传动中构件的结构设计	24
第六章 齿轮减速装置建模	26
6.1 建模介绍	26
6.2 齿轮减速装置建模过程	26
总结与展望	29
参考文献	30

致 谢	31
附 录	32
附录一 弹性输入齿轮轴零件图	32
附录二 高速级从动齿轮零件图	33
附录三 主减速装置传动齿轮轴零件图	34
附录四 低速级从动齿轮零件图	35
附录五 桨轴零件图	36
附录六 附件输入齿轮轴零件图	37
附录七 交流发电机输出齿轮轴零件图	38
附录八 液压泵输出齿轮轴零件图	39
附录九 齿轮减速装置装配图	40

第一章 绪论

1.1 本课题研究的目的是意义

航空涡桨发动机齿轮减速装置是发动机驱动螺旋桨工作必不可少的部件,其位于发动机功率输出轴与螺旋桨之间,作用是使螺旋桨的转速低于涡轮功率输出轴转速,从而保证发动机输出较大功率的同时,螺旋桨的效率较高。因此,齿轮减速装置的设计质量会直接影响到航空涡桨发动机的寿命、性能、维修性、可靠性和成本。

航空工业是保护国家安全和支撑国民经济发展的战略性新兴产业,航空发动机技术水平是一个国家科技水平和创新能力的综合体现。对于涡桨发动机而言,其广泛应用于支线客机、通用飞机和部分军用运输机等领域,是航空发动机的重要组成部分。齿轮减速装置的性能对涡桨发动机的整体性能影响非常大,齿轮减速装置的重量、磨损和效率情况,都直接影响着涡桨发动机的重量、寿命和效率。通过本次对航空涡桨发动机齿轮减速装置的设计研究,希望能为我国航空工业的发展和航空发动机技术的进步提供一定的帮助。

在市场需求和国家政策的扶持下,支线航空的发展迫在眉睫。通过对使用涡桨发动机的中型支线客机进行了解研究,在结合航空工业的特点和参照国内外优秀减速装置的基础上,进行设计、优化和改进,对于我国航空发动机和支线客机的发展非常重要。

1.2 航空涡桨发动机的原理和优势

涡桨发动机是在涡喷发动机与活塞发动机的基础上发展而来,它是将燃气发生器产生的绝大部分能量用来推动涡轮膨胀做功,从而使动力涡轮高速旋转,然后通过齿轮减速装置将转速降到 1000~2000rpm 再驱动螺旋桨转动产生拉力,只有少部分能量通过尾喷管喷出产生推力^[1]。

涡桨发动机具有耗油量低、排气能量损失小、经济性好和推进效率高的优点,所以对其减速装置进行设计研究是非常重要的,如果可以设计研究一种优质的齿轮减速装置对于涡桨发动机的发展非常关键。

1.3 国内外涡桨发动机减速装置研究现状

我国航空涡桨发动机的研发走过了一条从国外购买图样生产权——测绘仿制——改进改型——自行设计研制的发展道路^[2]。从 1965 年成功研发首台涡桨发动机 WJ5 以来,国产涡桨发动机经历半个多世纪的发展,在发动机的研发与生产工艺上获得了重大的提升。如今已经形成了 WJ5、WJ6、WJ9 等一系列涡轮螺旋桨发动机,在国产运-7、运-8 和运-12 等运输机上广泛应用^[3]。其中, WJ5 的减速装置为封闭差动游星式,并带有测扭机构; WJ6 的减速装置为两极封闭差动游星式,将发动机输出轴功率分为两路传给螺旋桨; WJ9 的减速装置采用两级斜齿定轴式星形简单传动。近年来我国自主研发的 AEP500 填补了我国涡桨发动机在 5000KW 领域的空白,其减速装置采用了基于弹性元件均载的正反转多路分流双螺旋齿轮传动、集成式减速机匣等设计技术,保证了减速装置在传递

大功率的同时更轻质、高效^[4]。

国外涡桨发动机的发展大致可以分为四代，其减速装置的研制具有较高水平。由加拿大普惠公司研发的 PW127J 涡桨发动机用于中国 MA60 飞机上，采用两级偏置式减速齿轮箱。最新第四代 TP400-D6 涡桨发动机，其减速装置采用差动传动，第一级为直齿正齿轮，第二级为行星齿轮，结构紧凑且效率高^[5]。国外十分重视减速装置与涡桨发动机配套的轻质、高效减速装置的发展，分别开展了一系列的先进传动部件和先进技术的研究计划，在新型传动机构、轴承、齿轮轴一体化设计、新材料等方面进行一系列基础研究，并取得相应的成果^[6]。

1.4 本课题的主要内容

本文通过对部分支线客机中的涡桨发动机齿轮减速装置进行了解研究，查阅各种资料和手册，设计一个符合要求的齿轮减速装置，使该减速装置能够满足动力涡轮转速在 20000rpm、螺旋桨工作转速在 1200rpm 左右的大部分涡桨发动机的使用。文中包括主减速装置的设计和校核、附件传动装置的设计与校核，轴的设计和花键、轴承的选型等。然后应用 SolidWorks 软件绘制全部齿轮减速装置的三维装配模型，进一步优化设计方案并得出结论。

第二章 减速装置传动方案的确定

2.1 齿轮减速装置简介

齿轮减速装置是涡桨发动机传动系统的重要组成部分,它的输入端通过弹性轴与动力涡轮或转子相连,输出端通过桨轴与螺旋桨相接,在两者之间采用齿轮减速机构,使得两个转速不同的部件相互匹配、协同工作,从而实现高效率地传递功率。航空工业在大型涡轮螺旋桨减速装置技术方面的经验相对有限,但研究表明采用复合式偏置和分流路径的传动方式可以满足高可靠性和低重量的特性^[7]。

2.2 设计背景

航空涡桨发动机虽然用途比起涡扇发动机等稍有逊色,但是在支线客机和通用飞机领域有着举足轻重的作用。近年来,我国大力建设支线机场和发展通用航空技术,使我国航空事业蓬勃发展。由于我国航空工业相比于西方发展起步晚,在经过我国几十年航空人的不懈努力下,虽然取得了许多显著成就,但依然存在着许多短板,需要我们一代接着一代的航空人不断努力奋斗、攻坚克难,使我国成为一个真正的航空强国。

支线客机是干线机场和支线机场连接的重要途径,是民用航空的重要动力支撑。我国的支线客机中由西飞公司研制生产的 MA60 和 MA600 非常具有代表性,它采用加拿大普惠公司研发的 PW127J 为动力系统,该涡桨发动机在支线客机动力系统中非常具有代表性,本文将在该发动机的相关参数上进行设计研究。

以我国 MA60 飞机上使用的 PW127J 发动机为例,已知其动力涡轮转速为 20000rpm,最大起飞功率 2750SHP (2051Kw),螺旋桨工作转速 1200rpm,并且螺旋桨需宜于配置。外部附件中交流发电机工作转速 14634rpm,液压泵工作转速 6020rpm,使用寿命 $h=37500h$ 以上^[8]。在这些数据基础上设计一个完整且符合要求的齿轮减速装置,使得该减速装置能够适用于与 PW127J 转速和功率相差不大的涡桨发动机上。

2.3 传动方案的确定

根据上述的设计条件可知,此齿轮减速装置要求传动比大、结构紧凑、效率高且能传递较大功率,同时要满足螺旋桨安装配置条件,所以需采用两级偏置式减速装置。

2.3.1 选择传动机构

已知涡桨发动机动力涡轮轴转速 $n_1 = 20000rpm$,螺旋桨桨轴的输出转速 $n_2 = 1200rpm$,减速装置总减速比为 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{20000}{1200} = 16.67$ 。由此可知单级齿轮减速装置很难实现,所以决定采用两级分流式圆柱齿轮减速装置。分流式的减速装置不仅可以传递较大的功率,还允许减少重量,达到降低惯性矩的结果,还可以实现频繁启动^[9]。在本文中,分流路径是指平行轴传动装置布置,高速级主动齿轮与两个从动齿轮啮合,提供了两条路径来传递功率和扭矩到低速级从动齿轮。

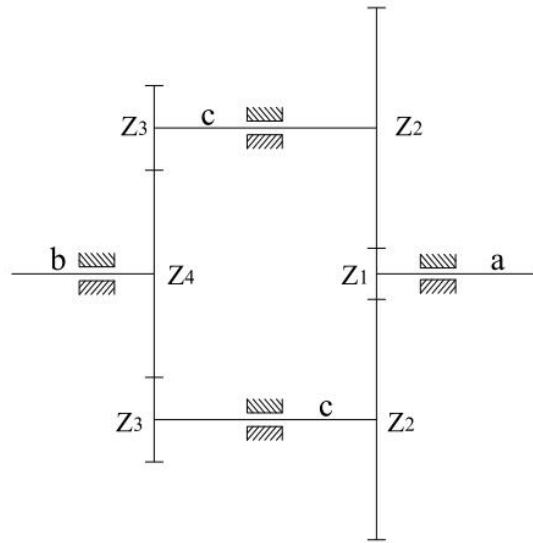


图 2-1 两级分流式圆柱齿轮减速装置传动简图

Z_1 : 高速级主动齿轮; Z_2 高速级从动齿轮; Z_3 : 低速级主动齿轮

Z_4 : 低速级从动齿轮; a: 输入轴 (弹性轴); b: 输出轴 (桨轴); c: 主减速装置传动轴

2.3.2 齿形及齿轮精度

根据查阅手册^[1], 决定主减速装置高速级齿轮采用法向压力角 $\alpha_n = 20^\circ$ 的标准斜齿圆柱齿轮传动, 低速级和附件传动装置齿轮采用压力角为 $\alpha = 20^\circ$ 的标准直齿圆柱齿轮传动, 主减速装置齿轮精度为 5 级, 附件传动齿轮精度 6 级。

2.3.3 齿轮材料、热处理和性能要求

查^[1]2.4, 见表 2-1。

表 2-1 齿轮材料、热处理方式和性能

齿轮	材料	热处理制度	σ_b	$\sigma_{0.2}$	齿面硬 度(HB)
			(MPa)		
高速级 齿轮	18Cr2Ni4WA	950℃，空冷	1130	835	360
		+850℃~860℃，油冷 +150℃~170℃，空冷			
低速级 齿轮	12Cr2Ni4A	780℃~810℃，油冷	1030	785	345
		+150℃~170℃，空冷			
附件传动 齿轮	12Cr2Ni3A	780℃~810℃，油淬 +150℃~170℃，空冷	980	685	320

上述材料在加工时齿轮齿面采用渗碳处理, 齿根部位采用喷丸强化, 从而获得较高的耐磨性和齿面硬度, 以提高齿轮的接触疲劳强度和弯曲疲劳强度。

2.4 传动简图和传动比的分配

2.4.1 传动简图

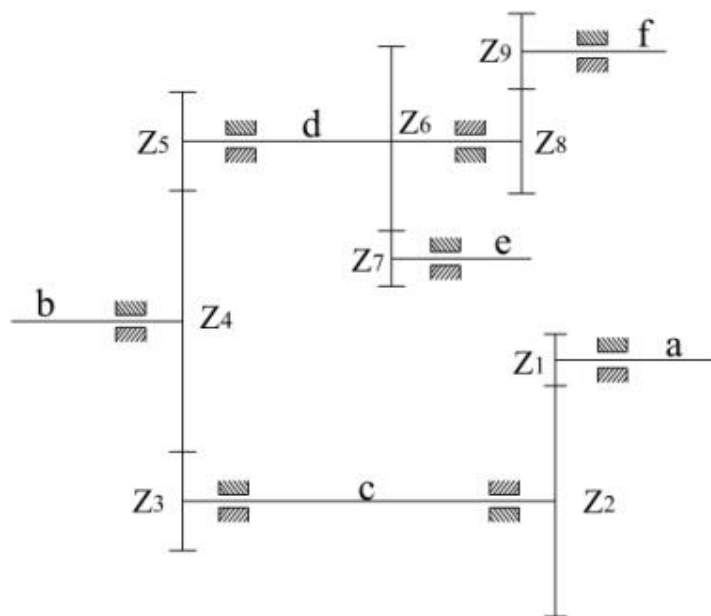


图 2-2 齿轮减速装置传动简图

Z_1 : 高速级主动齿轮; Z_2 : 高速级从动齿轮; Z_3 : 低速级主动齿轮; Z_4 : 低速级从动齿轮
 a: 输入轴（弹性轴）; b: 输出轴（桨轴）; c: 主减速装置传动轴; Z_5 : 附件传动输入齿轮
 d: 附件输入轴; Z_6 : 交流发电机输入齿轮; Z_7 : 交流发电机输出齿轮; e: 交流发电机输出轴
 Z_8 : 液压泵输入齿轮; Z_9 : 液压泵输出齿轮; f: 液压泵输出轴

