

学校代码	10699
分类号	TH132
密级	
学号	2012100452



西北工业大学
NORTHWESTERN POLYTECHNICAL UNIVERSITY

博士学位论文

题目 行星滚柱丝杠副螺纹牙
载荷分布计算模型与方法

作者 张文杰

学科、专业 机械设计及理论

指导教师 刘更

申请学位日期 2017 年 11 月

西北工业大学

博士学位论文

(学位研究生)

题目： 行星滚柱丝杠副螺纹牙
载荷分布计算模型与方法

作者： 张文杰

学科专业： 机械设计及理论

指导教师： 刘更 教授

2017 年 11 月

Calculation Model and Methods of Load Distribution over Threads in the Planetary Roller Screw Mechanism

**By
Zhang Wenjie**

**Under the Supervision of Professor
Liu Geng**

A Dissertation Submitted to
Northwestern Polytechnical University

In partial fulfillment of the requirement
For the degree of
Doctor of Engineering

Xi'an P. R. China
November, 2017

摘要

行星滚柱丝杠副 (Planetary Roller Screw Mechanism, PRSM) 是一种滚动螺旋传动机构, 可将丝杠的旋转运动转换为螺母的直线运动, 或将螺母的旋转运动转换为丝杠的直线运动。PRSM 具有承载能力大的突出优势, 同时具有运转速度快、运行平稳性好、环境适应性强及使用寿命长等优点。随着装备制造业自动化、智能化的快速发展, PRSM 作为大推力机电作动器 (Electro-Mechanical Actuator, EMA) 的常用执行机构, 逐步受到工程领域关注, 已广泛应用于航空、航天、航海、石油等领域。PRSM 承载特性是其工作性能的重要体现, 也是决定 EMA 工作性能的关键因素。PRSM 螺纹牙载荷分布是其承载特性的重要指标之一。PRSM 存在载荷在螺纹牙间分布不均匀的现象, 螺纹牙载荷分布的不均, 限制了 PRSM 在确定丝杠公称直径下承载能力的提升, 并且将导致传动噪声大、磨损加剧、工作寿命下降等现象, 严重制约了 PRSM 在要求高承载及长寿命等领域的应用。本文对 PRSM 螺纹牙载荷分布进行了深入的研究, 对指导 PRSM 结构参数设计、螺纹牙型参数设计、提高 PRSM 承载能力具有重要的理论意义和工程应用价值。

本文建立了 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型, 揭示了载荷分布对安装方式、受力状态、材料参数及螺纹牙加工误差等因素的敏感性, 提出了 PRSM 螺纹牙均载设计方法, 并初步开展了双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布研究, 最后, 针对本文螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布影响规律研究进行实验验证。本文的主要内容和成果有:

1. 基于 PRSM 结构特点及其承载原理, 将 PRSM 离散为螺纹轴段、螺纹牙及螺纹牙接触点三个部分, 考虑 PRSM 安装方式与受力状态, 建立了 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型。基于螺纹牙闭环内的变形协调条件及滚柱在丝杠侧与螺母侧的受力平衡条件, 得到求解载荷分布的矩阵方程。由于实际加工中, PRSM 螺纹零件不可避免地存在加工误差, 因此进一步考虑螺纹牙加工误差对螺纹牙载荷分布的影响, 将所建模型改进为考虑误差的螺纹牙载荷分布计算模型。通过与有限元模型及已有文献的计算结果进行对比, 验证了 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型的正确性。

2. 深入分析了 PRSM 螺纹牙载荷分布对安装方式、受力状态、材料参数、结构参数及螺纹牙加工误差的敏感性, 并得到其对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律。研究发现 PRSM 在不同安装方式下的螺纹牙载荷分布规律不同, 在同种安装方式下不同受力状态时的螺纹牙载荷分布规律相同。PRSM 材料参数, 即滚柱弹性模量对螺纹牙载荷分布影响较小。PRSM 结构参数中, 螺母外径及除螺距外的螺纹牙型参数对螺纹牙载荷分布影响较小。丝杠滚柱中径比、滚柱个数、滚柱螺纹牙个数及螺距对螺纹牙载荷分布影响较大。PRSM 螺距误差的存在可能使螺纹牙载荷分布更加不均, 但也有可能使载荷分布不均现象有所改善。螺距误差对 PRSM 滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧载荷分布的影

响规律相反。PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象是轴段变形的累积效果引起的，丝杠与螺母轴段变形对螺纹牙载荷分布起主导作用。

3. 基于螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律，提出了 PRSM 螺纹牙均载设计方法。首先，基于 PRSM 螺纹牙弯曲与剪切强度条件及接触屈服条件，得到螺纹牙额定静载荷与极限载荷计算方法，基于此提出以 PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象可控为目标的螺纹牙型参数设计准则。其次，基于螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律，提出 PRSM 螺纹牙型匹配设计方法，通过对滚柱与螺母的螺距及牙厚的匹配设计，使丝杠、滚柱及螺母螺纹牙初始接触状态有助于补偿其在承载后螺纹轴段产生的累积变形，进而改善 PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象。

4. 以 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型为基础，结合双螺母法兰式预紧 PRSM 结构特点及其承载原理，建立了双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型，开展了其螺纹牙载荷分布研究。研究表明双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布特性由安装方式、受力状态、结构参数、材料参数、弹性元件刚度及预紧力施加螺栓组刚度共同决定。在轴向载荷作用下，一侧螺母的预紧力将在特定轴向载荷下释放，使预紧力释放的轴向载荷值由 PRSM 螺母轴段刚度、弹性元件或预紧力施加螺栓组等共同决定。双螺母法兰式预紧 PRSM 承受轴向载荷后，在一侧螺母预紧力完全释放之前，轴向载荷完全由另一侧螺母承担。预紧力释放之后，轴向载荷将由两侧螺母分担，当 PRSM 螺母承受拉力时，两侧螺母载荷分配由预紧力施加螺栓组刚度决定，当 PRSM 螺母承受压力时，两侧螺母载荷分配由弹性元件刚度决定。

5. 基于两套加工参数相同、生产厂家不同的 PRSM 样机，开展了螺距误差对螺纹牙载荷分布影响的实验研究。对 PRSM 实验样件进行了螺距误差实测、带载运行测试及带载运行后的螺纹牙接触侧表面形貌测试。以螺纹牙接触侧磨损深度间接反映螺纹牙载荷大小，通过对比螺距误差实测值、螺纹牙载荷理论值及螺纹牙接触侧磨损深度，间接验证了螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响。

最后，对全文研究工作进行了总结，指出了本文研究工作存在的不足，并展望了 PRSM 螺纹牙载荷分布未来的研究方向。

关键词：行星滚柱丝杠副，承载特性，载荷分布，均载设计，牙型参数，双螺母预紧

本研究得到国家自然科学基金支持（编号：51275423，51505381）资助。

Abstract

Planetary roller screw mechanism (PRSM) is a device to transmit rotary motion into linear motion, or vice versa. As PRSM has numerous contact points and has no returning device, it is of great advantages of large applied load, high velocity, long service life, etc. Along with the development of the automatization and intelligence of manufacturing industry, PRSM attracts much attention in engineering, as a device of Electro-Mechanical Actuator (EMA), and has been widely used in aviation, aerospace, navigation and oil production. The load bearing characteristic is one of the most important performance of PRSM, and it plays an important role on the performance of EMA, and load distribution over threads of PRSM is an expression of load bearing characteristic. However, the applied load is always non-uniformly distributed among threads of PRSM, which will limit the promotion of PRSM capacity in definitized nominal diameter of screw, and it will cause transmission noise, excessive wear of threads, decline of service life, and restricts the applications of PRSM. Research on load distribution over threads of PRSM in this paper will provide the technical foundation to parameter design and further improvement of load bearing capacity of PRSM.

The phenomenon of load non-uniform distributed over threads of PRSM is systematically investigated in the paper, then the effects of installations, load conditions, material parameters, structural parameters and manufacturing errors on load distribution over threads are revealed. On the basis on effects of pitch deviation on load distribution, the load balance design method of PRSM is proposed. Then the load distribution over threads of dual-nut pre-load PRSM is investigated. Lastly, experiments are carried out to verify the effects of pitch deviation on load distribution over threads of PRSM.

1. Based on the structure and load bearing principle, PRSM is dispersed into shaft sections, threads and contact points of threads, with the installations and load conditions considered, model of load distribution over threads of PRSM is developed. The matrix equation to solve load distribution of PRSM is obtained from the deformation compatibility relationship and force equilibrium relationship. As the manufacturing errors are always exist, the developed model is further improved into a model consider manufacturing errors to investigate the effects of manufacturing errors on load distribution over threads. By comparing the results with the finite element model and the existing research, the load distribution model of PRSM is validated.

2. The effects of installations, load conditions, material parameters, structural parameters

and manufacturing errors on load distribution over threads of PRSM are investigated. The results indicate that load distributions over threads are different under different installations, while they will be the same with different load conditions under a certain installation. Among the structural parameters, external diameter of nut, parameter of thread form (except for pitch) modulus of elasticity, have little effects on load distribution over threads, while the nominal diameter ratio between screw and roller, number of rollers, number of threads of roller and pitch have great influence on load distribution. Pitch deviation can make load distribution over threads even or more uneven, and the effects on screw side and nut side are opposite, because the contact of threads are on opposite thread flank on screw and nut side. The non-uniform load distribution over threads of PRSM is caused by the accumulation of deformation of shaft sections, and the shaft section deformation of screw and nut play the leading role.

3. The load balance design method for threads of PRSM is proposed on the basis of effects of pitch deviation on load distribution to make the applied load uniformly distributed over the threads of roller. Firstly, two criteria are presented to guide the parameters design of thread form, which include intensity criterion and yield criterion of contact, and based on which, the rated load and limit load of thread and the criteria of parameter design are developed. Secondly, the load balance design method is proposed, through the optimum design of pitch and thread thickness of roller and nut, the contact conditions among threads of roller with screw and nut are improved, and then the load distribution over threads of PRSM are improved.

4. Based on the load distribution model of single-nut PRSM, with the structure and load bearing principle of double nut pre-load PRSM, the load distribution model of double nut pre-load PRSM is developed. The load distribution over threads is investigated, results shows that the load distribution is determined by the installations, load conditions, material parameters, structural parameters, stiffness of elastic element and the stiffness of connect bolt set. Under the applied load, preload on one of the nut will lose, and the value of applied load depends on the stiffness of shaft section of nut, elastic element and connect bolt set. After the vanish of preload on one nut, the applied load will be bore simultaneously by the two nuts. The load share between the two nuts depend on stiffness of elastic element or connect bolt set, when PRSM bear compression or tension, respectively.

5. The effects of pitch deviation on load distribution over threads of PRSM are experimentally studied, with two PRSM samples from different producers. Firstly, the pitch deviations of thread parts of the two PRSM samples are measured. Then the results are

substituted into the load distribution model to evaluate the load distribution over threads with pitch deviations. After the measurement of pitch deviations, the two PRSM samples are assembled correctly for the load bearing test. Afterwards, the wear depths of contact traces on the threads are measured to verify the effects of pitch deviations on load distribution. The pitch deviation, load distribution over threads and wear depths of threads show obvious accordance, which indirectly demonstrate the effect of pitch deviation on load distribution over threads of PRSM.

Finally, some conclusions and observation are given and the developmental prospect of the PRSM are discussed and outlined.

Key words : Planetary roller screw mechanism; Load bearing characteristics; Load distribution; Load balance design; Parameters of thread form; dual-nut pre-load

The present work is supported by National Natural Science Foundations of China (Grant No.: 51275423, 51505381).

摘 要	I
Abstract	III
目 录	VII
第一章 绪 论	1
1.1 课题来源	1
1.2 研究背景与意义	1
1.3 行星滚柱丝杠副研究现状	4
1.3.1 PRSM 理论研究现状	4
1.3.2 螺纹联接载荷分布及其均载研究	6
1.3.3 PRSM 螺纹牙载荷分布	9
1.4 现有研究存在的问题	11
1.5 本文的主要研究内容	11
第二章 行星滚柱丝杠副螺纹牙载荷分布计算模型	15
2.1 概述	15
2.2 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型建立	16
2.2.1 PRSM 受力状态	16
2.2.2 PRSM 结构刚度	18
2.2.3 螺纹牙载荷分布计算模型	23
2.2.4 螺纹轴段受力与变形分析	25
2.2.5 螺纹牙闭环变形协调关系	26
2.3 考虑加工误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型	30
2.3.1 PRSM 螺纹加工误差	30
2.3.2 考虑误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型	32
2.4 模型验证	34
2.4.1 与有限元模型对比验证	35
2.4.2 与已有研究结果对比验证	38
2.5 小结	38
第三章 行星滚柱丝杠副螺纹牙载荷分布敏感性研究	39
3.1 概述	39
3.2 PRSM 螺纹牙载荷分布工况敏感性分析	40
3.2.1 安装方式及受力状态	40

3.2.2 轴向载荷	41
3.3 PRSM 螺纹牙载荷分布参数敏感性分析	42
3.3.1 丝杠滚柱中径比及滚柱个数	42
3.3.2 滚柱螺纹牙个数	44
3.3.3 牙型参数	44
3.3.4 螺母外径	47
3.3.5 滚柱弹性模量	48
3.4 PRSM 螺纹牙载荷分布误差敏感性分析	49
3.4.1 螺距误差	50
3.4.2 螺纹加工精度	51
3.5 小结	53
第四章 行星滚柱丝杠副螺纹牙均载设计方法研究	55
4.1 概述	55
4.2 PRSM 螺纹牙型参数设计	55
4.2.1 螺纹牙强度准则	56
4.2.2 螺纹牙接触屈服准则	58
4.2.3 PRSM 螺纹牙额定静载荷与极限载荷	59
4.2.4 PRSM 螺纹牙型参数设计准则	60
4.3 PRSM 螺纹牙均载设计方法	60
4.3.1 PRSM 轴段载荷与变形	60
4.3.2 PRSM 螺距匹配设计方法	64
4.3.3 PRSM 均载设计	68
4.4 算例	69
4.4.1 螺纹牙型参数校核	69
4.4.2 PRSM 牙型匹配设计	70
4.5 小结	72
第五章 双螺母法兰式预紧行星滚柱丝杠副螺纹牙载荷分布研究	75
5.1 概述	75
5.2 行星滚柱丝杠副预紧方式	76
5.2.1 预紧式 PRSM 分类	76
5.2.2 PRSM 预紧力实现方式	77
5.3 双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布建模	77
5.3.1 双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型	77
5.3.2 弹性元件刚度	79

5.3.3 变形协调关系	81
5.4 双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布	81
5.4.1 预紧力下双螺母 PRSM 螺纹牙载荷分布	82
5.4.2 轴向载荷下双螺母 PRSM 预紧力释放过程	83
5.4.3 轴向载荷下双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布	85
5.5 小结	88
第六章 螺距误差对螺纹牙载荷分布影响实验研究	89
6.1 概述	89
6.2 PRSM 实验样件研制	89
6.3 PRSM 综合性能实验台	90
6.4 螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布影响的实验研究	91
6.4.1 PRSM 螺纹加工误差测试	91
6.4.2 PRSM 带载运行	97
6.4.3 PRSM 螺纹牙表面形貌测试	98
6.4.4 PRSM 测试结果对比分析	100
6.5 小结	100
第七章 总结与展望	103
7.1 本文的主要工作及结论	103
7.2 本文的创新之处	105
7.3 本文工作的不足与展望	106
7.3.1 本文工作的不足	106
7.3.2 PRSM 载荷分布研究展望	106
参考文献	109
在学期间的主要研究成果	119
致 谢	121

第一章 绪 论

1.1 课题来源

本文是在国家自然科学基金面上项目“行星滚柱丝杠副摩擦机理与传动效率的理论和实验研究”、青年基金“行星滚柱丝杠副刚度与传动精度耦合机理研究”、“国家 863 计划一机电作动子系统关键技术攻关”、“国家 863 计划一机电传动系统技术研究”及中航工业 606 研究所“电动执行机构设计研制”等项目的支持下进行的。本文将重点开展行星滚柱丝杠副 (Planetary Roller Screw Mechanism, PRSM) 螺纹牙载荷分布研究,旨在揭示 PRSM 螺纹牙载荷分布对工况、参数及加工误差等因素的敏感性,并基于理论研究寻求使螺纹牙载荷均匀分布的参数设计方法。

1.2 研究背景与意义

随着装备制造业的发展,机电作动器 (Electro-Mechanical Actuator, EMA) 作为一种通过将电能转化为机械能进行功率及动力输出的功能部件,已广泛应用于航空、航天、航海、石油等领域。EMA 主要由电机及其控制器、减速机构以及执行机构三部分组成,如图 1-1 所示。

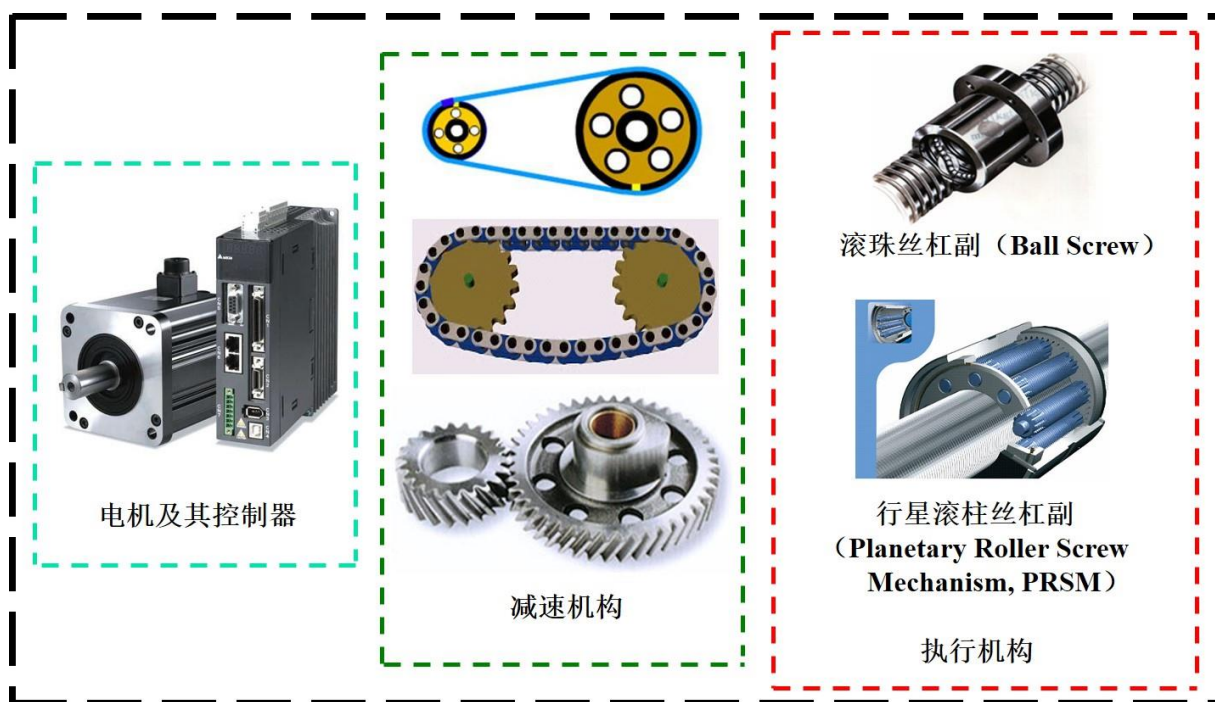


图 1-1 机电作动器 (EMA) 组成

EMA 较传统的电静液作动器及液压作动器有较大优点^[1],主要包括:(1)具有良好的长期贮藏特性;(2)作动器系统易于检测和进行健康监测,且维护、运行成本低;(3)不存在液体渗漏;(4)安装方便,不需要布设管路和检查泄漏或污染;(5)无中心液压油

源和诸如储液器、过滤器、热交换器、泵阀等组件；(6)系统重量轻。与此同时，EMA 也存在以下缺点：(1)EMA 功率密度小；(2)EMA 中的减速机构一般采用齿轮传动，齿轮侧隙将导致作动器产生无效行程；(3)高速往返运行时系统发热量大；(4)EMA 布局灵活性较差，在有限安装空间方面处于劣势。但随着新型材料、电机技术、高效率机械传动和控制技术的不断发展，EMA 将逐步克服上述缺点。

20 世纪 60 年代末至 70 年代初，美国空军揭开了机电作动器的研究序幕，其提出的电动作验证计划(Electrically Powered Actuation Design Validation Program, EPAD)指出，EMA 在飞行器上的使用将极大地节省燃油、减少地面设备、减轻起飞重量、减少易受攻击的机身面积^[2]。20 世纪 70 年代末至 80 年代末，EMA 研究兴起，众多飞机制造公司和科研机构开始研究 EMA。例如，1978 年美国航空制造公司研制了双余度方向舵^[3]；C-141 运输机采用双电机线性 EMA 取代左副翼液压作动器^[4]；格鲁门公司的 F-14 战斗机采用了 EMA 控制方向舵等^[5]。20 世纪 80 年代末至 90 年代中期，EMA 研究全面展开，EMA 在诸如推力矢量控制和飞行舵面控制等航空航天领域得到了验证。例如，NASA 刘易斯研究中心设计的运载火箭推力矢量控制用的作动系统^[6]，C-130 高技术测试台中方向舵和升降舵的辅助翼^[7,8]，以及 X-33 航天飞机发动机控制阀和火箭 TVC 等均采用了 EMA^[9]。20 世纪 90 年代中后期以来，各研究机构逐步攻克 EMA 关键技术并扩大工程应用领域。例如，1998 年，全电刹车装置在 F-16 战斗机上得到比较成功的试验^[10]；NASA 约翰逊飞行中心开展的救生舱 X-38 项目^[11]，第一次将 EMA 应用到航天飞机的方向舵和副翼上，并进行了数百小时的整机地面试验。2000 年至 2004 年，美国海军研制了标准化 EMA，以代替原有液压作动系统^[12,13]；美国研制的人类首架空天飞机 X-37B 于 2010 年 4 月 22 日成功发射升空，其机翼与尾翼上控制系统采用了 EMA 驱动。2010 年 8 月 5 日，NASA 埃姆斯实验室与美国陆航飞行动力学理事会合作，在 UH-60 黑鹰直升机上首次成功进行了 EMA 飞行测试^[14]。2011 年 1 月，Sagem 公司第一次将 EMA 用于 A320 商用喷气式飞机副翼的主飞行控制^[15]。2011 年 11 月，欧洲制定了第七框架计划^[16]，由 12 个国家共 55 个合作单位开展模块化 EMA 研制。2017 年 5 月 5 日上午，中国首款按照最新国际适航标准，与美国、法国等国相关企业合作研制的干线民用飞机 C919 在浦东机场首飞。CFM 公司为 C919 提供的 LEAP-X1C 发动机，采用了电动反推力作动系统，代替传统的液压作动系统^[17]。

另外，随着我国制造业的长足发展，以及近年来工业 4.0^[18]、中国制造 2025^[19]等概念的推动，制造业的自动化、智能化程度及绿色环保水平不断提高。EMA 以其高效、节能、绿色等优点，在制造业中应用广泛，极大地推进了制造业的自动化、智能化程度及绿色环保水平。

至此，EMA 广泛应用于飞机副翼^[20]、方向舵^[21]、载荷装填^[22]、直升机旋翼调节^[23]等军用领域，以及大型精密机床^[24]、医疗器械^[25]和自动化生产线^[22]等民用领域。

EMA 工作性能将直接影响其应用对象的整体性能，执行机构是 EMA 的关键构件，其传动与承载性能直接决定 EMA 的工作性能。EMA 常用执行机构主要有 PRSM 与滚珠丝杠副两类。PRSM 与滚珠丝杠副相比，具有传动刚度大、承载能力大、工作寿命长及环境适应性好等优点^[26]，因此，PRSM 作为关键基础构件，是高精度、高承载、高性能 EMA 执行机构的首选。

PRSM 是一种可以将直线运动与旋转运动相互转化的滚动螺旋传动机构，其最早由瑞典人 Carl Bruno Srandgren 于 1942 年发明^[27]。PRSM 结构如图 1-2 所示，主要由丝杠、滚柱、螺母、内齿圈及行星架等组成。其中，丝杠与螺母分别为多头外螺纹与多头内螺纹，滚柱为单头螺纹。三者螺距相同，牙型角均为 90° ，为了提高 PRSM 承载能力，滚柱螺纹牙型一般加工为圆弧轮廓。多个滚柱均布于丝杠周围，分别与丝杠螺纹及螺母螺纹啮合。两内齿圈安装于螺母两端，并与之固连，滚柱两端的直齿与内齿圈啮合，以保证滚柱轴线平行于丝杠轴线。两端的行星架确保滚柱在丝杠周围均匀布置。

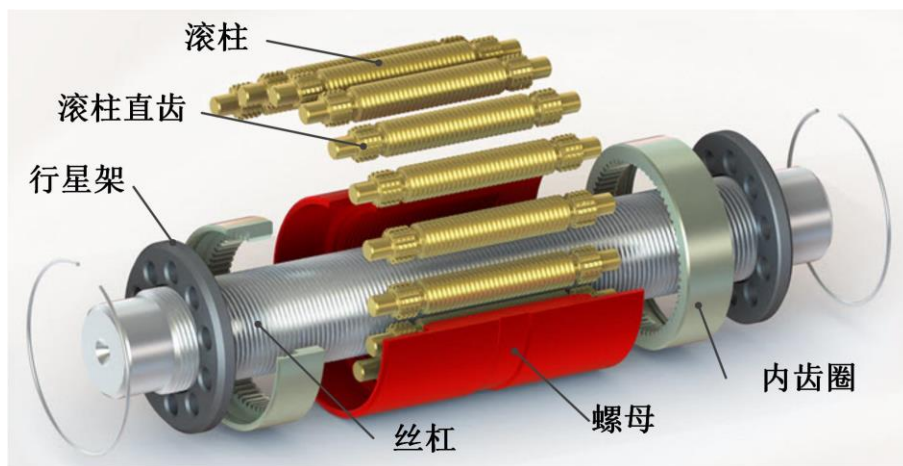


图 1-2 PRSM 结构示意图^[28]

PRSM 正向传动是其常用传动形式，传动过程中，丝杠保留绕其轴线的旋转自由度，螺母保留沿其轴线移动的自由度。当丝杠转动时，螺母将沿其轴线做轴向运动，此时滚柱将在丝杠与螺母之间做绕丝杠轴线的公转运动以及绕自身轴线的自转运动，同时在轴线方向滚柱随螺母进行轴向运动。

PRSM 通过丝杠、滚柱及螺母螺纹的啮合，实现运动与载荷的传递，由于 PRSM 可选择较小的螺距，接触点较多，因此承载能力大是其突出优点。另外，PRSM 还具有直线速度高、运行加速度高、运行平稳冲击小、寿命长及环境适应性强等优点^[26]。由于 PRSM 具有诸多优点，随着其产品的日益成熟及理论研究的日益深入，其应用也越来越广泛。PRSM 在相同外形尺寸下承载能力大于滚珠丝杠副，在节省空间与重量上有着明显优势，成为推进武器装备全电化进程的重要功能部件——机电作动器的常用执行机构，在飞行器^[29-33]、坦克^[34,35]等武器装备中的应用受到广泛关注；PRSM 具有承载能力大、寿命长等显著优点，已在矿山、冶金及海事等重载领域^[36,37]有了较多应用；循环式

PRSM 具有传动精度高, 运转平稳性好等优点, 已广泛应用于医疗器械^[38-41]、天文望远镜等^[42]精密设备与仪器中; 另外, PRSM 还广泛应用于数控机床^[43]、焊接机器人^[44]、印刷设备^[45]及娱乐设施等领域。

然而, PRSM 具有多体(多个滚柱与丝杠及螺母同时接触并承载)、多副(滚柱直齿与内齿圈齿轮啮合副与滚柱与丝杠及螺母螺纹啮合副)、多点(多个滚柱多个螺纹牙同时接触承载)特性, 通过多个滚柱同时与丝杠、螺母螺纹牙的啮合与接触实现轴向载荷的传递。与螺纹联接类似, PRSM 存在载荷在螺纹牙间分布不均匀的现象。螺纹牙载荷分布的不均, 限制了 PRSM 在确定丝杠公称直径下承载能力的提升, 并且将导致传动噪声大、磨损加剧、工作寿命下降等现象, 严重制约了 PRSM 在要求高承载及长寿命等领域的应用。对 PRSM 螺纹牙载荷分布开展研究, 可为改善 PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象、进一步提升承载能力大的优势及提高 PRSM 疲劳寿命奠定理论基础。

1.3 行星滚柱丝杠副研究现状

1.3.1 PRSM 理论研究现状

目前, 国外已有 PRSM 成熟产品, 并涌现出如瑞士 Rollvis 和 GSA、德国 LTK、瑞典 SKF 及日本 NSK 等知名品牌。其中, 瑞士 Rollvis 是世界著名的 PRSM 生产厂家, 市场占有率近 40%, 其产品广泛应用于航空航天、机床、医疗设备和机器人等行业^[28]。PRSM 在国内于 20 世纪 90 年代开始受到工程领域的关注^[46,47], 直至 21 世纪初期, 国内相关生产单位才开展其研制工作, 而直到现在, 国内产品生产仍属于起步阶段, PRSM 制造工艺尚处于摸索阶段, 生产单位设计能力相对薄弱。

相对于产品研发, PRSM 的理论研究起步较晚, 于近年来才逐渐受到学者的关注并涌现出较多研究成果。由于 PRSM 与滚珠丝杠副、滚动轴承及螺纹联接等存在一定相似性, 其理论研究初期较多的借鉴了滚珠丝杠副^[48]、滚动轴承^[49]及螺纹联接^[50-52]的已有研究成果。目前, 针对 PRSM 的理论研究, 可按照其边界条件有无螺纹牙载荷分为两类。其中, 无螺纹牙载荷边界条件的理论研究主要包括参数设计^[53-55], 啮合原理^[56]、运动学分析^[57-59]等; 有螺纹牙载荷边界条件的理论研究主要包括螺纹牙受力与接触^[60]、轴向刚度^[61]、摩擦与磨损^[62]、传动效率^[63]等。

参数设计方面, 靳谦忠等对 PRSM 的工作原理、运动特性及参数关系进行了分析, 推导了表达各零件间运动关系的方程式, 并给出了各参数选择的公式^[64]; Ma 等总结了 PRSM 参数设计所必须满足的 8 个条件, 进一步为设计人员提供了理论依据^[65,66]。董永等基于 PRSM 滚柱既有螺纹又有齿的结构特点, 提出了滚柱螺纹和滚柱齿的匹配设计方法, 并给出包括滚柱中径匹配设计、滚柱端部直齿轮的设计及滚柱螺纹的设计详细设计流程^[67]。

啮合原理方面, 赵英等通过建立丝杠螺纹曲面和滚柱螺纹曲面方程, 研究了丝杠和滚柱之间的啮合关系^[68]; Ma 等在分析滚柱与丝杠啮合的基础上, 进行了啮合间隙的优

化^[55]；Liu 等分析了滚柱与丝杠的啮合状态，并仿真了不同设计参数下啮合点的分布状态^[69,70]。付晓军等基于多头螺纹结构特点，建立了丝杠、滚柱和螺母螺纹的曲面方程。利用啮合曲面的连续相切接触条件，通过引入丝杠、滚柱或螺母螺旋曲面沿轴线移动的矢量，提出一种行星滚柱丝杠副啮合点位置与轴向侧隙的计算方法^[71,72]，并给出了当零件出现偏斜时，丝杠、滚柱和螺母每对相啮合螺纹牙啮合位置以及间隙的计算方法，推导出丝杠和滚柱以及螺母和滚柱存在相对偏斜时，不同螺纹牙啮合位置及间隙的求解方程^[73]。

运动学方面，Velinsky 等研究了圆周方向及轴线方向的运动关系，并分析了丝杠、滚柱及螺母三个接触零件间的滑动形式，其研究表明接触点的滑移一直存在^[74]；Jones 等研究了滚柱螺母螺纹副中径与齿轮副节圆由于加工与装配误差等引起的滚柱轴向偏移^[75]，并基于微分几何原理对 PRSM 接触点运动学进行了研究^[76]。

受力分析方面，Sokolov 等研究了 PRSM 螺纹牙接触侧受力状态^[60]；Yousef 等对丝杠与滚柱进行了受力分析，通过对切向分力与滑动趋势的分析，得出了 PRSM 啮合传动时的滑动趋势^[77]；马尚君分析了滚柱在丝杠侧与螺母侧的受力状态，给出了滚柱进行纯滚动的参数条件^[66]。姚琴等针对 PRSM 螺纹牙弹塑性接触问题，以 Hertz 接触理论及弹塑性力学为基础，建立了丝杠与滚柱单对接触模型，得出一种判断静载荷下螺纹牙是否进入屈服状态的方法，并分析了载荷与行星滚柱丝杠副弹塑性接触变形的关系^[78]。李亚杰研究了在法向力和切向摩擦力共同作用下接触域内的变形和应力，建立接触椭圆内弹性变形量和应力分量的理论计算模型。此外，分析了考虑摩擦时，不同的摩擦系数、螺距、牙侧角和滚柱牙型轮廓半径对 PRSM 接触表面内弹性变形量和应力的影响^[79]。

轴向刚度方面，靳谦忠等结合三角螺纹的变形推导了 PRSM 承载后的轴向变形，得到其轴向刚度，并与滚珠丝杠副进行了对比，得出了 PRSM 轴向刚度大于滚珠丝杠副轴向刚度的结论^[61]；Otsuka 等研究了 PRSM 轴向刚度及其振动特性，并与滚珠丝杠副进行对比^[80]；马尚君等进行了 PRSM 轴向刚度的有限元分析，得出轴向变形中接触变形是主要部分的结论^[81,82]。朱忠良建立考虑加工精度的 PRSM 轴向刚度的计算公式，研究了载荷和螺母位置对 PRSM 轴向刚度的影响规律，并对不同载荷和螺母位置下 PRSM 的轴向刚度进行实验测试，利用实验结果修正了理论计算公式中的精度系数^[83]。

摩擦与磨损方面，靳谦忠等考虑了弹性滞后及自旋滑动等因素，给出了 PRSM 摩擦力矩的计算公式^[84]；Ma 等进一步考虑了润滑油粘滞阻力、滚柱差动滑动引起的摩擦力矩，基于对滚柱螺纹牙载荷分布的分析，建立了考虑载荷分布的 PRSM 摩擦力矩数学模型，得到了 PRSM 运行时的热生成量^[85]；Auregan 等通过圆盘与圆环模拟滚柱与丝杠之间的接触，对圆环轴线与圆盘轴线施加一定的偏移量，使圆环在转动过程中产生径向滑动，模拟 PRSM 中滚柱与丝杠或螺母啮合时的滑动，研究了室温时不同润滑条件下的磨损问题^[86]；杨家军等研究了预紧力对行星滚柱丝杠副的轴向变形及摩擦力的影响，找出

预紧力与二者之间的关系并分别建立其数学模型,得到了预紧力对轴向变形以及摩擦力的影响关系^[87]。

传动效率方面,马尚君等基于对 PRSM 摩擦力矩的研究,得出其传动效率计算公式,并研究了结构参数、丝杠转速及轴向载荷等对传动效率的影响规律^[62];李迎峰等建立了 PRSM 传动效率数学模型,对其正传动效率进行研究,分析了接触角与螺旋升角对传动效率的影响,得出了接触角与螺旋升角的最佳设计值^[63]。

另外, Lemor 结合工程实践,指出正常情况下 PRSM 失效是由接触面的过度磨损引起,并给出了平均故障间隔时间的计算公式^[88];张大伟等提出了利用径向锻造塑性成形法加工大直径重载 PRSM 的新工艺,为丝杠加工提供了参考^[89];关于 PRSM 内齿圈承载特性^[90]、动态特性^[91-93]、动力学^[94]及热变形^[95]方面、反向式 PRSM 运动原理及承载特性方面^[96-98]、PWG 型差动式 PRSM 运动及啮合原理^[99,100]、差动效应^[101]及预紧转矩^[102]等,国内外学者也已开展相关研究,并取得了一定成果。

PRSM 螺纹牙载荷分布的理论研究,需要啮合原理相关研究提供螺纹牙接触位置作为边界条件,而螺纹牙载荷分布的理论研究,又可为 PRSM 参数设计提供理论指导,并为螺纹牙接触特性、轴向刚度、摩擦与磨损及传动效率等理论研究提供边界条件。因此,PRSM 螺纹牙载荷分布理论研究是实现 PRSM 理论研究从传动性能到传力性能的关键。进行深入系统的 PRSM 螺纹牙载荷分布理论研究,将进一步为 PRSM 摩擦、磨损及寿命等性能的理论研究奠定基础。

1.3.2 螺纹联接载荷分布及其均载研究

PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象与螺纹联接螺纹牙载荷分布不均现象类似。螺纹联接通过螺栓与螺母螺纹牙的接触面来传递载荷。由于螺栓和螺母的刚度及变形性质不同,即使制造和装配都很精确,各圈螺纹牙上的受力也是不同的^[51]。

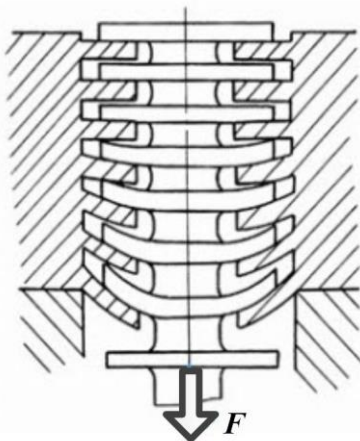


图 1-3 螺纹联接变形示意图^[51]

图 1-3 所示为螺纹联接载荷分布不均示意图,由图可知,当螺纹联接承受载荷时,螺栓受拉伸,外螺纹基体长度增大;而螺母受压缩,内螺纹基体长度缩小。由图可知,

螺纹基体长度变化差以旋合的第一圈处为最大，以后各圈递减。

实验证明，约有 1/3 的载荷集中于第一圈螺纹牙，而第八圈以后的螺纹牙几乎不承受载荷^[51]，如图 1-4 所示。因此，设计过程中通过增加螺母的厚度以增加螺纹圈数，并不能提高螺纹连接的强度。

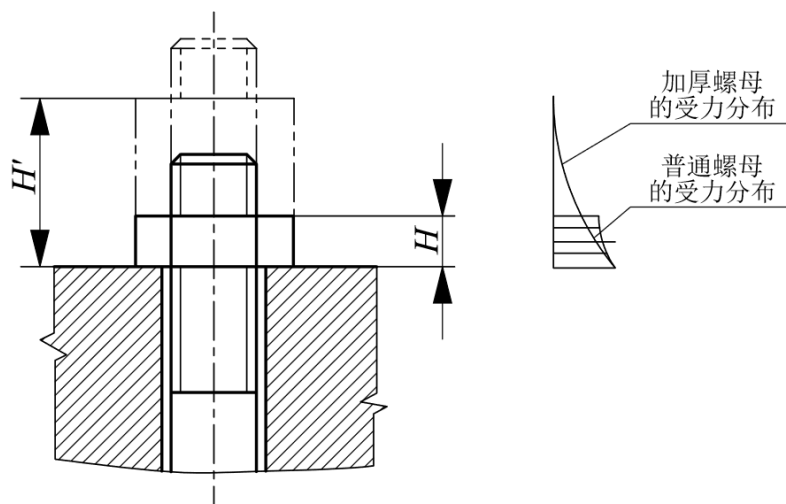


图 1-4 螺纹联接旋合螺纹牙间的载荷分布^[51]

由于螺纹联接螺纹牙载荷分布不均理论与实验研究开展较早，现已具备相对成熟的理论与实验研究成果。Kenny 等通过光弹试验法证实了米制螺纹联接中螺纹牙载荷分布不均现象，证实了通过螺母变形来推算螺纹联接中螺纹牙载荷分布是不可靠的，并将已有的三种分析模型与实验结果进行对比^[104]。Wang 等针对已经存在屈服现象的螺纹联接，建立了修正的弹簧组模型，并通过二阶差分方程来描述载荷分布，对比了处于弹性阶段及进入屈服阶段后螺纹联接载荷分布的不同，给出了屈服现象对载荷分布的影响^[105]。周先辉等运用离散化的方法，将螺旋传动螺纹牙轴向受力特性建模成为弹簧组系统，建立了轴向载荷分布的数学模型及求解方法^[106]，同时基于有限元方法分析了螺旋传动螺纹牙轴向载荷分布规律^[107]，并将解析解与有限元结果进行了对比，二者具有较好的一致性。陈海平等对螺纹联接载荷分布特点以及研究螺纹联接承载分布的解析方法、光弹试验方法和有限元法进行了介绍^[108]，并基于 ANSYS 平台建立了螺纹联接载荷分布的有限元模型，通过 SOPWITH 和 YAMATOTO 两种解析方法验证有限元计算结果，将螺纹牙承载比例与光弹冻结试验结果进行对比，验证了有限元模型的可靠性。基于该有限元模型，系统研究了螺纹类型、螺距、螺纹副径向尺寸系数、啮合扣数、摩擦因素和螺纹副材料弹性模型比等因素对螺纹联接载荷分布的影响规律。习俊通等根据套管螺纹接头的结构和受载特点，在先期建立的套管接头螺纹旋合接触的有限元分析模型和分析基础上，研究了因加工误差而造成的套管接头内、外螺纹螺距不一致对其载荷传递特征的影响^[109]，其研究可为设计时合理选择套管接头内、外螺纹的螺距公差提供了依据。

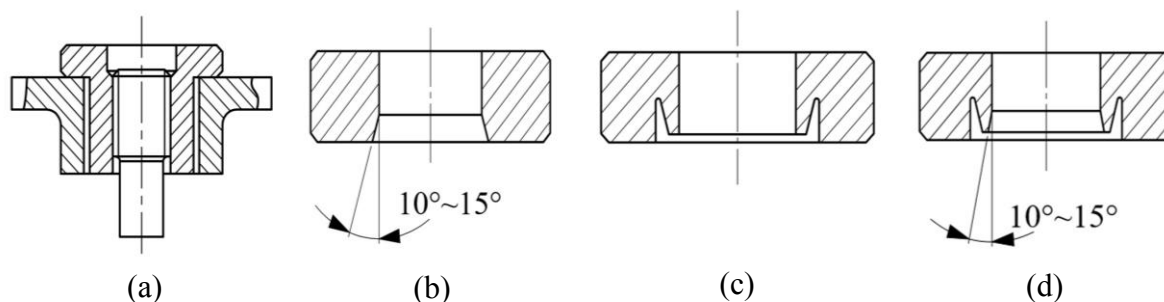


图 1-5 均载螺母结构：(a) 悬置螺母；(b) 内斜螺母；(c) 环槽螺母；(d) 环槽内斜螺母^[51]

