

分类号: TH132

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210120150



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 高速三点球轴承主动散热方
法研究

论 文 作 者 凌鑫

校 内 导 师 王风涛（副教授）

校 外 导 师

专业学位类别 机 械

研究方向（领域） 轴承散热

论文提交日期: 2024 年 5 月 31 日

分类号：TH132

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2210120150

高速三点球轴承主动散热方法研究

RESEARCH ON ACTIVE HEAT DISSIPATION METHOD OF HIGH SPEED THREE-SPOT BEARING

学生姓名： 凌鑫

指导教师： 王风涛（副教授）

专 业： 机 械

研究方向： 轴承散热

论文答辩日期： 2024 年 05 月 25 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名： 

日期：2024 年 5 月 31 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本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和汇编本学位论文。

本学位论文属于

保 密 ☐，在 年解密后适用本版权书。

不保密 ☒。

学位论文作者签名：章 鑫

日期：2024 年 5 月 31 日

指导教师签名：王风涛

日期：2024 年 5 月 31 日

高速三点球轴承主动散热方法研究

摘 要

作为航空发动机主轴中“五支点轴承”的典型零件，三点接触球轴承服役性能直接影响航空发动机整机工作的可靠性。然而，受航空发动机服役工况的影响，三点接触球轴承需要在高速、乏油、高温、重载等极限工况下稳定工作，以致其不得不面对极限工况所带来的高温挑战，严重影响轴承自身及航空发动机的服役稳定性。因此，本文以三点接触球轴承为研究对象，进行生热及散热机理研究，以期获得一种有效的三点接触球轴承主动散热方法，主要研究内容如下：

（1）建立了三点球轴承拟静力学分析模型，基于局部法计算轴承生热功耗，发展了三点接触球轴承生热分析方法，分析了工况和结构参数对三点球轴承生热的影响。结果表明：在改变轴承转速和载荷力的工况下，外圈滑动摩擦和内圈自旋摩擦功耗占比较大；在改变轴承的沟曲率系数和初始接触角的结构参数时，球的自旋摩擦和外圈差动摩擦功耗占比较大。

（2）利用热网格法建立了三点球轴承热分析模型，在构建热传递模型时，根据轴承的结构，润滑油的特性等参数，计算出换热系数和各节点间的热阻，再建立各节点的热平衡方程，求得每一个温度节点的温度，同时通过改变工况条件来探究轴承节点的温度变化情况。结果表明：三点接触球轴承在高速运转的过程中温度较高的节点主要

是球与内外圈接触点，内圈温度以及主轴温度。

(3) 利用有限元法对三点球轴承模型进行分析，建立带有主动外圈的三点球轴承散热模型，建立流固耦合模型，分析轴承主动散热温度场变化，从而对轴承主动散热的效率进行分析。设置了不同的入油口油温，从而分析在不同的油温下，三点球轴承主动外圈散热效率的变化，经过分析计算，轴承外圈的平均温度相较于没有螺旋槽的轴承外圈降低了约 20%，散热效果良好。

(4) 最后通过对高速三点球轴承进行试验验证，对设计有主动外圈的三点球轴承进行散热试验，进而验证理论分析及仿真结果。对三点球轴承在改变转速，改变入口油温等条件下对轴承进行试验验证，试验结果显示在有轴承外圈螺旋槽散热的工况下，轴承外圈的温度明显降低，与前文的散热分析结果一致。

本文基于拟静力学对三点球轴承在高速的工况下轴承的功耗和节点温度进行了分析，设计了针对三点球轴承的主动外圈散热并对散热结果进行分析，为高速三点球轴承主动外圈散热的设计提供依据，具有一定的应用价值。

关键词：三点球轴承，螺旋槽，轴承散热，计算流体力学，流固耦合

RESEARCH ON ACTIVE HEAT DISSIPATION METHOD OF HIGH SPEED THREE-SPOT BEARING

ABSTRACT

As a typical part of "five-point bearing" in aero engine spindle, the service performance of three-point contact ball bearing directly affects the reliability of the aero engine. However, affected by the service conditions of aviation engines, three-point contact ball bearings need to work stably under extreme conditions such as high speed, depleted oil, high temperature and heavy load, so that they have to face the high temperature challenges brought by extreme conditions, which seriously affects the service stability of bearings themselves and aviation engines. Therefore, this paper takes three-point contact ball bearing as the research object to study the mechanism of heat generation and heat dissipation, in order to obtain an effective active heat dissipation method of three-point contact ball bearing. The main research contents are as follows:

(1) The pseudo-static analysis model of three-point ball bearing was established, and the heat generation analysis method of three-point contact ball bearing was developed based on the local method to calculate the heat generation power of bearing, and the influence of working conditions and structural parameters on the heat generation of three-point

ball bearing was analyzed. The results show that the power consumption of outer ring sliding friction and inner ring spin friction is relatively large under the condition of changing bearing speed and load force. When the structural parameters of the groove curvature coefficient and the initial contact Angle of the bearing are changed, the power consumption of the ball spin friction and the outer ring differential friction is relatively large.

(2) The heat grid method is used to establish a three-spot bearing thermal analysis model. When building the heat transfer model, the heat transfer coefficient and thermal resistance between nodes are calculated according to the bearing structure, lubricating oil characteristics and other parameters, and then the heat balance equation of each node is established to obtain the temperature of each temperature node. At the same time, the temperature change of bearing nodes is explored by changing the working conditions. The results show that the nodes with high temperature in the process of high-speed operation of three-point contact ball bearings are mainly the contact point between the ball and the inner ring, the temperature of the inner ring and the temperature of the spindle.

(3) The finite element method is used to analyze the three-penalty bearing model, establish the three-penalty bearing heat dissipation model with active outer ring, establish the fluid-structure coupling model, analyze the change of bearing active heat dissipation temperature field, and then analyze the efficiency of bearing active heat dissipation.

Different inlet oil temperatures were set to analyze the change of heat dissipation efficiency of the three-ball bearing active outer ring under different oil temperatures. After analysis and calculation, the average temperature of the bearing outer ring was reduced by about 20% compared with the bearing outer ring without spiral groove, and the heat dissipation effect was good.

(4) Finally, through the test verification of high-speed three-ball bearing, the heat dissipation test of the three-ball bearing with an active outer ring is carried out to verify the theoretical analysis and simulation results. Under the conditions of changing speed and inlet oil temperature, the test results show that the temperature of the bearing outer ring decreases significantly under the condition of heat dissipation by spiral groove of the bearing outer ring, which is consistent with the heat dissipation analysis results mentioned above.

In this paper, based on quasi-static analysis, the power consumption and node temperature of three-ball bearing under high-speed working conditions are analyzed, and the active outer ring heat dissipation for three-ball bearing is designed and the heat dissipation results are analyzed, which provides a basis for the design of high-speed three-ball bearing active outer ring heat dissipation.

Key words: three-spot bearing, spiral groove, bearing heat dissipation, computational fluid dynamics, fluid-structure couplin.

目录

摘 要	I
ABSTRACT	III
第 1 章 绪论	1
1.1 研究背景与意义	1
1.1.1 研究背景	1
1.1.2 研究意义	3
1.2 国内外研究现状	4
1.2.1 轴承生热模型研究现状	4
1.2.2 轴承散热模型研究现状	6
1.3 主要研究内容	6
第 2 章 高速三点球轴承热功耗分析	8
2.1 三点接触球轴承静力学模型	8
2.1.1 变形几何关系	8
2.1.2 接触负荷的确定	11
2.1.3 平衡方程及其求解	12
2.1.4 静力学模型验证	13
2.2 三点接触球轴承拟静力学模型	16
2.2.1 三点接触球轴承拟静力学模型验证	20
2.3 高速三点球轴承热功耗模型	21
2.3.1 三点接触球轴承局部法生热计算	21
2.4 三点球轴承热功耗案例计算	24
2.5 本章小结	27
第 3 章 高速三点球轴承的生热模型分析	28
3.1 三点接触球轴承热网格模型	28
3.1.1 节点间的热阻	28
3.2 三点接触球轴承拟静力学-热耦合分析模型	32
3.2.1 三点球轴承的热变形计算	32
3.2.2 数值求解	33
3.3 三点球轴承热节点案例计算	34

3.4 本章小结	36
第4章 高速三点球轴承主动散热分析	37
4.1 高速三点球轴承主动散热模型分析	37
4.1.1 简化模型及控制方程的建立	37
4.2 流体的边界条件	39
4.2.1 流体温度场的边界条件	39
4.2.2 边界条件的确定	39
4.3 算法的选择	39
4.4 轴承外圈散热结构流场的仿真分析	40
4.4.1 流场的仿真计算	40
4.4.2 轴承散热与入口流体温度的关系	42
4.4.3 轴承散热与流体初始速度的关系	44
4.4.4 轴承散热与外圈结构的关系	45
4.5 轴承散热系统分析	47
4.6 本章小结	48
第5章 高速三点球轴承散热试验验证	49
5.1 试验目的	49
5.2 轴承温升试验	49
5.2.1 试验设备及试验方法	49
5.2.2 试验结果及分析	50
5.3 轴承主动外圈散热试验	52
5.3.1 试验设备	52
5.3.2 试验过程	53
5.3.3 试验结果分析	53
5.3.4 试验结论	56
5.4 本章小结	56
第6章 结论和展望	58
6.1 结论	58
6.2 展望	59
参考文献	60
攻读硕士学位期间发表的学术论文及参研项目	65
致谢	66

第 1 章 绪论

1.1 研究背景与意义

1.1.1 研究背景

航空发动机设计、制造是我国亟待解决的一项专项技术。其中，航空高转速发动机是整个国家发展战略的核心动力之一，主轴轴承是航空发动机最关键的运行部件。航空发动机主轴轴承是维持航空发动机转子正常工作的重要部件，是航空发动机中最重要的一环，如图 1-1 所示。航空发动机的发展方向逐渐向高可靠性和耐久性、低耗油率、大推重比等靠拢^[1-2]，作为航空发动机主要关键组件的主轴轴承其工况也日趋恶劣，对于现代航空发动机而言，其主轴轴承的 dn 值已超过了 $3 \times 10^6 \text{ mm.r/min}$ ^[3-4]，通常认为 dn (轴承内径(mm)×转速(r/min))值超过 $0.6 \times 10^6 \text{ mm.r/min}$ 的轴承即为高速轴承。

航空发动机主轴上的轴承形式主要有三个支点和五个支点两种形式，最常见的转子支撑结构有五个支撑的支点，如图 1-2 所示，发动机主轴的支撑轴承主要有两种：圆柱滚子轴承和三点球轴承。其中一、三号轴承为三点球轴承，位于低中压压气机的两端，三、四、五号轴承为圆柱滚子轴承，位于高压压气机和燃烧室的支撑处。三点接触球轴承的工况条件是径向载荷为主轴上的转子、盘、叶片等的重量，轴向载荷为作用在转子上气动力的轴向合力，随飞机的运行情况增减。正常的工作情况为两点接触，要避免三点接触产生的滑动加剧、摩擦热加剧、接触温度升高导致的抱轴烧坏的情况。



图 1-1 航空发动机及轴承示意图

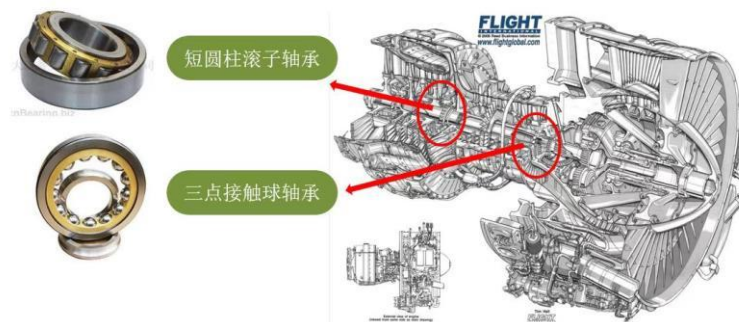


图 1-2 发动机主轴五支点轴承支撑形式

图 1-3 为三点接触球轴承形成示意图，将一个套圈切去宽度为 g 的部分（垫片宽度），将剩余的两个半圈装配在一起，进而形成新的套圈。其中， g 值的大小也是两个半圈的曲率中心距离。根据切去的套圈不同，三点接触球轴承可分为双半内圈型轴承^[5]和双半外圈型轴承^[6]。当轴承转速不断增加的时候，轴承受到了离心力的作用，双半外圈轴承的外圈接触角将会变小，造成三点接触的情况，对于在中等转速条件下工作的轴承较为适合。而对于双半内圈轴承而言，内圈的接触角增大，有利于避免三点接触的情况，更适合在高速工况条件下工作。三点接触球轴承与普通角接触球轴承的相比较：在轴承只承受径向载荷的情况下，三点接触球轴承由两个半圈共同承担载荷；三点接触球轴承由于使用了整体保持架，因此具有更高的速度特性；三点接触球轴承可以承受双向的轴向载荷；由于其轴向游隙相比同尺寸的角接触球轴承要小，其具有更小的轴向窜动^[7-8]。

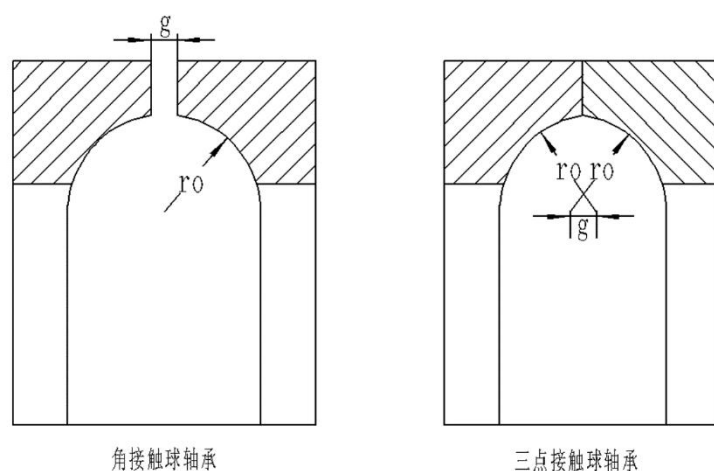


图 1-3 三点接触球轴承形成示意图

近年来，航空发动机主轴轴承故障形式研究显示：由于轴承材料的不断更替

迭代,主要是轴承钢或者更好的 W、Mo 工具钢,虽然提高滚动轴承的疲劳寿命,疲劳已经不是高速主轴轴承的主要失效形式,主要失效形式演变为因高 dn 值所带来的轴承磨损、轴承温度过高、冲击频繁带来的振动^[9-10],如图 1-4 所示,更严重的会产生抱轴和断轴等灾难性事故。三点接触球轴承在较高转速的运转工况下经常出现诸如保持架涡动、滚动体打滑等动态不稳定性,那么轴承工作时就产生了热量且无法及时散出,磨损严重,致使主轴的温度高达 300°C 以上,甚至整个主轴转子系统都会产生剧烈的振动,严重地影响了轴承寿命及可靠性。所以分析三点接触球轴承在高 dn 值工作条件下的动态特性是一项不可或缺的关键性研究。本文主要针对三点球轴承在高速运行工况下产热以及散热性能进行研究。

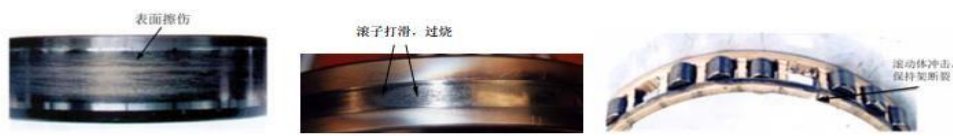


图 1-4 高速滚动轴承失效形式

高速发动机在运行时转速和负载都很高,因此轴承通常处于高温的工况下,然而轴承材料无法一直在这样的工况下运行,此时如果没有润滑,轴承将在几秒钟内失效^[11-13]。因此,高速发动机轴承必须通过连续的油流进行润滑和冷却,轴承中通过摩擦产生的热量传递到润滑油中,但润滑油本身的散热能力有限,只有在其温度未达到临界极限时才能散热^[14-15]。当达到甚至超过临界极限时,润滑油将发生化学分解并失去润滑性能,随后将对轴承造成有害影响。润滑油通常通过利用旋转产生的离心力通过内圈中的孔流入轴承,在流经轴承的过程中,机油不断地从内圈、滚动元件和轴承保持架中排出热量,直到到达外圈。但此时润滑油温度已经升高,从外圈散热的能力大大降低。理想状态下,为轴承提供不断的润滑油也是不切实际的,因为机油量的增加会导致轴承室中的损耗增加,并增加对发动机润滑系统在冷却、重量等方面的要求,因此对三点接触球轴承散热系统的设计具有重要的理论价值和研究意义。

1.1.2 研究意义

对于高速发动机轴承,其良好的散热性能在防止因高温导致的表面烧伤和内部零件粘接等失效模式中有着重要的作用,同时对于减少因轴承加热引发的变形也有不可忽视的作用。本文深入剖析了高速三点球轴承的生热机制与散热途径,

进而识别出影响轴承在高速工作环境下散热效果的关键因素。在此基础上,进一步探讨了轴承的有效散热方法,为了降低轴承在运行工况下的温度升高情况,从而提升轴承在高速运行工况下的稳定性。轴承作为发动机主轴的核心组件,其温度上升情况以及温度分布的均衡性,直接关乎着主轴系统的运行效能与耐用年限。因此对三点球轴承在高速运转时的散热性能进行深入研究和优化,不仅有助于改善轴承自身的运行状况,更能显著增强发动机的整体性能,对于提升发动机的工作效率和延长使用寿命具有重要意义。

传统的轴承散热方法就是将轴承在运转工况下产生的热量通过润滑油的流动带走,进而给高速运转的轴承进行散热,然而润滑油自身的散热能力是有限的,润滑油最终会达到热平衡,从而无法再给轴承提供足够的散热性能,因此给轴承进行主动散热的设计有着重要的意义。现有的对轴承进行主动散热的设计并不完善,因此对轴承主动散热方法进行新的设计对提升高速轴承主动散热效率具有重要的意义。

1.2 国内外研究现状

在高速重载的工作条件下,三点球轴承在摩擦力的作用下会积累大量的热量。由于轴承内部结构复杂且润滑油的流量是有限的,这些热量难以迅速且有效地散发出去,进而使得轴承部件的温度逐渐攀升。随着温度的持续上升,热变形现象愈发显著,轴承所承受的接触载荷也随之不断增加。这不仅加剧了轴承的磨损,而且缩短了轴承的使用寿命,而且容易引发过早的疲劳失效,这种失效不仅削弱了轴承的承载能力,还可能对整个机械系统的稳定运行造成不良影响。因此,对高速三点球轴承进行热特性分析显得尤为重要。

1.2.1 轴承生热模型研究现状

目前,热特性分析主要采用两类方法:有限元法^[16-17]和热网络法^[18-19]。其中,热网络法通过合理分配热节点来模拟整个热量传递过程,这些热节点具体代表了轴承系统中不同部件或润滑油中特定点的温度状态。建立了平衡方程组,求解出系统的温度场,进而对轴承的瞬态和稳态热性能进行分析。而有限元法则是基于有限元的思想,将系统离散化后进行数值计算,从而求得所需的热特性结果。这两种方法各具特色,在轴承热特性分析中发挥着重要作用。通过综合运用这两种方法,我们可以更全面地了解轴承在高速重载条件下的热行为,为优化轴承设计

和提高系统性能提供有力支持。

Palmgren^[20]通过一系列实验,深入探究了各类轴承的性能,并基于这些实验数据成功推导出了摩擦力矩的计算公式,该公式至今仍被广泛使用。Harris^[21]等则利用摩擦力矩进一步计算了滚子与滚道摩擦、润滑油拖动以及保持架与套圈摩擦等来源的摩擦生热,并提供了针对不同传热方式的热阻计算方法,成功建立了热网络传热分析模型,并详细阐述了其求解方法。Nélias^[22]等针对同时承受径向和轴向载荷的角接触球轴承进行了深入研究,他们在拟动力学分析中结合了弹流润滑模型,进而提出了生热量的计算方法,并重点探讨了保持架与套圈和球摩擦所产生的热量。Rumbarger^[23]认识到轴承腔内润滑油与空气并存的特点,因此引入了油气混合比例因子,以更精确地计算润滑油的拖动力摩擦功耗。Jorgensen^[24]则建立了考虑热变形的力学模型,他利用摩擦力矩来计算生热量,并成功构建了高速工况下主轴轴承稳态的三维传热模型。Li^[25]等人则将热网络法与有限元法相结合,并融入了动力学因素,从而建立了一个全新的热分析模型。基于这一模型,他们深入分析了不同工况对轴承热性能的影响。Pouly^[26]等人在前人研究的基础上,进一步考虑了润滑油在流动过程中带走的热量,为轴承热性能的全面分析提供了更为完整的框架。

在国内,杨咸启^[27]利用热平衡方程计算了主轴轴承各个节点的温度。陈观慈^[28]等分析了不同工况下局部生热法和总体生热法的影响,得出应用局部生热计算轴承功率损耗更贴合实际。康辉民^[29]等分析了轴承在主轴刚启动时温度变化最快且供油量等对轴承温升在一定范围内影响较大。王燕霜等^[30]将轴承拟静力学分析方法得到的结果代入到有限元分析模型中,计算了不同工况下的轴承分布。苏壮^[31]等在有限元分析方法中,证明了边界条件按热流密度体积生热率来计算摩擦热比按体积生热率热流密度计算摩擦热得到的结果更为理想。梁群和刘晓玲^[32]在得到了角接触球轴承的温度场后,将其作为边界条件,分析了轴承的非牛顿热弹流问题。马志涛^[33]等结合有限元分析软件分析了不同转速和不同运动粘度的润滑油对轴承温度场的影响。于洁等^[34-35]对高速球轴承进行理论和试验研究后认为,轴承在稳定运转的工况下,转速的增加和外加的轴向载荷的变化是造成轴承总生热量的主要因素。