在主减速装置中，高速级主动齿轮 Z_1 分别与两个高速级从动齿轮 Z_2 相啮合，再通过传动轴使两个低速级主动齿轮 Z_3 和低速级从动齿轮 Z_4 相啮合，从而实现载荷分流。由于空间位置关系在图 2-2 中未体现，具体分流情况已在图 2-1 中画出。

在附件传动装置中，附件传动输入齿轮 Z_5 从低速级从动齿轮 Z_4 获得动力，带动同轴的交流发电机装置输入齿轮 Z_6 和液压泵装置输入齿轮 Z_8 旋转，从而使附件中交流发电机和液压泵的输出齿轮获得动力，确保交流发电机和液压泵能够正常工作。

2.4.2 主减速装置传动比的分配

由于航空涡桨发动机的减速装置要求结构紧凑、尺寸小且重量轻，所以在传动比分配时选用按齿面接触强度相等且减速装置拥有最小外形尺寸的公式来计算。

表 2-2 计算传动比分配的有关参数说明

代号	名称	说明	取值
φ_{d1}	高速级齿宽系数	范围内取值	0.5
φ_{d2}	低速级齿宽系数	范围内取值	0.88
$\sigma_{Hlim I}$	高速级齿轮的接触 疲劳极限	查 ^[10] 图 8.2-16	1650
$\sigma_{Hlim II}$	低速级齿轮的接触 疲劳极限	查 ^[10] 图 8.2-16	1500
C	常系数	一般取值	1

计算过程如下：

$$\begin{aligned}
 k &= \frac{\varphi_{d2}}{\varphi_{d1}} \times \frac{\sigma_{Hlim I}^2}{\sigma_{Hlim II}^2} \\
 &= \frac{0.88}{0.5} \times \frac{1650^2}{1500^2} \\
 &\approx 2.13
 \end{aligned}$$

已知总传动比 $i = 16.67$ 、 $k = 2.13$ ，通过下式可求得高速级传动比 i_1 ：

$$\begin{aligned}
 kC^3 \frac{(i_1 + 1)i_1^4}{(i + i_1)i^2} &= 1 \\
 2.13 \times 1^3 \times \frac{(i_1 + 1)i_1^4}{(16.67 + i_1)16.67^2} &= 1
 \end{aligned}$$

解得高速级传动比 $i_1 \approx 4.7$ ，从而求出低速级传动比 i_2 ：

$$i_2 = \frac{i}{i_1} = \frac{16.67}{4.7} \approx 3.55$$

由上述计算可以看出，涡桨发动机齿轮减速装置高速级的传动比较大，如果选用直齿圆柱轮传动，无法承受由动力涡轮带动弹性轴输入的巨大载荷和转速，决定高速级选用斜齿圆柱齿轮传动，从而达到提高传动平稳性且能承受较大载荷的目的。但由于采用斜齿轮传动会产生轴向力，运动平稳性差，所以需采用双斜齿的方法来消除轴向力。

第三章 主减速装置中齿轮的设计和校核

3.1 高速级齿轮设计

3.1.1 齿轮齿数的选择和计算

1. 齿数比 u : 由于高速级传动比 $i_1 = 4.7$, 所以齿数比 $u = i_1 = 4.7$ 。
2. 主动齿轮齿数 z_1 : 根据抗弯强度和工作平稳性要求, 取:

$$z_1 = 23$$

3. 从动齿轮齿数 z_2 :

$$z_2 = uz_1 = 4.7 \times 23 = 108.1$$

$$\text{取 } z_2 = 108$$

3.1.2 主要几何尺寸的计算

1. 初选螺旋角 $\beta = 26^\circ$ 。
2. 估算法向模数 m_n 如下:

已知输入转速 $n_1 = 20000 \text{rpm}$, 最大起飞功率 $P = 2051 \text{Kw}$, 由此可计算输入轴扭矩 T_1 :

$$T_1 = 9549 \times \frac{P}{n_1} = 9549 \times \frac{2051}{20000} = 979.25 \text{ N.m}$$

高速级中齿轮的模数可以按齿根弯曲强度进行设计计算。

表 3-1 模数计算中主要参数的选取和说明

代号	名称	说明	取值
A_m	系数	查 ^[11] 表 14-1-68	11.5
K	载荷系数	一般取值	1.6
Y_{FS}	复合齿形系数	查 ^[10] 图 8.2-26	4.25
ψ_d	齿宽系数	查表 2-2	0.5
σ_{FE}	齿轮材料弯曲疲劳强度 基本值	查 ^[10] 图 8.2-29	3300MPa
S_{Fmin}	最小安全系数	查 ^[10] 表 8.2-71	2.00

计算许用弯曲应力 σ_{FP} :

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE}}{S_{Fmin}} = \frac{3300}{2} = 1650 \text{MPa}$$

通过上述参数选择和计算, 便可按下式估算法向模数 m_n 如下:

$$m_n \geq A_m \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y_{FS}}{\psi_d z_1^2 \sigma_{FP}}}$$

$$m_n \geq 11.5 \times \sqrt[3]{\frac{1.6 \times 979.25 \times 4.25}{0.5 \times 23^2 \times 1650}}$$

$$m_n \geq 2.852mm$$

通过查阅齿轮手册^[12]选择标准模数 I 系列中与上式所算结果接近的值作为高速级齿轮的法向模数, 故 $m_n = 3mm$ 。

3. 中心距 a :

$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta} = \frac{3 \times (23 + 108)}{2 \times \cos 26^\circ} = 218.576mm$$

圆整取值 $a = 220mm$ 。

4. 精算螺旋角 β :

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{3 \times (23 + 108)}{2 \times 220} \approx 26.72^\circ$$

5. 计算分度圆直径 d_1 、 d_2 :

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} = \frac{3 \times 23}{\cos 26.72^\circ} = 77.27mm$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta} = \frac{3 \times 108}{\cos 26.72^\circ} = 363.82mm$$

6. 重新求中心距 a 并且验算中心距偏差:

$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta} = \frac{3 \times (23 + 108)}{2 \times \cos 26.72^\circ} = 219.99 \approx 220mm$$

通过查表得中心距极限偏差为 $\pm 0.023mm$, 所以中心距 a 在偏差范围内。

7. 计算齿顶高 h_a 和齿顶圆直径 d_{a1} 、 d_{a2} :

取齿顶高系数 $h_a^* = 1$, 则:

$$h_a = h_a^* m_n = 1 \times 3 = 3mm$$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 77.27 + 2 \times 3 = 83.27mm$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 363.82 + 2 \times 3 = 369.82mm$$

8. 计算齿根高 h_f 和齿根圆直径 d_{f1} 、 d_{f2} :

取顶隙系数 $c^* = 0.25$, 则:

$$h_f = (h_a^* + c^*) m_n = (1 + 0.25) \times 3 = 3.75mm$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 77.27 - 2 \times 3.75 = 69.77mm$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 363.82 - 2 \times 3.75 = 356.32mm$$

9. 计算全齿高 h :

$$h = h_a + h_f = 3 + 3.75 = 6.75mm$$

10. 计算齿宽 b :

$$b = \varphi_{d1} d_1 = 0.5 \times 77.27 = 38.635 \text{ mm}$$

通过查阅手册^[12]选取标准长度，则高速级从动齿轮齿宽 $b_2 = 40 \text{ mm}$ 。为了防止出现安装窜动，通常要求大齿轮齿宽小于小齿轮齿宽， $b_1 = b_2 + (5 \sim 10) \text{ mm}$ ，则取高速级主动齿轮齿宽 $b_1 = 45 \text{ mm}$ 。

3.2 高速级齿轮校核

由于高速级是按齿根弯曲疲劳强度进行设计计算，所以对高速级齿轮的齿面接触疲劳强度和静强度进行校核计算。

3.2.1 校核齿面接触疲劳强度

1. 计算分度圆上的圆周力 F_t ：

$$F_t = \frac{2T_t}{d_1} = \frac{2 \times 979.25}{77.27 \times 10^{-3}} = 25346 \text{ N}$$

2. 计算重合度和螺旋角系数 $Z_{\varepsilon\beta}$ ：

当量齿数：

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{23}{0.893^3} = 32.3$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{108}{0.893^3} = 151.6$$

当量齿轮的端面重合度 $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha1} + \varepsilon_{\alpha2}$ ，通过查阅手册^[10]图 8.2-7，得到 $\varepsilon_{\alpha1} = 0.72$ 、 $\varepsilon_{\alpha2} = 0.8$ 、 $\varepsilon_\alpha = 0.72 + 0.8 = 1.52$ 。查^[10]图 8.2-9 得 $\varepsilon_\beta = 2.1$ ，所以经过查^[10]图 8.2-14 得 $Z_{\varepsilon\beta} = 0.72$ 。

3. 校核齿面接触强度时所需参数的选择见下表 3-2：

表 3-2 主要参数的选取和说明

代号	名称	说明	取值
K_A	使用系数	查 ^[10] 表 8.2-39	1.35
K_V	动载荷系数	一般取值	1
$K_{H\beta}$	齿向载荷分布系数	一般取值	1
Z_H	节点区域系数	查 ^[10] 图 8.2-13	2.23
Z_E	弹性系数	查 ^[10] 表 8.2-64	$189.8\sqrt{\text{MPa}}$
Z_L	润滑剂系数	一般取值	1
Z_V	速度系数	一般取值	1
Z_R	表面粗糙度系数	一般取值	1
Z_x	尺寸系数	查 ^[10] 图 8.2-22	1.0
σ_{Hlim}	接触疲劳极限	查表 2-2	1650
S_{Hmin}	最小安全系数	查 ^[10] 表 8.2-71	1.5

4. 计算齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$:

$$\text{因为 } \frac{K_A F_t}{b} = \frac{1.35 \times 25346}{45} = 760.38 \text{ N/mm}$$

查^[10]表 8.2-62 得 $K_{H\alpha} = 1.0$ 。

5. 计算接触强度的寿命系数 Z_{NT} :

主动齿轮应力循环次数 N_{L1} :

$$N_{L1} = 60nkh = 60 \times 20000 \times 2 \times 37500 = 9 \times 10^{10}$$

从动齿轮应力循环次数 N_{L2} :

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{i} = \frac{9 \times 10^9}{4.7} = 1.915 \times 10^{10}$$