为了改善螺纹联接螺纹牙载荷分布不均程度，常采用悬置螺母、内斜螺母、环槽螺母和内斜环槽螺母四种螺母形式，如图 1-5 所示。悬置螺母如图 1-5(a)所示，其螺母旋合部分螺纹牙全部受拉，此时螺栓与螺母的变形性质相同，从而减小两者间螺距变化差，使螺纹牙载荷分布趋于均匀。内斜螺母如图 1-5(b)所示，将螺母下端（螺母旋入端）受力大的几圈螺纹牙制成 $10^{\circ}\sim 15^{\circ}$ 的斜角，使螺栓螺纹牙受力面由上而下逐渐外移。这样，螺栓旋合段下部的螺纹牙在载荷作用下，容易变形，而载荷将向上转移使载荷分布趋于均匀。环槽螺母如图 1-5(c)所示，通过将螺母加工成带环槽结构，可以使螺母内缘下端（螺母旋入端）局部受拉，其作用与悬置螺母相似，但是其载荷均布的效果不及悬置螺母。环槽内斜螺母如图 1-5(d)所示，这种螺母兼有环槽螺母与内斜螺母的作用。以上四种特殊螺母均是通过改变螺母的受力状态或改变其螺纹牙的刚度使其更容易变形的的方式来改善螺纹联接载荷分布不均。另外，李倩借鉴新型削锋均载螺纹发明专利的研究成果，对螺纹联接的载荷分布进行优化设计，在保证螺纹联接强度的前提下，提出了对螺纹牙进行单侧面切削加工，减小甚至消除螺纹联接的应力集中，通过改变每扣螺纹牙的厚度，使每扣螺纹都能承受载荷，实现均载或近似均载^[110]。

PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象，与螺纹联接螺纹牙载荷分布问题存在一定相似性。但区别于螺纹联接螺纹牙载荷分布，PRSM 螺纹牙载荷分布存在以下不同：

(1) PRSM 中共三类螺纹零件，滚柱螺纹牙分别与丝杠及螺母的螺纹牙啮合，存在滚柱丝杠接触侧及滚柱螺母接触侧的载荷分布；

(2) PRSM 中滚柱在丝杠接触侧与螺母接触侧的螺纹牙受力方向相反，滚柱轴段同时存在受压与受拉两种状态；

(3) PRSM 中多个滚柱同时与丝杠及螺母啮合，并且滚柱螺纹牙数远大于普通螺纹联接螺纹牙数；

(4) PRSM 滚柱与丝杠及螺母螺纹牙间为点接触，而螺纹联接中螺栓与螺母螺纹牙近似为面接触；

(5) PRSM 丝杠及螺母的安装端较其承载螺纹牙距离较远。

因此，PRSM 螺纹牙载荷分布问题比螺纹联接螺纹牙载荷分布问题更为复杂。

1.3.3 PRSM 螺纹牙载荷分布

PRSM 通过滚柱与丝杠及螺母的螺纹牙啮合实现运动与载荷的传递，轴向载荷通过螺母安装法兰传递至螺母，通过滚柱螺母接触侧的螺纹牙啮合与接触，将载荷传递至滚柱丝杠侧螺纹牙，最终将载荷传递至丝杠安装轴承处，如图 1-6 所示。螺纹牙作为 PRSM 承载的关键要素，螺纹牙啮合点将承受法向载荷，并产生接触变形。另外，PRSM 承载后，丝杠、滚柱及螺母螺纹轴段及螺纹牙均产生变形，由于各部分刚度及变形的不同，PRSM 轴向载荷在螺纹牙间的分布通常是不均匀的。

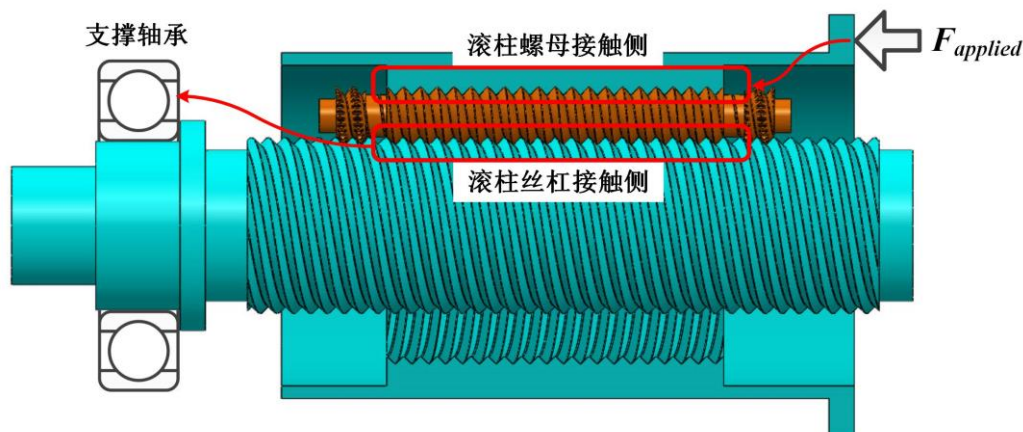


图 1-6 PRSM 载荷传递示意

螺纹牙载荷分布不均现象会给 PRSM 传动与承载带来一系列不利的影响：

(1) 增大噪音，降低传动平稳性，特别对于高速运转的设备，载荷分布不均现象的负面影响会更加凸显；

(2) 引起不稳定的摩擦力矩，进而导致机构传动精度降低，工作效率下降；

(3) 承受载荷较大的螺纹牙会过早的发生疲劳破坏，其螺纹牙接触表面材料剥落，会进一步加剧其它螺纹牙接触面的磨损，使失效提前发生，降低 PRSM 寿命。

显然，PRSM 螺纹牙载荷分布对其承载性能有重要影响，是 PRSM 承载特性的重要表现。对 PRSM 螺纹牙载荷分布进行理论研究，可以揭示载荷分布不均现象的本质，并基于理论研究通过对设计参数与加工误差的控制改善 PRSM 螺纹牙载荷分布，实现均载设计^[103]。研究 PRSM 螺纹牙载荷分布现象的重要意义主要包括：

(1) 深入了解 PRSM 结构参数及螺纹牙参数对螺纹牙载荷分布的影响，研究成果可充分指导 PRSM 参数设计过程；

(2) PRSM 螺纹牙载荷分布对加工误差的敏感性研究，有助于在加工过程中对 PRSM 螺纹零件误差进行合理控制；

(3) 通过 PRSM 螺纹牙载荷分布的理论研究，提出其改善方法，将会为 PRSM 承载能力的提升创造更大空间；

(4) PRSM 载荷分布不均现象的改善，将极大提升 PRSM 动态特性及寿命等性能。

因此,开展 PRSM 螺纹牙载荷分布理论与实验研究,是改善其载荷分布不均现象的根本途径,是进一步提高 PRSM 承载特性的理论基础,也是进一步推广 PRSM 工程应用的重要手段,具有重要的理论与工程意义。

近年来,针对 PRSM 螺纹牙载荷分布的理论研究已取得一定成果。杨家军以 Hertz 弹性接触理论为基础,将滚柱作为整体,考虑了包括滚柱与丝杠、螺母螺纹牙间 Hertz 变形、丝杠与螺母与滚柱接触产生的轴向变形及丝杠与螺母螺纹牙变形,建立了 PRSM 轴向静刚度模型,通过递推计算得到了 PRSM 螺纹牙载荷分布曲线^[111]。

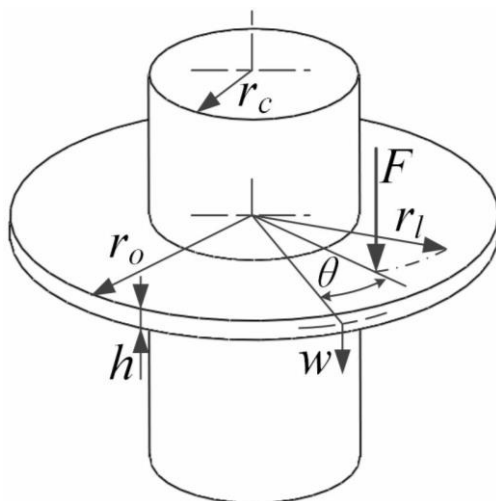


图 1-7 圆盘加载模型

Jones 等考虑了丝杠螺纹轴段刚度、螺纹牙刚度与螺纹牙接触刚度,基于直接刚度法建立了 PRSM 轴向刚度理论模型,为计算 PRSM 轴向刚度提供了一种有效的理论方法^[112],该方法也可以用于求解螺纹牙载荷分布。文献^[112]基于所建模型分析了滚柱个数与滚柱螺纹牙数对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响。该模型中,螺纹牙刚度采用文献^[50]中圆盘加载模型进行等效,如图 1-7 所示,但该圆盘模型不能真实反映 PRSM 螺纹牙型参数及其对螺纹牙刚度的影响。

Jan 等将 PRSM 滚柱与丝杠、螺母螺纹牙啮合区域等效为承受剪应力的矩形单元,考虑螺纹牙接触变形及丝杠、滚柱与螺母的螺纹轴段变形,建立了螺纹牙载荷分布计算模型,并建立有限元验证模型,将数值解与有限元解对比验证^[113],但二者吻合度较差。该模型未考虑 PRSM 承载后螺纹牙的变形,因此只适用于初步设计过程中的分析计算。

Abevi 等基于滚柱间载荷均匀分配以及材料处于弹性阶段的假设,采用梁、杆及非线性弹簧单元代替 PRSM 的不同要素及其间的相互作用,考虑四种边界条件及螺母相对于丝杠不同位置,建立了 PRSM 载荷分布模型^[114],并以某参数反向式 PRSM 为对象进行了研究,其结果与有限元模型所得结果吻合较好。

Zhdanova 等基于杆单元与弹性接触层(滚柱丝杠接触层与滚柱螺母接触层),建立了 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型^[115],由变形协调关系得到了差分解方程,基于该

解析方程,计算得到弹性接触层的轴向变形量及丝杠、滚柱与螺母螺纹牙的变形量总和,进而得到 PRSM 螺纹牙载荷分布,通过其研究得到最外侧的螺纹牙载荷最大的结论。

刘淑敏等^[116]为揭示不同工作温度下 PRSM 螺纹牙载荷分布规律,考虑不同安装方式对载荷分布的影响,基于有限元方法建立了 PRSM 有限元分析模型,综合考虑不同安装方式和受力状态,系统分析了不同工作温度下螺纹牙载荷分布规律。

马尚君等为改善滚柱螺纹牙载荷分布,在丝杠受轴向拉力和螺母受轴向压力作用下,基于滚柱两接触侧变形协调关系,建立考虑误差的滚柱螺纹牙载荷分布计算模型,研究了制造误差对螺纹牙载荷分布的影响^[117]。研究表明在相同误差分布下,负载越小,滚柱螺纹牙承载分布波动越大,负误差更有利于降低前 3 个螺纹牙承载比例。其研究有助于指导 PRSM 加工过程中对误差进行合理控制。

1.4 现有研究存在的问题

PRSM 相关理论研究近年来才逐渐开展,对 PRSM 螺纹牙载荷分布的理论研究虽已有一些成果,但仍存在一定不足,存在的不足主要有:

(1) 目前已有 PRSM 螺纹牙载荷分布模型的建立基于各种假设,如丝杠侧与螺母侧载荷分布规律相同、将滚柱等效为球体等假设,对于 PRSM 承载的边界条件考虑不足或不恰当,其分析结果存在一定计算误差。因此,缺乏基于实际应用中 PRSM 承载原理而建立的考虑因素较为全面的螺纹牙载荷分布模型;

(2) 针对 PRSM 螺纹牙载荷分布对其参数敏感性的理论研究不够深入,并无全面研究 PRSM 安装方式、受力状态,材料参数及设计参数等因素的影响,未能揭示螺纹牙载荷分布不均现象的本质;另外,对载荷分布影响因素分析的不全面,使目前研究并不能为 PRSM 设计过程中控制螺纹牙载荷分布不均现象提供全面有效的指导;

(3) 现有研究缺乏关于加工误差对载荷分布影响规律的深入研究,而作为不可避免的影响 PRSM 螺纹牙载荷分布的因素之一,丝杠、滚柱及螺母螺纹加工误差比 PRSM 设计参数对螺纹牙载荷分布影响更为显著;

(4) 已有理论研究仅局限于研究载荷分布不均现象本身,并未结合现有研究成果进一步提出解决或改善 PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象的方法;

(5) 目前鲜有针对 PRSM 螺纹牙载荷分布的实验研究。

1.5 本文的主要研究内容

本文以 PRSM 为研究对象,建立全面考虑安装方式、受力状态、轴段刚度、螺纹牙刚度及接触刚度等因素的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型;基于所建计算模型,进行螺纹牙载荷分布工况、参数与误差敏感性研究,揭示其对螺纹牙载荷分布不均现象的影响规律;提出 PRSM 螺纹牙均载设计方法,建立螺纹牙参数设计准则;在此基础上,开展双螺母法兰式预紧 PRSM 载荷分布研究;针对相关理论研究,设计 PRSM 螺纹牙载荷分布对螺距误差敏感性实验,验证理论研究的正确性。

本文的主要内容如下：

第一章介绍了本文研究工作的背景，并指出了本文工作的意义。围绕 PRSM 产品生产现状，以及设计方法与力学分析等理论研究，综述了 PRSM 的理论研究现状。以螺纹联接螺纹牙载荷分布不均作为参考，综述了螺纹联接螺纹牙载荷分布不均及 PRSM 螺纹牙载荷分布不均的理论研究现状，指出了 PRSM 螺纹牙载荷分布理论研究的不足。

第二章基于 PRSM 承载原理，将丝杠、滚柱及螺母分为螺纹轴段、螺纹牙及螺纹牙接触点三个部分，对三个部分的刚度进行建模，建立考虑全面因素、符合真实承载状况的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型，并通过与有限元法计算结果对比，验证所建计算模型的正确性。

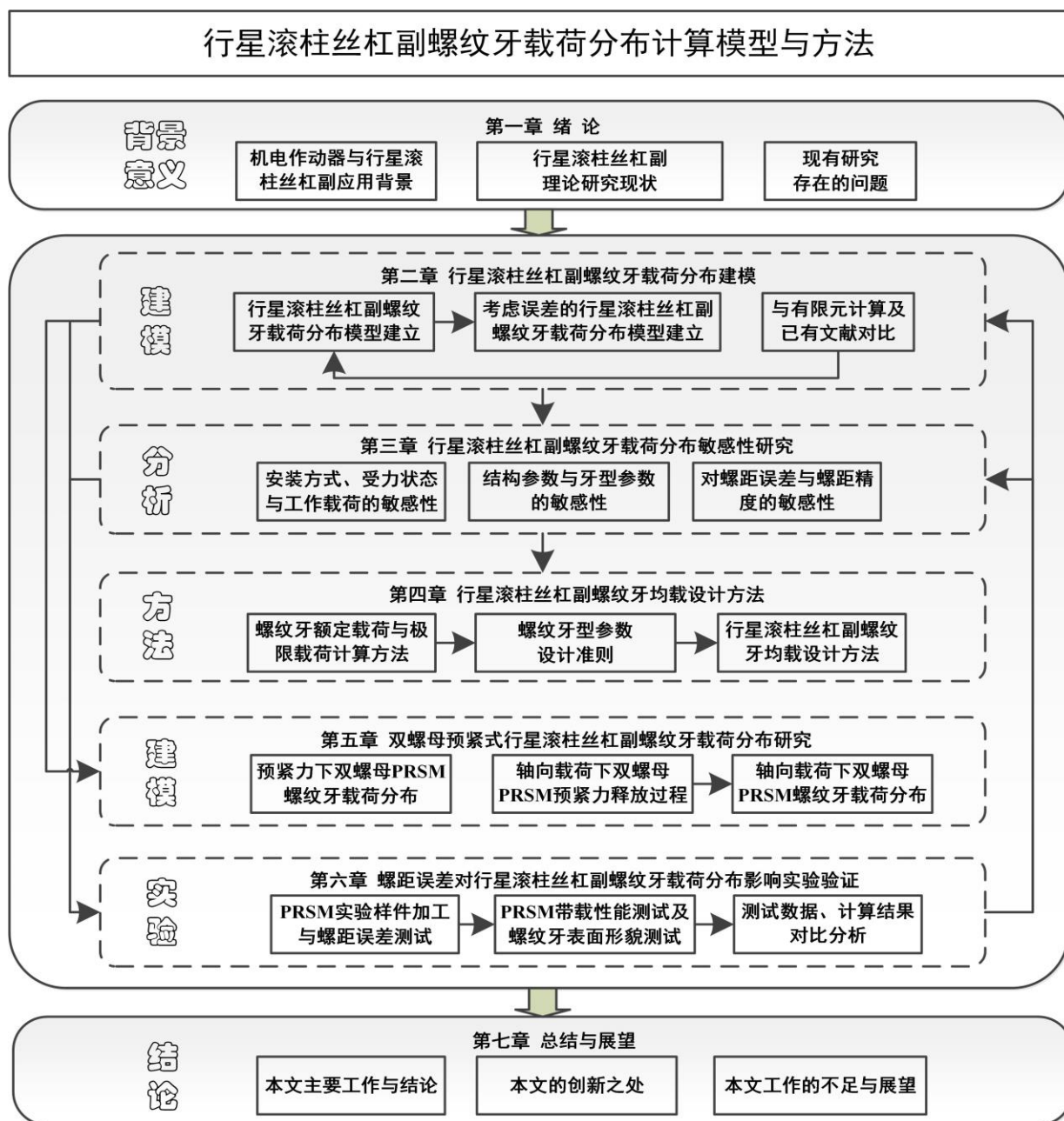


图 1-8 本文各章内容逻辑关系图

第三章基于所建立的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型,系统研究 PRSM 安装方式、受力状态、材料参数、结构参数及加工误差对螺纹牙载荷分布的影响规律,揭示螺纹牙载荷分布不均现象的本质。

第四章基于 PRSM 螺纹牙强度极限准则与接触屈服准则,提出 PRSM 螺纹牙参数设计准则,指导 PRSM 参数设计过程。基于螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律,进行 PRSM 螺纹牙均载设计方法研究。

第五章开展双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布研究,建立双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型,探究预紧力作用下 PRSM 螺纹牙载荷分布状态,揭示随轴向载荷变化 PRSM 预紧力变化过程及预紧力释放过程。

第六章进行 PRSM 螺纹牙载荷分布对螺距误差的敏感性实验研究,基于自主设计并加工的 PRSM 实验样件,测试其丝杠、滚柱及螺母螺纹加工误差,并对其进行带载性能实验,实验结束后测试螺纹牙接触面表面形貌,得到螺纹牙表面磨损深度。基于测试所得螺距误差、计算所得螺纹牙载荷分布及螺纹牙表面磨损深度的对比,验证 PRSM 螺距误差对螺纹牙载荷分布的影响规律。

第七章对本文所做工作及创新性进行了总结,并指出了本文工作的不足,展望了 RPSM 未来可能的研究方向。

本文各章节研究内容的逻辑关系如图 1-8 所示。

第二章 行星滚柱丝杠副螺纹牙载荷分布计算模型

2.1 概述

行星滚柱丝杠副 (Planetary Roller Screw Mechanism, PRSM) 工作时, 轴向载荷施加于螺母法兰, PRSM 通过滚柱螺纹牙与丝杠及螺母螺纹牙的啮合与接触, 最终将载荷传递至丝杠安装轴承处。与螺纹联接类似, PRSM 存在轴向载荷在螺纹牙间分布不均匀的现象。但由于 PRSM 自身的结构特点及承载特性, 其螺纹牙载荷分布问题较为复杂, 主要体现在: (1) PRSM 中共三类螺纹零件, 滚柱螺纹牙分别与丝杠及螺母的螺纹牙发生啮合与接触, 存在滚柱丝杠侧及滚柱螺母侧的载荷分布, 两侧载荷分布可能存在相互影响作用; (2) PRSM 中滚柱在丝杠侧与螺母侧的螺纹牙受力方向相反, 滚柱螺纹轴段同时存在受压与受拉两种状态, 其在载荷下的变形更为复杂; (3) PRSM 中多个滚柱同时与丝杠及螺母啮合, 并且滚柱螺纹牙数远大于普通螺纹联接的螺纹牙数, PRSM 螺纹牙载荷分布受设计参数及工况等因素影响更大; (4) PRSM 滚柱与丝杠及螺母螺纹牙间为点接触, 而螺纹联接中螺栓与螺母螺纹牙为面接触; (5) PRSM 丝杠及螺母的安装端较其承载螺纹牙距离较远, 其承载部分的各类变形受到约束较小。

PRSM 在轴向载荷作用下, 丝杠、滚柱及螺母都将发生变形, 包括轴段变形, 螺纹牙变形及螺纹牙接触点的接触变形, PRSM 螺纹牙载荷分布规律与这三种变形密切相关。因此, 对应于三种变形, 本章将分别建立轴段刚度、螺纹牙刚度以及接触刚度模型, 并结合 PRSM 安装方式与受力状态, 建立其螺纹牙载荷分布的计算模型。基于所建立的载荷分布计算模型, 根据变形协调关系与受力平衡关系构建线性方程组。其次, 对 PRSM 螺纹牙加工误差进行分析, 给出误差对螺纹牙载荷分布的影响方式, 以及多种误差间的相互影响关系。将螺纹加工误差计入螺纹牙闭环变形协调条件及载荷分布矩阵方程的刚度矩阵, 得到考虑误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型。最后, 以已有文献中的 PRSM 参数为对象, 建立 PRSM 螺纹牙载荷分布有限元分析模型, 分析其载荷分布。通过本章所建立的螺纹牙载荷分布计算模型进行计算, 将所得结果分别与有限元计算结果及文献 [112] 的结果进行对比, 验证本章所建立计算模型的正确性。

PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型的建立基于以下几点假设:

- (1) PRSM 螺纹牙载荷分布为轴向载荷作用下静态平衡时的载荷分布;
- (2) 假设 PRSM 轴向载荷在多个滚柱间均匀分配;
- (3) 将 PRSM 简化为只包含一个滚柱的扇形结构, PRSM 所受载荷与零件的相关参数需进行等效;
- (4) 只考虑弹性变形的影响。

另外, 为了直观的体现 PRSM 螺纹牙载荷分布的不均程度, 将计算所得螺纹牙实际

载荷与载荷均匀分布时螺纹牙载荷间的比值定义为 PRSM 螺纹牙载荷分布不均系数, 即

$$i_{xj} = f_{xj} / f_{ave} \quad (2-1)$$

式中:

i_{xj} —— PRSM 滚柱丝杠/螺母接触侧第 j 个螺纹牙的载荷分布不均系数;

X —— 下标, 取 S 或 N , 分别指代滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧;

j —— PRSM 滚柱螺纹牙序号;

f_{xj} —— PRSM 滚柱丝杠/螺母接触侧第 j 个螺纹牙载荷/ N ;

f_{ave} —— PRSM 螺纹牙平均载荷/ N 。

2.2 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型建立

2.2.1 PRSM 受力状态

1. PRSM 安装方式与受力状态

实际工程应用中, PRSM 存在两种安装方式, 即丝杠与螺母在同侧安装, 及丝杠与螺母在异侧安装。在同一种安装方式下, 由于螺母所受轴向载荷方向的不同, 存在两种不同的受力状态, 即丝杠与螺母分别承受拉力或压力, 如图 2-1 所示。不同安装方式下的 PRSM 在承受载荷时, 丝杠与螺母安装位置不同, 变形方向不同; 相同安装方式下, PRSM 受力状态不同, 丝杠、滚柱及螺母螺纹牙的啮合侧不同, 并且丝杠、滚柱与螺母轴段的应力状态不同。随着安装方式与受力状态的变化, 滚柱螺纹牙载荷分布规律也可能发生变化。因此, PRSM 安装方式与受力状态是分析 PRSM 螺纹牙载荷分布的重要边界条件。

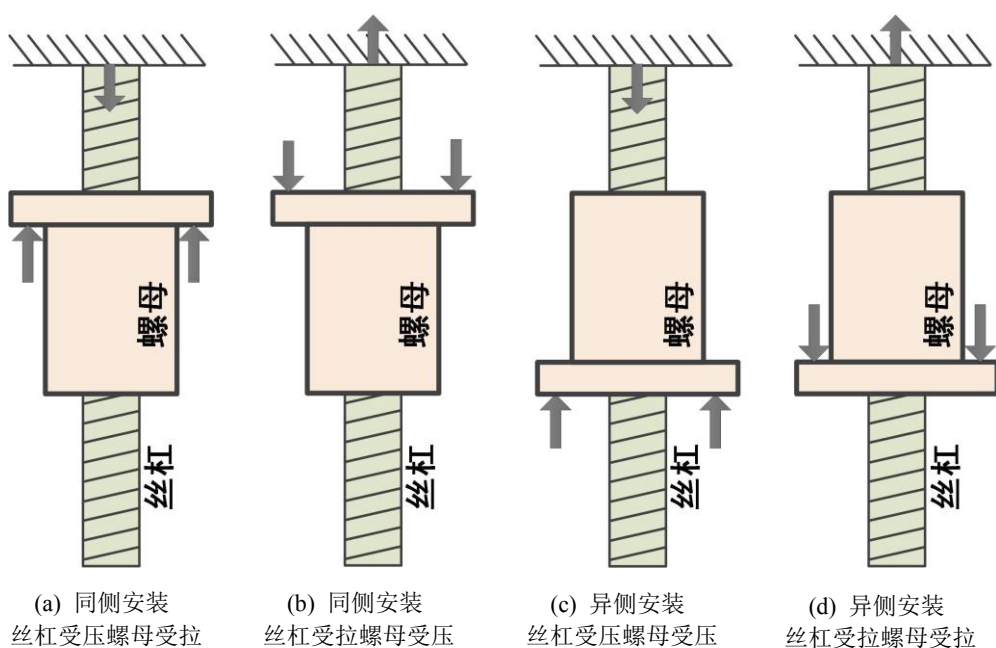


图 2-1 PRSM 安装方式与受力状态

2. 螺纹牙受力分析

PRSM 承载后螺纹牙间产生的接触力沿其空间螺旋曲面法线方向, 根据螺旋曲面的特点, 可以将 PRSM 螺纹牙法向接触载荷分解为三个方向的分力, 如图 2-2 所示。

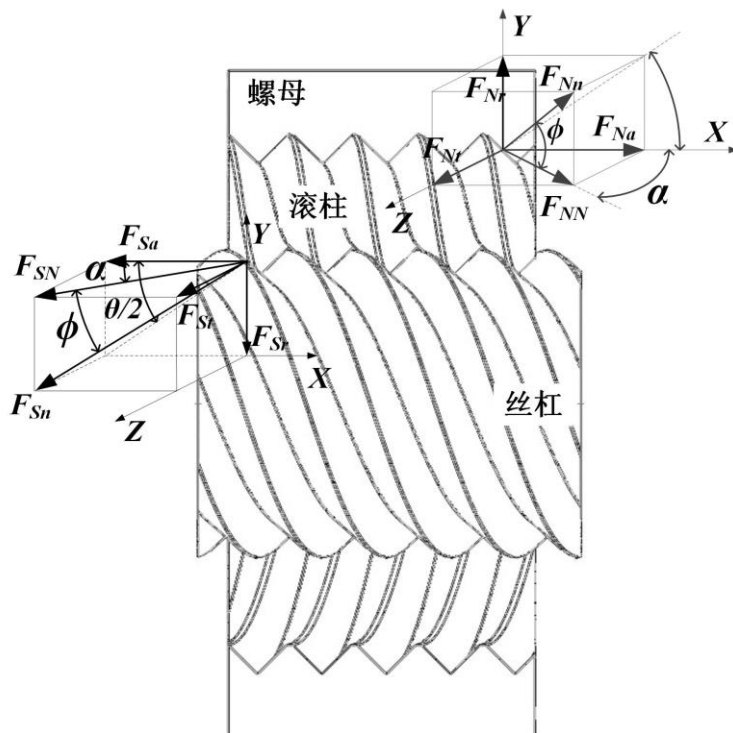


图 2-2 PRSM 螺纹牙受力分析

图 2-2 中, 坐标系原点代指滚柱与丝杠或螺母螺纹牙的接触点, X 轴与丝杠轴线平行, 根据受力分析可得滚柱丝杠接触侧或滚柱螺母侧法向接触载荷在轴向、切向与径向的分力:

$$F_{Xa} = F_{XN} \cdot \cos \alpha = F_{Xn} \cdot \cos \phi \cdot \cos \alpha \quad (2-2)$$

$$F_{Xt} = F_{XN} \cdot \sin \alpha = F_{Xn} \cdot \cos \phi \cdot \sin \alpha \quad (2-3)$$

$$F_{Xr} = F_{Xn} \cdot \sin \phi \quad (2-4)$$

式中:

F_{Xa} —— 丝杠/螺母接触侧螺纹牙法向载荷的轴向分力/N;

X —— 下标, 取 S 或 N, 分别指代丝杠或螺母接触侧;

F_{XN} —— 丝杠/螺母接触侧螺纹牙法向载荷切向分力与轴向分力的合力/N;

α —— 螺旋升角/ $^{\circ}$;

F_{Xn} —— 丝杠/螺母接触侧螺纹牙法向载荷/N;

ϕ —— 法向接触角, 即 F_{Xn} 与 F_{XN} 的夹角/ $^{\circ}$;

F_{Xt} —— 丝杠/螺母接触侧螺纹牙法向载荷的切向分力/N;

F_{Xr} —— 丝杠/螺母接触侧螺纹牙法向载荷的径向分力/N。

由于 PRSM 工作时所受负载为轴向载荷,全部承载螺纹牙法向接触载荷的轴向分力的合力与 PRSM 轴向载荷平衡。本文所研究的 PRSM 螺纹牙载荷分布为 PRSM 轴向负载在滚柱螺纹牙间的分布,因此仅考虑螺纹牙接触载荷的轴向分力。本文后续出现的 PRSM 螺纹牙载荷均指代螺纹牙法向接触载荷的轴向分力。

2.2.2 PRSM 结构刚度

1. 结构离散化

PRSM 工作时主要承受轴向载荷,其通过丝杠、滚柱及螺母三类螺纹零件的螺纹牙啮合与接触实现承载,承载后丝杠、滚柱及螺母的变形是影响 PRSM 螺纹牙载荷分布规律的重要因素。根据 PRSM 结构特点与承载原理,将 PRSM 丝杠、滚柱及螺母离散化为螺纹轴段、螺纹牙及螺纹牙接触点三个结构要素,如图 2-3 所示。其中,螺纹轴段表示相邻两个螺纹牙间的基体部分。结合本章假设可知,丝杠螺纹轴段为底面为扇形的柱体,滚柱螺纹轴段为圆柱体,而螺母螺纹轴段则为底面为扇环的柱体。螺纹牙表示丝杠、滚柱及螺母基体之上的轴截面为三角形(滚柱为近似三角形)的空间凸起。螺纹牙接触点表示滚柱分别于丝杠与螺母螺纹牙接触点。

PRSM 承受载荷后,螺纹零件的三个结构要素均将发生变形。螺纹轴段将承受压应力或拉应力,进而发生压缩或拉伸变形;螺纹牙承受法向接触载荷后,将发生弯曲、剪切变形,以及由于螺纹基体径向变形导致的变形;螺纹牙接触点则在接触载荷的作用下发生法向接触变形。借鉴螺纹联接已有研究基础^[106],将 PRSM 结构离散为三种结构要素。对应于三类变形,分别定义其刚度为轴段刚度、螺纹牙刚度及螺纹牙接触刚度,这三类刚度是建立 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型的关键。

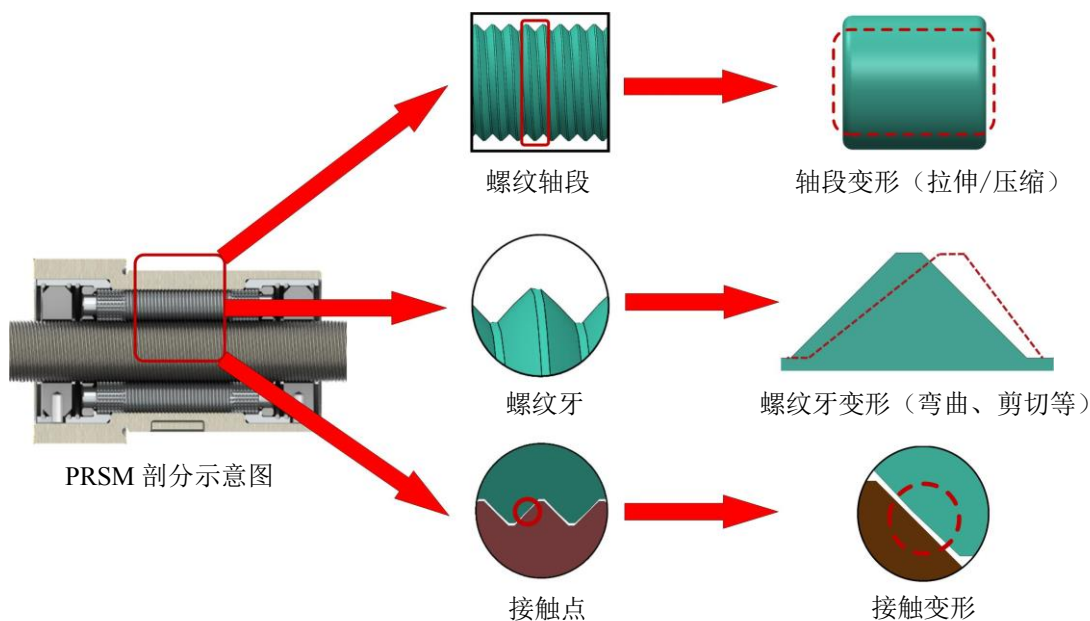


图 2-3 PRSM 结构离散化示意图

2. 螺纹轴段刚度

螺纹轴段刚度即丝杠、滚柱或螺母的两个相邻承载螺纹牙间零件基体的拉压刚度，该刚度可以通过材料力学中轴的拉压刚度公式^[118]求解。PRSM 中，丝杠和螺母的轴段刚度为：

$$k_{XB} = \frac{E_X \cdot A_X}{P} \quad (2-5)$$

式中：

k_{XB} —— PRSM 丝杠/螺母轴段刚度/N/mm；

X —— 下标，取 S 或 N ，分别指代丝杠或螺母；

E_X —— PRSM 丝杠/螺母材料弹性模量/MPa；

A_X —— PRSM 丝杠/螺母轴段截面积/mm²；

P —— PRSM 丝杠/滚柱/螺母螺距/mm。

由于仅考虑一个滚柱与丝杠及螺母的承载，丝杠轴段的截面积为：

$$A_S = \frac{\pi(d_s - 2h_f)^2}{4 \cdot z} \quad (2-6)$$

式中：

A_S —— PRSM 丝杠螺纹轴段截面积/mm²；

d_s —— PRSM 丝杠螺纹中径/mm；

h_f —— PRSM 螺纹牙底高/mm；

z —— PRSM 滚柱个数。

对于螺母，其轴段截面积为：

$$A_N = \frac{\pi[D_0^2 - (d_N - 2h_f)^2]}{4 \cdot z} \quad (2-7)$$

式中：

A_N —— PRSM 螺母螺纹轴段截面积/mm²。

D_0 —— PRSM 螺母外径/mm；

d_N —— PRSM 螺母螺纹中径/mm。

由于滚柱分别与丝杠及螺母啮合，所以其轴段刚度为半个螺距内的刚度，即

$$k_{RB} = \frac{2E_R \cdot A_R}{P} \quad (2-8)$$

式中：

k_{RB} —— PRSM 滚柱螺纹轴段刚度/N/mm；

E_R —— PRSM 滚柱材料弹性模量/MPa；

A_R —— PRSM 滚柱螺纹轴段截面积/ mm^2 。

滚柱的轴段截面积为：

$$A_R = \frac{\pi(d_R - 2h_f)^2}{4} \quad (2-9)$$

式中：

d_R —— PRSM 滚柱螺纹中径/ mm 。

3. 螺纹牙刚度

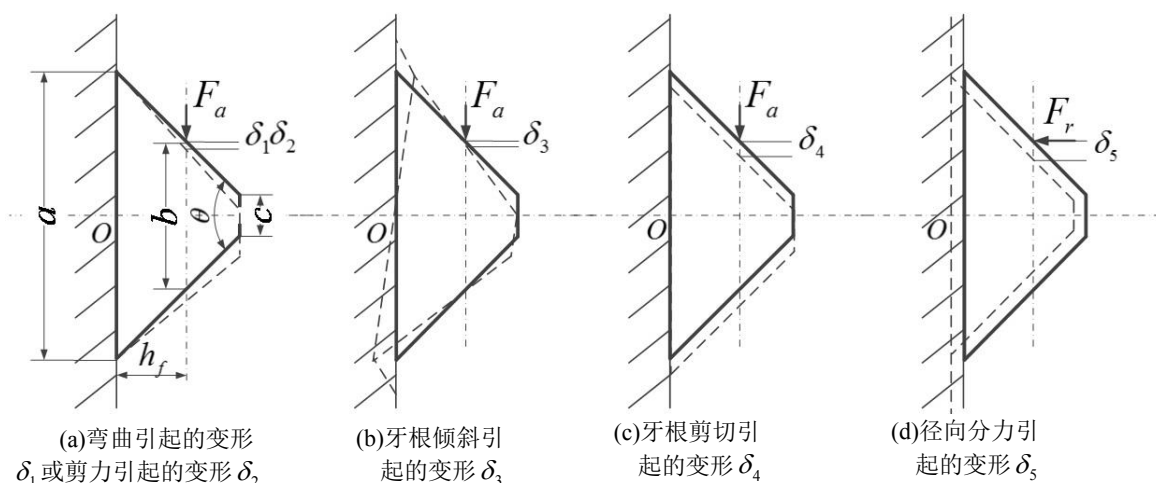


图 2-4 各种原因产生的 PRSM 螺纹牙变形

PRSM 承受载荷时，滚柱螺纹牙分别与丝杠及螺母螺纹牙啮合并承载，每个螺纹牙受力后都将沿丝杠轴线方向发生变形，除了熟知的由于螺纹牙的弯曲引起的变形外，还有各种原因引起的弹性变形。如图 2-4 所示，螺纹牙的轴向变形包括由弯曲引起的变形 δ_1 、由剪力引起的变形 δ_2 、由牙根倾斜引起的变形 δ_3 、由牙根剪切引起的变形 δ_4 以及由径向分力引起的变形 δ_5 [52]。

图中所示牙型为丝杠与螺母的梯形牙型，滚柱牙型中各参数定义与之相同。如图所示， a 为螺纹牙底厚度， b 为螺纹牙厚， c 为螺纹牙顶厚度， h_f 为螺纹牙底高， F_a 为螺纹牙法向接触载荷轴向分力， F_r 为螺纹牙法向接触载荷径向分力，且其满足如下关系：

$$F_r = F_a \cdot \tan(\theta/2) \quad (2-10)$$

式中：

θ —— PRSM 螺纹牙型角/ $^\circ$ 。

各变形的计算方法如下[52]：

$$\delta_1 = (1 - \mu^2) \frac{3F_a}{4E} \cdot \left\{ \left[1 - \left(2 - \frac{b}{a} \right)^2 + 2 \ln \left(\frac{a}{b} \right) \right] \cdot \cot^3(\theta/2) - 4 \left(\frac{c}{a} \right)^2 \cdot \tan(\theta/2) \right\} \quad (2-11)$$

$$\delta_2 = (1 + \mu) \frac{6F_a}{5E} \cdot \cot^3(\theta/2) \cdot \ln\left(\frac{a}{b}\right) \quad (2-12)$$

$$\delta_3 = (1 - \mu^2) \frac{12c}{\pi E a^2} \cdot F_a \cdot \left(c - \frac{b}{2} \tan(\theta/2)\right) \quad (2-13)$$

$$\delta_4 = (1 - \mu^2) \frac{2F_a}{\pi E} \left\{ \frac{P}{a} \ln\left(\frac{P + a/2}{P - a/2}\right) + \frac{1}{2} \ln\left(\frac{4P^2}{a^2} - 1\right) \right\} \quad (2-14)$$

式(2-11)~(2-14)中:

μ —— PRSM 丝杠、滚柱及螺母材料泊松比;

E —— PRSM 丝杠、滚柱及螺母材料弹性模量/MPa。

由于内外螺纹结构不同,由径向分力引起的螺纹牙变形并不相同。将外螺纹等效为直径 d_{pe} 的实心圆柱体,将内螺纹等效为外径为 D_0 、内径为 d_{pi} 的空心圆柱体,并用 δ_{5-e} 表示外螺纹的变形, δ_{5-i} 表示内螺纹的变形。对于外螺纹,由径向分力引起的变形为:

$$\delta_{5-e} = (1 - \mu) \frac{\tan^2(\theta/2)}{2} \cdot \frac{d_{pe}}{P} \cdot \frac{F_r}{E} \quad (2-15)$$

式中:

δ_{5-e} —— 外螺纹径向变形引起的螺纹牙变形/mm;

d_{pe} —— 外螺纹等效实心圆柱体的直径/mm。

对于内螺纹,由径向分力引起的螺纹牙变形为:

$$\delta_{5-i} = \left(\frac{D_0^2 + d_{pi}^2}{D_0^2 - d_{pi}^2} + \mu \right) \frac{\tan^2(\theta/2)}{2} \cdot \frac{d_{pi}}{P} \cdot \frac{F_r}{E} \quad (2-16)$$

式中:

δ_{5-i} —— 内螺纹径向变形引起的螺纹牙变形/mm;

D_0 —— 内螺纹等效空心圆柱体的外径/mm;

d_{pi} —— 内螺纹等效空心圆柱体的内径/mm。

将丝杠、滚柱与螺母相应的参数分别代入公式(2-11)~(2-16),可得 PRSM 螺纹牙在轴向载荷作用下的总轴向变形为:

$$\delta_{XT} = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4 + \delta_5 \quad (2-17)$$

式中:

δ_{XT} —— PRSM 丝杠、滚柱或螺母螺纹牙轴向变形/mm。

对应螺纹牙的刚度即为:

$$k_{XT} = \frac{F_a}{\delta_{XT}} = \frac{F_a}{\delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4 + \delta_5} \quad (2-18)$$

