

基于动态尺寸链的汽车主锥总成装配技术研究

摘 要

本文从装配尺寸链的角度对汽车主减速器中的主动锥齿轮装配的关键技术做了研究。传统的装配尺寸链理论只是从静态尺寸链的角度研究装配问题，而文中所提出的动态尺寸链观点则是对原有装配尺寸链原理的进一步深化。

首先，文章对传统的尺寸链原理做了介绍，指出了研究尺寸链对提高装配精度，优化装配工艺的重要性，列举了装配过程中常用的解算尺寸链的方法，

然后，通过分析装配尺寸链，提出了采用动态装配尺寸链原理分析装配尺寸链的方法。文中详细论述了动态尺寸链原理，给出了动态尺寸链计算的通用公式。通过对通用公式的研究，分析了各种对动态装配尺寸链影响的因素，对装配过程的优化有着指导作用。本文的重点是动态尺寸链在汽车主减速器的主锥装配过程中的应用，主锥装配作为主减速器装配的核心，其装配精度直接影响主减速器甚至驱动桥的性能。通过对主锥装配过程中各种影响装配尺寸链的动态因素分析，得出了影响主锥装配精度的主要因素。通过对各因素的分析计算，得出了主要影响因素与装配封闭环的尺寸误差的关系。

最后，介绍了为保证主锥总成装配的装配质量，设计制造了汽车主减速器的主锥总成装配线的关键设备。结合前面的动态尺寸链分析，提出了主锥总成装配线模糊闭环控制的设计构想，为提高主锥装配的精度提出了研究方向。

关键词：动态尺寸链 装配 主动锥齿轮总成 模糊控制

Research on driving pinion of automotive assembly technique based on dynamic dimensional chain

Abstract

This paper presents a research on key technique for driving pinion assembly by using dynamic dimensional chain (DDC). Classical theory of assembly dimensional chain (DC) researches assembly method only from the view of static dimension chain. In this paper the view of DDC is put forward and makes a development for existed principle on assembly DC.

Firstly, the paper introduces the principles of classical DC and indicates the importance of studying DC to improve assembly accuracy and optimize assembly process. It's the usual methods of calculating the assembly DC.

Secondly, in this paper the method DDC of analyzing the assembly DC is puts forward. It elaborates principles of DDC then provides a formula of the DDC. By studying the common formula it analyzed some factors affecting dynamic assembly DC and it is guidance for optimizing assembly process. The emphasis in this paper is the application of dynamic assembly DC in process of Driving pinion assembly. Driving pinion assembly is the core of main reducer assembly and its assembly accuracy affects the performance of main reducer even driving axle directly. The paper states main factors affecting the accuracy of driving pinion assembly by analyzing DDC in process of driving pinion assembly. Through analyzing and calculating it concludes the relations between assembly close loop and the main affecting factors.

Lastly, the paper introduces key equipments designed to ensure the quality of driving pinion assembly. Concluding the analysis of dynamic DC, it also puts forward a design's method about the fuzzy control of driving pinion assembly and a research direction of improving the accuracy of the driving pinion assembly.

Keywords: Assembly, Dynamic dimension chain, Drive pinion assembly, Fuzzy control

插图清单

图 2-1 减速箱装配结构图	7
图 2-2 减速箱尺寸链	7
图 2-3 轴加工工序简图	8
图 2-4 拖拉机制动器轴轴承套结构简图	8
图 2-5 判断增环、减环的方法	10
图 2-6 单独零件尺寸链	11
图 2-7 一般尺寸链	11
图 2-8 角度尺寸链	13
图 2-9 平面尺寸链	14
图 2-10 空间尺寸链	14
图 2-11 并联、串连尺寸链	16
图 2-12 混联尺寸链	16
图 3-1 汽车主动锥齿轮轴承预紧调整	24
图 3-2 轴孔配合	25
图 4-1 驱动桥结构图	33
图 4-2 主减速器及差速器结构图	34
图 4-3 主动锥齿轮总成装配图	35
图 4-4 圆锥滚子轴承对 P—M 图	36
图 4-5 轴承的预紧状态图	38
图 4-6 斯太尔后桥主锥总成装配尺寸链	38
图 4-7 回路法判断增、减环	38
图 4-8 组合厚壁圆筒过盈配合装配压力	40
图 4-9 厚壁圆筒的受力示意图	41
图 4-10 过盈配合引起轴承内圈轴向尺寸变化示意图	41
图 4-11 螺纹拧示意图	43
图 4-12 测量轴承内圈刚度示意图	44
图 4-13 压力 P 与轴承内圈压缩量 Y 之间的关系曲线图	45
图 5-1 主锥选垫机测量原理	48
图 5-2 主锥轴承预紧调整垫片预选机	49
图 5-3 压测机机械结构图	50
图 5-4 测量曲线图	51
图 5-5 模糊控制基本结构原理图	53
图 5-6 主锥装配模糊控制闭环系统图	54

表格清单

表 4.1 第一组圆锥滚子轴承对正压力 (P) 与转动阻力 (M) 矩实验数据表	36
表 4.2 第二组圆锥滚子轴承对正压力 (P) 与转动阻力 (M) 矩实验数据表	36
表 4.3 第三组圆锥滚子轴承对正压力 (P) 与转动阻力 (M) 矩实验数据表	36
表 4.4 测量轴承内圈刚度实验数据表	45
表 5.1 选垫实验数据表	49

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。据我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得合肥工业大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示谢意。

学位论文作者签名：王金龙 签字日期：2007年6月10日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解合肥工业大学有关保留、使用学位论文的规定，有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅和借阅。本人授权合肥工业大学可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

(保密的学位论文在解密后适用本授权书)

学位论文作者签名：王金龙

导师签名：林瓦

签字日期：2007年6月10日

签字日期：07年6月10日

学位论文作者毕业后去向：

工作单位：

电话：

通讯地址：

邮编：

致 谢

在三年的硕士研究生课程学习和撰写学位论文的过程中，得到了我的导师林巨广教授的悉心指导，由衷感谢林巨广老师在学业指导及各方面所给予我的关心，特别是林老师高尚的品质和道德情操使我受益匪浅。导师广博的学识、严谨的治学态度、诲人不倦的教育情怀和对事业的忠诚，必将使我终身受益，并激励我勇往直前。

同时，真诚感谢汽车装备研究所的杨韶明、何元祥、谢峰、任永强、王淑旺、陈甦新、丁苏赤等各位老师三年来给予我的真诚帮助。特别感谢谢峰老师对我的论文最后成稿所给予的帮助以及杨韶明老师在学习、工作过程中给予我的指导。

在自动化公司的三年是我成长的三年，这三年中并肩工作的同事，给予我无私的帮助和指导，孙梅、石爱文、杨连华、周强等工程师对我不是老师胜似老师教诲，都是我人生难得的宝贵财富。

感谢刘波、张天华、周后贵、汪涌、王志礼、王英娇、郑彩霞、黄恭伟、盛军、魏义、吴磊、杨洪彬、俞琦、韩江波、汤伟、安吉阁、许业林、雷小宝、朱友超等师兄弟、姐妹，在整个课题设计过程中给予我很多建议和帮助。

感谢我的父母，感谢我的家人，感谢他们在我背后默默地支持和无畏的奉献。

最后，感谢所有关心过我，帮助过我的人。

作者：王金龙

2007年5月28日

第一章 绪论

汽车被称作“改变世界的机器”。

20 世纪，世界汽车工业有了巨大的发展，给世界经济和社会进步带来了深远影响，以致人们把现代工业化社会称之为汽车社会。21 世纪虽然是信息化社会，但汽车工业作为传统工业的精华，仍将是继续集中应用高新技术成果的重要产业。与此同时，世界汽车工业不仅将在现有基础上进一步发展，而且还将进一步影响到世界经济的发展^[1]。

汽车行业具有很强的产业关联度，因而被视为一个国家经济发展水平的重要标志。汽车工业具有市场需求大、带动作用强、涉及效应广、经济效益高等特点，世界先进国家都把汽车工业作为支柱产业进行培植。伴随着汽车工业的发展，作为汽车制造业基础的汽车制造装备业逐渐成为装备制造业的重中之重，在未来一段时间内将是制造业发展的新亮点。随着市场对汽车产品质量需求的提高，各制造厂家掀起了一股技术改进和设备更新的热潮，正是这种需求推动了各厂家、科研机构和各大院校对汽车制造装备的研发。

1.1 课题的研究背景

1.1.1 国内外主锥总成装配技术发展

作为汽车驱动桥重要组成部分的主锥装配技术研究早已得到了国内外厂家的重视。据资料查询和广泛调研结果，国外尤其是发达国家的汽车生产厂家，很早就开始了主减速器装配的相关研究，汽车后桥装配线上自动主锥选垫机也早已广泛使用，使其产品性能得到了可靠的保证^[2]。

在汽车主齿轴轴承预紧及其隔套垫片选择方面，国外主要的研究方向是：轴承预紧力对旋转的主动锥齿轮轴的动态和静态特性参数的影响、轴承部件的预紧方法和预紧力控制研究、在大批量生产线上预紧力控制器的实现研究等^{[3]-[6]}。

从设备的使用方面，欧美和日韩等国的汽车企业，都拥有自己先进的桥减速器总成装配线，其装配效率高、工作噪声低、使用寿命长，减速器装配工艺标准明显高于国内。大部分装配线自动化程度很高，自动输送，自动上料，自动装配，部分零部件采用人工上料，机器装配；广泛采用先进的测控技术与装备，进行在线测量；对垫片厚度、轴承预紧力、螺母拧紧扭矩、齿侧间隙等进行现场在线测量调试；大量采用可控力矩的螺母拧紧机。总之，国外驱动桥减速器总成装配线整线自动化程度高，突出特点是在线测量方法广泛应用。

汽车产业发达国家的桥减速器总成装配质量普遍高于国内，分析原因不外乎以下两种原因^[7]：一是零部件加工质量高。国外先进企业精密的加工技术使

得制造误差很小，再通过严格的标准检验，获得高质量的零部件。这为装配后产品获得优良的质量提供了必要条件。以汽车齿轮制造为例，国外先进企业的制造精度比国内高一两个等级。二是多年积累的经验，为他们装配线上高水平测控技术与装备的开发奠定了基础。高水平的在线测量方法是高质量的装配产品的保证^{[2][7]}。

目前，国内开展的主减速器装配技术研究方向主要有以下几个方面：

（一）主锥轴承预紧垫片选择

为了提高主动齿轮轴的支承刚度，特别是轴向刚度，以保证后桥齿轮和轴承的良好工作状态，要求主动齿轮轴螺母在满足工艺要求的拧紧力矩条件下，主齿轮轴圆锥滚子轴承对应具有合适的预紧力矩^[8]。国内成都电子科技大学、上海交通大学和合肥工业大学都开展了相关研究，建立了主锥选垫测量模型^{[9][10]}，开发了主锥选垫设备，设备根据相对测量（比对测量）原理，分别采用 *PLC* 和计算机控制。设备通过精确测量相关尺寸选择垫片，并优化垫片组合，极大地提高了主动锥齿轮总成的装配质量。

（二）主减速器壳体垫片预选

主、被动锥齿轮是否啮合良好，是影响汽车后桥主减速器的装配质量好坏的另一个重要的因素。正确选择所用壳体垫片厚度，以保证主、从动齿轮间的合适的啮合间隙，是提高主减速器装配质量的关键之一。合肥工业大学和成都电子科技大学等开展了主减速器壳体垫片预选相关研究，建立了选垫测量模型，开发了主减速器壳体垫片预选设备，分别采用 *PLC* 和工控机控制，测算满足主、被动齿轮正确啮合所应垫垫片的总厚度，完成主减速器壳体垫片预选工作，提高了主减速器的装配质量^{[11][12]}。

（三）汽车主锥总成拧紧

针对国内原有汽车主锥总成拧紧自动化设备工作可靠性较差和效率低，高档主锥凸缘拧紧机只有靠进口的状况，国内合肥工业大学和电子科技大学等院校开展了自动拧紧的理论和应用研究，研制了新型全自动拧紧机^{[13][14]}。从结构设计、力矩参数测量、对孔检测、控制系统设计和扭矩控制方法等方面进行了较深入研究，采用了一系列的新方法，扭矩控制平稳精确，生产效率较高。

1.1.2 尺寸链理论的发展现状

生产优质的机器设备，除了需要有优良的设计、合格的零部件外，正确的装配工艺，经济、合理的装配方法是必备的基本条件^[15]。

利用尺寸链原理对机器零部件尺寸及其误差进行综合与累积分析，是保证机器装配质量的一个重要组成部分，因此尺寸链原理在设计、制造和装配中的普遍应用对保证机器产品的质量有十分重要的意义^[16]。

经典的尺寸链理论经过多年的发展已经比较完善，随着尺寸链理论的不

发展, 尺寸链理论在机器设备的设计、制造、装配以及实验和检验过程中的已经得到普遍应用。

目前国内外关于尺寸链的研究主要集中在以下几个方面:

(1) 计算机辅助公差设计^[17]

计算机辅助公差设计 (*Computer Aided Tolerance Design*, 简称 *CATD*), 是指在机械产品的设计、加工、装配、检验等过程中, 利用计算机对产品及其零部件的尺寸公差进行并行优化和监控, 利用最低的成本, 设计并制造出满足需要的产品。

典型的 *CAT* 系统主要实现以下功能:

- 1) 在产品规划中, 根据用户要求确定产品的最佳精度指标;
- 2) 在产品设计中, 能够采用适当的方式将产品的精度分配给各个零部件;
- 3) 在产品设计中, 能够根据零部件的公差分析产品精度指标的符合情况;
- 4) 在工艺设计中, 采用适当方式将零件的设计公差分配给各加工工序和工步;
- 5) 在工艺设计中, 根据加工工序和工序公差分析零件设计公差的符合情况;
- 6) 能够进行产品设计和工艺设计的并行分配和分析;
- 7) 在加工制造过程中, 能够实现对加工精度的动态并行控制;
- 8) 能够制定检验规程, 并实现对零部件和产品的自动检测和数据处理。

在产品开发设计过程中, 机器设备的质量和成本在某些时候是产品设计最关心的问题, 但公差和成本又是相互矛盾的, 优秀的公差分配算法就是在保证产品质量的情况下, 最合理的分配各个零部件的公差, 产生最低的产品制造成本^[18]。

国内很多大学如浙江大学、重庆大学、哈尔滨工大、华中理工等大学在计算机辅助公差设计方面做了很多的工作, 在国内外发表了许多学术论文和专著^{[19]~[23]}, 对公差设计的发展起到了很大的推动作用。但由于公差设计涉及因素较多, 分析与计算复杂, 国内计算机辅助公差设计还处在起步阶段。因此, 目前机械零件的公差设计, 在国内基本上依然依靠设计人员的经验、手册或图表, 采用类比法人工或半人工进行设计, 当前国内的大多数 *CAD* 软件仅实现了公差的标注^[24]。

国外, 很多学者开展计算机辅助公差方面的研究, 某些 *CAD/CAM* 软件已经具备专门的公差分析模块, 但这些软件的性能及可靠性都有待提高, 公差分析技术作为公差分配技术的一部分, 其现状影响了公差分配技术的发展^[25]。

(2) 动态尺寸链理论的总结与探索

装配是机器生产中的最后一个阶段, 包括装配、调试、精度及性能检验、试车等工作。研究装配精度, 采用有效的装配方法, 对保证产品的质量有着十分重要的意义。合理选择装配方法, 目前最有效的就是利用装配尺寸链的原理, 建立

相应的装配尺寸链,用不同的装配工艺方法来达到所要求的装配精度。利用装配尺寸链来达到装配精度的工艺方法一般可以分为四类:即互换法、分组互换法、修配法及调整法。这些方法实质上可以归为两类,一类是以粗对精,另一类是以精对精,前者是完全互换法,后者是其它的装配方法^[26]。以粗对精就是零件的精度较低,但是靠装配方法来保证高的装配精度。以精对精就是靠零件的精度较高来保证高的装配精度。但是这些方法对装配尺寸链的分析,在方法上都是数学、几何方面的分析,都是零件装配中在静态尺寸链下的应用。而实际上机器在工作过程中,会受到许多因素的影响,如由于重力、切削力及振动所引起的受力变形。由于环境条件、运转摩擦等所引起的受热变形,都会使尺寸链在理论上的计算值与实际情况有出入。因此不能只停留在静态尺寸链的分析,还应进行动态尺寸链的研究。动态尺寸链顾名思义就是其组成的各个零件在装配和使用过程中由于各种因素的影响会使其尺寸发生变化,它是相对静态尺寸链而言的。

合肥工业大学的谢峰老师在文献[27]中结合传统的尺寸链原理,提出了动态装配尺寸链原理。动态尺寸链原理是对传统尺寸链原理的归纳升华,属于一种广义的尺寸链理论。动态尺寸链理论采用动态的眼光看问题,把机器装配及运转过程中的误差影响因素在计算尺寸链的过程中就加以考虑,通过对动态因素的计算补偿解决设备的装配精度问题。文献[16]中也提到了在很多情况下机器设备都是在有载荷的运动状态下工作的,动态下尺寸链的各组成部分会产生变形,这些变形最终将影响机器的性能参数,文中提出了函数互换性原理,函数互换性原理把非线性尺寸和非机械量参数通过传递比折合成线性尺寸,进行误差积累。函数互换性原理强调设备运转过程中的受力、温度改变等引起的变形,目的是建立各个变形和封闭环变形的函数关系,动态尺寸链原理则通盘考虑装配过程和运行过程中的影响因素,其对封闭环误差的分析则更全面。

1.2 课题的来源与意义

1.2.1 课题的来源

本论文依托于合肥工业大学汽车制造装备研究所和安徽江淮自动化有限公司自主研发的重卡驱动桥柔性装配线项目。

随着经济的发展,对载重汽车的需求已上升到大型化、重型化,我国现有的重卡装配工艺、设备已不能满足市场的需求。在这种情况下,合肥工大汽车制造装备研究所立足国情,根据国内重卡生产的现状,设计制造了具有国内先进水平的汽车驱动桥总成装配线。主减速器装配作为驱动桥装配的关键在驱动桥装配技术的研究中占据了最重要的地位。为了保证主减速器的装配质量和精度,研发了主动锥齿轮轴承预紧调整垫片预选机、主动锥齿轮凸缘螺母拧紧机,主被动齿轮啮合间隙调整垫片预选机,主锥轴承预紧压测机。经过了前后几代产品的发展主减速器装配的关键设备已趋于完善,从系统的角度考虑整个主减

速器的装配关系，利用现有的设备提高装配质量是目前所面临的主要问题。

1.2.2 课题的意义

驱动桥的核心在于主减速器的装配，主减速器的装配质量要靠实用、可靠的专用设备保证。主动锥齿轮装配作为主减速器装配的最重要组成部分，其装配质量直接影响主减速器的装配。因此主动锥齿轮总成装配技术可以说是整个驱动桥装配的关键技术，本文立足于主减速器总成装配研究，应用动态尺寸链的原理解决驱动桥总成装配的关键问题，提出了主动锥齿轮总成装配的闭环数据反馈系统方案，对提高载重汽车的驱动桥主减速器装配质量有重要的实践意义。