1.2.2 轴承散热模型研究现状

1980 年, 杨世铭^[36]教授分别就热能传递的三种基本方式进行了系统的理论阐述。他认为, 在滚子轴承散热系统的热传导过程当中, 由于材料的导电性, 固体中有相当多的自由电子在晶格之间像气体分子那样运动, 这种运动在导电轴承材料的导热中起着主要作用。之后, 西安交通大学陶文铨^[37]教授, 对杨世铭基本传热方式理论研究进一步深化, 应用数值方法对复杂情况下的流体换热问题进行了深入研究, 创造性的应用有限差分法对对流—扩散方程进行格式化分类, 进行稳定性的分析。

杨成启在针对轴承试验工况条件的研究中, 提出了热流网格交换法。他强调, 这种方法特别适用于发热量相对稳定的轴承散热系统。尽管热流网格交换法得到的仅为近似解, 但其优势在于能够同时考虑多种传热形式, 并产生与实际情况相吻合的计算结果, 因此该方法现已得到广泛应用。在 2008 年, 王黎钦^[38]、陈观慈等人针对高速圆柱滚子轴承的散热问题进行了深入研究, 他们以单个轴承系统作为具体研究对象, 采用有限元法进行了系统的分析。

对轴承散热问题的研究进行总结后, 发现利用数值模拟计算、热分析软件模拟、通过试验数据对比验证是当前的研究主要在三个方向。在探讨这些方面时, 大部分研究都简化了轴承的散热模型, 对轴承内部的传热过程有更多的侧重, 从轴承外部的角度来探讨散热问题的研究很少出现, 因此这是一个值得深入研究的方向。本文在深入分析轴承外圈螺旋槽流场散热特性的基础上, 对轴承散热系统进行了结构上的改进与创新。通过这一研究能够为轴承散热问题的解决提供新的思路和方法, 推动轴承散热技术的进一步发展。

1.3 主要研究内容

本文主要是通过提升高速三点球轴承的散热性能, 保证高速三点球轴承在高温工况下的正常工作, 对轴承的生热过程进行分析, 并对轴承的散热结构进行研究, 得到轴承的主动散热结构对轴承散热效率的影响。

本文的主要研究内容分为四个部分。

第一部分为轴承的热功耗分析。在分析时首先对三点接触球轴承进行了静力学模型的探究, 在此过程中, 对三点接触球轴承中的平衡方程进行求解, 获取球与套圈之间的接触载荷和接触角, 及时调整轴承套圈的移动, 对平衡方程进行不

断求解，直到球和套圈之间的受力达到平衡状态。将模型求解结果与商业软件、文献资料对比分析，验证模型的准确性，并为热力耦合程序和动力学程序提供初值。基于拟静力学模型，研究了工况和结构参数对三点球轴承生热的影响，利用局部法对三点球轴承进行热功耗计算。

第二部分为高速三点球轴承的热分析。根据前文编写的三点接触球轴承局部功耗的计算程序，采用热网格法建立了三点接触球轴承的热力耦合模型，对三点接触球轴承，首先对热节点进行了详细的划分，接着编写了与热传递分析相关的模块，以便精确求得轴承各节点的温度。在获得温度数据后，将轴承各部件在温度升高后因热膨胀导致的变形问题考虑进去，对轴承的热变形情况进行计算，监测轴承各部件的温度变化，直至各部件温度达到相对稳定，进而获得稳态的各个节点的温度，对三点球轴承的主要的温度节点进行分析。

第三部分为高速三点球轴承的主动散热分析。对高速三点接触球轴承进行散热过程的仿真分析，首先建立三点接触球轴承主动外圈螺旋槽散热模型，并在仿真软件中对建立好的模型进行各种条件的设置，最后对仿真结果进行分析。通过分析了入口油温，流体入口流速，流体流量变化三个条件对轴承外圈温度的影响，得到了相应的结论。对新设计的主动外圈螺旋槽进行仿真分析，将分析结果与现有设计的外圈螺旋槽进行对比，并得出了相应的结论。

第四部分为高速三点球轴承的散热试验验证。对三点接触球轴承进行生热试验，对设计有主动外圈螺旋槽的三点接触球轴承进行散热试验，将试验结果与前文的仿真分析进行对比，并得出相应的结论。

第2章 高速三点球轴承热功耗分析

在考虑到轴承结构参数受热效应影响的条件下,本章依据实际应用的场景和需求,构建了三点球轴承的拟静力学-热耦合分析模型。该模型考虑了热效应与力学之间的相互作用,揭示了在热条件下轴承性能的变化规律。通过这一模型,系统地研究了三点球轴承在稳态条件下的功率损耗问题,分析了不同参数对功率损耗的影响机制。该研究不仅丰富了轴承热分析的理论体系,也为实际工程中轴承的设计和应用提供了理论支持。

2.1 三点接触球轴承静力学模型

当三点球轴承受到轴向力后其接触角会发生变化,三点球轴承在受到轴向力后稳定时的接触角为:

$$\frac{F_a}{ZK_n(BD)^{1.5}} = \sin\alpha \left(\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha} - 1 \right)^{1.5} \quad (2-1)$$

$$K_n = (K_i^{-2/3} + K_o^{-2/3} + K_o^{-2/3})^{-1.5} \quad (2-2)$$

上式中: K_n ——滚动体与滚道间接触点的变形常数; K_i 、 K_o ——滚动体与内外圈的变形常数; F_a ——轴向力; Z ——滚动体个数; $B = f_o + f_i - 1$; f_i 、 f_o ——沟曲率半径系数; D ——滚动体的直径; f_i ——未承受载荷的初始接触角。

2.1.1 变形几何关系

在图 2-4 中, XYZ 和 xyz 分别为三点接触球轴承的外圈和内圈两个套圈上的直角坐标系,由于外圈是固定在轴承座上的,定义外圈为惯性坐标系(基准坐标系)。其中, X 轴与主轴的轴线平行, Z 轴和径向载荷方向正好相反, Y 轴正向按右手法则判断。坐标原点定位于套圈的几何中心上。当不受倾覆力矩的时候,内圈和外圈之间没有相对位移,两个坐标轴完全重合。 $x_a y_a z_a$ 称为滚动体方位坐标系,其中 x_a 轴与 X 轴相平行, z_a 轴与钢球几何中心在惯性坐标系 XYZ 的位置矢量 $\vec{r}_b$ (由不同滚动体的方位角确定) 的径向分量相平行, x_a 轴与主轴方向平行、 y_a 轴由右手法则确定, $x_a y_a z_a$ 坐标系的原点取在钢球的几何中心。

三点接触球轴承承受径向负荷(主要为主轴上的零件的重量)、轴向负荷(作用在转子上气动力的合力)和倾覆力矩的联合作用(由安装误差引起)。因此,内圈相应有三个自由度平动,即相对外圈在轴向上移动 δ_a 、相对外圈在径向上移

动 δ_r 和相对外圈的偏斜角 β 。外圈因固定不动，所以对外圈而言 $\delta_a = \delta_r = \beta = 0$ 。

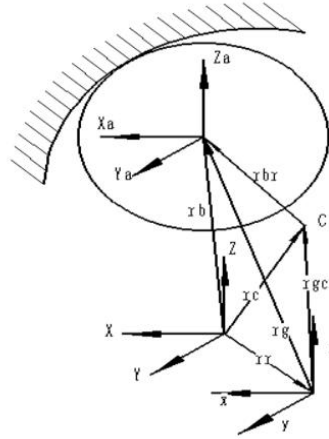


图 2-4 坐标系示意图

在图 2-4 中， $\vec{r}_r$ 表示套圈中心的在惯性坐标系下的位置矢量， $\vec{r}_b$ 为钢球中心在惯性坐标系下的位置矢量， $\vec{r}_g$ 表示球心与内圈中心在惯性坐标系下的相对位置矢量， C 点为套圈沟槽与球接触处的套圈曲率中心， $\vec{r}_{gc}$ 为 C 点与套圈中心相对位置矢量， $\vec{r}_{br}$ 为滚动体中心与 C 点的相对位置矢量， $\vec{r}_c$ 为 C 点的位置矢量。其中：

$$\vec{r}_r = \begin{Bmatrix} \delta_a \\ 0 \\ \delta_r \end{Bmatrix} \quad (2-3)$$

$$\vec{r}_b = \begin{Bmatrix} x \\ -r \sin(\psi) \\ r \cos(\psi) \end{Bmatrix} \quad (2-4)$$

式中： x, r, ψ 为球心在惯性圆柱坐标的位置，由此可得：

$$\vec{r}_g = \vec{r}_b - \vec{r}_r = \begin{Bmatrix} x - \delta_a \\ -r \sin(\psi) \\ r \cos(\psi) - \delta_r \end{Bmatrix} \quad (2-5)$$

将 $\vec{r}_g$ 转换到内圈坐标系 xyz 中，

$$\vec{r}_g^r = [T_{ir}] \vec{r}_g \quad (2-6)$$

其中：转换矩阵 $[T_{ir}]$ 为：

$$[T_{ir}] = \begin{Bmatrix} \cos(\beta) & 0 & -\sin(\beta) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\beta) & 0 & \cos(\beta) \end{Bmatrix} \quad (2-7)$$

由于 β 很小故 $\cos\beta\approx 0$, $\sin\beta\approx\beta$, 则

$$[T_{ir}] = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -\beta \\ 0 & 1 & 0 \\ \beta & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (2-8)$$

整理后得:

$$\vec{r}_g^r = \begin{pmatrix} x - \delta_a - \beta(r \cos \psi - \delta_r) \\ -r \sin(\psi) \\ \beta(x - \delta_a) + r \cos(\psi) - \delta_r \end{pmatrix} \quad (2-9)$$

由 $\vec{r}_g^r$ 的分量来确定钢球关于套圈坐标系 xyz 的方位角 ψ' , 则

$$\psi' = \arctan\left(\frac{r \sin \psi}{\beta(x - \delta_a) + r \cos(\psi) - \delta_r}\right) \quad (2-10)$$

由此 $\vec{r}_{gc}$ 在内圈坐标系 xyz 中可表示为:

$$\vec{r}_{gc}^r = \begin{pmatrix} c \\ -R \sin \psi' \\ R \cos \psi' \end{pmatrix} \quad (2-11)$$

式中: R 为滚道沟槽曲率中心轨迹半径, 对内圈 $R = R_i = 0.5D_m + (f_i + 0.5)D_b \cos \alpha_o$, 对外圈 $R = R_e = 0.5D_m - (f_e - 0.5)D_b \cos \alpha_o$,

其中: D_m ——三点接触球轴承节圆直径;

f_i ——内滚道曲率半径系数;

f_e ——外滚道曲率半径系数;

D_b ——钢球直径;

$$\alpha_o = \arccos\left[1 - \frac{s_a}{2BD_b} - \frac{(2f_i - 1)(1 - \cos \alpha_s)}{2B}\right];$$

S_d ——径向装配游隙: $B = f_e + f_i - 1$;

α_s ——垫片角, $\alpha_s = \arcsin[h/(2f_i - 1)D_b]$;

h ——垫片厚度;

对内滚道而言, 左边半个内滚道 $c = -h/2$, 右边半个内滚道 $c = h/2$, 对外滚道而言 $c=0$;

这样可得:

$$\vec{r}_c = \vec{r}_{gc} + \vec{r}_r = [T_{ir}'] \vec{r}_{gc}^r + \vec{r}_r$$

$$= \begin{pmatrix} c + \beta R \cos \psi' + \delta_a \\ -R \sin \psi' \\ R \cos \psi' - c\beta + \delta_r \end{pmatrix} \quad (2-12)$$

$$\vec{r}_{br} = \vec{r}_b + \vec{r}_c$$

$$= \begin{pmatrix} x - c - \beta R \cos \psi' - \delta_a \\ -r \sin(\psi) + R \sin \psi' \\ r \cos(\psi) - R \cos \psi' + c\beta - \delta_r \end{pmatrix} \quad (2-13)$$

将 $\vec{r}_{br}$ 向球的方位坐标系 $x_a y_a z_a$ 中转化, 得:

$$\vec{r}_{br}^a = [T_{ia}] \vec{r}_{br} = \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{pmatrix} \quad (2-14)$$

式中:

$$[T_{ia}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \psi & \sin \psi \\ 0 & -\sin \psi & \cos \psi \end{bmatrix} \quad (2-15)$$

$$a_1 = x - c - \beta R \cos \psi' - \delta_a$$

$$a_2 = -R \sin(\psi - \psi') - \delta_r \sin \psi + \beta c \sin \psi$$

$$a_3 = -R \cos(\psi - \psi') + r - \delta_r \cos \psi + \beta c \cos \psi$$

若滚动体与套圈之间存在法向接触力, 法向接触力方应为矢量 $\vec{r}_{br}$, 因此用矢量 $\vec{r}_{br}^a$ 在滚动体的方位坐标系中描述接触角, 即

$$\alpha_1 = \arctg \frac{a_1}{a_3} \quad (2-16)$$

$$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{-a_2}{\sqrt{a_1^2 + a_3^2}} \right) \quad (2-17)$$

而滚动体与滚道的接触变形应为:

$$\begin{aligned} \delta &= |\vec{r}_{br}^a| - (f - 0.5)D_b \\ &= \sqrt{a_1^2 + a_2^2 + a_3^2} - (f - 0.5)D_b \end{aligned} \quad (2-18)$$

对内滚道而言 $f = f_i$, 对外滚道而言 $f = f_e$ 。如果 $\delta < 0$, 则说明滚动体与滚道之间没有发生接触; 如果 $\delta > 0$, 则表明滚动体与滚道之间由于接触力存在而产生弹性变形。

2.1.2 接触负荷的确定

当 $\delta \geq 0$ 以后, 表明滚动体与滚道之间存在接触, 该法向接触力由赫兹理论确

定：

$$Q = K_n \delta^{3/2} \quad (2-19)$$

式中： $K_n = \left(\frac{2}{\delta^* \bar{\rho}}\right)^{3/2} \frac{2E\bar{\rho}}{3}$

$$E = 1 / \left(\frac{1-\mu_1}{E_1} + \frac{1-\mu_2}{E_2} \right)$$

E_1, μ_1 ——滚动体弹性模量与泊松比；

E_2, μ_2 ——滚动体弹性模量与泊松比；

$\bar{\rho} = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$ 即滚动体与滚道在接触点的主曲率之和；

$$\delta^* = \frac{2\varepsilon_1}{\pi} \left(\frac{\pi k^2}{2\varepsilon_2} \right)^{1/3}$$

$K=b/a$ ，其中： a, b ——接触椭圆长、短轴半径；

$$\varepsilon_1 = \int_0^{\pi/2} (1 - e^2 \sin^2 \varphi)^{-1/2} d\varphi, \text{ 其中 } e = \sqrt{1 - k^2};$$

$$\varepsilon_2 = \int_0^{\pi/2} (1 - e^2 \sin^2 \varphi)^{-1/2} d\varphi;$$

当已知 k 时， $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ 采用数值法积分，当 a, b 未知时， k 须由下式迭代求得：

$$\frac{(1 + k^2)\varepsilon_2 - 2k^2\varepsilon_1}{(1 - k^2)\varepsilon_2} = \frac{|(\rho_{11} - \rho_{12}) + (\rho_{21} + \rho_{22})|}{\bar{\rho}} \quad (2-20)$$

2.1.3 平衡方程及其求解

在惯性坐标系的轴向和径向各个滚动体受力分别平衡，则有

$$\sum_{j=1}^3 Q_j \sin \alpha_{1j} \cos \alpha_{2j} = 0 \quad (2-21)$$

$$\sum_{j=1}^3 Q_j \cos \alpha_{1j} \cos \alpha_{2j} = 0 \quad (2-22)$$

式中： $j=1, 2, 3$ 分别表示滚动体与外圈、左半内圈和右半内圈接触。

在惯性坐标系中对内外圈分别建立平衡方程：

$$\sum_{i=1}^N Q_i \sin \alpha_{1i} \cos \alpha_{2i} + F_x = 0 \quad (2-23)$$

$$\sum_{i=1}^N Q_i \sin \alpha_{1i} \cos \alpha_{2i} \cos \psi_i + F_r = 0 \quad (2-24)$$

式中： i 为在各个方位角的滚动体； F_x 和 F_r 分别为外界施加在三点接触球轴承的轴向和径向载荷， ψ_i 为第 i 个滚动体的方位角。

求解流程：对于承受外界载荷的三点接触球轴承，基于数学差分迭代法对式

(2-21) 至式 (2-24) 的四个非线性方程组进行求解，进而计出滚动体的位移参数。具体流程图如图 2-5 所示，对上述模型进行求解。

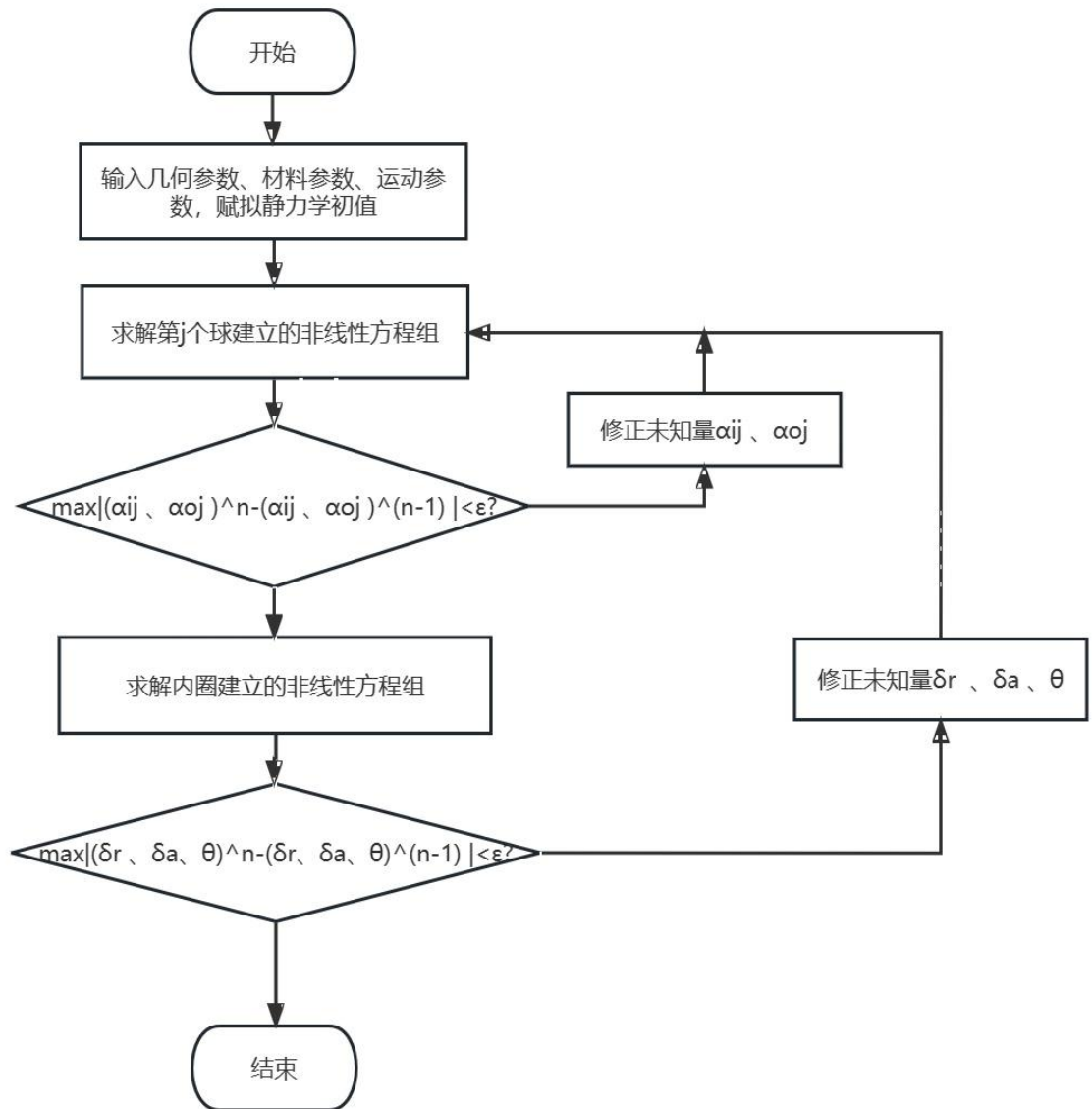


图 2-5 三点接触球轴承拟静力学求解流程图

2.1.4 静力学模型验证

为评估拟静力学模型的可靠性，以某特定型号的三点接触球轴承作为本文的研究对象，表 2-1 为具体的轴承结构参数。

如图 2-6 所示，三点接触球轴承被安装在阶梯轴的正中央，三点球轴承为外圈固定的形式，而内圈则被固定在转轴上，并且施加点载荷，点载荷的大小可以分别是：只受径向力-500N、只受轴向力 6000N、受径向力-5000N 和轴向力 500N 的联合力矩三种工况，转速设置为 1000rpm。图 2-7 为各球编号。