式中:

k_{XT} —— PRSM 丝杠、滚柱或螺母螺纹牙刚度/N/mm。

PRSM 丝杠、滚柱及螺母的牙型近似相同,但是其螺纹牙刚度并不相同,这是因为螺纹牙刚度由牙型参数与零件结构参数共同决定。PRSM 中丝杠、滚柱及螺母结构参数有着确定的关系,因此,在螺纹牙型参数相同的情况下,三者的螺纹牙刚度并不相同。此外,通过对比丝杠与螺母螺纹牙的变形可以发现,二者牙型完全相同,因此前四种螺纹牙变形分量均相同,而由径向分力引起的变形不同。对比式(2-15)与(2-16),可得 $(D_0^2 + d_p^2)/(D_0^2 - d_p^2) + \mu > 1 - \mu$, 即 $\delta_{5-i} > \delta_{5-e}$, 因此螺母螺纹牙刚度小于丝杠螺纹牙刚度。

4. 接触刚度

PRSM 螺纹牙接触刚度是指滚柱与丝杠或螺母螺纹牙法向接触载荷与接触变形的比值,即单位变形所需要的力。对于两个空间曲面的接触,其接触变形沿两曲面公切面法线方向。由于 PRSM 工作载荷为轴向载荷,本文所研究的分布亦为载荷在轴向的分布,受力与变形均在轴线方向,因此需将螺纹牙接触变形投影至轴线方向。假设 PRSM 轴向载荷在参与啮合的各个螺纹牙间均匀分布,通过 Hertz 接触公式,可得螺纹牙接触区域在法向接触载荷下的变形量为^[119]:

$$\delta = \delta^* \left[\frac{3F_n}{2\Sigma\rho} \left(\frac{(1-\mu_R^2)}{E_R} + \frac{(1-\mu_X^2)}{E_X} \right) \right]^{2/3} \frac{\Sigma\rho}{2} \quad (2-19)$$

式中:

δ —— PRSM 螺纹牙法向接触变形/mm;

δ^* —— 与 $\Sigma\rho$ 相关的接触参数;

$\Sigma\rho$ —— 两接触曲面的曲率和函数。

δ^* 表示接触参数,其值与两接触曲面的曲率差函数 $F(\rho)$ 相关,可通过 $F(\rho)$ 的值查表得到^[49]。 $\Sigma\rho$ 为两接触曲面的主曲率和函数,PRSM 螺纹牙接触面为空间螺旋曲面,螺纹牙啮合位置的主曲率是研究其接触变形的关键参数,需根据空间螺旋曲面方程基于微分几何方法对其进行求解,目前已有较多研究对该部分内容进行阐述,本文将不再做介绍。

F_n 是两接触螺纹牙之间的法向接触载荷,可通过其轴向载荷反求^[66],即

$$F_n = F_a / (\cos\alpha_R \cdot \cos(\theta/2)) \quad (2-20)$$

式中:

F_n —— PRSM 螺纹牙法向接触载荷/N;

F_a —— PRSM 螺纹牙载荷/N;

α_R —— 滚柱螺纹螺旋升角/ $^\circ$;

θ —— PRSM 螺纹牙型角/ $^\circ$ 。

PRSM 滚柱与丝杠及螺母接触变形在轴向的分量可表示为:

$$\delta_{XRC-axial} = \delta_{XRC-normal} \cdot \cos\alpha_R \cdot \cos(\theta/2) \quad (2-21)$$

式中:

X —— 下标, 取 S 或 N , 分别指代丝杠或螺母;

$\delta_{XRC-axial}$ —— 滚柱与丝杠/螺母螺纹牙接触变形轴向分量/mm;

$\delta_{XRC-normal}$ —— 滚柱与丝杠/螺母螺纹牙法向接触变形/mm。

因此, PRSM 滚柱与丝杠及螺母螺纹牙的轴向接触刚度为:

$$k_{XRC} = \frac{F_a}{\delta_{XRC-axial}} = \frac{F_a}{\delta_{XRC-normal} \cdot \cos\alpha_R \cdot \cos(\theta/2)} \quad (2-22)$$

式中:

k_{XRC} —— PRSM 滚柱与丝杠、螺母螺纹牙轴向接触刚度/N/mm。

2.2.3 螺纹牙载荷分布计算模型

基于 PRSM 螺纹轴段刚度、螺纹牙刚度及螺纹牙接触刚度模型, 建立 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型。以图 2-2(d)中, PRSM 异侧安装, 丝杠受拉螺母受拉状态为例, 如图 2-5 所示, 丝杠左侧为安装端, 右侧为自由端, 而螺母左侧为自由端, 右侧为安装端。螺母安装端将承受 PRSM 轴向载荷, 而丝杠安装端通过支撑轴承实现 PRSM 的支撑定位。另外, 对 PRSM 承载螺纹牙进行编号, 将滚柱与丝杠及螺母接触侧的螺纹牙按照从丝杠安装端到自由端的方向开始编号。如图所示, 图中左侧螺纹牙序号为 1, 右侧螺纹牙序号为 30。

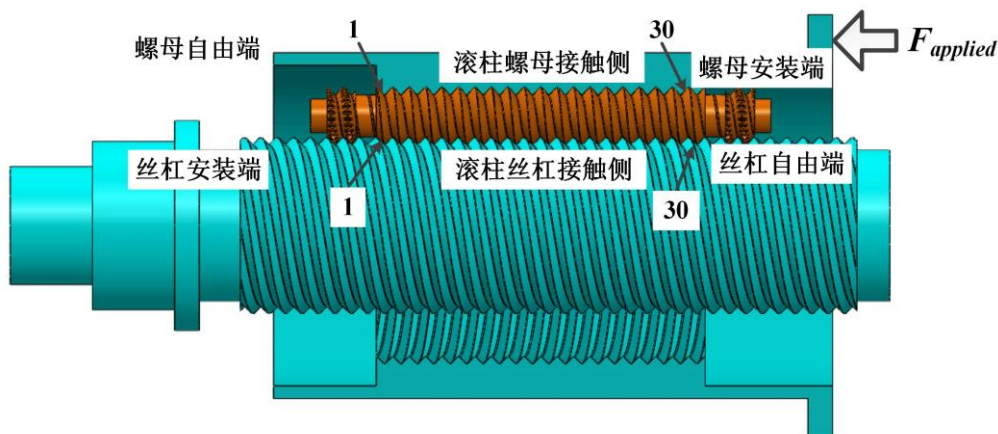


图 2-5 PRSM 螺纹牙编号示意图

以螺旋弹簧表示丝杠、滚柱、螺母的螺纹轴段刚度及滚柱与丝杠、螺母的螺纹牙接触刚度, 以板簧表示丝杠、滚柱及螺母的螺纹牙刚度。如图 2-6 所示, 滚柱丝杠或滚柱螺母接触侧相邻两对接触螺纹牙及其螺纹轴段构成一个闭环, 闭环包含两个螺纹牙接触对, 在螺纹牙载荷轴向分量作用下, 两螺纹牙接触对的接触点满足变形协调关系。

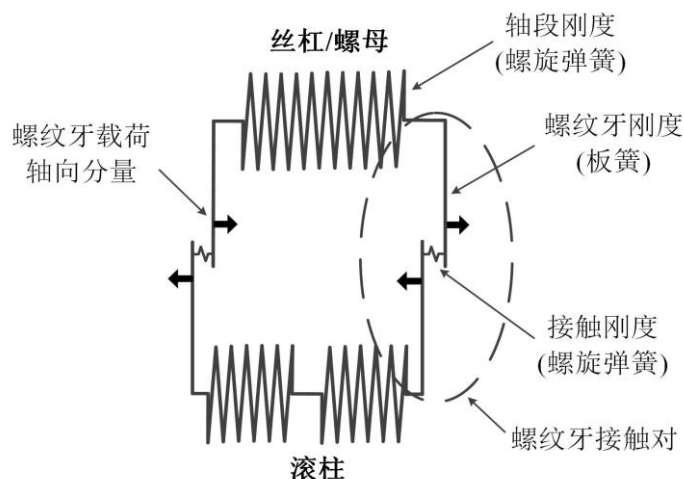


图 2-6 螺纹牙闭环示意图

以图 2-6 所示的螺纹牙闭环为基础，建立 PRSM 在异侧安装，丝杠受拉、螺母受拉状态下的载荷分布计算模型，如图 2-7 所示。其他安装方式与受力状态下 PRSM 螺纹牙载荷分布建模方法相同。

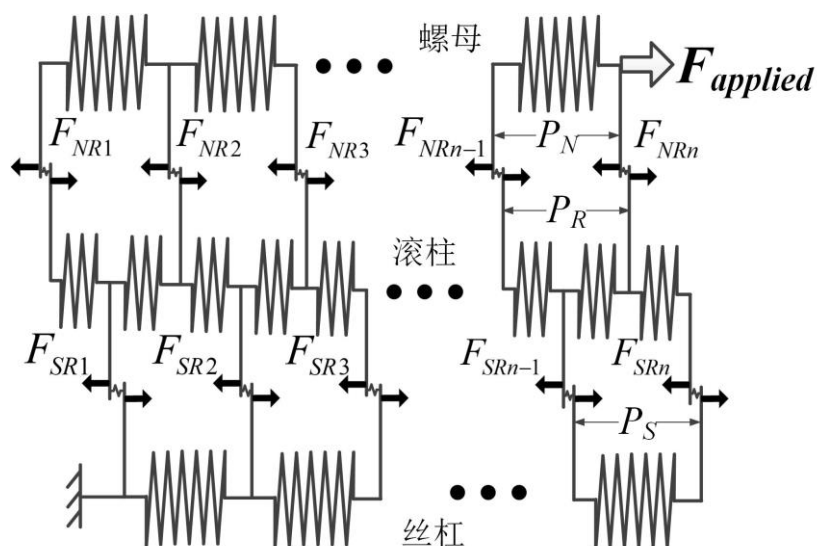


图 2-7 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型

图 2-7 中，丝杠在左侧安装固定，PRSM 轴向载荷 $F_{applied}$ 施加于螺母右端，在载荷作用下丝杠与螺母均承受拉力。丝杠与螺母分别有 n 个螺纹牙参与承载，而滚柱同时与丝杠和螺母啮合，共有 $2n$ 个螺纹牙参与承载，在滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧分别形成 $n-1$ 个螺纹牙闭环。从丝杠安装端开始，对螺纹牙、滚柱丝杠接触侧及滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷，以及丝杠、滚柱及螺母的螺纹轴段进行编号。 $F_{X Ri}$ 表示丝杠侧或螺母侧的第 i 对螺纹牙上的螺纹牙载荷，对应螺纹牙上的黑色箭头表示所受螺纹牙载荷的方向。螺母与丝杠分别受到轴向载荷 $F_{applied}$ 与丝杠安装轴承的支反力，PRSM 在两方向相反的作用力下达到受力平衡状态。

2.2.4 螺纹轴段受力与变形分析

为建立螺纹牙闭环内的变形协调方程,对 PRSM 承载后丝杠、滚柱及螺母螺纹轴段的受力与变形进行分析。

1. 螺纹轴段受力

PRSM 承受载荷后,其丝杠、滚柱及螺母的螺纹轴段也将承受轴向载荷。丝杠及螺母的轴段载荷为从其自由端至该轴段位置内全部螺纹牙载荷的总和。因此,丝杠及螺母的轴段载荷随着轴段靠近安装端将逐渐增大,直至最后一个轴段的轴段载荷与 PRSM 外载相等。由图 2-5 可知,丝杠第 i 个轴段的轴向载荷可表示为

$$F_{SSi} = F_{\text{applied}} - \sum_{j=1}^i F_{SRj} \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (2-23)$$

式中:

F_{SSi} —— 丝杠第 i 个轴段所受轴段载荷/N;

F_{applied} —— PRSM 单个滚柱所受的轴向载荷/N;

F_{SRj} —— 丝杠第 j 个螺纹牙所受载荷/N。

同理,可得螺母第 i 个轴段的轴向载荷为:

$$F_{NSi} = \sum_{j=1}^i F_{NRj} \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (2-24)$$

式中:

F_{NSi} —— 螺母第 i 个轴段所受轴段载荷/N;

F_{NRj} —— 螺母第 j 个螺纹牙所受轴向载荷/N。

由于滚柱螺纹牙同时与丝杠及螺母螺纹牙发生接触,在丝杠侧与螺母侧其螺纹牙载荷方向相反,因此其轴段受力状态较为复杂。另外,由于 PRSM 螺纹牙载荷分布未知,滚柱轴段受力状态亦不明确,滚柱轴段在工作中可能承受拉应力,也可能承受压应力。由图 2-5 可知,对于滚柱轴段载荷,应根据其编号为奇数或偶数分别进行计算,并且等于丝杠侧与螺母侧螺纹牙载荷的矢量和。因此,滚柱第 i 个轴段所受载荷可表示为:

$$F_{RSi} = \begin{cases} \sum_{j=0}^{\lfloor i/2 \rfloor} (F_{NRj} - F_{SRj}) + F_{NR(\lfloor i/2 \rfloor + 1)} & i = 1, 3, \dots, 2n-1 \\ \sum_{j=0}^{\lfloor i/2 \rfloor} (F_{NRj} - F_{SRj}) & i = 2, 4, \dots, 2n-2 \end{cases} \quad (2-25)$$

式中:

F_{RSi} —— 滚柱第 i 个轴段所受轴段载荷/N;

F_{NRj} —— 滚柱螺母侧第 j 个螺纹牙所受轴向载荷/N;

F_{SRj} —— 滚柱丝杠侧第 j 个螺纹牙所受轴向载荷/N;

$\lfloor i/2 \rfloor$ —— $i/2$ 取整。

值得注意的是, 当 $i=1$ 时, $\lfloor i/2 \rfloor=0$, 此时, F_{SR0} 及 F_{NR0} 取值均为 0。

2. 螺纹轴段变形

PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺纹轴段的变形, 可通过其轴段载荷及其轴段刚度求得。

由式(2-23)可知, 丝杠第 i 个轴段的轴向变形量为:

$$\Delta l_{SSi} = \frac{F_{applied} - \sum_{j=1}^i F_{SRj}}{k_{SS}} \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (2-26)$$

式中:

Δl_{SSi} —— 丝杠第 i 个轴段的轴向变形量/mm;

k_{SS} —— 丝杠轴段刚度/N/mm。

同理, 由式(2-24)可知, 螺母第 i 个轴段的轴向变形量为:

$$\Delta l_{NSi} = \frac{\sum_{j=1}^i F_{NRj}}{k_{NS}} \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (2-27)$$

式中:

Δl_{NSi} —— 螺母第 i 个轴段的轴向变形量/mm;

k_{NS} —— 螺母轴段刚度/N/mm。

由式(2-25)可知, 滚柱第 i 个轴段的轴向变形量为:

$$\Delta l_{RSi} = \begin{cases} \frac{\sum_{j=0}^{\lfloor i/2 \rfloor} (F_{NRj} - F_{SRj}) + F_{NR(\lfloor i/2 \rfloor + 1)}}{k_{RS}} & i = 1, 3, \dots, 2n-1 \\ \frac{\sum_{j=0}^{\lfloor i/2 \rfloor} (F_{NRj} - F_{SRj})}{k_{RS}} & i = 2, 4, \dots, 2n-2 \end{cases} \quad (2-28)$$

Δl_{RSi} —— 滚柱第 i 个轴段的轴向变形量/mm;

k_{RS} —— 滚柱轴段刚度/N/mm。

2.2.5 螺纹牙闭环变形协调关系

PRSM 承受载荷时, 丝杠、滚柱及螺母三者螺纹牙相互接触并发生变形。滚柱与丝杠或螺母的相邻两对接触螺纹牙形成一个闭环, 闭环内的两接触点在轴向满足变形协调关系。图 2-8 为满足变形协调关系的任意螺纹牙闭环在承受载荷后的变形示意图。

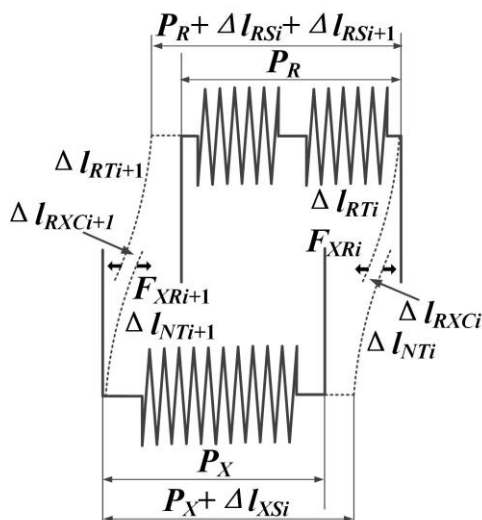


图 2-8 螺纹牙变形协调关系示意图

图 2-8 中, i 表示螺纹牙序号, 下标 B 代表轴段、 T 代表螺纹牙、 C 代表接触点 Hertz 变形, 不同下标组合表示 Δl 是由对应部分的变形引起的。定义丝杠、滚柱与螺母的第 i 节轴段为其第 i 个与第 $i+1$ 个螺纹牙之间的基体部分, Σl_{Xi} 为第 i 个螺距闭环内的螺母或丝杠的变形量总和, Σl_{Ri} 为对应闭环内滚柱变形量总和。以滚柱螺母接触侧为例, 可得第 i 个螺纹闭环内螺母的变形总和为:

$$\Sigma l_{Ni} = \Delta l_{NBi} + \Delta l_{NTi} + \Delta l_{NTi+1} + \Delta l_{RNCi} \quad (2-29)$$

式中:

Σl_{Ni} —— 滚柱螺母侧第 i 个闭环内轴向总变形量/mm;

Δl_{NBi} —— 螺母第 i 个轴段的轴向变形/mm;

Δl_{NTi} —— 螺母第 i 个螺纹牙的轴向变形量/mm;

Δl_{RNCi} —— 滚柱螺母侧第 i 个螺纹牙的接触变形量/mm。

滚柱螺母侧第 i 个螺纹牙闭环内滚柱的变形总和为:

$$\Sigma l_{Ri} = \Delta l_{RBi} + \Delta l_{RBi+1} + \Delta l_{RTi} + \Delta l_{RTi+1} + \Delta l_{RNCi+1} \quad (2-30)$$

式中:

Σl_{Ri} —— 滚柱螺母侧第 i 个闭环内滚柱轴向总变形量/mm;

Δl_{RBi} —— 滚柱第 i 个轴段的轴向变形/mm;

Δl_{RTi} —— 滚柱第 i 个螺纹牙的轴向变形量/mm;

Δl_{RNCi+1} —— 滚柱螺母侧第 $i+1$ 个螺纹牙的接触变形量/mm。

根据变形协调关系, 有:

$$P_N + \Sigma l_{Ni} = P_R + \Sigma l_{Ri} \quad (2-31)$$

对于 PRSM 丝杠、滚柱及螺母, 其螺距相等, 即 $P_S = P_R = P_N$ 。对式(2-31)进行化简,

并将轴段刚度，螺纹牙刚度及接触刚度代入其中，得：

$$\frac{\sum_{j=1}^i F_{NRj}}{k_{NB}} + \frac{F_{NRi} - F_{NRi+1}}{k_{NT}} + \frac{F_{NRi}}{k_{RNC}} = \frac{\sum_{j=1}^i F_{SRj} - \sum_{j=1}^{i-1} F_{NRj}}{k_{RB}} + \frac{F_{NRi+1}}{k_{RT}} - \frac{F_{NRi}}{k_{RB}} - \frac{F_{NRi}}{k_{RT}} - \frac{F_{NRi+1}}{k_{RNC}} \quad (2-32)$$

式(2-32)可进一步转化为向量表达形式：

$$\begin{bmatrix} k_{NS}^{-1} + 2 \cdot k_{RS}^{-1} \\ \vdots \\ k_{NS}^{-1} + 2 \cdot k_{RS}^{-1} \\ k_{NS}^{-1} + k_{NT}^{-1} + k_{NRC}^{-1} + 2 \cdot k_{RS}^{-1} + k_{RT}^{-1} \\ -k_{NT}^{-1} - k_{RT}^{-1} - k_{NRC}^{-1} \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ -2 \cdot k_{RS}^{-1} \\ \vdots \\ -2 \cdot k_{RS}^{-1} \\ -k_{RS}^{-1} \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}_{2n \times 1} \cdot \begin{bmatrix} F_{NR1} \\ \vdots \\ F_{NRi-1} \\ F_{NRi} \\ F_{NRi+1} \\ F_{NRi+2} \\ \vdots \\ F_{NRn} \\ F_{SR1} \\ \vdots \\ F_{SRi-1} \\ F_{SRi} \\ F_{SRi+1} \\ \vdots \\ F_{SRn} \end{bmatrix} = 0 \quad (2-33)$$

PRSM 滚柱丝杠接触侧任一螺纹牙闭环承载后的变形协调关系，也可得到式(2-33)相似的向量方程。显然，PRSM 滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧共有 $2(n-1)$ 个螺纹牙闭环，因此，可以写出 $2(n-1)$ 个形如式(2-33)的变形协调方程。另外，滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧所受载荷等于其各自所有螺纹牙上所受载荷的总和，即：

$$\sum_{i=1}^n F_{X Ri} = F_{applied} \quad (2-34)$$

将式(2-34)转化为向量形式，则其在 PRSM 滚柱螺母接触侧的形式为：

$$\begin{bmatrix} \underbrace{1, 1, \dots, 1}_n, \underbrace{0, 0, \dots, 0}_n \end{bmatrix} \cdot [F_{NR1}, F_{NR2}, \dots, F_{NRn}, F_{SR1}, F_{SR2}, \dots, F_{SRn}]^T = F_{applied} \quad (2-35)$$

式(2-34)在 PRSM 滚柱丝杠接触侧的表达形式为：

$$\begin{bmatrix} \underbrace{0, 0, \dots, 0}_n, \underbrace{1, 1, \dots, 1}_n \end{bmatrix} \cdot [F_{NR1}, F_{NR2}, \dots, F_{NRn}, F_{SR1}, F_{SR2}, \dots, F_{SRn}]^T = F_{applied} \quad (2-36)$$

令 $\mathbf{m}=[0,0,\dots,0]_{1 \times n}$, $\mathbf{n}=[1,1,\dots,1]_{1 \times n}$, 则式(2-35)及(2-36)分别可写为:

$$[\mathbf{n}, \mathbf{m}] \cdot \mathbf{f} = F_{applied} \quad (2-37)$$

$$[\mathbf{m}, \mathbf{n}] \cdot \mathbf{f} = F_{applied} \quad (2-38)$$

将 PRSM 滚柱丝杠侧及滚柱螺母侧的全部形如(2-33)的变形协调表达式与(2-37)及(2-38)合并, 可得

$$\begin{cases} \mathbf{K} \cdot \mathbf{f} = \mathbf{o}^T \\ [\mathbf{n}_{1 \times n} | \mathbf{m}_{1 \times n}] \cdot \mathbf{f} = F_{applied} \\ [\mathbf{m}_{1 \times n} | \mathbf{n}_{1 \times n}] \cdot \mathbf{f} = F_{applied} \end{cases} \quad (2-39)$$

可得到 PRSM 螺纹牙载荷分布的矩阵方程组:

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{f} = \mathbf{b} \quad (2-40)$$

式中:

\mathbf{A} —— PRSM 螺纹牙载荷分布矩阵;

\mathbf{f} —— $\mathbf{f} = [F_{NR1}, F_{NR1}, \dots, F_{NRn}, F_{SR1}, F_{SR1}, \dots, F_{SRn}]^T$, 为 PRSM 螺纹牙载荷向量;

\mathbf{b} —— $\mathbf{b} = [0, 0, \dots, 0, F, F]^T$, 为 PRSM 载荷分布矩阵方程的常数列向量。

PRSM 螺纹牙载荷分布平衡矩阵可表示为:

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} \mathbf{A}_{11} & \mathbf{A}_{12} \\ \mathbf{A}_{21} & \mathbf{A}_{22} \\ \mathbf{C}_1 & \mathbf{C}_2 \end{pmatrix}_{2n \times 2n} \quad (2-41)$$

式(2-41)为平衡矩阵 \mathbf{A} 的分块矩阵形式, 其中第一行与第二行分别由螺母侧与丝杠侧所有封闭环的变形协调方程生成; 第一列与第二列分别表示由滚柱在丝杠侧的接触力与螺母侧的接触力引起的轴向变形量, 包括接触变形、螺纹牙变形与轴段变形; \mathbf{C}_1 , \mathbf{C}_2 则表示由式(2-34)生成的分块矩阵, 表示螺纹牙载荷的总和与 PRSM 外载的平衡关系。

由于接触变形的非线性, 滚柱丝杠接触侧螺纹牙接触刚度 k_{RSC} 与滚柱螺母接触侧螺纹牙接触刚度 k_{RNC} 是随载荷而变化的, 因此矩阵方程(2-40)是非线性方程。本文采用图 2-9 所示迭代计算方法求解式(2-40)所给矩阵方程, 对 PRSM 螺纹牙载荷分布进行分析。首先假设 PRSM 螺纹牙载荷为均匀分布, 计算出相应的接触刚度, 此时, 发生啮合的每对螺纹牙的接触刚度均相同。将接触刚度值代入模型中进行计算, 得到了假设条件下的载荷分布。再使用求出的螺纹牙载荷分别计算每对螺纹牙在此时接触力下的接触刚度, 将其代入模型中得到新的矩阵, 并进行再一次求解, 如此进行反复迭代计算, 直至螺纹牙载荷收敛。将 PRSM 螺纹牙载荷误差限设为 $\|\mathbf{f}(\mathbf{k}) - \mathbf{f}(\mathbf{k}-1)\| < 10^{-6}$, 当其满足此条件后, 取

第 k 次结果为 PRSM 螺纹牙载荷分布计算结果。

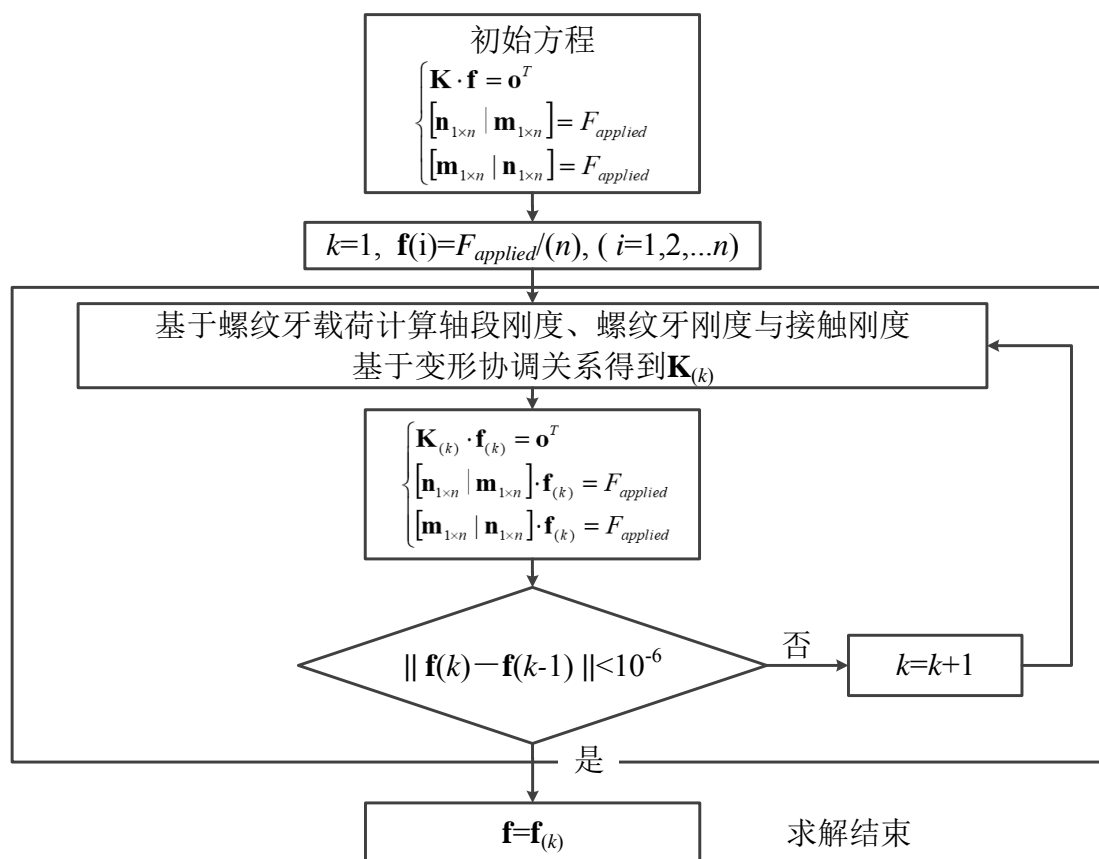


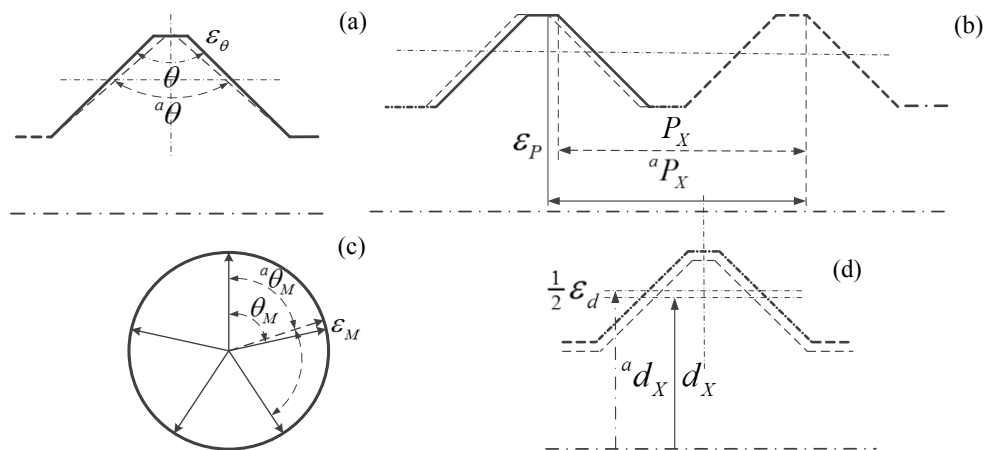
图 2-9 PRSM 螺纹牙载荷分布迭代求解算法

2.3 考虑加工误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型

在实际的工程应用中, PRSM 零件不可避免的存在加工误差, 加工误差与 PRSM 零件结构尺寸相比, 其量级较小。然而, 加工误差与 PRSM 承载后的轴段、螺纹牙及接触区域的变形量在同一量级, 其影响不可忽略。因此, 为了更加真实的反应 PRSM 在实际工作中的螺纹牙载荷分布情况, 本节将基于 2.2 节中 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型建立考虑加工误差的螺纹牙载荷分布计算模型。

2.3.1 PRSM 螺纹加工误差

PRSM 丝杠、滚柱及螺母为其主要承载零件, 因此这三类螺纹零件的加工误差将对 PRSM 螺纹牙载荷分布产生较大影响。PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺纹加工误差主要包括牙型角误差、螺距误差、多头螺纹分头误差 (滚柱除外) 及中径误差等。图 2-10 所示为四种螺纹加工误差的示意图, 其中牙型角误差表示为 ε_θ , 螺距误差表示为 ε_P , 多头螺纹分头误差表示为 ε_M , 中径误差表示为 ε_d 。另外, 文中分别用 θ 、 P_X 、 θ_M 、 d_X 表示牙型角、螺距、多头螺纹分度角度及中径的设计值, 并分别用 ${}^a\theta$ 、 aP_X 、 ${}^a\theta_M$ 及 ad_X 表示牙型角、螺距、多头螺纹分度角度及中径的实际值。



(a) 牙型角误差; (b) 螺距误差; (c) 多头螺纹分头误差; (d) 中径误差.

图 2-10 PRSM 螺纹牙加工误差:

PRSM 螺纹加工误差主要通过两种方式影响其螺纹牙载荷分布。其一，由于牙型角误差、螺距误差等误差的存在，对 PRSM 螺纹牙载荷分布起决定性作用的轴段刚度、螺纹牙刚度等，需根据计入误差的真实参数进行计算；其二，螺纹加工误差的存在将改变 PRSM 滚柱与丝杠及螺母的接触状态，因此螺纹牙封闭环间的变形协调关系也将随之改变。理想情况下，所有螺纹牙将在 PRSM 承载初始时刻同时发生接触，然而由于螺纹加工误差的存在，PRSM 初始接触状态变得复杂。在 PRSM 承载初始时刻可能会存在个别螺纹牙没有进入承载状态，这里称之为脱啮，甚至在载荷完全施加后也没有参与承载，而其他的螺纹牙则处于过载状态。因此，考虑螺纹加工误差后，PRSM 螺纹牙闭环的变形协调关系将变得更为复杂，为了求解计入加工误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布，需要重新建立其变形协调关系方程。

图 2-10 中所示四种加工误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响各不相同，其中，牙型角误差将影响螺纹牙刚度，螺距误差将影响 PRSM 轴段刚度及变形协调关系，多头螺纹分头误差通过影响螺距误差进而影响轴段刚度及变形协调关系，中径误差将影响轴段刚度。其次，多种误差间存在相互影响的关系，主要体现为多头螺纹分头误差及中径误差均会影响螺距误差^[120]。为合理计入加工误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响，需将加工误差间的影响建模。

从图 2-10(c)中可知，由于多头螺纹分头误差引起的等效螺距误差可表示为

$$\varepsilon_{P-M} = \varepsilon_M \cdot n \cdot P / 2\pi \quad (2-42)$$

式中：

ε_{P-M} —— 由多头螺纹分头误差等效的螺距误差/mm；

ε_M —— 多头螺纹分头误差/rad；

n —— PRSM 丝杠、螺母螺纹头数；

P —— PRSM 螺纹螺距/mm。

显然, 由于多头螺纹分头误差引起的等效螺距误差会随着螺纹头数与螺距的增大而增大。

从图 2-10(d)中可知, 由于中径误差引起的等效螺距误差可表示为

$$\varepsilon_{P-d} = \frac{1}{2} \varepsilon_d \cdot \cot(\theta/2) \quad (2-43)$$

式中:

ε_{P-d} —— 由中径误差等效的螺距误差/mm;

ε_d —— 螺纹中径误差/mm;

θ —— PRSM 螺纹牙型角/ $^\circ$ 。

由于 PRSM 螺纹牙型角一般为 90° , 中径误差引起的等效螺距误差与中径误差为同一量级。

因此, PRSM 螺纹螺距误差包含螺距误差与由于多头螺纹分头误差及中径误差引起的等效螺距误差两部分。因此, PRSM 螺纹零件的真实螺距可表示为

$${}^aP = P + \varepsilon_p = P + \varepsilon_{p-p} + \varepsilon_{p-d} + \varepsilon_{p-M} \quad (2-44)$$

式中:

aP —— PRSM 螺纹零件螺距真实值/mm;

ε_p —— PRSM 螺纹零件螺距误差/mm;

ε_{p-p} —— 螺纹零件直接螺距误差/mm。

式(2-42)与(2-44)给出了多头螺纹分头误差与中径误差对螺距误差的影响关系, 有助于深入了解 PRSM 螺纹零件间误差的关系, 及其在加工工程中的合理控制。

2.3.2 考虑误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型

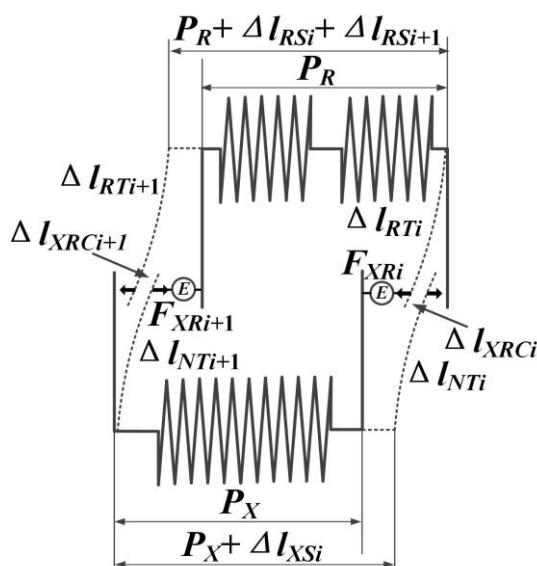


图 2-11 包含误差的 PRSM 螺纹牙闭环变形示意图

PRSM 螺纹加工误差将影响 PRSM 螺纹轴段及螺纹牙的刚度。为了研究考虑螺纹加工误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布,轴段刚度、螺纹牙刚度需根据计入误差的真实结构参数进行计算。另外,PRSM 丝杠、滚柱及螺母的螺距误差都将影响螺纹闭环内的变形协调关系,因此需建立考虑误差的变形协调关系。

图 2-11 所示为包含误差的 PRSM 螺纹牙闭环变形示意图,由图可知,PRSM 丝杠侧或螺母侧任一螺纹牙闭环内的变形协调关系为:

$$P_X + \sum l_{Xi} = P_R + \sum l_{Ri} + \varepsilon_{P-Xi} \quad (2-45)$$

式中:

P_X ——丝杠或螺母螺距的理论值/mm;

$\sum l_{Xi}$ ——第 i 个螺纹闭环内丝杠或螺母轴向变形总和/mm;

P_R ——滚柱螺距的理论值/mm;

$\sum l_{Ri}$ ——第 i 个螺纹闭环内滚柱轴向变形总和/mm;

ε_{P-Xi} ——丝杠或螺母侧第 i 个螺纹牙闭环内的螺距误差总和/mm。

PRSM 滚柱受力平衡条件并不受加工误差的影响,仍可用式(2-35)及(2-36)表示。

将如式(2-45)的全部螺纹牙闭环内考虑误差后的变形协调方程及滚柱受力平衡方程合并转化为矩阵形式,可得:

$$\begin{cases} \mathbf{K}_e \cdot \mathbf{f}_e + \mathbf{e} = \mathbf{o}^T \\ \begin{bmatrix} \mathbf{n}_{1 \times n} & \mathbf{m}_{1 \times n} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{f}_e = F_{applied} \\ \begin{bmatrix} \mathbf{m}_{1 \times n} & \mathbf{n}_{1 \times n} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{f}_e = F_{applied} \end{cases} \quad (2-46)$$

式中:

\mathbf{K}_e ——考虑加工误差的 PRSM 载荷分布刚度矩阵;

\mathbf{f}_e ——考虑加工误差的 PRSM 螺纹牙载荷向量;

\mathbf{e} —— $\mathbf{e} = [\varepsilon_{P-X1}, \varepsilon_{P-X2}, \dots, \varepsilon_{P-Xn-1}, \varepsilon_{P-X1}, \varepsilon_{P-X2}, \dots, \varepsilon_{P-Xn-1}]'$,是由滚柱丝杠侧和滚柱螺母侧全部螺纹牙闭环内螺距误差组成的误差向量。

由于螺纹加工误差的存在,式(2-46)的求解较为复杂,为了求解式(2-46),给出了如图 2-12 的迭代求解算法。

如图 2-12 所示,考虑误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布迭代求解算法包含两个迭代环。其中内环是为了解决螺纹牙接触变形的非线性而所需的迭代,其与不考虑加工误差的迭代算法相同。外环为考虑加工误差后增加的环,由于加工误差的影响,PRSM 螺纹牙可能出现空载现象。因此,当内环的迭代计算完成后,需判断所得载荷向量中是否有负值存在。如果没有,则当前所得载荷向量即为最终解向量。如果载荷向量中存在负值,说明在当前加工误差下,出现了螺纹牙空载现象,则必须将矩阵方程中对应螺纹牙载荷为负值的列消去,并将矩阵方程中对应包含该螺纹牙所在两个闭环变形协调方程的两行相

加, 得到新的矩阵方程, 继续进行求解。最终当所得载荷向量中均为正值时, 在载荷向量中补满消去的元素, 即得到考虑加工误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布的最终解。

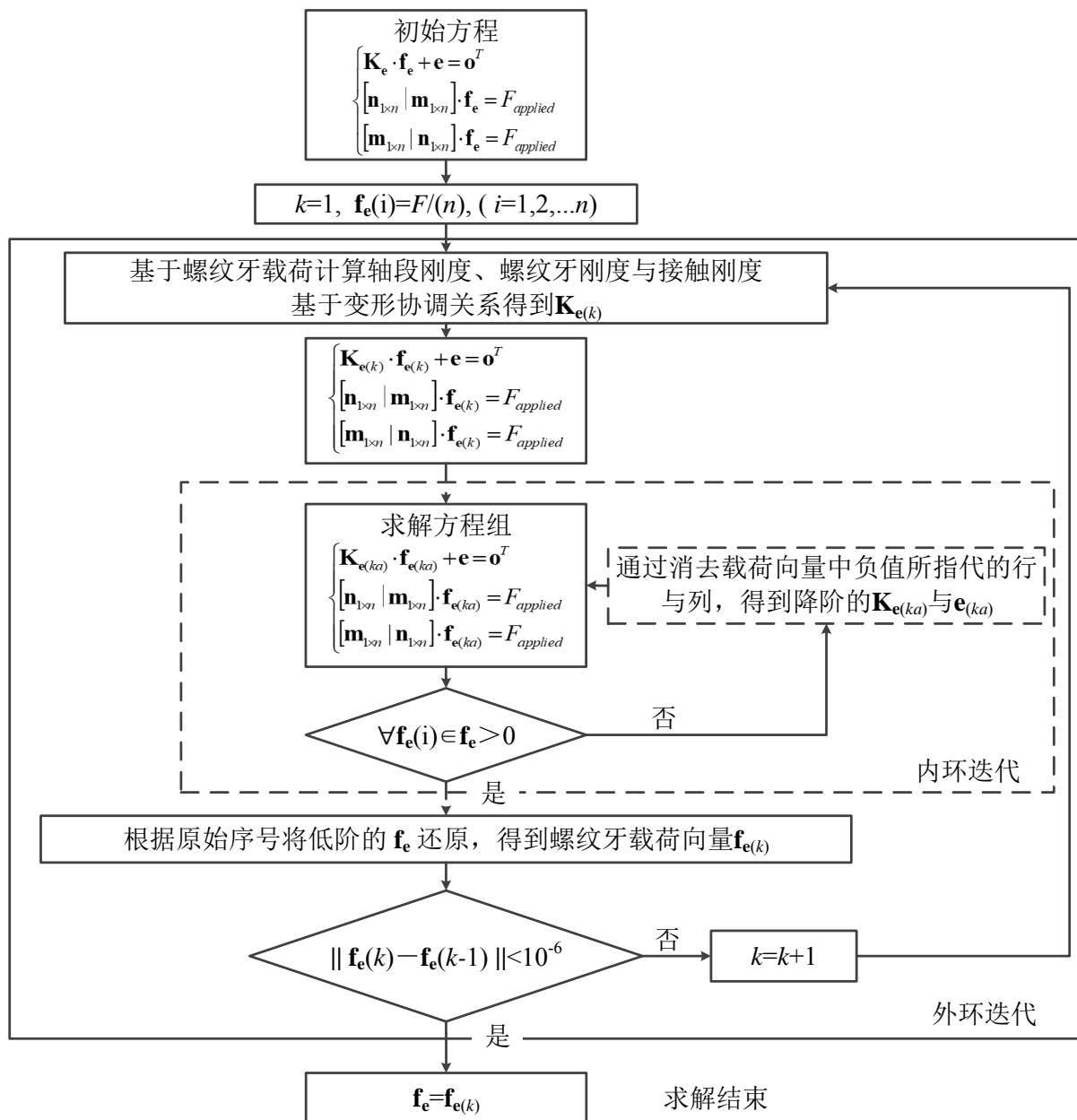


图 2-12 考虑误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布迭代求解算法

2.4 模型验证

为验证本章所建 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型的正确性, 通过与有限元模型及已有研究结果进行对比的方法对所建 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型进行验证。采用文献[112]中 PRSM 参数进行验证, 如表 2-1 所示。由于文献[112]中给出 PRSM 滚柱螺纹牙个数为 40, 对于 PRSM 螺纹牙载荷分布有限元模型其计算量太大, 为了较好的体现螺纹牙载荷分布规律且节省有限元计算时间, 结合已 PRSM 结构参数, 选定有限元载荷分布模型滚柱螺纹牙个数为 20。