1.3 论文的主要内容

本文由一般静态尺寸链原理，引出了动态尺寸链原理。动态尺寸链原理在驱动桥主减速器总成装配中的应用是本文的重点。通过研究并建立驱动桥主减速器装配动态尺寸链模型，并对动态尺寸链影响因素的分析，为主减速器的装配提出理论上的依据。

文章共分为六个部分：

第一章绪论

本章研究了国内外当前汽车制造装备业的发展状态，重点介绍了作为桥总成装配重点的主锥总成装配技术的研究现状。同时作为机械制造、装配理论起点的尺寸链理论的研究趋势、发展状况也是本章的内容之一。

第二章尺寸链原理及应用

本章着重介绍尺寸链的基本原理，作为装配理论基础的尺寸链基本原理是机械设计、制造工作的理论源泉，为下一章动态装配尺寸链的建模提供理论准备和依据。

第三章动态尺寸链的建模

本章以简单的静态装配尺寸链原理为出发点，提出并建立动态装配尺寸链原理，并分析了动态尺寸链的影响因素，对可以量化的影响因素给出了理论计算公式。

第四章主动锥齿轮动态装配尺寸链的研究

本章以典型的斯太尔后驱动桥为装配模型，建立主动锥齿轮装配中的关键动态装配尺寸链，分析了主动锥齿轮装配尺寸链中的动态影响因素，从装配尺寸链模型的角度研究主锥装配。

第五章保证桥主减速器动态装配尺寸链的方法研究

应用主减速器动态装配尺寸链模型，设计制造了保证主减速器装配质量的关键设备，如主动锥齿轮调整垫片预选机、主被动齿轮啮合调整垫片预选机、

凸缘螺母电动螺纹拧紧机、主锥轴承预紧压测机等。从系统的角度出发将装配线上的独立的设备组成模糊控制闭环数据反馈系统，同时减少动态组成环对装配精度的影响，提高装配质量。

第六章全文总结

全文的总结，对主减速器装配技术研究未来的发展提出展望。

第二章 尺寸链原理及应用

2.1 引言

尺寸链理论是机械装配理论的基础、核心和源泉，装配过程中如何正确测量和校正各零部件的位置精度，如何正确的安排装配工艺等都有赖于正确的建立和应用装配尺寸链，搞清楚公差、尺寸链设计理论的来龙去脉可以有效的指导整个汽车主减的装配。

2.2 尺寸链的基本概念^{[1][16]}

在汽车及机械产品设计、制造的过程中，普遍存在尺寸链的问题，尺寸链理论最初是在机器组装过程中发展而形成的。首先，产品设计工程师要根据产品、部件或总成的使用以及特殊要求，规定必需的装配精度，以此确定各工序尺寸及公差；其次机械加工人员通过尺寸链换算，确定各工序尺寸及公差；最后，装配工艺工程师要根据装配要求确定合适的装配方法。

本章从机械零部件的设计、加工、装配出发，阐述尺寸链的基本概念、分类、组成及尺寸链的一般计算方法。

2.2.1 尺寸链的定义、特征及尺寸链图

2.2.1.1 尺寸链的定义

一组互相联系且按一定顺序排列的封闭尺寸组合，称为尺寸链。其中各个尺寸的误差互相积累，形成误差相互制约的尺寸链关系。

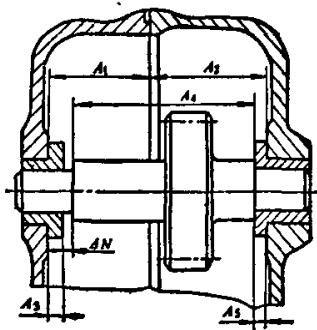


图 2-1 减速箱装配结构图

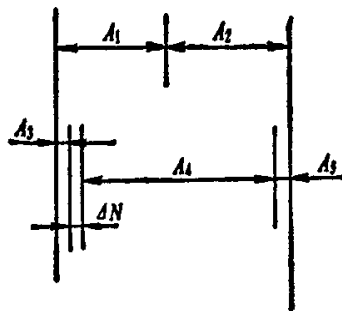


图 2-2 减速箱尺寸链图

如图 2-2 所示的减速箱装配结构图，轴向间隙 Δ_N 为设计时确定的装配精度，其中箱体和箱盖形成的内腔尺寸 A_1 和 A_2 ，轴套凸缘高度 A_3 和 A_5 ，以及轴肩长度 A_4 ，构成一组尺寸链。这个结构装配后形成一组传动件，要求轴肩和轴

套凸缘间保留一定的间隙 Δ_N 。由尺寸 A_1 、 A_2 、 A_3 、 A_4 、 A_5 、 Δ_N 按一定顺序形成封闭尺寸组合，如图 2-2，即为（装配）尺寸链。

图 2-3a 所示为一轴的加工工序简图。由于对 A 面的要求较高，因此，最后一道工序加工 A 面。图示 A 面为设计基准，从 A 面标注两个尺寸 C_1 、 C_0 ，在最后加工 A 面时，要同时保证 C_1 与 C_0 。但是，由于 C_1 的尺寸精度高于 C_0 ，因此，加工过程中， C_1 直接加工得到， C_0 间接保证。如图 2-3b 所示，由 C_1 、 C_2 、 C_0 形成的封闭尺寸链，即为（工艺）尺寸链。

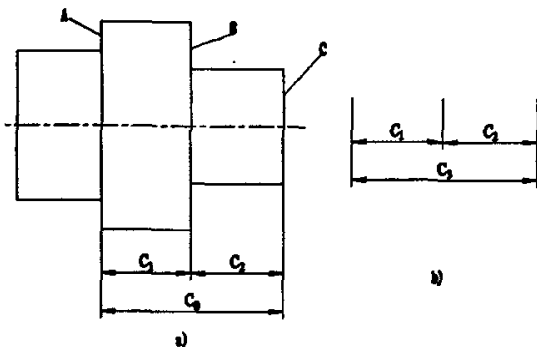


图 2-3 轴加工工序简图

2.2.1.2 尺寸链的特征

由以上实例可以看出，尺寸链具有以下几个特征：

- 1) 尺寸链的封闭性，即尺寸链中的各尺寸按一定顺序排列最后形成一个封闭的图形，如图 2-2。
- 2) 尺寸链的关联性，尺寸链中某一尺寸随其余所有独立尺寸的变动而变动 [28]。例如，图 2-4 中任何一个尺寸 a_1 、 a_2 其中一个角度的变化都将引起 a_0 的变化。
- 3) 尺寸链至少由三个或以上的尺寸组成，例如图 2-4。

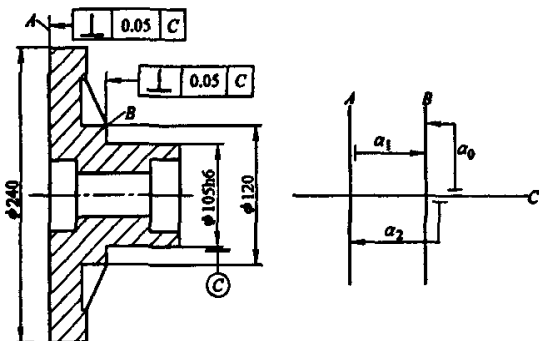


图 2-4 拖拉机制动器轴轴承套结构简图

2.2.1.3 尺寸链图

如图 2-2, 为了方便分析与计算尺寸链, 并不画出具体结构, 只是按照具体结构的组成顺序, 用一个尺寸或一个角度来表示实际结构的尺寸或角度度量称之为尺寸链图。在简化过程中所画出的尺寸链图, 不一定按照严格的比例, 但必须保持尺寸实际结构的相互关系。

2.2.2 尺寸链的组成

如图 2-2 的减速箱装配图, 其中箱体和箱盖形成的内腔尺寸 A_1 和 A_2 , 轴套凸缘高度 A_3 和 A_5 , 以及轴肩长度 A_4 , 构成一组尺寸链。这个结构装配后形成一组传动件, 要求轴肩和轴套凸缘间保留一定的间隙 Δ_N 。这些尺寸环节组成

$$\Delta_N = (A_1 + A_2) - (A_3 + A_4 + A_5) \quad (2-1)$$

图 2-2 所示的尺寸链图。其关系可用下式来表示:

在尺寸链中, 由于各个组成环的性质不同, 所以误差的相互影响作用也就各不相同。

尺寸链中各有关的组成部分, 包括尺寸、角度、过盈量、间隙、或者位移等叫做尺寸链的“链环”, 或者简称为“环”。在组成一组尺寸链的所有组成环中, 有两类不同性质的组成部分, 一种叫做“封闭环”, 另一种叫做“组成环”。关于封闭环和组成环的定义及特点说明如下:

(1) 封闭环

尺寸链中封闭环是由其它环尺寸所决定而间接形成的最终环。封闭环可能是一个尺寸或一个角度, 也可能是一个间隙、过盈或其它数值的偏差。在装配中封闭环代表装配技术要求, 体现装配质量指标。在加工中封闭环代表间接获得尺寸, 或者被代换的原设计要求尺寸。

封闭环的特点是: 其它环的误差必然累积在这个环上, 因此封闭环误差是所有各组成环误差的综合。

(2) 组成环

尺寸链中除封闭环外的其它环都称为组成环, 每一组成环的变动必然引起封闭环的变动, 组成环是在加工或装配中直接获得的, 组成环本身的误差是由其本身的制造条件独立产生而存在的, 不受其它环的影响。图 2-3b 中, 尺寸 a_1 与 a_2 是加工时直接保证的:

根据组成环对封闭环影响的不同, 又把组成环分为增环与减环。

1) 增环

尺寸链中, 某组成环的变动将引起封闭环的同向变动, 则称该环为增环。所谓同向变动, 是指组成环增大, 封闭环也增大, 组成环减小, 封闭环也减小, 如图 2-3b 中 C_1 与 C_2 。

2) 减环

尺寸链中, 某组成环的变动将引起封闭环的反向变动, 则称该环为减环。

反向变动是指组成环增大，封闭环减小；组成环减小，封闭环也增大。如图 2-3b 中 C_2 、 C_3 与 C_4 。

(3) 增环与减环的判定

通常在建立尺寸链关系时，根据机器的实际装配情况，或根据所设计的零部件和零件图纸等资料，先画出尺寸链的封闭关系图，如图 2-5 所示，在图中各环标注单向箭头，箭头方向沿着封闭图形的一个方向流动，包括封闭环在内与组成环一样标注。凡是各组成环尺寸线箭头与封闭环尺寸线箭头相反（相同反）的为增环（减环）。图 2-5 中 C_1 、 C_2 、 C_3 与 C_0 箭头方向相同为减环， C_4 、 C_5 与 C_0 箭头方向相反为增环。

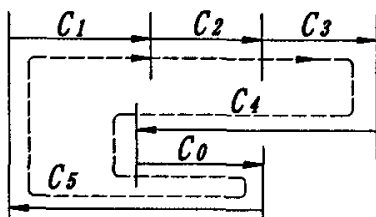


图 2-5 判断增环、减环的方法

2.2.3 尺寸链所表示的基本关系

在一组尺寸链中，从形式上看各个环都一样，但其中有些环是代表着机器的装配要求，需要从机器的性能或者工作质量来确定其数值。例如图 2-2 所示的尺寸链中，装配后形成的轴向间隙，是影响机器运转平稳性的主要环节，它代表着这个箱体的装配要求。除代表整个机器或构件装配要求的特定环外，其他环都可看作是影响装配质量的因素，它们的制造误差累积起来将影响装配质量。例中， A_1 、 A_2 、……、 A_5 各个尺寸误差将影响 Δ_N 的大小，因此它们都是影响装配要求的组成部分。

从图 2-6 可以看到，在一个单独的零件上，各个尺寸之间也存在着误差的相互影响和积累，有些尺寸已经明确标注，可以在加工时直接控制尺寸误差，如图 2-6 中 A_1 、 A_2 、 A_3 和 A_4 。但有些尺寸是间接封闭而形成的，如图 2-6 中的尺寸 N 。尺寸 A_1 、 A_2 、 A_3 和 A_4 的制造误差累积后将影响封闭尺寸 N ，产生误差 δ_N 。

以上这种组成尺寸之间的相互影响关系，也就是“组成环”和“封闭环”之间的影响关系，不管在任何情况下，组成环误差将累积在封闭环上，累积后形成封闭环的误差。

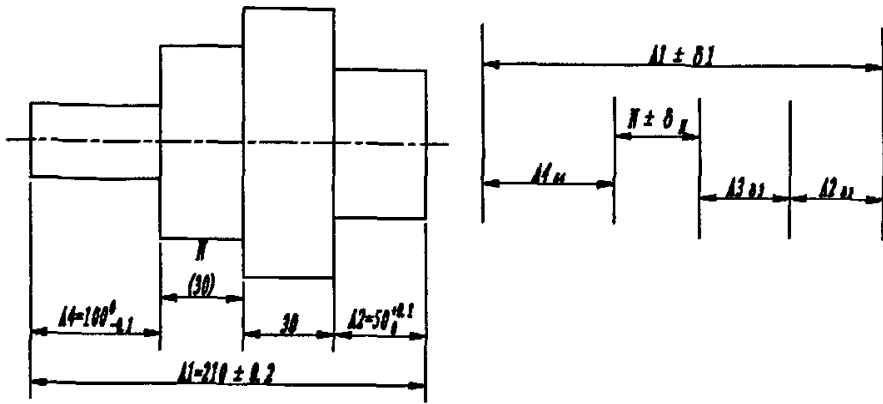


图 2-6 单独零件尺寸链

由于在组成环中有增环和减环的区别，因此它们对封闭环的影响状况也就不一样，其区别在于：

增环对封闭环误差的积累关系为同向影响，增环误差增大（或减小）可使封闭环尺寸相应地增大（或减小）。而且使封闭环尺寸向偏大方向偏移。减环对封闭环误差的积累关系为反向影响，减环误差增大（或减小）可使封闭环尺寸相应地减小（或增大）。而且使封闭环向偏小方向偏移。

但是增环尺寸增大使封闭环向偏大方向偏移，减环尺寸增大又使封闭环向偏小尺寸方向偏移，综合起来，结果使封闭环尺寸向两个方向扩大，最后使封闭环误差 δ_N 增大。因此由图 2-6 即可看出，组成环中包括所有的增环和减环，都最终将影响封闭环误差。

根据前面所举的例子可以看出，不论尺寸链的组成环有多少，也不管它的形式和用途怎样，都是反映着封闭环和组成环之间的相互影响关系。而这种相互影响关系也正是尺寸链所代表的基本关系。

尺寸链所代表的基本关系是用来说明尺寸链的基本原理和本质问题的，在建立尺寸链的基本概念中具有十分重要的意义。为了说明内在因素的影响关系，还可用图 2-7 的一般尺寸链来进行说明。

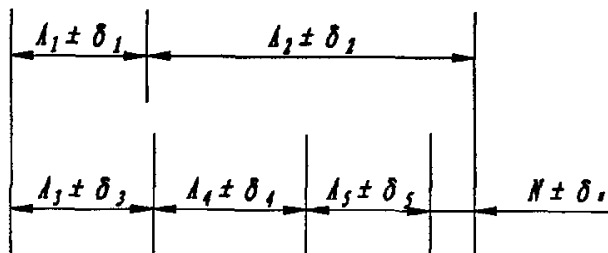


图 2-7 一般尺寸链

图 2-7 说明了各组成环尺寸都有一定的误差 $\pm \delta_i$ ，所以封闭环受各组成环误差的影响，可能产生极大值 N_{\max} 。另一方面在相反的极限情况下也可能产生极小值 N_{\min} 。

封闭环产生最大极限尺寸的情况为：

$$\begin{aligned} N_{\max} &= \sum_{i=1}^m (\bar{A}_i + \delta_i) - \sum_{j=m+1}^{n-1} (\bar{A}_j - \delta_j) \\ &= \left(\sum_{i=1}^m \bar{A}_i - \sum_{j=m+1}^{n-1} \bar{A}_j \right) + \left(\sum_{i=1}^m \delta_i + \sum_{j=m+1}^{n-1} \delta_j \right) \end{aligned} \quad (2-2)$$

封闭环产生最小极限尺寸的情况为：

$$\begin{aligned} N_{\min} &= \sum_{i=1}^m (\bar{A}_i - \delta_i) - \sum_{j=m+1}^{n-1} (\bar{A}_j + \delta_j) \\ &= \left(\sum_{i=1}^m \bar{A}_i - \sum_{j=m+1}^{n-1} \bar{A}_j \right) - \left(\sum_{i=1}^m \delta_i + \sum_{j=m+1}^{n-1} \delta_j \right) \end{aligned} \quad (2-3)$$

式中：

\bar{A}_i — 尺寸链中的增环；

\bar{A}_j — 尺寸链中的减环；

δ_i 和 δ_j — 组成环的公差；

n — 尺寸链中的总环数；

m — 尺寸链中的增环数；

$(n-1)$ — 尺寸链中组成环数；

N_{\max} — 封闭环最大极限偏差；

N_{\min} — 封闭环最小极限偏差。

由于 $(N_{\max} - N_{\min})$ 为封闭环的公差，因此把式 (2-3) 和 (2-2) 相减则得：在上式中， δ_i 和 δ_j 都是尺寸链的组成环公差，如果用 δ_i 来代表所有各组成

$$2\delta_N = N_{\max} - N_{\min} = 2 \left(\sum_{i=1}^m \delta_i + \sum_{j=m+1}^{n-1} \delta_j \right) \quad (2-4)$$

环的误差，则得：

$$\delta_N = \sum_{i=1}^{n-1} \delta_i \quad (2-5)$$

最后推导出的这个公式，说明了封闭环公差为各组成环公差的代数和。这个式子所代表的关系就是尺寸链误差的综合关系式。这个误差关系式对任何的机器结构，对任何类型的尺寸链，以及任何生产过程中的应用都是适用的。它在尺寸链的分析计算中具有普遍的意义，因此把它叫做尺寸链的基本关系式。

对尺寸链单纯理解为封闭的尺寸组合是很不全面的，由尺寸链的基本关系式可揭示尺寸链的本质，是组成环误差的综合关系。

通过上面的分析，对尺寸链所代表的基本关系可以总结为以下三点：

1) 尺寸链中各环组成封闭的形式。

这一点由图 2-7 的组合关系可以看出, 各个增环和各个减环形成封闭的框图, 各环之间具有封闭性。

2) 在尺寸链中, 增环尺寸的总和等于减环尺寸和封闭环尺寸之和。即:

$$\sum_{i=1}^m \overline{A}_i = \sum_{j=m+1}^{n-1} \overline{A}_j + N \quad (2-6)$$

3) 在尺寸链中, 封闭环的偏差等于各组成环公差之和。

以上三点中最主要的是误差综合关系, 这一关系一方面说明当各组成环公差已经确定时, 组成环公差之和形成了封闭环的偏差; 另一方面, 当封闭环偏差根据机器的精度标准已经明确确定时, 组成环公差的允许值也就有了一定的限制。各组成环的公差是互相影响, 相互补偿, 而又相互制约的。某些环允许的公差有所增大, 同时也就意味着另一些组成环允许公差的相应减小。这种封闭环偏差和组成环公差之间的相互影响, 同时又相互制约的特点, 也正是尺寸链所表示的本质性问题。