表 2-1 结构参数

参数	数值
轴承内滚道曲率系数 f_i	0.551
轴承外滚道曲率系数 f_o	0.547
球个数 Z	17
球直径 D	13.7mm
轴承节圆直径 d_m	87.95mm
垫片宽度 w_s	0.15mm
轴承初始接触角 α_0	33°

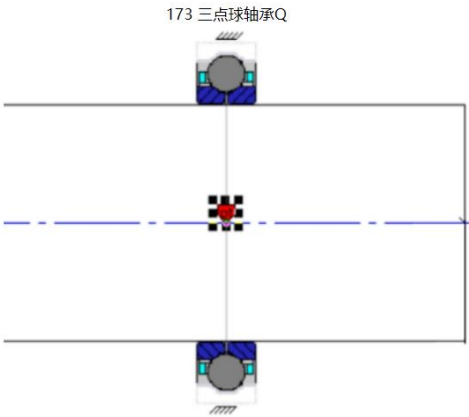


图 2-6 轴承的约束和载荷图

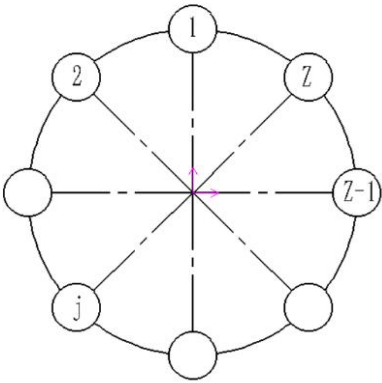
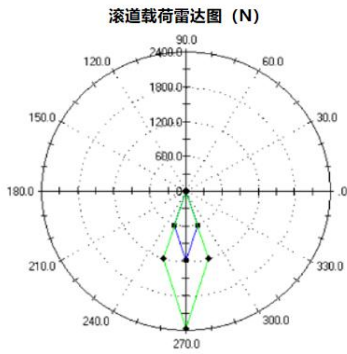
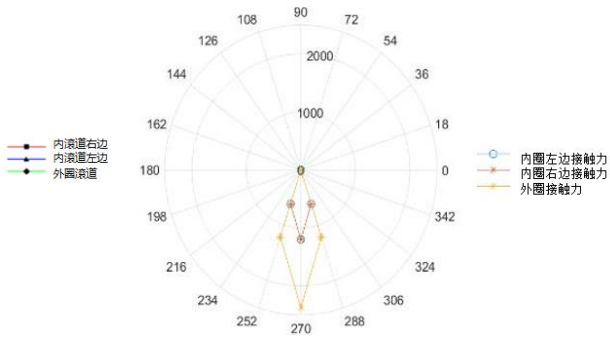


图 2-7 轴承各滚动体编号

将经过计算得到的结果与商业软件的计算结果进行比对，结果如图 2-8、图 2-9 和图 2-10 所示。不考虑润滑剂的，且温度均为默认值。



(a)商业软件载荷结果图



(b)静力学仿真载荷结果图

图 2-8 只受径向力球与套圈接触载荷

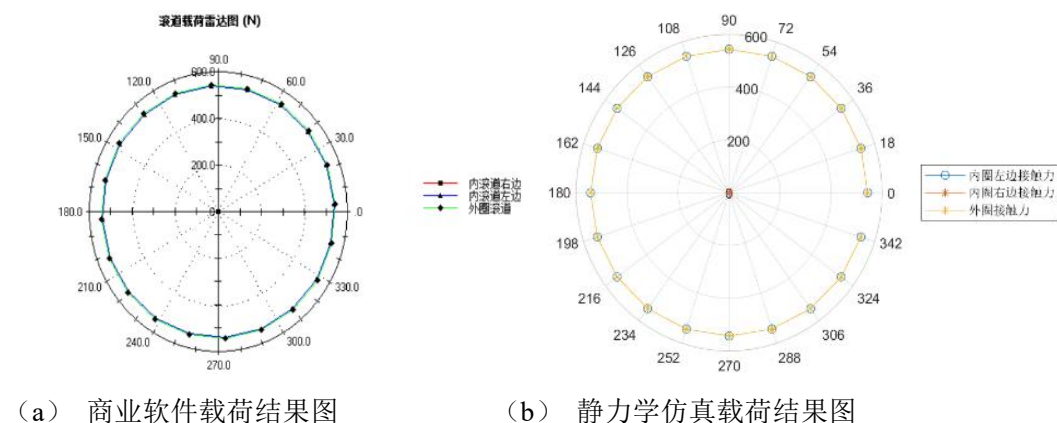


图 2-9 只受轴向力球与套圈接触载荷

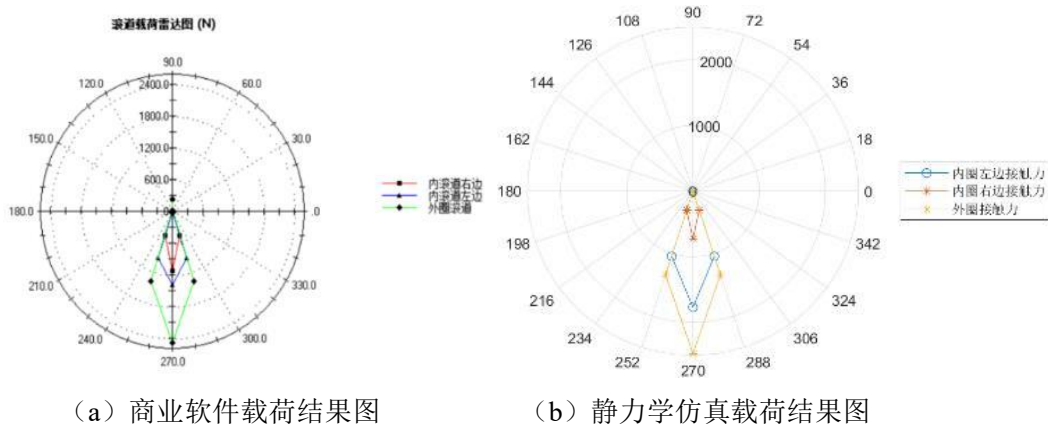


图 2-10 受轴向力和轴向力球与套圈接触载荷

由图 2-8 所示，当只受径向力时候，通过对比发现，承载区里面有三个球承载，左，右内圈与球的接触载荷完全一致，外圈所受的接触载荷均大于内圈的。且程序接触载荷结果数值与商业软件结果保持一致。

由图 2-9 所示，当只受轴向力时候，球只与左内圈和外圈有接触，与右内圈基本没有接触，此时为两点接触，类似于角接触球轴承。且每个球均受力，因内圈和外圈的接触角是一样的，所以内圈接触载荷和外圈接触载荷保持一致，程序接触载荷结果数值与商业软件结果保持一致。

由图 2-10 所示，当受轴向力和径向力的联合作用时候，接触情况由轴向力和径向力的比值决定，下文会着重讨论，在受径向力-5000N 和轴向力 500N 的此种工况条件下，可以看到左内圈、右内圈和外圈均有接触载荷，接触情况为三点接触。左内圈相对于右内圈为主要承载区。程序接触载荷结果数值与商业软件结果保持一致。

总之，本文的三点接触球轴承拟静力学模型计算结果与商业软件的分析结果

非常接近,因此可以认为在本次研究过程中所建立的三点球轴承拟静力学分析模型是正确的。

2.2 三点接触球轴承拟静力学模型

利用赫兹点接触理论可知,滚动体与套圈在接触点因接触力的存在,在接触区域形成接触椭圆,如图 2-11 所示。

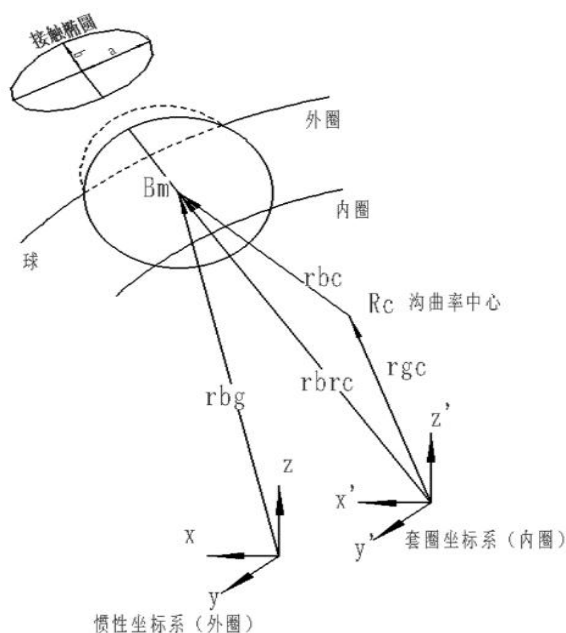


图 2-11 球与套圈的几何相互作用示意图

滚动体与由于静力学模型只是单纯地考虑了简单的各个部件的空间位置几何关系,本论文研究的三点接触球轴承应用于航空发动机的主轴上,故有较高的转速,进而产生不可忽略的较大的离心力。在三点接触球轴承拟静力学模型的建立中,相较于三点接触球轴承静力学而言,拟静力学在其基础上针对于滚动体的平衡方程中,各个滚动体均增加了因高转速产生的离心力。若要求的滚动体所受离心力,必须先要明白滚动体与套圈之间的相对运动关系,求得滚动体的公转速度,进而求得离心力。在轴承的正常运转过程中,摩擦力会产生使滚动体发生陀螺旋转的自旋力矩,滚动体在自旋力矩较小的滚道上发生自旋,自旋力矩大的滚道只有纯滚动。

由于三点接触球轴承的工况为高速,会产生较大的离心力,导致滚动体只在外圈有纯滚动。如图 2-12 所示,纯滚动出现在接触椭圆的中央的可能性较大,或者在椭圆长轴接触的两点处出现。在不考虑润滑油的弹流润滑的情况下,牵引系

数 k 是常量, 当 P 点为纯滚动点时, 牵引力是零时, P 点横坐标 $\bar{x}$ 可由下式定出:

$$\iint P_H ab \sqrt{1 - \bar{x}^2 - \bar{y}^2} k d\bar{y} d\bar{x} = 2 \int_{-1}^1 P_H ab k \int_0^{(1-\bar{x}^2)^{1/2}} \sqrt{1 - \bar{x}^2 - \bar{y}^2} d\bar{y} d\bar{x} = 0 \quad (2-25)$$

在 $\bar{y}$ 轴上 K 通常为常数, 一般假设 $\bar{y} = 0$,

$$\iint P_H ab \sqrt{1 - \bar{x}^2 - \bar{y}^2} k d\bar{y} d\bar{x} = \frac{\pi}{2} P_H ab k \int_{-1}^1 (1 - \bar{x}^2) d\bar{x} = \frac{\pi}{2} P_H ab k * 2 \int_0^1 (1 - \bar{x}^2) d\bar{x} = 0 \quad (2-26)$$

$$\text{即有 } \int_0^{x_p/a} (1 - \bar{x}^2) d\bar{x} - \int_{x_p/a}^1 (1 - \bar{x}^2) d\bar{x} = 0$$

$$\bar{x}_p = \frac{x_p}{a} = 0.34729636 \quad (2-27)$$

式中: P_H ——接触椭圆上的最大接触压力

a, b ——接触椭圆的长半轴、接触椭圆的短半轴

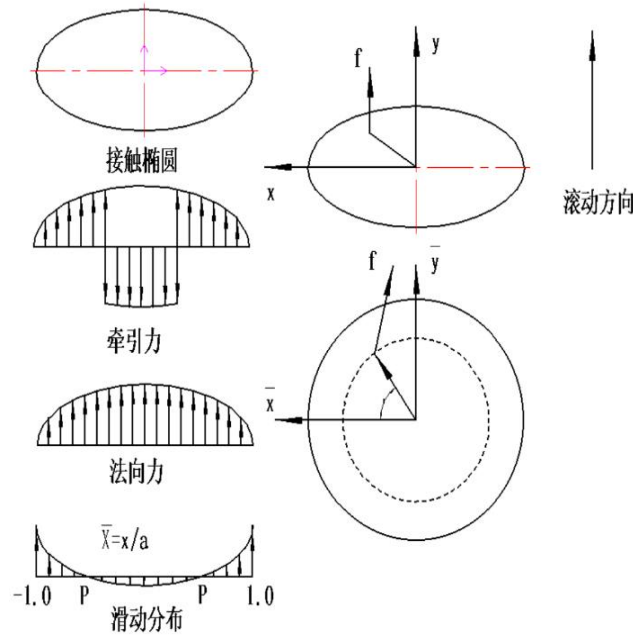


图 2-12 滚动体与滚道相对滑动速度在滚动方向的变化

滚动体的自转角速度和球的公转角速度可以根据滚动体的自旋进行约束、纯滚动点和套圈的角速度来确定。矢量 C 与接触区域相对中心决定了 P 点的位置, r_p 表示为接触区中心与滚动体几何中心之间的相对位置, R_p 指示接触区中心与套圈几何中心之间的距离, 如图 2-13 所示。

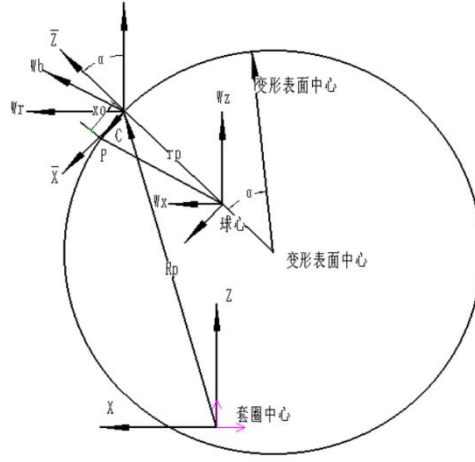


图 2-13 滚动体与套圈相互作用

这时在该滚动体方位坐标系下的 x - z 平面内，球的角速度只有 w_x 、 w_y 分量， $\dot{\theta}$ 公转速度，套圈的角速度只在 x 轴方向有分量 Ω 。基于以上分析，滚动体和套圈的角速度可以在局部接触坐标系中来表达：

套圈角速度

$$w_{ri} = \begin{Bmatrix} \Omega_i \cos \alpha_i \\ 0 \\ \Omega_i \sin \alpha_i \end{Bmatrix} \quad (2-28)$$

式中， $i=1$ 为外滚道角速度； $i=2$ 为内滚道角速度

$$w_{bi} = \begin{Bmatrix} w_x \cos \alpha_i - w_z \sin \alpha_i \\ 0 \\ w_x \sin \alpha_i + w_z \cos \alpha_i \end{Bmatrix} \quad (2-29)$$

滚动体的轨道速度

$$w_{oi} = \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \cos \alpha_i \\ 0 \\ \dot{\theta} \sin \alpha_i \end{Bmatrix} \quad (2-30)$$

$$C_i = \begin{Bmatrix} x_0 \\ 0 \\ \sqrt{\rho^2 - x_0^2} - \rho \end{Bmatrix} \quad (2-31)$$

式中 ρ ——变形表面曲率半径。

通过矢量积运算得知滑动速度 U_i 会只存在 y 分量。根据 Ω_i 、 R_{pi} 、 C_i ，可以建立三个三元一次方程求出 w_x 、 w_z 、 $\dot{\theta}$ 。这三个方程如下：

对外滚道而言，在任一个指定点 x_0 ， $U_i=0$ ，则有

$$(-r_{p1} \sin \alpha_i + r_{p3} \cos \alpha_i)w_x + (-r_{p1} \cos \alpha_i - r_{p3} \sin \alpha_i)w_z + \bar{X}\dot{\theta} = \bar{X}\Omega_i \quad (2-32)$$

$$\bar{X} = -(R_{p1} + C_1) \sin \alpha_i + (R_{p3} + C_3) \cos \alpha_i \quad (2-33)$$

在外滚道上滚动体相对外滚道的自旋角速度是零，

$$w_x \sin \alpha_i + w_z \cos \alpha_i + \dot{\theta} \sin \alpha_i - \Omega_i \sin \alpha_i = 0 \quad (2-34)$$

对允许自旋的内滚道而言，滚动体和内滚道只能在 $x_0=0$ 处接触，此时必定有 $U_i=0$ ，则

$$(-r_{p1} \sin \alpha_j + r_{p3} \cos \alpha_j)w_x + (-r_{p1} \cos \alpha_j - r_{p3} \sin \alpha_j)w_z + \bar{Y}\dot{\theta} = \bar{Y}\Omega_j$$

$$\bar{Y} = -R_{p1} \sin \alpha_j + R_{p3} \cos \alpha_j$$

整理可得

$$\begin{bmatrix} -r_{p1} \sin \alpha_i + r_{p3} \cos \alpha_i & -r_{p1} \cos \alpha_i - r_{p3} \sin \alpha_i & \bar{X} \\ \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & \sin \alpha_i \\ -r_{p1} \sin \alpha_j + r_{p3} \cos \alpha_j & -r_{p1} \cos \alpha_j - r_{p3} \sin \alpha_j & \bar{Y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} w_x \\ w_z \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{X}\Omega_i \\ \Omega_i \sin \alpha_i \\ \bar{Y}\Omega_j \end{Bmatrix} \quad (2-35)$$

解(2-35)可求出 w_x 、 w_z 、 $\dot{\theta}$ 。当 $\dot{\theta}$ 求出后，离心力 $F_c = Mr_b \dot{\theta}^2$ 。其中， M 表示滚动体的质量， r_b 表示滚动体的径向位置。三点接触球轴承的拟静力学平衡方程如下：

滚动体的平衡方程可写为

$$\sum_{j=1}^3 Q_j \sin \alpha_{1j} \cos \alpha_{2j} = 0 \quad (2-36)$$

$$\sum_{j=1}^3 Q_j \cos \alpha_{1j} \cos \alpha_{2j} = F_c \quad (2-37)$$

式中： $j=1,2,3$ 分别表示滚动体与外滚道、左半个内滚道和右半个内滚道接触。内外套圈的方程可以列为：

$$\sum_{i=1}^N Q_i \sin \alpha_{1j} \cos \alpha_{2j} + F_x = 0 \quad (2-38)$$

$$\sum_{i=1}^N Q_i \sin \alpha_{1j} \cos \alpha_{2j} \cos \psi_i + F_r = 0 \quad (2-39)$$

式中： i 为在对应方位角的滚动体； F_x 和 F_r 分别为外界给轴承施加的轴向载荷和径向向外载荷， ψ_i 为第 i 个钢球所在的方位角。

应用牛顿迭代法或差分法求解以上方程，一般内圈和外圈的相对位置是已知的，此时可先检查滚动体的方程，然后满足两个套圈的方程。

2.2.1 三点接触球轴承拟静力学模型验证

因为商业软件只能支持静力学仿真（不考虑离心力），故三点接触球轴承的拟静力学模型的验证只能通过与目前可以找到的论文^[39]结果相对比。由于目前没有找到关于内圈分半的三点接触球轴承拟静力学有关结果，本文用类似的方法建立了外圈分半的拟静力学模型与 Humrock^[40]的理论计算、模型仿真进行对比分析，以验证 离心力计算的适用性与可靠性，如图 2-14 所示。

表 2-2 结构参数

参数	数值
轴承内滚道曲率系数 f_i	0.551
轴承外滚道曲率系数 f_o	0.547
球个数 Z	17
球直径 D	13.7mm
轴承节圆直径 d_m	88.95mm
垫片宽度 w_s	0.15mm
轴承初始接触角 α_0	33°

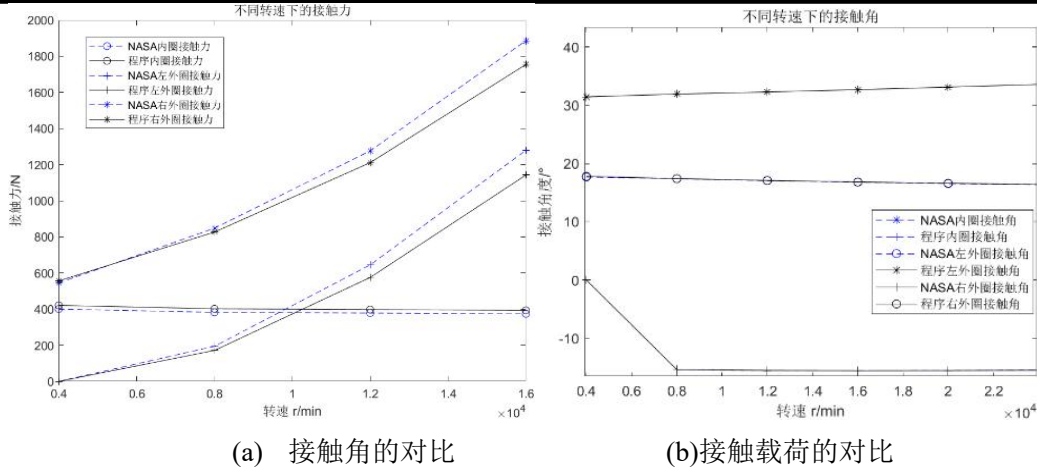


图 2-14 拟静力学仿真与参考文献的接触载荷与接触角对比

经过理论计算和程序仿真，对 Humrock 论文中提出的一组轴承参数进行了详细的分析，具体参数见表 2-2。轴承的每个部件的密度为 7800 kg/m³，泊松比是 0.25，弹性模量是 200GPa。在这种工况下，轴承的内圈转速是 4000rpm，施加的

轴向力是 4448N，径向力是 2000N。

在几何静力学的基础上，通过与文献的仿真对比^[41]，接触角基本保持一致，而最大接触载荷的最大偏差在 3.21%，在误差允许的范围内，拟静力学模型的仿真结果与文献的结果一致性很高，验证了求离心力的滚道控制理论的正确性，进而验证了三点接触球轴承拟静力学的正确性。