接触强度的寿命系数通过查^[10]图 8.2-17 得 $Z_{NT} = 0.98$ 。

6. 由表 2-1 知高速级齿轮硬度为 360HBW, 计算工作硬化系数 Z_W :

$$Z_W = 1.2 - \frac{HBW - 130}{1700} = 1.07$$

7. 将上述数据代入计算齿面接触许用应力 $[\sigma_{HP}]$:

$$\begin{aligned} [\sigma_{HP}] &= \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_x}{S_{Hmin}} \\ &= \frac{1650 \times 0.98 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1.07 \times 1.0}{1.5} \\ &= 1153.46 \text{ MPa} \end{aligned}$$

8. 将上述数据代入计算齿面接触应力 σ_H :

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H Z_E Z_{\varepsilon\beta} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{u+1}{u} K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} \\ &= 2.23 \times 189.8 \times 0.72 \times \sqrt{\frac{25346}{45 \times 77.27} \times \frac{4.7+1}{4.7} \times 1.35 \times 1 \times 1 \times 1} \\ &= 1052.86 \text{ MPa} \leq [\sigma_{HP}] = 1153.46 \text{ MPa} \end{aligned}$$

从计算得出齿面接触应力小于齿面接触许用应力, 故高速级齿面接触疲劳强度满足设计要求。

3.2.2 校核齿轮静强度

1. 计算静强度许用齿面接触应力 $[\sigma_{HPst}]$:

$$\begin{aligned} [\sigma_{HPst}] &= \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_W \\ &= \frac{1650 \times 0.98}{1.5} \times 1.07 \\ &= 1153.46 \text{ MPa} \end{aligned}$$

2. 预估减速装置高速级最大扭矩 $T_{max} = 1000 \text{ N.m}$, 计算切向力 F_{cal} :

$$F_{cal} = \frac{2000T_{max}}{d} = \frac{2000 \times 1000}{77.27} = 25883N$$

3. 求螺旋角系数 Z_β 和重合度系数 Z_ε :

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} = \sqrt{0.893} = 0.945$$

$$Z_\varepsilon = \frac{Z_{\varepsilon\beta}}{Z_\beta} = \frac{0.72}{0.945} = 0.762$$

4. 计算静强度最大齿面应力 σ_{Hst} :

$$\begin{aligned}\sigma_{Hst} &= \sqrt{K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_{cal}}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \\ &= \sqrt{1 \times 1 \times 1} \times 2.23 \times 189.8 \times 0.945 \times 0.762 \times \sqrt{\frac{25883}{77.27 \times 45} \times \frac{4.7+1}{4.7}} \\ &= 914.34MPa \leq [\sigma_{HPst}] = 1153.46MPa\end{aligned}$$

从计算得出最大齿面应力小于许用齿面接触应力,故高速级齿轮静强度满足设计要求。

3.3 低速级齿轮设计

3.3.1 确定齿数比和初选齿数

1. 齿数比 u : 由于低速级传动比 $i_2 = 3.55$, 所以齿数比 $u = i_2 = 3.55$ 。

2. 主动齿轮齿数 z_3 : 根据抗弯强度和工作平稳性要求, 取:

$$z_3 = 38$$

3. 从动齿轮齿数 z_4 :

$$z_4 = uz_3 = 3.55 \times 38 = 134.9$$

$$\text{取 } z_4 = 135$$

4. 主减速装置实际减速比 i :

$$i = \frac{z_2}{z_1} \times \frac{z_4}{z_3} = \frac{108}{23} \times \frac{135}{38} = 16.68$$

由此可知实际减速比略大于理论减速比,由于齿轮的齿数都为整数,无法避免这种偏差的产生。

3.3.2 按齿面接触疲劳强度初步设计计算中心距

1. 计算高速级和低速级之间轴的转速 n_c :

$$n_c = \frac{n_1}{i_1} = \frac{20000}{4.7} = 4255.3rpm$$

2. 由于高速级采用两个从动齿轮实现功率分流, 则高速级和低速级之间单个轴传递的功率 P_C 为:

$$P_c = \frac{P}{2} = \frac{2051}{2} = 1025.5 \text{ Kw}$$

3. 计算低速级传递的扭矩 T_2 :

$$T_2 = 9549 \frac{P_c}{n_c} = 9549 \times \frac{1025.5}{4255.3} = 2301.2 \text{ N.m}$$

4. 计算中心距中所需参数的选择见下表 3-3:

表 3-3 中心距计算中所需参数选取和说明

代号	名称	说明	取值
A_α	常系数	查 ^[11] 表 14-1-65	483
K	载荷系数	一般取值	1.6
ψ_a	齿宽系数	范围内取值	0.35
σ_{HP}	许用接触应力	查 ^[10] 图 8.2-16	1350

5. 估算中心距 a :

$$\begin{aligned}
 a &\geq A_\alpha(u+1) \sqrt[3]{\frac{KT_2}{\psi_a u \sigma_{HP}^2}} \\
 &\geq 483 \times (3.55 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{1.6 \times 2301.2}{0.35 \times 3.55 \times 1350^2}} \\
 &\geq 258.42 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

圆整为标准中心距, 取 $a = 260 \text{ mm}$ 。

3.3.3 主要几何尺寸的计算

1. 确定模数 m :

$$m = \frac{2a}{z_3 + z_4} = \frac{2 \times 260}{38 + 135} = 3.007 \text{ mm}$$

圆整为标准模数得 $m = 3 \text{ mm}$ 。

2. 计算分度圆直径 d_3 、 d_4 :

$$d_3 = mz_3 = 3 \times 38 = 114 \text{ mm}$$

$$d_4 = mz_4 = 3 \times 135 = 405 \text{ mm}$$

3. 计算齿顶高 h_a 和齿顶圆直径 d_{a3} 、 d_{a4} :

取齿顶高系数 $h_a^* = 1$, 则:

$$h_a = h_a^* m = 1 \times 3 = 3 \text{ mm}$$

$$d_{a3} = d_3 + 2h_a = 114 + 2 \times 3 = 120 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2h_a = 405 + 2 \times 3 = 411 \text{ mm}$$

4. 计算齿根高 h_f 和齿根圆直径 d_{f3} 、 d_{f4} :

取顶隙系数 $c^* = 0.25$ ，则：

$$h_f = (h_a^* + c^*)m = (1 + 0.25) \times 3 = 3.75mm$$

$$d_{f3} = d_3 - 2h_f = 114 - 2 \times 3.75 = 106.5mm$$

$$d_{f4} = d_4 - 2h_f = 405 - 2 \times 3.75 = 397.5mm$$

5. 计算全齿高 h ：

$$h = h_a + h_f = 3 + 3.75 = 6.75mm$$

6. 计算齿宽 b ：

$$b = \varphi_a a = 0.35 \times 260 = 91mm$$

将其圆整到标准长度得 $b = 100mm$ 。

3.4 低速级齿轮校核

由于低速级是按齿面接触疲劳强度进行设计计算，且低速级传动平稳，无严重过载，所以对低速级齿轮的齿根弯曲疲劳强度进行校核计算。

1. 计算分度圆上的圆周力 F_t ：

$$F_t = \frac{2T_2}{d_3} = \frac{2 \times 2301.2}{114 \times 10^{-3}} = 40371.9N$$

2. 校核齿根弯曲疲劳强度时所需参数的选择见下表 3-4：

表 3-4 主要参数的选取和说明

代号	名称	说明	取值
K_A	使用系数	查 ^[10] 表 8.2-39	1.10
K_v	动载荷系数	一般取值	1
$K_{F\beta}$	齿向载荷分布系数	一般取值	1
$K_{F\alpha}$	齿间载荷分配系数	查 ^[10] 表 8.2-62	1
Y_{FS}	复合齿形系数	查 ^[10] 图 8.2-27	4.05
$Y_{\varepsilon\beta}$	重合度与螺旋角系数	查 ^[10] 图 8.2-7 和图 8.2-28	0.67
σ_{FE}	齿轮材料的弯曲强度基本值	查 ^[10] 图 8.2-29	1050
Y_X	尺寸系数	查 ^[10] 图 8.2-31	1.0
$Y_{\delta relT}$	相对齿根圆角敏感系数	查 ^[10] 图 8.2-32	1.0
$Y_{R relT}$	相对齿根表面情况系数	查 ^[10] 图 8.2-33	1.0

3. 计算弯曲强度的寿命系数 Y_{NT} ：

主动齿轮应力循环次数 N_{L3} ：

$$N_{L3} = 60n_c k h = 60 \times 4255.3 \times 1 \times 37500 = 9.574 \times 10^9$$

从动齿轮应力循环次数 N_{L4} :

$$N_{L4} = \frac{N_{L3}}{i} = \frac{9.574 \times 10^9}{3.55} = 2.697 \times 10^9$$

弯曲强度的寿命系数通过查^[10]图 8.2-30 得 $Y_{NT} = 0.98$ 。

4. 计算齿根弯曲应力 σ_F :

$$\begin{aligned}\sigma_F &= \frac{F_t}{bm} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{FS} Y_{\varepsilon\beta} \\ &= \frac{40371.9}{100 \times 3} \times 1.1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 4.05 \times 0.67 \\ &= 401.68 \text{ MPa}\end{aligned}$$

5. 计算安全系数 S_F :

$$\begin{aligned}S_F &= \frac{\sigma_{FE} Y_{NT} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X}{\sigma_F} \\ &= \frac{1050 \times 0.98 \times 1 \times 1 \times 1}{401.68} \\ &= 2.56\end{aligned}$$

通过查^[10]表 8.2-71, 得高可靠度的齿轮最小安全系数 $S_{Fmin} = 2.0$, $S_F > S_{Fmin}$ 故在全范围内, 低速级齿轮齿根弯曲强度满足设计要求。

第四章 航空附件传动装置的设计与校核

航空附件齿轮传动装置是飞机动力装置不可缺少的一部分，具有重量轻、尺寸小、形状复杂且要求精度高的特点。就以 PW127J 涡桨发动机为例，其附件包括交流发电机、转速调节器、PCU 泵、液压泵和电动顺桨泵等，这些附件位于主减速装置的高速级与低速级之间^[8]。由于涉及的附件较多且篇幅有限，本章将重点介绍交流发电机和液压泵的附件齿轮传动装置设计。

4.1 附件传动装置传动简图

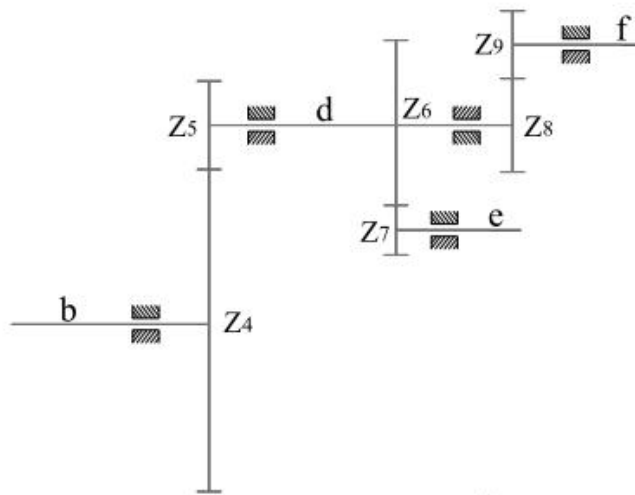


图 4-1 附件传动装置传动简图

Z_4 : 主减速装置低速级从动齿轮; Z_5 : 附件传动输入齿轮; b: 桨轴; d: 附件输入轴

Z_6 : 交流发电机输入齿轮; Z_7 : 交流发电机输出齿轮; e: 交流发电机输出轴

Z_8 : 液压泵输入齿轮; Z_9 : 液压泵输出齿轮; f: 液压泵输出轴

4.2 交流发电机附件传动装置设计与校核

已知交流发电机要求工作转速 $n_A = 14634rpm$ 、功率 $P_A = 152Kw$ ，将主减速装置低速级从动齿轮 ($n_2 = 1200rpm$) 作为该传动装置的动力来源进行以下设计。