2.3 尺寸链的分类^{[1][11][6]}

尺寸链有各种不同的分类方法, 是由于尺寸链的构成随各种机械产品的结构或零件结构不同而有所差异, 用尺寸链来解决问题的目的不一样, 并且应用场合也不一样。下面根据不同的分类原则, 介绍尺寸链类型。

2.3.1 根据尺寸链中各组成环的性质分类

1) 线性尺寸链

全部组成环均为线性尺寸, 尺寸与尺寸之间相互链接, 几部分尺寸有分成若干相互平行的尺寸组合。如图 2-3、图 2-4 均为线性尺寸链。

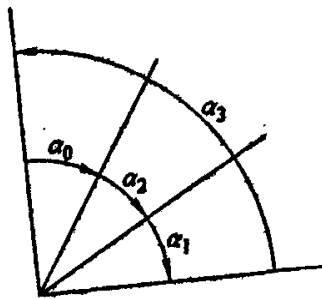


图 2-8 角度尺寸链

2) 角度尺寸链

尺寸链的组成环由各种不同的角度所组成, 其中包括由误差形成的角度, 如图 2-8 所示具有公共顶角的封闭角度图形, 是最简单的角度尺寸链。

3) 平面尺寸链

尺寸链中所有组成环与封闭环都处在同一平面内，或者几个相互平行的平面内的角度尺寸组合叫做平面尺寸链。平面尺寸链内既有线性尺寸，同时又有相互形成的角度，这样就使尺寸链中的某一些尺寸互不平行，如图 2.5 所示的阀门即为平面尺寸链的例子。图 2-9 中阀芯为一圆锥体，半锥角 $\alpha = 5^\circ$ ，线性尺寸 A 、 D_1 和 D_2 形成一个四边形。在这个尺寸链中，封闭环为阀芯外端伸出量 y ，即 $\Delta_N = y$ 。

根据所规定的封闭环要求，阀芯最后进行研磨时实际要求控制尺寸为 D_3 ，由此确定圆锥小端直径 D_1 。这种尺寸之间相互影响关系，除尺寸本身有影响外，还会受到角度误差的影响，具体尺寸要求要经过平面尺寸链的计算才能解决。

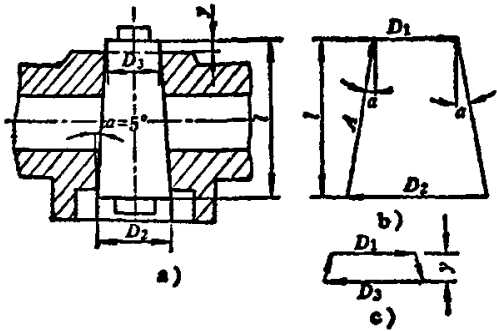


图 2-9 平面尺寸链

4) 空间尺寸链

各组成环和封闭环处在不平行的各个平面内的尺寸链，叫做空间尺寸链。空间尺寸链在空间坐标系中各部分构建形成一定角度和距离，组合成复杂的尺寸链，这种尺寸链多应用在空间机构的运动计算中，如图 2-10 所示的机器人，其底部可以回转和升降，中间的大臂可以绕水平轴回转，同时也可以伸缩移动，大臂前端的小臂可以俯仰转动，小臂前端手腕部分可以绕小臂轴转动，而使手爪转位。当对机器人手臂各部分的制造误差和运动误差进行分析时，就需要应用空间尺寸链的误差综合关系。

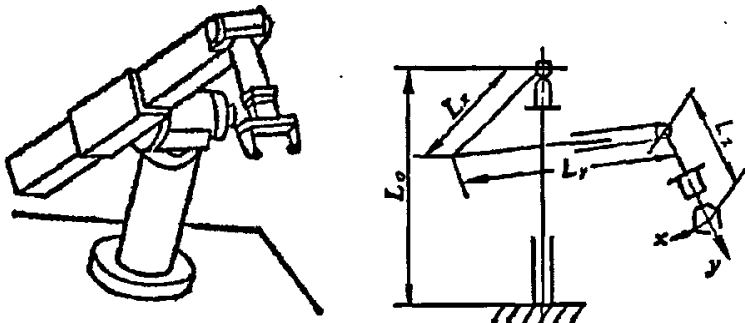


图 2-10 空间尺寸链

2.3.2 根据尺寸链在生产中的作用分类

1) 结构尺寸链

在结构设计时,由结构中部件或零件的尺寸组成的尺寸链叫做结构尺寸链。结构尺寸链主要是用来分析结构技术要求的保证问题。一般情况下,根据标准,具体确定结构技术要求的数值,然后再由此确定各组成零件的公差和技术要求。此外,也可根据各组成环尺寸公差的累积,来验证机器结构技术要求能否得到保证。

2) 装配尺寸链

在装配机器的过程中,结合各种不同装配方法,应用尺寸链来分析机器的装配精度并采取有效措施,使机器能经济合理地达到质量要求,这种装配过程中应用的尺寸链叫做装配尺寸链。它和结构尺寸链形式上类同,但主要区别是结合具体装配方法有各种不同的尺寸链计算方法。如图 2-1 的箱体,达到封闭环间隙 Δ_N 可以有不同的装配方式,可用严格控制零件有关尺寸公差,从而实现完全互换装配,也可以用调整轴套的方法,或者修配的方法来补偿装配间隙,由此来保证装配技术要求。由于装配操作和满足所要求的装配技术要求的措施有很大的差别,所以装配尺寸链是按照装配方法来建立尺寸链关系的。

3) 零件尺寸链

在机器设备的零件图上,各个有关尺寸所组成的尺寸链叫做零件尺寸链。如图 2.3 所示。

4) 工序尺寸链

在零件加工过程中,各个工序的工序尺寸之间形成的尺寸链关系叫做工序尺寸链。由于每道工序的加工都有工序误差产生,这些工序加工误差的累积将会影响零件原设计尺寸公差的保证,因此要应用工序尺寸链来进行分析,以合理确定工序尺寸的公差。如图 2-3b 所示,工序尺寸 C_1 、 C_2 是加工中直接保证的,为组成环, C_0 是间接保证的,为封闭环。在工艺尺寸链中,直接保证的工艺尺寸为组成环,间接保证的工艺尺寸为封闭环。

2.3.3 根据尺寸链间相互关系分类

复杂的机器结构和复杂的机器零件,同时可以有許多尺寸链相互联系在一起,形成了复合的尺寸链。从尺寸链之间的相互关系看,归纳起来有如下三种。

1) 独立尺寸链

组成环与封闭环只属于同一尺寸链,不属于其它任何尺寸链。

2) 串联尺寸链

各组尺寸链之间以一定的基准线相互串联合成成为相互有关的尺寸链组合。如图 2-11b 所示。在串联尺寸链中,主要的特征是前一组尺寸链中各环节的尺寸误差,将引起基准线的位置变化,从而引起后一组尺寸链的起始位置

发生根本的变动。因此在串联尺寸链中，公共基准线是计算中应当特别注意的问题。

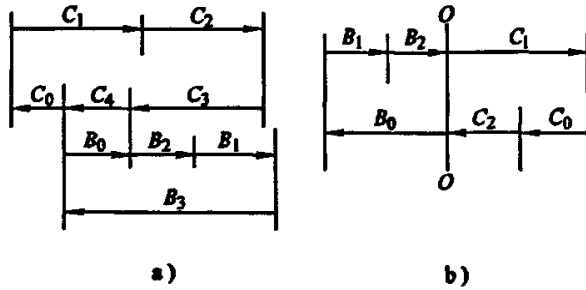


图 2 - 11 并联、串连尺寸链

3) 并联尺寸链

在各尺寸链之间，以一定的公共环相互并联结合组成的复合尺寸链叫做并联尺寸链。它一般由几个简单的尺寸链组成，如图 2 - 11a 所示，共存与独立尺寸链中的公用环称为公共环，组成环与封闭环都有可能成为公共环。并联尺寸链的特点是：组成并联尺寸链的各独立尺寸链间通过公共环相互联系、相互影响。

4) 混联尺寸链

由并联尺寸链和串联尺寸链混合组成的复合尺寸链叫做混联尺寸链，如图 2 - 12 所示。在混联尺寸链中既有公共的基准线，又有公共环。

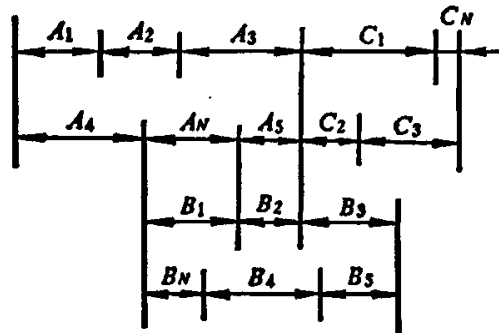


图 2 - 12 混联尺寸链

按照不同的分类方法和具体应用尺寸链的类型还有很多种，而其中最基本的形式是简单的线性尺寸链。简单线性尺寸链主要应用在机器设计中的结构尺寸链的分析和制造过程中的装配尺寸链、工序尺寸链的分析计算。

2.4 尺寸链的计算^{[1][16]}

2.4.1 极值法计算尺寸链

极值法是线性尺寸链最基本的计算方法，在生产中主要适用于以下几个方面：

1) 在机器机构设计中，应用极值法计算部件或零件的公差，分析技术要求，以保证经济、合理的进行制造。

2) 在机器装配过程中，应用极值法分析计算零件的制造公差，实现完全互换装配。

3) 在机加工中，应用极值法确定工序尺寸公差，保证使用最有效的加工方法和工艺过程来制造合格的零件。

2.4.1.1 极值法计算尺寸链的计算公式

1) 基本尺寸

封闭环的基本尺寸等于所有增环的基本尺寸之和减去所有减环的基本尺寸之和，即：

$$N = \sum_{i=1}^m \overline{A_i} - \sum_{i=m+1}^{n-1} \overline{A_i} \quad (2-7)$$

式中：

N —封闭环的基本尺寸；

$\overline{A_i}$ —增环的基本尺寸；

$\overline{A_i}$ —减环的基本尺寸。

2) 尺寸公差

根据前面介绍的误差综合关系式(2-5)，直接得出封闭环公差，等于各组成环公差的总和。

$$T_N = \sum_{i=1}^{n-1} T_i \quad (2-8)$$

式中：

T_N —封闭环尺寸公差；

T_i —组成环尺寸公差。

3) 平均尺寸

封闭环平均尺寸等于所有增环的平均尺寸减去所有减环的平均尺寸。

$$N_M = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} = \sum_{i=1}^m \overline{A_{iM}} - \sum_{i=m+1}^{n-1} \overline{A_{iM}} \quad (2-9)$$

4) 极限偏差

上偏差等于所有增环上偏差之和减去所有减环下偏差之和。

$$ES_N = \sum_{i=1}^m \overline{ES}_i - \sum_{i=m+1}^{n-1} \overline{EI}_i \quad (2-10)$$

下偏差等于所有增环下偏差之和减去所有减环上偏差之和。

$$EI_N = \sum_{i=1}^m \overline{EI}_i - \sum_{i=m+1}^{n-1} \overline{ES}_i \quad (2-11)$$

式中：

ES_N —封闭环的上极限偏差；

EI_N —封闭环的下极限偏差；

ES_i —组成环的上极限偏差；

EI_i —组成环的下极限偏差。

2.4.2 概率法计算尺寸链

在极值法计算中，认为所有的组成环都同时达到极限尺寸。但是在实际生产过程中，出现这种现象（即工件尺寸同时是极限尺寸）的可能性很小。根据概率理论，组成环尺寸同时达到极限尺寸的概率应等于各组成环出现极限尺寸概率的乘积。因此，采用概率原理来对尺寸链进行解算，更合理、更科学，人们也把这种计算尺寸链的方法称为概率法。

在大批量生产中，一个尺寸链中的各组成环尺寸的获得，相互间并无联系，因此，可将它们看成是相互独立的随机变量，各组成环尺寸的误差，是由这些随机变量合成的。经过大量实测数据后，从概率统计的观念出发来看，任何一环有两个明显的特征数：

①平均尺寸（算术平均值） \bar{A} ，它表示尺寸分布的集中位置；

②均方根偏差（标准差） σ ，它表示实际尺寸分布相对于算术平均值的高散程度。

由概率论原理可知，独立随机变量之和的均方差 σ_0 ，与这些随机变量相应的 σ_i 值之间的关系为：

$$\sigma_N = \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} \sigma_i^2} \quad (2-12)$$

此式是概率法解尺寸链的基本关系式，概率法解尺寸链基本尺寸同极值法。

2.4.2.1 概率法计算尺寸链的计算公式

1) 尺寸公差

由概率原理知，当各组成环误差分布都遵循正态分布，则其封闭环误差分布也将符合正态分布。正态分布情况下，组成环公差等于各组成环公差平方和的平方根：

$$T_N = \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} T_i^2} \quad (2-13)$$

式中：

T_N —封闭环尺寸公差；

T_i —组成环尺寸公差。

若各组成环为非正态分布时，计算过程中应考虑相对分布系数 K_i ，则：

$$T_N = \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} K_i^2 T_i^2} \quad (2-14)$$

K_i —相对误差分布系数。

3) 极限偏差

虽然概率法较极值法是一种更科学更合理的算法，但由于各组成环的分布函数过于复杂，计算上受到一定的限制，尺寸链组成环较少的情况下一般采用极值法计算。

2.4 本章小结

本章着重介绍尺寸链的基本原理和概念，作为装配理论基础的尺寸链基本原理是机械的设计、制造工作的理论源泉，为下一章动态装配尺寸链的建模提供理论依据。

第三章 动态装配尺寸链原理与特性

3.1 装配尺寸链及其应用^{[1][16]}

机器的质量要求，包括机器的性能指标、工作效率、几何位置精度，运动及传动精度和使用寿命等各个方面。这几个方面的质量要求，都必须由设计的正确性、零件加工的制造精度、材质和热处理的质量以及装配精度等来保证。

3.1.1 装配及装配尺寸链

3.1.1.1 机械装配

机械装配是机械制造过程中决定机械产品内在质量的最后一个阶段。任何机械产品都是由若干零件和部件所组成，小到几十个零件大到几万个零件。机械装配亦分成部件装配和总装配两个阶段。根据图纸和技术条件，运用装配工艺方法，将若干个零件配合联结成为一个部件的过程，称为部件装配，将若干个零件和部件配合和联结成为机械产品的过程，称为总装配。

3.1.1.2 装配尺寸链。

构成装配部件相互关联的零件，都具有确定的相互位置尺寸，这些尺寸通过它们的配合面，像链子一样按一定的顺序排列组成封闭环，从而构成一个尺寸链，这就是部件装配尺寸链。由构成机械产品的各个部件和零件的有关尺寸组成的尺寸链成为总装配尺寸链。建立装配尺寸链的概念，无论是在产品的设计阶段还是制造阶段都非常的重要。

首先，在设计阶段根据装配精度，建立装配尺寸链及解算尺寸链，以此合理的确定各零件的公差；

其次，在产品的设计阶段，当各零件公差确定后，校核是否满足装配精度；

再次，在产品的制造阶段，根据零件的加工精度及装配方法，验算产品是否达到设计要求。无论是进行何种计算，都必须首先建立装配尺寸链的概念。

3.1.1.3 装配精度的概念^[15]

要分析装配尺寸链首先要建立装配精度的概念，装配精度是装配尺寸链的依据。为了保证机械产品在工作状态时达到规定的技术性能指标，并且具有规定的稳定性和可靠性，装配的精度要求既影响产品的质量，又影响产品制造的经济性。装配过程中必须保证各个部件和机械产品达到规定的最终精度，总称为装配精度。装配精度的主要组成内容是各个相关零件配合面之间的位置精度，其中包括零件与零件、零件与部件、部件与部件的各个配合面之间的位置精度，以及由于装配中零件配合面形状的改变而需考虑的形状精度和主要配合面的微

观几何精度。后两者表现为尺寸、形状和位置的改变，最终仍然反映为位置精度。至于配合面之间的相对位置（间隙或过盈），以及两个配合面的接触面积的大小和接触点分布等微观几何精度，也可以算作位置精度的内容。由此可得，装配精度就是指装配过程中正确测量和校正位置精度后，其实际结果与能够表征机械产品技术性能指标的验收精度的符合程度。

3.1.1.4 主减速器装配常见的装配精度

主锥总成装配，不仅要保证每个零件的加工精度，还要使零件能够正确的进行装配，达到规定的装配精度。主锥总成的装配精度包括：零件或部件间的尺寸精度，如间隙或过盈量；位置精度，如平行度，垂直度和同轴度；相对运动精度，即在相对运动中保证有关零件或部件相对位置的准确度及各个配合表面的接触精度等。具体内容主要体现在以下诸方面：

- 1) 轴与孔的配合间隙；
- 2) 零件、部件间的位置公差；
- 3) 相邻旋转零件与固定零件的轴向间隙；
- 4) 滚动轴承端面与轴承座、轴承盖间的轴向间隙或过盈量；
- 5) 性能参数，如主锥总成预紧力矩，主、被动齿轮的啮合间隙等；
- 6) 锥齿轮传动副中，为保证齿测间隙和接触要求，所规定的锥齿轮副锥顶的位移值；
- 7) 为保证齿轮副或蜗轮副能够正常啮合，齿轮副或蜗轮副的啮合中心距。

3.1.2 装配尺寸链的特点

应用装配尺寸链的目的与应用结构尺寸链的目的是统一的，都是为了保证机器的技术要求。但是，应用尺寸链解决问题的方法上却有着原则上的区别，主要的区别有以下几个方面。

1) 装配尺寸链的分析和应用是机器结构由设计者完全确定之后，结合选用的装配方法寻找最有利的解决质量问题的途径。装配工艺师不得任意改变机器和有关零件的结构图纸，因此是被动的、服从设计要求的。

2) 装配工艺师根据装配尺寸链的分析可以提出结构设计的改进意见，但必须征得原设计人员得同意，由原设计人员改进设计，装配者不得自行改变原设计。

3) 装配工艺师可以根据对装配尺寸链的分析，选择合理的补偿环，修配环。对于补偿环的制造公差，装配工艺师通过尺寸链的计算要求可以进行修改，合理的确定，不过补偿件和有关零件制造公差的修改，要能满足原结构设计的装配质量要求。汽车主锥总成装配过程中，补偿环及装配精度已经确定，装配工艺师可以根据装配要求提出合理的装配工艺方法，是保证装配质量的关键。

3.2 保证装配精度的装配方法^{[1][15][16]}

机械装配中求解装配尺寸链的目的，就是选择某种装配方法以保证达到封闭环的精度要求，从而保证部件和产品的装配精度。其中包括装配过程中所采用的装配测量技术，特殊装配工具的使用，并尽可能高的提高生产率。

因为各种产品和部件的结构复杂程度，所要求的装配精度，生产批量以及工厂具体生产条件等因素各不相同，所以应各自选用合适的装配方法。即使同一台产品中的各个部件，因其结构特点和数量不相同，也可能各自采用不同的装配方法。因此装配中所采用的测量技术亦有很大的不同。

求解装配尺寸链的方法可分为互换装配法、补偿装配法和选择装配法。

3.2.1 互换装配法

3.2.1.1 完全互换装配法

完全互换法装配是当零件机械加工以后，装配时不经任何选择，也不需要任何修配加工，任意搭配都能达到装配精度和有关技术要求。完全互换法是比较理想的方法，因为可以使装配简单方便，既能保证装配质量，又能提高生产率。完全互换特别能适应大批量生产中装配流水线的要求，因此大多应用在汽车和拖拉机制造行业