2.3 高速三点球轴承热功耗模型

对于服役情况较为复杂的三点接触球轴承，用局部法计算该功率损耗要比总体法计算生热量更为准确和可靠。三点球接触的生热量与角接触球轴承较为相似。主要热源有：滚动体和内外滚道在接触点因相对滑动而造成的摩擦生热；滚动体因自旋而产生的摩擦热；滚动体和保持架在润滑油中因搅动润滑油而生成的搅油摩擦热，而保持架与引导挡边、滚动体与保持架兜孔之间的摩擦生热相对以上三部分的摩擦热相对较小，本节对此部分热量计算进行适当的忽略不计。

2.3.1 三点接触球轴承局部法生热计算

(1) 钢球与内外滚道因相对滑动摩擦生热

若要进行此部分的生热计算，先要确定钢球与内外滚道在接触点的相对滑动速度和摩擦力矩。对于相对滑动速度而言，可假定钢球为固定的，内外滚道相对刚球进行旋转，钢球与其中任意滚道的相对运动学关系如图 2-15 所示。

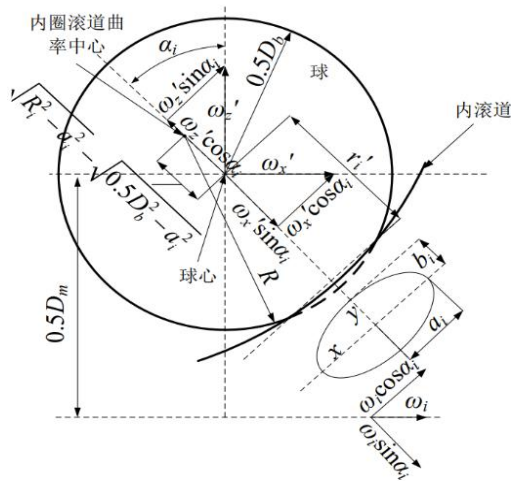


图 2-15 滚球与滚道的相对运动学关系

在滚动体与内外滚道的因接触点形成的接触椭圆中，任意接触点在短轴方向和长轴方向的相对滑动速度为：

$$v_y = -\frac{D_m w_i}{2} - \{(R^2 - x^2)^{\frac{1}{2}} - (R^2 - a^2)^{\frac{1}{2}} + [(\frac{D_b}{2})^2 - a^2]^{\frac{1}{2}}\} \times (\frac{w_b}{w} \cos \beta \cos \beta' \cos \alpha + \frac{w_b}{w} \sin \beta \sin \alpha - \cos \alpha) w \quad (2-40)$$

同理，接触点在长轴方向的相对滑动速度为：

$$v_x = -\{(R^2 - x^2)^{\frac{1}{2}} - (R^2 - a^2)^{\frac{1}{2}} + [(\frac{D_b}{2})^2 - a^2]^{\frac{1}{2}}\} w (\frac{w_b}{w}) \cos \beta \sin \beta' \quad (2-41)$$

在图 2-16 的所示的接触椭圆区域内，选择一个微小的接触单元进行速度分析，该单元在短轴、长轴的线速度分别表示为：

$$V_x = -w_s r_s \sin \theta \quad (2-42)$$

$$V_y = -w_s r_s \cos \theta + V_s \quad (2-43)$$

其中， w_s 为滚球的自转角速度。接触但愿的真实速度 u_s 为：

$$u_s = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \quad (2-44)$$

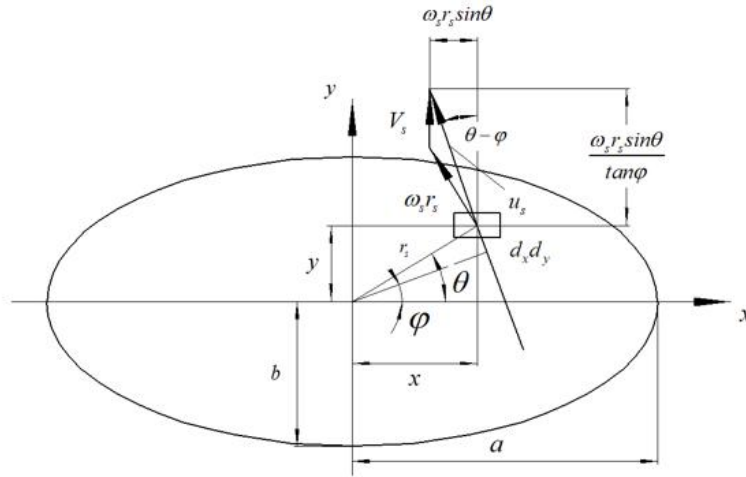


图 2-16 椭圆接触区域的摩擦力和相对滑动速度

根据图 2-16 可以得到 φ 的表达式为：

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{y w_s}{-x w_s + V_s} \right) \quad (2-45)$$

在椭圆接触区域内，任一微小单元的接触应力 τ 可表示为：

$$\tau = \frac{3Qu}{2\pi ab} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{3Qu}{2\pi ab} [1 - q^2 - t^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2-46)$$

式中： u ——牵引系数； Q ——滚动体与套圈之间的接触载荷； a 、 b ——接触椭圆长、短轴半径； $q=x/a$ ； $t=y/b$ 。

对式 (2-46) 中微小单元的接触应力在接触椭圆内进行积分，得到滚动体与

套圈之间的滑动摩擦力和滚动体的自旋力矩。在 x 方向上的摩擦力分量为：

$$F_x = \frac{3Qu}{2\pi} \int_{-1}^1 \int_{-\sqrt{1-q^2}}^{\sqrt{1-q^2}} (1-q^2-t^2)^{\frac{1}{2}} \sin\varphi dt dq \quad (2-47)$$

沿 y 方向的分量为：

$$F_y = \frac{3Qu}{2\pi} \int_{-1}^1 \int_{-\sqrt{1-q^2}}^{\sqrt{1-q^2}} (1-q^2-t^2)^{\frac{1}{2}} \cos\varphi dt dq \quad (2-48)$$

在椭圆接触区域内，椭圆中心球的自转力矩为：

$$M_s = \frac{3Qu}{2\pi} \int_{-1}^1 \int_{-\sqrt{1-q^2}}^{\sqrt{1-q^2}} [(aq)^2 + (bt)^2]^{\frac{1}{2}} (1-q^2-t^2)^{\frac{1}{2}} \cos(\theta - \varphi) dt dq \quad (2-49)$$

因此，滚动体与内外滚道的滑动摩擦热为：

$$P_{nj} = \int \tau_{nj} V_{nj} dA_{nj} = a_{nj} b_{nj} \int_{-1}^1 \int_{-\sqrt{1-q^2}}^{\sqrt{1-q^2}} \tau_{nj} V_{nj} dt dq, n = i, o \quad j = 1, 2, \dots, Z \quad (2-50)$$

(2)滚动体因自旋而产生的摩擦热

由(2-49)，滚动体因自旋而产生的摩擦热为：

$$P_s = M_s \omega_s \quad (2-51)$$

(3)滚动体搅油摩擦热

在三点接触球轴承的服役过程中，轴承内部会形成一种由润滑油与空气混合构成的复合物。当滚动体经过这个区域时，滚动体与这种复合物之间会产生明显的搅油阻力，搅油阻力与复合物中润滑油的体积的占比相关。滚动体在运动过程中的搅油阻力^[42-43]为：

$$F_d = \frac{\rho_{eff} C_d}{2} \left(\frac{\omega_c d_m}{2} \right) D \left(\frac{\pi D}{4} - t_c \right) \quad (2-52)$$

式中： C_d ——搅油阻力系数； t_c ——保持架厚度； ρ_{eff} ——油气混合物的等效密度。

油气混合物的等效密度和等效动力粘度可表示为轴承腔内润滑油体积百分含量 X_{oil} 的函数：

$$\rho_{eff} = X_{oil} \rho_{oil} + (1 - X_{oil}) \rho_{air} \quad (2-53)$$

$$\eta_{eff} = \frac{\eta_{oil}}{\eta_{oil}/\eta_{air}(1-X_{oil})+X_{oil}} \quad (2-54)$$

式中： ρ_{oil} ——润滑油密度； ρ_{air} ——腔内空气密度； η_{eff} ——混合物动力粘度； η_{oil} ——润滑油动力粘度； η_{air} ——腔内空气动力粘度。

油气混合物中润滑油的体积百分含量可由经验公式计算获得，表达式为：

$$X_{oil} = 62.8 \frac{m_{oil}^{0.37}}{\rho_{oil}^{0.37} \omega_i D_m^{1.7}} \quad (2-55)$$

式中： m_{oil} ——轴承润滑油质量流量。

对三点接触球轴承所有的滚动体进行累加可得搅油摩擦生热 P_{drag} 为：

$$P_{drag} = \sum_{j=1}^Z F_d \omega_c d_m \quad (2-56)$$

在三点接触球轴承中，主要的摩擦热源来自于三个方面：滚动体球与滚道间的滑动摩擦所产生的热量、滚动体自旋摩擦所释放的热量，以及滚动体搅动润滑油时产生的摩擦热，其他摩擦热相对于以上三部分的摩擦热来说相对较小，本节对此部分热量计算进行适当的忽略不计。

2.4 三点球轴承热功耗案例计算

为评估三点接触球轴承热力耦合模型的可靠性，本文的研究对象为某特定型号的三点接触球轴承，表 2-1 为具体的轴承结构参数。根据前一章的计算结果，可以从静力学模型中提取出受力和速度的信息，并且综合考虑轴承部件的热变形、润滑油的粘度以及它们与外界环境的相互作用，从而计算出每个部件的功耗以及每个节点的温度。工况条件为轴向力 13260N，径向力 0N，转速为 20900r/min，得到结果如图 2-17 所示。

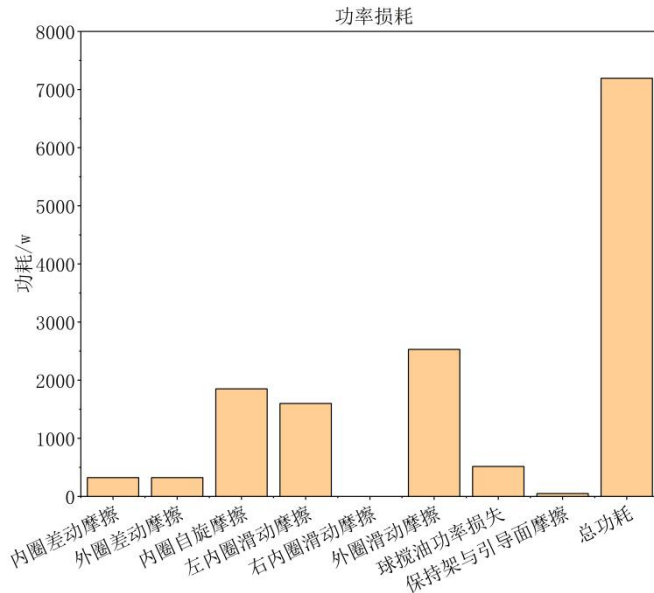


图 2-17 三点接触球轴承功耗

从图 2-17 中可以看出三点接触球轴承的功率损耗主要集中在球与内圈的自旋摩擦和、内圈的滑动摩擦和外圈的滑动摩擦三部分。

为了验证分析结果的准确性，在改变轴承转速和载荷的工况下做了另外两组

分析，得出的结果如下：

在工况条件为轴向力 13260N，径向力 0N，转速从 10000r/min 开始到 20000r/min 逐渐增加，分析轴承各接触部位功耗的变化情况，得到结果如图 2-18 所示。在轴承转速逐渐增加的过程中，各个接触点的功耗在逐渐增大，其中外圈滑动摩擦的功耗较高。

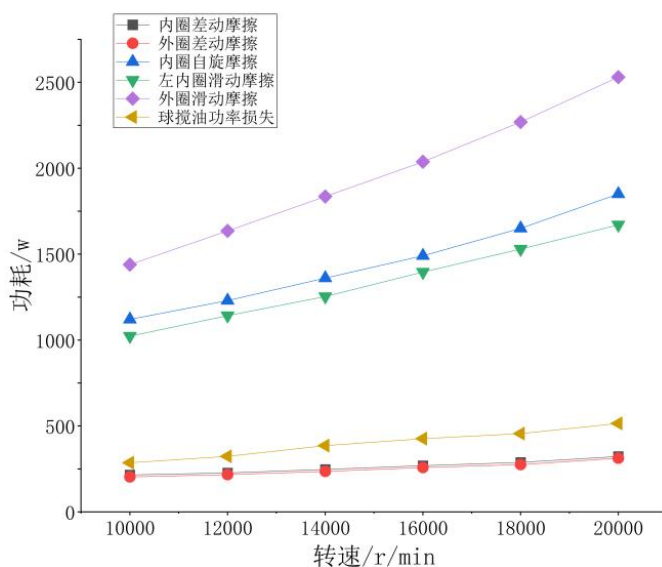


图 2-18 三点接触球轴承功耗变化

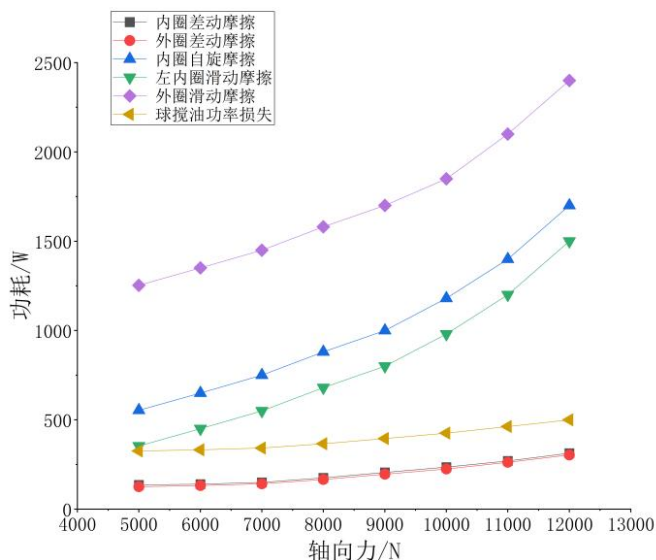


图 2-19 三点接触球轴承功耗变化

在工况条件为轴承转速 20000r/min，径向力为 0N，轴向力从 5000N 到 12000N 逐渐上升的过程中，分析轴承各节点温度以及各个接触点的功耗变化情况。得到结果如图 2-19 所示，在轴承所受的轴向载荷逐渐增大时，轴承的各部位的功耗迅速上升，其中外圈滑动摩擦功耗占比最大，球与内外圈接触节点处的温度较高。

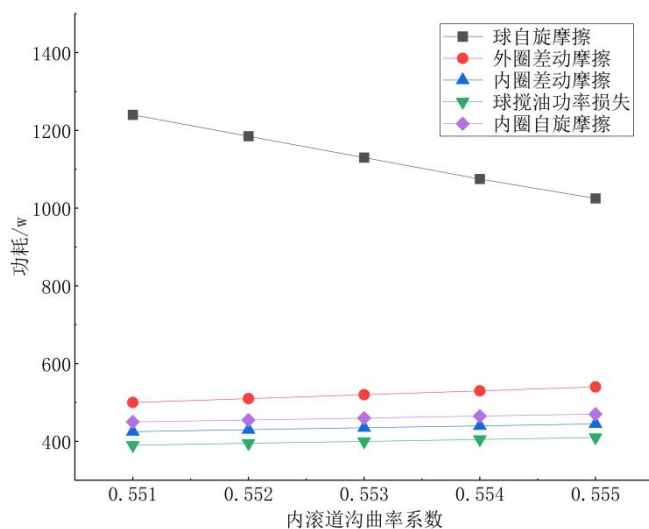


图 2-20 沟曲率系数对轴承功耗的影响

图 2-20 表示出了轴承的内滚道沟曲率系数对三点球轴承热功耗的影响，随着内滚道沟曲率系数的增加，轴承中滚动体因自旋而产生的摩擦功耗下降的较为明显，这是因为随着沟曲率系数的增加，滚动体与内圈滚道的椭圆接触面不断减小，从而导致滚动体自旋生热减少。轴承的内圈差动摩擦，球搅油功率损失，内圈自旋摩擦受沟曲率系数的影响较小，其中外圈差动摩擦的生热功耗随着沟曲率系数的增加而增加，对后文轴承外圈散热的研究有重要的参考意义。

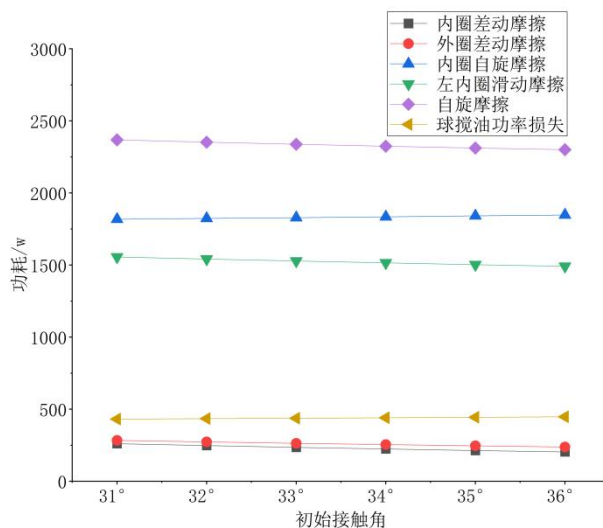


图 2-21 初始接触角对轴承功耗的影响

图 2-21 显示出了轴承的初始接触角对三点接触球轴承的热功耗影响，随着轴承的接触角变大，轴承整体的热功耗变化不明显，但滚动体因自旋而产生的摩擦功耗仍占轴承热功耗的大部分，轴承内圈自旋摩擦和球搅油的热功耗随着接触角的增大增加了约 5%，因此选用合适的轴承接触角有利于减小轴承的热功耗，

提高轴承的承载能力，延长轴承寿命。

根据上述分析可知，在三点球轴承运转过程中，改变轴承的运转工况：轴向的载荷不变，增加轴承的转速，改变轴承径向载荷，轴承的各个部位的功耗有明显的变化，但在两种条件变化的工况下，三点接触球轴承的主要功耗仍然主要集中在外圈滑动摩擦，内圈自旋摩擦以及左内圈滑动摩擦上，因此对三点球轴承在运转过程中的热分析和散热分析具有重要的意义。改变轴承的结构参数，在其他条件不变的情况下，增大轴承的内滚道曲率半径，轴承的初始接触角，轴承的滚动体自旋摩擦功耗以及外圈差动摩擦功耗也有着明显的变化，因此适当的减小轴承的沟曲率系数以及选用合适的初始接触角有利于减小轴承的热功耗。

2.5 本章小结

本章主要是对三点球轴承进行拟静力学模型分析，包括轴承拟静力学模型验证。先是对三点接触球轴承进行了变形几何关系、接触负荷、平衡方程的静力学求解，之后将静力学程序求解的内圈和滚动体的质心轴向和径向位移作为拟静力学程序的初值，综合考虑了滚动体因高速产生的离心力，并开发了相关的拟静力学计算程序。介绍了三点接触球轴承的热功耗模型，采用拟静力学局部法计算轴承的功率损耗（生热量），并对轴承的热功耗在变工况以及变结构参数的条件下进行了具体的案例分析。

第3章 高速三点球轴承的生热模型分析

目前主流的热特性分析方法有两类:有限元分析法和热网格分析法。有限元分析方法就是分析轴承的生热、轴承的散热以及边界条件,对轴承进行建模、划分网格进而分析每个网格的温度;热网格法主要是在轴承座、轴承外圈、保持架、滚动体、轴承内圈和主轴上根据生热和散热机理来合理设置热节点,这些热节点分别表示轴承各部件表面或者内部、润滑油、进出油口和空气的温度等;虽然各个节点之间的热传导和热对流的机理不同,但他们直接都有相互联系,根据这些节点的热传导和热对流建立热平衡方程组,即可获得各个温度的节点,进而得到整个轴承系统的温度场热网格法和有限元分析法为目前热分析的两个主流分析方法。

3.1 三点接触球轴承热网格模型

为了简化轴承内部的热传递计算,在对三点角接触球轴承进行热分析的过程中采用了热网格法,仅考虑了前文提到的热源生热。三点接触球轴承的热量传输有三种主要形式:通过轴承内部的热交换、轴承与外界的温度差、轴承与轴承表面的温度差、轴承与外界的温度差、轴承与轴承表面的温度差和温度差。尽管热辐射的传热效果不太明显,但是它仍可能会影响系统的热量传输,从而导致节点之间的热阻增加,这种热阻可能会导致热量的流失,从而降低热传输的效率。

3.1.1 节点间的热阻

(1) 三点球轴承的对流换热

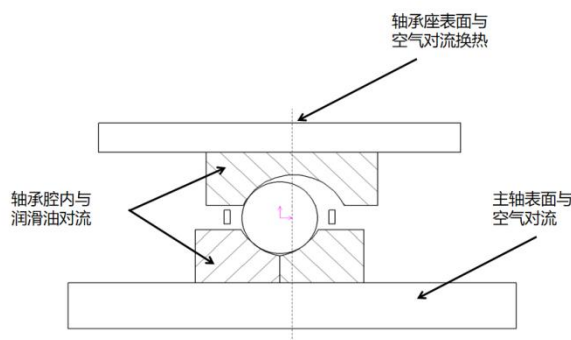


图 3-1 热对流边界条件

润滑油在三点接触球轴承腔体内流动过程中,并没有及时将热量全部带出,仍有部分热量被转移到周围较低温空气中,因此要对轴承各部件对润滑油及空气

的对流换热系数进行确定。图 3-1 显示了轴承座表面、轴承腔内的润滑油和轴承主轴表面之间的相互作用三种不同的热传导模式，这三种热传导模式相结合，形成了复杂的热传导结构。