4.2.1 传动比的分配计算

1. 计算传动比:

$$i = \frac{n_A}{n_2} = \frac{14634}{1200} = 12.2$$

由于传动比较大，如果采用单级传动，齿轮的分度圆直径太大且难以布局。涡桨发动机附件布置要求结构紧凑，如果齿轮太大很难达到设计要求，同时也超出了齿轮的承载能力，还可能会发生齿轮失效破坏等问题。故需采用两级齿轮传动装置，在满足传动比要求下，还可以有效地减小传动装置径向尺寸。

2. 分配传动比:

由于附件传动装置要求结构紧凑和尺寸小,且采用同轴式的传动形式,所以在传动比分配时选用按齿面接触强度相等公式来计算。

表 4-1 附件传动比分配计算有关参数选取和说明

代号	名称	说明	取值
φ_{d1}	第一级齿宽系数	范围内取值	0.25
φ_{d2}	第二级齿宽系数	范围内取值	0.57
$\sigma_{Hlim I}$	第一级齿轮的接触 疲劳极限	查 ^[10] 图 8.2-16	1500
$\sigma_{Hlim II}$	第二级齿轮的接触 疲劳极限	查 ^[10] 图 8.2-16	1300

计算过程如下:

$$\begin{aligned}
 k &= \frac{\varphi_{d2}}{\varphi_{d1}} \times \frac{\sigma_{Hlim I}^2}{\sigma_{Hlim II}^2} \\
 &= \frac{0.57}{0.25} \times \frac{1500^2}{1300^2} \\
 &= 3.03
 \end{aligned}$$

已知总传动比 $i = 12.2$ 、 $k = 3.03$, 通过下式可求得第一级传动比 i_1 :

$$\begin{aligned}
 k \left(\frac{i_1 + 1}{i + i_1} \right)^4 i i_1 &= 1 \\
 3.03 \times \left(\frac{i_1 + 1}{12.2 + i_1} \right)^4 \times 12.2 i_1 &= 1
 \end{aligned}$$

解得第一级传动比 $i_1 = 3.65$, 从而求出第二级传动比 i_2 :

$$i_2 = \frac{i}{i_1} = \frac{12.2}{3.65} = 3.34$$

4.2.2 附件输入齿轮几何尺寸的计算

附件传动装置采用主减速装置低速级从动齿轮 z_4 作为动力来源, 所以附件传动输入齿轮 z_5 和低速级从动齿轮 z_4 的模数相等 $m_5 = m_4 = 3\text{mm}$ 、压力角相等 $\alpha_5 = \alpha_4 = 20^\circ$ 且都采用标准直齿圆柱齿轮。

1. 计算 z_5 的齿数:

$$z_5 = \frac{z_4}{i_1} = \frac{135}{3.65} = 36.98 \approx 37$$

2. 计算分度圆直径 d_5 :

$$d_5 = m z_5 = 3 \times 37 = 111\text{mm}$$

3. 计算齿顶高 h_a 和齿顶圆直径 d_{a5} :

取齿顶高系数 $h_a^* = 1$, 则:

$$h_a = h_a^* m = 1 \times 3 = 3mm$$

$$d_{a5} = d_5 + 2h_a = 111 + 2 \times 3 = 117mm$$

4. 计算齿根高 h_f 和齿根圆直径 d_{f5} :

取顶隙系数 $c^* = 0.25$, 则:

$$h_f = (h_a^* + c^*)m = (1 + 0.25) \times 3 = 3.75mm$$

$$d_{f5} = d_5 - 2h_f = 111 - 2 \times 3.75 = 103.5mm$$

5. 计算全齿高 h :

$$h = h_a + h_f = 3 + 3.75 = 6.75mm$$

6. 计算中心距 a :

$$a = \frac{m(z_4 + z_5)}{2} = \frac{3 \times (135 + 37)}{2} = 258mm$$

7. 取齿宽系数 $\varphi_d = 0.4$, 计算齿宽 b :

$$b = \varphi_d d_5 = 0.4 \times 111 = 44.4mm$$

圆整为标准尺寸得 $b = 50mm$ 。

4.2.3 交流发电机附件传动装置设计

1. 齿数比 u : 由于第二级的传动比 $i_2 = 3.34$, 所以齿数比 $u = i_2 = 3.34$ 。

2. 输出齿轮齿数 z_7 : 根据抗弯强度和工作平稳性要求, 取:

$$z_7 = 25$$

3. 输入齿轮齿数 z_6 :

$$z_6 = uz_7 = 3.34 \times 25 = 83.5$$

$$\text{取 } z_6 = 83$$

4. 计算交流发电机输出齿轮传递的扭矩:

$$T_A = 9549 \frac{P_A}{n_A} = 9549 \times \frac{152}{14634} = 99.18N.m$$

5. 用齿面接触强度设计计算中心距所需参数的选择见下表 4-2:

表 4-2 中心距计算中所需参数选取说明

代号	名称	说明	取值
A_a	常系数	查 ^[1] 表 14-1-65	483
K	载荷系数	一般取值	1.6
ψ_a	齿宽系数	范围内取值	0.25
σ_{HP}	许用接触应力	查 ^[10] 图 8.2-16	860

6. 估算中心距 a :

$$\begin{aligned} a &\geq A_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{KT_A}{\psi_a u \sigma_{HP}^2}} \\ &\geq 483 \times (3.34 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{1.6 \times 99.18}{0.25 \times 3.34 \times 860^2}} \\ &\geq 133.27 \text{ mm} \end{aligned}$$

圆整为标准中心距, 取 $a = 135 \text{ mm}$ 。

7. 确定模数 m :

$$m = \frac{2a}{z_6 + z_7} = \frac{2 \times 135}{83 + 25} = 2.5 \text{ mm}$$

其值为标准模数 $m = 2.5 \text{ mm}$ 。

8. 计算分度圆直径 d_6 、 d_7 :

$$d_6 = mz_6 = 2.5 \times 83 = 207.5 \text{ mm}$$

$$d_7 = mz_7 = 2.5 \times 25 = 62.5 \text{ mm}$$

9. 计算齿顶高 h_a 和齿顶圆直径 d_{a6} 、 d_{a7} :

取齿顶高系数 $h_a^* = 1$, 则:

$$h_a = h_a^* m = 1 \times 2.5 = 2.5 \text{ mm}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2h_a = 207.5 + 2 \times 2.5 = 212.5 \text{ mm}$$

$$d_{a7} = d_7 + 2h_a = 62.5 + 2 \times 2.5 = 67.5 \text{ mm}$$

10. 计算齿根高 h_f 和齿根圆直径 d_{f6} 、 d_{f7} :

取顶隙系数 $c^* = 0.25$, 则:

$$h_f = (h_a^* + c^*)m = (1 + 0.25) \times 2.5 = 3.125 \text{ mm}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2h_f = 207.5 - 2 \times 3.125 = 201.25 \text{ mm}$$

$$d_{f7} = d_7 - 2h_f = 62.5 - 2 \times 3.125 = 56.25 \text{ mm}$$

11. 计算全齿高 h :

$$h = h_a + h_f = 2.5 + 3.125 = 5.625 \text{ mm}$$

12. 计算齿宽 b :

$$b = \varphi_a a = 0.25 \times 135 = 33.75 \text{ mm}$$

将其圆整到标准长度得 $b = 35 \text{ mm}$ 。

4.2.4 交流发电机附件传动装置校核

1. 计算分度圆上的圆周力 F_t :

$$F_t = \frac{2T_A}{d_7} = \frac{2 \times 99.18}{62.5 \times 10^{-3}} = 3173.76N$$

2. 校核齿根弯曲疲劳强度时所需参数的选择见下表 4-3:

表 4-3 主要参数的选取和说明

代号	名称	说明	取值
K_A	使用系数	查 ^[10] 表 8.2-39	1.35
K_v	动载荷系数	一般取值	1
$K_{F\beta}$	齿向载荷分布系数	一般取值	1
$K_{F\alpha}$	齿间载荷分配系数	查 ^[10] 表 8.2-62	1
Y_{FS}	复合齿形系数	查 ^[10] 图 8.2-27	4.35
$Y_{\varepsilon\beta}$	重合度与螺旋角系数	查 ^[10] 图 8.2-7 和图 8.2-28	0.75
σ_{FE}	齿轮材料的弯曲强度基本值	查 ^[10] 图 8.2-29	920
Y_X	尺寸系数	查 ^[10] 图 8.2-31	1.0
$Y_{\delta relT}$	相对齿根圆角敏感系数	查 ^[10] 图 8.2-32	1.0
Y_{RrelT}	相对齿根表面情况系数	查 ^[10] 图 8.2-33	1.0

3. 计算弯曲强度的寿命系数 Y_{NT} :

输出齿轮应力循环次数 N_{L7} :

$$N_{L7} = 60n_Akh = 60 \times 14634 \times 1 \times 37500 = 3.293 \times 10^{10}$$

输入齿轮应力循环次数 N_{L6} :

$$N_{L6} = \frac{N_{L7}}{i} = \frac{3.293 \times 10^{10}}{3.34} = 9.858 \times 10^9$$

弯曲强度的寿命系数通过查^[10]图 8.2-30 得 $Y_{NT} = 0.85$ 。

4. 计算齿根弯曲应力 σ_F :

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{F_t}{bm} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{FS} Y_{\varepsilon\beta} \\ &= \frac{3173.76}{35 \times 2.5} \times 1.35 \times 1 \times 1 \times 1 \times 4.35 \times 0.75 \\ &= 159.75MPa \end{aligned}$$

5. 计算安全系数 S_F :

$$\begin{aligned} S_F &= \frac{\sigma_{FE} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X}{\sigma_F} \\ &= \frac{920 \times 0.85 \times 1 \times 1 \times 1}{159.75} \\ &= 4.89 \end{aligned}$$

通过查^[10]表 8.2-71, 得高可靠度的齿轮最小安全系数 $S_{Fmin} = 2.0$, S_F 远大于 S_{Fmin} 故在安全范围内, 交流发电机附件传动齿轮齿根弯曲强度满足设计要求。

4.3 液压泵附件传动装置设计与校核

4.3.1 齿轮传动装置的设计

已知液压泵要求工作转速 $n_B = 6020rpm$ 、功率 $P_B = 129Kw$ 通过对发动机附件的空间位置了解分析，决定液压泵附件传动装置的输入齿轮 z_8 与附件传动输入齿轮 z_5 和交流发电机输入齿轮 z_6 同轴，即三个齿轮位于同一个传动轴上。

1. 求输入齿轮所在传动轴的转速 n_d :

$$n_d = \frac{n_2 z_4}{z_5} = \frac{1200 \times 135}{37} = 4378.38rpm$$

2. 计算传动装置的传动比 i :

$$i = \frac{n_d}{n_B} = \frac{4378.38}{6020} = 0.727$$

3. 已知齿数比 $u = i = 0.727$ ，进行齿数分配:

输入齿轮齿数 z_8 : 为满足传动装置结构紧凑且尺寸小的要求，取:

$$z_8 = 47$$

输出齿轮齿数 z_9 :

$$z_9 = uz_8 = 0.727 \times 47 = 34.17$$

$$\text{取 } z_9 = 34$$

4. 计算传递的扭矩:

$$T_B = 9549 \frac{P_B}{n_B} = 9549 \times \frac{129}{6020} = 204.62N.m$$

5. 用齿面接触强度设计计算分度圆直径所需参数的选择见下表 4-4:

表 4-4 分度圆直径计算所需参数选取和说明

代号	名称	说明	取值
A_d	常系数	查 ^[11] 表 14-1-65	766
K	载荷系数	一般取值	1.6
ψ_d	齿宽系数	范围内取值	0.3
σ_{HP}	许用接触应力	查 ^[10] 图 8.2-16	860

6. 估算输入齿轮分度圆直径 d_8 :

$$\begin{aligned}
 d_8 &\geq A_d \sqrt[3]{\frac{KT_B}{\psi_d \sigma_{HP}^2} \times \frac{u+1}{u}} \\
 &\geq 766 \times \sqrt[3]{\frac{1.6 \times 204.62}{0.3 \times 860^2} \times \frac{0.727+1}{0.727}} \\
 &\geq 116.36mm
 \end{aligned}$$

初步选定输入齿轮分度圆直径 $d_8 = 120\text{mm}$ 。

7. 确定模数 m :

$$m = \frac{d_8}{z_8} = \frac{120}{47} = 2.55\text{mm}$$

圆整为标准模数 $m = 2.5\text{mm}$ 。

8. 准确计算分度圆直径 d_8 、 d_9 :

$$d_8 = mz_8 = 2.5 \times 47 = 117.5\text{mm}$$

$$d_9 = mz_9 = 2.5 \times 34 = 85\text{mm}$$

9. 计算中心距 a :

$$a = \frac{m(z_8 + z_9)}{2} = \frac{2.5 \times (47 + 34)}{2} = 101.25\text{mm}$$

10. 计算齿顶高 h_a 和齿顶圆直径 d_{a8} 、 d_{a9} :

取齿顶高系数 $h_a^* = 1$, 则:

$$h_a = h_a^* m = 1 \times 2.5 = 2.5\text{mm}$$

$$d_{a8} = d_8 + 2h_a = 117.5 + 2 \times 2.5 = 122.5\text{mm}$$

$$d_{a9} = d_9 + 2h_a = 85 + 2 \times 2.5 = 90\text{mm}$$

11. 计算齿根高 h_f 和齿根圆直径 d_{f8} 、 d_{f9} :

取顶隙系数 $c^* = 0.25$, 则:

$$h_f = (h_a^* + c^*)m = (1 + 0.25) \times 2.5 = 3.125\text{mm}$$

$$d_{f8} = d_8 - 2h_f = 117.5 - 2 \times 3.125 = 111.25\text{mm}$$

$$d_{f9} = d_9 - 2h_f = 85 - 2 \times 3.125 = 78.75\text{mm}$$

12. 计算全齿高 h :

$$h = h_a + h_f = 2.5 + 3.125 = 5.625\text{mm}$$

13. 计算齿宽 b :

$$b = \varphi_d d_8 = 0.3 \times 117.5 = 35.25\text{mm}$$

将其圆整到标准长度得 $b = 40\text{mm}$ 。

4.3.2 齿轮传动装置的校核

1. 计算分度圆上的圆周力 F_t :

$$F_t = \frac{2T_B}{d_9} = \frac{2 \times 204.62}{85 \times 10^{-3}} = 4814.59\text{N}$$

2. 校核齿根弯曲疲劳强度时所需参数的选择见下表 4-5:

表 4-5 主要参数的选取和说明

代号	名称	说明	取值
K_A	使用系数	查 ^[10] 表 8.2-39	1.25
K_v	动载荷系数	一般取值	1
$K_{F\beta}$	齿向载荷分布系数	一般取值	1
$K_{F\alpha}$	齿间载荷分配系数	查 ^[10] 表 8.2-62	1
Y_{FS}	复合齿形系数	查 ^[10] 图 8.2-27	4.15
$Y_{\varepsilon\beta}$	重合度与螺旋角系数	查 ^[10] 图 8.2-7 和图 8.2-28	0.82
σ_{FE}	齿轮材料的弯曲强度基本值	查 ^[10] 图 8.2-29	920
Y_X	尺寸系数	查 ^[10] 图 8.2-31	1.0
Y_{NT}	寿命系数	计算查 ^[10] 图 8.2-30	0.85
$Y_{\delta relT}$	相对齿根圆角敏感系数	查 ^[10] 图 8.2-32	1.0
Y_{RrelT}	相对齿根表面情况系数	查 ^[10] 图 8.2-33	1.0
S_{Fmin}	最小安全系数	查 ^[10] 表 8.2-71	2.0

3. 计算齿根弯曲强度许用应力 $[\sigma_{FP}]$:

$$\begin{aligned}
 [\sigma_{FP}] &= \frac{\sigma_{FE} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X}{S_{Fmin}} \\
 &= \frac{920 \times 0.85 \times 1 \times 1 \times 1}{2} \\
 &= 391MPa
 \end{aligned}$$

4. 计算齿根弯曲应力 σ_F :

$$\begin{aligned}
 \sigma_F &= \frac{F_t}{bm} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{FS} Y_{\varepsilon\beta} \\
 &= \frac{4814.59}{40 \times 2.5} \times 1.25 \times 1 \times 1 \times 1 \times 4.15 \times 0.82 \\
 &= 204.8MPa < [\sigma_{FP}] = 391MPa
 \end{aligned}$$

从计算得出齿根弯曲应力小于齿根弯曲许用应力,所以液压泵附件传动装置的齿轮齿根弯曲疲劳强度满足设计要求,故传动装置安全可靠。

第五章 主要构件的结构设计

5.1 高速级中构件的结构设计

弹性轴为典型的传动轴，它将动力涡轮的扭矩传给减速装置和各个附件。当发动机工作状态突然改变时起到缓冲作用，还可以吸收螺旋桨、减速装置和附件传动带来的部分扭转振动，一般设计成空心轴^[13]。

选取弹性轴的材料为 18Cr2Ni4WA 渗碳结构钢，取 $A = 110$ 、 $\alpha = 0.5$ 估算外轴径：

$$\begin{aligned} d &\geq A \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-\alpha^4}} \\ &\geq 110 \times \sqrt[3]{\frac{2051}{20000}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-0.5^4}} \\ &\geq 52.6\text{mm} \end{aligned}$$

考虑花键的影响因增大轴径 5%，得 $d \geq 55.23\text{mm}$ ，取最小外轴径 $d = 60\text{mm}$ ，所以内轴径 $d_1 = 30\text{mm}$ 。花键选择渐开线花键，标记为 EXT22Z $\times$ 2.5m $\times$ 30R。由于采用双斜齿轮，轴向力小，轴承选用角接触球轴承，标记为 7212B。

高速级主动齿轮 z_1 其齿顶圆直径小于两倍的弹性轴最小轴径，所以应将其设计为成齿轮轴的形式。从动齿轮 z_2 其齿顶圆直径大于 160mm 小于 500mm，应设计成腹板式齿轮，但因高速级和低速级之间的传动轴还没有设计，所以具体尺寸待轴设计后再确定。

5.2 低速级中构件的结构设计

桨轴是典型的转轴，它将发动机的扭矩传递给螺旋桨，并承受螺旋桨产生的拉力、螺旋桨重量所产生的弯矩、螺旋桨不平衡力产生的附加力矩和飞行中所产生的陀螺力矩^[1]。

选取桨轴的材料为 12Cr2Ni4A 渗碳结构钢，取 $A = 102$ 估算轴径：

$$d \geq A \sqrt[3]{\frac{P}{n_2}} = 102 \times \sqrt[3]{\frac{2051}{1200}} = 121.95\text{mm}$$

考虑花键的影响因增大轴径 5%，得 $d \geq 128.05\text{mm}$ ，取桨轴的最小轴径 $d = 140\text{mm}$ 。花键选择矩形花键，规格 $N \times d \times D \times B$ 标记为 12 $\times$ 140 $\times$ 125 $\times$ 15。桨轴分别使用角接触球轴承和圆柱滚子轴承作为支承，代号分别为 7028AC 和 N1020。

为了保证能够平稳的传递运动和动力，并且能够减轻减速装置的总体重量，所以低速级主动齿轮 z_3 采用齿轮轴的结构形式，并将齿轮轴做成空心轴。因此高速级与低速级之间的传动轴采用与 z_3 相同的材料 12Cr2Ni4A 渗碳结构钢，取 $A = 102$ 、 $\alpha = 0.5$ 估算轴径：

$$d \geq A \sqrt[3]{\frac{P_c}{n_c}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-\alpha^4}}$$

$$\begin{aligned} &\geq 102 \times \sqrt[3]{\frac{1025.5}{4255.3}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-0.5^4}} \\ &\geq 64.856\text{mm} \end{aligned}$$

考虑花键的影响因增大轴径 5%，得 $d \geq 68.103\text{mm}$ ，取传动轴最小轴径 $d = 80\text{mm}$ 。花键选择矩形花键，规格 $N \times d \times D \times B$ 标记为 $10 \times 70 \times 80 \times 12$ 。轴承选用两个相同的圆柱滚子轴承支承，代号为 N1016。

桨轴与螺旋桨的连接采用法兰盘的连接方式，法兰盘直径为 $\phi 280\text{mm}$ ，连接螺栓选用 M34，所以需在法兰盘上做 8 个 $\phi 30.5\text{mm}$ 的底孔。

低速级从动齿轮 z_4 的齿顶圆直径小于 500mm ，应设计成孔板式齿轮结构。齿轮内孔直径为 $\phi 140\text{mm}$ ，做成孔板式去掉部分的内径 $D_1 = 195\text{mm}$ ，外径 $D_2 = 370\text{mm}$ ，所留齿轮厚度 $C = 20\text{mm}$ ，在直径为 $\phi 278\text{mm}$ 的圆上均布直径为 $\phi 68\text{mm}$ 的工艺孔 6 个，所需倒角或圆角取值 5mm 。

从动齿轮 z_2 的内孔直径为 $\phi 80\text{mm}$ ，做成腹板式去掉部分的内径 $D_1 = 128\text{mm}$ ，外径 $D_2 = 300\text{mm}$ ，所留齿轮厚度 $C = 15\text{mm}$ ，所需倒角或圆角取值 5mm 。

5.3 附件传动中构件的结构设计

由于齿轮 z_5 、 z_6 和 z_8 在同一根传动轴上，选取该传动轴的材料为 12Cr2Ni3A 渗碳结构钢，并做成空心轴以减轻重量，取 $A = 83$ 、 $\alpha = 0.5$ 估算该轴径：

$$\begin{aligned} d &\geq A \sqrt[3]{\frac{P}{n_c}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-\alpha^4}} \\ &\geq 83 \times \sqrt[3]{\frac{2051}{4378.38}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-0.5^4}} \\ &\geq 65.86\text{mm} \end{aligned}$$

取该传动轴最小轴径 $d = 70\text{mm}$ 。齿轮 z_5 和 z_8 的齿顶圆直径小于两倍的传动轴最小轴径，应设计为齿轮轴形式。齿轮 z_6 的齿顶圆直径大于 160mm ，应设计成腹板式齿轮，但齿轮 z_5 和 z_8 满足设计为齿轮轴的条件，所以将这 3 个齿轮一体设计成齿轮轴的形式。齿轮 z_6 做成腹板式去掉部分的内径 $D_1 = 115\text{mm}$ ，外径 $D_2 = 190\text{mm}$ ，所留齿轮厚度 $C = 9\text{mm}$ ，所需倒角或圆角取值 2mm 。轴承选用两个相同的圆柱滚子轴承，标记为 N1014。