完全互换法装配不需要精密测量，装配工人仅需具备一般的技术水平，可以容易的组织流水线生产，容易实现各个零部件制造厂的分工协作，零部件的磨损容易更换。但是由于零件需要完全互换，加工精度相应的提高。当装配环数过多时，分配在各环上的误差越严格，加工精度要求就越高，为保证加工经济合理性，完全互换法的应用受到了限制。

3.2.1.2 不完全互换装配法

不完全互换法装配是指装配时所有制造加工的零件不能百分之百的实现完全互换装配。有少部分零件无法保证装配精度，要进行适当的选择或修配。换句话说，也就是有少量的超差零件，要进行返修或补充加工。和完全互换法相比较，不完全互换法的零件制造公差可以略为有所放大，这样就会产生组成环各个零件有关尺寸公差的总和大于封闭环装配技术要求。但是，产生超差的机率很小，而对零件的制造却十分有利。这就是不完全互换装配的基本特征。不完全互换法所要解决的主要问题是零件制造公差比绝对完全互换时放大多少才算合适。当然，公差放大愈多，对制造愈有利，但这样会使装配超差率有所扩大，对装配反而不利。因此应当使装配超差零件只占很小的百分比，依此来适当放大组成零件的制造公差，换句话说，是以控制装配超差率为原则，来确定制造公差扩大的程度。这就是不完全互换装配的另一特征。

3.2.2 补偿装配法

应用互换装配法保证封闭环的装配精度，不得不使组成环的公差严格限制在很小范围内，因而要求零件加工精度高，加工成本相应很高。为提高经济效果，就必须降低零件的加工精度，也就是放宽组成环的公差。这样，就必须依靠装配过程中改变尺寸链一个组成环的尺寸公差，以补偿其余组成环因其尺寸公差较大而致使封闭环超差的缺陷，从而使封闭环仍能达到规定的装配精度。这种装配方法就称为补偿装配法。尺寸链中用于改变尺寸以补偿误差的组成环即称为补偿环，作为补偿环的零件称为补偿件，借改变补偿环的尺寸以消除封闭环超过规定极限范围的量称为补偿量。补偿装配法包括修配法和调整法，是国内目前广泛应用的方法。无论用修配法还是调整法，都需要确定补偿量和补偿环尺寸，以及正确选择补偿环。在此基础上，同时确定装配过程中的测量对象、测量项目和测量精度要求。

3.2.2.1 修配装配法

用修配装配法（修配法）求解装配尺寸链，是目前国内机械装配生产中应用最广的方法，尤其在求解多环装配尺寸链中更占极大比重。它的基本原理属于补偿装配法，即在装配过程中经必要的测量以后，用修配法改变装配尺寸链中补偿环的尺寸，以达到封闭环的精度。

所谓修配法，是通过改变补偿件的尺寸，去除补偿量，以达到所要求的补偿环尺寸，从而使装配尺寸链中的封闭环达到预期的装配精度。将补偿件去除多余的补偿量的方法主要有刮削和钳工修磨，以及利用自身机构作精加工，如自磨、自镗、自研、跑合运转等。总之是在补偿件上去除少量材料，直至相当于补偿量。

3.2.2.2 调整装配法^[15]

调整装配法是用改变可调整零件的相对位置或选用合适的调整件来达到装配精度的方法。根据调整件的不同，调整装配法又分为可动调整装配法和固定调整装配法。对于组成件比较多，而装配精度要求又高的场合，宜采用调整装配法。

调整装配法的优点是：能获得很高的装配精度；在采用可动调整时，可达到理想的精度，而且可以随时调整由于磨损、热变形或弹性变形等原因所引起的误差；零件可按加工经济确定公差。它的缺点是：应用可动调整装配法时，往往要增大机构体积，当机构复杂时，计算繁琐，不易准确；应用固定调整法装配时，调整件需要准备几档不同的规格，增加了零件的数量，增加了制造费用；调整工作繁杂费工时，装配精度在一定程度上依赖工人的技术水平。

1) 可动调整装配法

可动装配法是用改变预先选定的可调零件（一般为螺钉、螺母）在产品的相对位置来达到装配精度的要求。

2) 固定调整装配法

固定调整装配法需要预先设置几档尺寸调整件，装配时根据需要选择相应尺寸的调整件装入，以达到所要求的装配精度。如图 3-1 汽车主减速器中主动锥齿轮轴承预紧度的调整，就是通过选用不同厚度的调整垫片来保证要求的。调整装配法虽然多了一个调整件，因而增加了部分调整工作量和机加工量，但就保证整个汽车生产装配质量来说，却是非常重要的，所以在汽车装配中被广泛采用。

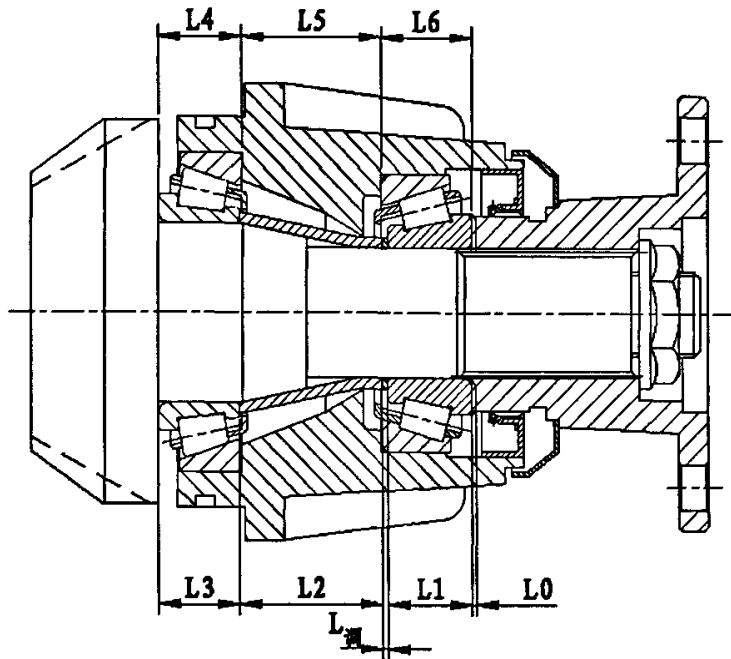


图 3-1 汽车主动锥齿轮轴承预紧调整

3.2.3 选择装配法

在精密加工中，遇到装配精度要求很高，只有几个微米的允许误差的情况，就会使零件的制造公差要求更高，只有零点几个微米的公差，我们希望能成倍地放大零件的制造公差，同时还要能保证装配精度。这时应用不完全互换法已经不能解决问题，而选择法装配则是最有效的方法。

选择法装配的实质是当零件的制造公差成倍地进行放大以后，为了保证配合精度，两个（或三个）配合偶件，尺寸偏大的增环零件和尺寸偏大的减环零件对应装配在一起。例如尺寸偏大的孔和尺寸偏大的轴相配合（见图 3-2 轴孔配合），这样可使装配后的配合精度提高，保证原装配精度的要求。各种尺寸

大小的零件分别对应搭配，都能达到装配要求，只不过误差分布有所偏移，实际装配的上下极限偏差分别有稍许的改变。这种方法在精密制造中应用的经济效果很显著。生产中，工人在零件尚未正式装配之前，先对零件的有关尺寸逐一进行测量，然后选配，用这样的方法使低精度的零件装配成高精度的机器。这是选择装配的原始形式，也叫做“直接测量选配法”。在这个基础上经过尺寸链的分析计算，预见性地合理确定制造公差的放大，然后把所制造的零件测量分组，装配时按组号进行装配，这种方式叫做“分组选配法”。正规精密件的装配主要应用分组选配法。

3.2.3.1 分组选配法

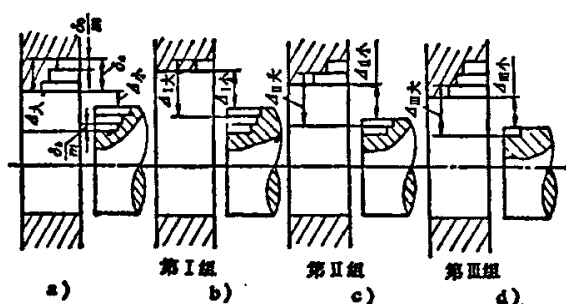


图 3-2 轴孔配合

分组装配法在选择装配最主要的形式，体现选择法装配的主要优越性。

如图 3-2 轴与箱体孔的配合，分为三组来选配，把按原装配精度要求而确定的零件制造公差放大三倍，分三组来分别搭配，各组对配合都能达到原装配精度的要求。如果不进行测量分组，那么就很难满足原设计要求，因为最大尺寸的孔和最小尺寸的轴互相配合，装配间隙也会增大三倍，如图 3-2a 所示。但是，按组对应配合则各组都能达到原设计要求，如图 3-2b、c、d 所示。

由图 3-2 也可以看出，分组选配法在同一个相应的组内，可以实行完全互换装配，只要是同一个组号的零件，任意两件配合，任意换置都能达到原装配精度要求，因此也可以说是分组完全互换法。只不过在不同组之间不能实现完全互换而已。在一般情况下，制造公差放大几倍，则装配也要分几个组互换配合。因此，制造公差的放大和装配分组是对应的。

3.2.3.2 直接测量选配法

直接测量选配法是把零件的制造公差放大以后，装配时先任意取用一套零件试验组装，测量各个零件的实际尺寸，然后把各尺寸误差累积起来，根据装配精度要求和已选定的大多数零件的实际尺寸，经计算后选一两个合乎要求的

配合零件进行装配,使其达到装配精度的要求。这种方法是在零件加工制造后不进行分组,也不需要分组对应搭配,而是采取实测累积误差的方法按需要选用某一些零件,因此制造公差地放大不需要按分组数目成倍放大,只要根据各零件各工序加工的经济精度,按生产的可能性来确定放大的制造公差即可。但是,在零件的试装阶段要花费相当的时间对零件进行精密测量,装配精度的好坏主要取决于测量手段和工人的装配技术水平。良好的测量工具和地有经验的工人操作,可以达到相当高的装配精度。在小批生产的机床制造中,应用这种方式,使装配后的机器达到高于一般要求的水平,因此可以说这种方法是提高装配精度的有效方法。

直接选配法的主要缺点是要对各个零件逐一进行细心的测量,要测量很多零件才能找到理想的配合,因此装配生产率较低。另外,所选的一组零件不能任意互换,当机器磨损后要专门加工一个误差合乎要求的零件来配换,不然将影响装配质量。因此这种方法主要应用在中小批生产和单件生产的机器制造行业中。此外,在工具制造和维修中也可应用。

3.2.2.3 分组测量选配法

这种方法是分组选配法和直接测量选配法的混合应用又称复合选配法。既要把放大制造公差所加工的零件进行测量分组,装配时按组对应搭配的同时,在同一组的配合零件中再直接测量挑选更合适的零件来进行装配。应用这种方法的目的为了更好的提高装配精度,同时也还具有同组互换性,更加有利于高精度零件的装配。内燃发动机中气缸套和活塞的装配大多采用这种方式。

3.3 动态装配尺寸链

3.3.1 动态装配尺寸链的概念^[26]

通过以上几节对求解装配尺寸链方法的分析,从实质上我们可以把这些装配方法归为两类,一类是以精对精,另一类是以粗对精,前者是完全互换法,后者是其它几种装配方法。以粗对精就是零件的加工精度较低,靠装配方法来保证高的装配精度。以精对精就是靠零件本身较高的精度来保证高的装配精度。但是这些方法对装配尺寸链的分析,在方法上都是数学、几何方面的分析,都是零部件的装配过程中静态尺寸链的应用。实际上机器在装配工作过程中,会受到许多因素的影响,如由于重力、切削力及振动所引起的受力变形;环境条件、运转摩擦等所引起的受热变形,都会使尺寸链在理论上的计算值与实际情况有出入。因此不能只停留在静态尺寸链的分析,还应进行动态尺寸链的研究^[22]。

动态尺寸链顾名思义就是其组成的各个零件在装配和使用过程中由于各种因素的影响会使其尺寸发生动态变化,它是相对静态尺寸链而言的。

3.3.2 动态装配尺寸链的计算原理及特性^[1]

装配精度是装配尺寸链的依据，在分析装配精度和应用尺寸链原理解决装配过程中的问题通常是在以下几点前提下进行的：

- 1) 分析问题是在没有负荷，没有振动，不考虑变形的条件下进行误差分析的；
- 2) 尺寸（角度）误差和非机械误差不建立任何关系；
- 3) 尺寸链的组成环是尺寸。

但事实上设备在装配过程中及经调试运转后，大多数情况下都是在有负荷、发声、发热的运动状态下工作的，因此在分析装配尺寸链的过程中应该扩大尺寸链的分析范围。在机器工作的动态情况下，组成尺寸链的各个零部件会产生变形，这些变形最终将影响装配精度^[16]。

装配过程中零件的变形及设备运行中零部件的变形对机器设备性能（装配精度）的影响，从尺寸链的观点来看，都可以认为是各组成环的动态误差对封闭环的尺寸误差积累。

为了解决以上所提出的问题，我们提出动态尺寸链原理，动态尺寸链原理是把封闭环的误差看作是各组成环的尺寸误差、各种物理因素引起的尺寸误差及各种工作状态引起的尺寸误差的函数。

首先建立表示装配精度的函数关系式，然后分析动态尺寸误差。从尺寸链的基本关系可知尺寸链的实质是尺寸误差积累，当我们把这一关系延伸到其它影响误差积累的因素后，所有影响组成环误差的因素都可以看作组成环，这时可以建立动态尺寸链的函数关系式：

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3-1)$$

在这个函数中，因变量 y 表示封闭环的尺寸，多个独立的自变量分别表示影响封闭环尺寸的各个组成环，其中即包含尺寸变量也包含各种影响封闭环尺寸的各种动态变量。若其中各个独立自变量在一定的区间内产生独立的增量变化。这个微小的变化可以用来代表各环的误差。在这一变化区间内，式（3-1）可以改写为：

$$y + \delta_y = f(x_1 + \delta_{x_1}, x_2 + \delta_{x_2}, x_3 + \delta_{x_3}, \dots, x_n + \delta_{x_n}) \quad (3-2)$$

利用泰勒级数将（3-2）等号右侧在微分区间（ $x_1 + \delta_1, x_2 + \delta_2, \dots, x_n + \delta_n$ ）内展开。在展开的多项式中，由于高次项的实际数值很小，可以忽略不计，只取一阶多项式，则可得下式：

$$y + \delta_y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) + \frac{\partial y}{\partial x_1} \delta_{x_1} + \frac{\partial y}{\partial x_2} \delta_{x_2} \dots + \frac{\partial y}{\partial x_n} \delta_{x_n} \quad (3-3)$$

用式(3-3)与式(3-1)相减,并用 δ_i 替代 δx_i ,可得:

$$\begin{aligned} \delta_y &= \frac{\partial y}{\partial x_1} \delta_1 + \frac{\partial y}{\partial x_2} \delta_2 + \dots + \frac{\partial y}{\partial x_n} \delta_n \\ &= \sum_{i=1}^n \frac{\partial y}{\partial x_i} \delta_i \end{aligned} \quad (3-4)$$

公式(3-4)采用偏导数表示出了封闭环误差与各组成环误差的函数关系,用各组成环的在特定的微分区间的微量变化(如位移、尺寸、温度、压力),表示各封闭环的误差,故通过(3-4)可计算动态尺寸链的误差,公式(3-4)称为动态装配尺寸链误差传递关系式。式中 $\frac{\partial y}{\partial x_i}$ 称为误差传递函数,对于线性尺寸 $\frac{\partial y}{\partial x_i} = 1$,也称为误差传递比。

根据第一章介绍的概率法误差计算综合式(2-12)考虑误差传递比,即可得概率法误差传递关系式:

$$\delta_y = \frac{1}{k_y} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} k_i^2 \cdot \left(\frac{\partial y}{\partial x_i}\right)^2 \cdot \delta_i^2} \quad (3-5)$$

式中:

δ_y —封闭环的误差;

δ_i —各组成环误差;

k_y —封闭环误差分布系数;

k_i —各组成环误差分布系数。

3.4 动态尺寸链的影响因素分析

通过上一节对误差传递函数的分析,可以把影响装配精度的因素分为三类:

一是各零件的制造尺寸公差和形位误差,是装配误差的主要来源,是误差产生的静态因素,但装配中恰当的装配方法和正确的校正位置精度是对装配尺寸链动态的影响;

二是各种装配过程中的动态影响因素,符合装配要求的零部件装配过程中由于受力、热等的作用有可能产生附加的变形影响装配精度;

三是机器在运转过程中动态产生的各种附加物理因素的影响也会改变零件的尺寸对零件性能(装配精度)产生影响。

按照影响动态尺寸链的三种因素分类可以将式(3-4)改写成为如下形式:

$$\begin{aligned} \delta_y &= \frac{\partial y}{\partial x_1} \delta_1 + \frac{\partial y}{\partial x_2} \delta_2 + \dots + \frac{\partial y}{\partial x_n} \delta_n + \delta_0 \\ &= \underbrace{\sum_{i=1}^{l-1} \frac{\partial y}{\partial x_i} \delta_i}_I + \underbrace{\sum_{i=l}^{m-1} \frac{\partial y}{\partial x_i} \delta_i}_{II} + \underbrace{\sum_{i=m}^n \frac{\partial y}{\partial x_i} \delta_i}_{III} + \delta_0 \end{aligned} \quad (3-6)$$

式中：

δ_i ($i = 1 \dots l-1$) 表示零部件的制造误差（包括尺寸误差和形位误差）；

δ_i ($i = l \dots m-1$) 表示装配过程中各动态影响因素产生的误差；

δ_i ($i = m \dots n$) 表示机器在运转过程中各动态影像因素产生的误差；

δ_0 表示除以上影响因素外其它因素产生的误差；

零件的制造误差对装配误差的影响符合传统的尺寸链原理，后两点均属于动态尺寸链的应用范畴。

3.4.1 装配过程中动态尺寸链的影响因素

在零件加工精度已经保证，并检验合格的情况下，装配过程中的检测和装配技术的正确运用，正确地装配工艺方法等因素都会对最终的装配精度产生影响，在装配过程中影响装配精度的因素十分复杂，包括很多方面，主要有以下几点：

1) 零部件接触变形引起的尺寸变化；

采用机械加工得到的零件表面，宏观上是一个平面，但是从微观上来说却是高低不平的。零件的表面粗糙度低，零部件接触面就由一些凸起的峰顶相互接触，使负荷面积减少，单位面积上的压力显著增加，超出材料的弹性变形范围发生塑性变形。零件微观上的塑性变形而引起零部件尺寸的变化，这样的结果将造成零部件的配合性质改变，失去原有配合精度。但受零件的表面加工质量的影响，两接触表面的最大变形量不会超过两个表面的最大表面粗糙度之和。

2) 运动部件各个配合面之间的间隙和过盈配合引起的位移或变形；

如果两个零部件要求是静配合，在装配时必须用外力才能压入。零部件之间必然存在由于过盈配合引起的内应力。在内应力的作用下零件会产生相应的尺寸变化，一般说来薄壁零件比较容易产生此类尺寸变化。