表 2-1 PRSM 螺纹牙载荷分布验证模型结构参数

名称	数值
丝杠中径 d_s/mm	19.5
滚柱中径 d_R/mm	6.5
螺母中径 d_N/mm	32.5
丝杠头数 n_s	5（右旋）
滚柱头数 n_R	1（右旋）
螺母头数 n_N	5（右旋）
螺距 P/mm	1
滚柱螺纹牙个数 n	40（有限元模型为 20）
螺纹牙牙型角 $\theta/^\circ$	90
滚柱牙型圆弧轮廓半径 R/mm	4.596
滚柱个数 z	10

2.4.1 与有限元模型对比验证

首先，建立 PRSM 螺纹牙载荷分布的有限元模型，分析 PRSM 在图 2-2 所示安装方式与受力状态下的螺纹牙载荷分布，并与本章所建立计算模型计算所得结果进行对比。

PRSM 为轴对称结构，多个滚柱绕丝杠轴线均布，同时与丝杠及螺母螺纹牙啮合并承载，负载施加于螺母法兰，通过滚柱最终传递到丝杠支承轴承处。根据 PRSM 结构和受力特点，有限元建模作如下简化：

- (1) 保留丝杠、滚柱和螺母螺纹牙的全部特征，去除滚柱两端直齿、内齿圈和行星架，其余结构保持不变；
- (2) 多个滚柱间载荷均匀分配，因此只选取 PRSM 结构的 $1/z$ 扇形进行建模（ z 为滚柱个数）；
- (3) PRSM 丝杠、滚柱及螺母的材料各向同性；
- (4) 仅考虑弹性变形。

根据已有 PRSM 系列化产品的产品手册^[121]，选取其载荷为 50kN，则每个滚柱所承受轴向载荷为 5kN；

PRSM 丝杠，滚柱及螺母材料均选用 GCr15，其弹性模量 E 为 $212 \times 10^3 \text{MPa}$ ，泊松比 μ 为 0.29。采用 8 节点六面体非协调实体单元 C3D8I 对有限元模型进行网格划分，并将丝杠、滚柱和螺母螺纹牙接触区域的网格密化。有限元模型如图 2-13 所示，网格数目为 1061417，节点数目为 707494。

图 2-13 中有限元模型的位移边界条件为：滚柱与螺母仅保留轴向位移自由度，约束其径向位移及绕三个中心轴的旋转自由度；约束丝杠的一侧端面，以模拟丝杠安装端，并在丝杠轴线节点位置约束其径向位移自由度及全部旋转自由度，仅保留轴向自由度。

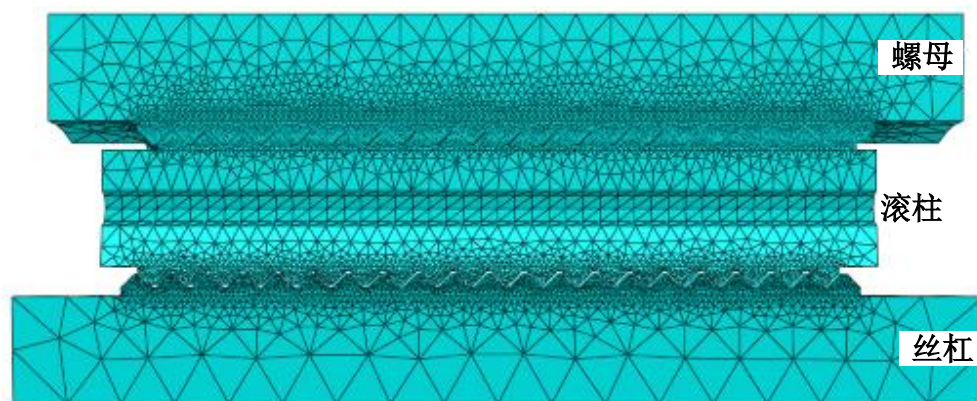


图 2-13 PRSM 螺纹牙载荷分布有限元模型（轴截面）

图 2-13 中有限元模型的力边界条件为：根据图 2-2 中 PRSM 的不同安装方式与受力状态，建立螺母参考点，并将其与螺母端面完全耦合；在参考点处施加轴向载荷来模拟螺母法兰承载情况。载荷的施加分两个分析步进行：第一个分析步中，给螺母施加较小的轴向载荷并逐渐递增，直至丝杠、滚柱及螺母之间稳定的建立起 40 个螺纹牙接触对，并避免因载荷过大造成滚柱的刚体位移或瞬时大变形导致计算不收敛；第二个分析步中，再将实际负载逐步施加，直至所受轴向载荷为 5kN。

图 2-13 中有限元模型的接触条件为：分别对丝杠与滚柱、滚柱与螺母相互接触的 20 对螺纹牙定义接触属性，并由丝杠固定端开始由近及远依次对接触对进行编号。

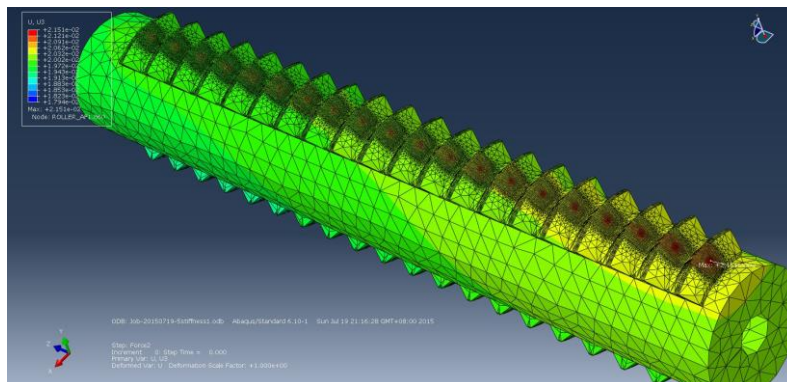


图 2-14 PRSM 螺纹牙载荷分布有限元计算结果云图

对有限元模型进行求解，得到滚柱螺纹牙在丝杠侧与螺母侧接触点的轴向位移量，如图 2-14 所示。由图可知，在上述边界条件下，PRSM 滚柱螺纹牙接触点处节点位移从最右侧螺纹牙开始呈现单调下降的现象。通过计算求得对应位移量下的接触载荷，进而得到 PRSM 螺纹牙载荷分布有限元解。分别对图 2-1 所示四种安装方式与受力状态下螺纹牙载荷进行有限元计算，得到其各自的螺纹牙载荷分布计算结果。

将表 2-1 中 PRSM 参数带入至本章 2.2 节中所建立的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型，求解得到 PRSM 螺纹牙载荷分布。将 PRSM 四种安装方式与受力状态下螺纹牙载荷分布有限元解与本文建立计算模型所得结果进行对比，如图 2-15~图 2-18 所示。

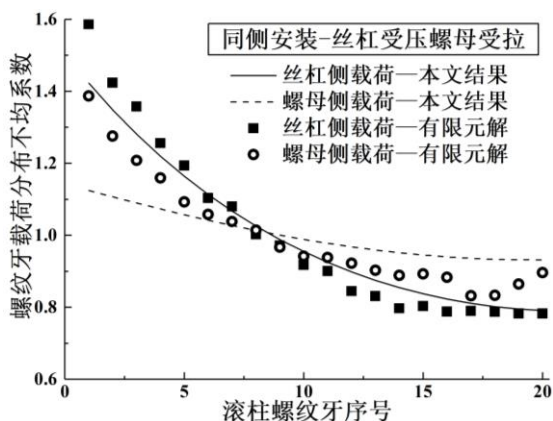


图 2-15 安装方式(a)载荷分布结果对比

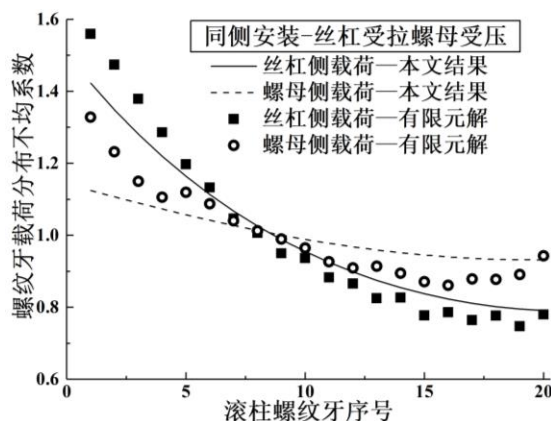


图 2-16 安装方式(b)载荷分布结果对比

图 2-15 与图 2-16 分别为 PRISM 同侧安装方式下,“丝杠受压螺母受拉”及“丝杠受拉螺母受压”两种受力状态下螺纹牙载荷分布结果与有限元解对比。由图可知,在 PRISM 同侧安装方式下,螺纹牙载荷分布相比有限元解更均匀。“丝杠受压螺母受拉”时,丝杠侧螺纹牙载荷相对误差为 11%,螺母侧相对误差为 23%;“丝杠受拉螺母受压”时,丝杠侧螺纹牙载荷相对误差为 9.8%,螺母侧相对误差为 18%。

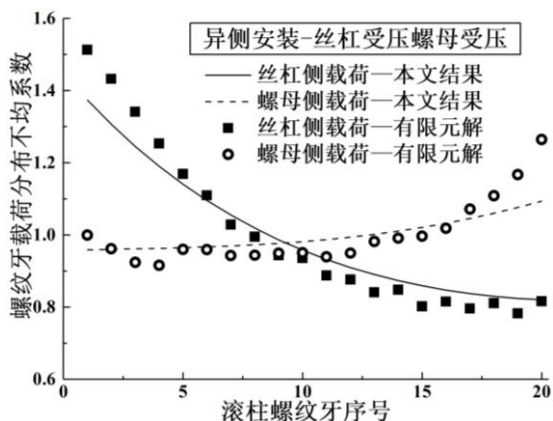


图 2-17 安装方式(c)载荷分布结果对比

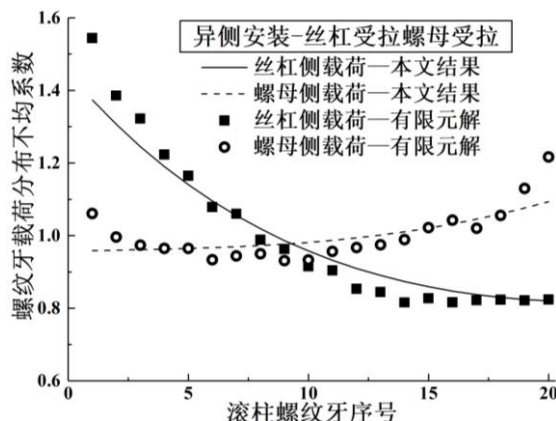


图 2-18 安装方式(d)载荷分布结果对比

图 2-17 与图 2-18 分别为 PRISM 异侧安装方式下,“丝杠受压螺母受压”及“丝杠受拉螺母受拉”两种受力状态下的载荷分布与有限元解对比。由图可知,PRISM 异侧安装时,在“丝杠受压螺母受压”及“丝杠受拉螺母受拉”两种受力状态下,有限元模型计算所得丝杠侧第一个螺纹牙载荷与螺母侧最后一个螺纹牙载荷均比本文所建计算模型较大,其相对误差丝杠侧在 13%之内,螺母侧在 17%之内。值得注意的是,载荷分布在滚柱丝杠侧与滚柱螺母侧第一个与最后一个螺纹牙载荷均大于本文计算模型所得结果,出现“两头大”现象。出现这种差异的主要原因是有限元模型通过丝杠、滚柱及螺母外表面上或轴线上节点进行位移约束,但对于模型内部的节点,在承受轴向载荷及丝杠、滚柱与螺母间相互影响的作用下,存在微量的径向位移,导致 PRISM 螺纹牙载荷分布有限元解出现一定波动。而本章所建计算模型在其假设条件下,忽略了径向的微小变

形量,仅考虑轴线方向的变形。

综上,本文所建 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型所得结果与有限元解吻合较好。相比有限元模型,本文所建立的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型具有计算速度快的较大优势,为 PRSM 参数设计过程中的螺纹牙载荷分布评估提供了一种便捷有效的方式。

2.4.2 与已有研究结果对比验证

将本章所建计算模型计算所得 PRSM 螺纹牙载荷分布结果与文献[112]中所公开的分析结果进行对比,结果如图 2-19 与图 2-20 所示。

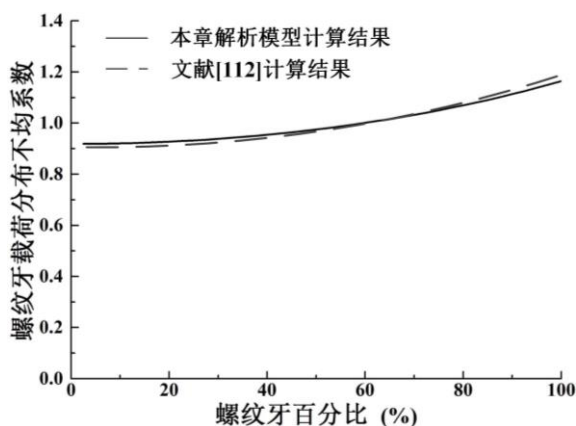


图 2-19 滚柱丝杠侧载荷分布对比

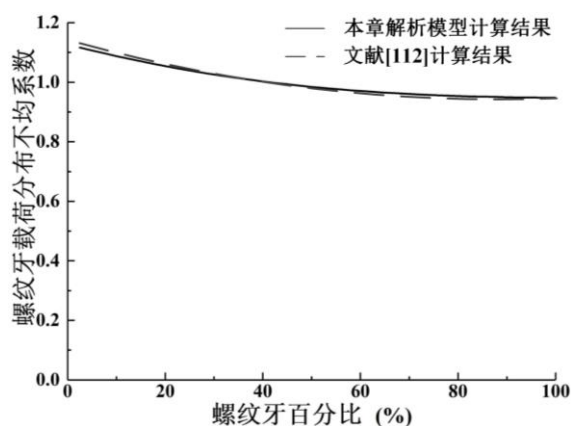


图 2-20 滚柱螺母侧载荷分布对比

对比本文所建计算模型与文献[112]中公开的计算结果,如图 2-19 与图 2-20 所示。由于文献[112]中螺纹牙载荷分布图横坐标以螺纹牙百分比形式给出,因此将本文计算结果与之对应后进行对比。可以看出,滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧,二者所得螺纹牙载荷分布几乎一致。丝杠侧与螺母侧螺纹牙载荷分布不均系数相对误差均小于 5%。

综上,将本章所建立的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型所得计算结果分别与有限元模型及已有文献公开的计算结果进行对比,验证了本文建立的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型的正确性。

2.5 小结

本章基于 PRSM 结构特点及其承载原理,将 PRSM 离散为轴段、螺纹牙及螺纹牙接触点三个部分。与之对应,分别建立轴段刚度、螺纹牙刚度及螺纹牙接触刚度模型。考虑 PRSM 安装方式与受力状态,建立了 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型。基于螺纹牙闭环内的变形协调条件及滚柱在丝杠侧与螺母侧的受力平衡条件,得到求解载荷分布的矩阵方程。鉴于实际加工中 PRSM 螺纹零件不可避免存在加工误差的事实,进一步考虑螺纹牙加工误差对螺纹牙载荷分布的影响,将所建计算模型改进为考虑误差的螺纹牙载荷分布计算模型。通过与有限元模型及已有文献的计算结果进行对比,验证了本文所建立的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型的正确性。

第三章 行星滚柱丝杠副螺纹牙载荷分布敏感性研究

3.1 概述

由第二章所建立的行星滚柱丝杠副 (Planetary Roller Screw Mechanism, PRSM) 螺纹牙载荷分布计算模型可知, PRSM 螺纹牙载荷分布与其安装方式及受力状态等工况、螺纹牙个数及螺纹牙型参数等设计参数以及螺纹零件加工误差等因素密切相关。为了深入理解 PRSM 螺纹牙载荷分布规律, 揭示各种因素对其载荷分布规律的影响机理, 以指导 PRSM 参数设计过程, 实现其载荷分布不均的可控, 本章将对 PRSM 螺纹牙载荷分布对工况、设计参数及螺纹加工误差的敏感性进行研究。其中, PRSM 工况主要包括 PRSM 安装方式、受力状态及轴向载荷; PRSM 设计参数主要包括丝杠滚柱中径比、滚柱螺纹牙个数、螺纹牙型参数、螺母外径及丝杠、滚柱及螺母材料弹性模量。基于本文第二章对 PRSM 螺纹加工误差分析, 本章主要考虑螺距误差的影响, 并对不同螺距精度下 PRSM 螺纹牙载荷分布进行研究。基于上述分析, 揭示各因素对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律, 探究 PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象的本质。

以本文依托课题中设计的一套 PRSM 为对象, 进行螺纹牙载荷分布敏感性研究, 其详细设计参数如表 3-1 所示。

表 3-1 PRSM 结构参数

名称	符号	数值	单位	名称	符号	数值	单位
丝杠中径	d_s	24	mm	轴向载荷	F	50000	N
滚柱中径	d_R	8	mm	滚柱平均载荷	F_{applied}	5000	N
螺母中径	d_N	40	mm	螺纹牙平均载荷	F_{ave}	166.667	N
螺母外径	d_{NW}	55	mm	螺距	P	2	mm
丝杠头数	n_{NS}	5 (右旋)		牙型角	θ	90	°
滚柱头数	n_R	1 (右旋)		螺纹牙高	h	0.95	mm
螺母头数	n_N	5 (右旋)		螺纹牙底宽	a	1.95	mm
滚柱个数	z	10		螺纹牙厚	b	0.85	mm
滚柱螺纹牙个数	n	30		螺纹牙顶宽	c	0.05	mm

PRSM 材料参数如表 3-2 所示。

表 3-2 PRSM 材料参数

名称	材料	弹性模量 (MPa)	泊松比
丝杠	GCr15	212×10^3	0.29

续表 3-2 PRSM 材料参数

滚柱	GCr15	212×10^3	0.29
螺母	GCr15	212×10^3	0.29

3.2 PRSM 螺纹牙载荷分布工况敏感性分析

3.2.1 安装方式及受力状态

工程应用中, PRSM 存在两种不同的安装方式, 即丝杠与螺母在同侧安装及丝杠与螺母在异侧安装。在同一种安装方式下, PRSM 存在两种受力状态 (见图 2-2)。PRSM 中丝杠、滚柱及螺母三类主要零件在不同安装方式及受力状态下, 其应力状态及变形方向并不相同, 螺纹牙载荷分布将产生不同。对图 2-2 所示四种工况下 PRSM 螺纹牙载荷分布进行计算, 计算结果如图 3-1~图 3-4 所示。

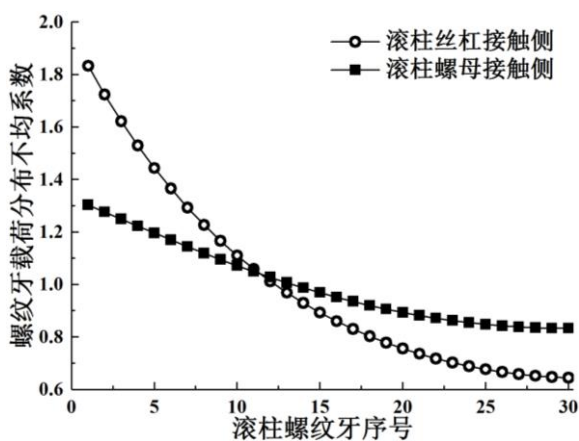


图 3-1 安装方式(a)载荷分布

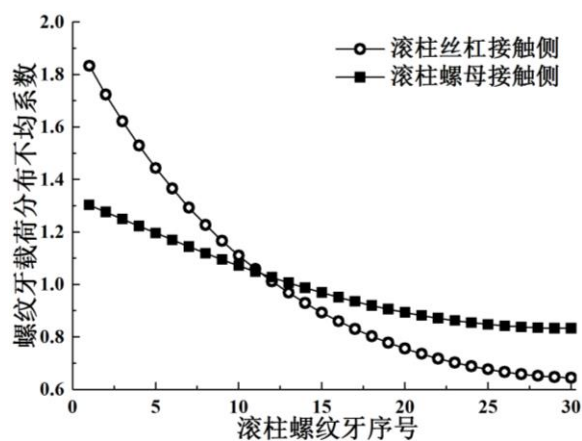


图 3-2 安装方式(b)载荷分布

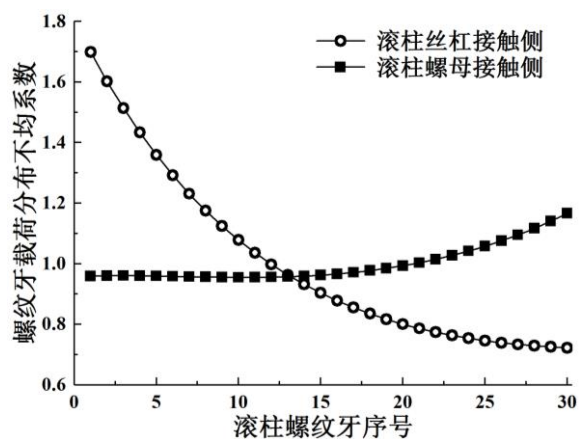


图 3-3 安装方式(c)载荷分布

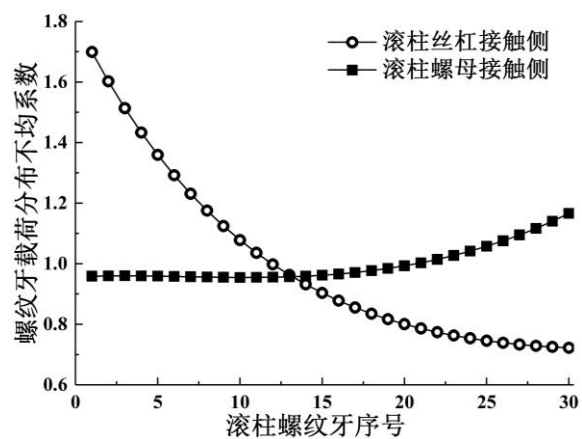


图 3-4 安装方式(d)载荷分布

由图 3-1~图 3-4 可以看出, PRSM 在两种安装方式下, 其轴向载荷在滚柱螺纹牙间的分布情况并不相同。滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧螺纹牙最大载荷均发生在丝杠或螺母的安装端最近的螺纹牙。PRSM 异侧安装时, 滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧

螺纹牙的载荷分布规律趋势相反，并且丝杠侧的螺纹牙载荷分布不均现象比螺母侧严重；PRSM 同侧安装时，滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧载荷分布规律趋势相同，丝杠侧的载荷分布不均现象比螺母侧严重。PRSM 滚柱丝杠侧与滚柱螺母侧的螺纹牙载荷分布规律不一致的原因主要有两点：首先，PRSM 螺纹牙载荷分布主要由轴段刚度决定，丝杠轴段刚度与螺母的轴段刚度不同，承受载荷后的轴向变形量也不同，因此 PRSM 两接触侧螺纹牙载荷分布规律也不相同；其次，基于本文所建立的 PRSM 螺纹牙刚度模型及表 3-1 中给出的 PRSM 结构参数，计算所得螺母螺纹牙刚度比丝杠螺纹牙刚度小，而较小的螺纹牙刚度会对螺纹牙载荷分布起到均化的作用。在本算例中，螺母轴段刚度大于丝杠轴段刚度，且其螺纹牙刚度小于丝杠螺纹牙刚度，因此滚柱螺母接触侧的螺纹牙载荷分布比滚柱丝杠侧的均匀。

PRSM 在两种安装方式下，滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布均按照从安装端开始由大到小的规律变化。由图 3-1~图 3-4 可见，同侧安装方式下，无论是滚柱丝接触杠侧还是滚柱螺母接触侧，载荷分布不均现象均比异侧安装方式时严重。其原因是滚柱丝杠侧与滚柱螺母侧螺纹牙载荷之间存在相互影响作用，当 PRSM 采用同侧安装方式时，会加剧滚柱丝杠侧螺纹牙载荷分布不均现象。从滚柱螺纹牙疲劳接触寿命的角度来考虑，PRSM 工作时，滚柱螺纹牙的某一接触点是按照“丝杠—螺母—丝杠”循环接触。因此 PRSM 采用同侧安装方式时，会出现滚柱一端螺纹牙承受的接触载荷总是比另一端大，导致滚柱一端提前失效破坏的现象。而 PRSM 采用异侧安装方式时，滚柱丝杠侧与滚柱螺母侧的载荷分布规律刚好相反，一定程度上可以抵消螺纹牙接触载荷在单一接触侧的分布不均现象带来的接触疲劳状态不一致。因此，在实际应用中，合理的选择 PRSM 安装方式，有着重要的意义。

另外，PRSM 在相同安装方式下的不同受力状态承载时，其螺纹牙载荷分布规律相同，说明受力状态对 PRSM 螺纹牙载荷分布规律没有影响。

工程应用中，PRSM 多采用异侧安装方式，并且由于 PRSM 异侧安装时滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布规律趋势相反，更易体现出各因素对螺纹牙载荷分布规律的影响，本章后续部分将针对异侧安装-丝杠受拉工况的 PRSM，进行螺纹牙载荷分布对轴向载荷、设计参数及螺纹加工误差的敏感性研究。

3.2.2 轴向载荷

PRSM 具有承载能力大的突出优点，常用于大载荷工况，具有轴向载荷变化范围较大的特点，因此对 PRSM 在不同轴向载荷下的螺纹牙载荷分布进行研究。给定 PRSM 轴向载荷分别为 10000N、20000N、40000N 及 80000N，计算其螺纹牙载荷分布规律，结果如图 3-5 与图 3-6 所示。

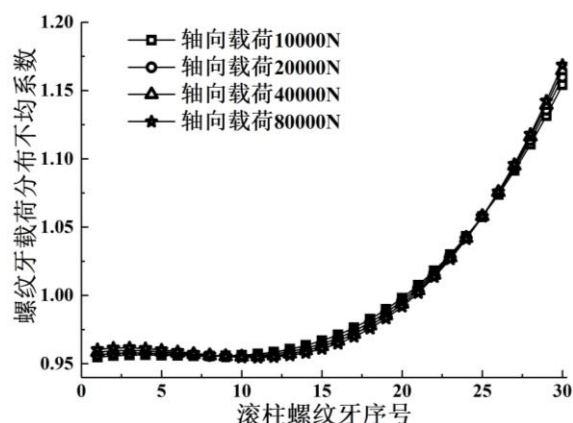
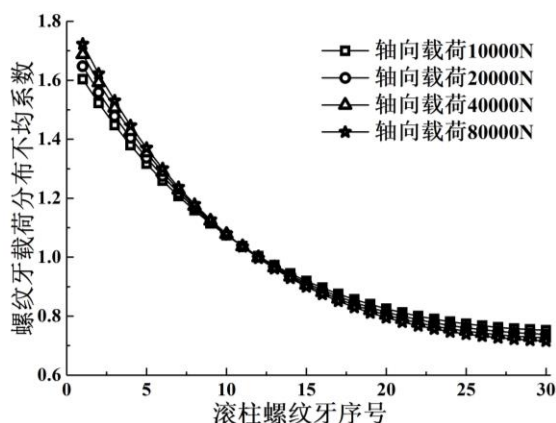


图 3-5 不同轴向载荷下 PRSM 丝杠侧载荷分布 图 3-6 不同轴向载荷下 PRSM 螺母侧载荷分布

由图 3-5 与图 3-6 可知，PRSM 轴向载荷从 10000N 增加到 80000N 的过程中，滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布不均现象均随着轴向载荷的增大而更严重，但其载荷分布不均系数的增长逐渐缓慢。这是因为螺纹牙接触刚度是非线性的，随着接触载荷的增大，接触刚度也将增大。因此随着轴向载荷的增加，PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象变化趋势逐渐减小。另外，无论轴向载荷是多大，滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布不均程度总是小于滚柱丝杠接触侧。原因主要有两点：首先，螺母的轴段刚度为丝杠、滚柱及螺母三者间最大，因此相同的轴向载荷下螺母轴段的轴向变形量最小，因此其载荷分布不均程度也小；其次，由于螺母螺纹牙刚度为丝杠、滚柱及螺母三者间最小，承受轴向载荷后螺纹牙更容易发生变形，对滚柱螺母接触侧的螺纹牙载荷分布具有一定程度的均化作用。

综上，轴向载荷的变化不会改变 PRSM 螺纹牙载荷分布的基本规律，但是随着轴向载荷的增加，PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象会更加严重。

3.3 PRSM 螺纹牙载荷分布参数敏感性分析

3.3.1 丝杠滚柱中径比及滚柱个数

为保证 PRSM 传动的确定性，丝杠、滚柱及螺母三者螺纹中径存在确定关系。设计过程中，通常采用丝杠与滚柱螺纹中径比值反应三者螺纹中径间的关系。PRSM 丝杠与滚柱螺纹中径比值将决定丝杠与螺母螺纹头数，其关系可表示为^[64]

$$k = \frac{d_s}{d_r} = n_s - 2 \quad (3-1)$$

式中：

k —— 丝杠滚柱螺纹中径比；

d_s —— PRSM 丝杠螺纹中径/mm；

d_r —— PRSM 滚柱螺纹中径/mm；

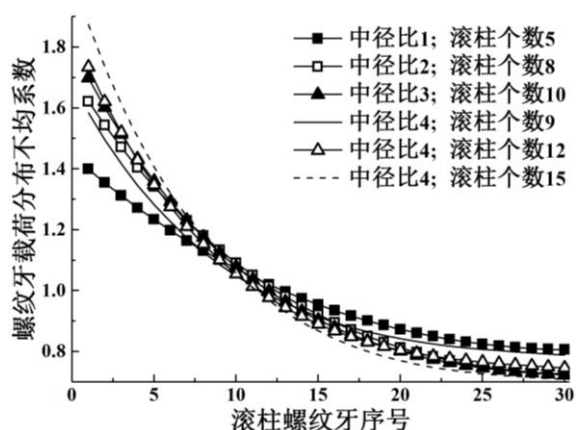
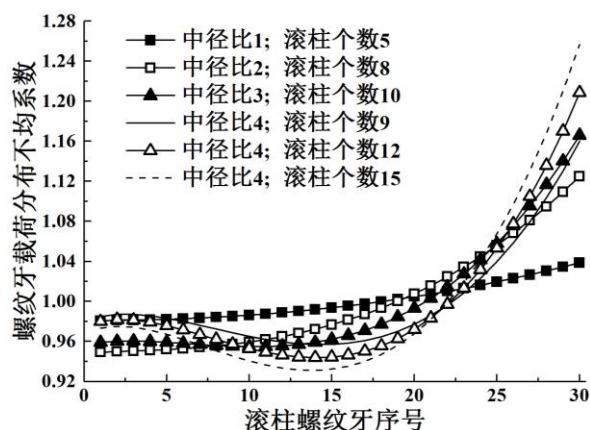
n_s —— PRSM 丝杠螺纹头数。

另外, k 值还将决定 PRSM 中滚柱的最大个数^[65], 因此, 丝杠与滚柱螺纹中径比值是 PRSM 关键设计参数。丝杠滚柱中径比 k 常见的取值及其与 PRSM 相关参数的关系见表 2-3。其中, k_{SS}/k_{SR} 为丝杠与滚柱轴段刚度比, 其改变将会对 PRSM 螺纹牙载荷分布产生较大影响。

表 3-3 丝杠滚柱中径比 k 与 PRSM 参数间的关系

丝杠、滚柱中径比	丝杠头数	滚柱个数上限	轴段刚度比
k	n_S	z_{\max}	k_{SS}/k_{SR}
$k=1$	3	5	$1/z$
$k=2$	4	9	$4/z$
$k=3$	5	12	$9/z$
$k=4$	6	15	$16/z$

选取 PRSM 的 k 值分别为 1、2、3, 与之对应的滚柱个数为 5、8、10, 以及 k 值为 4, 与之对应的滚柱个数分别为 9、12、15。与以上三组参数对应, PRSM 丝杠与滚柱轴段刚度比分别为 0.2、0.5、0.9 及 1.77、1.33、1.06。对四组参数的 PRSM 进行螺纹牙载荷分布研究, 计算结果如图 3-7 与图 3-8 所示。

图 3-7 不同 k 值下 PRSM 丝杠侧载荷分布图 3-8 不同 k 值下 PRSM 螺母侧载荷分布

由图 3-7 与图 3-8 可见, 滚柱丝杠接触侧载荷分布不均现象比滚柱螺母接触侧严重, 随着 k 值的变大或滚柱个数的增多, 滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布不均程度都将增加。另外, 当选取较大 k 值时, 丝杠与滚柱螺纹轴段刚度比值较大, 即滚柱螺纹轴段刚度相对较小, 将使滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷间的相互影响作用更加明显。

由此可得, 随着 k 值增大或滚柱个数 z 的增加, 滚柱与丝杠的轴段刚度比将不利于载荷分布的均匀, 但是随着可安装的滚柱个数逐渐增多, 将降低单个滚柱、单个螺纹牙的载荷, 有利于提高 PRSM 疲劳寿命。另外, 丝杠、滚柱与螺母的螺纹头数、螺旋升角等参数会随着 k 值的变化而变化, 将对 PRSM 啮合、传动效率及径向尺寸产生较大的影

响。因此,设计时需综合考虑 PRSM 安装空间、传动特性及承载特性,选择合适的丝杠滚柱中径比 k ,待 k 值确定后,再进一步对其他参数进行设计。

3.3.2 滚柱螺纹牙个数

滚柱螺纹牙个数是 PRSM 参数设计过程中的重要参数,其与滚柱个数共同决定了 PRSM 承载螺纹牙总数,对 PRSM 螺纹牙载荷分布规律有着决定性作用。给定 PRSM 滚柱螺纹牙个数分别为 10、20、30、40 与 50,分析不同滚柱螺纹牙个数下 PRSM 螺纹牙载荷分布,结果如图 3-9 与图 3-10 所示。

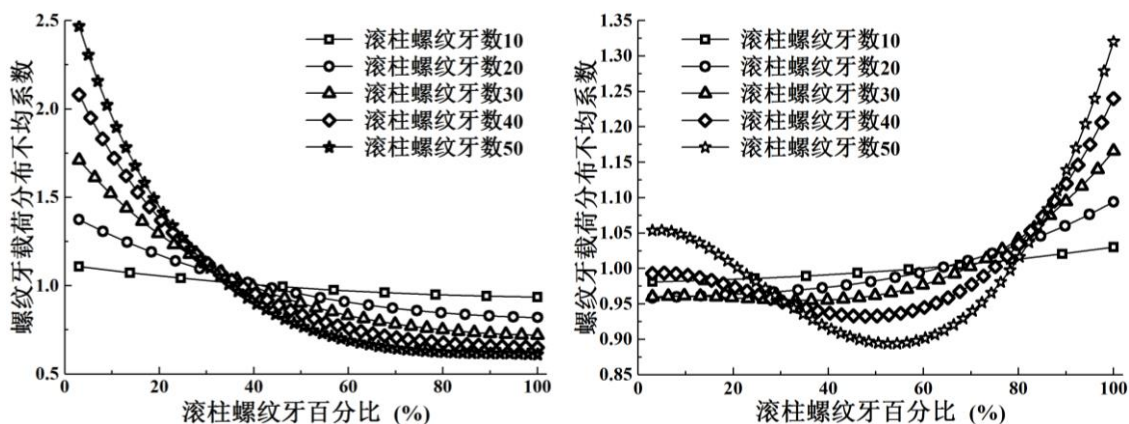


图 3-9 不同螺纹牙数下 PRSM 丝杠侧载荷分布 图 3-10 不同螺纹牙数下 PRSM 螺母侧载荷分布

由图 3-9 与图 3-10 可知,不同滚柱螺纹牙个数时,滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧的载荷分布不均程度都随着滚柱螺纹牙数的增加而增大。当滚柱螺纹牙数从 10 增加到 50 时,滚柱丝杠接触侧第一对螺纹牙的载荷分布不均系数从 1.108 增大为 2.469,最后一对螺纹牙的载荷分布不均系数从 0.936 减小为 0.611。对于滚柱螺母接触侧,其第一对螺纹牙载荷分布不均系数先减小后增大,由 0.981 减小为 0.958 再增大至 1.053,而最后一对螺纹牙载荷分布不均系数单调增加,从 1.030 增大为 1.320。当滚柱螺纹牙数超过 30 后,滚柱螺母接触侧的螺纹牙载荷分布出现明显的“两边大、中间小”现象,而滚柱丝杠接触侧并未出现类似现象。这是因为丝杠侧与螺母侧的螺纹牙载荷会相互影响,但是由于螺母的轴段刚度较大,相比之下螺母对于丝杠侧的影响比较敏感;而丝杠的轴段刚度较小,对螺母侧螺纹牙载荷的影响敏感性较低,并且由于螺母侧螺纹牙载荷分布较为均匀,对于丝杠侧的影响较小,因此丝杠侧并未出现“两边大、中间小”现象。

另外,当滚柱螺纹牙数达到 50 时,滚柱丝杠接触侧前 10 对螺纹牙承受了近 40% 的轴向载荷,这对于 PRSM 的疲劳寿命是相当不利的。因此,在 PRSM 设计过程中需合理的设计滚柱牙数。

3.3.3 牙型参数

PRSM 通过丝杠、滚柱及螺母螺纹牙的啮合与接触,实现轴向载荷的传递,PRSM 螺纹牙型设计是 PRSM 设计过程的重要内容,螺纹牙型参数对 PRSM 承载性能有较大

影响。PRSM 螺纹牙型参数主要包括螺距、牙高及牙型角等，这些参数不是相互独立的而是互相关联的，它们共同确定了 PRSM 螺纹牙型。为了深入分析这些参数对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响，对其进行单因素分析。由于 PRSM 螺纹牙型角通常设计为 90° ^[64]，本章将仅对牙高与螺距进行分析。

首先分析不同螺纹牙高参数下，丝杠、滚柱及螺母的螺纹牙刚度的变化规律。

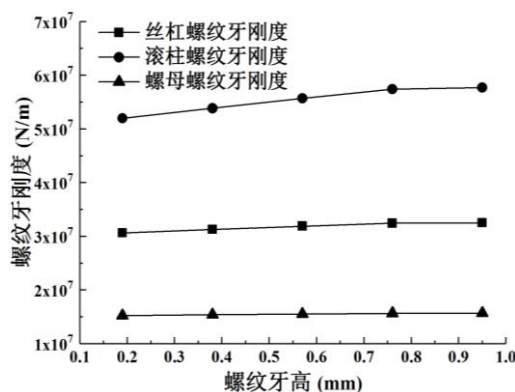


图 3-11 螺纹牙高对 PRSM 螺纹牙刚度的影响

如图 3-11 所示，当 PRSM 螺纹牙高从 $h=0.19\text{mm}$ 变为 $h=0.95\text{mm}$ 时，丝杠、滚柱及螺母的螺纹牙刚度均有所提高，但变化相对较小。其中，滚柱螺纹牙刚度变化量为 10.98%，为三者中最大；丝杠螺纹牙刚度变化量为 6.19%；螺母螺纹牙刚度变化量为 2.99%，为三者中最小。显然，PRSM 的螺纹牙高对螺纹牙刚度的影响不明显。另外，虽然 PRSM 丝杠、滚柱及螺母的牙型基本相同，但是其螺纹牙刚度并不相同，这是因为决定螺纹牙刚度大小的不仅是螺纹牙型本身，还有其结构参数（如丝杠的直径、螺母的内径、外径等），而 PRSM 中三者的主要结构参数是有着确定函数关系的。因此，在牙型参数相同的情况下，三者的螺纹牙刚度并不相同。一般情况下，PRSM 螺母的螺纹牙刚度最小，而滚柱螺纹牙刚度最大。

分析不同螺纹牙高下 PRSM 螺纹牙载荷分布，结果如图 3-12 与图 3-13 所示。

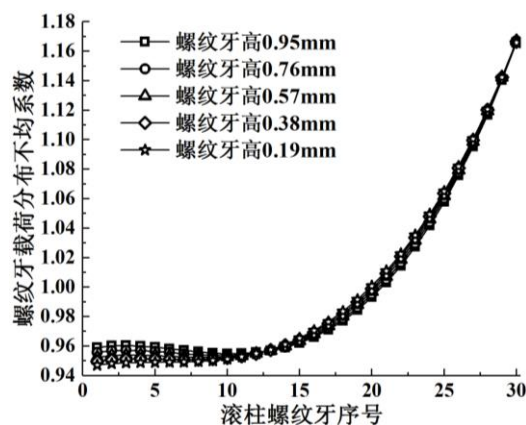
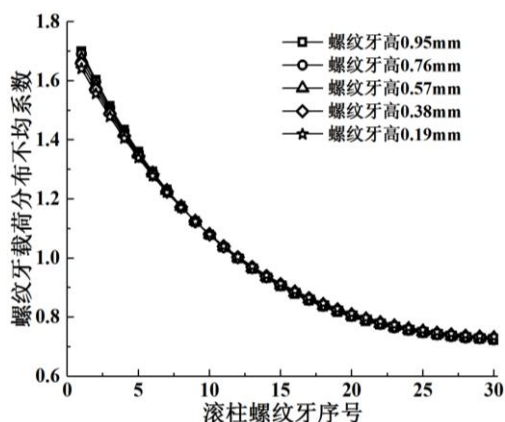


图 3-12 不同螺纹牙高下 PRSM 丝杠侧载荷分布 图 3-13 不同螺纹牙高下 PRSM 螺母侧载荷分布

由图 3-12 与图 3-13 可得，随着 PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺纹牙刚度的增大，PRSM