通常情况下，固体表面被流体带走的热量可以描述为：

$$H_v = h_v A \Delta T \quad (3-1)$$

式中： A ——热对流面积； ΔT ——轴承与外界的温度差； h_v ——热对流换热的系数，包括润滑油的粘度和密度、传热表面的温度、润滑油的流速以及热传导率等多种因素的影响。因此，本文采用简化的描述方式：

$$h_v = Nu \frac{k}{L} \quad (3-2)$$

式中： Nu ——努塞尔常数； L ——固体的尺寸； k ——流体的热传导系数。

三点球轴承为端面喷射加环下润滑的复合供油方式，流体流过固体表面形成强制对流，将热量带走。轴承腔体里润滑油与空气相混合形成流体，流过轴承各部件表面。轴承各部件与润滑油和空气形成的混合物之间均为强制对流。该系数为：

$$h_v = 0.332 \frac{\lambda}{l} R_{e,eff}^{0.5} P_{r,eff}^{1/3} \quad (3-3)$$

式中： λ ——流体的导热系数； $P_{r,eff}$ ——流体的普朗克数； $R_{e,eff}$ ——流体的雷诺数； l ——轴承各部件固体特征长度，这里 l 为滚动体，滚道直径。普朗克数为：

$$P_{r,eff} = \frac{C_{eff} \rho_{eff} v_{eff}}{k_{eff}} \quad (3-4)$$

式中： C_{eff} ——比热容； k_{eff} ——传热系数； ρ_{eff} ——密度； v_{eff} ——运动粘度。雷诺数为：

$$R_{e,eff} = \frac{ul}{\eta_{eff}} \quad (3-5)$$

式中： η_{eff} ——流体的粘度； u ——滚动体的公转速度。

旋转主轴的外表面与箱体周围空气之间进行强制对流换热。式（3-3）中的努塞尔常数 Nu [44] 可表示为：

$$\begin{cases} N_u = 30.5 Re^{-0.0042} & Re > 9600 \\ N_u = Re^{0.37} & 7300 \leq Re \leq 9600 \\ N_u = 0.00308 Re + 4.432 & Re < 7300 \end{cases} \quad (3-6)$$

由于三点接触球轴承的轴承座为固定在箱体上，与周围的空气的对流形式为自然对流，自然对流可按下式计算：

$$h_v = 0.3(T - T_{air})^{0.25} \quad (3-7)$$

式中： T ——轴承外表面的温度； T_{air} 为轴承座外表面环境温度。

(2) 三点球轴承的热传导

在三点接触球轴承正常运行过程中，轴承各个部件（包括主轴）均为固体，他们之间的传热方式为热传导。三点接触球轴承的各个部件（包括主轴）之间的传热模型都可以近似看作二维平板模型，传热可按下式计算：

$$P = \frac{kA}{L} \Delta T \quad (3-8)$$

式中： k ——热传导系数； A ——有效传热面积； L ——有效传热长度； ΔT ——各个部件的温度差。

(3) 三点球轴承的润滑系统的热传递

三点球轴承的润滑油在轴承高速运转的过程中会在轴承腔内不断流动，进而带走一部分热量，但在本文的计算仿真过程中没有考虑到这部分热量流失，即本文中假设润滑油的流量是固定不变的。该部分带走的热量可按下式计算：

$$P = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (3-9)$$

式中： $\dot{m}$ ——质量流量； C_p ——比热容； T_{in} ， T_{out} ——进油口温度，出油口温度。

润滑油带走的热量为出油口的热量与进油口的热量差值，在本文的热网格模型中，腔内润滑油的温度为进油口和出油口的平均值，则可以得到下列两个方程：

$$\begin{cases} P = \frac{T_c - T_{in}}{R_{in,c}} = \frac{1}{R_{in,c}} \left(\frac{T_{out} - T_{in}}{2} \right) \\ P = \frac{T_{out} - T_c}{R_{out,c}} = \frac{1}{R_{out,c}} \left(\frac{T_{out} - T_{in}}{2} \right) \end{cases} \quad (3-10)$$

式中： T_c ——润滑油的油温； $R_{in,c}$ ， $R_{out,c}$ ——进油口，出油口与润滑油之间的热阻。

(4) 节点间热阻的确定

在对三点接触球轴承热网格划分时，类似于对电学中的电路进行处理，热传递的形式类似于电流流过电路，各个热节点（热阻）类似于电路中的热阻。综合上文分析，热传导和热对流是两种主要热传递方式，根据式(3-8)各个部件以热传导的形式的热阻可按下式计算：

$$R_t = \frac{L}{kA_t} \quad (3-11)$$

式中： R_t ——各网格节点的热传导热阻； A_t ——各网格节点热阻的传导面积。

$$R_v = \frac{1}{h_v A_v} \quad (3-12)$$

式中： R_v ——热对流热阻； A_v ——对流的有效面积； h_v ——对流换热系数。

联立式(3-11)和(3-12)，得到了进、出油口和腔内润滑油产生的热阻：

$$R_{in,c} = R_{out,c} = \frac{1}{2\dot{m}C_p} \quad (3-13)$$

(5) 三点球轴承的热网格模型

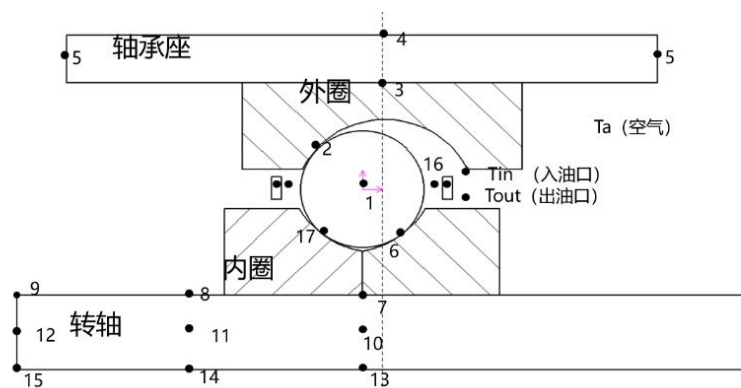


图 3-2 三点球轴承节点分布示意图

为了准确计算三点接触球轴承在正常工作状态下各部件的温度分布，针对其各个组成部分（包括主轴）设定了温度节点。这些温度节点不仅有助于系统性地掌握球轴承各区域的温度状态，还为实现温度监测与控制提供了可靠依据。图 3-2 展示了三接触球轴承的温度节点布局示意图，而表 2-1 则列出了各节点的具体定义与功能，为后续的温度分析提供了重要的参考。

表 3-1 三点球轴承温度节点的含义

节点号	含义	节点号	含义
1	球中心温度节点	17	左内圈滚道温度节点
2	外滚道温度节点	T_a	周围空气温度节点
3-5	轴承座温度节点	T_{in}	入油口温度节点
6	右内圈滚道温度节点	T_{out}	出油口温度节点
7-15	主轴温度节点	16	腔内润滑油温度节点

为了更加精确地描绘三点球轴承在热传导过程中的动态，图 3-3 详细展示了其二维热传模型中节点间热流传递的示意图。对于热网格中的任意一个节点，流入的能量等于流出的能量，这是基于能量守恒原理的必然结果。基于这一原则，通过建立热平衡方程来分析和计算各节点在稳态条件下的热平衡状态：

$$\sum_{j=1}^n \frac{1}{R_{i-j}} = (T_j - T_i) = P_i \quad (3-14)$$

式中： P_i —— i 节点的生热量； T_j ——与 i 节点相邻的节点温度； R_{i-j} —— i 节点和 j 节点之间的热阻。

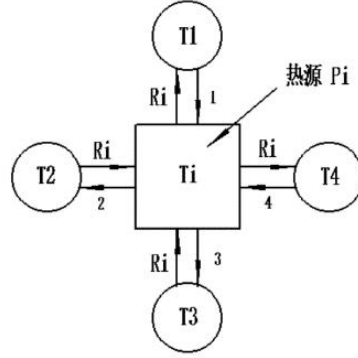


图 3-3 轴承各个节点间热流传递模型

3.2 三点接触球轴承拟静力学-热耦合分析模型

三点接触球轴承为在高压转子轴承，航空发动机典型“五支点”结构中的三号轴承为三点接触球轴承，其位于高压气室和中低压气室之间，在高转速的工况下，轴承内部之间会产生大量的难以及时散去的热量，产生很大的影响，由于温升的影响，三点接触球轴承的各个部件的尺寸会因热胀冷缩而导致轴承的游隙会减小，可能导致部分滚动体卡死现象。为此，本文考虑热变形的影响，并将其代入到三点接触球轴承拟静力学模型中进行迭代，建立三点接触球轴承热-力耦合模型。

3.2.1 三点球轴承的热变形计算

轴承因在高温工况下产生的热变形的部件，其变形计算的公式如下：

$$u = \alpha \Delta T d \quad (3-15)$$

式中： u ——热变形； α ——热膨胀系数； ΔT ——温度的变化量。 d 为各部件的直径。

轴承内圈一般与主轴为过盈配合，轴承的内圈径向热变形可按下式计算^[45]：

$$u_i = \alpha_i \Delta T_i d_{gi} + [\alpha_s \Delta T_s (1 + \mu_s) - \alpha_i \Delta T_i] \frac{d^2}{d_{gi}} \quad (3-16)$$

式中： α_i ， α_s ——内圈，主轴的热膨胀系数； ΔT_i ， ΔT_s ——内圈，主轴温度的变化量； μ_s ——主轴泊松比； d ——轴承内圈内径； d_{gi} ——轴承内滚道直径。

外圈一般均安装在轴承座上，其径向热变形可按以下公式来实现计算^[45]：

$$u_o = \alpha_h \Delta T_h (1 + \mu_h) D_{go} \quad (3-17)$$

式中： α_h 、 ΔT_h 和 μ_h ——轴承座的热膨胀系数和温度变化量，轴承座的泊松比； D_{go} ——轴承外滚道直径。

滚动体的热变形可按下式计算：

$$u_b = \alpha_b \Delta T_b D \quad (3-18)$$

式中： α_b ——滚动体的热膨胀系数； ΔT_b ——轴承座的温度变化量；D——滚动体直径。

内外圈之间的径向相对热变形按下式计算为：

$$u_r = u_o - u_i - 2u_b \quad (3-19)$$

内外圈之间的轴向相对热变形按下式计算为：

$$u_a = (\alpha_h \Delta T_h L_h - \alpha_s \Delta T_s L_s) / 2 \quad (3-20)$$

式中： L_s ， L_h ——主轴，轴承座的长度。

3.2.2 数值求解

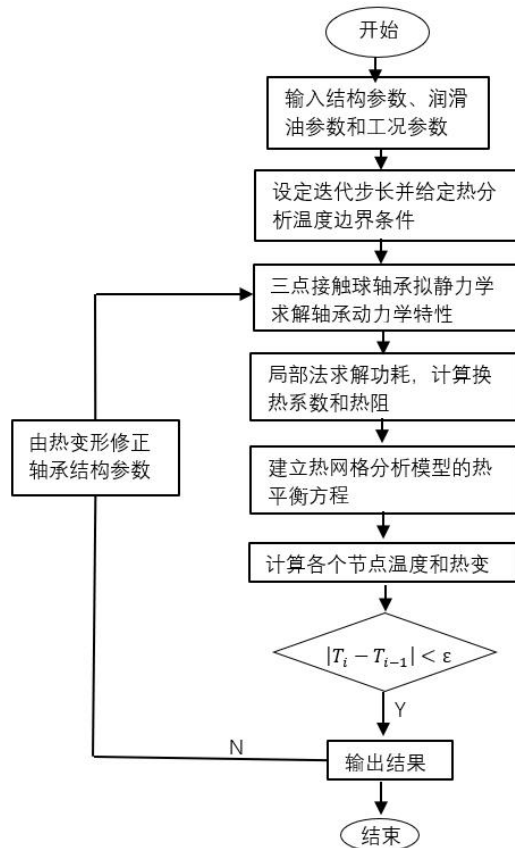


图 3-4 三点接触球轴承拟静力学-热耦合分析计算流程图

三点球轴承拟静力学-热耦合分析计算流程图如图 3-4 所示。通过应用拟静力学模型，我们可以计算出滚动体与其周围环境的力学和运动学特性，并且可以

通过热平衡方程来评估迭代的准确性。输出各节点温度和热变形，再将热变形回代到拟静力学中，依次循环，直到结束。

3.3 三点球轴承热节点案例计算

根据第二章的计算结果，我们可以从静力学模型中提取出受力和速度的信息，并且综合考虑轴承部件的热变形、润滑油的粘度以及它们与外界环境的相互作用，再加上前一章的轴承热功耗的计算结果从而计算出每个节点的温度。工况条件为轴向力 7811N，径向力 0N，转速为 12000r/min，分析结果如图 3-5 所示。

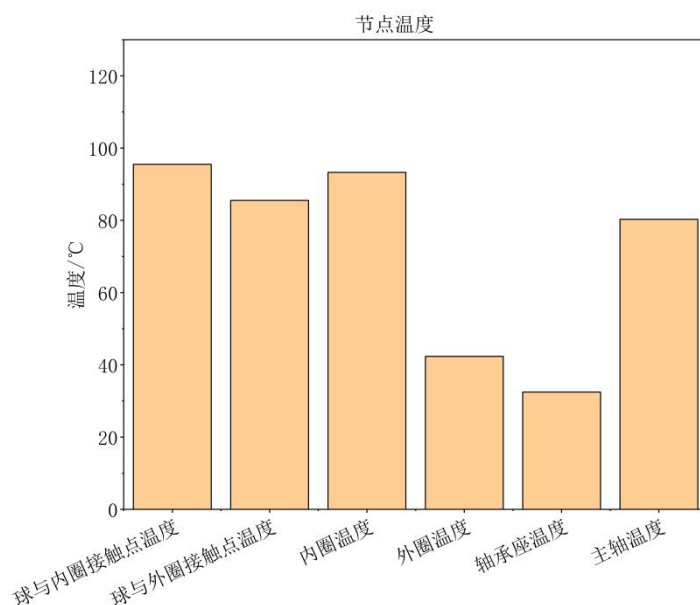


图 3-5 三点接触球轴承各个温度节点

由图 3-5 易知三点接触球轴承的主要温度主要集中在主轴与内圈、内圈和球接触点，球与外圈接触点的两处接触副。

为了验证分析结果的准确性，在改变轴承转速和载荷的工况下做了另外两组分析，得出的结果如下：

在工况条件为轴向力 13260N，径向力 0N，转速从 10000r/min 开始到 20000r/min 逐渐增加，分析轴承各节点温度的变化情况，得到结果如图 3-6 所示。在轴承转速逐渐增加的过程中，各个接触点的温度也在逐渐上升，其中球与内外圈接触点以及内圈的温度较高。

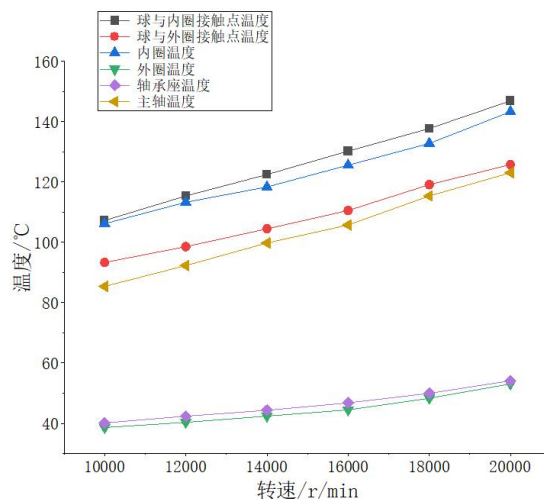


图 3-6 三点接触球轴承各个节点温度变化

在工况条件为轴承转速 20000r/min, 径向力为 0N, 轴向力从 5000N 到 12000N 逐渐上升的过程中, 分析轴承各节点温度的变化情况。得到结果如图 3-7 所示, 在轴承所受的轴向载荷逐渐增大时, 轴承的各节点的温度逐渐上升, 其中球与内外圈接触节点处的温度较高。

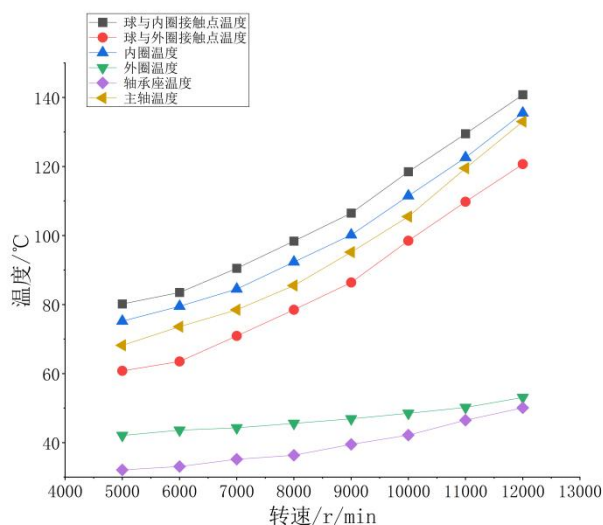


图 3-7 三点接触球轴承各个节点温度变化

根据上述分析可知, 在三点球轴承运转过程中, 轴向的载荷不变, 增加了轴承的转速, 三点球轴承各个温度节点都有明显的变化, 由此可得轴承转速对三点球轴承的节点温度影响较大; 在改变轴承径向载荷时, 轴承的各个节点的温度也有明显的上升。在两种条件变化的工况下, 三点接触球轴承的温度较高的节点主要还是球与内外圈接触点, 内圈温度以及主轴温度, 因此对三点球轴承在运转过

程中的热分析和散热分析具有重要的意义,分析结果也为下一章对三点球轴承散热研究提供了基础。

3.4 本章小结

根据上一章对三点球轴承温度和功耗计算和分析的结果,对三点球轴承在高速运转工况下生热模型进行分析,进而对轴承的各个温度节点进行分析,分析了轴承在运行过程中主要的温度节点,并在改变轴承转速和载荷力的条件下,对轴承节点温度的变化进行分析,为下一章的轴承散热分析提供数据基础。

第 4 章 高速三点球轴承主动散热分析

4.1 高速三点球轴承主动散热模型分析

4.1.1 简化模型及控制方程的建立

对轴承的主动散热结构进行设计^[46-48], 物理模型采用 solid works 软件进行建模, 对三点球轴承的轴承外圈及外圈轮毂部分进行设计, 矩形部分为流固耦合界面, 流体的运动区域, 圆弧部分为滚子与轴承接触的发热区域。为了方便后面的求解与计算, 针对外圈螺旋槽模型的结构特点, 提取出了如图 4-2 所示的外圈螺旋槽管道。

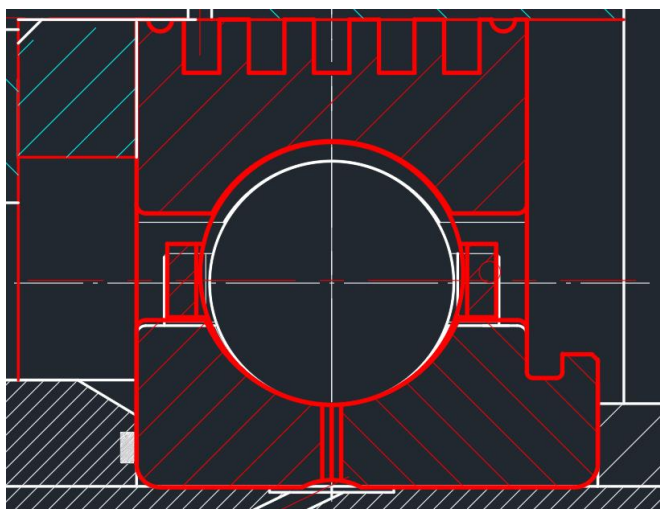


图 4-1 模型结构图

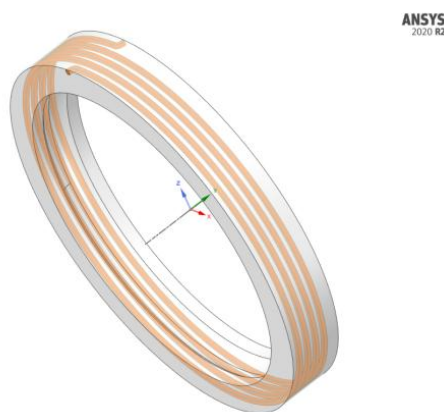


图 4-2 流体的结构为深色部

鉴于所建立的模型求解区域较为复杂, 为确保计算精度和效率, 采用了四面体非结构网格对计算区域进行了细致的网格划分。针对螺旋槽弯曲附近的区域,

进行了网格加密处理，以确定该区域细微的流动变化，从而进一步提升分析结果的准确性。经过准确的划分，最终共得到了 2013569 个网格单元，为后续的分析工作奠定了坚实的基础。