3) 零件的受力变形

在受力状态下零件都会发生变形，零件装配过程中总会受到各种外力作用，如螺纹的拧紧力等。

4) 轴承等部件在压力作用下的变形；

圆锥滚子轴承或角接触轴承在一定的轴向预紧力的作用下刚度发生改变，引起的轴承高度变化。

5) 零部件在传递和装配过程中造成的弯曲、扭曲等变形

长杆零件或薄壁等零件在传递过程中由于自重或受力容易产生变形，这些变形叠加在零件的形位误差上使原来合格的零件变成不合格，影响零部件的装配精度。

6) 附件重量的影响；

作为底座或装配基体的零件由于与其相连接的零件的自重所产生的压力将使零部件产生变形。

7) 零部件的受热变形；

零件在装配过程中由于装配或状态的改变，使其温度发生变化，温度的改变会使尺寸会发生相应的变化，当零件尺寸比较小，或尺寸精度要求不高的情况下可以忽略不计，但当配合精度较高或对微量尺寸变化敏感的装配情况下，装配过程中的温度变化引起的变形因素就变的非常重要。

8) 装配过程中的尺寸累积误差^[15]

零件装配过程中同一方向上的尺寸累积误差会造成最终装配件的直线位移。若在同一轴线上存在多个轴承座，各个轴承座的形位公差在装配过程的累积会造成轴线的位移和倾斜。

以上列出的尺寸链误差影响因素，是在装配过程中动态产生的，虽然静态下各零部件的尺寸均控制在尺寸公差以内，但由于装配过程中各种因素的影响是最终装配态的零部件的尺寸发生了改变，静态计算的尺寸链在这种情况下就不能满足要求，这只是列出常见的装配动态影响因素，实际生产过程中还有很多因素需要考虑，就要具体问题具体分析了。

3.4.2 运转过程中动态尺寸链的影响因素

零件在装配过程中或试运转后，由于多种因素的影响将产生尺寸精度的改变。这些因素主要有：

1) 零部件运动磨损尺寸改变的影响；

摩擦力的太小和表面粗糙度有直接关系，像机械零件中的轴颈和轴承配合面，导轨的支承面等，不但相互支承接触，而且要相互运动，如果表面粗糙度不高，摩擦的系数就增大，摩擦的阻力也相应增大，使零部件容易产生过热和咬损现象。经过一段时间的磨合零件表面的波峰在相互运动中被磨平，从而使零件之间的配合性质改变影响最终的装配精度。

2) 动态运动中不同速度下产生的附加力（力矩）的影响；

零部件在运动过程中将受到由于运动速度的改变而产生的附加力的作用，相应的零部件将产生受力变形影响装配精度。

3) 运动部件配合面之间油膜厚度的影响；

存在相对运动的面与面之间的润滑油膜的厚度是随着相对运动速度的变化而变化的，当润滑油膜的厚度变化将引起配合间隙的变化，配和间隙的变化有

些时候会改变配合的性质，影响装配精度。

4) 运动零件的径向跳动、端面跳动和轴向窜动；

回转零件的径向和端面跳动随着转动速度的变化将产生一个脉动的附加力的作用，在很多情况下这个附加力（力矩）的变化将引起零件的变形，改变零件的公差带，影响装配精度。

5) 配合面间隙因温度变化而改变的影响^[29]。

设备在运行过程中由于摩擦力做功，系统温度会有所升高，零部件在温度发生变化的时候，尺寸会发生相应的变化，当零件尺寸比较小，或尺寸精度要求不高的情况下可以忽略不计，但当配合精度较高或对微量尺寸变化敏感的装配情况下，热变形因素就变的非常重要。

6) 零部件的温度变化不均引起的变形；

同一零件的不同部分或同一部件的不同零件之间由于受热温升的不同而引起的尺寸变化的不同也是影响装配精度的一大因素。在设计过程中要尽量使系统中相配合的零部件之间因温度变化而引起的变形一致。

由与机械设备的运转而产生的尺寸链的改变影响最终稳定运行状态的装配尺寸链，只有能够稳定运行，满足运行时系统性能要求的装配尺寸链才是最合理的装配方案，运转影响因素是动态尺寸链的重要部分，工作状态的尺寸链是一切尺寸链计算的最终目的。

3.5 本章小结

本章以简单的静态装配尺寸链原理为出发点，提出并建立动态装配尺寸链原理，通过分析给出了动态尺寸链通用公式，并把动态尺寸链影响因素分三类做了分析，为下一章的驱动桥装配提供理论上的依据。

第四章 主锥总成装配动态尺寸链的研究

4.1 驱动桥基础^{[30][31][32]}

4.1.1 概述^[33]

汽车的驱动桥和从动桥统称为车桥。

车桥俗称车轴，其两端安装着车轮并经过悬架与车架或承载式车身相联，用于传递车架或承载式车身与车轮之间的垂直力、纵向力和横向力及其弯矩和扭矩。

根据悬架结构的不同，车桥可分为整体式车桥和断开式车桥两种。整体式车桥用于非独立悬架，车桥中部为刚性的实心或空心（管状）梁，桥身为一整体构件。断开式车桥用于独立悬架。车桥为断开的两部分，其断开的两部分为对称的活动关节式结构。当左、右车轮经各自独立悬架直接与承载式车身或车架相联时，在左、右车轮之间实际上没有车桥，但习惯上仍称为断开式车桥。

根据车桥上车轮的作用不同，车桥可分为转向桥、驱动桥、转向驱动桥和支持桥四种类型。一般情况下，轿车多以前桥为转向桥驱动桥，以后桥为支持桥；一般载货汽车则以前桥为转向桥，以后桥或中、后桥为驱动桥；越野汽车为全轮驱动，即各桥均为驱动桥，且前桥为转向驱动桥；驱动形式为 8×8 的重型越野汽车则常以前两桥为转向驱动桥，也有采用全轮转向，即四桥均为转向驱动桥。有些单桥驱动的二桥（轴）汽车的中桥（或后桥）为支持桥（俗称副轮）。

本章将主要讨论典型的重型卡车驱动桥包括驱动后桥主减速器的装配。

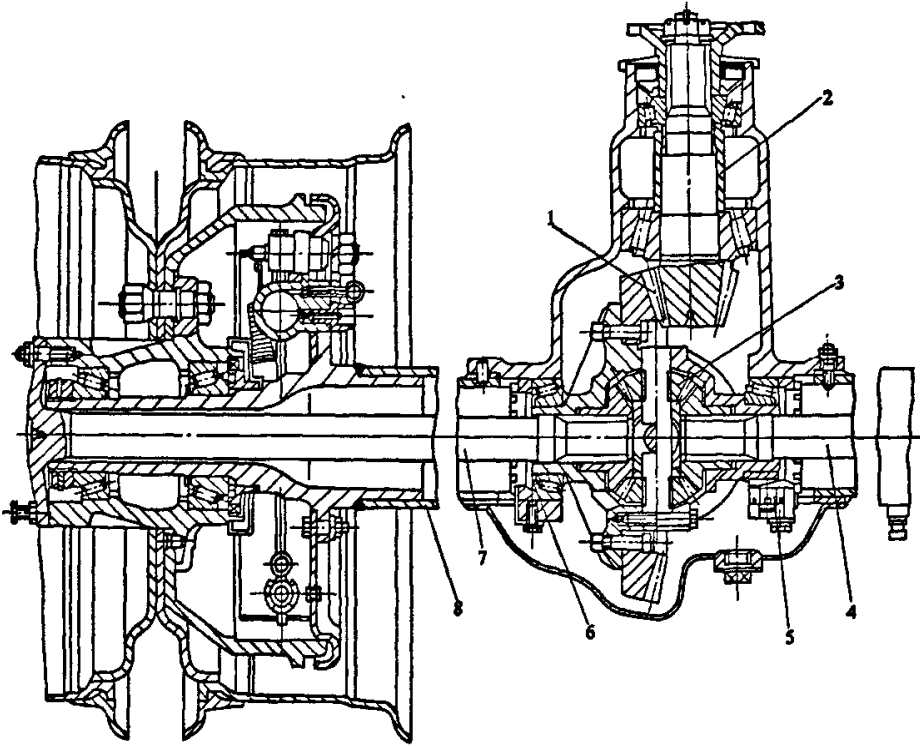
4.1.2 重型卡车驱动桥的组成及功能

重型卡车用驱动桥一般采用非断开式驱动桥，非断开式驱动桥结构简单，成本低，工作可靠，非断开式驱动桥广泛应用于各种商用车和部分乘用车上。为了提高载重车的载重量和通过性，重型卡车多采用多桥驱动，而各驱动桥又采用贯通式的布置形式。

（1）驱动桥的组成。

驱动桥由主减速器、差速器、半轴、轮边总成和桥壳等组成。驱动桥壳是一根连接左右驱动车轮的刚性空心轴，主减速器、差速器及车轮传动装置（左、右半轴）都装在桥壳里面。具有桥壳的非断开式驱动桥结构简单、制造工艺性好、成本低、工作可靠、维修调整容易，广泛应用于各种载货汽车、客车及多数的越野汽车和部分小轿车。一般载重汽车非断开式驱动桥总体构造如图 4-1 所示。驱动桥壳由主减速器壳和半轴套管组成。轮毂借轴承支承在半轴套管

上，整个驱动桥通过弹性悬架与车架连接。



1—主减速器 2—套筒 3—差速器 4、7—半轴 5—调整螺母 6—调整垫片 8—桥壳

图 4-1 驱动桥结构图

(2) 驱动桥的工作过程。

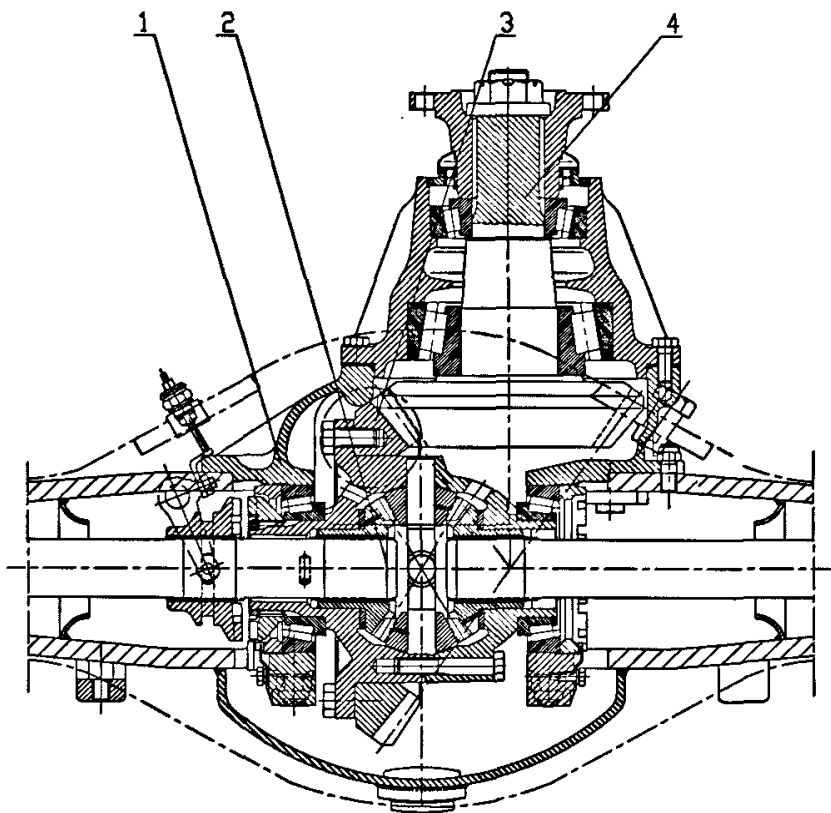
驱动桥位于传动系的末端，其基本功用是增扭、降速，改变转矩的传递方向。从变速器经万向传动装置输入驱动桥的转矩首先传到主减速器，在此增大扭矩并相应降低转速后，经差速器合理的分配给左右两个半轴，最后，通过半轴外端的凹缘盘传至车轮的轮毂。

4.2 驱动桥主减速器结构

常见的重型卡车驱动桥多采用非断开式驱动桥。根据驱动桥主减速器的形式可将驱动桥主减速器分为单级主减和双级主减、双速主减、单级贯通、双级贯通、单级或双级减速配以轮边减速等，其中单级主减速器和单级贯通减速器为单级主减速器，其它为双级主减速器。

本文主要分析以斯太尔系列驱动桥为代表的带行星齿轮轮边减速器的双级

主减驱动桥。斯太尔系列载重卡车采用分离式双级主减速器结构，主减速器的第一级设于驱动桥的中部，结构同一般的单级主减速器，第二级为行星齿轮减速器。斯太尔贯通桥则采用单级贯通式主减速器的中央减速器加轮边行星齿轮减速的双级减速结构。



1-减速器壳 2-差速器总成 3-被动齿轮 4-主动锥齿轮总成

图 4-2 主减速器及差速器结构图

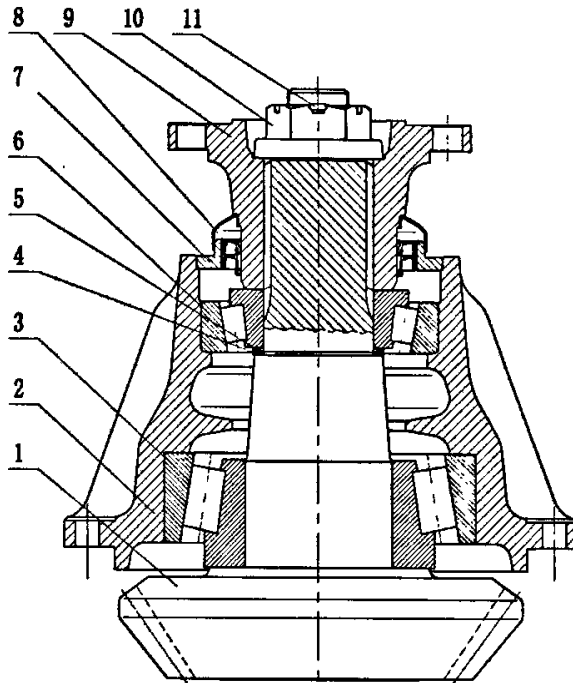
从图 4-2 上来看，斯太尔驱动桥主减速器装配可以分为以下几大部分：

- 1) 主动锥齿轮总成分装
- 2) 差速器分装
- 3) 主减速器总成合装

接下来我们将通过研究主动锥齿轮总成装配的装配尺寸链来实现动态尺寸链原理的应用。

4.3 主动锥齿轮总成装配分析

4.3.1 装配工艺简介



1—主动锥齿轮 2—轴承座 3—内轴承 4—隔套 5—垫片组 6—外轴承
7—油封座 8—油封 9—凸缘 10—凸缘螺母 11—开口销
技术要求：圆锥滚子轴承应具有预紧力矩，当以 $750N.M \sim 800N.M$ 的力矩
拧紧大螺母，旋转主动锥齿轮，轴承产生的预紧力矩为 $1.0N.M \sim 2.0N.M$ 。

图 4-3 主动锥齿轮总成装配图

4.3.1.1 工艺分析

如图 4-3，斯太尔某型号后桥主动锥齿轮总成装配图，根据装配图可以得出简单的装配工艺路线：

- 1) 将内、外轴承的轴承外圈压入轴承座；
- 2) 测量内轴承内圈上端面到外轴承内圈上端面之间的距离；
- 3) 测量主动锥齿轮轴承安装端面高度；
- 4) 把内轴承的轴承内圈压到主动齿轮轴上；
- 5) 测量并选择调整垫片组合；
- 6) 把轴承座装到主齿轴上，装隔套和调整垫片；
- 7) 压装外轴承内圈；

8) 装凸缘，拧紧凸缘螺母到规定扭矩；

9) 检测轴承预紧力矩，如预紧力矩不合格，则重新选择调整垫片。

装配的重点是一对圆锥滚子轴承，根据图纸对主动锥齿轮总成的技术要求，它的装配精度不是采用零部件的尺寸精度或位置精度表示，而是采用圆锥滚子轴承的预紧力表示。根据文献[4]对三组圆锥滚子轴承对做了正压力与轴承转动阻力矩的实验，实验结果如下表：

表 4.1 第一组圆锥滚子轴承对正压力 (P) 与转动阻力 (M) 矩实验数据表

测量次数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
压力 (P/KN)	0	50	68	86	135	144	242	384	618
转动阻力矩 (M/N.M)	0.10	0.52	0.86	1.10	1.53	1.95	3.00	4.22	7.00

表 4.2 第二组圆锥滚子轴承对正压力 (P) 与转动阻力 (M) 矩实验数据表

测量次数	1	2	3	4	5	6	7	8
压力 (P/KN)	0	68	94	196	270	295	576	692
转动阻力矩 (M/N.M)	0.10	0.44	0.91	1.50	2.10	2.40	3.70	4.30

表 4.3 第三组圆锥滚子轴承对正压力 (P) 与转动阻力 (M) 矩实验数据表

测量次数	1	2	3	4	5	6	7	8
压力 (P/KN)	0	47	100	130	150	255	358	387
转动阻力矩 (M/N.M)	0	0.35	0.77	1.20	1.53	2.1	2.9	3.4

根据上述实验数据，相应的 $P-M$ 图如图 4-4：

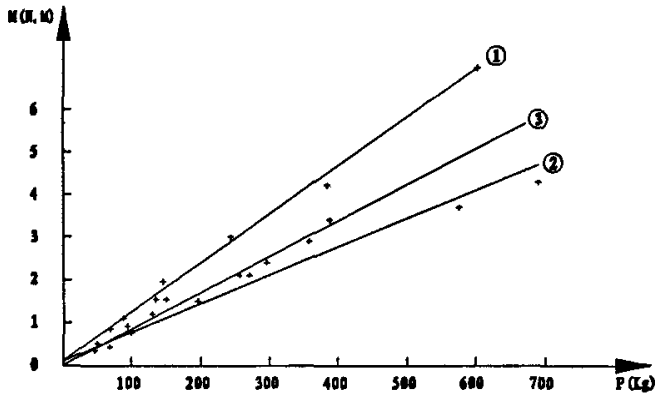


图 4-4 圆锥滚子轴承对 $P-M$ 图

从以上三组实验数据得到的 $P-M$ 曲线可以看出圆锥滚子轴承对的转动阻力矩与其所受的正压力之间存在一定的线性关系。圆锥滚子轴承预紧的目的是要在轴承的内部产生一个给定的预紧力。直接测量预负荷（正压力）虽然比较直观，但在装配过程中测量是不容易实现的。在实际生产应用中，一般采用直接测量阻力矩的方法来间接测定轴承的预紧。

文献[34]也提出了用监测摩擦力矩的方式预紧轴承，但每个轴承的摩擦力矩是有差别的，应通过实验的方法测定两者的对应关系。

4.3.1.2 轴承正确预紧的意义^[34]