交流发电机的附件传动输出轴，选取材料为 12Cr2Ni3A 渗碳结构钢，并做成空心轴以减轻重量，取 $A = 83$ 、 $\alpha = 0.5$ 估算该轴径：

$$\begin{aligned} d &\geq A \sqrt[3]{\frac{P_A}{n_A}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-\alpha^4}} \\ &\geq 83 \times \sqrt[3]{\frac{152}{14634}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-0.5^4}} \end{aligned}$$

$$\geq 18.5\text{mm}$$

考虑花键的影响因增大轴径 5%，得 $d \geq 19.43\text{mm}$ ，取最小轴径 $d = 30\text{mm}$ 。该输出轴与交流发电机的连接形式采用矩形花键连接，规格 $N \times d \times D \times B$ 标记为 $6 \times 30 \times 24 \times 6$ 。轴承选用两个相同的圆柱滚子轴承，标记为 N1006。齿轮 z_7 的齿顶圆直径小于两倍的轴径，所以应将其设计成齿轮轴的结构形式。

液压泵的附件传动输出轴，选取材料为 12Cr2Ni3A 渗碳结构钢，并做成空心轴以减轻重量，取 $A = 83$ 、 $\alpha = 0.5$ 估算该轴径：

$$\begin{aligned} d &\geq A \sqrt[3]{\frac{P_B}{n_B}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-\alpha^4}} \\ &\geq 83 \times \sqrt[3]{\frac{129}{6020}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-0.5^4}} \\ &\geq 23.56\text{mm} \end{aligned}$$

考虑花键的影响因增大轴径 5%，得 $d \geq 24.74\text{mm}$ ，取最小轴径 $d = 40\text{mm}$ 。该输出轴与液压泵的连接形式采用矩形花键连接，规格 $N \times d \times D \times B$ 标记为 $8 \times 40 \times 34 \times 7$ 。轴承选用两个相同的圆柱滚子轴承，标记为 N1008。齿轮 z_9 的齿顶圆直径小于两倍的轴径，所以应将其设计为齿轮轴的结构形式。

第六章 齿轮减速装置建模

6.1 建模介绍

本文采用的建模软件为 SolidWorks 软件，该软件可以快速且便捷的建立各种结构模型，是当前应用比较普遍的三维设计软件。它利用了参数化特征模型技术，具有很高的设计灵活性。通过使用该软件，能够在生产实际的齿轮减速装置之前，形成整个齿轮减速装置的虚拟样机，进而仿真齿轮减速装置的实际运动过程，并能够从齿轮减速装置的研制过程中，找到在产品设计中出现的问题与不足，从而为齿轮减速装置的进一步优化与完善提供了基础^[14]。

SolidWorks 软件能够通过对模型的大小和约束等条件来实现建模，不但能够简便快捷的创建平面草图，而且还可以直接将草图转换为三维的实体模型，还能够通过某些特定的模块实现参数化建模。在实际建模时，能够非常便捷的使用尺寸、约束等功能创建零件图，进而通过零件的装配关系与位置关系进行三维装配建模^[15]。

6.2 齿轮减速装置建模过程

本文以上述设计的航空涡桨发动机齿轮减速装置为研究模型，通过应用上述计算得出的参数在 SolidWorks 软件中进行建模。由于 SolidWorks 其内部插件 Toolbox 存在一些设计缺陷，所以本文选用迈迪三维设计工具集作为设计插件。该插件只需输入齿轮的齿数、模数、压力角和螺旋角等有关参数，便可快速的生成标准的渐开线圆柱齿轮，大大提高了设计效率。

应用上述方法生成齿轮后，通过使用凸台拉伸、拉伸切除、旋转切除、圆周阵列、倒角和圆角等特征命令生成齿轮轴和花键等零部件。由于零部件较多且论文篇幅有限，无法展示具体的零部件生成方法和过程，现主要列出完成后的三维零件图如下：

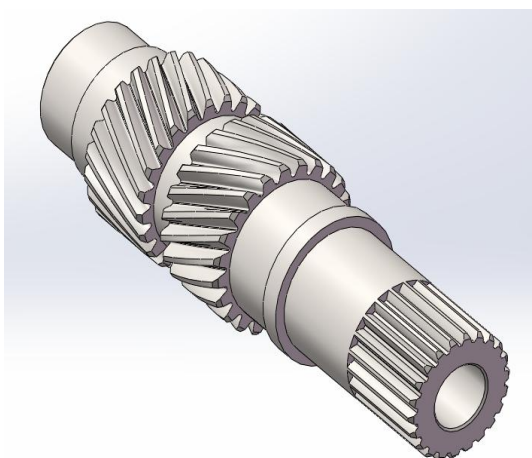


图 6-1 弹性输入齿轮轴

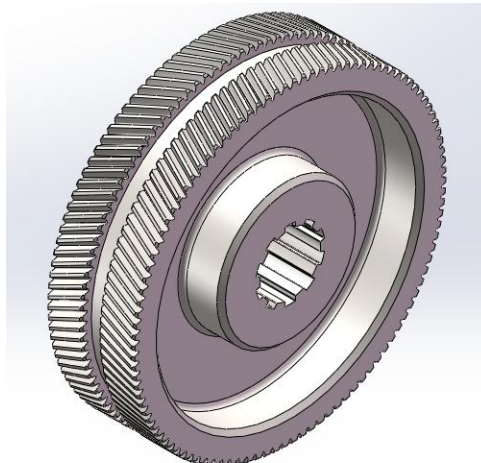


图 6-2 高速级从动齿轮

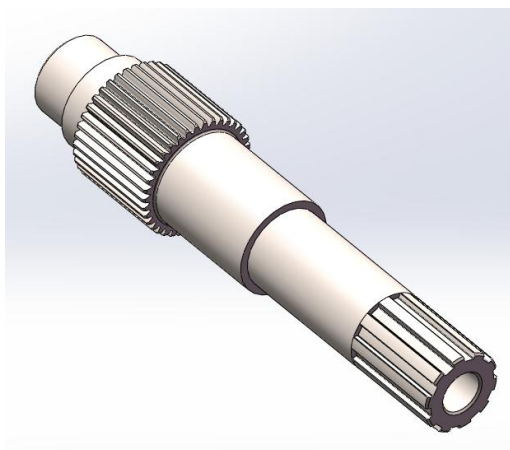


图 6-3 主减速装置传动齿轮轴

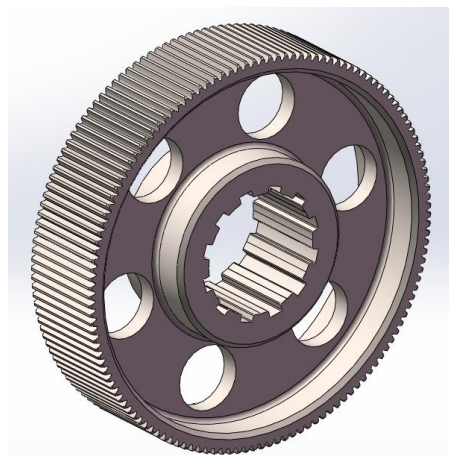


图 6-4 低速级从动齿轮

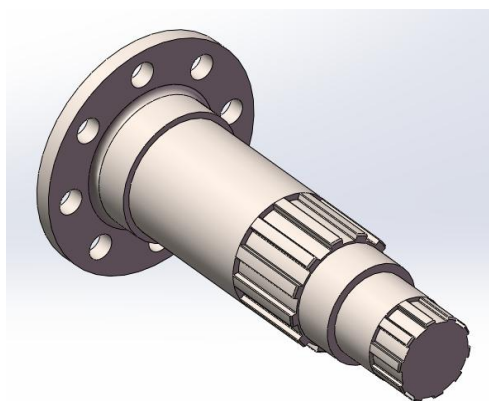


图 6-5 桨轴

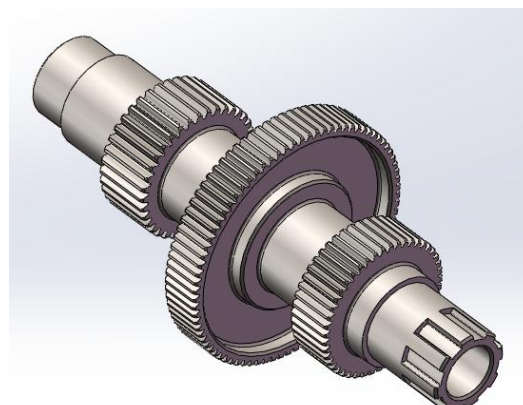


图 6-6 附件输入齿轮轴

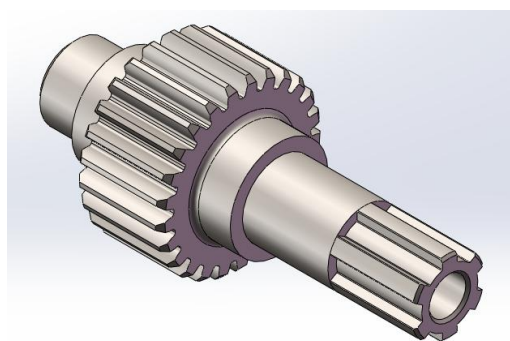


图 6-7 交流发电机输出齿轮轴

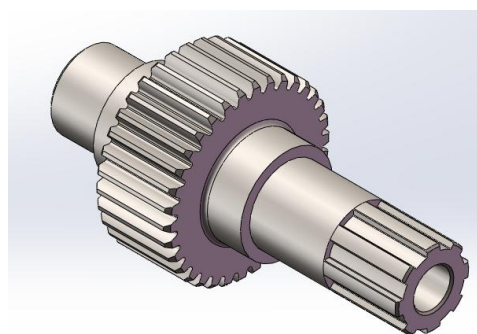


图 6-8 液压泵输出齿轮轴

通过将上述建立好的零件图在 SolidWorks 中完成装配，装配时所需的标准件轴承可以使用迈迪三维设计工具集里的标准件库进行调用。得到下图 6-9 的三维装配图形：