螺纹牙载荷分布不均程度逐步增加,但其变化幅度仅为 3.53%,说明螺纹牙刚度对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响并不显著。

分析 PRSM 在不同螺距下的螺纹牙载荷分布规律,其余牙型参数不变,仅改变螺距,从 2mm 变化至 4mm。结果如图 3-14 与图 3-15 所示。

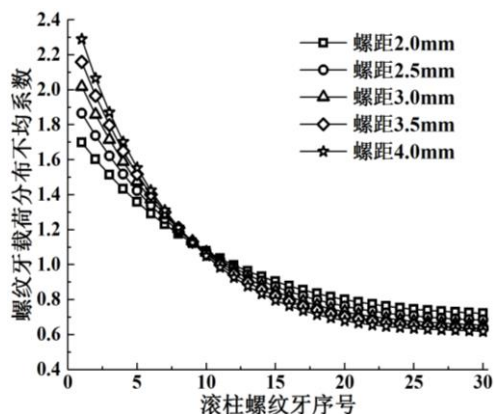


图 3-14 不同螺距下 PRSM 丝杠侧载荷分布

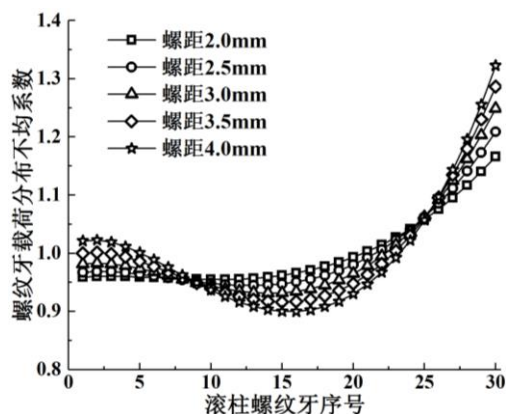


图 3-15 不同螺距下 PRSM 螺母侧载荷分布

由图 3-14 与图 3-15 可得,螺距对于 PRSM 螺纹牙载荷分布有较大影响。随着螺距的增大,PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象更为明显。当螺距从 2mm 变化至 4mm 时,滚柱丝杠接触侧第一个螺纹牙的载荷分布不均系数从 1.699 上升为 2.290,滚柱螺母接触侧最后一个螺纹牙的载荷分布不均系数 1.166 上升为 1.323。这一现象的主要原因是随着螺距的增大,丝杠、滚柱及螺母的轴段刚度均将变小,承载后螺纹轴段轴向变形量增大,载荷分布不均现象更加严重。当螺距大于 3mm 后,螺母侧载荷分布出现了明显的“两边大、中间小”的现象,这是因为滚柱螺母接触侧与滚柱丝杠接触侧载荷分布存在相互影响,随着丝杠、滚柱及螺母轴段刚度的减小,两接触侧的载荷分布间的影响将会凸显。由于滚柱丝杠接触侧左端螺纹牙载荷较大,滚柱螺母接触侧左端螺纹牙载荷也变大。

以上对 PRSM 螺纹牙载荷分布对螺纹牙高与螺距敏感性的研究,是单独对某一因素进行独立分析。然而,在 PRSM 实际设计过程中,螺纹牙高与螺距是密切联系的参数,因此,有必要将牙高与螺距作为相关联的参数进行分析。

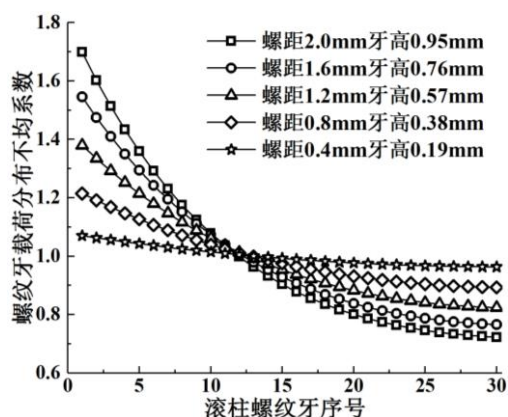


图 3-16 不同牙型下 PRSM 丝杠侧载荷分布

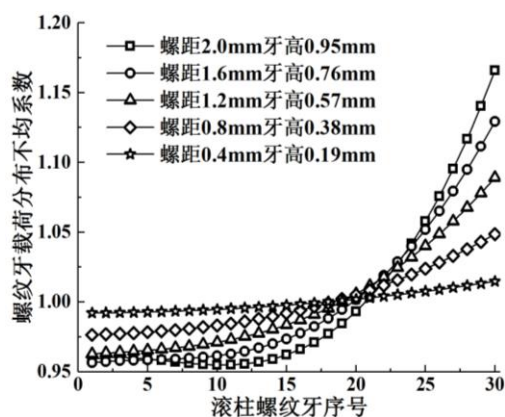


图 3-17 不同牙型下 PRSM 螺母侧载荷分布

给定 PRSM 螺距为 0.4mm、0.8mm、1.2mm、1.6mm 及 2.0mm，与之对应的，螺纹牙高分别为 0.19mm、0.38mm、0.57mm、0.76mm 及 0.95mm，对以上五组牙型参数下 PRSM 螺纹牙载荷分布进行计算，结果如图 3-16 与图 3-17 所示。可以看出，随着螺纹牙高与螺距的减小，无论是滚柱丝杠接触侧还是滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布不均现象都有着明显的改善，当牙型减小至螺距为 0.4mm，螺纹牙高为 0.19mm 时，滚柱丝杠接触侧载荷分布不均系数范围为[0.963, 1.070]，滚柱螺母接触侧的载荷分布不均系数范围为[0.992, 1.015]，两侧载荷分布均接近于均布。结合针对螺距与螺纹牙高的单因素分析可知，螺纹牙刚度会随着牙高的减小而减小，但是其对螺纹牙载荷分布的影响较小；而随着螺距的减小，载荷分布不均现象明显改善，螺距对载荷分布的影响比较明显。因此，当螺距与螺纹牙高同时减小时，PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象有较大的改善。

显然，当螺距与螺纹牙高综合作用时，螺距值对 PRSM 螺纹牙载荷分布规律起主要作用。因此，PRSM 参数设计时，可以通过选择较小的螺距与螺纹牙高来改善 PRSM 螺纹牙的载荷分布不均现象。

3.3.4 螺母外径

螺母外径 D_{out} 决定 PRSM 径向尺寸的同时也将影响螺纹牙载荷分布，为了在控制径向尺寸的同时得到较好的载荷分布，选择螺母外径 D_{out} 分别为 45mm，50mm，55mm，60mm，65mm，分析 PRSM 螺纹牙载荷分布。由于 PRSM 螺母外径对滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷分布影响很小，因此仅给出不同螺母外径下滚柱螺母接触侧的载荷分布计算结果，如图 3-18 所示。

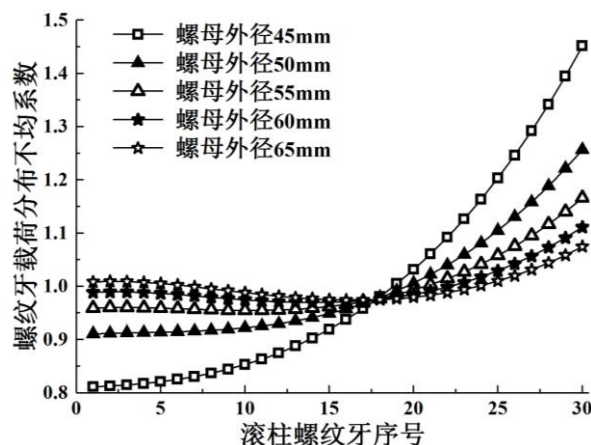


图 3-18 不同螺母外径下 PRSM 螺母侧载荷分布

由图 3-18 可知，随着螺母外径的增大，滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布趋于均匀，这是因为随着螺母外径的增大，螺母螺纹轴段刚度逐渐增大，在轴向载荷作用下螺母螺纹轴段的变形量减小，载荷分布将逐渐均匀；而当 D_{out} 大于 40mm 以后，螺母侧载荷分布开始表现出“两边大、中间小”现象。其原因是此时螺母轴段刚度太大，对于滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷分布的影响更加敏感，导致出现“两边大、中间小”的现象。

另外, 尽管随着螺母轴段刚度的增大, 螺母侧载荷分布区趋于均匀, 但是螺母轴段刚度并非越大越好。首先, 通过增加螺母外径值来使 PRSM 滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布趋于均匀, 会增加 PRSM 空间尺寸及重量, 在某些对体积及重量有限制的应用环境来说, 反而是弊大于利; 其次, 通过增大螺母外径值, 仅能改善滚柱螺母接触侧的螺纹牙载荷分布, 而对滚柱丝杠接触侧并无改善, 反而会打破 PRSM 螺纹牙在丝杠侧与螺母侧的内在平衡。因此, 一般情况下 PRSM 参数设计应使螺母外径保证螺母螺纹轴段刚度与丝杠螺纹轴段刚度在同一量级。

3.3.5 滚柱弹性模量

PRSM 设计过程中, 丝杠、滚柱及螺母的材料选择对 PRSM 承载性能、传动性能及疲劳寿命等具有重要意义。材料弹性模量将影响载荷分布的螺纹轴段刚度、螺纹牙刚度及螺纹牙接触刚度。滚柱作为 PRSM 中的滚动体, 其螺纹牙同时与丝杠及螺母螺纹牙啮合, 是影响 PRSM 运动与载荷传递的重要零件。目前, PRSM 丝杠、滚柱及螺母材料均为钢材, 如 GCr15, 42CrMo 等, 其材料弹性模量几乎没有变化。然而, 为研究滚柱刚度对滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布的影响, 揭示两侧螺纹牙载荷相互影响作用, 针对 PRSM 螺纹牙载荷分布对滚柱弹性模量的敏感性进行研究。

分别选取滚柱材料弹性模量为 1.8×10^5 MPa、 2.0×10^5 MPa 及 2.2×10^5 MPa。另外, 为了探究滚柱材料弹性模量对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响, 增加滚柱弹性模量分别为 2MPa 及 2×10^{22} MPa。计算在不同滚柱弹性模量下 PRSM 螺纹牙载荷分布, 结果如图 3-19 与图 3-20 所示。

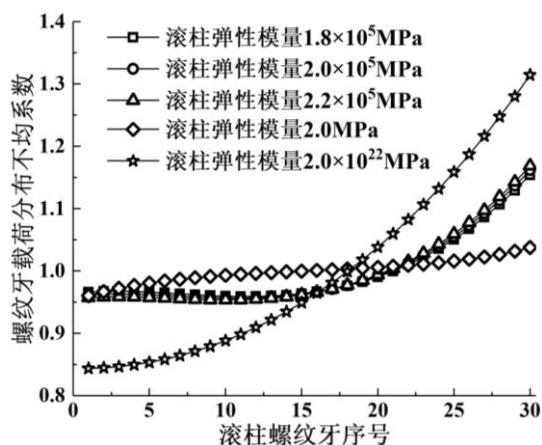
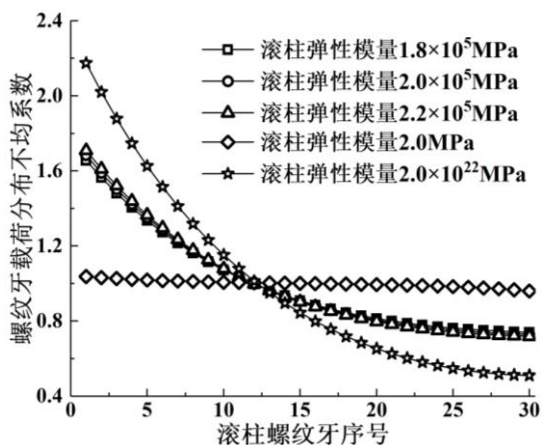


图 3-19 滚柱弹性模量下 PRSM 丝杠侧载荷分布 图 3-20 滚柱弹性模量下 PRSM 螺母侧载荷分布

由图 3-19 与 3-20 可得, 当滚柱材料弹性模量从 2.0×10^5 MPa 变化为 2.2×10^5 MPa 时, PRSM 螺纹牙载荷分布并无明显变化。根据目前 PRSM 生产现状可知, 丝杠、滚柱及螺母材料均为钢材, 因此其材料弹性模量基本相同。而当滚柱材料弹性模量为 2MPa 时, 滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布更加均匀, 并且均呈现 S 型曲线, 这是因为滚柱材料弹性模量相对较小, 即滚柱刚度远小于丝杠与螺母, PRSM 滚柱丝杠

接触侧与滚柱螺母接触侧的螺纹牙载荷分布间的相互影响作用凸显,在这种作用下,两侧的载荷分布均比弹性模量为 $2.0 \times 10^5 \text{MPa}$ 时更加均匀,并且均呈 S 型分布。当滚柱材料弹性模量为 $2 \times 10^{22} \text{MPa}$ 时, PRSM 滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧的螺纹牙载荷分布不均比滚柱弹性模量为 $2.0 \times 10^5 \text{MPa}$ 时更严重。这是因为滚柱刚度远比丝杠与螺母大,滚柱变形困难,对于丝杠侧与螺母侧载荷分布间相互影响作用的传递较弱。

针对不同滚柱材料弹性模量下 PRSM 螺纹牙载荷分布的研究,揭示了滚柱材料弹性模量对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响趋势,对滚柱给定较大与较小弹性模量的分析,可以帮助深入理解 PRSM 丝杠、滚柱及螺母三者间的相互作用关系。基于以上分析,在现阶段 PRSM 设计过程中,可以不考虑弹性模量对于 PRSM 载荷分布的影响。

3.4 PRSM 螺纹牙载荷分布误差敏感性分析

实际情况中, PRSM 丝杠、滚柱及螺母的螺纹都存在加工误差,如螺距误差、多头螺纹分头误差及中径误差等。虽然这些误差的量级要远小于零件的宏观尺寸,但是螺纹加工误差的存在会导致 PRSM 螺纹牙实际所载荷与理想状态有一定的偏差^[121],螺纹牙载荷分布规律也不同。因此,研究加工误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响,分离出对 PRSM 螺纹牙载荷分布影响较大的误差,揭示其对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律,可以在设计过程中将误差对 PRSM 承载的不良影响降到最低,实现 PRSM 螺纹牙载荷分布可控。

基于计入螺纹加工误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布的初步分析,可知由加工误差对丝杠、滚柱及螺母各部分刚度影响而引起的对 PRSM 载荷分布的影响很小,可以忽略。另外,通过本文 2.3.1 节的分析可知,多头螺纹分头误差及螺纹中径误差均可等效为螺距误差,并且在实际加工中对螺距误差的控制,可以间接的控制多头螺纹分头误差及中径误差^[120]。因此,本节从螺距误差对 PRSM 螺纹牙封闭环的变形协调关系的影响出发,进行 PRSM 螺纹牙载荷分布对螺纹零件螺距误差的敏感性研究。

由于仅考虑螺距误差对 PRSM 螺纹牙封闭环的影响,可以将丝杠与螺母的螺距误差叠加到滚柱上,因此在本节分析中,仅假设给定滚柱的螺距误差。首先,为揭示螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律,给定服从正态分布的随机数作为滚柱在丝杠与螺母接触侧的螺距误差,对螺纹牙载荷分布进行分析。其次,为研究滚柱加工精度对螺纹牙载荷分布的影响,以螺距误差为对象,研究 PRSM 在不同螺纹精度等级下的螺纹牙载荷分布。

3.4.1 螺距误差

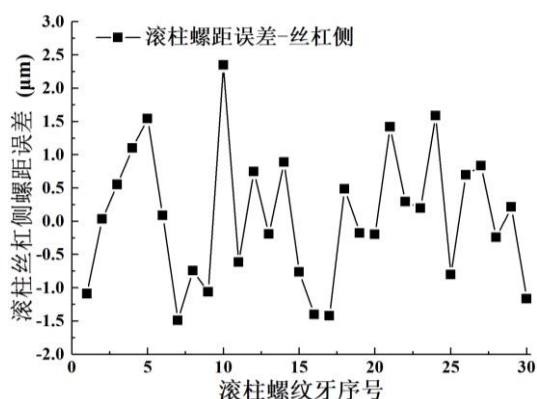


图 3-21 滚柱在丝杠接触侧螺距误差

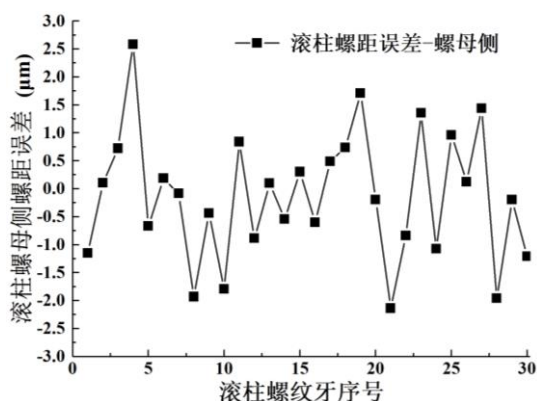


图 3-22 滚柱在螺母接触侧螺距误差

分别给定两组服从正态分布 $N(0, 1)$ 的随机数作为 PRSM 滚柱在丝杠接触侧与螺母接触侧的螺距误差。

如图 3-21 与图 3-22 所示, 滚柱在丝杠接触侧与螺母接触侧的螺距误差均位于 $[-3.0, 3.0]$ 区间内, 单位为微米 (μm)。基于本文 2.3 节中建立的考虑加工误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型进行计算, 分析在该滚柱螺距误差下 PRSM 螺纹牙载荷分布。

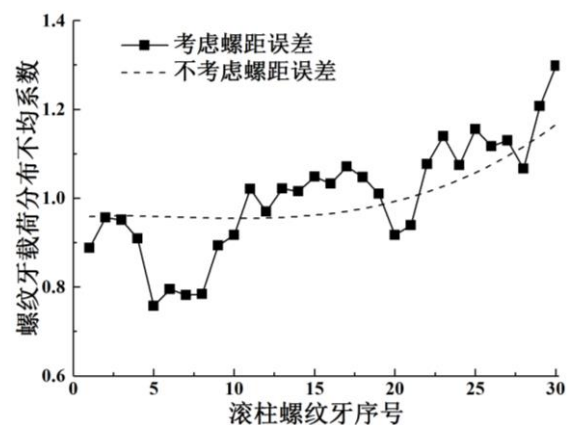
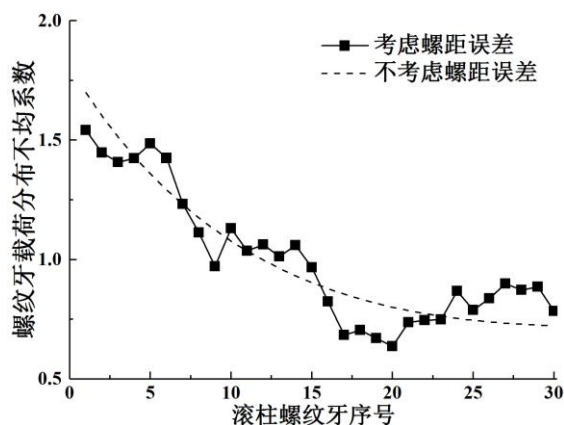


图 3-23 螺距误差影响下 PRSM 丝杠侧载荷分布 图 3-24 螺距误差影响下 PRSM 螺母侧载荷分布

图 3-23 与图 3-24 分别为计入滚柱螺距误差后 PRSM 滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布, 图中虚线表示不考虑误差时的载荷分布, 带点实线表示在滚柱螺距误差影响下的螺纹牙载荷分布。由图可知, 在给定的滚柱螺距误差下, PRSM 螺纹牙载荷分布出现了较大的波动, 不再是光滑单调的曲线, 但其基本趋势与不考虑螺距误差时相同。在滚柱螺距误差影响下, 滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷分布不均系数由 $[0.722, 1.699]$ 变为 $[0.636, 1.542]$ 。滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布不均系数由 $[0.959, 1.166]$ 变为 $[0.758, 1.298]$ 。显然, 在如图 3-21 与图 3-22 所示滚柱螺距误差影响下, PRSM 滚柱丝杠接触侧的螺纹牙载荷分布不均现象得到一定改善, 而滚柱螺母接触侧的螺纹牙载荷分布不均现象则更加严重。

另外,滚柱螺距误差对于 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响呈现一定的规律性。在滚柱丝杠接触侧,当螺距误差为正时,对应螺纹牙上的轴向载荷与不考虑误差的螺纹牙载荷相比有增大的趋势,当螺距误差为负时,对应的螺纹牙上的轴向载荷则有减小的趋势,而滚柱螺母接触侧则刚好与滚柱丝杠接触侧相反。这是因为 PRSM 中,滚柱与丝杠和螺母螺纹牙的接触是在不同的牙侧,螺距误差对于螺纹牙两侧的接触状态的影响本质上是相反的。

值得注意的是,本节所研究的螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响是针对 PRSM 在异侧安装-丝杠受拉工况进行分析的。当 PRSM 在异侧安装-丝杠受压工况时,滚柱与丝杠及螺母螺纹牙的接触侧发生变化,因此滚柱螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律刚好相反。

3.4.2 螺纹加工精度

在理想设计条件下,滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧螺纹牙在承受载荷后将同时发生接触。然而,由于以螺距误差为主的螺纹误差的存在,滚柱与丝杠和螺母螺纹牙间的初始接触状态并不是理想的,即 PRSM 承载后,一部分螺纹先发生接触并承载,另一部分螺纹后发生接触并承载,甚至有的螺纹牙在满载情况下也不能接触,则发生所谓的“空载”。存在误差的情况下,丝杠、滚柱与螺母轴段刚度越大,螺纹间由误差引起的间隙越不容易被轴段变形补偿,即 PRSM 螺纹牙载荷分布对误差的敏感性将更大,则越容易出现过载与空载现象。因此,PRSM 设计与加工中,对于螺纹加工精度的要求,与 PRSM 螺纹轴段刚度有较密切的关系,即螺纹轴段刚度越大,螺纹加工精度要求越高。本节给出三组服从正态分布的随机数作为滚柱不同加工精度等级下的螺距误差值,对 PRSM 载荷分布进行分析,探究螺纹加工精度对螺纹牙载荷分布的影响。

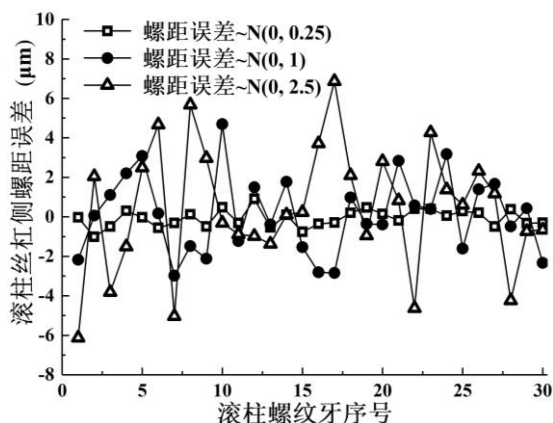


图 3-25 PRSM 滚柱丝杠接触侧螺距误差

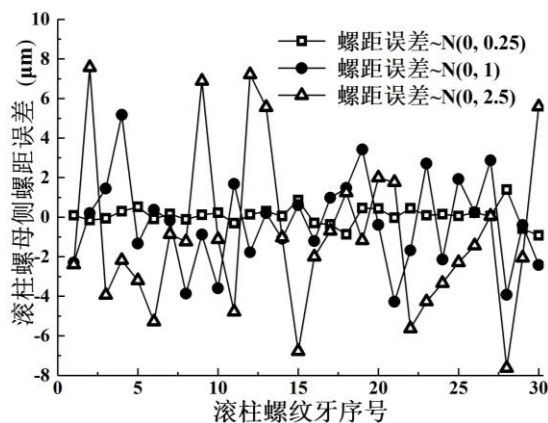


图 3-26 PRSM 滚柱螺母接触侧螺距误差

如图 3-25 与图 3-26 所示,分别给定三组随机数作为 PRSM 滚柱在丝杠与螺母接触侧的螺距误差。三组随机数分别服从 $N(0, 0.25)$ 、 $N(0, 1)$ 及 $N(0, 2.25)$ 的正态分布,即其期望均为 $0\mu\text{m}$,而方差分别为 $0.25\mu\text{m}^2$ 、 $1\mu\text{m}^2$ 及 $2.25\mu\text{m}^2$,随着方差的增大,螺距误差

波动越大,表示滚柱螺距精度越低。分析 PRSM 在给定三组螺距误差下的螺纹牙载荷分布,计算结果如图 3-27 与图 3-28 所示。

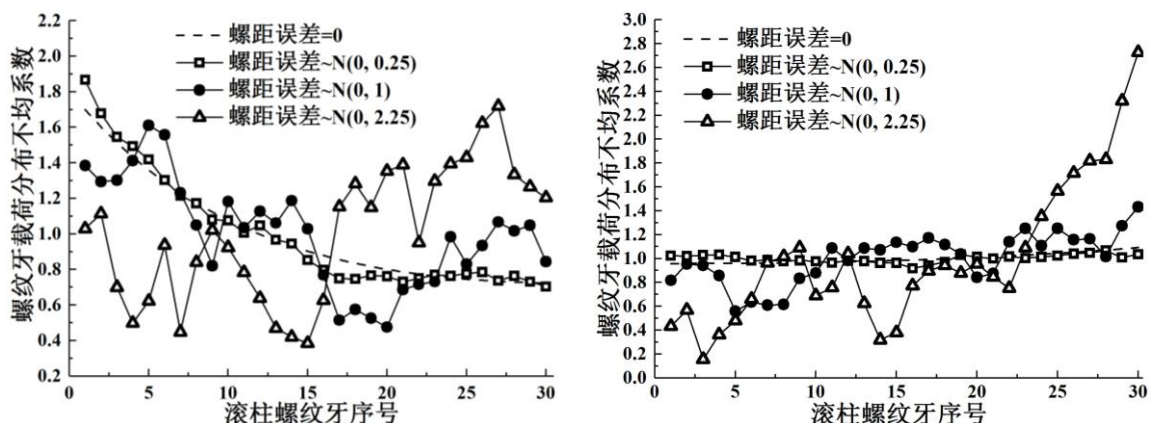


图 3-27 不同螺距精度下 PRSM 丝杠侧载荷分布 图 3-28 不同螺距精度下 PRSM 螺母侧载荷分布

由图3-27与图3-28可知,当PRSM滚柱螺距误差服从不同正态分布时,滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布波动情况亦不相同。在不考虑螺距误差的理想状态,PRSM滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷分布不均系数区间为[0.722, 1.699],而滚柱螺母接触侧为[0.959, 1.166]。当滚柱螺距误差服从 $N(0, 0.25)$ 时,丝杠侧载荷分布不均系数区间变为[0.703, 1.867],螺母侧变为[0.962, 1.067],丝杠侧与螺母侧载荷波动较小,其分布规律与未考虑误差时基本一致;当螺距误差服从 $N(0, 1)$ 时,丝杠侧载荷分布不均系数区间变为[0.475, 1.611],螺母侧变为[0.559, 1.431],螺纹牙载荷波动较大,螺纹牙载荷分布不均现象加重;当螺距误差服从 $N(0, 2.25)$ 时,丝杠侧载荷分布不均系数区间变为[0.384, 1.719],螺母侧变为[0.155, 2.727],螺纹牙载荷波动很大。滚柱丝杠接触侧第4、7个螺纹牙承载远小于平均载荷,而第26、27个螺纹牙载荷远大于平均载荷,出现“过载”,并且载荷分布总体变化趋势与未考虑误差时相反。而在滚柱螺母接触侧,第3个螺纹牙载荷远小于平均载荷,出现近似“空载”现象,第14个螺纹牙载荷远小于平均载荷,而29、30个螺纹牙载荷远大于平均载荷,出现“过载”。显然,随着滚柱螺纹加工精度的降低,即滚柱螺距误差的方差值增大,PRSM螺纹牙载荷分布波动越大,当滚柱误差达到一定程度后,螺纹牙可能出现严重“过载”及“空载”现象,螺距误差的影响甚至会改变原有PRSM螺纹牙载荷分布趋势。

本质上,螺距误差会对 PRSM 螺纹牙接触状态产生影响,进而影响轴向载荷在螺纹牙间的分布,因此 PRSM 加工过程需严格控制丝杠、滚柱及螺母的螺距误差。PRSM 螺纹牙载荷分布对螺距误差的敏感性,会随着丝杠中径的增大或螺距的减小而增加,即随着轴段刚度的增加而增加。因此,随着丝杠中径的增大,或随着螺距的减小,需提高螺纹加工精度,才能避免由于螺距误差影响使 PRSM 螺纹牙载荷出现太大波动。另外,螺距应该随着丝杠中径的增大而适当增大,以降低对丝杠螺距精度的控制要求。

3.5 小结

基于本文第二章所建立的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型,对 PRSM 螺纹牙载荷分布对工况、设计参数及螺距误差的敏感性进行了深入研究,小结如下:

1. PRSM 承受轴向载荷后,滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧呈现明显的载荷分布不均现象,该现象是由于承受载荷后,丝杠、滚柱及螺母在轴线方向发生弹性变形导致的。PRSM 载荷分布规律由 PRSM 丝杠、滚柱及螺母的材料参数、结构参数、螺纹零件加工误差以及 PRSM 安装方式共同决定。

2. PRSM 在不同安装方式下的螺纹牙载荷分布规律不同,在同种安装方式下不同受力状态时的螺纹牙载荷分布规律相同。相比之下,PRSM 在异侧安装时其滚柱丝杠及滚柱螺母接触侧的载荷分布对 PRSM 螺纹牙接触疲劳寿命更有利。研究表明随着轴向载荷的增加,PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象更加严重,但其变化幅度较小,因此轴向载荷对 PRSM 螺纹牙载荷分布影响较小。

3. PRSM 螺纹牙载荷分布对设计参数敏感性的研究表明,PRSM 设计参数中,螺母外径、除螺距外的螺纹牙型参数及滚柱弹性模量对螺纹牙载荷分布影响较小。丝杠滚柱中径比、滚柱个数、滚柱螺纹牙个数及螺距对螺纹牙载荷分布影响较大,这四个参数也是决定 PRSM 传动比与承载能力的重要参数,因此设计过程中需根据具体应用场合,综合考虑传动比、承载能力、载荷分布等性能,对上述参数进行合理设计。

4. PRSM 滚柱、丝杠及螺母的螺距误差对螺纹牙载荷分布有重要影响,螺距误差的存在可能使螺纹牙载荷分布更加不均,但也有可能使载荷分布不均现象有所改善,因此微米级的加工误差对于 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响是不容忽视的。PRSM 设计及加工过程中,需根据不同种类误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响方式以及对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律为指导,对各类误差提出公差要求;加工过程中需尽量减少随机误差,人为地控制系统误差,严格按照设计中提出的精度要求加工,从而避免 PRSM 螺纹牙出现“过载”与“零载”现象,使载荷分布更加均匀,进而提高其疲劳寿命。

5. PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象是由于 PRSM 弹性变形所导致的,由于轴段变形在轴向具有累积效果,而螺纹牙变形与接触变形发生在啮合点区域内,因此丝杠与螺母轴段变形对螺纹牙载荷分布起主导作用。要解决好载荷分布不均现象,即解决好轴段变形的问题,必须根据以上研究中各设计参数对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律,在设计过程对各参数进行优化与匹配设计。

第四章 行星滚柱丝杠副螺纹牙均载设计方法研究

4.1 概述

一般情况下, PRSM轴向载荷在滚柱螺纹牙间的分布总是不均匀的, PRSM螺纹牙载荷分布是其承载特性的重要体现。PRSM螺纹牙载荷分布不均对其承载能力与疲劳寿命非常不利,可能会由于某个螺纹牙承受载荷太大而引起局部疲劳破坏,进而引起PRSM的整体失效。另外,螺纹牙载荷分布不均还会使PRSM传动噪声增大,运行平稳性降低。螺纹牙载荷分布不均极大的限制了PRSM承载能力大的优势及产品性能的进一步提升。对PRSM螺纹牙载荷分布的研究,是进一步提高PRSM传动、承载性能和使用寿命的理论基础。目前虽有较多针对PRSM螺纹牙载荷分布不均现象的理论研究,但其关注点多集中于螺纹牙载荷分布规律及其对设计参数的敏感性^[111-117]。然而,如何在设计过程中选取合适的参数,在满足螺纹牙强度条件的同时使所设计的PRSM具有较好的载荷分布特性,未见相关研究。为了使轴向载荷在PRSM螺纹牙间均匀分布,提高PRSM在上述传递动力场合的工作性能,需对其进行均载设计。对于螺旋传动装置,均载设计是指通过对产品受力状态的理论分析和实验研究,优化产品设计,把外加载荷较平均地分摊到每个受载滚动体及滚动体的每个螺纹牙,力争做到“无零载”、“无过载”的均衡动力传递^[103]。丝杠、滚柱及螺母螺纹牙是PRSM传动与承载的关键零件,螺纹牙参数对PRSM传动性能及载荷分布性能具有重要影响,对上述三个零件螺纹牙的参数设计是PRSM均载设计的重要内容。为通过PRSM螺纹牙型参数设计实现螺纹牙均载,需首先建立PRSM螺纹牙型校核方法,并提出面向螺纹牙均载的PRSM参数设计准则,基于此对螺纹牙型参数进行匹配设计,并对匹配设计后的螺纹牙型进行校核,实现在螺纹牙满足强度,即不损害PRSM承载能力的前提下实现螺纹牙载荷均匀分布。

本章首先根据螺纹牙剪切与弯曲强度条件及螺纹牙接触屈服条件,得到PRSM螺纹牙额定静载荷与极限载荷计算方法,并结合螺纹牙载荷分布不均系数,给出均载设计中螺纹牙参数设计准则。其次,基于本文第三章PRSM螺纹牙载荷分布对设计参数及螺纹加工误差敏感性的理论研究,给出PRSM参数设计流程。最后,基于螺距误差对PRSM螺纹牙载荷分布的影响规律,提出PRSM螺距匹配设计方法,对第二章所分析的PRSM进行螺纹牙型参数匹配设计,并对螺距匹配设计后的PRSM进行螺纹牙载荷分布计算。

4.2 PRSM 螺纹牙型参数设计

关于 PRSM 基本结构参数的设计,文献[64-67]已有详细说明。然而,对于如螺距及滚柱螺纹牙个数等重要螺纹牙型参数的设计,目前并无相关方法与研究。螺纹牙型参数对 PRSM 载荷分布有很大的影响,并且牙型参数需满足螺纹牙强度准则以防止螺纹牙根位置发生断裂;需满足螺纹牙接触屈服准则以保证螺纹牙的接触处于弹性阶段,不会发

生不可恢复的塑性变形，以提高 PRSM 疲劳寿命。本节将总结 PRSM 螺纹牙型设计需满足的两个准则，并得到螺纹牙额定静载荷与极限载荷计算方法，结合螺纹牙载荷分布不均系数，得到 PRSM 螺纹牙参数设计准则，用于指导均载设计中螺纹牙型参数的设计。

4.2.1 螺纹牙强度准则

PRSM 螺纹牙强度准则是指螺纹牙参数需满足其在最大载荷时不发生破坏，包括螺纹牙弯曲强度准则与螺纹牙剪切强度准则。为建立静载荷下 PRSM 螺纹牙强度准则，首先需分析丝杠、滚柱与螺母三者螺纹牙的啮合，三者啮合关系如图 4-1 所示。

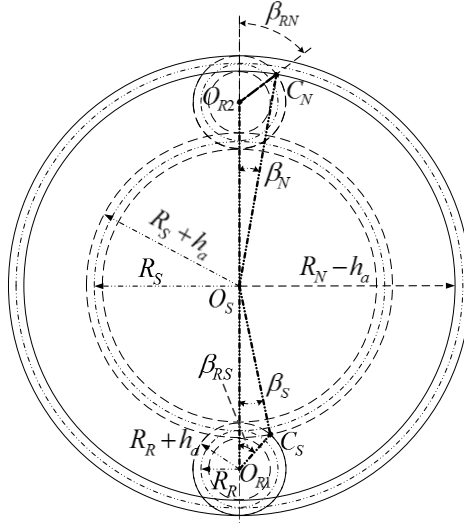


图 4-1 PRSM 螺纹牙啮合关系示意图

图 4-1 中，点划线表示丝杠、滚柱与螺母的中径，实线分别表示其各自的大径与小径。三个圆环之间重叠的区域，表示滚柱分别与丝杠和螺母可能的啮合区域。由图 4-1 中几何关系所示，在 $\triangle O_S O_{R1} C_S$ 中，根据余弦定理^[123]得出：

$$\beta_S = \arccos \left(\frac{O_S O_{R1}^2 + O_S C_S^2 - O_{R1} C_S^2}{2 O_S O_{R1} \cdot O_S C_S} \right) \quad (4-1)$$

$$\beta_{RS} = \arccos \left(\frac{O_S O_{R1}^2 + O_{R1} C_S^2 - O_S C_S^2}{2 O_S O_{R1} \cdot O_{R1} C_S} \right) \quad (4-2)$$

式(4-1)与式(4-2)中：

β_S —— 丝杠螺纹牙啮合半角/ $^\circ$ ；

β_{RS} —— 滚柱螺纹牙丝杠侧啮合半角/ $^\circ$ 。

同理，在 $\triangle O_S O_{R2} C_N$ 中，根据余弦定理得出：

$$\beta_N = \arccos \left(\frac{O_S O_{R2}^2 + O_S C_N^2 - O_{R2} C_N^2}{2 O_S O_{R2} \cdot O_S C_N} \right) \quad (4-3)$$

$$\beta_{RN} = -\arccos \left(\frac{O_S O_{R2}^2 + O_{R2} C_N^2 - O_S C_N^2}{2 O_{R2} O_S \cdot O_{R2} C_N} \right) \quad (4-4)$$

式(4-3)与式(4-4)中:

β_N —— 螺母螺纹牙啮合半角/ $^\circ$;

β_{RN} —— 滚柱螺纹牙螺母侧啮合半角/ $^\circ$ 。

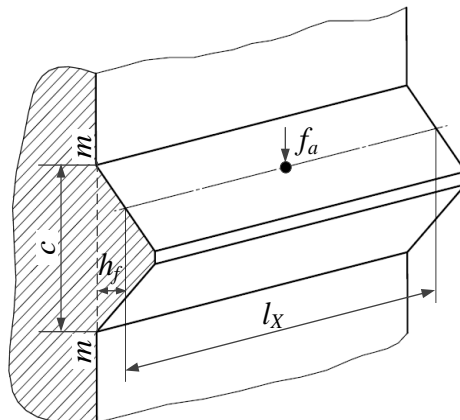


图 4-2 PRSM 螺纹牙承载示意图

PRSM 中丝杠、滚柱与螺母的螺纹牙间虽为点接触,但接触点附近区域的螺纹牙将因为承受载荷而发生弯曲与剪切变形,因此 PRSM 螺纹牙强度将按照接触区域内的螺纹牙进行计算。借鉴螺纹联接强度校核公式进行 PRSM 螺纹牙强度校核,将参与啮合的螺纹沿螺纹中径展开成如图 4-2 所示的悬臂梁形式^[51],则丝杠、滚柱或螺母螺纹牙承载部分的长度为:

$$l_x = \frac{2\pi\beta_x \cdot R_x}{180} \quad (4-5)$$

式中:

l_x —— 螺纹牙承载部分长度,即丝杠、滚柱或螺母螺纹牙等效悬臂梁宽度/mm;

X —— 下标,取 S 、 R 或 N ,分别指代丝杠、滚柱和螺母;

β_x —— 丝杠、滚柱或螺母螺纹牙的啮合半角/ $^\circ$;

R_x —— PRSM 丝杠、滚柱或螺母螺纹中径的一半/mm。

因此,螺纹牙危险截面 $m-m$ 的剪切强度条件为:

$$\tau_x = \frac{f_a}{cl_x} \leq [\tau_x] \quad (4-6)$$

式中:

τ_x —— 丝杠、滚柱或螺母螺纹牙底剪切应力/MPa;

f_a —— 螺纹牙承受轴向载荷/N;

c —— 螺纹牙根厚度/mm;

$[\tau_x]$ —— 丝杠、滚柱或螺母材料许用切应力/MPa。

其次,螺纹牙危险截面 $m-m$ 的弯曲强度条件为:

$$\sigma_x = \frac{6f_a h_f}{c^2 l_x} \leq [\sigma_{bx}] \quad (4-7)$$

式中:

σ_x —— 丝杠、滚柱或螺母螺纹牙根弯曲应力/MPa;

h_f —— 螺纹牙底高/mm;

$[\sigma_{bx}]$ —— 丝杠、滚柱或螺母材料许用弯曲应力。

4.2.2 螺纹牙接触屈服准则

PRSM 通过丝杠、滚柱及螺母螺纹牙的接触实现轴向载荷的传递, 螺纹牙由于接触疲劳而发生的螺纹牙接触面点蚀、材料剥落是其主要失效形式。为了在设计过程中合理控制螺纹牙参数, 尽可能使 PRSM 螺纹牙接触出于弹性阶段, 而不发生塑性变形, 进而提高 PRSM 工作寿命, 基于 Hertz 接触理论及经典屈服理论, 研究静载荷下 PRSM 螺纹牙不发生塑性变形的载荷条件。

由 Hertz 接触理论可知, 两接触物体由于接触变形而产生的弹性变形量为^[124]

$$\delta = \delta^* \left[\frac{3Q}{2\Sigma\rho \cdot E'} \right]^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\Sigma\rho}{2} \quad (4-8)$$

式中:

δ —— 两接触物体的相对趋近量/mm;

δ^* —— 与两接触曲面主曲率函数相关的接触参数;

Q —— 法向接触载荷/N;

$\Sigma\rho$ —— 两接触曲面的曲率和函数;

E' —— 当量弹性模量/MPa。

式(4-8)中当量弹性模量 E' 由两接触物体的弹性模量及泊松比决定, 有

$$1/E' = (1 - \xi_1^2)/E_1 + (1 - \xi_2^2)/E_2 \quad (4-9)$$

式中:

E_1 、 E_2 及 ξ_1 、 ξ_2 分别为两接触物体的弹性模量与泊松比。

公式(4-8)变形可得

$$Q = \frac{4\sqrt{2}}{3} \cdot \left(\frac{\delta}{\delta^*} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \Sigma\rho^{\frac{1}{2}} \cdot E' \quad (4-10)$$

两接触物体接触椭圆的长半轴与短半轴分别为

$$a = a^* \left[\frac{3Q}{2\Sigma\rho \cdot E'} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4-11)$$

$$b = b^* \left[\frac{3Q}{2\Sigma\rho \cdot E'} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4-12)$$