轴承预紧最主要的作用包括：

1) 提高刚性

轴承的刚性是指轴承上的作用力与其弹性变形的比。受到预紧力的轴承，在一定范围内的负荷所导致的弹性变形，比没有预紧的轴承要小。

2) 减低噪声

轴承的工作游隙越小，滚动体在无载区中的引导就越好，轴承在运行时的噪声也越小。

3) 提高轴引导的精度

在预紧的作用下，轴因受力而产生的挠曲会减少，因此可以提高轴引导的精确性。主减速器中的主动齿轮轴承和被动齿轮轴承可以通过预紧来提高刚性和轴的引导精度，使齿轮的啮合更精确和更稳定，并可以把附加的动态力减到最小。所以运行时的噪声会更小，齿轮也可以有更长的工作寿命。

4) 补偿在运行中的磨损

轴承在运行中会因为磨损而导致游隙增加，这种情况可以通过预紧来补偿。

5) 延长工作寿命

在某些应用中，轴承配置的预紧可以提高运行的可靠性和延长工作寿命。合适的预紧量可以使轴承中的负荷分布更平均，因此可以有更长的预紧。

4.3.1.3 轴承预紧的实现

圆锥滚子轴承需要正确地预紧，主动锥齿轮总成的结构上，调整垫片就是用来调整轴承预紧的。调整垫片通过控制外轴承内圈与内轴承内圈的相对轴向位移量来达到所需要的预负荷。通过调整垫片调整轴承预紧的方法如第三章所述属于固定调整装配法。

4.3.2 静态尺寸链分析^[11]

圆锥滚子轴承的预紧程度不是具体的尺寸数值，不能直接作为封闭环，但预紧力的大小与轴承内圈与外圈的轴向相对位置有关。因此可以将预紧力矩转

换成为尺寸要求。为了保证预紧度（预紧力），轴承内圈与轴承外圈在轴向必须有一定的过盈量，此过盈量可以用来表示装配精度，即封闭环。

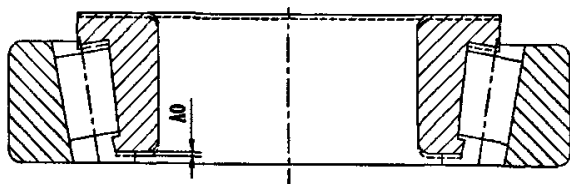


图 4-5 轴承的预紧状态图

图 4-5 轴承的预紧状态图所示为轴承的预紧状态，图中实线表示轴承内圈与外圈处于无间隙和无过盈状态，虚线表示预紧状态。

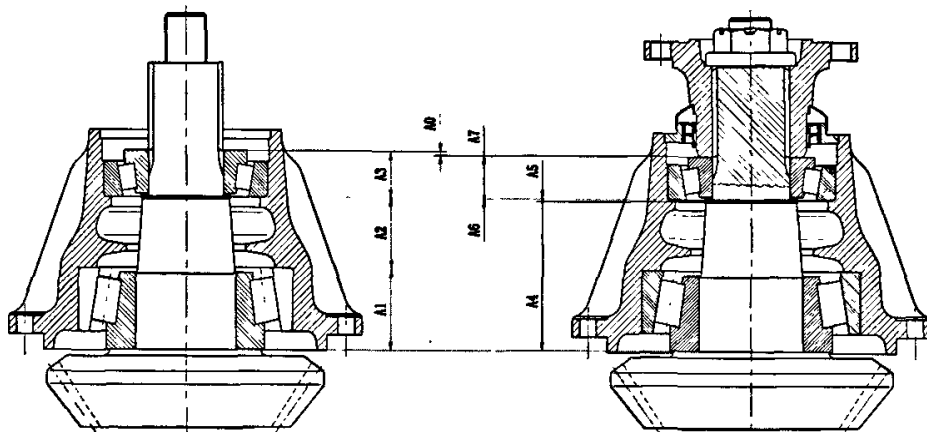


图 4-6 斯太尔后桥主锥总成装配尺寸链

假定轴向过盈量都集中在轴承的内圈上，如图 4-6 所示，过盈量 A_0 为封闭环。查找以 A_0 为封闭环的装配尺寸链的各组成环（各零部件的尺寸），用回路法判断增、减环，如图 4-7 其中 A_1 、 A_2 、 A_3 为增环， A_4 、 A_5 、 A_6 、 A_7 是减环。

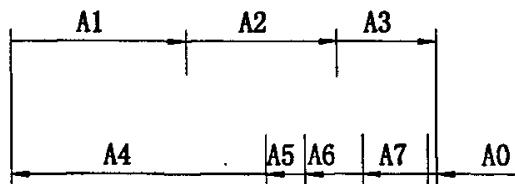


图 4-7 回路法判断增、减环

根据式 (2-7) 列出静态尺寸链的方程式:

$$A_0 = (A_1 + A_2 + A_3) - (A_4 + A_5 + A_6 + A_7) \quad (4-1)$$

式中:

A_0 —为内外轴承的过盈量，即封闭环；

A_1 —内轴承未预紧零游隙时轴承高；

A_2 —轴承座上下支承端面的间距；

A_3 —外轴承未预紧零游隙时轴承高；

A_4 —主动锥齿轮支承台阶高；

A_5 —隔套高度；

A_6 —调整垫片组的高度；

A_7 —外轴承装配轴承高。

从上式可以看出只要我们能够通过计算或实验得出轴承预紧力矩和轴向变形的关系，结合各零件已知的公差范围我们就可以确定调整垫片的尺寸，用符合尺寸要求的调整垫片进行安装就可以得到符合要求的预紧力矩。

装配过程中需要通过测量各组成环的尺寸，结合封闭环的要求确定调整环（调整垫片），但在大批量生产中逐个测量各组成环，是不现实的，即复杂也难以保证精度，为此我们把式（4-1）进行变换，得到下式：

即：

$$A_6 = (A_1 + A_2 + A_3 - A_7 - A_0) - A_5 - A_4 \quad (4-2)$$

把尺寸链中组成环组合测量，式中 $A_1 + A_2 + A_3 - A_7 - A_0$ 从图上可以看出表示的是外轴承内圈的上端面到主动齿轮齿背的距离， A_5 为隔套厚度， A_4 为主齿轴台阶高度。式（4-2）就是我们设计主锥选垫机的基本理论出发点。我们接下来的工作都是围绕着这个公式进行的。

4.3.3 主锥总成装配动态尺寸链分析

4.3.3.1 尺寸链动态影响因素分析

接下来分析主动齿轮总成装配动态尺寸链的装配动态影响因素，从静态尺寸链的分析来看整个主动锥齿轮装配尺寸链的组成环都是轴向尺寸，故在下面的分析中可以只分析轴向变形或变形的轴向分量。

按照第3章对影响动态尺寸链的因素分析，结合主动锥齿轮总成的结构可以得出主动锥齿轮装配动态尺寸链的影响因素主要有以下几点：

1) 轴承外圈与轴承座接触变形：

轴承座和轴承外圈之间是过盈配合，装配过程中采用压力机压装，在力的作用下轴承外圈的端面和轴承座之间的接触表面在压力作用下发生形变使轴承座上下支承端面的间距尺寸变小，但根据图纸要求轴承座安装孔端面的表面粗糙度要求为 $1.6\mu\text{m}$ ，轴承外圈端面的表面粗糙度 $1.6\mu\text{m}$ ，从微观变形来看尺寸的变化不会超过 $1.6\mu\text{m}$ ，对于圆锥滚子轴承预紧的敏感 $10\mu\text{m} \sim 20\mu\text{m}$ 来说可以不予考虑。

2) 轴承座在轴向压力作用下的变形:

轴承座在装配过程中承受了一部分凸缘螺母产生的正压力, 在压力的作用下, 轴承座两轴承端面之间的距离会随之发生改变, 但由于轴承座承担的压力非常小, 因测轴承座上下支承端面的间距变形可以忽略。

3) 轴承外圈与轴承座的过盈配合

由于一般情况下轴承外圈和轴承座之间的配合过盈都比较小, 由过盈产生的相互作用力引起的变形可以忽略。

4) 轴承内圈与主动齿轮轴之间的过盈配合使主动齿轮轴的轴径变小

主动锥齿轮轴是一实心轴, 材料一般选用淬火处理的合金钢, 通过后面的计算可以知道轴的轴向变形可以忽略。

5) 轴承内圈与主动齿轮轴之间的过盈配合使轴承内圈的轴向尺寸变小, 径向尺寸变大;

6) 轴承内圈与主动齿轮轴的过盈在两者之间产生相互作用的压力, 并由此产生的摩擦力;

7) 在凸缘螺母产生的正压力的作用下, 主动齿轮轴的伸长和轴承内圈及隔套和垫片的轴向尺寸压缩。

8) 受轴向力作用下轴承高的变化

9) 把轴承看成一个整体, 可以认为轴承是一个弹性体, 在轴向力的作用下, 轴承将会发生弹性变形。

4.3.3.2 装配尺寸链动态影响因素计算

从上节的分析可以看出动态装配因素对装配尺寸链的影响主要是由轴承内圈与主锥的过盈配合和凸缘螺母的正压力引起的, 以上动态尺寸链分析和文献[4]的论证也是相符的。接下来具体分析计算过盈量和螺母正压力的影响。

4.3.3.2.1 轴承内圈过盈配合引起的轴向尺寸变化^[35]

1) 主动齿轴与轴承内圈的过盈配合内应力

对于主动齿轮轴与轴承内圈的过盈配合装配压力, 可以套用材料力学组合厚壁圆筒^[36] (如图 4-8 所示) 的处理方法, 简化成以下模型。

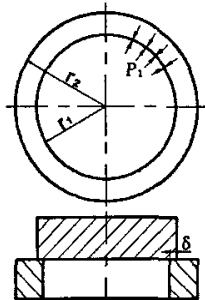


图 4-8 组合厚壁圆筒过盈配合装配压力

根据弹性力学理论，装配应力 P_1 的计算公式如下：

$$P_1 = \frac{\delta}{r_1 \cdot \left[\frac{1}{E_i} (1 - \mu_i) + \frac{1}{E_e} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \mu_e \right) \right]} \quad (4-3)$$

式中：

μ_e —圆筒的泊松比；

μ_i —轴的泊松比；

E —材料的弹性模量；

r_1 —筒壁内径；

r_2 —筒壁外径

P_1 —圆筒所受内压力；

2) 轴向变形量的计算

由于主动齿轮轴与圆锥滚子轴承内圈是过盈配合，所以当轴承内圈装配到主动齿轮轴上时，会受到径向力的作用，致使轴承内圈径向尺寸变大，同时轴向尺寸变小。变形关系如图 4-10 所示，实线、虚线分别表示变形前、后轴承内圈形状。虽然这样的变形只是在微米或者十微米级，但足以影响灵敏度只有 $10 \mu m$ 的预紧垫片的准确度。

主齿轴轴承内圈的过盈配合问题可以利用材料力学关于厚壁圆筒的方法与计算公式处理^{[36][37]}。所谓厚壁圆筒就是壁厚与直径大小属于同一数量级。图 4-9 厚壁圆筒的受力示意图， P_1 和 P_2 分别表示它所受的内压力和外压力， a 和 b 分别表示它的内径和外径。

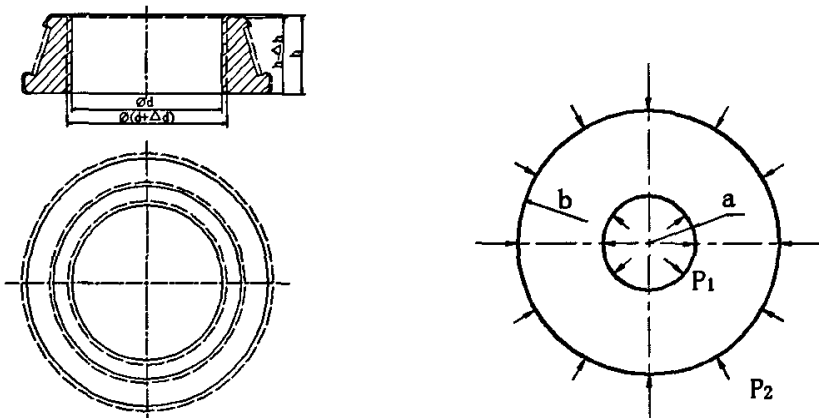


图 4-10 过盈配合引起轴承内圈轴向尺寸变化示意图 图 4-9 厚壁圆筒的受力示意图

根据材料力学的公式可得，筒壁内某一点的径向位移为：

$$u = \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{a^2 P_1 - b^2 P_2}{b^2 - a^2} \cdot r + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{a^2 b^2 (P_1 - P_2)}{b^2 - a^2} \cdot \frac{1}{r} \quad (4-4)$$

式中, μ —圆筒的泊松比;

E —圆筒的弹性模量;

r —筒壁内某一点到轴线的距离;

P_1 —圆筒所受内压力;

P_2 —圆筒所受外压力;

a —圆筒内半径;

b —圆筒外半径。

内径上点的径向位移量 u_i , 可将 $r = a$ 带入求得:

$$\begin{aligned} u_i &= \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{a^2 P_1 - b^2 P_2}{b^2 - a^2} \cdot a + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{a^2 b^2 (P_1 - P_2)}{b^2 - a^2} \cdot \frac{1}{a} \\ &= \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{a^3 P_1 - ab^2 P_2}{b^2 - a^2} + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{ab^2 (P_1 - P_2)}{b^2 - a^2} \end{aligned} \quad (4-5)$$

外径上点的径向位移量 u_o , 可将 $r = b$ 带入求得:

$$\begin{aligned} u_o &= \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{a^2 P_1 - b^2 P_2}{b^2 - a^2} \cdot b + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{a^2 b^2 (P_1 - P_2)}{b^2 - a^2} \cdot \frac{1}{b} \\ &= \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{a^2 b P_1 - b^3 P_2}{b^2 - a^2} + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{a^2 b (P_1 - P_2)}{b^2 - a^2} \end{aligned} \quad (4-6)$$

根据厚壁圆筒变形前后体积不变的原则, 可以得到厚壁圆筒变形前体积:

$$V_{\text{前}} = \pi \cdot (b^2 - a^2) \cdot h$$

和厚壁圆筒变形后体积:

$$V_{\text{后}} = \pi \cdot [(b + u_o)^2 - (a + u_i)^2] \cdot (h - \Delta h) \quad (4-7)$$

其中, Δh —内圈轴向尺寸变化量。

根据厚壁圆筒变形前、后体积不变的原则, 可以得到:

$$V_{\text{前}} = V_{\text{后}}$$

进一步推导, 可得:

$$\Delta h = \left(1 - \frac{b^2 - a^2}{(b + u_o)^2 - (a + u_i)^2}\right) \cdot h \quad (4-8)$$

对于主动齿轮轴与圆锥滚子这一具体配合而言, 内压力 P_1 是由于主动齿轮轴与轴承内圈的过盈量引起的装配压力; P_2 就是主动锥齿轮总成锁紧螺母拧紧至规定扭矩时, 主动齿轮轴上产生的轴承预紧力的分量, 计算时可以不考虑。

在主锥总成中, 若以圆锥滚子轴承与主动锥齿轮轴的配合为 $\phi 55 (H7/n6)$ 为例, 圆锥滚子轴承的锥角 $\beta = 26^\circ$, 内径 $D = 55\text{mm}$, 外径 $D_1 = 80\text{mm}$, 轴与轴承内圈是精磨而成的, 查表可知, 最大过盈量 $\delta_{\text{max}} = 48\mu\text{m}$, 最小过盈量 $\delta_{\text{min}} = 14\mu\text{m}$ ^[38], 把上述条件代入式 (4-8) 计算, 同时近似地取外径为轴承内圈大、小端面外径的平均值, 可以得出: $\Delta h_{\text{max}} = 30\mu\text{m}$, $\Delta h_{\text{min}} = 5.7\mu\text{m}$ 。

这是单个圆锥滚子轴承的轴向变形量, 对于主动锥齿轮总成的一对圆锥滚

子轴承, 轴向变形量约为上述值的两倍, 即最大值达到 $60\mu\text{m}$, 最小也有 $11.4\mu\text{m}$ 。由于 $10\mu\text{m}$ 就足以对轴承预紧结果产生影响, 所以, 从上述计算结果看, 轴承内圈与主动锥齿轮轴的过盈配合装配尺寸链封闭环尺寸公差的影响是很大的。

从上面的分析计算可以得出:

$$\begin{aligned} \frac{d(\Delta h)}{d\delta} &= \frac{\partial(\Delta h)}{\partial u_i} \cdot \frac{du_i}{dp_1} \cdot \frac{dp_1}{d\delta} + \frac{\partial(\Delta h)}{\partial u_o} \cdot \frac{du_o}{dp_1} \cdot \frac{dp_1}{d\delta} \\ &= \frac{-2h(b^2 - a^2)(a + u_i)}{[(b + u_o)^2 - (a + u_i)^2]^2} \cdot \frac{du_i}{dp_1} \cdot \frac{dp_1}{d\delta} \\ &\quad + \frac{2h(b^2 - a^2)(b + u_o)}{[(b + u_o)^2 - (a + u_i)^2]^2} \cdot \frac{du_o}{dp_1} \cdot \frac{dp_1}{d\delta} \\ &= \frac{-2h(a + u_i)[(1 - u)a^3 + (1 + u)ab^2] + 4a^2bh(b + u_o)}{E \cdot [(b + u_o)^2 - (a + u_i)^2]^2 \cdot r_1 \cdot \left[\frac{1}{E_i}(1 - \mu_i) + \frac{1}{E_e} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \mu_e \right) \right]} \end{aligned} \quad (4-9)$$

式 (4-9) 即为轴向过盈 δ 产生的误差对轴向尺寸的误差传递函数。

4.3.3.2.1 凸缘螺母正压力引起的轴向尺寸变化^[35]

1) 螺纹拧紧力的计算^[39]

凸缘螺母在一定拧紧力拧紧时产生的正压力可以通过螺纹压力计算公式计算。螺纹紧固件在拧紧力矩 T 作用下, 紧固相互连接的工件, 螺母的支撑面尺寸如图 2.1 所示, 扭紧螺母所需力矩 T 为螺纹摩擦力矩 T_1 和支撑面摩擦力矩 T_2 之和, 其计算螺母扭紧力矩的计算公式为:

$$T = T_1 + T_2 = K \cdot F \cdot d \quad (4-10)$$

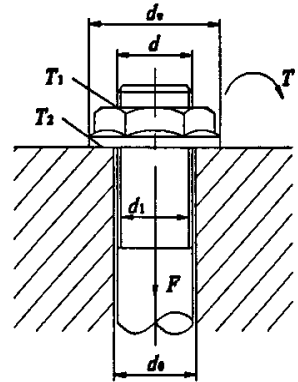


图 4-11 螺纹拧示意图

$$K = \frac{1}{2} \left[\frac{d_2}{d} \cdot \tan(\lambda + \rho_v) + \frac{d_m}{d} \cdot f_1 \right] \quad (4-11)$$

式中:

- F — 预紧力;
- K — 扭矩系数;
- d_2 — 螺纹中径;
- λ — 螺纹升角;
- ρ_v — 螺纹当量摩擦角;
- $d_m = (d_o + d_i)/2$ — 螺母支撑面平均直径;
- f_1 — 螺母支撑面摩擦系数;