建立如图 4-3 所示的计算模型图， l 为螺旋槽的长度， b 为螺旋槽的宽度， u_m 为流体的入口速度， u 、 v 分别为 x 方向和 y 方向的速度。

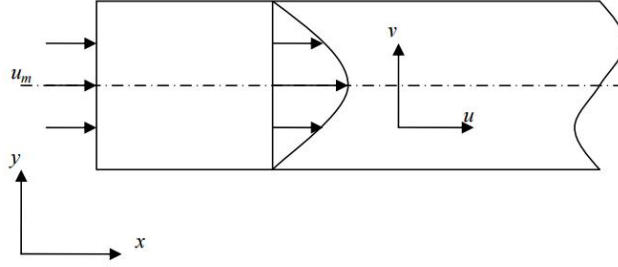


图 4-3 螺旋槽内的对流换热图

螺旋管道内流体的连续性方程：

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{y} \frac{\partial (yv)}{\partial y} = 0 \quad (4-1)$$

螺旋管道内流体的动量方程：

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{1}{y} \frac{\partial}{\partial y} (yv) \right] + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (4-2)$$

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{y} \frac{\partial}{\partial y} \left[y \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (4-3)$$

螺旋管道内流体的能量方程：

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left[\frac{1}{y} \frac{\partial}{\partial y} \left(y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] \quad (4-4)$$

式中， ρ 为流体密度； μ 为流体的动力粘度； a 为流体的热扩散率； λ 为流体的导热系数。

4.2 流体的边界条件

4.2.1 流体温度场的边界条件

流体温度场的边界条件主要分为两大类，分别是第一类边界条件和第二类边界条件^[47]。这两种边界条件在描述流体温度场的特性时起着至关重要的作用。通过合理设置和应用这两种边界条件，我们可以更加准确地模拟和分析流体温度场的分布和变化规律^[49]。

第一类边界条件通常指的是在边界上直接给定的温度值，它直接影响了流体在边界处的温度分布。可以得到：

$$t_s(x, y, z)|_{n=-0} = t(x, y, z)|_{n=+0} \quad (4-5)$$

式中， n —接触界面的法线方向； s —固体壁面。

当 $t_s|_{n=-0} = t_s|_{n=+0} = \text{常数}$ 时，称之为常壁温边界条件。

第二类边界条件则涉及边界上的热流密度或热通量，它决定了流体与边界之间的热量交换情况，可以得到：

$$q_w = -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \Big|_{n=-0} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{n=+0} \quad (4-6)$$

当无固壁温度分布时有：

$$q_w = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{n=+0} \quad (4-7)$$

4.2.2 边界条件的确定

本文是研究轴承在高速运转工况下轴承的散热情况，在这种工况下，假定螺旋槽内壁温度不变，采用第一类边界条件：

$$x = 0, T = T_{fi}, u = u_m, v = 0 \quad (4-8)$$

$$x = l, \frac{\partial T}{\partial x} = 0, \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (4-9)$$

$$y = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \frac{\partial u}{\partial y} = 0, \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4-10)$$

$$y = b, T = T_w, u = 0, v = 0 \quad (4-11)$$

式中， T_w —常壁温， $^{\circ}\text{C}$ ； T_{fi} —流体入口温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

4.3 算法的选择

Fluent 软件^[50-52]具备灵活的非结构化网格划分能力、基于解的自适应网格优化特性、成熟的物理模型库以及强大的前后处理功能，已广泛运用于航空航天、

汽车制造、石油工业等多个领域。在 Fluent 的架构中，前处理器的主要职责是生成高质量的网格，为后续的流体数值计算提供基础。求解器则是整个流体计算的核心部分，负责执行数值求解过程，而后处理器则专注于将计算结果以直观的方式呈现，如各种物理量的可视化表达，以便于用户深入分析和理解计算结果。

在 Fluent 中对流体部分进行设置，在分析过程中涉及到能量的变化，因此需要打开能量开关，粘性模型采用标准 k -epsilon 模型，并加入粘性发热，润滑油在高速运转的过程中会产生热量，流体材料设置为 engine-oil, 轴承材料设置为轴承钢。根据流体运行工况设置边界条件，壁面设置中的热相关边界条件设置为通过系统耦合，固体与流体部分在此设置下进行耦合分析。在流体入口的区域将其设置为速度入口，并设置入口速度，将流体出口的区域设置为压力出口。

在模拟过程中，除了特别指明的参数外，其余均采用了软件的默认设置。同时求解了流体运动方程和能量方程，确保流场的动态特性与能量传递过程得到准确描述。对于湍流模型的选取，采用了广泛认可的标准 k - ϵ 模型，它能够有效地捕捉湍流的主要特征。针对近壁区的流动特性，采用了标准壁面函数进行处理，以确保边界条件的准确模拟。在初始化流场时，选用了混合初始化方法，这种方法结合了多种初始化策略，能够更快速地达到稳定的流场状态。此外，根据不同工况的要求，设置了相应的初始油温参数，以反映实际工作条件下的温度变化。在计算过程中，忽略了轴承滚子与内外圈之间的油膜影响，以简化模型并提高计算效率。

完成初始化后，计算机开始进行计算，通过不断调整流体参数和方程解，逐步逼近真实的流场状态。当计算收敛，即结果满足预设的精度要求时，将对计算结果进行保存，以便后续的分析 and 讨论。这一过程确保了模拟结果的准确性和可靠性，为后续的轴承性能分析提供了坚实的基础。

4.4 轴承外圈散热结构流场的仿真分析

4.4.1 流场的仿真计算

根据三点球轴承外圈螺旋槽散热的结构特征，提取出了轴承主动外圈流场模型，如图 4-4 所示。

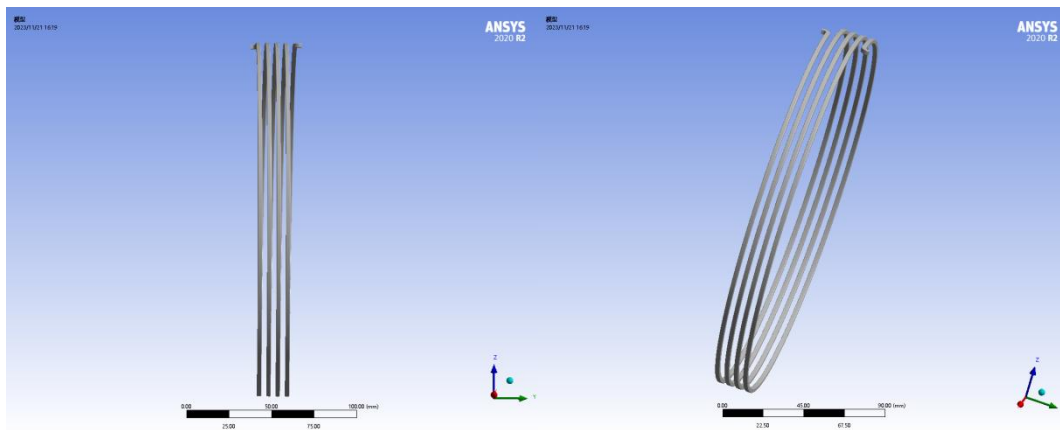


图 4-4 流场的有限元模型

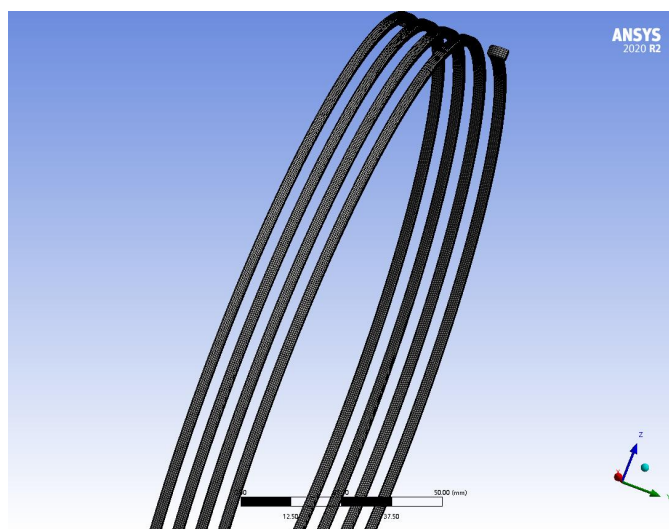


图 4-5 流场的网格划分

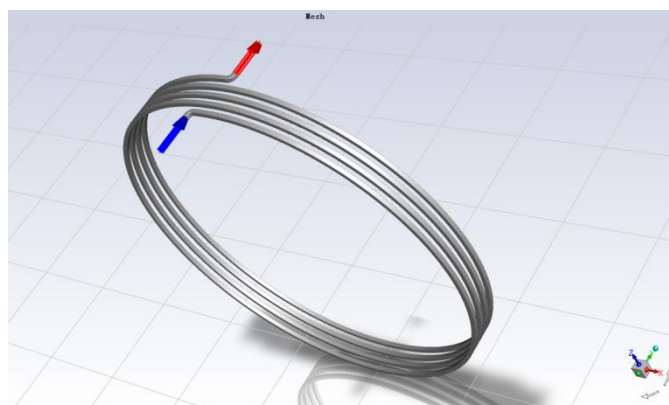


图 4-6 流场结构流体入口出口示意图

从图 4-4 中可以看出，流场结构为螺旋线形状^[53-54]，为了方便建模及流体仿真分析，在轴承外圈上设置了流体的进出口位置，如图 4-6 所示。对流场结构进行仿真分析，网格划分如图 4-5 所示。

网格划分完成后, 设定流体的参数以及边界条件, 使用 FLUENT 进行求解。改变流体入口的流量大小、入口温度等参数, 进而进行求解计算, 并对计算结果的分析[55-56]。

对流体的材料类型进行选择, 所选流体类型为 **engine-oil**, 所选的润滑油需能够满足三点球轴承在高转速工况下对轴承散热系统有足够的润滑及散热能力, 流体的密度为 889kg/m^3 , 比热容为 $1845\text{J/kg}\cdot\text{K}$, 流体的热导率为 $0.145\text{W/m}\cdot\text{K}$, 粘度为 $1.06\text{kg/m}\cdot\text{s}$, 如图 4-7 所示。

同时对散热系统的固体材料进行选择, 所选材料类型为 **steel**, 其密度为 8030kg/m^3 , $502.48\text{J/kg}\cdot\text{K}$, 热导率为 $16.27\text{W/m}\cdot\text{K}$, 如图 4-8 所示。

创建/编辑材料

名称: engine-oil

化学式:

材料类型: fluid

Fluent 流体材料: engine-oil

混合物: none

依据.....订购材料

☒ 名称

☐ 化学式

Fluent 数据库...

Granta MDS 数据库.....

用户定义的数据库.....

属性

密度 (kg/m³): constant, 889

Cp (比热) (J/kg·K): constant, 1845

热导率 (W/m·K): constant, 0.145

粘度 (kg/m·s): constant, 1.06

图 4-7 流体材料设置

创建/编辑材料

名称: steel

化学式:

材料类型: solid

Fluent 固体材料: steel

混合物: none

依据.....订购材料

☒ 名称

☐ 化学式

Fluent 数据库...

Granta MDS 数据库.....

用户定义的数据库.....

属性

密度 (kg/m³): constant, 8030

Cp (比热) (J/kg·K): constant, 502.48

热导率 (W/m·K): constant, 16.27

图 4-8 固体材料设置

4.4.2 轴承散热与入口流体温度的关系

为了深入了解轴承在不同入口油温条件下的散热性能, 进行了针对性的流体仿真分析。在这一过程中, 改变了流体的初始温度, 并以此为基础进行了仿真分析。在保持流体速度恒定的前提下, 选用了润滑油作为介质, 以探究初始油温对

轴承散热情况的具体影响。通过仿真分析，得到了如图 4-9 所示的结果，结果展示了初始油温与轴承散热性能之间的关系，为后续的研究提供了重要的参考依据。

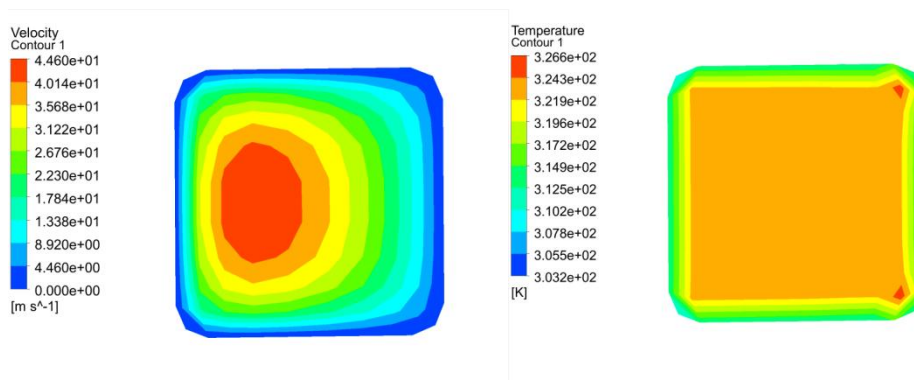


图 4-9 流体出口速度（左）和温度（右）分布

如图 4-9 所示，流体的速度分布为层流^[57-59]，在靠近内界的出口位置，流体的速度变化梯度相对较大，边界层速度变化相对更加均匀。在这种工况下，流体的表面对流换热系数变化不明显，能够很好的稳定住轴承的温度升高。由于热源位于内边界，因此内边界附近温度变化更加明显。

通过改变初始油温进行仿真分析^[60-62]，可以了解轴承在不同初始油温条件下的散热情况。使用专用的润滑油，研究了在螺旋槽内润滑油流量变化的条件下，初始流体温度对轴承散热效率的影响。

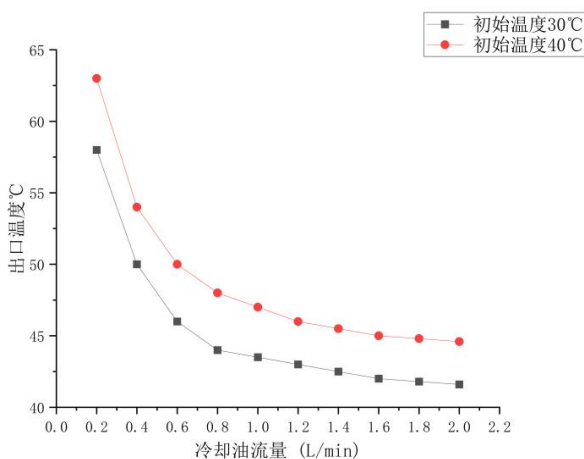


图 4-10 初始油温对流体温升的影响

如图 4-10 所示，从图中可以看出，在两种不同初始油温条件下，随着初始油流量的增加，虽然出口温度降低，但温差减小，可以看出提高初始流体温度并不能改善轴承的散热。

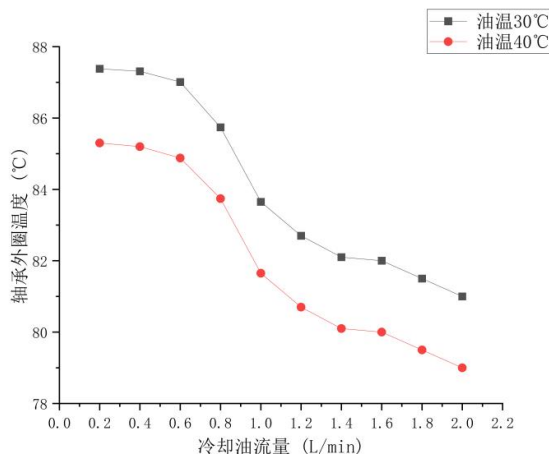


图 4-11 初始温度对轴承散热的影响

从图 4-11 中的数据结果来看可以进一步验证上面的结论。当螺旋槽内的流体的初始温度不断增加的时候,此时流体的对流换热的性能将会降低,散热量将会逐渐减小,对轴承外圈的散热作用减小。由此可以得出以下结论:降低润滑油的初始油温在合适的范围内,能够有效强化对流换热的效果,进而提升轴承的散热性能。

4.4.3 轴承散热与流体初始速度的关系

轴承外圈的散热与螺旋槽润滑油入口流速大小的关联性很强,因此对轴承主动外圈冷却油的进口速度进行调整。将进口温度设置为 30°C,流量不变,只改变流体的入口速度。计算结果如图 4-12 所示,利用润滑油作为流体介质给轴承进行主动散热,当流体速度达到 4m/s 时,外圈冷却油给轴承散热的效果趋于平稳,再通过提高主动外圈的入口流体速度轴承外圈温度不再有明显的变化。

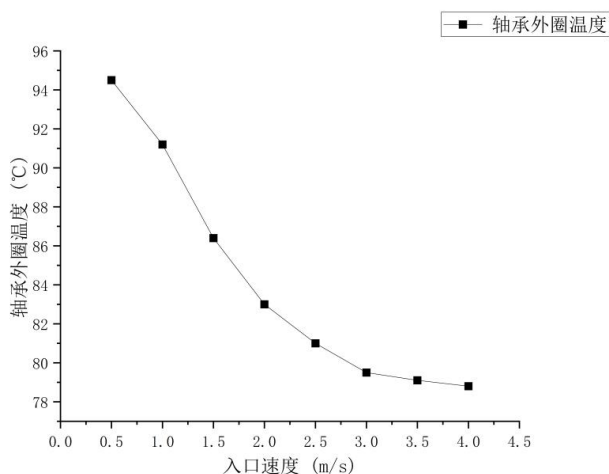


图 4-12 润滑油流速对外圈温度的影响

4.4.4 轴承散热与外圈结构的关系

如前文分析所述,带有螺旋槽的轴承外圈设计能够有效的降低轴承外圈的温度。因此,为了提高主动外圈的散热效率,提出了改变螺旋槽截面形状的想法。如果改变当前的矩形螺旋槽截面,设计新的 V 形的螺旋槽截面形状,预期的性能效率可以提高 10%。螺旋槽截面的新设计如图 4-13 所示。为了比较,管道的长度、深度保持不变,因此压降不会变大。

由图 4-14 可得,在入口处的润滑油温度为 30℃的条件下,轴承外圈螺旋槽采用 V 形结构时的散热效果比采用矩形结构时的散热效果提升明显。这是因为螺旋槽结构为 V 形时,在轴承高速旋转的工况下,润滑油随着轴承的高速旋转在螺旋槽内快速流动,螺旋槽截面加工形状的不同将产生不同的流动效果,螺旋槽的截面形状不同,流体在螺旋槽内的流动状态也不同。虽然流体与轴承外圈的接触面积没变,但是流体在螺旋槽内的湍流^[63-64]效果更强烈,因此流体与轴承外圈的热交换更加明显,三点球轴承在高速运转时产生的摩擦热,通过热传递会导致轴承的温度升高,流体与轴承的热交换会更加频繁,从而可以带走更多因轴承摩擦产生的热量^[65-66]。

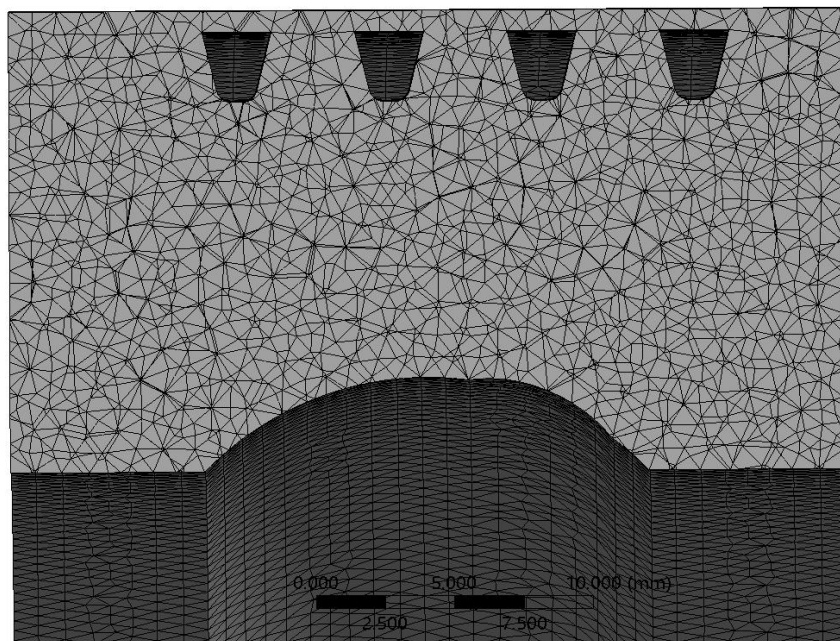


图 4-13 修改后的螺旋槽截面网格模型

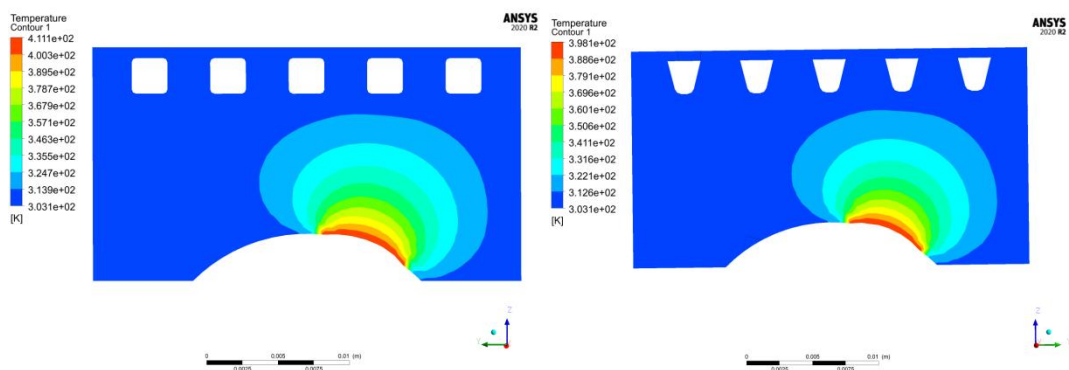


图 4-14 矩形和 V 形截面外圈温度云图对比

两种截面尺寸螺旋槽^[65-68]都能够带走轴承运转过程中产生的热,在没有主动外圈螺旋槽,即为全固体外圈时,计算出的平均温度在材料将达到 453K,这个温度比截面为矩形的螺旋槽外圈高 42K,比 V 形截面螺旋槽外圈高 55K。