式(4-11)与(4-12)中:

a^* 与 b^* 为与两接触体曲率函数相关的接触参数,可通过查表得到^[49]。

由式(4-10)~(4-12)可得

$$ab = 2a^*b^*\delta/(\delta^*\Sigma\rho) \quad (4-13)$$

对于接触椭圆区域,最大压应力在几何中心,其大小为

$$\sigma_{\max} = \frac{3Q}{2\pi ab} \quad (4-14)$$

将式(4-10)、(4-13)代入式(4-14),并变形,得

$$\delta = \delta^*(\pi a^*b^*\sigma_{\max}/E')^2/(2\Sigma\rho) \quad (4-15)$$

由 von Mises 屈服准则^[118]可知,其屈服极限为

$$\tau_{st} = k_{st} \cdot \sigma_{\max} = \frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_s = \tau_s \quad (4-16)$$

式中:

k_{st} 是与接触椭圆参数 b/a 有关的系数,取值介于0.30至0.33之间^[49]。

将式(4-15)与(4-16)代入式(4-10)中,则得到螺纹牙不发生塑性变形的法向接触力

$$Q = \frac{2}{3}(\pi a^*b^* \cdot \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}k_{st}})^3/(E'^2 \cdot \Sigma\rho^2) \quad (4-17)$$

则 PRSM 螺纹牙不发生塑性变形的最大轴向力为

$$Q_{axial} = Q \cdot \cos\alpha_R \cdot \cos(\theta/2) \quad (4-18)$$

式中:

α_R ——滚柱螺纹螺旋升角/ $^\circ$;

θ ——PRSM 螺纹牙型角/ $^\circ$ 。

PRSM 设计过程中,需保证螺纹牙载荷小于公式(4-18)中 Q_{axial} ,即满足 PRSM 螺纹牙接触屈服准则。

4.2.3 PRSM 螺纹牙额定静载荷与极限载荷

定义 PRSM 螺纹牙额定静载荷为某设计参数下螺纹牙不发生塑性变形,且螺纹牙不被破坏时可以承受的最大轴向载荷。定义螺纹牙极限载荷为螺纹牙不发生破坏时可以承受的最大轴向载荷。则由式(4-6)、(4-7)及(4-18)可得

$$f_{Xc} = \min(Q_{axial}, cl_X[\tau_X], c^2l_X[\sigma_{bX}]/6h_f) \quad (4-19)$$

$$f_{X\max} = \min(cl_X[\tau_X], c^2l_X[\sigma_{bX}]/6h_f) \quad (4-20)$$

式中:

f_{Xc} ——PRSM 丝杠、滚柱或螺母螺纹牙额定静载荷/N;

X —— 下标, 取 S 、 R 或 N , 分别指代丝杠、滚柱和螺母;

$f_{X\max}$ —— PRSM 丝杠、滚柱或螺母螺纹牙极限载荷/N。

4.2.4 PRSM 螺纹牙型参数设计准则

基于本文第二章的研究可知, PRSM 螺纹牙载荷分布规律受 PRSM 安装方式与受力状态、材料参数、结构参数及加工误差等因素的共同影响。因此, 在确定安装方式与受力状态下, 不考虑加工误差, 可将 PRSM 螺纹牙载荷分布规律认为是 PRSM 材料参数及设计参数的函数。定义 $\max[i_{Xj}]$ 为螺纹牙载荷分布不均系数最大值, 显然, $\max[i_{Xj}]$ 可以直观的反应载荷分布不均匀的程度, 其值越大, 载荷分布越不均匀, 并有

$$\max[i_{Xj}] = F(d_s, k, z, P, n, \dots) \quad (4-21)$$

式中:

i_{Xj} —— PRSM 滚柱丝杠/螺母接触侧第 j 个螺纹牙的载荷分布不均系数;

X —— 下标, 取 S 或 N , 分别指代滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧;

j —— PRSM 滚柱螺纹牙序号;

式(4-21)中, 等号右边括号内为 PRSM 全部设计参数与材料参数, 而列出的 5 个为影响最大的参数, 即丝杠中径、丝杠滚柱中径比、滚柱个数、螺距及滚柱螺纹牙数。在参数设计过程中, 需对初步设计的 PRSM 参数进行螺纹牙载荷分布分析, 应使最大螺纹牙载荷小于螺纹牙额定静载荷, 即

$$\max[i_{Xj}] \cdot f_{ave} \leq f_c \quad (4-22)$$

式中:

f_{ave} —— PRSM 螺纹牙平均载荷/N;

f_c —— PRSM 螺纹牙额定静载荷/N。

由于 $\max[i_{Xj}]$, f_{ave} , f_c 三者都随着 PRSM 设计参数的变化而变化, 因此, 设计参数的确定需基于对传动性能、螺纹牙载荷分布等特性的综合考虑, 再根据设计参数对载荷分布影响规律对各参数进行优化, 直至螺纹牙载荷分布满足要求。当然, 式(4-22)给出的螺纹牙设计准则仅为基于 PRSM 螺纹牙载荷分布所提出的设计准则, 实际针对某工程应用的设计, 还需给定合理的安全系数, 并结合 PRSM 疲劳寿命等相关理论研究, 对 PRSM 参数进行设计。

4.3 PRSM 螺纹牙均载设计方法

4.3.1 PRSM 轴段载荷与变形

基于本文第三章中 PRSM 螺纹牙载荷分布对设计参数的敏感性研究, 可知 PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺纹轴段变形对螺纹牙载荷分布规律起主要作用。因此, 对表 3-1 所给参数 PRSM 在异侧安装-丝杠受拉状态下, 承受 50Kn 轴向载荷后, 丝杠、滚柱及螺母螺

纹轴段载荷与变形进行研究，寻求使载荷均匀分布的设计方法。

1. 轴段载荷

PRSM 工作时，滚柱与丝杠及螺母螺纹牙间的啮合是其传递运动与载荷的关键，而 PRSM 工作载荷由螺纹牙传递至丝杠、滚柱及螺母的螺纹轴段，并最终由丝杠与螺母的安装端承担。基于本文第二章的研究，PRSM 丝杠与螺母螺纹轴段受力可由式(2-23)与式(2-24)求得。计算表 3-1 所给参数 PRSM 在不考虑误差情况下的丝杠与螺母螺纹轴段受力，结果如图 4-3 与图 4-4 所示。

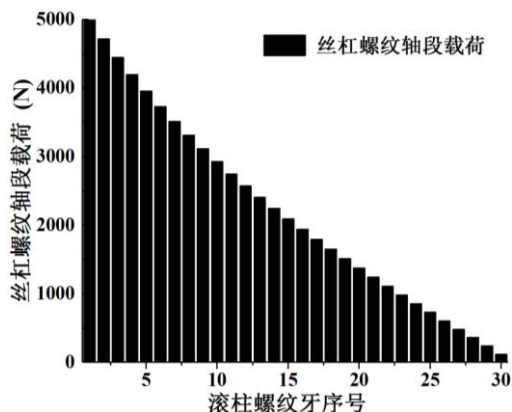


图 4-3 PRSM 丝杠螺纹轴段受力

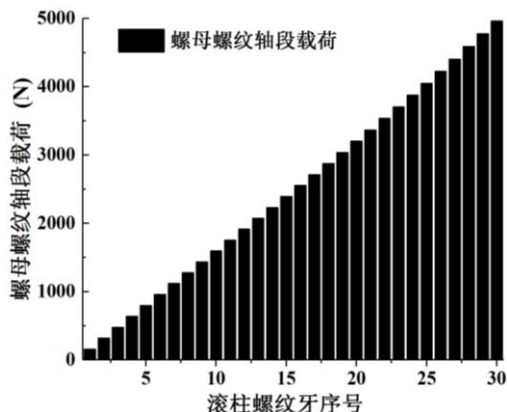


图 4-4 PRSM 螺母螺纹轴段受力

如图 4-3 所示，丝杠螺纹轴段所受载荷从自由端开始不断上升，直至最靠近安装端的轴段，其轴段载荷与 PRSM 滚柱载荷相等。即 PRSM 丝杠上某一螺纹轴段所受载荷，是从该轴段到丝杠自由端之间所有螺纹牙轴向载荷的叠加。由图 4-4 可见，螺母螺纹轴段载荷亦是如此。

对于滚柱，对应半个螺距的螺纹轴段载荷也是其各螺纹牙载荷的叠加。但滚柱与丝杠和螺母不同的是，由于滚柱在丝杠接触侧与螺母接触侧螺纹牙所受载荷方向是相反的，会有互相抵消的作用，因此滚柱螺纹轴段载荷较小，并且滚柱轴段所受应力状态与 PRSM 滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布密切相关。通过式(2-25)计算表 3-1 所给参数 PRSM 在不考虑误差情况下的滚柱螺纹轴段载荷，结果如图 4-5 所示。

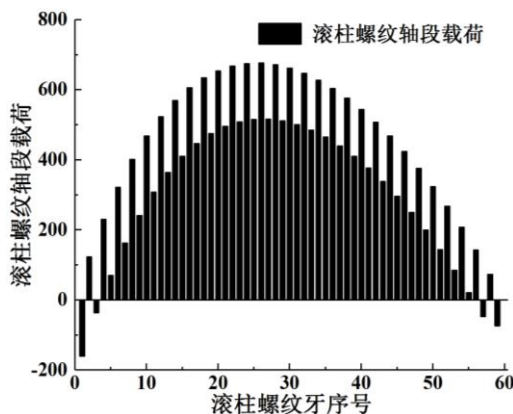


图 4-5 PRSM 滚柱螺纹轴段受力示意图

如图 4-5 所示, 序号为奇数且位于滚柱两端的螺纹轴段承受压力, 位于中间的轴段承受拉力; 而序号为偶数的螺纹轴段, 全部承受拉力。滚柱螺纹轴段载荷呈现明显的规律性, 显然, 该规律与 PRSM 螺纹牙载荷分布密切相关。另外, 由图可知滚柱螺纹轴段载荷最大为 676N, 与 PRSM 所受轴向载荷相比很小, 因此滚柱在工作过程中, 其螺纹轴段应力状态较为缓和。这也解释了 PRSM 在滚柱直径较小的情况下仍具有承载能力大的突出优势的本质原因。

2. 轴段变形

基于图 4-3~图 4-5 所得计算数据, 进一步由式(2-26)~(2-28)计算可得 PRSM 丝杠、滚柱与螺母螺纹轴段在承载后的变形量, 计算结果如图 4-6~图 4-8 所示。

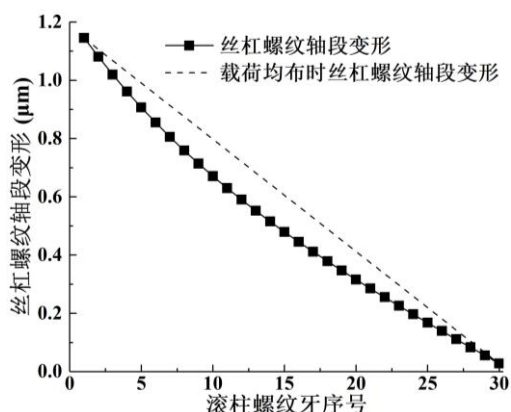


图 4-6 PRSM 丝杠螺纹轴段变形量

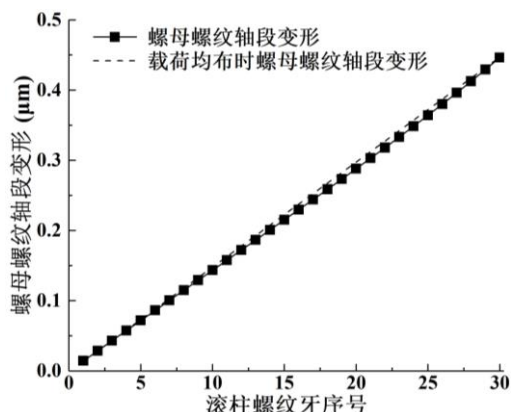


图 4-7 PRSM 螺母螺纹轴段变形量

图 4-6 与图 4-7 中, 带点实线分别为 PRSM 丝杠与螺母螺纹轴段在承受轴向载荷后的变形。可以看出, 无论是丝杠还是螺母, 其螺纹轴段的变形均是在自由端最小, 随着螺纹轴段靠近安装端而变大。总体上, 丝杠与螺母螺纹轴段变形在图中表现为两条曲率较小的曲线。通过分析可知, 如果 PRSM 螺纹牙载荷均匀分布, 则图中丝杠与螺母螺纹轴段变形曲线将变为直线, 即如图中虚线所表示。反之, 若螺纹轴段变形曲线弯曲的程度越大, 说明 PRSM 螺纹牙载荷分布不均程度越大。图中曲线说明丝杠侧与螺母侧载荷不是均匀分布的, 并且滚柱螺母接触侧的载荷分布要比滚柱丝杠接触侧均匀。

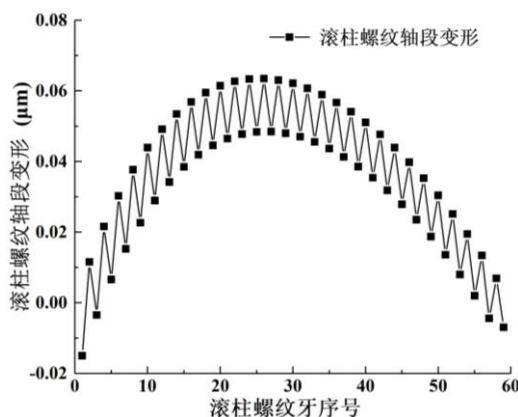


图 4-8 PRSM 滚柱螺纹轴段变形量

图 4-8 给出 PRSM 承受载荷后滚柱螺纹轴段变形量, 结合图 4-5 可知, 滚柱轴段受力较小, 因此其轴段变形量较小, 最大值约为 $0.06\mu\text{m}$ 。因此, 滚柱螺纹轴段变形量远小于丝杠与螺母螺纹轴段变形量, 且其轴段累积变形量也小于丝杠与螺母的。

结合第三章对 PRSM 螺纹牙载荷分布的参数敏感性研究结果, 由图 4-5~图 4-8 可知, 丝杠与螺母螺纹轴段变形对 PRSM 螺纹牙载荷分布起主要决定作用。

3. 轴段累积变形

PRSM 丝杠、滚柱及螺母承载后, 其螺纹轴段均发生拉伸或压缩变形, 并且螺纹轴段变形在轴向均有累加效果, 通过式(2-23)~式(2-25), 可得 PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺纹轴段累积变形计算公式如下

$$\Delta l_{\text{sum-S}} = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{F_{\text{applied}} - \sum_{j=1}^i F_{\text{SRj}}}{k_{\text{SS}}} \quad (4-23)$$

$$\Delta l_{\text{sum-R}} = \sum_{i=1}^{2n-1} \frac{\sum_{j=1}^{i-1} (F_{\text{NRj}} - F_{\text{SRj}}) + \sum_{t=1}^n F_{\text{NRt}}}{k_{\text{RS}}} \quad (4-24)$$

$$\Delta l_{\text{sum-N}} = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{F_{\text{applied}} - \sum_{j=i}^n F_{\text{NRj}}}{k_{\text{NS}}} \quad (4-25)$$

式(4-23)~(4-25)中:

$\Delta l_{\text{sum-S}}$ —— 丝杠螺纹轴段累积变形量/mm;

F_{applied} —— PRSM 滚柱载荷/N;

k_{SS} —— 丝杠螺纹轴段刚度/N/mm;

$\Delta l_{\text{sum-R}}$ —— 滚柱螺纹轴段累积变形量/mm;

k_{RS} —— 滚柱螺纹轴段刚度/N/mm;

$\Delta l_{\text{sum-N}}$ —— 螺母螺纹轴段累积变形量/mm;

k_{NS} —— 螺母螺纹轴段刚度/N/mm。

事实上, 虽然丝杠或螺母的轴段刚度远大于其螺纹牙刚度及接触刚度, 但由于丝杠与螺母螺纹轴段承受的载荷是各螺纹牙载荷的累加, 并且轴段变形在轴向具有累加的效果, 引起丝杠或螺母的伸长或缩短以及相邻两螺纹牙的初始螺距的变化, 因此轴段变形对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响不容忽视。与螺纹轴段变形相比, 螺纹牙变形与螺纹牙接触变形仅在相接触的区域或接触的螺纹牙局部发生变形。所以, 螺纹轴段变形对滚柱螺纹牙载荷分布规律起到了决定性的作用。因此, 螺纹轴段变形量也在一定程度上反映了 PRSM 螺纹牙载荷分布的规律, 即丝杠与螺母螺纹轴段变形也表现为从安装端开始由大变小的规律。

PRSM 螺纹牙载荷分布的不均,主要是由于丝杠及螺母螺纹轴段变形及其在轴线方向的累加作用而引起的,因此,为了改善载荷分布,就需要通过改变滚柱与丝杠及螺母螺纹牙的接触状态来补偿丝杠与螺母螺纹轴段发生的变形量,使得上图 4-6 与图 4-7 中两条曲线可以逼近于直线。

4.3.2 PRSM 螺距匹配设计方法

基于本文 3.4 节中 PRSM 螺距误差对螺纹牙载荷分布的影响规律,可以通过在加工过程中主动控制丝杠、滚柱及螺母的螺距误差量,以改变螺纹牙间接触状态,补偿丝杠及螺母螺纹轴段的累积变形,从而实现 PRSM 均载设计。从直观的角度来看,当 PRSM 在异侧安装-丝杠受拉状态时,为了使螺纹牙载荷分布的更加均匀,在滚柱丝杠接触侧可以让受力偏大的螺纹牙对应的螺距增大,以减小该螺纹牙上的受力;同时,让受力偏小的螺纹牙对应的螺距减小,以增大该螺纹牙上的受力。对滚柱螺母接触侧的调整与丝杠侧刚好相反,则可使 PRSM 螺纹牙载荷分布总体上达到更加均匀的水平。由于螺纹是空间上连续的突起,无论是从设计角度还是从加工角度,实现某处螺距大而另外一处螺距小都是较困难的。因此,本文将寻求其他的办法以改善 PRSM 载荷分布。

1. 螺纹牙接触状态

本文第三章中对 PRSM 螺纹牙载荷分布的研究,均是基于当 PRSM 丝杠、滚柱及螺母牙型参数相同,且不考虑间隙等因素的理想状态下进行的。此时,PRSM 滚柱与丝杠及螺母螺纹牙的接触状态如图 4-9 所示。

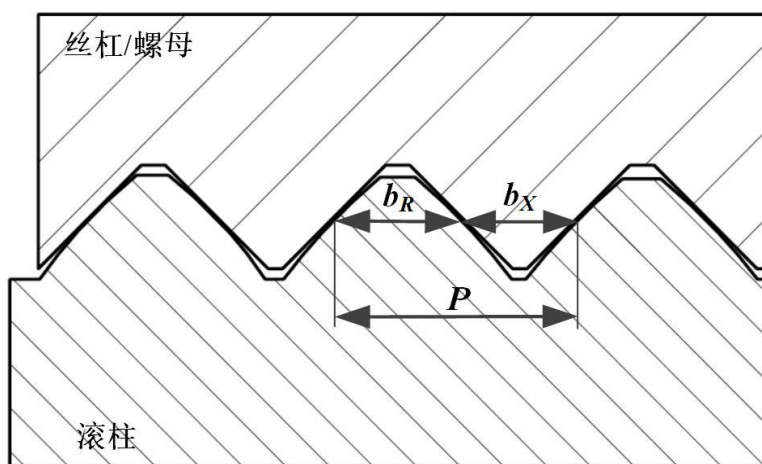


图 4-9 PRSM 螺纹牙接触状态(牙型相同时)

图中,滚柱螺纹牙与丝杠或螺母螺纹牙在两侧同时接触,三者螺纹牙型参数间存在如下关系

$$b_R + b_X = P_X = P_R \quad (4-26)$$

式中:

b_R —— 滚柱螺纹牙中径处牙厚/mm;

b_X —— 丝杠/螺母螺纹牙中径处牙厚/mm;

P_X —— 丝杠/螺母螺距/mm;

P_R —— 滚柱螺距/mm。

当滚柱与丝杠或螺母牙型参数不同时（主要为螺距与中径处牙厚），其螺纹牙接触状态如图 4-10 所示。

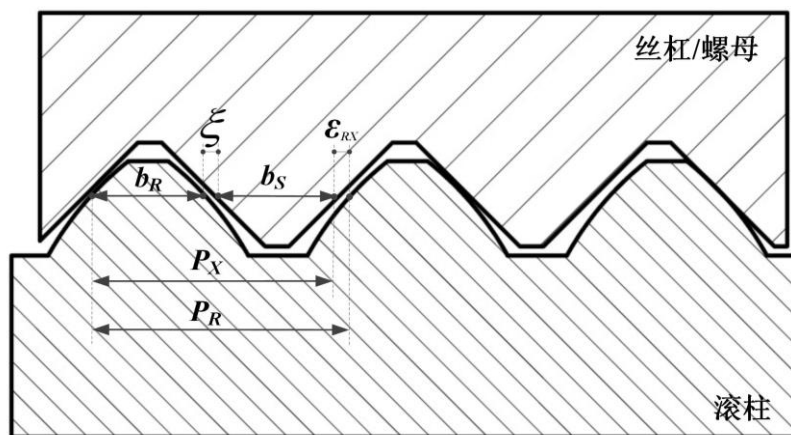


图 4-10 PRSM 螺纹牙接触状态(牙型不同时)

则式(4-26)变为

$$b_R + b_X + \xi + \varepsilon_{RX} = P_X + \varepsilon_{RX} = P_R \quad (4-27)$$

式中:

ξ —— 滚柱与丝杠/螺母螺纹牙啮合间隙/mm;

ε_{RX} —— 滚柱螺距与丝杠/螺母螺距差值/mm。

2. 牙型匹配设计

由图 4-8 与图 4-9 可知, PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺纹牙型不同时, 其初始接触状态会发生变化, 而螺纹牙接触状态将改变 PRSM 螺纹牙载荷分布。因此, 寻求通过改变 PRSM 螺纹零件的螺距实现 PRSM 螺纹牙均载设计。

对丝杠、滚柱及螺母进行螺距匹配设计, 即将三者的螺距设计为不同的值, 使三者采用不同的螺距进行啮合, 进而改变其初始接触状态。通过螺距匹配设计, 让受力小的螺纹牙先接触, 而受力大的螺纹牙后接触, 在后啮合的螺纹牙间留出一定的间隙来补偿丝杠或螺母的轴向变形, 这样就可以使得载荷相对分配均匀。由于丝杠螺距将决定 PRSM 导程, 因此, 牙型匹配设计仅改变滚柱与螺母的牙型参数。这里我们仅论述滚柱与丝杠螺距的匹配设计方法, 螺母与滚柱的方法相同。

为了避免因为螺距不同而导致 PRSM 螺纹牙无法啮合以及反向间隙太大等问题, 需要根据螺距及滚柱螺纹牙个数, 对滚柱牙型参数进行重新设计。这样做的可行性是基于牙型参数微小的改变对于螺牙刚度的影响很小。为了使滚柱与丝杠在螺距不同的情况下

仍可以啮合, 滚柱螺纹牙厚应该满足

$$b_R < P - b_S \quad (4-28)$$

(a) 丝杠受拉

当 PRSM 受力状态为丝杠受拉时, 为使螺纹牙载荷分布均匀, 需使滚柱螺距大于丝杠螺距, 以补偿丝杠螺纹轴段承载后的轴向变形。为了避免反向间隙过大, 基于 PRSM 丝杠、滚柱螺距及滚柱螺纹牙个数, 对滚柱螺纹牙中径处牙厚进行匹配设计。图 4-11 为 PRSM 丝杠受拉时滚柱与丝杠螺纹牙型匹配设计后的螺纹牙初始接触示意图。

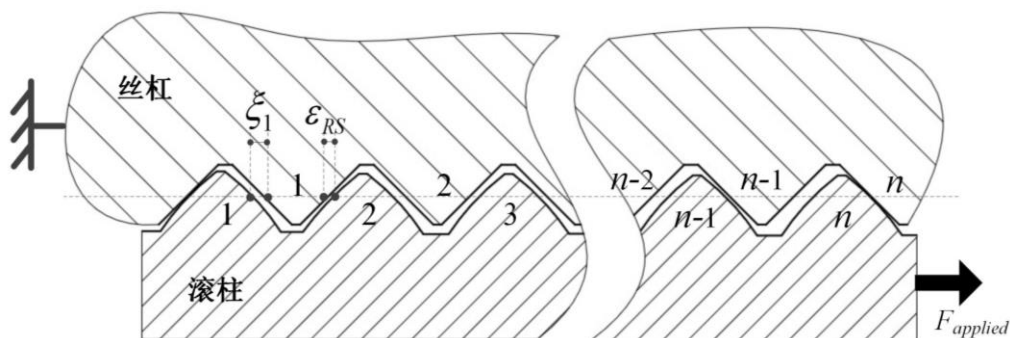


图 4-11 丝杠受拉时螺纹牙型匹配设计示意图 (初始接触状态)

由图 4-11 可知, 当丝杠受拉时, 滚柱螺纹牙在右侧承载。螺距匹配设计使滚柱螺距大于丝杠螺距, 并且为了使得滚柱与丝杠在螺距不同的情况下的接触无反向间隙, 通过对滚柱螺纹牙个数及螺距与螺纹中径处牙厚的匹配设计, 使得丝杠与滚柱在第一对螺纹牙处在左侧接触, 而第 n 对螺纹牙在右侧接触。因此, 除第 n 对螺纹牙外, 滚柱与丝杠螺纹牙均在右侧具有一定啮合间隙。显然, 在上述牙型匹配设计方式下, 当 PRSM 承载时, 滚柱的第 n 个螺纹牙首先开始接触并承载, 而其他的牙初始时候并未接触。丝杠发生轴向弹性变形而伸长, 其他螺纹牙依次开始接触, 变形量从自由端开始到安装端逐渐增大, 而滚柱与丝杠的螺纹牙啮合侧的间隙也是从自由端到固定端逐渐增大。因此, 牙侧间隙较好的补偿了丝杠轴向变形, PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象得到改善。

根据图 4-11 中所示啮合关系可知, 丝杠受拉时, 螺纹牙型匹配设计后, 丝杠与滚柱螺纹牙型参数间存在如下关系

$$P_R - P_S = \varepsilon_{RS} \quad (4-29)$$

$$(n-1) \cdot P_R + b_R = (n-1) \cdot P_S + (P_S - b_S) \quad (4-30)$$

$$\varepsilon_{RS} = \frac{P_S - b_S - b_R}{n-1} = \frac{\xi_1}{n-1} \quad (4-31)$$

式中:

P_R —— 牙型参数匹配设计后滚柱螺距/mm;

ε_{RS} —— 滚柱螺距与丝杠螺距差值/mm;

n —— 滚柱螺纹牙个数;

ξ_1 —— 滚柱与丝杠第一对螺纹牙啮合间隙/mm。

式(4-29)~式(4-31)中, 螺距匹配设计后滚柱螺距 P_R , 滚柱中径处牙厚与丝杠差值 ε_{RS} 、滚柱螺纹牙中径处牙厚 b_R 均为未知数。由于牙型匹配设计的最终目的是使 PRSM 螺纹牙载荷均匀分布, 因此需寻求 ε_R 与丝杠螺纹轴段累积变形间的关系。由图 4-11 可知, ξ_1 是滚柱与丝杠第一对螺纹牙在承载侧的啮合间隙, 其目的是为了补偿丝杠螺纹轴段承载后产生的轴向累积变形。

另外, 由于螺纹牙载荷分布的不均匀, 滚柱上每个承载螺纹牙所产生的接触变形也不相同, 而当螺纹牙载荷均匀分布时, 螺纹牙接触变形将基本形同。因此, 牙型匹配设计过程需考虑均载前后螺纹牙接触变形的区别。即滚柱与丝杠第一对螺纹牙承载侧间隙 ξ_1 的取值, 应刚好补偿丝杠螺纹轴段在第一对螺纹牙的轴向累积变形, 以及由于螺纹牙载荷分布变化引起的螺纹牙接触变形的变化。因此, 各参数间需满足下式

$$\Delta l_{sum-S} - \Delta l_{sum-R} + \delta_{act1} - \delta_{ave} - \xi_1 = 0 \quad (4-32)$$

式中:

Δl_{sum-S} —— 滚柱丝杠第一对螺纹牙处丝杠轴段累积变形/mm;

Δl_{sum-R} —— 滚柱丝杠第一对螺纹牙处滚柱轴段累积变形/mm;

δ_{act1} —— 滚柱与丝杠第一对螺纹牙接触变形/mm;

δ_{ave} —— 载荷均匀分布时螺纹牙接触变形/mm;

ξ_1 —— 滚柱与丝杠第一对螺纹牙啮合间隙/mm。

(b) 丝杠受压

当 PRSM 受力状态为丝杠受压时, 需设计滚柱的螺距小于丝杠的螺距, 并对滚柱中径处螺纹牙厚进行匹配设计, 以达到如图 4-12 所示初始接触状态。

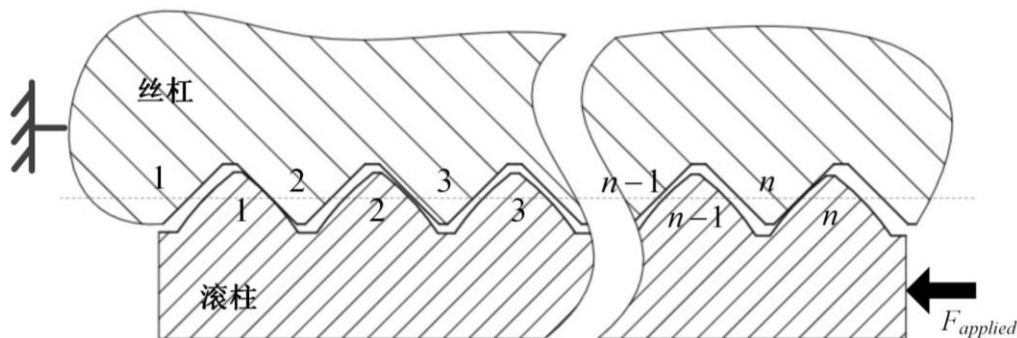


图 4-12 丝杠受压时螺纹牙型匹配设计示意图 (初始接触状态)

根据图 4-12 中啮合关系, 可以得出各参数间的关系如下:

$$P_S - P_R = \varepsilon_{RS} \quad (4-33)$$

$$(n-1) \cdot P_R - b_R = (n-2) \cdot P_S + b_S \quad (4-34)$$

$$\varepsilon_{RS} = \frac{P_s - b_s - b_R}{n - 1} \quad (4-35)$$

与丝杠受拉时相同, 式(4-35)~式(4-37)中, 螺距匹配设计后滚柱螺距 P_R , 滚柱中径处牙厚与丝杠差值 ε_{RS} 、滚柱螺纹牙中径处牙厚 b_R 均为未知数, 需根据丝杠与滚柱螺纹轴段累积变形及螺纹牙接触变形进行求解, 其方法与丝杠受拉时相同, 此处不再赘述。

值得注意的是, 由于 PRSM 在不同受力状态下, 丝杠与螺母螺纹轴段的变形方向不同, 因此其螺距匹配设计方法亦不同。如图 4-12 所示螺距匹配设计可以改善丝杠受压时的载荷分布, 但是如果在这种匹配方式下 PRSM 工作状态变为丝杠受拉, 则螺纹牙载荷分布不均会比螺距匹配之前的更加严重。PRSM 在确定的安装方式下, 有可能包含丝杠受拉与丝杠受压两种受力情况, 因此, 螺距匹配设计方式只能针对 PRSM 特定安装方式下的主要工况进行优化载荷分布。

4.3.3 PRSM 均载设计

PRSM 参数设计主要指对其各零件结构进行参数设计, 以实现特定应用场合的传动及承载要求。PRSM 结构参数主要包括丝杠中径、丝杠滚柱中径比、滚柱个数、螺距、螺纹牙型参数、螺纹牙个数、螺母外径、滚柱及内齿圈齿轮参数等。PRSM 承载能力主要由丝杠中径决定, 传动比主要由螺距决定, 因此 PRSM 参数设计主要从这两个主要参数开始进行。首先根据承载能力设计丝杠中径, 并选择合适的丝杠滚柱中径比值与滚柱个数。其次, 基于 PRSM 传动要求、螺纹牙载荷分布不均及螺纹牙参数设计准则等对螺距、滚柱螺纹牙个数进行设计。最后, 对螺母外径、滚柱及内齿圈齿轮参数、行星架等结构参数进行设计。对完成参数设计 PRSM 进行螺纹牙载荷分布分析, 校核各参数设计的合理性。

为实现 PRSM 螺纹牙均载设计, 需对完成初步设计的 PRSM 产品进行螺纹牙载荷分布分析及螺纹牙型匹配设计。首先, 基于本文第二章所建计算模型进行螺纹牙载荷分布分析, 得到其螺纹牙载荷, 丝杠、滚柱及螺母的螺纹轴段变形量及螺纹牙接触变形等。其次, 结合 PRSM 设计产品的主要受力状态, 基于本章 4.3 节所给出的螺距匹配设计方法, 对其滚柱及螺母牙型进行匹配设计, 计算得出匹配设计后的滚柱及螺母螺纹牙型参数。最后, 将完成螺纹牙型匹配设计后的 PRSM 参数代入螺纹牙载荷分布计算模型, 再次进行载荷分布分析, 验证螺距匹配设计的效果。

PRSM 均载设计中对于滚柱与螺母牙型参数匹配设计的改变量是非常小的, 这是因为相对于 PRSM 结构尺寸, 其丝杠、滚柱及螺母螺纹轴段变形量及螺纹牙接触变形量均较小。另外, 在实际 PRSM 生产加工中, 丝杠、滚柱及螺母等螺纹零件不可避免存在螺纹加工误差, 由本文第三章的研究可知, 螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布具有很大影响。因此, 为实现 PRSM 螺纹牙载荷分布可控, 不仅需要在参数设计阶段对各结构参数进行合理选择与优化, 并对 PRSM 进行螺纹牙型参数匹配设计, 还需在生产加工过程中,

对丝杠、滚柱及螺母三类重要螺纹零件的加工误差进行严格控制。

4.4 算例

4.4.1 螺纹牙型参数校核

基于本章 4.2 节所提出的螺纹牙型参数设计准则，对本文第三章表 3-1 所给 PRSM 进行参数校核。PRSM 丝杠、滚柱及螺母材料均为 GCr15，并且为了提高零件的接触疲劳强度，在加工中丝杠、滚柱及螺母均进行淬火热处理，其硬度一般为 55HRC 左右。通过材料手册可知，在该硬度下，GCr15 材料抗拉强度极限 $[\sigma_b]=2073\text{MPa}^{[125]}$ ，则其抗剪强度极限为 $^{[51]}$

$$[\tau]=0.5\times[\sigma_b]=1036.5\text{MPa} \tag{4-36}$$

式中：

$[\sigma_b]$ —— PRSM 材料抗拉强度极限/MPa；

$[\tau]$ —— PRSM 材料抗剪强度极限/MPa。

将 PRSM 结构参数与螺纹牙型参数代入式(4-1)~式(4-4)计算，计算得到丝杠、滚柱及螺母啮合半角，结果如表 4-1 所示。

表 4-1 PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺纹牙啮合半角

零件	螺纹牙啮合半角
丝杠	10.295°
滚柱丝杠接触侧	30.275°
滚柱螺母接触侧	39.402°
螺母	8.193°

进一步基于式(4-5)~式(4-7)及式(4-18)计算，可得 PRSM 螺纹牙不发生剪切破坏、弯曲破坏及接触屈服的螺纹牙最大载荷，结果如表 4-2 所示。

表 4-2 PRSM 螺纹牙强度极限载荷及接触屈服极限载荷

螺纹牙	满足剪切强度 最大载荷	满足弯曲强度 最大载荷	螺纹牙接触屈服 最大载荷
丝杠	4362N	5155N	426.7N
滚柱(丝杠接触侧)	4271N	5048N	
滚柱(螺母接触侧)	5779N	6930N	
螺母	5559N	6570N	655.9N

因此，由式(4-19)与式(4-20)可得 PRSM 螺纹牙额定静载荷 $f_c=426.7\text{N}$ ，螺纹牙极限载荷 $f_{\max}=4271\text{N}$ 。通过第三章分析可知，PRSM 在轴向载荷为 50kN 时，其滚柱丝杠接触侧螺纹牙最大载荷为 283.21N，滚柱螺母接触侧螺纹牙最大载荷为 194.33N。因此，

本文选用的 PRSM 螺纹牙参数设计满足式(4-23)所给出的螺纹牙参数设计准则。

4.4.2 PRSM 牙型匹配设计

为验证本章所提出的 PRSM 螺纹牙型匹配设计方法对改善螺纹牙载荷分布不均现象的效果,以本文第三章表 3-1 中所给 PRSM 为例,对其滚柱及螺母进行牙型匹配设计,并进行载荷分布分析。

基于本文第二章所建立 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型,对未进行螺纹牙型匹配设计的 PRSM 进行螺纹牙载荷分布分析。表 4-3 给出在未进行螺纹牙匹配设计时 PRSM 螺纹牙载荷分布不均情况的数据汇总。

表 4-3 PRSM 螺纹牙载荷分布不均数据汇总

接触侧	最大螺纹牙载荷	最小螺纹牙载荷	载荷分布不均系数区间
滚柱丝杠接触侧	283.21N	120.43N	[0.723, 1.699]
滚柱螺母接触侧	194.33N	159.15N	[0.955, 1.166]

基于载荷分布计算结果,计算 PRSM 丝杠、滚柱及螺母轴段累积变形,所得结果如表 4-4 所示。

表 4-4 PRSM 螺纹牙载荷分布不均时螺纹轴段累积变形

PRSM 螺纹零件	螺纹轴段累积变形/mm
丝杠	0.01513
滚柱	0.00287
螺母	0.00675

根据表 4-2 所得计算结果,基于本章提出的 PRSM 螺纹牙型匹配设计方法,进行滚柱与螺母螺纹牙型参数的匹配设计。首先,对滚柱螺纹牙型参数进行匹配设计,以使滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷分布均匀。根据式(4-24)与式(4-25),计算得出滚柱丝杠接触侧第一对螺纹牙处丝杠螺纹轴段累积轴向变形量 $\Delta l_{sum-S} = 0.01513\text{mm}$,滚柱螺纹轴段累积轴向变形量 $\Delta l_{sum-R} = 0.00287\text{mm}$ 。由式(2-15)与式(2-17)计算可得,滚柱丝杠接触侧第一对啮合螺纹牙在载荷分布不均情况下,其螺纹牙 Hertz 变形的轴向分量为 $\delta_{act1} = 0.00764\text{mm}$,而在螺纹牙载荷平均分布时的变形是 $\delta_{ave} = 0.00536\text{mm}$ 。将上述计算结果代入式(4-34),即可求得 $\zeta_1 = 0.01454\text{mm}$,进而根据式(4-29)~式(4-31)求出滚柱中径牙厚,得到 $b_R = 0.72834\text{mm}$, $\varepsilon_R = 0.00051\text{mm}$ 。因此 $P_R = P_S + \varepsilon_R = 2.00051\text{mm}$ 。

对进行了滚柱螺纹牙型匹配设计后的 PRSM 螺纹牙载荷分布进行分析,所得结果如图 4-13 所示。

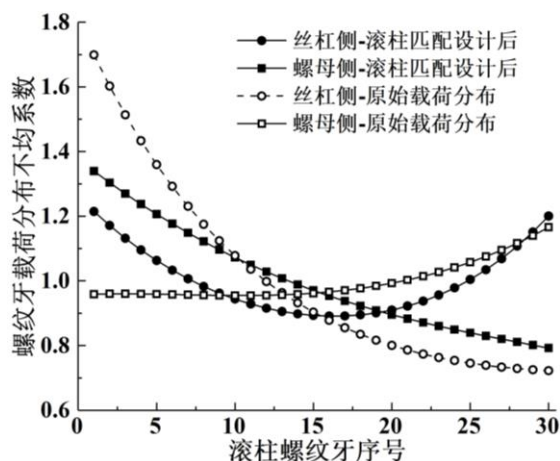


图 4-13 仅对滚柱螺距匹配后的 PRSM 载荷分布

如图 4-13 所示, 经过滚柱牙型匹配设计后, PRSM 滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷从最初的单调下降变为先减小后增大, 螺纹牙最大载荷从 283.21N 降低为 197.29N, 载荷分布不均系数区间从[0.723, 1.699]缩小至区间[0.893, 1.184], 总体上螺纹牙载荷分布比螺距匹配设计前更加均匀。然而, 在滚柱螺母接触侧, 螺纹牙最大载荷从 194.33N 提高为 223.26N, 载荷分布不均系数区间从[0.955, 1.166]变大为区间[0.792, 1.339], PRSM 螺纹牙载荷分布较滚柱螺纹牙型匹配设计前分布更加不均。

值得注意的是, 在对滚柱螺纹牙型进行匹配设计后, 滚柱螺母接触侧的螺纹牙载荷分布趋势与未匹配设计前的刚好相反, 这是因为螺纹牙型匹配设计后的滚柱螺距大于螺母螺距而造成的。因此可以推断, 从滚柱螺距等于螺母螺距到大于的变化过程中, 一定有一个点可以使得滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布达到最均匀。由于滚柱的牙型参数已经确定, 因此基于滚柱牙型对螺母螺纹牙型参数进行匹配设计。

对 PRSM 螺母螺纹牙型参数按照同样的方法进行匹配设计, 计算可得 $b_N = 1.1437\text{mm}$, $\varepsilon_R = 0.00015\text{mm}$ 。因此 $P_N = P_R - \varepsilon_R = 2.00036\text{mm}$ 。对进行了螺母螺纹牙型匹配设计后的 PRSM 进行螺纹牙载荷分布分析, 计算结果如图 4-14 所示。

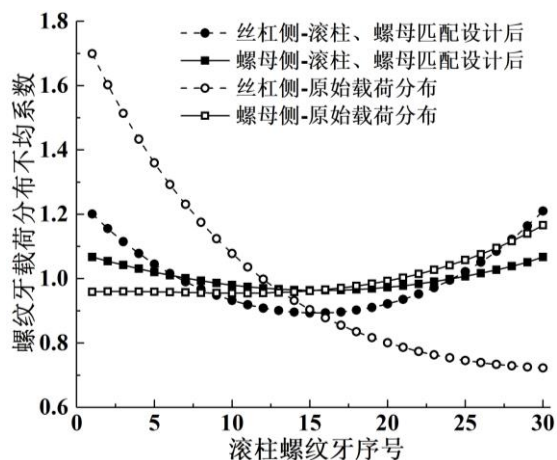


图 4-14 滚柱与螺母螺距匹配后的 PRSM 载荷分布

由图 4-14 可知, 当对滚柱与螺母都进行螺距匹配后, 丝杠侧载荷分布不均系数范围为[0.94, 1.1], 螺母侧载荷分布不均系数范围为[0.98, 1.04]。显然, 经过对 PRSM 进行滚柱与螺母螺纹牙型匹配设计, 滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧的螺纹牙载荷分布均有了明显的改善。