由于螺纹升角 λ 一般较小，范围在 $2^{\circ}10'$ —— $2^{\circ}50'$ 之间，所以可近似取扭矩系数：

$$K \approx \frac{1}{2} \left[\frac{d_2}{d} \cdot \tan \lambda + \frac{d_2}{d} \cdot \tan \rho_v + \frac{d_m}{d} \cdot f_1 \right] \quad (4-12)$$

扭矩系数 K 可反映出扭紧螺母的力矩近似由三部分组成，第一部分由升角产生，用于产生预紧力使螺栓杆伸长，约占 10%，第二部分为螺纹副摩擦，约占 40%，第三部分为支撑面摩擦，约占 50%，即在一般情况下上述三部分的比例为 1:4:5，由此可见实际只有 10% 的螺纹紧固力作用在螺母紧固上，其余的 90% 均消耗在螺母与座面及螺纹副的摩擦方面。因此依靠控制螺母的扭紧力矩控制螺栓的预紧力时，必须精确控制螺纹紧固件与工件之间的摩擦系数。美、德、日各国建议的扭矩系数 $K = 0.15 \sim 0.2$ ，如油润滑可达 0.12。

虽然扭矩与压紧力之间的关系受诸多因素的影响，但是在大批量的工业生产中，某一批次的零部件的尺寸公差、表面质量、润滑条件等都是服从一定的分布规律的，根据数理统计的观点可以认为螺纹连接的压紧力拧紧力矩之间是存在所确定的数学关系的

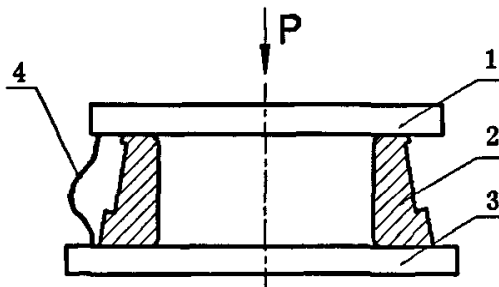
把式 (4-12) 带入式 (4-10) 变化后可得：

$$F = \frac{2 \cdot d \cdot T}{[d_2 \tan \lambda + d_2 \tan \rho_v + d_m f_1]} \quad (4-13)$$

2) 承内圈和隔套、垫片组的受压变形

主动锥齿轮总成锁紧螺母拧紧时，在主动锥齿轮轴上产生的轴向力，主要由轴承内圈、隔套及垫片组承担，一般能达到 $60kN$ 以上^[40]。在如此大的轴向压力作用下，隔套产生比较明显的轴向变形。

图 4-12 测量轴承内圈刚度示意图。



1—上压板 2—轴承内圈 3—下压板 4—弓式引伸计

图 4-12 测量轴承内圈刚度示意图

针对某一具体圆锥滚子轴承，根据参考文献[4]中的试验数据，可以得到该轴承内圈刚度实验数据表 4.4 和压力与轴承内圈压缩量之间的关系曲线图（图 4-13）。

表 4.4 测量轴承内圈刚度实验数据表

压力 P/KN	20	40	60	80	100	120	140
压缩量 $x/\mu\text{m}$	7	12	18	24	31	37	40

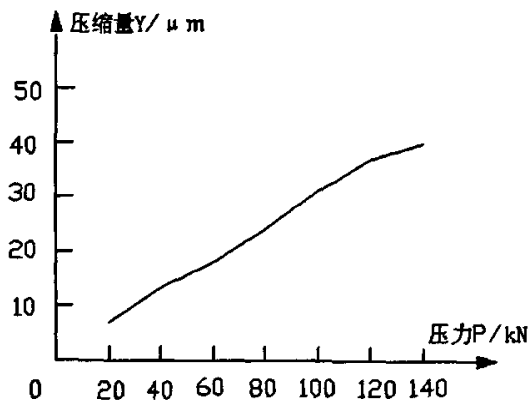


图 4-13 压力 P 与轴承内圈压缩量 Y 之间的关系曲线图

从图 4-12 和图 4-13 可以得出：

压力 P 与轴承内圈的压缩量 Y 基本上成线性关系；当轴向压力达到 60KN 时，内圈的轴向变形近 $20\mu\text{m}$ ，而 $10\mu\text{m}$ 就足以影响装配精度。这也验证了我们之前的分析。

我们可以通过实验确定套筒及轴承内圈的刚度 K_z ，则轴向尺寸变形量：

$$\Delta h = \frac{F}{K_z} \quad (4-14)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\Delta h)}{\partial \lambda} + \frac{\partial \Delta h}{\partial \rho_v} + \frac{\partial \Delta h}{\partial f_1} &= \frac{1}{K_z} \left(\frac{\partial F}{\partial \lambda} + \frac{\partial F}{\partial \rho_v} + \frac{\partial F}{\partial f_1} \right) \\ &= \frac{1}{K_z} \left(\frac{-2 \cdot d \cdot d_2 \cdot T \cdot \sec^2 \lambda}{[d_2 \tan \lambda + d_2 \tan \rho_v + d_m f_1]^2} \right. \\ &\quad + \frac{-2 \cdot d \cdot d_2 \cdot T \cdot \sec^2 \rho_v}{[d_2 \tan \lambda + d_2 \tan \rho_v + d_m f_1]^2} \\ &\quad \left. + \frac{-2 \cdot d \cdot d_2 \cdot T \cdot d_m}{[d_2 \tan \lambda + d_2 \tan \rho_v + d_m f_1]^2} \right) \end{aligned} \quad (4-15)$$

通过式 (4-15) 可以确定端面摩擦系数，润滑情况等螺纹拧紧的影响因素对轴承内圈、隔套，垫片的轴向变形的误差传递函数。

4.4 本章小结

通过上面的分析可以得出主动锥齿轮轴向装配尺寸变形是轴承内圈配合过盈量和凸缘螺母拧紧正压力的函数。

第五章 保证主锥总成装配动态尺寸链的方法研究

5.1 应用动态尺寸链理论保证装配精度的关键设备

根据上一章的分析，在典型斯太尔的驱动后桥主锥总成装配线上为保证装配精度，提高装配效率，需提供可以控制以下几处装配质量的关键设备：

1) 主动锥齿轮轴承预紧调整垫片预选机

从第4章驱动桥装配的关键技术分析知道，主减速器的装配质量是驱动桥装配的关键点。主动锥齿轮轴承预紧调整垫片的选配则是主减速器装配的难点。从装配工艺的角度考虑，就是要通过调整调节垫片的厚度来保证主减速器的装配精度，保证主减速器的工作性能。从调整法装配的观点考虑需要在保证封闭环的基础上测量调整环的尺寸。老的装配工艺多采用人工测量后选配调整环的办法，人工选配法不但效率低下，而且测量的精度很难保证。主动锥齿轮圆锥滚子轴承预紧调整垫片预选机通过测量主动锥齿轮总成中影响装配精度的零部件尺寸，如轴承的高度、轴承座轴承安装面的距离、调整垫片的厚度、主动锥齿轮的轴承安装台阶尺寸等，运用动态尺寸链原理，选装调整垫片保证装配精度，实现汽车后桥主动锥齿总成的圆锥滚子轴承的最佳顶紧，有效地提高了主齿总成的质量和可靠性，延长主齿总成的使用寿命。

2) 轴承预紧压测机

主锥选垫机在完成选垫工作后，接下来的工作就是按照选垫的结果选择合适的调整垫片，压入外轴承内圈，拧紧凸缘螺母。凸缘螺母拧紧完成后，检验轴承的预紧。若经检验轴承预紧不合格，则重新选择调整垫片，更换凸缘螺母，再次装配。为了解决这一问题，我们设计制造了轴承预紧压测机。压测机完成轴承的压装后，调整压力机的压力，使压力机在设定压力下保压，此时测量轴承的预紧力矩，若不合适则更换调整垫片，节约了操作时间，提高了装配效率。

5.2 主锥总成装配垫片预选机

根据上一章的分析，我们知道在斯太尔后桥主锥装配线上主动锥齿轮轴承调整垫片预选机分为主机和辅机，主被动齿轮啮合调整垫片预选机需要和主动锥齿轮轴承调整垫片预选机进行数据通讯。

5.2.1 主锥轴承预紧调整垫片预选机测量原理

根据调整装配法原理我们设计了主锥选垫机，由于分开测量各组成环的尺寸在大批量生产过程中是不太现实的，因此我们设计按照图所示的原理测量选垫的主锥轴承预紧调整垫片预选机。

垫片预选机通过模拟装配过程中零件的实际状态，使尺寸链的计算最接近

实际的动态尺寸链，但由于有些动态因素不可能完全模拟造成测量的偏差，这时就要通过大批量装配找出统计学的规律，但动态尺寸链的分析，使我们的测量能够最接近实际的装配尺寸。

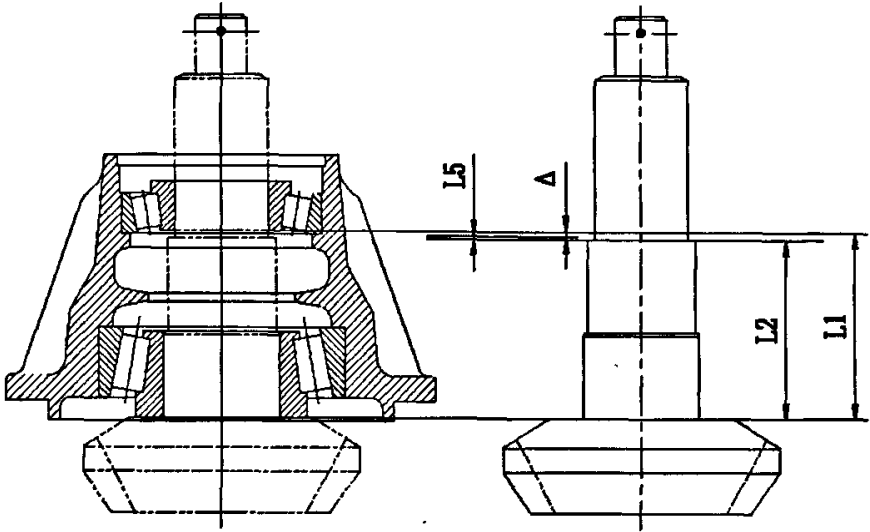


图 5-1 主锥选垫机测量原理

把式 (4-2) 改写成为以下样式：

$$\begin{aligned}
 A_6 &= (A_1 + A_2 + A_3 - A_7 - A_0) - A_5 - A_4 \\
 &= L1 - L2 - A5
 \end{aligned}
 \tag{5-1}$$

式中：

- L_1 —外轴承内圈的上端面到主动齿轮齿背的距离；
- L_2 —主齿轴台阶高度；
- A_5 —为隔套厚度。

分别测量 L_1 、 L_2 及 A_5 的尺寸，然后通过计算，加上动态尺寸因素的影响得出调整环的尺寸值 $\Delta_{\text{环}}$ ，即：

$$\Delta = L1 - L2 - A5 + \Delta_{\text{环}}
 \tag{5-2}$$

5.2.2 主锥轴承预紧调整垫片预选机结构

根据式 (5-2) 我们设计制造了用于主锥选垫的主动锥齿轮轴承预紧调整垫片预选机，选垫机由主机、辅机、垫片存放台、垫片厚度复测仪及其控制系统五部分组成，结构如图 5-2。

垫片预选机主机用来测量 L_1 的尺寸，测量机构 L_2 尺寸由测量辅机测量得出，垫片厚度复测仪测量隔套的高度。测量完成后，通过工控机计算得出应选

垫片结果，通过灯箱指示给操作者。操作者选取正确垫片后，通过垫片复测仪检验垫片厚度是否符合选垫结果，如果垫片厚度与选垫结果相符，则选垫成功，将垫片与隔套装入主锥，进行下一步的操作。

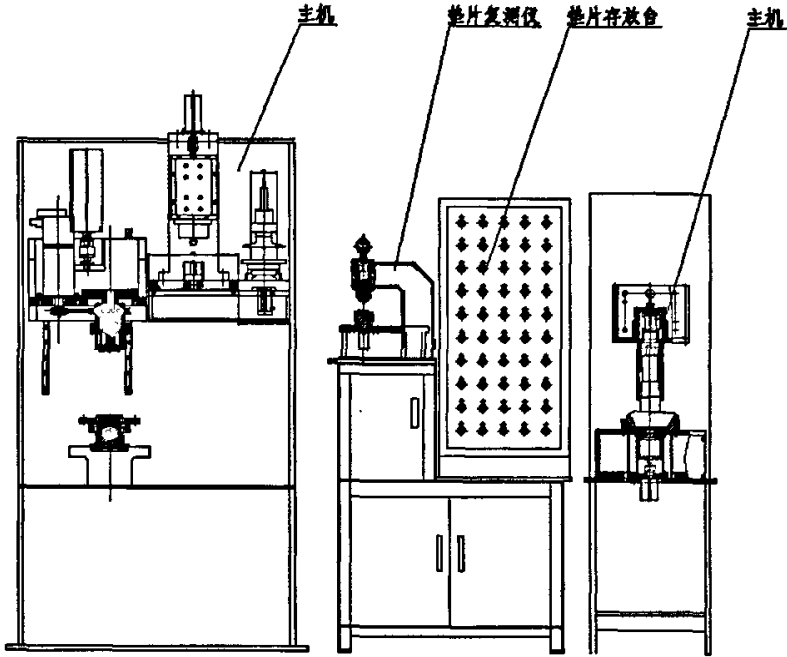


图 5-2 主锥轴承预紧调整垫片预选机

5.2.3 主锥轴承预紧调整垫片预选机选垫实验

按照以上原理设计制造的主锥轴承预紧调整垫片预选机已经在很多厂家投入生产，使用效果良好。下表列出的是为某厂家生产的选垫机在调试过程中测量的一组实验数据。

表 5.1 选垫实验数据表

测量次数	1	2	3	4	5	6	7	8
L1(mm)	119.436	119.444	119.466	119.447	119.444	119.439	119.463	119.446
L2(mm)	119.119	119.198	119.039	119.497	119.526	119.528	119.491	119.505
补偿值(0.01mm)	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
选垫结果(0.01mm)	0.416	0.346	0.527	0.049	0.02	0.011	0.128	0.041
实际选垫(0.01mm)	0.42	0.35	0.52	0.04	0.02	0.02	0.12	0.04
轴承预紧力矩(N.M)	1.82	1.05	2.0	2.52	1.38	1.40	1.57	1.60

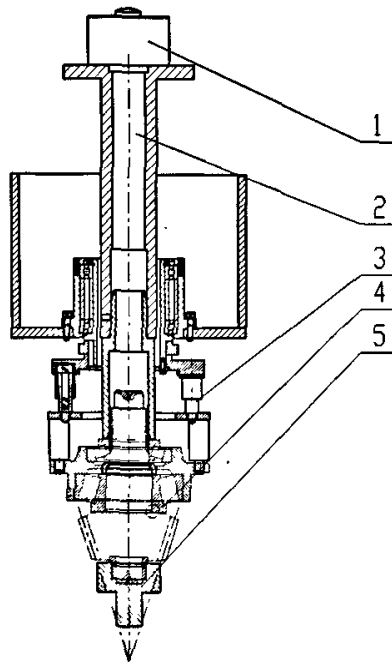
通过上面的试验数据我们可以看出只有第 4 次选垫后测量轴承预紧力矩的结果不合格，需要重新选垫。在装配过程中通过测量静态尺寸，加上动态尺寸补偿量的方式来求解态装配尺寸链是一种切实可行的方法。

5.3 轴承预紧压测机

5.3.1 压测机工作原理

压测机是在原有双动液压机的基础上，增加检测机构和控制系统，能够压装外轴承内圈的同时检测主齿总成摩擦力矩的机电一体化设备。

根据第五章主锥装配动态尺寸链的分析，在主锥装配过程中，轴承内圈及隔套在凸缘螺母正压力的作用下，产生的变形是影响主锥装配动态尺寸链的关键因素之一。如果在压装外轴承内圈的同时，能够模拟凸缘螺母拧紧后对圆锥滚子轴承对产生的正压力，则可以在不拧紧凸缘螺母的情况下测量轴承预紧力，减少凸缘螺母拧紧后测量预紧力的工作量，提高装配效率。压测部分机械简图如图 5-3 所示。



1—荷重传感器 2—上压头 3—拨叉 4—主锥总成 5—下压头

图 5-3 压测机机械结构图

压测机动作过程：上定压头首先运动到上缸的下位，下压头顶起，以设定压力值压装主齿总成外轴承内圈，保压一段时间，荷重传感器的压力值可以在工业控制机上面显示。然后启动气缸带动实时检测机构下降到工作位置，伺服电机启动，同时拨叉转动，带动主齿轴承座转动，实现对主齿轴承座力矩的实时检测。当力矩传感器值达到额定力矩范围之内时，液压机上压头上升。拨叉停止转动，气缸带动检测机构上升，压装测量完毕。压测机工作完成后，在工控机显示器内会有由力矩传感器传输到工控机上一条力矩检测的实时跟踪曲线，如图 5-4 所示。

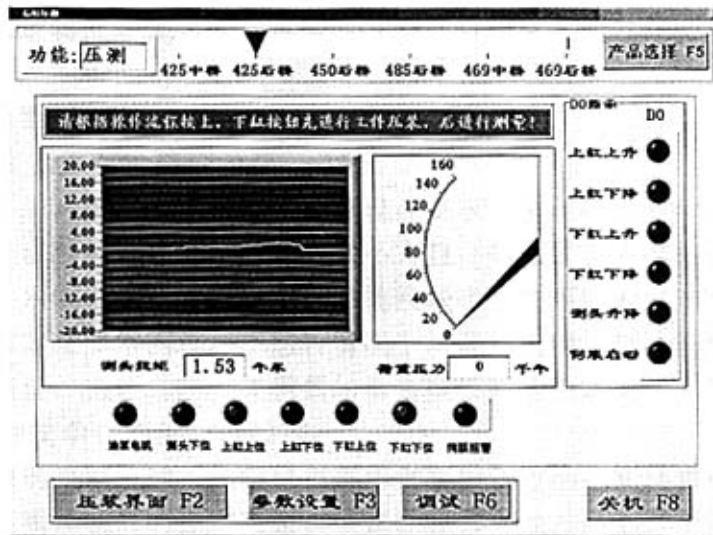


图 5-4 测量曲线图

通过采用压力机模拟螺母拧紧力的方式，我们真实的模拟凸缘螺母拧紧后的实际情况，消除了凸缘螺母压紧力动态因素对测量的影响。

5.4 主减总成装配模糊控制闭环系统设计构想

经过第四章主锥装配动态尺寸链的分析和上一节保证装配尺寸链的关键设备的描述我们可以知道，通过动态装配尺寸链的计算，装配过程中可以对影响装配的几个重要因素进行控制，在单件生产中我们可以精确计算或实验测定，但在大批量生产过程中这是不现实的。动态尺寸链计算的结果是一个宏观上的结果，在具体生产中往往对这个计算结果还要加一个修正值。这个修正值没有办法通过计算获得，很难通过建立精确的数学模型。但在装配过程中，通过小批量的试装工人往往可以得出恰当的修正值。但是在更换零件批次或零配件生产厂家后，工人还要再花时间取掌握摸索新的装配修正值。通过对装配过程的分析我们发现主锥装配过程非常符合典型的模糊控制系统要求。