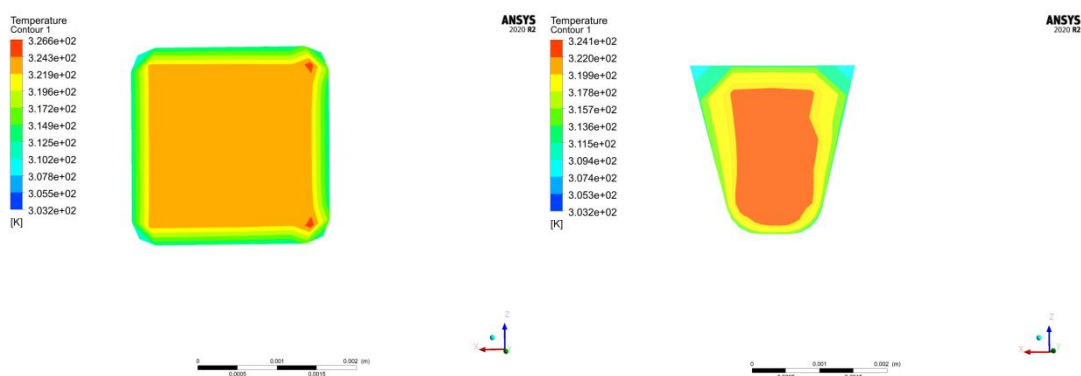


图 4-15 矩形和 V 形截面流体温度云图对比

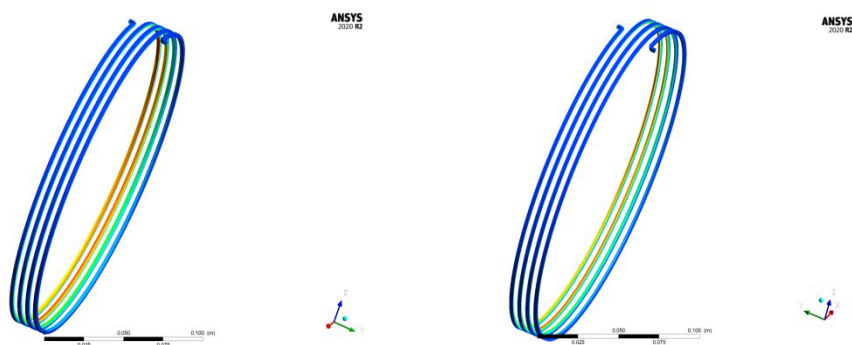


图 4-16 流体中的温度分布矩形截面和 V 型截面

轴承外圈的螺旋槽围绕外圈呈螺旋管状,形成约 5 条螺纹,从第一个螺旋槽到第五个螺旋槽,油温的变化率逐渐减小,大部分的热量吸收已经发生在前三个

螺旋槽中。图 4-16 显示了矩形截面和 V 形截面的流体温度变化云图，在长度的前三分之二处，流体温度的变化率是最高的。因此螺旋槽长度的优化方面在未来的研究中将有很大的发展空间。

4.5 轴承散热系统分析

经过上述分析，可以观察到，当轴承外圈增加散热结构后，能够有效地利用散热螺旋槽内部流体的对流换热特性，将轴承内部因摩擦作用而产生的大部分热量进行有效地传导和释放，从而显著降低轴承的工作温度。鉴于本课题的主要研究方向是高速三点球轴承在高转速工况下的散热效率的问题，因此分析重点主要集中在轴承系统的稳态热性能上。采用了 ANSYS 软件对系统进行热分析，结合先前设定的边界条件及数据，分析得出了轴承散热系统的温度场模型，如图 4-17 所示。这一模型为我们深入理解和优化轴承散热性能提供了重要的参考依据。

通过观察图中可以看到，相较于未设计散热结构时的情况，轴承散热系统的整体温度分布发生了显著的变化。其中，温度峰值主要集中在轴承滚道与滚子的接触部位，其温度值高达 80.1°C 。这主要是由于轴承内滚道与滚子在运转过程中产生的摩擦热量所致，部分摩擦热量会向外滚道传递，但大部分的热量都是通过螺旋槽内的润滑油热对流和与主轴之间的热传导方式散失。但是这两种传热的方式在实际的轴承工况下散热效果并不能达到预期，导致内滚道与滚子接触区域的局部温度偏高。因此，在未来的设计中应进一步优化散热结构，以提高热量的传递效率，从而降低轴承的工作温度。

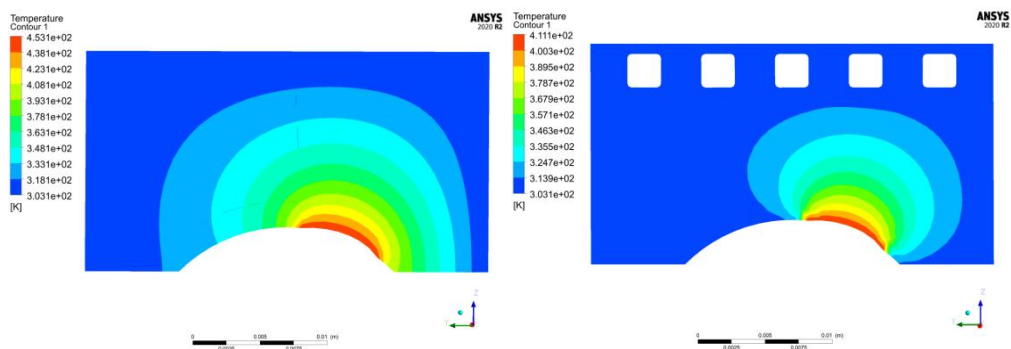


图 4-17 无主动外圈散热和有主动外圈散热

如图 4-17 所示，对轴承外圈的散热结果进行仿真分析，取轴承外圈 YZ 方向的一个截面来作为分析的对象。从左侧的图中可以看出，轴承外圈在没有主动散热的工况下，轴承外圈的平均温度更高，温度较高的区域更大。从右侧的图中

可以看出,轴承外圈在有主动散热系统的工况下,轴承外圈的平均温度更低,且轴承外圈温度较高的区域有所缩小,经过分析计算,轴承外圈的平均温度相较于没有螺旋槽的轴承外圈降低了约 20%,散热效果良好。

4.6 本章小结

本章首先建立了轴承外圈螺旋槽散热结构,提取出主动外圈螺旋槽的流场模型,使用 ANSYS FLUENT 对轴承外圈螺旋槽流场进行仿真分析,对影响流场对流换热的因素进行研究^[69-70],包括入口油温,流体初始速度,以及螺旋槽截面对主动外圈散热效率的影响。对经过重新设计的轴承主动外圈散热结构进行了稳态热分析,通过轴承外圈温度分布的云图可以得到:在轴承外圈上设计的主动外圈螺旋槽能够大幅的降低轴承的温度升高情况,提高了轴承在运行工况下的稳定性。

第 5 章 高速三点球轴承散热试验验证

5.1 试验目的

在航空发动机高速三点球轴承主动外圈散热的研究中，试验验证是非常重要的。通过对轴承进行真实的试验，模拟轴承在高速工况下的生热情况以及散热情况，对前述章节所得出的结论进行验证。在试验验证的过程中探究了流体参数变化的时候，在试验中对三点球轴承温度升高程度的影响，能够更好的总结出螺旋槽内流体散热性能的变化规律。通过试验与分析，能够更加深入地理解轴承的散热机制，为未来的优化设计和性能提升提供有力的支撑。

5.2 轴承温升试验

5.2.1 试验设备及试验方法

试验设备如图 5-1 所示，电机负责给轴承系统提供动力，中间部分为两个支撑轴承座，被试轴承座上有径向和轴向加载装置，可以加载轴向和径向的力，轴承的测温装置安装在轴承座上的小孔上，通过一个测温点与轴承试验台控制柜相连接，从而测得轴承外圈的温度变化，如图 5-3 所示。



图 5-1 轴承试验台装置图

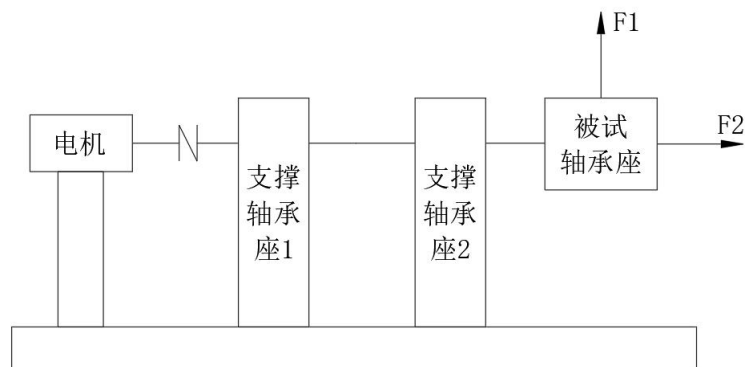


图 5-2 轴承试验台原理框架图

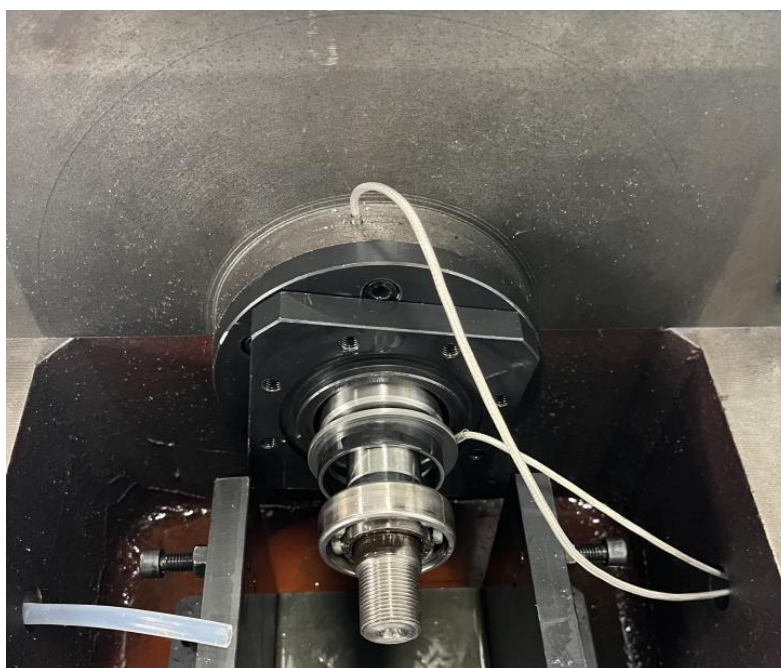


图 5-3 轴承外圈测温点示意图

5.2.2 试验结果及分析

为了测试轴承随着转速攀升的过程中，轴承外圈的温度变化情况，因此做了轴承的温升试验。在实验室环境为 15°C 的体检下进行试验，设置轴向载荷 2456N ，径向载荷为 2980N ，轴承润滑油初始温度为 12°C ，润滑油流量为 0.8L/min 。轴承开始转动后，先设置转速 1000r/min ，待轴承平稳运转 5min 后，依据控制台上的显示数字记录轴承外圈的温度，再分别设置轴承转速为 $1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500, 5000$ 转，每间隔 5 分钟调整一次轴承转速，并记录轴承外圈温度。在轴承的试验台控制柜上显示试验过程的相关参数，如图 5-4 所示。

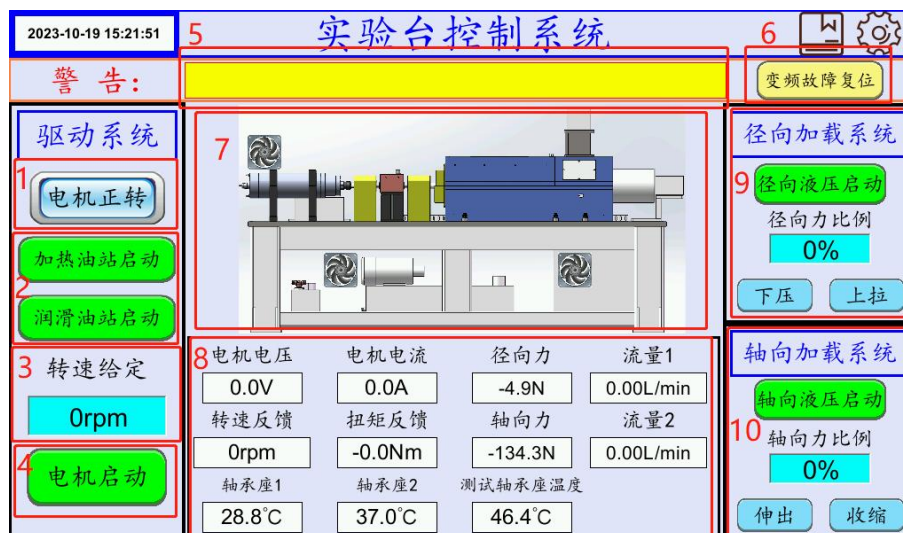


图 5-4 试验台控制柜操作界面图

在当前的工况下，轴承系统的主要传热方式表现为两个方面：一是轴承外圈与轴承座之间发生的热传导对流换热过程，二是轴承系统与外部环境空气之间的对流换热作用。通过这两种传热方式，轴承系统能够有效地将内部产生的热量传递至外部环境，从而保持其稳定的运行状态，通过温度检测装置得到外圈端部的温升曲线，如图 5-5 所示。由图中的轴承温升曲线可以看到，随着轴承转速的升高，轴承因摩擦产生的热量导致轴承外圈温度逐渐升高，预计随着转速的增加，轴承的温度升高将更加明显，说明在轴承运转过程中，转速是影响轴承温度升高的重要因素。

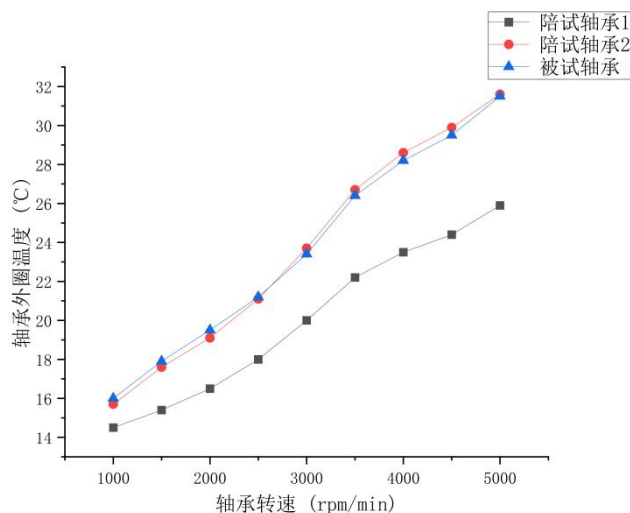


图 5-5 轴承外圈温升曲线

通过仔细对比上述各温度点的温度变化，可以观察到尽管各测温点温度存在

细微的波动，但这些变化对本次试验所关注的核心验证结果并未产生显著影响。因此，可以得出结论，采用这种模拟轴承生热的方法，既满足了试验要求，分析结果也相对可靠，提供了重要的数据支持。

5.3 轴承主动外圈散热试验

5.3.1 试验设备

试验设备如图 5-6 和图 5-7 所示，驱动装置给整个试验台提供动力系统，给轴承施加的径向力来自于轴承的径向加载装置，施加的轴向力来自于轴向加载装置，与试验台相连接的操作台上可以设置轴承转速以及给轴承施加的轴向，径向力的大小，测量温度的传感器放置在被测轴承的轴承外圈附近，监测轴承外圈的温度变化情况。



图 5-6 试验机



图 5-7 试验机控制台

5.3.2 试验过程

1. 试验前检查

试验前应对试验台进行以下检测或检查，并详细记录检查内容：

(1) 清洗各装配部件，油孔，沟槽等处需用高压空气吹净，检查确认试验机内部无金属屑等其他异物；

(2) 试验轴承应为合格产品；

(3) 试验前对润滑系统油箱进行清洗，按型号要求更换全新的试验用润滑油，检查喷嘴的流量应符合要求，检查喷嘴的供油喷射位置应合适；

(4) 计量轴承的全项尺寸（内径，外径，宽度尺寸，游隙等），轴颈直径与安装孔孔径应符合要求；

(5) 对试验设备各传感器及显示仪表进行检查和检定；

2. 磨合试验

轴承装配后，在正式的试验前，需按照表 5-1 要求进行 30min 磨合试验。

表 5-1 磨合试验参数

序号	轴承转速 (r/min)	轴向载荷 (N)	径向载荷 (N)	滑油供油流量 (L/min) 或压 力 (MPa)	环下滑油供油 温度 (°C)	运转时 间 (min)
1	9017	3580	1237	根据收油效率 标定试验确定。	100±5	10
2	12053	7811	1237		100±5	10
3	9017	10000	1237		100±5	10

5.3.3 试验结果分析

(1) 外圈供油和外圈不供油条件下轴承散热效果对比

为了试验高速三点球轴承在无主动外圈和有主动外圈的工况下的散热效果，在实验环境 25-30°C 的条件下对轴承进行测试，设置入口油流量为 1.4-1.6L/min，在 12000r/min 的转速下，轴向力为 6086N，径向力为 4628N。在轴承外圈不供油的条件下，分别在轴承润滑油温度 50,60,70,80,90,100°C 的工况下，监测轴承外圈的温度，在每一个温度点每间隔 2 分钟测量一次轴承外圈的温度，共测量三次，取平均值，记为在该温度点下轴承外圈的温度。在轴承温度冷却到实验室温度后，再对三点球轴承进行外圈供油的实验，对轴承试验台设置与外圈不供油时相同的

参数，将外圈冷却油加热至 50°C ，待轴承运转平稳后，测量轴承外圈的温度，温度记录开始时间为试验机监控温度达到稳态时，后续在达到稳态的 2min 内分别再记录 2 次数据，计算平均值，作为实验采集数据，在后续的每一个温度点都按照此流程进行操作。

实验结果如图 5-8 所示，轴承在有外圈供油的工况下，测量出轴承外圈的温度比没有外圈供油时的温度平均低了 10°C ，说明轴承在加入了主动外圈散热后，对提升轴承散热效果明显，并且随着入口油温的升高，二者的差距在缩小，说明入口油温适当降低，更有利于提升轴承主动外圈散热效率，同时对数据的理论计算，结果与实验结果吻合较好。

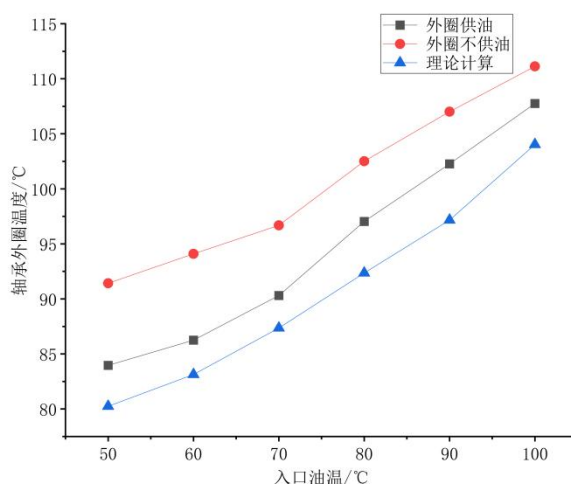


图 5-8 12000r/min 时轴承外圈温度对比

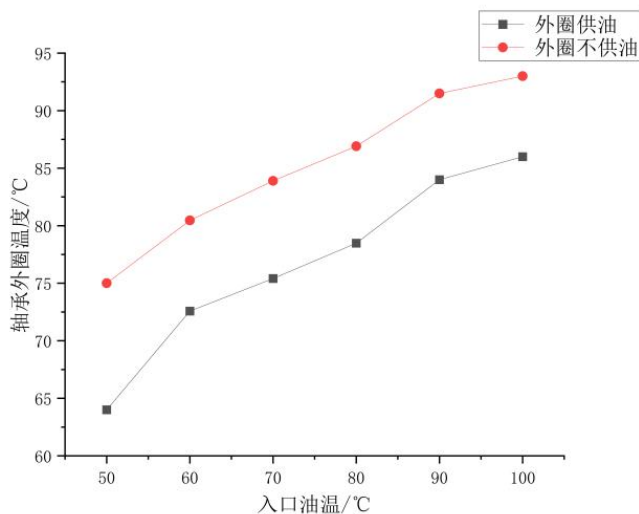


图 5-9 9000r/min 时轴承外圈温度对比

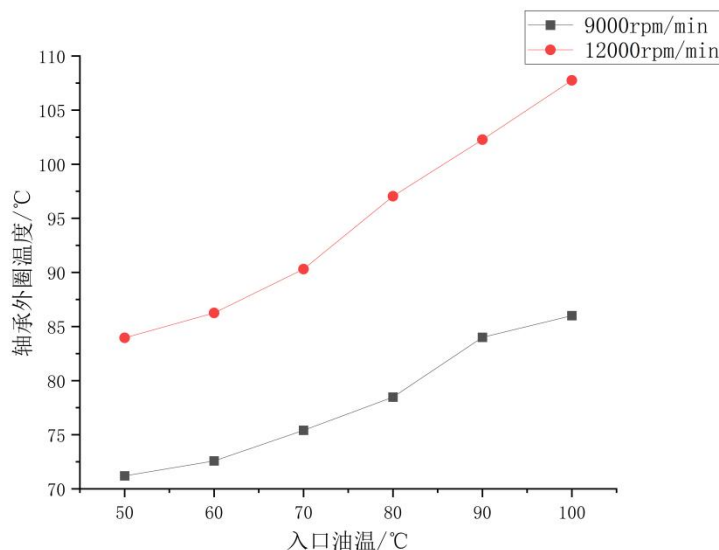


图 5-10 不同转速下轴承外圈温度对比

为了与轴承在 12000r/min 时轴承主动外圈效率进行对比，试验了轴承在 9000r/min 时轴承外圈的温度变化情况。如图 5-9 所示，与 12000r/min 时类似，有轴承主动外圈散热时，轴承外圈的温度比不供油时低，且相同入口油温时，轴承转速越高，测得的轴承外圈的温度越高，这是因为轴承的转速越高，轴承在运转过程中因摩擦产生的温度越高，如图 5-10 所示。