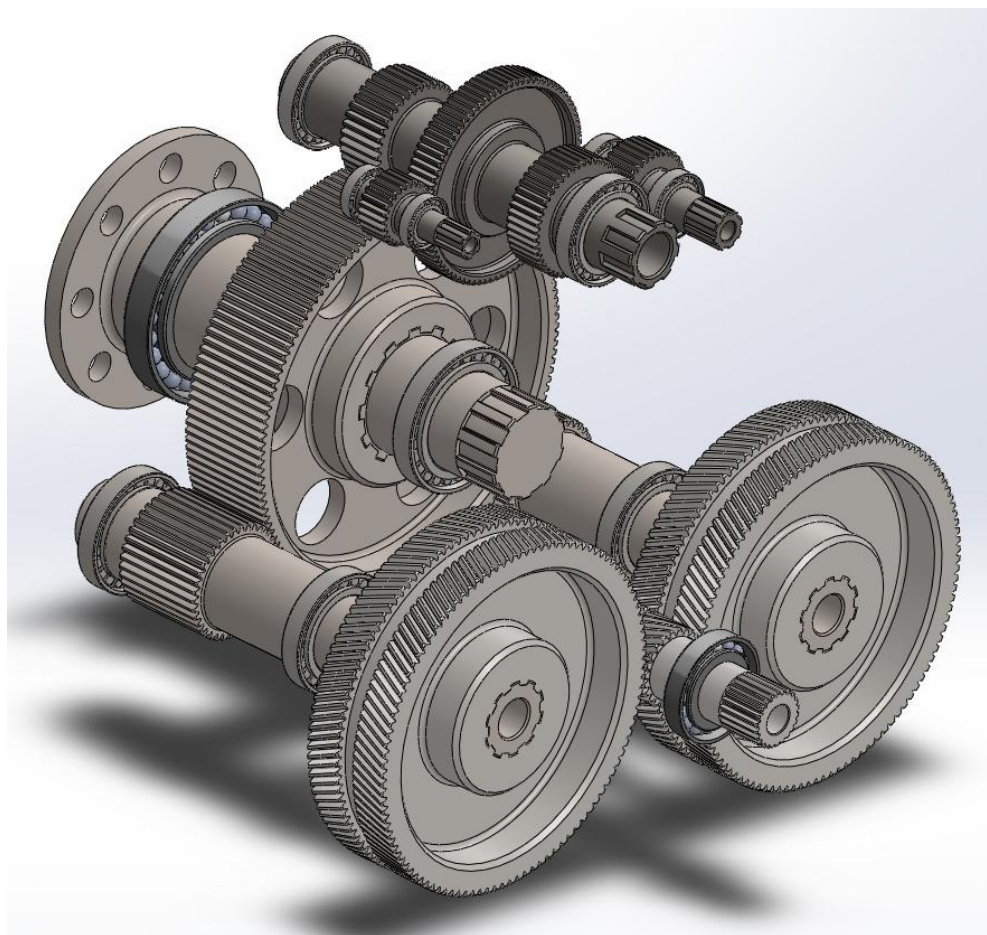


图 6-9 齿轮减速装置三维装配图

总结与展望

总结

综上所述,航空涡桨发动机齿轮减速装置是发动机非常重要的部件,设计要求非常严苛,不仅要在结构紧凑、尺寸小、重量轻的情况下承受较大的载荷和传递较高的功率和扭矩,更要求其具有高可靠性和高效率。本文中主减速装置采用了两级分流式圆柱齿轮减速机构,巧妙的解决了其输入转速大、功率高的特点,提高了减速装置的安全性和使用寿命。通过一系列的设计计算和校核,完善了设计数据,确定了齿轮减速装置的设计参数。最后通过 SolidWorks 软件进行三维建模分析,进一步优化了设计方案。相信在我国航空工业高速发展的今天,不久的将来我国的航空发动机一定不在受制于人。希望通过本次对航空涡桨发动机齿轮减速装置的研究与设计,能够为我国航空涡桨发动机齿轮减速装置的发展和进步提供一些有用的帮助。

展望

由于时间和篇幅有限,论文中关于齿轮减速装置的润滑系统和测扭机构等未进行相应的设计。下一步将在该论文的基础上进一步完善设计内容,并对齿轮减速装置的整体和各零部件进行有限元分析,保证齿轮减速装置的可靠性。最后还要对齿轮减速装置进行试验研究,发现和排除各种故障,进而不断改进和完善设计方案,保证其完全达到设计要求。

参考文献

- [1] 张银波, 闫国华. 航空发动机原理与构造[M]. 中国民航出版社, 2019.
- [2] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册第 13 册减速器[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
- [3] 刘新建. 国产涡桨发动机的发展方向剖析[J]. 电子世界, 2014 (03): 106-107.
- [4] 温泉, 宋双文, 吴吉昌. AEP500: 填补 5000kW 级涡桨发动机空白[J]. 航空动力, 2018 (04): 10-11.
- [5] 林左鸣. 世界航空发动机手册[M]. 北京: 航空工业出版社, 2012.
- [6] 周辉华. 国外涡桨发动机的发展[J]. 航空科学技术, 2013 (01): 18-22.
- [7] Henry J. Banach, Charles N. Reynolds. Turboprop engine propulsion for the 1990's[J]. Journal of Aircraft, 1984, 21(4).
- [8] “民用航空器维修基础系列教材”编委会. 民用航空器维修基础系列教材 (第 5 册) 航空涡轮发动机[M]. 中国民用航空维修协会, 2020.
- [9] Kozik B. An analysis of criterion for choosing constructional solutions for aeronautical multi-power path gear units[J]. Journal of KONES, 2011, 18: 169-175.
- [10] 闻邦椿主编. 机械设计手册单行本齿轮传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 2014.
- [11] 成大先主编. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2008.
- [12] 齿轮手册委员会. 齿轮手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [13] 李少栋. AP 减速器的设计与试验[D]. 哈尔滨工程大学., 2006.
- [14] 王莺, 叶菁. 基于 SolidWorks 的齿轮减速器三维设计及运动仿真[J]. 煤矿机械, 2009, 30 (09): 234-236.
- [15] 徐彪. 行星齿轮减速器传动装置分析与研究[D]. 长安大学, 2015.

致 谢

提笔于此，毕业论文的撰写已经接近于尾声，回首自己的大学生活充满了留恋不舍之情。在大学的时光既是美好的也是短暂的，美好之处在于自己最美好的青春年华留在了这里，这里也见证了最美好的自己，更见证了最美好的同学、老师和校园。而这一切又那么的短暂，还没有做好准备就已经走到了尾声。相信多年以后的自己回想起大学时光时总是充满了难忘的笑容，同时也会感谢自己大学时光里遇到和帮助过自己的老师、同学以及陌生人。

通过本次论文的撰写，自己学会了许多机械设计技能，为我今后的工作和学习提供了强有力的保障。在此过程中我非常感谢我的导师岳峰老师，给予了我许多帮助和支持。在开题答辩之前，自己有很多不明白的问题都需要及时询问指导老师，老师都认真的做出了回答，并且教会了我一些解决相关问题的技巧和方法。在撰写论文的过程中，老师会及时发现论文里存在的缺陷与不足，并提出修改和完善意见，为论文撰写把握了方向，避免了许多弯路。岳峰老师严谨的治学态度值得我们学习。

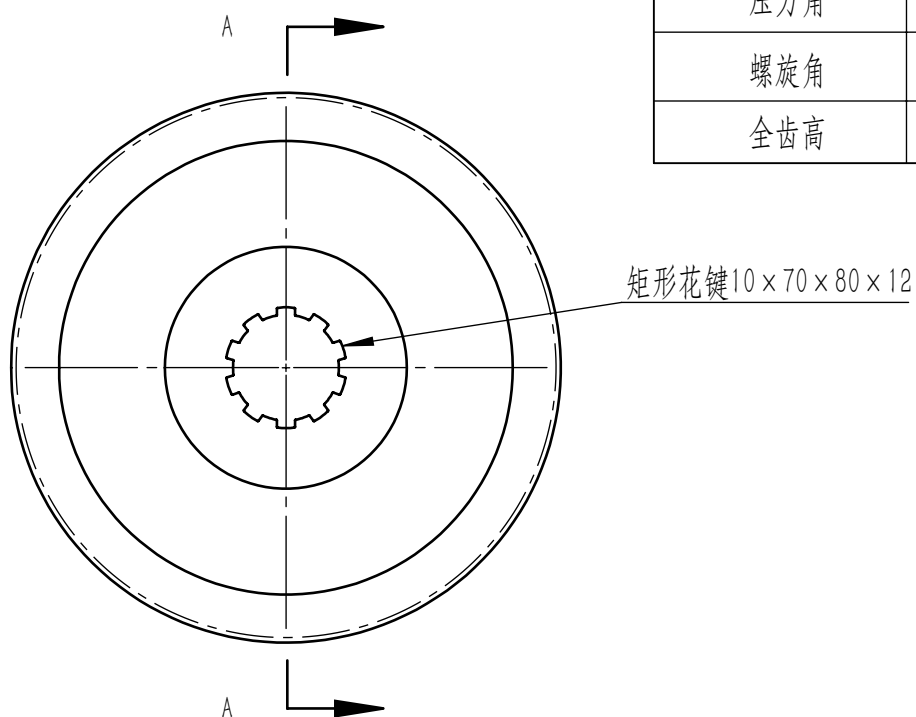
感谢在大学里的所有任课教师，教会了我许多知识，让我在大学中得到了质的提升，同时老师们科学严谨的教学理念和精益求精的工作态度深深的教化了我。其次感谢所有的大学同学，在他们帮助和鼓励下，我度过了快乐且充实的大学生活，祝愿每一个同学都可以拥有美好的未来，我们一起加油一起向未来！

随后我要感谢父母和亲人，他们在漫长人生道路上为我指明了道路，如果不是他们的默默付出，不可能有今天的学有所成，他们的鼓励是我在学习和生活中不断克服困难的动力之源，今后我一定会努力报答。

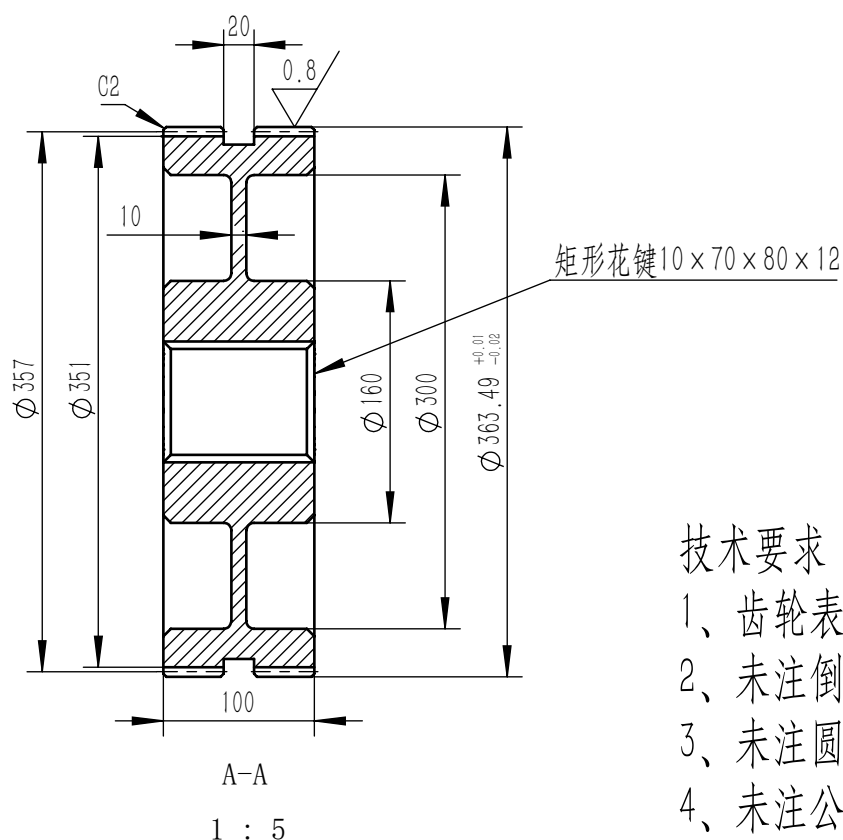
大学生活马上就要结束了，不管人生的下一站在哪里，这些年的大学时光是值得永远铭记的，也是永远难以忘怀的。再次感谢一下所有人，谢谢你们这么多年的陪伴和支持。未来道路还很长，我们一起加油一起走！