5.4.1 模糊控制原理^{[41]~[44]}

模糊控制是以模糊集合论、模糊语言变量及模糊逻辑推理为基础的计算机智能控制，其基本概念是由美国加利福尼亚大学著名教授查德（L.A.Zadeh）首先提出的，经过 20 多年的发展，在模糊控制理论和应用研究方面均取得重大成功。

常规自动控制系统，如集散控制系统（DCS）、可编程序控制器（PLC）、工业控制计算机等大多基于传统 PID 控制，难以实现对多变量、非线性、大滞

后、不确定、无法建模的复杂对象的控制。模糊控制是智能控制中技术最为成熟的一个分支，以人的控制经验作为控制的知识模型，以模糊集合、模糊语言变量以及模糊逻辑推理作为控制算法的数学工具，用计算机来实现的一种计算机智能控制。

它的特点概括如下：

(1) 解决复杂系统的控制问题；

在控制系统设计时，常规控制系统设计要求一个过程的数学模型。在很多控制问题中，这种数学模型不存在或者不完整，其原因在于这些过程还没被人类完全认识，系统本身由于滞后、强非线性和事变性等因素影响而非常复杂，其数学模型的建立非常困难。在这种情况下可采用模糊控制。模糊控制不需要精确的数学模型，它建立在人类积累的语言型经验基础之上。

(2) 适用于简单控制系统的控制；

对于一般的控制问题，尽管可以采用常规控制方法，同样也可以采用模糊控制方法。模糊控制器的控制效果在快速性和鲁棒性方面都优于常规控制器。

(3) 非专业性；

模糊控制使用的是语言型控制律，因此，在设计控制系统时不需要专门的控制设计人员，在调整和维护上只需要一般技术人员即可。

(4) 鲁棒性；

模糊控制系统具有极好的稳定特性和鲁棒性。控制律中几个规则的失效对控制特性只有极小的影响。系统参数的变化对控制效果只有有限的影响，避免了常规控制系统中控制器参数或系统参数的变化易引起整个系统失灵的问题。

(5) 操作时刻省去系统参数调节；

常规控制系统在投入运行前或在工作中，工作点移动后其参数必须进行校准。在模糊控制系统中由于采用语言型模糊变量，这种校准是不必要的。

(6) 模糊控制系统本身是一严格的控制系统；

当模糊语言变量、隶属函数、控制规则、模糊推理方法和去模糊化方法都确定后，模糊控制器的输入和输出关系就是确定的。模糊控制方法是在更高层次上的模拟人类思维的一种系统方法。

(7) 模糊控制系统具有较好的经济性；

随着模糊硬件和软件产品的发展，模糊控制系统的成本会不断降低，其中部分模糊处理器的价格已低于常规微处理器。由于模糊软件包的使用，极大地缩短了设计时间，加之模糊控制系统的设计不需要专门的设计人员，故设计成本也比常规系统低。模糊控制系统对信号传感器精度要求不高，因此可使用较便宜的传感器作为敏感元件，降低生产成本。

5.4.2 模糊控制系统的组成^{[42] [44] [45][46]}

系统是指两个以上彼此联系又相互作用的对象所构成的具有某种功能的集合，而模糊系统是指那些模糊现象引起的不确定性的系统，即它的状态或输入、输出具有模糊性，它是复杂过程的近似表示方式，这个过程并不一定是模糊的，是以模糊数学、模糊语言形式的知识表示和模糊逻辑推理为理论基础的闭环数字控制系统，基本结构如所示。

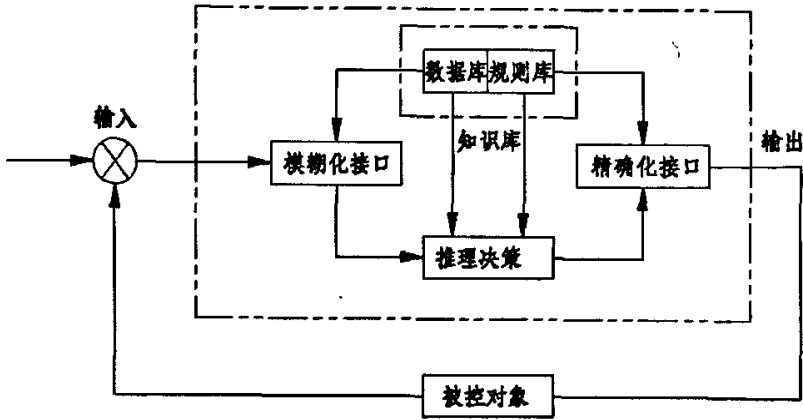


图 5-5 模糊控制基本结构原理图

模糊控制的主要部件有模糊化过程、知识库（含数据库和规则库）、推理决策和精确化计算，模糊控制系统在结构上与传统的控制系统没有太大的差别，主要不同之处在于控制器采用了模糊控制器。所以模糊控制系统具有下列三个重要功能：

- (1) 把系统的偏差从数字量化为模糊量(由模糊化过程、数据库两块完成)。
- (2) 对模糊量由给定的规则进行模糊推理(由规则库、推理决策完成)。
- (3) 把推理结果的模糊输出量转化为实际系统能够接受的精确数字量或模拟量(精确化接口)。

模糊控制器的设计问题就是模糊化过程、知识库（含数据库和规则库）、推理决策和精确化计算四部分的设计问题。

(1) 模糊化接口

这部分的作用是将输入的精确定量转换成模糊量。其中输入量包括外界的参考输入、系统的输出或状态等。它的主要作用是将真实的确定量输入转换为一个模糊矢量。

(2) 知识库

知识库中包含了具体应用领域中的知识和要求的控制目标，它通常由数据库和模糊控制规则库两部分组成：

- ① 数据库主要存放的是所有输入、输出变量的全部模糊子集的隶属度矢量值(即经过论域等级离散化以后对应值的集合)，若论域为连续域则为隶属度

函数。在规则推理的模糊关系方程求解过程中，向推理机提供数据。

② 规则库包括了用模糊语言变量表示的一系列控制规则。模糊控制器的规则是基于专家知识或手动操作熟练人员长期积累的经验，它是按人的直觉推理的一种语言表示形式。规则库是用来存放全部模糊控制规则的，在推理时为“推理机”提供控制规则。由上述可知，规则条数和模糊变量的模糊子集划分有关，划分越细，规则条数越多，但并不代表规则库的准确度越高，规则库的“准确性”还与专家知识的准确度有关。

(3) 模糊推理

模糊推理是模糊控制器的核心，它具有模拟人的基于模糊概念的推理能力。推理过程是基于模糊逻辑中的蕴含关系及推理规则来进行的。推理是模糊控制器中，根据输入模糊量，由模糊控制规则完成模糊推理来求解模糊关系方程，并获得模糊控制量的功能部分。

(4) 精确化接口

精确化接口将模糊推理得到的控制量（模糊量）变换为实际用于控制的清晰量。它包含以下两部分内容：

- ① 将模糊的控制量经清晰化变换变成表示在论域范围的清晰量。
- ② 将表示在论域范围的清晰量经尺度变换变成实际的控制量。

5.4.3 主锥装配模糊控制系统的组成

本文所提出的模型是在现有的主减速器装配环线的基础上利用现有的测量和压装设备，通过对某一产品的装配建立装配信息数据库，基于动态尺寸链的原理，建立主锥装配环线的模糊控制的数据控和规则库，通过模糊控制过程给出选垫结果，选垫结果输出后，通过压测机加以验证，生成选垫结果和对应扭矩的数据重新进入模糊数据库。主锥装配模糊控制流程图如图 5-6 所示。

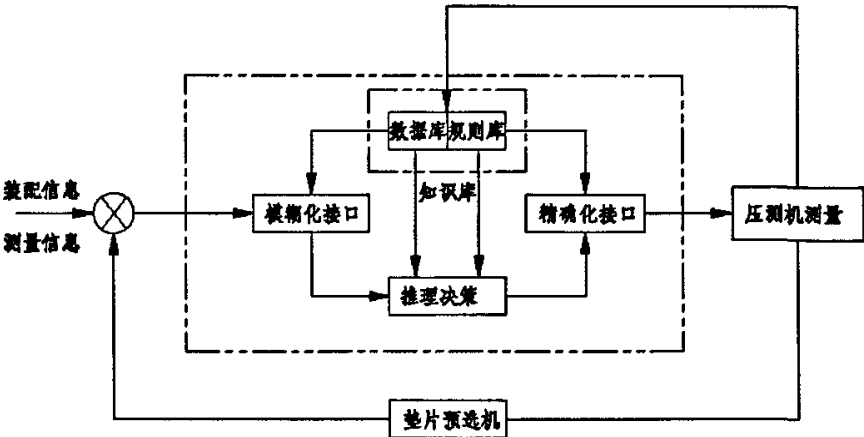


图 5-6 主锥装配模糊控制闭环系统图

主锥装配模糊控制系统的核心是知识库的建立，知识库的建立过程是一个模糊控制系统自学习，自我完善的过程。控制系统通过统计分析最近一批装配零部件的信息，建立这批次零件的测量装配信息数据库。通过对测量信息的监测和对压测机模拟检测结果的分析，系统修正每次测量选垫的补偿量。整个测量过程是动态的，依据不同的装配条件自我学习。系统规则库的建立则是立足于动态尺寸链原理，系统对输入信息进行分析计算建立每次选垫的规测，通过对选垫规则的积累，可以使系统能够使用不同的装配品种和装配条件。

5.5 本章小结

本章主要介绍动态尺寸链原理在主锥装配上的应用，主锥轴承预紧垫片预选机、轴承预紧压测机都是建立在动态尺寸链原理之上的，这些设备都是在模拟主锥装配后的状态进行装配尺寸链的解算，通过模拟测量使最终调整环的选配满足封闭环的装配精度要求。

第六章 工作总结与展望

6.1 工作总结

本文从装配尺寸链入手，应用动态尺寸的观点，分析汽车驱动桥主减速器的装配，引出影响装配质量几个关键问题并对装配重点主动锥齿轮的装配做了重点分析。

汽车主减速器总成作为汽车驱动桥总成的关键部件之一，直接关系到整车性能，其装配质量的好坏，直接影响汽车运行的平稳性、噪声、寿命及能耗。我们研究驱动桥的装配，主减速器总成装配就是核心，而弄清楚主锥装配的尺寸链关系，对我们在以往研究的基础上更上一层楼起着重要的推动作用。汽车驱动桥装配在经过几年时间的不断完善改进后，其关键设备已经稳定，但由于在设计之初，作为关键设备的主锥轴承预紧调整垫片预选机、主被动齿轮啮合间隙调整垫片预选机、主锥凸缘螺母拧紧机是作为独立设备设计的，用来完成某一工位的工艺要求，没有从系统的观点分析主动锥齿轮装配。通过对主减速器装配动态尺寸链的分析，可以看出各种设备是相互关联的。

本课题是先前主减装配的在线测量和拧紧技术研究的基础上进行的，作者在研究生期间，主要从事主动锥齿轮总成装配线的测量设备研制工作。在工作中积累了一定的工作经验。通过实践和理论的分析，使我认识到主减装配的过程中几个关键控制工艺是相互关联的，在总结前人的经验基础上提出了基于动态尺寸链原理的主减速器装配闭环模糊控制系统的构想。

6.2 工作展望

合肥工业大学汽车制造装备研究所（安徽江淮自动化有限责任公司）研发的汽车驱动桥装配线已在国内多家企业应用，可以满足国内企业生产要求。特别是主减速器的装配技术处于国内领先水平，但与国外同类产品相比，还有一定的差距。

本文在总结前人成果的基础上，分析了影响主锥装配精度的各种因素，提出了主动锥齿轮装配数据反馈闭环系统的装配方案。利用现有设备，改进现有装配线的测量与拧紧技术是主减装配线的未来研发中心。

现阶段主动锥齿轮轴承预紧调整垫片预选机、主被动齿轮啮合间隙调整垫片预选机和凸缘螺母拧紧机的机械结构的设计已经比较先进，能够满足不同产品的需要，按照现有的条件提高测量和拧紧精度已经比较困难，如果能从整个系统的角度，以统计学的原理和模糊控制原理为基础完善整个控制系统将是未来工作的中心，对接下来的工作展望：

(1) 通过实验建立常见的主锥凸缘螺母拧紧力与正压力的关系数据库, 依据不同的工作条件建立相应的对照关系式, 减少装配中的不确定因素。

(2) 通过实验建立常见汽车主锥轴承与在不同配合过盈量下的轴向变形数据库, 优化动态装配尺寸链误差传递计算。

(3) 设计专用实验设备, 测定螺母正压力在轴承内外圈之间的分配关系, 验证经验数据。

(4) 测定常用汽车主锥轴承的“压力-刚度”及“压力-位移”曲线。

(5) 完善现有的测量、拧紧控制及数据处理系统, 建立模糊数据知识库。

参考文献

- [1] 曾东建主编. 汽车制造工艺学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006:1-2.
- [2] 沈艳. 汽车后桥主锥 S 值测量系统的研制[D]. 成都: 电子科技大学硕士论文, 2000, 5.
- [3] 隋运军. 汽车驱动桥总成的装配与调整[J]. 西安: 陕西汽车. 2000(2): 30-33.
- [4] 黄晓农. 驱动桥主锥预紧力分析与模糊控制实现[D]. 成都: 电子科技大学硕士论文. 2001, 11~12.
- [5] Meeks. C. R. and Forster. A. N. Ball Bearing Dynamic Analysis Using Computer Methods-part 1, STLE 1989 Annual Meeting Preparing 89-AM-2F-2.
- [6] R. S. Zhou and Hoeplich M. R. Torque of tapered roller bearings [J] , ASME Journal of Tribology. Vol. 133, 1991, 590-597.
- [7] 李珍华. EST300 通用型主锥选垫机研制[D]. 成都: 电子科技大学硕士论文, 2004:3-4, 19-21.
- [8] 唐艺. 新编汽车构造[M]. 机械工业出版社, 2000:176~178.
- [9] 何元祥. 汽车后桥主齿轮轴总成隔套垫片预选机的研制[J]. 合肥工业大学学报 (自然科学版) 第 24 卷, 6, 2001, 1168~1172.
- [10] 丁杰雄、臧建华. 汽车主动锥齿轮总成的刚度优化调节技术[J]. 汽车技术, 7, 1998:28-30.
- [11] 沈艳、臧建华、丁杰雄. 汽车主锥选垫机测试模型的建立[J]. 制造技术与机床, 5, 2001:38-39.
- [12] 何元祥、林巨广、任永强. 汽车后桥主减速器壳体垫片预选机的研制[J]. 合肥工业大学学报 (自然科学版) 第 25 卷, 3, 2002:447-450.
- [13] 胡洪国、杨汝清、臧建华、丁杰雄. 新型汽车主锥全自动拧紧机控制系统设计[J]. 机床与液压, 1, 2000:17-18.
- [14] 任永强、杨建国、林巨广、何元祥, 基于力封闭的多功能螺母拧紧机系统设计[J], 制造技术与机床, 1, 2004:32-35.
- [15] 方若愚、张岱华、孙关金. 机械装配测量技术[M]. 机械工业出版社, 1985:1.
- [16] 张荣瑞. 尺寸链原理及其应用[M]. 机械工业出版社, 1986:1.
- [17] 郭长虹. 基于装配尺寸链的计算机辅助公差设计的研究与实现[D]. 北京: 北京航空航天大学硕士论文, 2004:1-2.
- [18] Jhy-Cherng Tsai, Chin-Ming Shih, Computer-Aided linear tolerance

- analysis and optimal tolerance distribution for cylindrical machined parts[C], DECT'98, Atlanta, Georgia, USA, (1998), 9.
- [19] 方红芳、吴昭同.一种设计和工序公差计算机辅助并行设计方法研究[J].中国机械工程, 1995, 6(6): 25-27.
- [20] 方红芳.设计公差和工序公差并行设计的研究[D].杭州:浙江大学博士论文, 1997.
- [21] 胡洁、吴昭同.计算机辅助形位公差大小的最优分配工程设计[M]. 2000, 25(4): 28-31.
- [22] 方红芳、吴昭同.一种新的设计公差数学模型的研究[J].机械工业自动化, 1997, 19(4): 23-26.
- [23] *WuShaotong, Computer-aided tolerance optimization design, Zhejiang University Press, 1999 (in Chinese)* 吴昭同, 杨将新, 计算机辅助公差优化设计.浙江大学出版社, 1999.
- [24] 柴国柱.面向装配的尺寸链及其链节模型的自动生成[D].哈尔滨工业大学硕士学位论文, 2000:4~6.
- [25] 田文键.现代CAD中的公差信息表示方法的研究[J].中国机械工程, 1996, 7(4): 59-61.
- [26] 冯之敬.机械制造工程原理[M].北京:清华大学出版社, 1999.
- [27] 谢峰, 方伟.零件装配中动态尺寸链的应用[J].组合机床. 2006(11):69-71.
- [28] 杨沿平.机械精度设计与检测技术基础[M].北京:机械工业出版社, 2004:173-174.
- [29] 苗恩铭.关于零件热变形数值计算误差补偿研究[J].现代机械, 2003(3):25-28.
- [30] 刘惟信编.汽车车桥设计[M].北京:清华大学出版社, 2004:1-12.
- [31] 王望予.汽车设计[M].北京:机械工业出版社, 2000:99-100.
- [32] 陈家瑞.汽车构造(下册)[M].北京:机械工业出版社, 2000:177-178.
- [33] 战权理.汽车试装技术[M].北京:北京理工大学出版社. 2000:151-153.
- [34] SKF集团.SKF轴承综合型录[M].SKF集团, 2003:201~215.
- [35] 武莉莉, 方东阳, 高琳.受力变形对公差与配合设计的影响[J].河南纺织高等专科学校学报, 2005, 17(2): 7-9.
- [36] 黄岩.工程弹性力学[M].北京:清华大学出版社, 2000.
- [37] 刘鸿文.材料力学(下)[M].北京:高等教育出版社, 1998.
- [38] 机械设计手册编委会.机械设计手册(新版)第2卷[M].北京:机械工业出版社, 2004:6-163-6-180.
- [39] 机械设计手册编委会编著.机械设计手册(第三版)第二卷[M].北京:机

- 械工业出版社, 2004. 8.
- [40] 唐白玉、邴丽荣. 后桥主齿轴承预紧力的力学分析及可压缩隔套的设计, 汽车技术[J]. 10, 2001:18-20.
- [41] 杨叔子, 杨克冲. 机械工程控制基础[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1984.
- [42] 左健民, 王晓峻, 王积伟. 双模 Fuzzy 控制的研究与实现[J]. 东南大学学报, 1997.11 27 卷(6):34-38.
- [43] 何清华, 曾益昆. 基于模糊 PID 的液压同步控制[J]. 机械与电子, 2001 (1):13-15.
- [44] 徐克林, 卢坚德. 液压系统模糊控制技术应用研究[J]. 内燃机, 1997(2):11-14.
- [45] 陶永华, 尹怡欣, 葛芦生. 新型 PID 控制及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [46] 左健民. 模糊参数自适应控制技术在液压调速系统中的应用研究[J]. 机床与液压, 1998 (2):9-11.

攻读硕士学位期间发表的论文

- [1] 林巨广、王金龙、杨韶明、孙梅、任永强，汽车主锥总成跳动矢量测量系统，机械工程师，已录用待发表。