(2)冷却油流量对主动外圈散热效果的影响

为了验证主动外圈冷却油流量对高速三点球轴承散热效率的影响，因此在轴承高速运转的工况下，给主动外圈提供不同流量的润滑油，监测在不同油流量的条件下，轴承外圈的温度变化。

在验证轴承主动外圈油流量对轴承散热影响时，轴承转速设置为 12000 转/分，轴向载荷为 6086N，径向载荷为 4628N，外圈供油油温为 95°C，油流量为 0.2L/min-2L/min，从 0.2L/min 开始，每间隔 0.2L 改变一次。温度记录开始时间为试验机监控温度达到稳态时，后续在达到稳态的 2min 内分别再记录 2 次数据，计算平均值，作为实验采集数据，在 10min 内温度变化不大于 $\pm 2^{\circ}\text{C}$ ，即为温度稳定标准。

试验结果如图 5-11 所示，在外圈供油量变大的过程中，轴承外圈的温度慢慢降低，可以看出在其他条件不变的情况下，增大外圈的供油量，可以有效降低轴承外圈的温度，其中在油流量在 0.6L/min-1.4L/min 时轴承外圈温度变化较大。

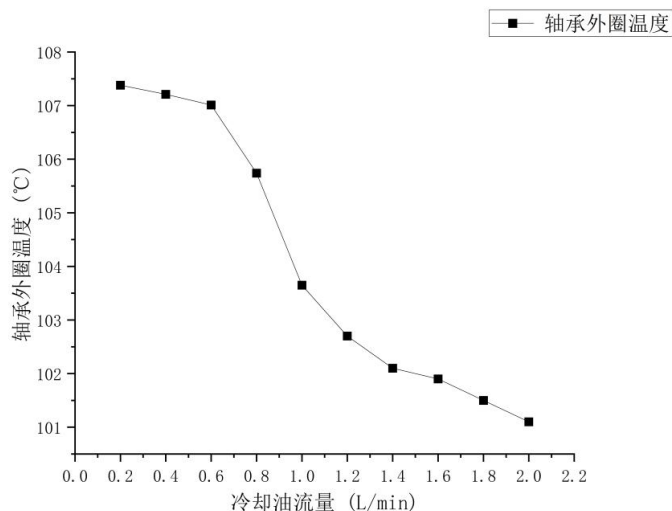


图 5-11 冷却油流量对外圈温度的影响

5.3.4 试验结论

1. 本节所设计的轴承主动外圈散热螺旋槽，通过在试验机上进行一系列的试验，对轴承主动外圈散热冷却油流量，初始油温进行调整，能够比较准确的测试出轴承外圈的温度变化过程，能够精确地获取轴承外圈温度变化的动态过程，实现对轴承工作状态的有效监测和评估，从而对轴承主动外圈散热的散热性能进行分析，为轴承的性能分析和优化设计提供有力的数据支持。

2. 对比了有主动外圈散热轴承与无主动外圈散热轴承的试验数据，发现主动外圈散热轴承在散热效果更好；其次，针对不同入口油温的冷却油进行了对比，结果表明入口油温的变化对散热效果具有显著影响。最后，还对不同流量的冷却油进行了散热效果的对比，发现流量大小同样是影响散热效果的关键因素。通过这些分析的结果，同时也证实了上文仿真结果的可靠性。

3. 通过对试验结果的分析研究，可以得出结论，在传统轴承的轴承外圈上设计主动散热的螺旋槽，通过引入冷却油的方式与轴承进行对流换热，对进一步降低轴承的温度，提高轴承的散热性能有很大帮助，说明给轴承设计的主动散热系统相比于传统的轴承散热系统在散热性能方面有很大的提升。

5.4 本章小结

本章主要对轴承主动外圈螺旋槽的散热性能进行研究，特别是对轴承外圈螺旋槽对流换热性能进行了试验探究，包括轴承的温升试验。对三点球轴承进行测试试验，将试验结果进行分析对比。在此基础上，总结出了改良高速三点球轴承

散热性能的有效方法。通过引入主动外圈螺旋槽，我们显著提升了轴承的散热性能，这一成果不仅为轴承的主动散热研究提供了参考依据，也为轴承设计和性能优化提供了新的思路和方法。随着研究的深入，轴承的散热性能将得到进一步的提升，从而满足更高速度、更高负载的工况需求。

第 6 章 结论和展望

6.1 结论

高速三点球轴承作为航空发动机试验机重要的主轴支撑部件，它在高速三球轴承试验机的研制和发展中起着重要的作用。在试验装置高速重载荷的条件下，试验轴承因发热而引起的主轴稳定性问题是需要解决的核心问题之一。本文通过理论研究、仿真分析和试验验证等方式，对试验轴承的散热问题进行了深入研究，得出了提高试验轴承散热性能的方法，为高速三点轴承试验机的整体设计和运行以及主轴运行的可靠性提供了保障。本文的主要工作如下：

(1)根据测试轴承的设计选型及轴承的相关结构参数，对三点接触球轴承进行静力学模型分析，拟静力学分析，将模型求解结果与商业软件、文献资料对比分析，验证模型的准确性，并为热力耦合程序和动力学程序提供初值。基于拟静力学模型，研究了工况和结构参数对三点球轴承生热的影响，利用局部法对三点球轴承进行热功耗计算，结果显示：在增加轴承转速和载荷力的条件下，轴承的功耗增加了约 30%；在增加轴承的沟曲率系数条件下，轴承的功耗增加了约 15%，在增加轴承初始接触角的条件下，内圈自旋摩擦和搅油摩擦增加了约 5%。

(2)根据前文编写三点接触球轴承局部功耗的计算程序，采用热网格法建立了三点接触球轴承的热力耦合模型，对三点接触球轴承划分热节点，编写热传递模块，计算出各节点的温度。在改变轴承转速和载荷的工况下对轴承的各温度节点进行分析，结果显示：在轴承转速和载荷增加的过程中，轴承各节点的温度都有所增加，最高增加了约 35%。

(3)对高速三点接触球轴承进行散热过程的仿真分析，首先建立三点接触球轴承主动外圈螺旋槽散热模型，并在仿真软件中对建立好的模型进行各种条件的设置，最后对仿真结果进行分析。通过分析了入口油温，流体入口流速，流体流量变化三个条件对轴承外圈温度的影响，对新设计的主动外圈螺旋槽进行仿真分析，并将分析结果与现有设计的外圈螺旋槽进行对比，结果显示：在有主动外圈散热轴承的情况下，轴承的平均温度降低了约 20%，且新设计的 V 型螺旋槽相对于矩形螺旋槽散热效率提升了约 15%。

(4)对高速三点球轴承的散热试验验证并对轴承主动外圈螺旋槽的散热性能进行研究，针对轴承外圈螺旋槽对流换热性能进行了试验研究，包括对轴承的温

升试验。介绍了试验所需的装置和测试的方法，对试验流程和相关事项进行了论述，然后对测试得到的试验数据进行分析，得出了试验结论，印证了前述章节的理论分析及仿真结果，为轴承主动散热研究提供了相关参考依据。

6.2 展望

本文对三点接触球轴承在高速工况下的热功耗，节点温度进行了较为详细的研究，以及对轴承的主动散热方法进行了研究，但还有很多许多不足之处：

(1)本文对三点球轴承主动散热方法的研究，主要针对轴承外圈螺旋槽结构而进行，通过这种设计来改善轴承在高速运行工况下的散热性能，但要更加准确的研究和测试轴承的散热性能，还需要考虑影响轴承散热系统的其他各个方面。

(2)试验研究中采用的轴承生热系统，虽然可以满足试验的预期效果，但是试验的温度与实际轴承温度还有一些差距，因此在这个方面还有待改进。

参考文献

- [1] 林左鸣.战斗机发动机的研制现状和发展趋势[J].航空发动机,2006(01):1-8.
- [2] 姜晓莲,王斌.浅析未来航空发动机技术的发展[J].航空科学技术,2010,123(02):10-12.
- [3] 林基恕.航空发动机主轴滚动轴承的技术进展[J].燃气涡轮试验与研究,2003(04):52-56.
- [4] 潘毅广.航空发动机中介轴承试验台主轴临界转速分析[D].大连理工大学,2015.
- [5] 赵燕,公平,徐雷.双半内圈角接触球轴承有限元分析[J].哈尔滨轴承,2015,36(03):3-4.
- [6] 卞锦兰,杨凯,历英.双半外圈三点接触球轴承的精研加工[J].哈尔滨轴承,2013,34(02):56+74.
- [7] 王小康.高温轴承钢材料滚动接触疲劳损伤扩展机理研究[D].哈尔滨工业大学,2022.
- [8] 唐瑞,高利霞,余丹,等.三点接触球轴承拟动力学模型分析及验证[J/OL].航空动力学报:1-13.
- [9] 陈景新,罗勇水,徐宗贤.风电齿轮箱高速轴轴承高温故障处理方案[J].润滑与密封,2020,45(08):130-134.
- [10] 李杨.基于振动环境下的高速列车轴箱轴承试验台设计与研究[D].西南交通大学,2016.
- [11] 徐荣瑜,何剑,杨进周.三点、四点接触球轴承设计与应用[J].轴承,1998(12):2-5+31-1.
- [12] 梁霄,贾朝波,高福达等.某发动机用三点接触球轴承失效分析[J].轴承,2013,398(01):25-28.
- [13] 徐跃进.高速脂润滑轴承温升失效分析与试验研究[J].机械设计,2008(04):49-52.
- [14] 陈丽文.多场耦合作用下磁液双悬浮轴承温升及热变形特性研究[D].燕山大学,2023.
- [15] 夏新涛,张庆伟,马美玲.乏油润滑对球轴承摩擦发热影响研究[J].哈尔滨轴

- 承,2017,38(03):3-6+21.
- [16] 于亚婷,杜平安,王振伟.有限元法的应用现状研究[J].机械设计.2005,22(3):6-9.
- [17] 崔健,安浩俊,杨子震.基于流固耦合有限元的LNG泵用轴承模态影响研究[J].机械,2023,50(11):15-20+45.
- [18] 孔亚楠,薛玉君,叶军等.热网络法和有限元法保护轴承热分析研究[J].机械设计与制造,2023(10):31-35.
- [19] 潘迎,高文君,李坤,等.基于有限单元热网络法的航空发动机主轴轴承热分析[J].推进技术,2021,42(01):149-155.
- [20] Palmgren,A.,Ball and Roller Bearing Engineering [M], 3rd Ed., Burbank, Philadelphia, 1959.
- [21] Harris T A, Kotzalas M N. Rolling Bearing Analysis: Advanced Concepts of Bearing Technology [M].5th edition.CRC Press, 2006:81-150.
- [22] Nélias D, Sainsot P, Flamand L. Power Loss of Gearbox Ball Bearing under Axial and Radial Loads[J].Tribology Transactions, 1994, 37(1):83-90.
- [23] Rumbarger J H, Filetti E G and Gubernick D. Gas Turbine Engine Mainshaft Roller Bearing-System Analysis[J], Journal of Lubrication Technology,1973,95:401-416.
- [24] Jorgensen B R, Shin Y C. Dynamics of Machine Tool Spindle/Bearing Systems Under Thermal Growth[J]. Journal of Tribology, 1997, 119: 875-882.
- [25] Li H Q, Shin Y C. Integrated Dynamic Thermo-Mechanical Modeling of High Speed Spindles, Part1: Model Development[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2004, 126: 148-158.
- [26] Pouly F, Changenet C, Ville F. Investigations on the Power Losses and Thermal Behavior of Rolling Element Bearings[J]. Journal of Engineering Tribology, 2010, 224(4): 925-933.
- [27] 杨咸启.轴承系统温度场分析[J].轴承,1997(03):2-6.
- [28] 陈观慈,王黎钦,古乐,郑德志.高速球轴承的生热分析[J].航空动力学报,2007(01):163-168.

- [29] 康辉民,陈小安,陈文曲,周明红,邢利娜.高速电主轴轴承热分析与实验研究[J].机械强度,2011,33(06):797-802.
- [30] 王燕霜,刘喆,祝海峰.轴连轴承温度场分析[J].机械工程学报,2011,47(17):84-91.
- [31] 苏壮,李国权.航空发动机主轴承热分析边界条件处理方法[J].航空发动机,2015,41(03):72-76.
- [32] 梁群.角接触球轴承的热特性分析[D].青岛理工大学,2015.
- [33] 马志涛,李军宁,赫东锋,等.基于有限元法的高速圆柱滚子轴承热特性分析[J].轴承,2018, No.458(01):23-26+55.
- [34] 于洁,刘忠,袁伟等.高速球轴承生热量的理论及试验研究[J].机床与液压,2021,49(17):68-73.
- [35] 靳岚,蒋海元,卢世奇等.考虑热诱导载荷和摩擦生热交互影响的高速角接触球轴承温度场分析[J].轴承,2023(04):32-37.+
- [36] 杨世铭.传热学[M].北京:高等教育出版社,1980,4-7.
- [37] 陶文铨.数值传热学[M].西安:西安交通大学出版社,1988,507-541.
- [38] 王黎钦,陈观慈,古乐,等.高速圆柱滚子轴承工作温度研究[J].航空动力学报,2008,23(1):179-183.
- [39] Liao N, Lin J F. A New Method for the Analysis of Deformation and Load in A Ball Bearing with Variable Contact Angle[J]. Journal of Mechanical Design.2001,123(2):304-312.
- [40] Hamrock, B. J. Analysis of an Arched Outer-Race Ball Bearing Considering Centrifugal Forces[J].ASME, 1973,95(3):265-271.
- [41] 毕江涛.高速电主轴热态性能分析与实验研究[D].重庆:重庆大学,2011,30-32.
- [42] 陈观慈,王黎钦,古乐,郑德志.高速球轴承的生热分析[J].航空动力学报,2007(01):163-168.
- [43] 胡帅,徐翔宇,冯伟,等.深沟球轴承喷油润滑搅油损失研究[J].润滑与密封,2024,49(01):1-8.
- [44] Nélías D, Sainsot P, Flamand L. Power Loss of Gearbox Ball Bearing under

- Axial and Radial Loads[J].Tribology Transactions, 1994, 37(1):83-90.
- [45] 于洁,李松生,袁伟,陈晓阳.考虑热变形影响的主轴承动态特性[J].航空动力学报,2018,33(02):477-486.
- [46] 任志俊,薛国祥.实用金属材料手册[M].江苏:江苏科学技术出版社,1987, 301-312.
- [47] 王燕霜,刘喆,祝海峰.轴连轴承温度场分析[J].机械工程学报,2011,47(17):84-91.
- [48] 李骏.航空发动机轴承腔内两相流数值模拟[D].沈阳航空航天大学,2015.
- [49] 李茂德.热传导过程中的热传递系数的分析研究[J].同济大学学报(自然科学版),2001,29(10):1257-1260.
- [50] 刘霞,葛新峰.FLUENT 软件及其在我国的应用[J].能源研究与应用,2003, 2: 20-26.
- [51] 韩占忠,王敬,兰小平.FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用[M].北京:北京理工大学出版社,2004,45-51.
- [52] 姚征,陈康民.CFD 通用软件综述[J].上海理工大学学报,2002,24(20): 137-14..
- [53] 谢公南,王秋旺,陶文铨.环形通道内层流入口段换热及流体变物性的影响[J].化工学报,56(8):1403-1407.
- [54] 陈维汉.管内流动换热过程的性能综合分析[J].华中理工大学学报,2001, 29: 18-21.
- [55] 陶文铨.计算流体力学与传热学[M].北京:中国建筑工业出版社,1991, 83-96.
- [56] 房立庆,张浩,师素双等.油气混合润滑状态下滑动轴承润滑特性的数值模拟[J].计算物理,2023,40(01):47-56.
- [57] 廖中文,高俊文,王海林.润滑油层流稳定性的实验研究[J].机床与液压,2015,43(23):46-49+68.
- [58] 汤明,孔令豪,何世明.屈服幂律流体螺旋层流流动压降简化模型[J].科学技术与工程,2018,18(32):25-29.
- [59] 王翠华,刘胜举,吴剑华,等.三角形螺旋流道充分发展层流流体的流动性能[J].

- 化工学报,2014,65(01):100-107.
- [60] 高琛,许涛,陈玉立等.基于 ANSYS Workbench 的角接触球轴承摩擦热仿真研究[J].轻工机械,2023,41(03):35-40+48.
- [61] 李金明,王家序,肖科,等.橡胶合金螺旋槽水润滑轴承流体域仿真分析[J].润滑与密封,2011,36(12):26-31+54.
- [62] 杨浩. 外励磁磁流体轴承涡流场与温度场的仿真分析[D].浙江大学,2011.
- [63] 王翠华,李光瑜,苏方正等.螺旋套管换热器壳程流体湍流换热热力性能数值研究[J].过程工程学报,2022,22(07):935-943.
- [64] 梁远飞. 黏弹流体湍流减阻数值模拟研究[D].广州大学,2022.
- [65] 高琛,许涛,陈玉立等.基于 ANSYS Workbench 的角接触球轴承摩擦热仿真研究[J].轻工机械,2023,41(03):35-40+48.
- [66] 李友胜.基于局部热源法的滚子轴承温度场分布的研究[J].机械设计与制造,2016(11):34-37.
- [67] 韩原臻,殷玉枫,王嘉誉.径向螺旋槽空气轴承起飞速度与承载能力试验研究[J].润滑与密封,2024,49(03):160-165.
- [68] 刘富康. 高速水润滑动压螺旋槽轴承电主轴热特性分析[D].东南大学,2022.
- [69] 于洁,刘忠,袁伟,等.高速球轴承生热量的理论及试验研究[J].机床与液压,2021,49(17):68-73.
- [70] 李小萍. 高速运转下角接触球轴承温升特性数值模拟与试验分析[D].河南科技大学,2019.

攻读硕士学位期间发表的学术论文及参研项目

一、发表学术论文

[1]第二作者, The effect of fit clearance between outer race and housing on vibration characteristics of a cylindrical roller bearing with localized defects[J]. Machines, 2022,10(6):415. (SCI 论文)

二、参研项目

[1]横向课题: 数据处理软件及运算环境模拟运算 (编号: HX-2021-10-023)

[2]芜湖市科技局项目: CT 球管液态金属轴承关键技术研究 (编号: 2021yf09)

致谢

行文至此，落笔为终。凡是过往，皆为序章。我与安工程始于 2021 年金秋，终于 2024 年初夏，这三年美好的学生生涯，到这里也就此告一段落了。总以为来日方长，却不知时光匆匆。在安徽工程大学攻读硕士期间，虽遇各种困难和压力，但有良师无私的帮助，益友真诚的陪伴，家人全力的支持，也倍感充实。如今，在论文成文之际，首先对我的导师王风涛副教授真诚的道一声，谢谢！导师渊博的学识，严谨求实的治学态度、对学科前沿敏锐的洞察力和探索精神以及忘我的工作热情，都给我留下了非常深刻的印象，使我深受启迪，终生受益，并将激励我在今后的工作生活中奋发向上，不断进取。在研究生三年的学习和生活中，导师不但在学术上给予我悉心的指导，在工作和生活上也同样给予了我非常多的关怀和照顾。值此，谨向我尊敬的导师再次致以衷心的感谢和崇高的敬意。

感谢洛阳轴承厂的李颖颖等工程师在我的论文试验部分提供的帮助，提供了包括关于试验的设备以及关于试验的宝贵建议，让我能够在真实的工况下对轴承的产热以及散热进行试验测试，并获得真实的实验数据，对我在试验过程中所遇到的问题也是事无巨细的解答。

感谢实验室的冉海风，代鹏师兄，西安交大的田明超师兄，以及我的同届同学杨仁志、任英虎、姚金结等人一直以来对我科研上的帮助，独学而无友，则孤陋而寡闻，今得与君同窗，如切如磋，如琢如磨，其乐无穷。

感谢我的好朋友巫小燕，王雪，陶万宝等在研究生三年期间的陪伴，在学习方面的支持和帮助，和你们一起学习、共同进步，我感到非常开心，也祝愿我们毕业同欢、前程似锦。

感谢我的父母对我经济上与精神上的双重资助，父母是我最坚实的依靠，往后余生孩儿定当加倍努力回报你们。

最后，感谢我的祖国，在疫情期间给予我们每一个科研人幸福而安全的学习环境，读书不仅仅是为了往后的生活，更是为了实现中华民族伟大复兴而奋斗！

尚禮敬學 唯實惟新