最后我再次对导师的悉心指导和帮助表示由衷的感谢。本人在设计过程中自知才疏学浅、经验不足，论文存在一些缺陷和错误，恳请各位老师和读者能给出宝贵的修改和完善意见。

参数	代号	数值
齿数	z	108
端面模数	m_n	3mm
压力角	α	20
螺旋角	β	26.72
全齿高	h	6.75mm



∇ Ra 1.6



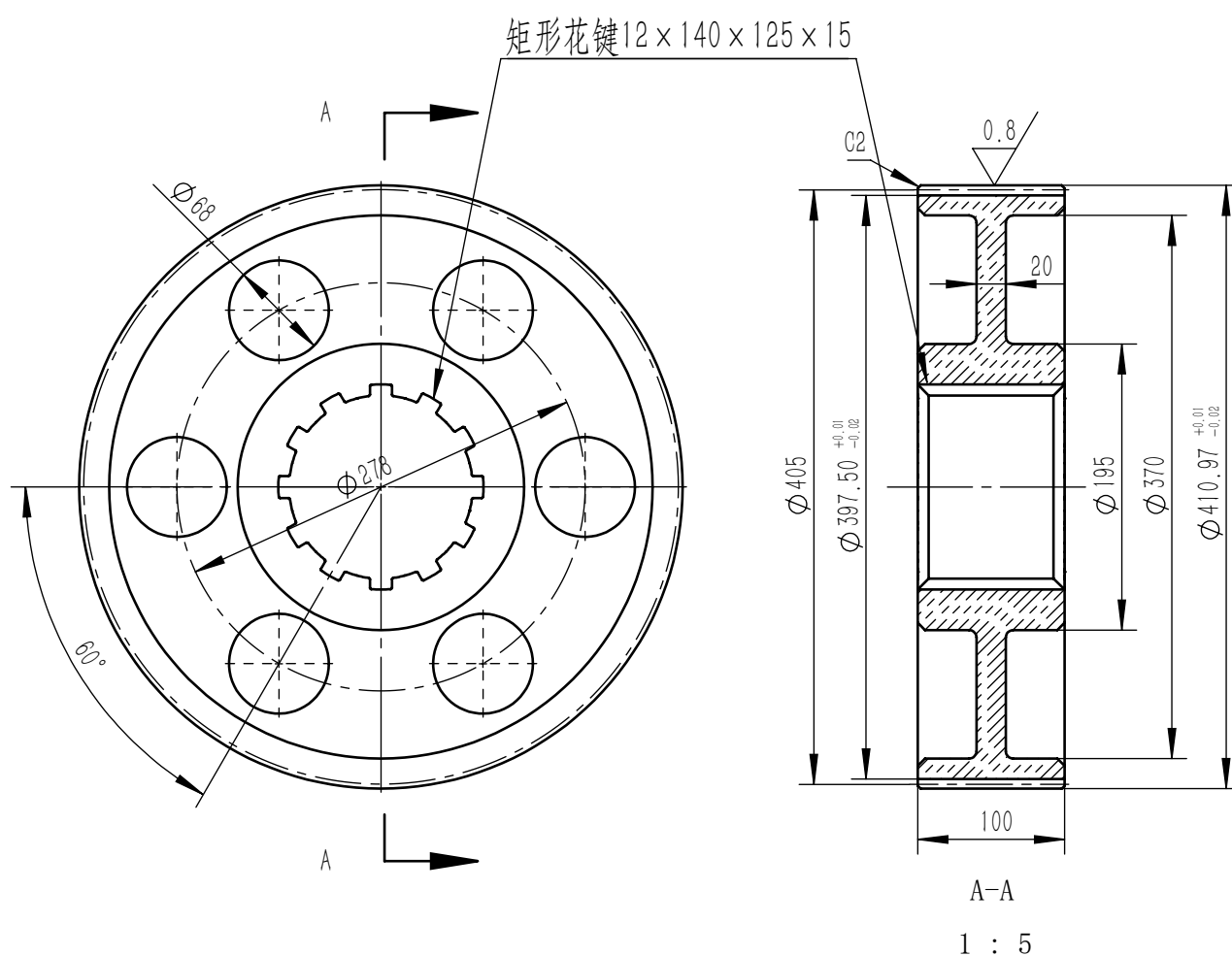
技术要求

- 1、齿轮表面渗碳淬火处理
- 2、未注倒角C5
- 3、未注圆角R5
- 4、未注公差按GB/T1804—2000M

高速级从动齿轮			比例	1：5	图2
			材料	18Cr2Ni4WA	
制图	审核	日期	天津中德应用技术大学		
郭俊阳		2022.4.15			



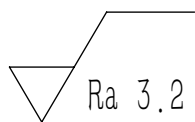
参数	代号	数值
齿数	z	135
模数	m	3mm
压力角	α	20
螺旋角	β	0
分度圆直径	d	405mm
全齿高	h	6.75mm



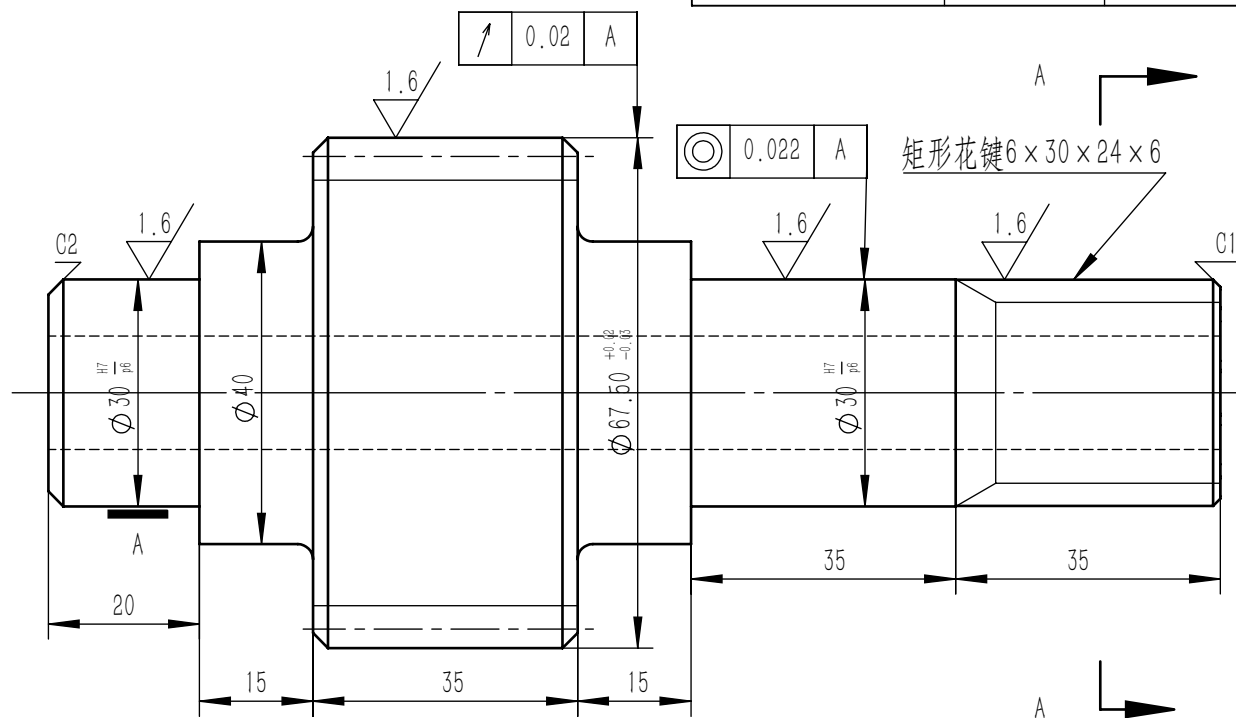
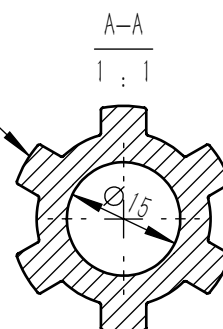
技术要求

- 1、齿轮表面渗碳淬火处理
- 2、未注倒角C5
- 3、未注圆角R5
- 4、未注公差按GB/T1804—2000M

低速级从动齿轮			比例	1：5	图4
			材料	12Cr2Ni4A	
制图	审核	日期	天津中德应用技术大学		
郭俊阳		2022.4.17			



参数	代号	数值
齿数	z	25
模数	m	2.5mm
压力角	α	20
齿宽	b	35mm
分度圆直径	d	62.5mm
全齿高	h	5.625mm

矩形花键 $6 \times 30 \times 24 \times 6$ 

技术要求

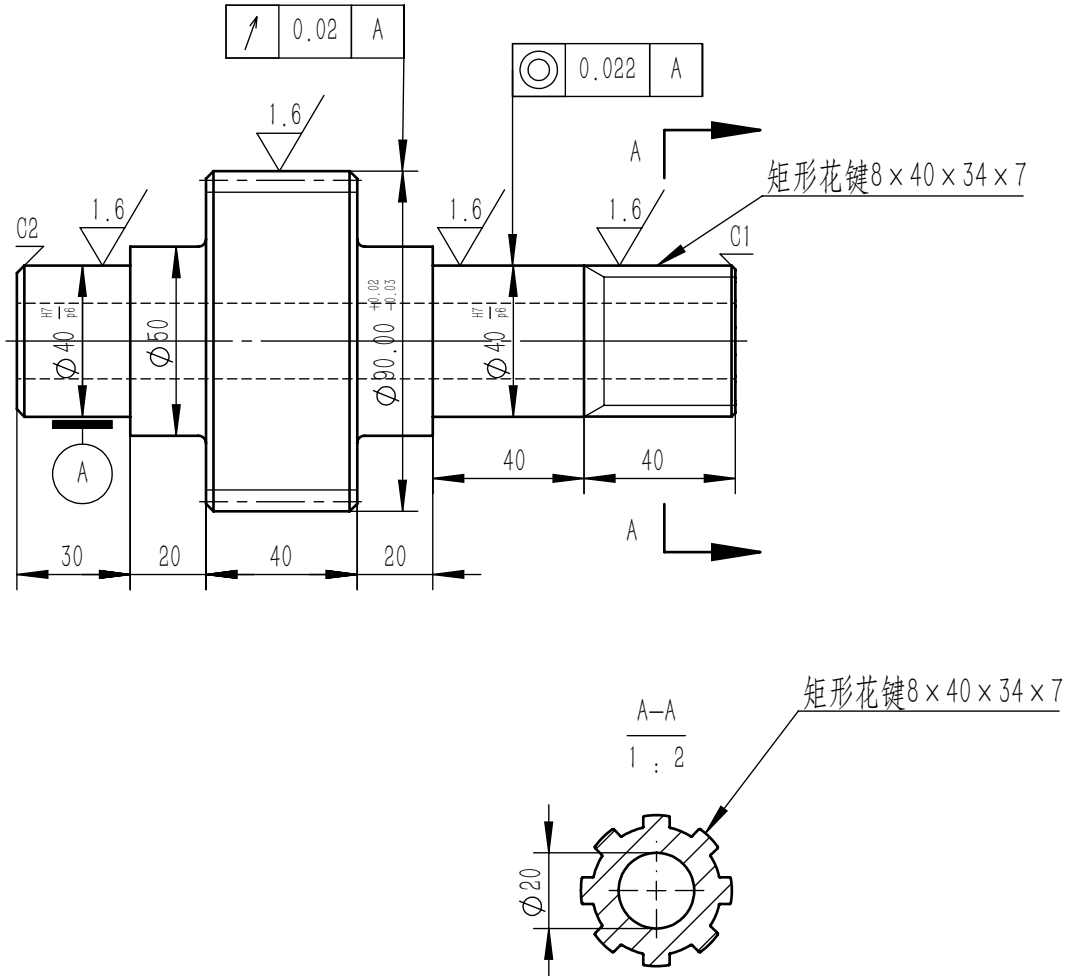
- 1、齿轮表面渗碳淬火处理
- 2、未注倒角C2
- 3、未注圆角R2
- 4、未注公差按GB/T1804—2000M

交流发电机输出齿轮轴			比例	1：1	图7
			材料	12Cr2Ni3A	
制图	审核	日期	天津中德应用技术大学		
郭俊阳		2022.4.18			

附录八

参数	代号	数值
齿数	z	34
模数	m	2.5mm
压力角	α	20
齿宽	b	40mm
分度圆直径	d	85mm
全齿高	h	5.625mm

 Ra 3.2



技术要求

- 1、齿轮表面渗碳淬火处理
- 2、未注倒角C2
- 3、未注圆角R2
- 4、未注公差按GB/T1804—2000M

液压泵输出齿轮轴			比例	1: 2	图8
			材料	12Cr2Ni3A	
制图	审核	日期	天津中德应用技术大学		
郭俊阳		2022.4.18			