表 4-5 均载设计后 PRSM 螺纹牙强度极限载荷及接触屈服极限载荷

螺纹牙	满足剪切强度 最大载荷	满足弯曲强度 最大载荷	螺纹牙不发生屈服 的最大载荷
丝杠	4362N	5155N	426.7N
滚柱(丝杠接触侧)	3011N	3299N	
滚柱(螺母接触侧)	3919N	4293N	655.9N
螺母	6830N	6817N	

基于以上所述对 PRSM 滚柱及螺母螺纹牙型参数的匹配设计, 再一次对螺纹牙参数进行校核, 计算结果如表 4-5 所示。通过计算可知, PRSM 丝杠螺纹牙型参数未改变, 因此其满足各条件的载荷均不变, 另外由于接触屈服与曲面参数有关, 而对螺距与牙厚的调整不会改变螺纹牙曲面, 因此滚柱螺纹牙与丝杠及螺母螺纹牙的接触屈服强度极限也未变化。对于滚柱, 由于其螺纹牙厚度降低, 因此其螺纹牙满足剪切强度与弯曲强度的最大螺纹牙载荷略有降低。对于螺母, 其螺纹牙厚度增加, 因此其螺纹牙满足剪切强度与弯曲强度的最大螺纹牙载荷较参数匹配设计之前略有增加。因此, 牙型参数匹配设计后的 PRSM 极限承载能力降低。基于表 4-5 中给出滚柱丝杠接触侧螺纹牙不发生屈服的最大载荷, 结合 PRSM 结构参数, 计算得到 PRSM 额定静载荷为 128kN, Rollvis 产品手册中给出对应参数的 PRSM 产品额定静载荷为 103.6kN^[28], 二者误差为 23%。

显然, 通过对 PRSM 滚柱与螺母进行螺纹牙型参数的匹配设计, 改变丝杠、滚柱及螺母三者的初始啮合状态, 补偿丝杠、滚柱及螺母螺纹轴段在承受载荷后的轴向累积变形量, 可以有效改善 PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象。由于丝杠及螺母的轴向变形量较小, 一般为微米级, 因此, 对于 PRSM 螺纹零件的加工精度提出了很高的要求。

4.5 小结

基于本文第三章 PRSM 螺纹牙载荷分布敏感性研究, 本章进行 PRSM 螺纹牙均载设计方法研究。首先, 基于 PRSM 承载原理提出 PRSM 螺纹牙型参数设计准则, 得到螺纹牙额定静载荷与极限载荷计算方法。其次, 提出通过对滚柱及螺母进行螺纹牙型参数匹配设计的螺纹牙均载设计方法。最后, 以本文第三章中表 3-1 所给 PRSM 参数为算例, 对本章所做工作进行验证。小结如下:

1. 基于 PRSM 螺纹牙弯曲与剪切强度条件及接触屈服条件, 得到螺纹牙额定静载荷与极限载荷计算方法, 基于此提出以 PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象可控为目标的螺纹牙型参数设计准则。

2. 基于螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律, 提出 PRSM 螺纹牙型匹配设计方法, 通过对滚柱及螺母螺距及牙厚的匹配设计, 使 PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺纹牙初始接触状态有助于补偿丝杠、滚柱及螺母在承载后螺纹轴段产生的累积变形, 进而改善螺纹牙载荷分布不均现象。

3. 基于本文表 3-1 中 PRSM 进行分析, 对本章提出的螺纹牙参数设计准则及螺纹牙型匹配设计方法进行了验证。通过计算可知, 表 3-1 中 PRSM 螺纹牙型参数满足本章所建立的螺纹牙弯曲强度准则、剪切强度准则及接触屈服准则。对进行了滚柱与螺母螺纹牙型参数匹配设计后的 PRSM 进行载荷分布分析, 结果显示该方法可以有效的改善 PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象。

4. PRSM 参数设计过程与其加工过程是实现其承载性能与传动性能的根本。PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象作为其主要承载特性之一, 需在设计过程与加工过程中对设计参数及加工工艺进行合理控制, 以得到较好的螺纹牙载荷分布特性。较好的控制 PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象可以提高其承载能力、运行平稳性及疲劳寿命。

第五章 双螺母法兰式预紧行星滚柱丝杠副螺纹牙载荷分布研究

5.1 概述

行星滚柱丝杠副 (Planetary Roller Screw Mechanism, PRSM) 由于零件加工误差等原因, 在传动过程中不可避免的存在反向间隙, 单螺母 PRSM 即便在加工精度较好的情况下仍会在轴线方向具有 $0.01\sim 0.03\text{mm}$ 的轴向间隙^[121]。对于精密传动场合, 反向间隙会降低传动精度, 而对于大载荷应用场合, 反向间隙会使 PRSM 传动在载荷方向变化时产生较大冲击, 极大的影响传动系统的平稳性。在工程领域, 常通过预紧式行星滚柱丝杠副来解决上述问题。

针对预紧式 PRSM 的理论研究目前相对较少, 仅杨家军等针对双螺母预紧式 PRSM 的轴向变形及摩擦力矩进行了研究, 得到预紧力与轴向刚度及摩擦力矩间的函数关系, 并分析了预紧力对轴向变形及摩擦力矩的影响^[87]。针对预紧式滚珠丝杠副理论研究目前已有较多成果。早在 1991 年, 张广顺就结合滚珠丝杠副的产品生产, 对其预紧形式进行了研究, 提出一种新型预紧结构^[126]。近年来, 随着国内精密机床的发展, 对滚珠丝杠副的理论研究成果涌现。崔高尚等利用 Hertz 理论对双螺母滚珠丝杠副中滚珠与丝杠、螺母的弹性接触变形进行分析, 在此基础上, 对双螺母滚珠丝杠副的预紧力进行求解, 并分析了预紧力的影响因素^[127]。何纪承等对双螺母预紧的滚珠丝杠副进行了接触受力分析, 推导出接触变形的公式, 建立了滚珠丝杠副的轴向刚度计算公式, 研究分析了影响滚珠丝杠副轴向刚度的几个主要因素, 包括预紧力、螺旋升角、接触角等, 并给出其与滚珠丝杠副轴向刚度对应的关系曲线^[128]。康献民等基于预紧力下的滚珠丝杠副滚珠及螺母滚道的模型, 提出了滚珠丝杠副滚珠进出滚道的受力分析方法, 推导出了滚珠丝杠摩擦阻力矩波动的计算模型, 并进一步分析了丝杠各参数对滚珠丝杠副摩擦阻力矩的影响^[129]。胡建忠等建立了螺母所受轴向载荷与滚道正压力之间的关系, 分析滚道接触点处的法向变形与螺母相对于丝杠的轴向位移之间的关系。综合考虑滚珠、螺母和丝杠滚道的几何参数, 将接触角、公称半径以及螺旋升角作为未知量, 建立滚珠丝杠副接触角模型, 提出一种新的滚珠丝杠副刚度分析方法。在此基础上, 综合考虑了接触角的变化与滚道正压力之间的耦合关系, 根据 Hertz 接触理论建立了滚珠丝杠副的轴向刚度模型^[130]。王立利用 Archard 磨损理论和 Hertz 接触理论从滚珠滚道磨损的角度分析影响预紧力释放的主要因素, 并进行了不同材料、不同转速的预紧力释放对比试验, 研究材料及转速对预紧力稳定性的影响情况^[131]。徐楠楠针对双螺母预紧式滚珠丝杠副, 利用滚动接触理论, 蠕滑分析和 Archard 磨损模型等理论分析与对应的实验测试相结合的方式, 对滚珠丝杠副的滑动、摩擦和磨损问题进行了多方面的深入分析, 为滚珠丝杠副工作效率的提高、摩擦磨损的降低及使用寿命的延长等问题提供理论指导^[132]。陈勇将等为了

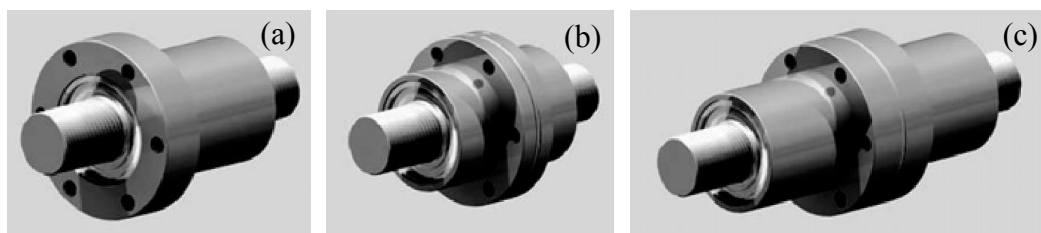
从本质上揭示双螺母垫片预紧式滚珠丝杠副中滚珠与滚道接触界面间的滚滑接触特性，基于滚动接触力学中滚滑接触理论，构建了滚珠丝杠副中滚珠与滚道接触面间蠕滑率和自旋率的表达式。利用此表达式并结合 Kakler 理论，建立了双螺母垫片预紧式滚珠丝杠副中滚珠与滚道接触界面间的摩擦力模型。利用此模型计算分析了接触面上蠕滑率/自旋率随工作条件和结构参数变化的规律^[133]。陈勇将等为了推导出通用且符合滚珠丝杠副空间结构特点的微分变化关系，以双螺母垫片预紧式滚珠丝杠副为研究对象，建立了滚珠丝杠副中各坐标系间的齐次变换矩阵，在此基础上推导出了统一且直观的滚珠丝杠副中各坐标系间的微分变化式。根据所推导的滚珠丝杠副微分变化对比分析了不同的轴向静接触刚度建模，所建立的理论模型计算值较传统模型计算值与实验测量值更为接近^[134]。黄金宝等为了研究扭转变形对滚珠丝杠副轴向静刚度影响，对双螺母预紧滚珠丝杠副的滚珠进行动力学分析，并考虑接触角的变化，建立滚珠丝杠副扭转变形数学模型。使用滚珠丝杠副摩擦力矩试验台、静刚度试验台对双螺母预紧滚珠丝杠副进行摩擦力矩、静刚度检测^[135]。上述研究对预紧式 PRSM 相关理论研究具有很好的借鉴意义。

PRSM 预紧方式通常有分段螺母预紧与双螺母预紧两种。预紧式 PRSM 在所承受轴向载荷逐渐增大的过程中，预紧螺母将逐渐放松，直至轴向载荷增大到使预紧力完全释放。当轴向载荷释放或减小后，预紧力将恢复，因此该过程是可逆的。另外，PRSM 预紧力实现方式的不同，预紧采用不同的弹性元件，其刚度不同，将直接影响 PRSM 轴向载荷在双螺母间的传递。同样刚度的弹性元件，在 PRSM 承受外载荷方向不同时，其螺纹牙载荷分布情况及预紧力释放情况也可能不相同。

上述因素对双螺母预紧式 PRSM 承载性能均有着重要影响。因此，本章针对双螺母法兰式预紧 PRSM 进行其螺纹牙载荷分布研究。首先，基于单螺母 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型及双螺母法兰式预紧 PRSM 结构特点及预紧原理，建立其螺纹牙载荷分布计算模型；其次研究得出双螺母法兰式预紧 PRSM 使预紧力释放的轴向载荷计算公式及轴向载荷下双螺母载荷分配比例计算公式；最后，研究双螺母法兰式预紧 PRSM 在预紧力条件下的螺纹牙载荷分布以及轴向载荷作用下螺纹牙载荷分布及预紧力释放过程。

5.2 行星滚柱丝杠副预紧方式

5.2.1 预紧式 PRSM 分类



(a) 单螺母 PRSM; (b) 分段预紧螺母 PRSM; (c) 双螺母 PRSM

图 5-1 PRSM 不同螺母形式

图 5-1 中, 5-1(a)为单螺母式 PRSM, 其特点是在轴线方向具有轴向间隙; 5-1(b)为分段预紧螺母 PRSM, 其两个尺寸相同的半螺母通过预紧实现无轴向间隙, 其外形尺寸与单螺母 PRSM 相同, 但承载能力低于单螺母 PRSM; 5-1(c)为双螺母预紧式 PRSM, 其尺寸相当于两个单螺母 PRSM, 承载能力与单螺母 PRSM 相同。

5.2.2 PRSM 预紧力实现方式

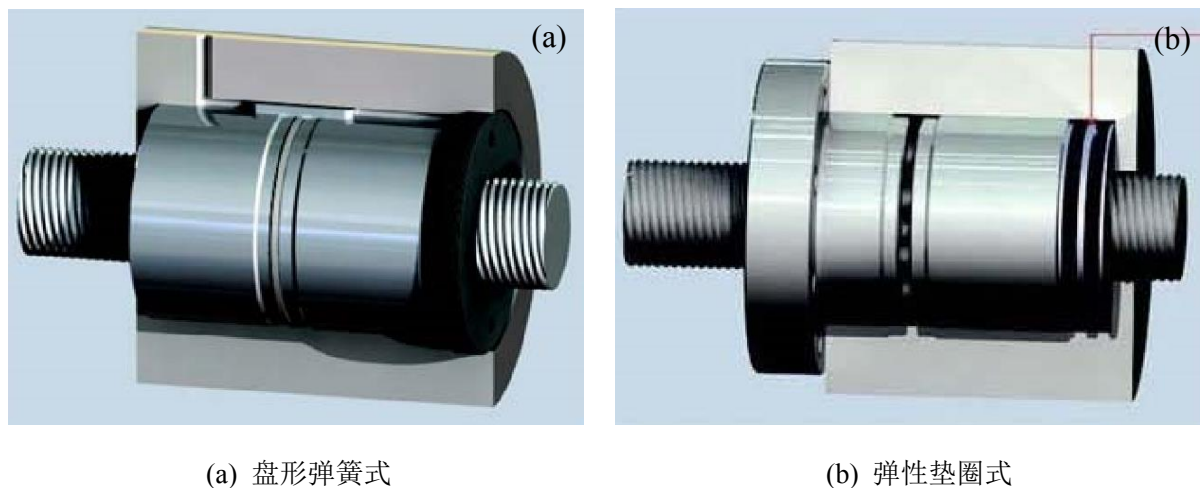


图 5-2 PRSM 预紧力实现方式

图 5-2 给出预紧式 PRSM 预紧力的实现方式, 其中 5-2(a)为通过盘形弹簧来预紧, 5-2(b)为通过精磨加工过后的垫圈来预紧。这两种预紧方式均是将两个螺母至于套筒中, 在右侧螺母端面安装弹性元件, 通过调整左侧螺母与套筒间的相对位置, 压缩弹性元件进而提供所需的预紧力。另外, 在两个螺母法兰之间增加弹性元件, 通过螺栓调整两螺母间的预紧力, 也是双螺母预紧式 PRSM 常用的预紧方式。

5.3 双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布建模

本节针对双螺母法兰式预紧 PRSM, 对其进行螺纹牙载荷分布建模。由于双螺母法兰式预紧 PRSM 在两螺母之间增加弹性元件以提供预紧力, 其在轴向载荷下螺纹牙载荷分布的计算将更为复杂。本节基于本文第二章所建立的单螺母 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型, 基于双螺母法兰预紧式 PRSM 基本结构及其预紧原理, 建立双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型。

5.3.1 双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型

图 5-3 给出双螺母法兰式预紧 PRSM 轴截面示意图及其在预紧力下的受力状态, 图中螺纹牙上红色线条表示螺纹牙间的接触。由图可知, 在预紧力 $F_{preload}$ 的作用下, 左螺母螺纹牙与滚柱螺纹牙在右侧接触, 而右螺母螺纹牙与滚柱螺纹牙在左侧接触。在预紧力作用下, 滚柱螺纹轴段也将发生微量变形, 进而滚柱的左半侧螺纹牙与丝杠螺纹牙在右侧接触, 而右半侧螺纹牙与丝杠螺纹牙在左侧接触。双螺母法兰式预紧 PRSM 右螺母法兰处承受轴向载荷 $F_{applied}$ 。对滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧螺纹牙进行编号, 如

图所示, 左侧螺纹牙序号为 1, 右侧螺纹牙序号为 60, 即左螺母螺纹牙序号为 1~30, 右螺母螺纹牙序号为 31~60。

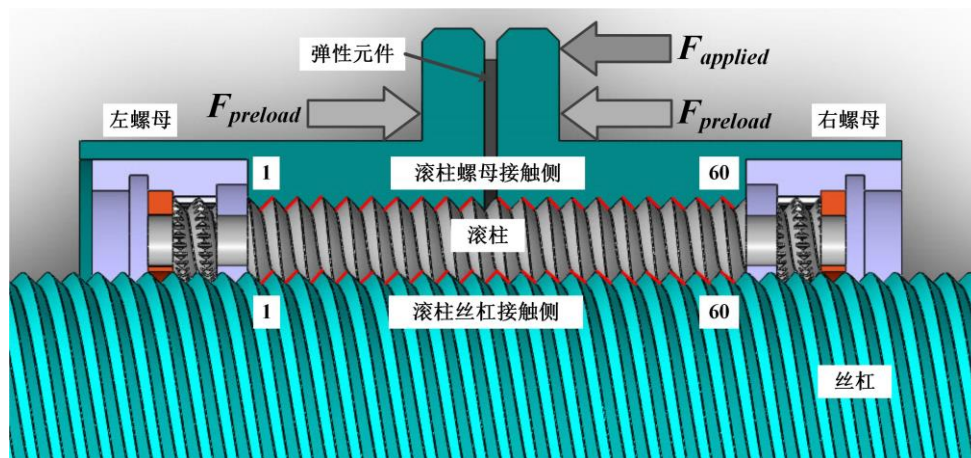


图 5-3 双螺母法兰式预紧 PRSM 预紧力下受力状态示意图

与本文第二章中 PRSM 螺纹牙载荷分布建模过程相同, 将双螺母法兰式预紧 PRSM 离散为螺纹轴段、螺纹牙及螺纹牙接触区域三部分, 并分别采用螺旋弹簧与板簧代替, 即可建立如图 5-4 所示双螺母法兰式预紧 PRSM 载荷分布模型。其中, $F_{preload}$ 为分别施加于两个螺母法兰的预紧力, 两螺母法兰中间为弹性元件。双螺母法兰式预紧 PRSM 采用异侧安装, 右螺母法兰端面承受外载荷作用 $F_{applied}$, 丝杠在左侧安装。在如图 5-3 所示预紧力下, 左螺母与滚柱在螺纹牙左侧接触, 右螺母与滚柱在螺纹牙右侧接触, 而滚柱与丝杠则刚好相反。为使模型示意图简洁明了, 图 5-4 中给出的滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧均为 8 对啮合螺纹牙, 而实际建模过程按照丝杠侧与螺母侧均为 n 对啮合螺纹牙进行。

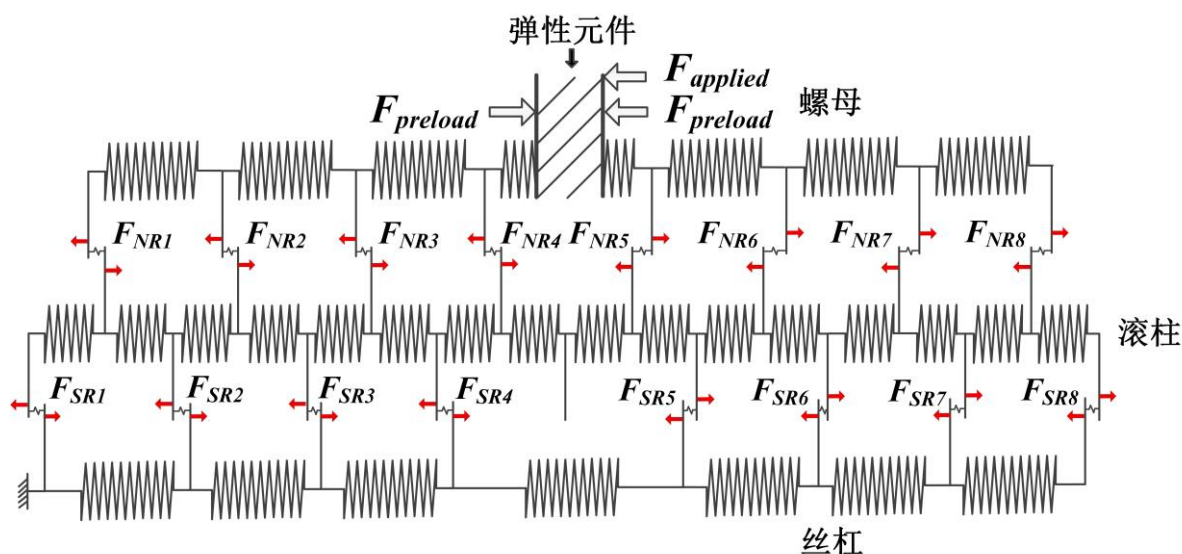


图 5-4 双螺母法兰式预紧 PRSM 载荷分布模型

对双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布的研究需分为两个阶段进行, 首先, 分析其在预紧状态下的螺纹牙受力状态。其次, 分析其在外加载荷作用下时的螺纹牙载荷分布情况, 并研究其轴向载荷作用下的预紧力释放过程。

显然, 双螺母法兰式预紧 PRSM 在仅有预紧力的状态下, 自身达到平衡状态。按照弹性元件位置将双螺母法兰式预紧 PRSM 分为两部分, 各部分均可视为在同侧安装条件下达到受力平衡的单螺母 PRSM。因此, 预紧力下双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布可按照同侧安装下单螺母 PRSM 螺纹牙载荷分布分别进行左螺母与右螺母计算。

双螺母法兰式预紧 PRSM 在承受轴向载荷后, 根据载荷方向的不同, 双螺母中一侧螺母的预紧力将随着轴向载荷的增大而释放。预紧力释放后, 随着轴向载荷的继续增大, 两侧螺母均将承担轴向载荷, 其载荷分配比例由载荷方向及弹性元件和预紧力施加螺栓组刚度共同决定。

5.3.2 弹性元件刚度

双螺母法兰式预紧 PRSM 通过在两螺母法兰之间安装弹性元件, 并通过连接螺栓组预紧, 实现预紧力的施加。其弹性元件刚度及连接螺栓组刚度对双螺母法兰式预紧 PRSM 承载特性有重要影响。在初始预紧力状态下, 弹性元件变形量与预紧力下半螺母螺纹轴段累积变形之间存在以下关系

$$\delta_e = \Delta l_{sum-N-half} = \sum_{i=1}^{n/2} \frac{F_{preload} / n - \sum_{j=i}^{n/2} F_{p-NRj}}{k_{NS}} \quad (5-1)$$

式中:

δ_e —— 双螺母法兰式预紧 PRSM 弹性元件变形量/mm;

$\Delta l_{sum-N-half}$ —— 预紧力下半螺母螺纹轴段累积变形量/mm;

$F_{preload}$ —— 双螺母法兰式预紧 PRSM 滚柱平均载荷/N;

n —— 双螺母法兰式预紧 PRSM 滚柱个数;

F_{p-NRj} —— 预紧力下滚柱螺母接触侧第 j 个螺纹牙载荷/N;

k_{NS} —— 双螺母法兰式预紧 PRSM 螺母螺纹轴段刚度/N/mm。

在图 5-4 所示安装方式下, 当螺母承受拉力时, 右螺母预紧力将释放, 当螺母承受压力时, 左螺母预紧力将释放。定义半螺母预紧力完全释放时的轴向载荷称为预紧力释放临界载荷。由图 5-4 可知, 当双螺母法兰式预紧 PRSM 承受拉力时, 在拉力作用下, 右螺母与滚柱右端螺纹牙间由于预紧力产生的接触将释放, 而此时轴向载荷将完全由左螺母承担。在拉力载荷作用下, 预紧力施加螺栓组将产生变形, 其变形量与右螺母的变形释放量相同。因此当螺栓组因轴向载荷产生的变形量与式(5-1)中 δ_e 相等时, 右螺母预紧力将完全释放, 此时的轴向载荷即为 PRSM 受拉时的预紧力释放临界载荷。当双螺母法兰式预紧 PRSM 承受压力时, 在压力作用下, 左螺母与滚柱左端螺纹牙间由于预紧力

产生的接触将释放，而此时轴向载荷将完全由右螺母承担。在压力载荷作用下，弹性元件将进一步发生变形，其在轴向载荷作用下的变形量与左螺母的变形释放量相同。因此当弹性元件变形量等于 δ_e 时，左螺母预紧力将完全释放，此时的轴向载荷即为 PRSM 受压时的预紧力释放临界载荷。双螺母法兰式预紧 PRSM 预紧力释放临界载荷可基于本文第二章 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型求得。

另外，在图 5-4 所示安装方式下，当 PRSM 所受轴向载荷进一步增大后，双螺母均将承担轴向载荷。但轴向载荷在两个螺母间的分配并不是均匀的，是由弹性元件刚度或连接螺栓组刚度决定的。为研究双螺母法兰式预紧 PRSM 轴向载荷在双螺母间的传递情况，将双螺母法兰式预紧 PRSM 简化为如图 5-5 所示弹簧结构。

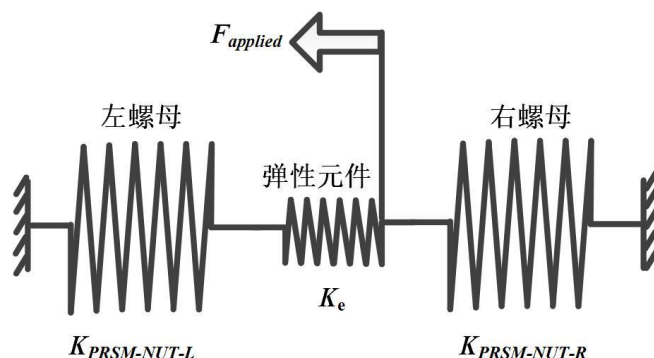


图 5-5 双螺母法兰式预紧 PRSM 受力简图

图 5-5 中，由于双螺母法兰式预紧 PRSM 左螺母与右螺母结构参数相同，因此有

$$K_{PRSM-NUT-L} = K_{PRSM-NUT-R} \quad (5-2)$$

式中：

$K_{PRSM-NUT-L}$ —— 左螺母螺纹轴段累积变形等效刚度/N/mm；

$K_{PRSM-NUT-R}$ —— 右螺母螺纹轴段累积变形等效刚度/N/mm。

通过图 5-5 中受力分析，可得双螺母法兰式预紧 PRSM 在轴向载荷大于预紧力释放临界载荷后，左右螺母载荷分配比例如下式

$$\frac{F_{applied-L}}{F_{applied-R}} = \begin{cases} \frac{(K_e + K_{PRSM-NUT-L})/K_e \cdot K_{PRSM-NUT-R}}{K_{PRSM-NUT-R}} & \text{螺母承受压力} \\ \frac{(K_{bolt} + K_{PRSM-NUT-L})/K_{bolt} \cdot K_{PRSM-NUT-R}}{K_{PRSM-NUT-R}} & \text{螺母承受拉力} \end{cases} \quad (5-3)$$

式中：

$F_{applied-L}$ —— 双螺母法兰式预紧 PRSM 左螺母分配的轴向载荷/N；

$F_{applied-R}$ —— 双螺母法兰式预紧 PRSM 右螺母分配的轴向载荷/N；

K_e —— 弹性元件刚度/N/mm；

K_{bolt} —— 预紧力施加螺栓组刚度/N/mm。

5.3.3 变形协调关系

图 5-4 中, 滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧相邻两对接触螺纹牙间形成一个封闭环, 封闭环满足如下变形协调关系

$$P_X + \sum l_{Xi} = P_R + \sum l_{Ri} \quad (5-4)$$

式中:

P_X —— PRSM 螺母/丝杠螺距/mm;

$\sum l_{Xi}$ —— 滚柱螺母侧/滚柱丝杠侧第 i 个闭环内轴向总变形量/mm;

P_R —— PRSM 滚柱螺距/mm;

$\sum l_{Ri}$ —— 滚柱螺母侧第 i 个闭环内轴向总变形量/mm。

对于双螺母法兰式预紧 PRSM 丝杠、滚柱及螺母, 其螺距相等, 即 $P_S=P_R=P_N$ 。显然, 双螺母法兰式预紧 PRSM 滚柱丝杠侧与滚柱螺母侧共有 $2(n-1)$ 个螺纹牙闭环, 因此, 可以写出 $2(n-1)$ 个形如式(2-29)的变形协调方程。另外, 螺母侧与丝杠侧所受载荷等于其各自所有螺纹牙上所受载荷的总和, 即:

$$\sum_{i=1}^n F_{XRi} = F_{applied} \quad (5-5)$$

将双螺母法兰式预紧 PRSM 滚柱丝杠侧及螺母侧的全部形如式(5-2)的变形协调方程与式(5-3)的丝杠侧及螺母侧受力平衡方程合并, 得到

$$\begin{cases} \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{f}_p = \mathbf{o}^T \\ [\mathbf{n}_{1 \times n} | \mathbf{m}_{1 \times n}] \cdot \mathbf{f}_p = F_{applied} \\ [\mathbf{m}_{1 \times n} | \mathbf{n}_{1 \times n}] \cdot \mathbf{f}_p = F_{applied} \end{cases} \quad (5-6)$$

对式(5-4)进行合并与简化, 可得到双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布的矩阵方程组:

$$\mathbf{A}_p \cdot \mathbf{f}_p = \mathbf{b}_p \quad (5-7)$$

式中:

\mathbf{A}_p —— 双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布求解矩阵;

\mathbf{f}_p —— 双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷向量;

\mathbf{b}_p —— 双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布矩阵方程常数列向量。

通过求解式(5-7), 即可得到轴向载荷在双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙间的分布情况, 并将其与由预紧力引起的半螺母螺纹牙载荷相加, 即可得到双螺母法兰式预紧 PRSM 在轴向载荷下的螺纹牙载荷分布。

5.4 双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布

基于本章所建立的双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型, 对其在预紧

力下双螺母 PRSM 螺纹牙载荷分布及轴向载荷施加后载荷分布及预紧力释放过程进行研究。双螺母法兰式预紧 PRSM 主要结构参数如表 5-1 所示,表中未给出的其它 PRSM 结构参数均与表 3-1 中相同。

表 5-1 双螺母法兰式预紧 PRSM 结构参数

参数	取值
预紧形式	双螺母法兰式
预紧力	10000N
PRSM 安装方式	异侧安装
弹性元件刚度	$7.5 \times 10^6 \text{N/mm}$
双螺母预紧螺栓组刚度	$6.5 \times 10^6 \text{N/mm}$
螺纹牙个数	30×2 (左、右螺母长度相同)

5.4.1 预紧力下双螺母 PRSM 螺纹牙载荷分布

对仅施加预紧力后的双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布进行分析,结果如图 5-6 与图 5-7 所示。

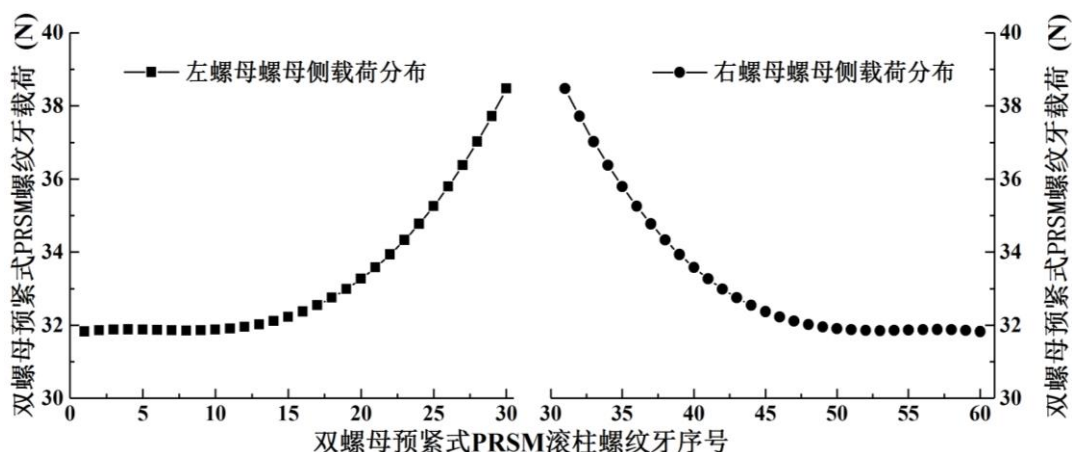


图 5-6 预紧力下螺纹牙载荷分布-螺母侧

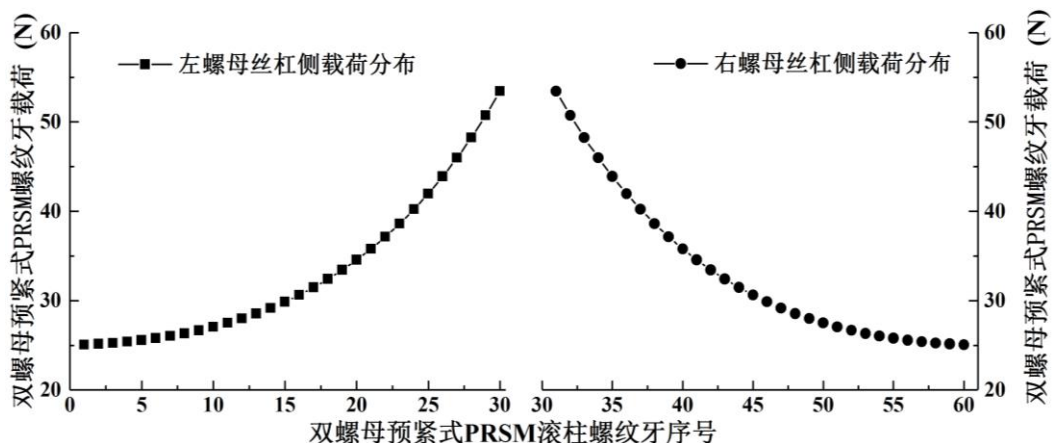


图 5-7 预紧力下螺纹牙载荷分布-丝杠侧

图 5-6 所示为双螺母法兰式预紧 PRSM 在预紧力下滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布,由图可知,双螺母法兰式预紧 PRSM 左螺母与右螺母螺纹牙载荷分布是对称的,这是由于在预紧力作用下,两螺母均发生向中心的微小位移。在 10kN 预紧力作用下,滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布区间为[31.8N, 38.5N]。在最靠近弹性元件的位置,螺纹牙载荷最大,位于两侧的螺纹牙载荷较小。

图 5-7 所示为双螺母法兰式预紧 PRSM 在预紧力下滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷分布。在预紧力作用下,双螺母法兰式预紧 PRSM 滚柱将发生轴段变形,滚柱螺纹牙发生微量移动,因此会引起滚柱丝杠接触侧螺纹牙接触,并产生螺纹牙载荷。由图可知,滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷变化规律与滚柱螺母接触侧相同,均呈现“中间大两边小”的规律。由于丝杠螺纹轴段刚度比螺母螺纹轴段小,因此滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷分布不均现象比螺母侧明显,其螺纹牙载荷区间为[25.1N, 53.4N]。在该状态下,双螺母法兰式预紧 PRSM 达到内力平衡。

5.4.2 轴向载荷下双螺母 PRSM 预紧力释放过程

双螺母法兰式预紧 PRSM 在承受轴向载荷后,双螺母一侧的预紧力会随着轴向载荷的增加而逐渐消失。PRSM 螺母分别承受拉力与压力时,由于螺母螺纹轴段的变形方向不同,双螺母中预紧力释放的螺母将不同,并且使预紧力完全释放的轴向载荷也不相同。基于图 5-4 中所示异侧安装受力状态,对轴向载荷下双螺母 PRSM 预紧力释放过程进行分析。

当双螺母法兰式预紧 PRSM 螺母承受拉力时,由于载荷作用,右螺母将发生向右的平移,由于预紧力而产生的螺母与滚柱螺纹牙间的接触将被释放,进而右螺母的预紧力将逐渐释放。由式(5-1)计算可得此时使右螺母预紧力完全释放的轴向载荷为 8776N。基于本章所建计算模型对轴向载荷分别为 2500N, 5000N, 7500N 及 8776N 时双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷变化进行分析,结果如图 5-8 及 5-9 所示。

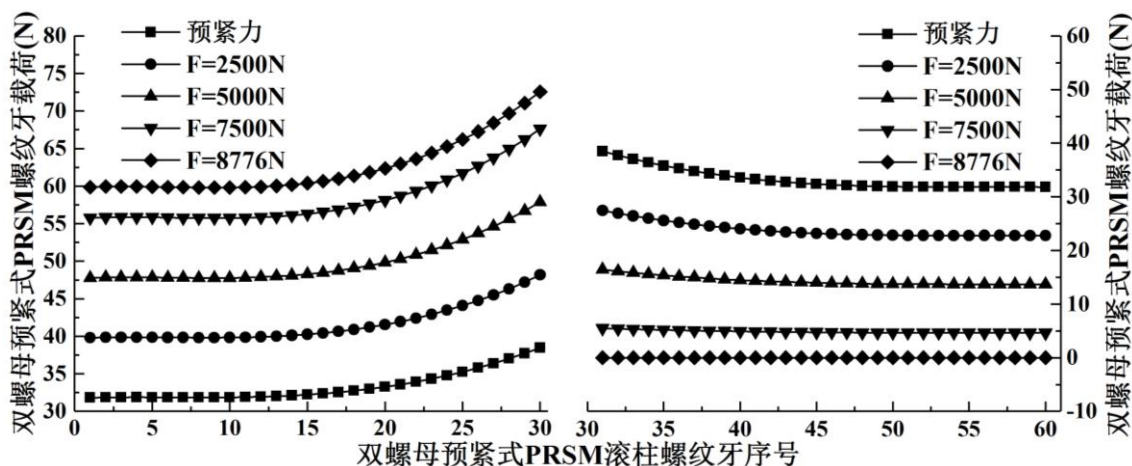


图 5-8 预紧力释放过程-拉力-螺母侧

图 5-8 所示为双螺母法兰式预紧 PRSM 承受拉力时滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分

布, 由图可见, 随着轴向载荷的增加, 左侧螺母螺纹牙载荷逐渐增大, 螺纹牙载荷区间从仅有预紧力时的 $[31.8\text{N}, 38.5\text{N}]$ 变化为 $[59.8, 72.6]$, 此时轴向载荷完全由左侧螺母承担。右侧螺母由预紧力引起的螺纹牙载荷将逐渐减小, 直至轴向载荷增加至 8776N 时, 右侧螺母预紧力完全释放, 螺纹牙载荷均为 0。

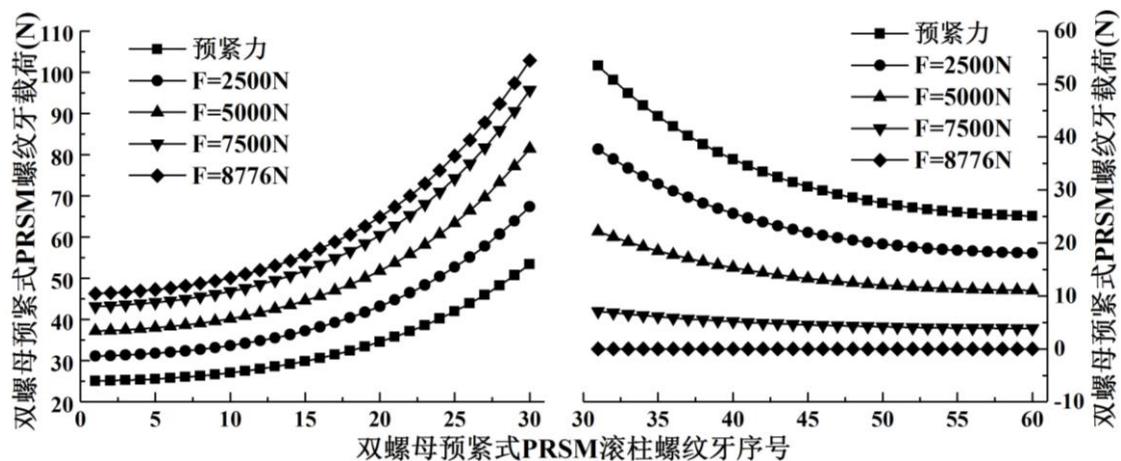


图 5-9 预紧力释放过程-拉力-丝杠侧

图 5-9 所示为双螺母法兰式预紧 PRSM 承受拉力时滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷分布, 由图可知, 载荷的增大使右螺母预紧力逐渐释放, 因此滚柱丝杠接触侧右端螺纹牙载荷也逐渐随着降低, 直至当轴向载荷为 8776N 时, 右侧螺纹牙载荷为 0。对于左端螺纹牙, 由于预紧力释放之前, 轴向载荷完全由左螺母承担, 因此滚柱丝杠接触侧左端螺纹牙载荷随着外载的增加而逐渐增大, 其螺纹牙载荷实质上包含预紧力所引起的部分及轴向负载引起的部分。

当螺母承受压力时, 右螺母将首先承受载荷, 在轴向载荷作用下, 右螺母螺纹轴段产生轴向变形, 右螺母螺纹轴段的累积变形将使提供预紧力的弹性元件释放, 则左螺母与滚柱螺纹牙间由预紧力产生的接触变形将释放。随着轴向载荷的增大, 左螺母的预紧力将最终消失。由式(5-1)计算可得此时使左螺母预紧力完全释放的轴向载荷为 10000N 。

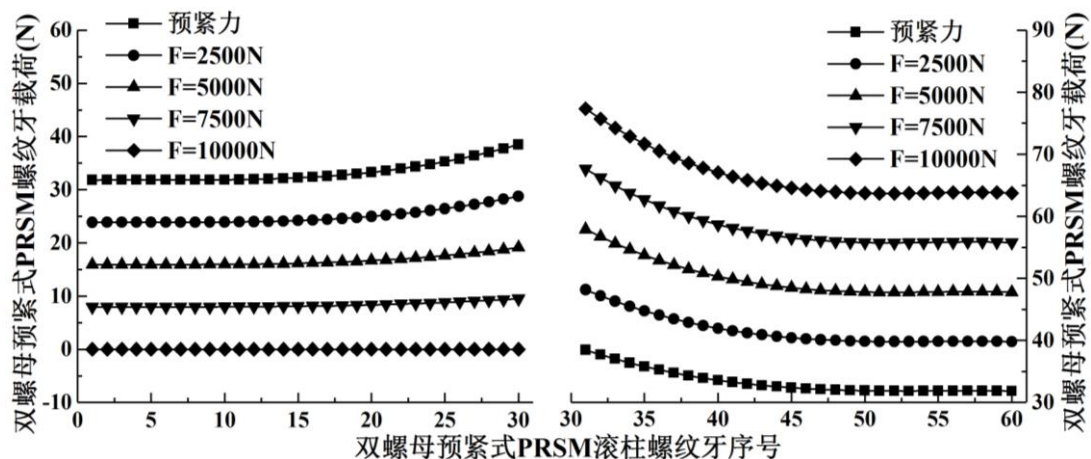


图 5-10 预紧力释放过程-压力-螺母侧

基于本章所建计算模型对轴向载荷分别为 2500N, 5000N, 7500N 及 10000N 时双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷变化进行分析, 结果如图 5-10 及 5-11 所示。

图 5-10 所示为双螺母法兰式预紧 PRSM 承受压力时滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布, 由图可知随着轴向载荷的增大, 双螺母 PRSM 左螺母与滚柱之间的预紧力逐渐释放, 当轴向载荷达到 10000N 时, 左螺母预紧力完全释放, 螺纹牙载荷均为 0。同时, 右螺母螺纹牙载荷逐渐增大, 其螺纹牙载荷包含初始预紧力及承担轴向载荷的螺纹牙载荷。

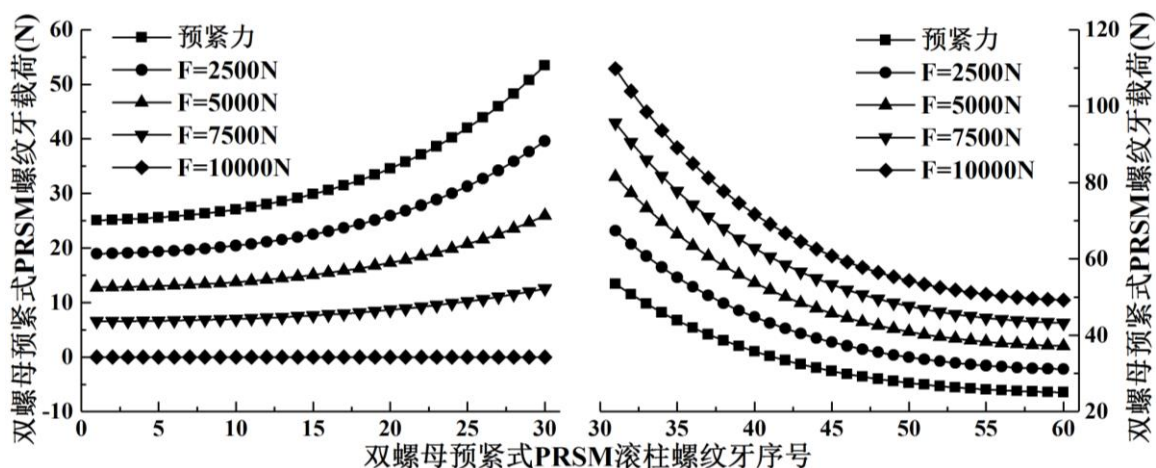


图 5-11 预紧力释放过程-压力-丝杠侧

图 5-11 所示为双螺母法兰式预紧 PRSM 承受压力时滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷分布, 由图可知随着双螺母 PRSM 左螺母与滚柱之间的预紧力逐渐释放, 滚柱丝杠接触侧左端螺纹牙载荷逐渐降低, 当轴向载荷达到 10000N 时, 左螺母预紧力完全释放, 滚柱丝杠接触左端螺纹牙载荷均为 0。同时, 丝杠与滚柱右端螺纹牙载荷逐渐增大。

5.4.3 轴向载荷下双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布

双螺母法兰式预紧 PRSM 在工作时, 当轴向载荷小于预紧力释放载荷时, 轴向载荷由未被释放一侧的螺母完全承担。当轴向载荷大于预紧力释放载荷后, 双螺母均会承担负载, 而双螺母承担轴向载荷的比例由双螺母法兰式预紧 PRSM 所受载荷状态及预紧力施加弹性元件刚度等决定。

当双螺母法兰式预紧 PRSM 螺母承受拉力时, 其预紧力释放载荷为 8776N, 而当右螺母预紧力被完全释放后, 随后继续施加的轴向载荷部分, 将由两个螺母同时承受, 此时左右螺母与滚柱螺纹牙的接触侧均为右侧, 且滚柱与丝杠全部螺纹牙接触均在左侧。由于 PRSM 承受拉力, 因此两螺母间的载荷通过预紧力施加螺栓组传递。由式(5-2)可知, 当轴向载荷大于 8776N 后, 增加的轴向载荷由左螺母承担 31%, 右螺母承担 69%。分别计算轴向载荷为 8776N、20000N、30000N 及 40000N 时双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布, 结果如图 5-12 及 5-13 所示。

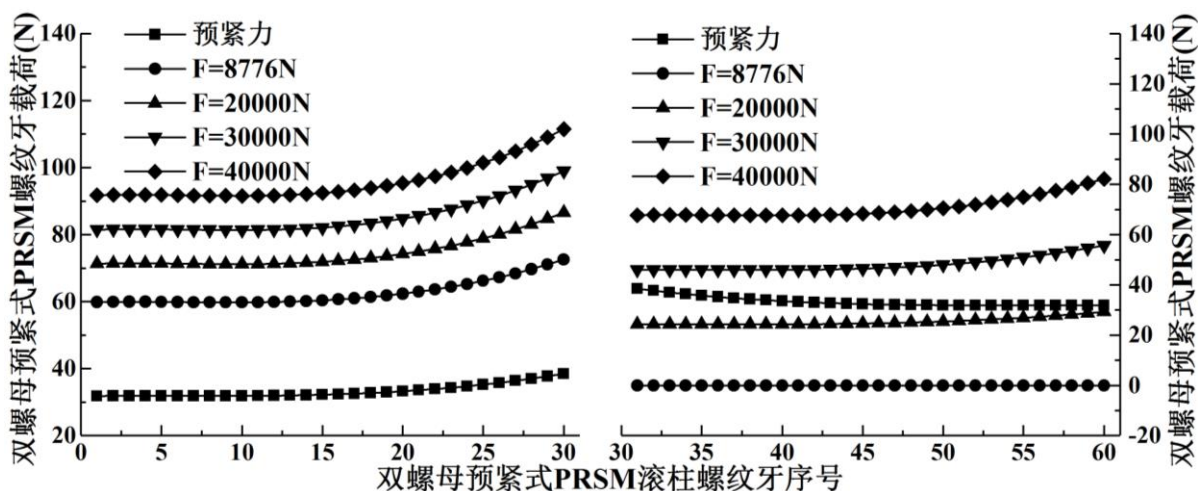


图 5-12 轴向载荷下螺纹牙载荷分布-拉力-螺母侧

图 5-12 所示为双螺母法兰式预紧 PRSM 在承受拉伸轴向载荷时滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布。由图可见当轴向载荷从 0N 增加至 8776N 时，双螺母法兰式预紧 PRSM 右螺母预紧力完全释放，螺纹牙载荷全部为 0N。当载荷进一步增大后，右螺母也开始承担轴向载荷，与仅存在预紧力时的螺纹牙载荷分布规律相反，载荷大于 8776N 后，右螺母螺纹牙载荷呈现从左侧到右侧逐渐增大的规律，当轴向载荷达到 40000N 时，螺纹牙载荷区间为[67.7N, 82.1N]。对于左螺母，随着轴向载荷的增大，螺纹牙载荷在初始预紧力引起的螺纹牙载荷的基础上进一步增大，载荷分布呈现从左侧到右侧逐渐增大的规律，当轴向载荷达到 40000N 时，左螺母螺纹牙载荷区间为[91.6, 111.4]。

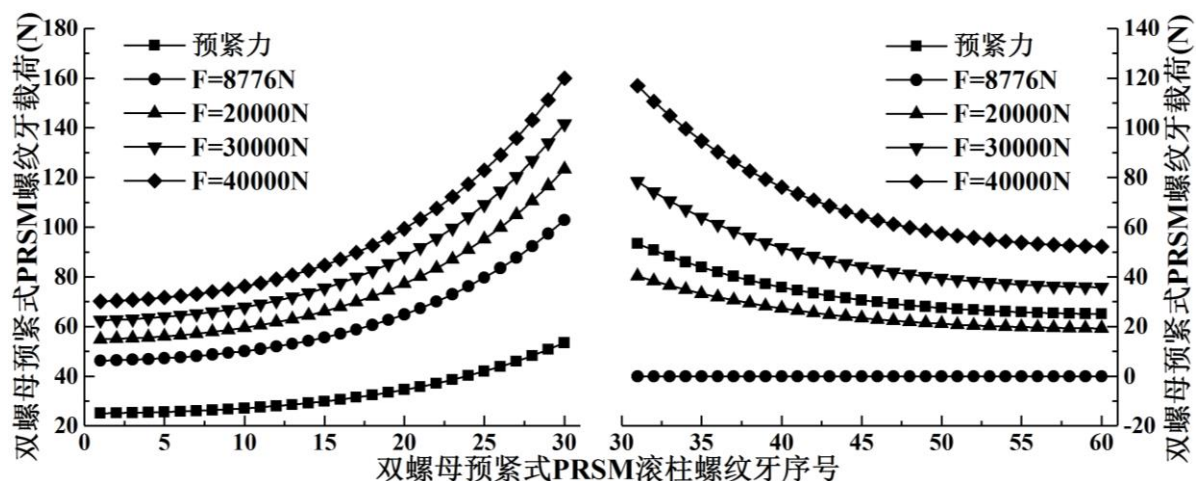


图 5-13 轴向载荷下螺纹牙载荷分布-拉力-丝杠侧

图 5-13 所示为双螺母法兰式预紧 PRSM 在承受拉伸轴向载荷时滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷分布。由图可见当轴向载荷从 0N 增加至 40000N 的过程中，滚柱丝杠接触侧左端螺纹牙载荷在原有预紧力的基础上进一步增大，当载荷为 40000N 时，其螺纹牙载荷区间为[70.1N, 159.9N]。对于滚柱丝杠接触侧右端，在载荷从 0~8776N 的过程中，预紧力逐渐被释放，当载荷为 8776N 时，预紧力完全释放，此时螺纹牙载荷均为 0N。轴

向载荷进一步增大后,丝杠滚柱接触侧右端也将承受载荷,其规律与预紧力下螺纹牙载荷相同,呈现从左到右依次螺纹牙降低的规律,当载荷为 40000N 时,其螺纹牙载荷区间为[52.1N, 116.8N]。

当双螺母法兰式预紧 PRSM 螺母承受压力时,其预紧力释放载荷为 10000N,当左螺母预紧力被完全释放后,随后继续施加的轴向载荷部分,将由两个螺母同时承受。由于 PRSM 承受压力,因此两螺母间的载荷通过预紧力施加弹性元件传递。由式(5-2)可知,当轴向载荷大于 10000N 后,增加的轴向载荷由左螺母承担 33.3%,右螺母承担 66.7%。分别计算轴向载荷为 10000N、20000N、30000N 及 40000N 时双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布,结果如图 5-14 及 5-15 所示。

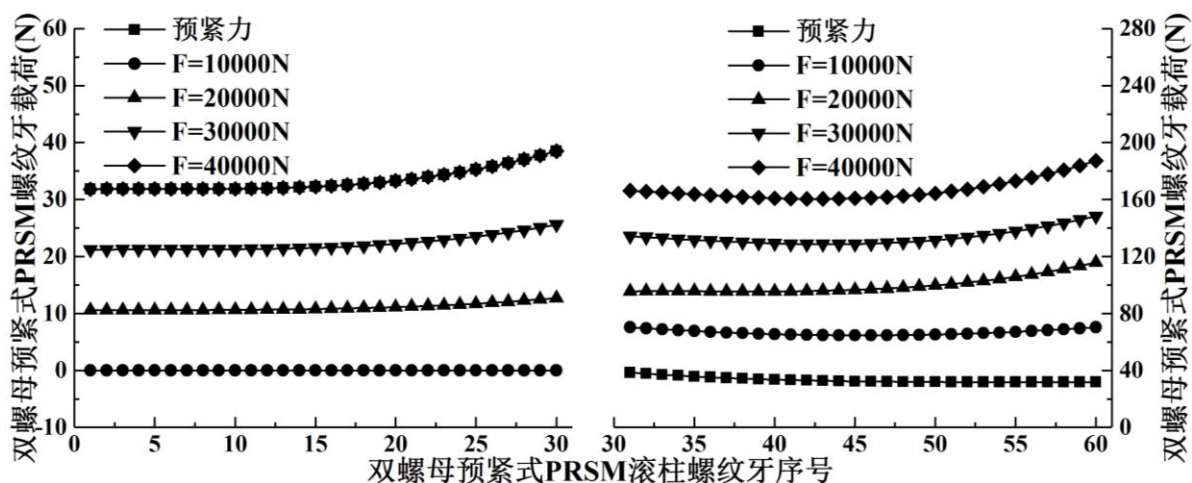


图 5-14 轴向载荷下螺纹牙载荷分布-压力-螺母侧

图 5-14 所示为双螺母法兰式预紧 PRSM 在轴向载荷为压力时滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布。由图可见当轴向载荷从 0N 增加至 40000N 的过程中,双螺母法兰式预紧 PRSM 左螺母预紧力在轴向载荷为 10000N 时释放,之后左螺母螺纹牙也承担轴向载荷,但其所承担的载荷较小。当载荷为 40000N 时,左螺母螺纹牙载荷区间为[31.8N, 38.5N]。右螺母螺纹牙载荷较大,当载荷为 40000N 时,右螺母螺纹牙载荷区间为[160.4N, 187.1N],并且随着轴向载荷的增加,右螺母螺纹牙载荷规律从仅有预紧力时的单调降低变为先减小后增大。

图 5-15 所示为双螺母法兰式预紧 PRSM 在轴向载荷为压力时滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷分布。由图可见当轴向载荷从 0N 增加至 40000N 的过程中,滚柱丝杠接触侧右端螺纹牙载荷在原有预紧力的基础上进一步增大,当载荷为 40000N 时,其螺纹牙载荷区间为[96.8N, 224.9N]。对于滚柱丝杠接触侧左端,在载荷从 0~10000N 的过程中,预紧力逐渐被释放,当载荷为 10000N 时,预紧力完全释放,此时螺纹牙载荷均为 0N。轴向载荷进一步增大后,丝杠滚柱接触侧左端也将承受载荷,并且其规律与预紧力下螺纹牙载荷相反,呈现从左到右依次螺纹牙降低的规律。

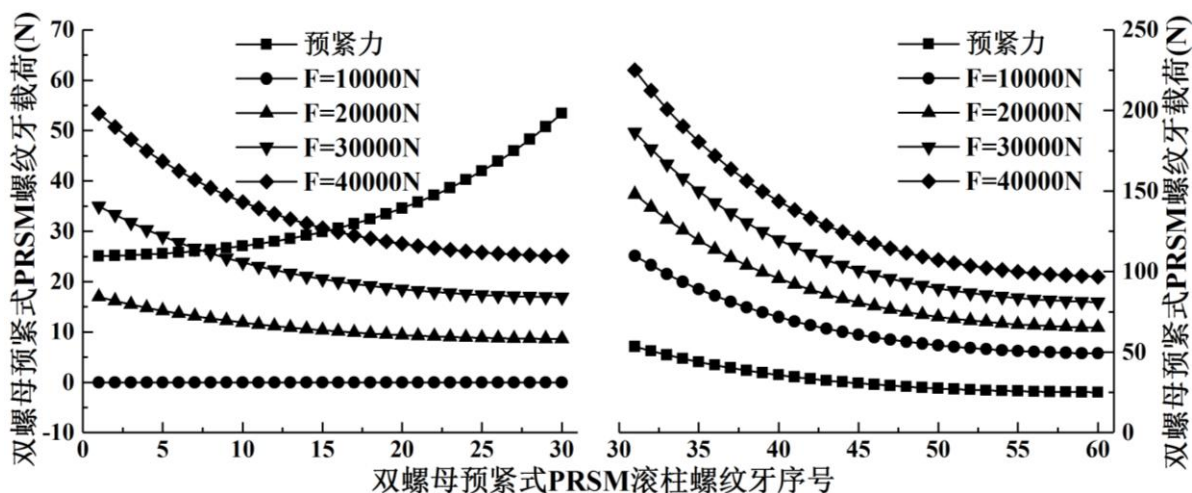


图 5-15 轴向载荷下螺纹牙载荷分布-压力-丝杠侧

通过上述计算可知,在选择预紧力弹性元件及连接螺栓组时,其刚度选择会影响轴向载荷下两螺母所承担轴向载荷的比例。

5.5 小结

本章基于第二章所建 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型,结合双螺母法兰式预紧 PRSM 结构特点及其承载原理,研究了弹性元件刚度影响下双螺母法兰预紧式 PRSM 轴向载荷在双螺母间的分配,建立了双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型。基于所建立计算模型,研究了预紧力下双螺母 PRSM 螺纹牙载荷分布、轴向载荷下双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布及其预紧力释放过程。小结如下:

1. 双螺母法兰式预紧 PRSM 由于引入了弹性元件及预紧力施加螺栓组,其承螺纹牙分布特性与单螺母 PRSM 存在一定不同,其安装方式、受力状态、结构参数、材料参数、弹性元件刚度及预紧力施加螺栓组刚度共同决定其螺纹牙载荷分布规律,并且弹性元件刚度与预紧力施加螺栓组刚度对其载荷分布规律的影响更为关键。

2. 双螺母法兰式预紧 PRSM 在轴向载荷作用下,一侧螺母的预紧力将在特定轴向载荷下释放。使预紧力释放的轴向载荷的值由 PRSM 螺母轴段刚度、预紧力弹性元件及预紧力施加螺栓组等共同决定,并且在受力状态发生改变时,使预紧力完全释放的轴向载荷值也将不同。

3. 双螺母法兰式预紧 PRSM 承受轴向载荷后,根据轴向载荷拉伸与压缩的不同,某一侧双螺母将开始预紧力释放过程,在预紧力完全释放之前,轴向载荷完全由另一侧螺母承担。预紧力释放之后,轴向载荷将由两侧螺母分担,当 PRSM 螺母承受拉力时,两螺母承载比例由预紧力施加螺栓组刚度决定,当 PRSM 螺母承受压力时,两螺母承载比例由弹性元件刚度决定。

第六章 螺距误差对螺纹牙载荷分布影响实验研究

6.1 概述

行星滚柱丝杠副 (Planetary Roller Screw Mechanism, PRSM) 由于其接触点多及无需滚动体返回装置等特点, 具有承载能力大、寿命长及环境适应性好等优点。然而, PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象限制了其承载能力进一步的提升。目前, 已有较多关于 PRSM 螺纹牙载荷分布的理论研究, 而对其实验研究, 目前鲜见公开报道。对于螺纹联接的螺纹牙载荷分布实验研究, 目前最为典型的方法是光弹性实验法^[108]。光弹性实验是指将全息照相和光弹性法相结合而发展起来的一种实验应力分析方法^[136]。Kenny 等早在 1985 年已通过光弹性试验法证实了米制螺纹联接中螺纹牙载荷分布不均现象, 证实了通过螺母变形来推算螺纹联接中螺纹牙载荷分布是不可靠的, 并将已有分析模型与实验结果进行对比^[104]。PRSM 结构复杂, 并且其螺纹牙载荷分布受较多因素影响, 因此在目前理论研究基础下, 通过光弹性实验法进行 PRSM 螺纹牙载荷分布实验研究存在较大难度。另外, 由于 PRSM 结构复杂, 在传动与承载过程中滚柱与丝杠间存在轴向及周向相对运动及螺纹牙啮合, 滚柱与螺母存在周向相对运动及螺纹牙啮合, 因此通过应变片测试 PRSM 螺纹牙载荷下应力, 进而对 PRSM 螺纹牙载荷分布进行实验的方案亦有较大困难。因此, 本章将对 PRSM 螺距误差下螺纹牙载荷分布进行实验测试, 通过一种间接方式验证螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响。

基于第三章研究, 可知以螺距误差为主的 PRSM 螺纹牙加工误差对其螺纹牙载荷分布具有较大影响。然而, 实验测试过程中, PRSM 螺纹牙载荷难以测得, 而根据磨损理论可知, 在 PRSM 实验样件材料一致、螺纹牙表面形貌一致, 及 PRSM 带载运行时润滑状态一致、运行状态一致的前提下, PRSM 螺纹牙接触表面磨损深度与其螺纹牙载荷大小直接相关^[137,138], 因此本章将通过 PRSM 在承载运行后螺纹牙接触面磨损深度反映螺纹牙载荷的大小, 通过对比螺距误差与螺纹牙磨损深度间的关系, 验证 PRSM 螺距误差对螺纹牙载荷分布的影响。

6.2 PRSM 实验样件研制

为验证螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响, 基于第三章表 3-1 中参数, 设计并加工行星滚柱丝杠副 2 套。为使两套 PRSM 实验样件具有相同的测试条件, 其螺纹零件选材相同, 丝杠、滚柱及螺母均采用轴承钢 GCr15, 并在加工过程中对三类螺纹零件螺纹牙给出相同的表面加工要求。为使得两套 PRSM 实验样件具有不同的螺距误差, 样机分别由两个不同的加工单位进行生产。通过上述方法, 确保两套 PRSM 实验样件螺距误差为影响螺纹牙载荷分布的主要因素。PRSM 实验样件如图 6-1 所示。

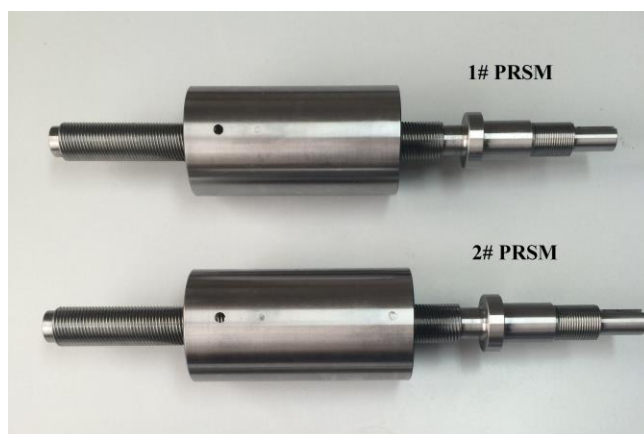


图 6-1 PRSM 实验样件

6.3 PRSM 综合性能实验台

根据项目研究需求，实验室自主设计并研发了行星滚柱丝杠副综合性能实验台，可用于本章对 PRSM 实验样件进行承载运行实验。PRSM 综合性能实验台如图 6-2 所示。



图 6-2 PRSM 综合性能实验台

PRSM 综合性能实验台由配电系统、数据采集系统、实验台体系统、驱动系统及操作台等组成。配电系统包括变压器、稳压装置、交流互感器、过流保护模块等单元，可提供额定 30kW、峰值 75kW 的功率输出，满足试验台满载测试需求。数据采集系统主要由 NI 高速数据采集卡、PXI 机箱、信号调理电路等组成，采样速率可达 250MS/s。在实验中，可实时采集拉压力、位移、温度及开关量等信号。驱动系统主要由电机集成驱动控制器构成，可实现对加载电动缸和被测电机的双通道伺服控制，具有扭矩闭环、角度闭环和速度闭环功能，满足试验平台各种测试工况的需求。操作平台主要由工控机、显示装置构成，为操作人员提供良好的人机界面，可完成系统启停、指令下达、信号输入、状态切换、急停等功能。

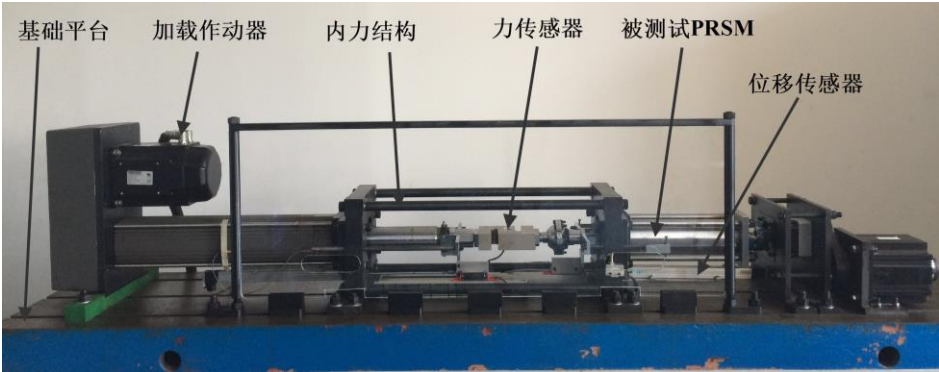


图 6-3 PRSM 综合性能实验台台体部分示意图

PRSM 综合性能实验台台体部分主要由基础平台、加载机电作动器、内力结构、力传感器、位移传感器与被测试 PRSM 等组成，如图 6-3 所示。

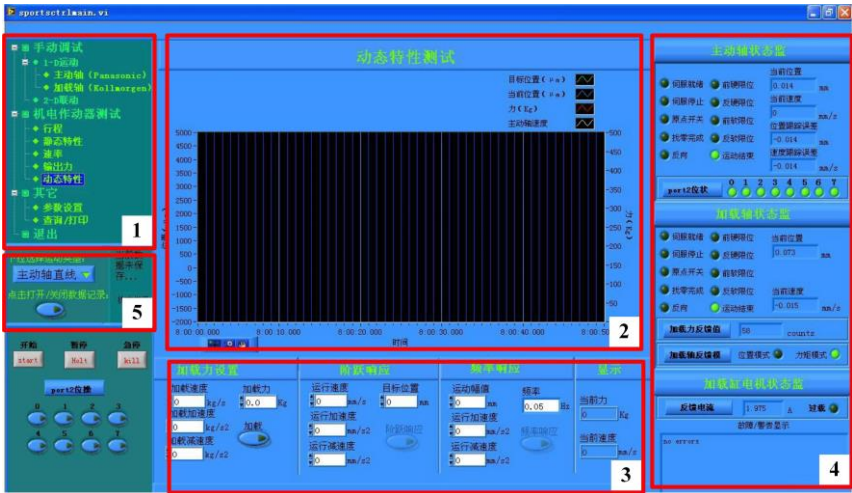


图 6-4 PRSM 综合性能实验台上位机界面

PRSM 综合性能实验台上位机软件界面如图 6-4 所示，软件主要分为 1-功能选择、2-运动监测、3-运动控制、4-状态监视、5-数据保存五个主要区域。其中，功能选择区可对实验台测试功能进行选择，可选择对 PRSM 加载与无载两种状态下的测试。运动监测区可以显示测试过程中速度、位移、加载力等参数的曲线，以供操作者实时掌握实验状态。运动控制区是在主要实验功能确定后，对加载力、运动速度及加速度等参数设置并对运动状态进行控制的区域。状态监视区用于显示继电器、限位开关等硬件状态。数据保存区用于对实验数据进行保存，包括保存开始与停止及数据类型选择功能。

6.4 螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布影响的实验研究

6.4.1 PRSM 螺纹加工误差测试

对 PRSM 实验样件丝杠、滚柱及螺母螺纹加工误差进行测试，误差类型主要包括螺距误差、牙型角误差、滚柱牙型轮廓半径误差，并且通过螺距误差结果，可以对 PRSM 丝杠及螺母的多头螺纹分头误差有定性的了解。采用日本三丰公司（Mitutoyo）轮廓仪

进行 PRSM 螺纹加工误差测试，其测试精度为 $\pm 0.2\mu\text{m}$ ，测试所用轮廓仪如图 6-5 所示。



图 6-5 PRSM 螺纹牙测试用轮廓仪

图 6-6 为正在进行螺纹加工误差测试的滚柱，将滚柱装夹于轮廓仪工装上，并确保滚柱轴线与轮廓仪测头移动方向位于同一平面内。通过调整，实现轮廓仪测头与滚柱轴线的对齐，并开始测量。测试数据将通过上位机显示，通过对上位机界面中的轮廓进行进一步的处理，实现对螺纹螺距误差及牙型半角误差等的测试。



图 6-6 滚柱螺纹加工误差测试

1. 螺距误差测试

对两套 PRSM 实验样件中丝杠、滚柱及螺母的螺距误差进行测试。首先对丝杠相邻螺纹牙及同一条螺旋线的螺距误差进行测试，测试结果如图 6-7 与图 6-8 所示。

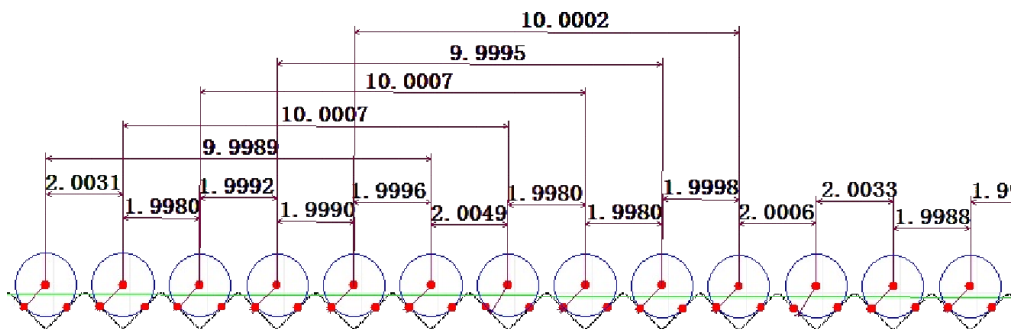


图 6-7 1#PRSM 丝杠螺距误差测试结果

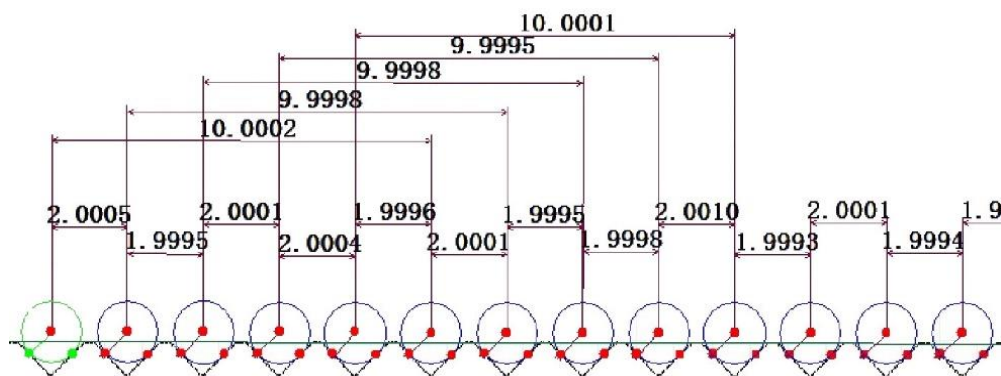


图 6-8 2#PRSM 丝杠螺距误差测试结果

由图 6-7 可知, 1# PRSM 丝杠相邻螺纹牙的螺距误差较大, 其第 1、6 及 11 个螺纹牙的螺距误差分别为 3.1 、 4.9 及 $3.3\mu\text{m}$ 。然而, 对于同一条螺旋线上螺纹牙的螺距 (即导程) 误差均小于 $1\mu\text{m}$, 明显优于相邻螺纹牙螺距误差。由于丝杠为 5 头螺纹, 同一条螺旋线上螺距误差小, 而相邻螺纹牙间螺距误差大, 说明丝杠的多头螺纹分头误差较大, 带来了较大的等效螺距误差。由图 6-8 可知, 2# PRSM 丝杠相邻螺纹牙及同一条螺旋线上螺纹牙的螺距误差均小于 $1\mu\text{m}$ 。显然, 2# PRSM 丝杠螺距误差低于 1# PRSM 丝杠螺距误差。

对两套 PRSM 实验样件滚柱螺纹螺距误差进行测试, 测试结果如图 6-9 与图 6-10 所示。

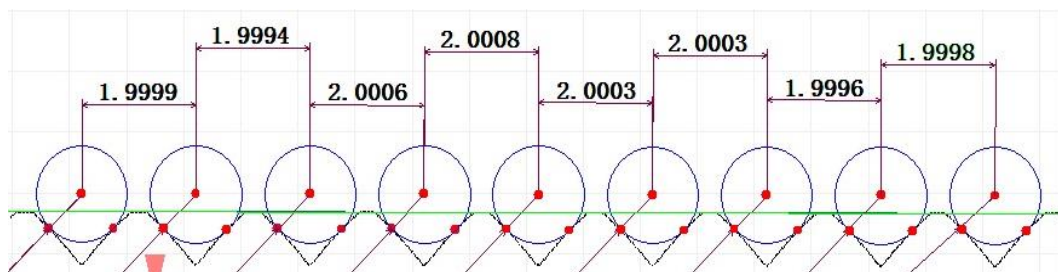


图 6-9 1#PRSM 滚柱螺距误差测试结果

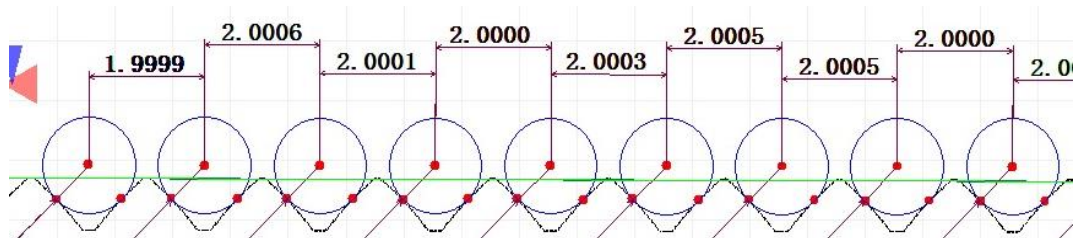


图 6-10 2#PRSM 滚柱螺距误差测试结果

由图 6-9 可知, 1# PRSM 滚柱螺纹螺距误差均小于 $1\mu\text{m}$, 其最大误差为 $0.8\mu\text{m}$ 。由图 6-10 可知, 2# PRSM 滚柱螺纹螺距误差也均小于 $1\mu\text{m}$, 其最大误差为 $0.6\mu\text{m}$ 。显然, 两套 PRSM 实验样件的滚柱螺距误差均较小, 而 2# PRSM 滚柱螺距误差比 1# PRSM 滚柱略小。

对两套 PRSM 实验样件螺母螺纹牙螺距误差进行测试,测试结果如图 6-11 与图 6-12 所示。

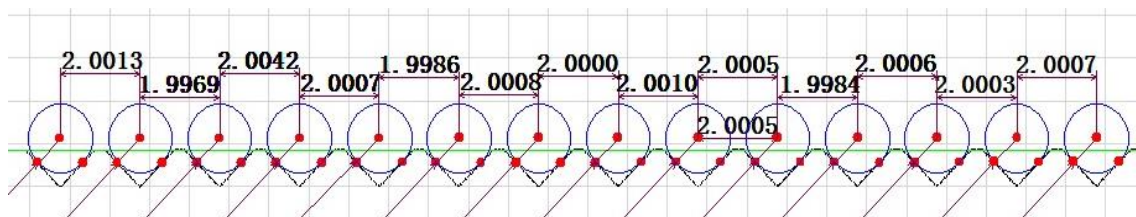


图 6-11 1#PRSM 螺母螺距误差测试结果

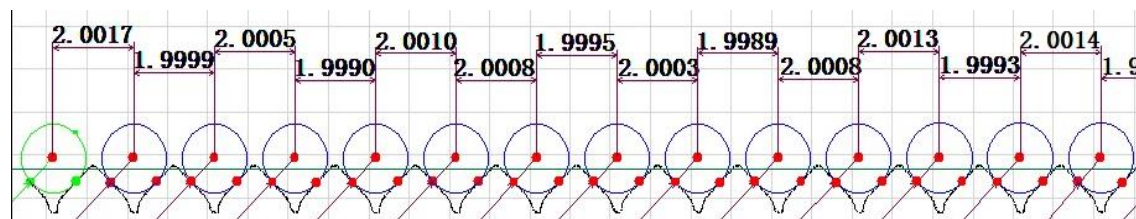


图 6-12 2#PRSM 螺母螺距误差测试结果

由图 6-11 与图 6-12 可知, 1# PRSM 螺母螺纹其最大螺距误差为 $4.2\mu\text{m}$, 2# PRSM 滚柱螺纹最大螺距误差为 $1.7\mu\text{m}$ 。显然, 两套 PRSM 实验样件的螺母螺距误差较滚柱螺距误差大, 而与 1# PRSM 丝杠螺距误差相比则较小。

对测试所得 PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺距误差进行统计学分析, 样本容量为 12, 分析结果如表 6-1 所示。通过对统计分析, 所得各零件螺距误差期望值, 及所测的螺距误差的平均值, 所得方差值, 表示其螺距误差的波动情况。通过对所得方差进行对比, 可知 1# PRSM 丝杠螺距误差方差值为 $4.781\mu\text{m}^2$, 因此其螺距误差波动最大, 而 1# PRSM 滚柱及螺母螺距误差波动较小。2# PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺距误差均小于 1# PRSM 对应零件。

表 6-1 PRSM 螺距误差测试统计分析结果 (样本容量: 12)

PRSM	零件	螺距 (mm)	期望 (μ) (μm)	方差 (σ) (μm^2)	螺距误差区间 (μm)
1#	丝杠	2	0.02	4.781	[4.9, -2]
	滚柱	2	0.47	0.898	[0.9, -0.3]
	螺母	2	0.27	1.218	[4.2, -0.7]
2#	丝杠	2	-0.02	0.262	[1, -0.7]
	滚柱	2	-0.24	0.666	[0.7, -0.4]
	螺母	2	0.51	0.859	[1.7, -0.5]

2. 牙型角误差

对 2 套 PRSM 实验样件丝杠、滚柱及螺母螺纹牙的牙型角误差进行采样测试。首先

对 1# PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺纹牙型半角误差进行测试, 如图 6-13 所示, 通过连接两侧螺纹牙轮廓相切圆圆心与其切点, 得到两条直线, 则两条直线与竖直方向的夹角即为相切圆两侧螺纹牙的牙型半角。

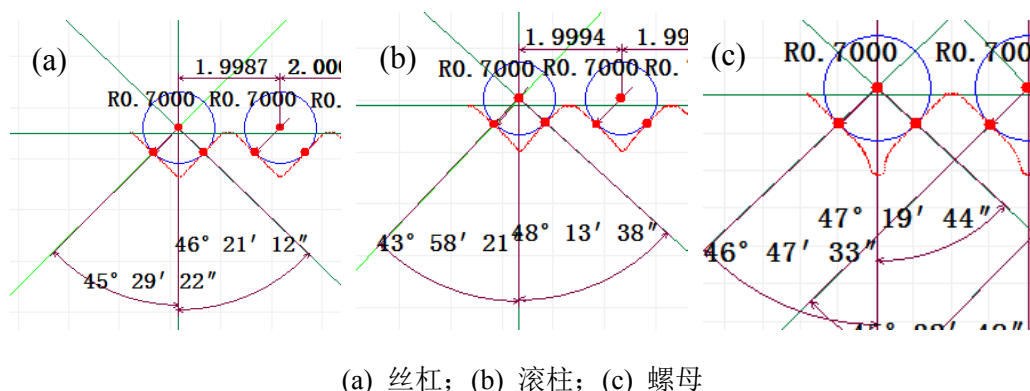


图 6-13 1# PRSM 螺纹牙型半角误差

由图 6-13 可知, 1# PRSM 丝杠螺纹牙型半角误差分别为 $29'22''$ 及 $1^{\circ}21'12''$, 滚柱螺纹牙型半角误差分别为 $-1^{\circ}1'39''$ 及 $3^{\circ}13'38''$, 螺母螺纹牙型半角误差分别为 $1^{\circ}47'33''$ 及 $2^{\circ}19'44''$ 。

对 2# PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺纹牙型半角误差进行测试, 结果如图 6-14 所示。

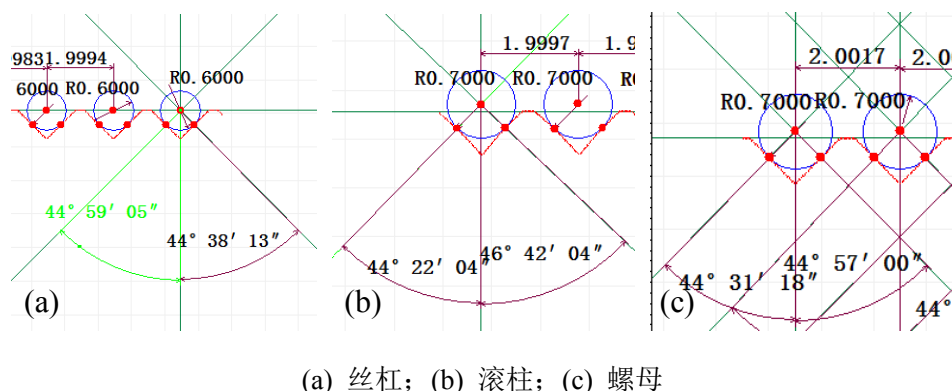


图 6-14 2# PRSM 螺纹牙型半角误差

由图 6-14 可知, 2# PRSM 丝杠螺纹牙型半角误差分别为 $-55''$ 及 $-21'47''$, 滚柱螺纹牙型半角误差分别为 $-37'56''$ 及 $1^{\circ}42'04''$, 螺母螺纹牙型半角误差分别为 $-28'42''$ 及 $-3'$ 。

通过对比可以可知, 除 1# PRSM 滚柱与螺母右侧牙型半角误差, 1# PRSM 与 2# PRSM 螺纹牙型半角误差均小于 2° , 基本认为 2 套 PRSM 实验样件牙型角误差量级相同, 忽略其对 2 套实验样件螺纹牙载荷分布的影响作用。

3. 滚柱牙型圆弧轮廓半径

对两套 PRSM 实验样件滚柱螺纹牙型圆弧轮廓半径进行采样测试, 结果如图 6-15 与图 6-16 所示。

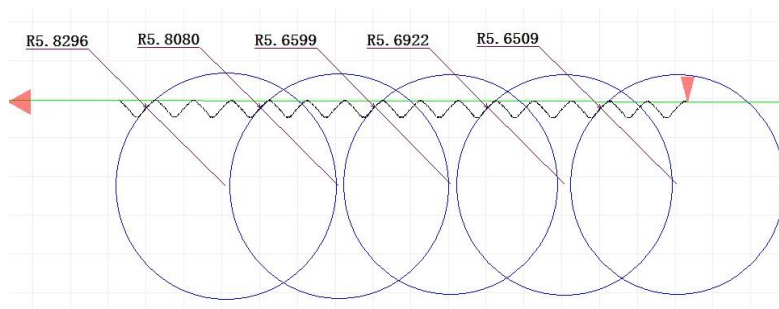


图 6-15 1#PRSM 滚柱螺纹牙型圆弧轮廓测试结果

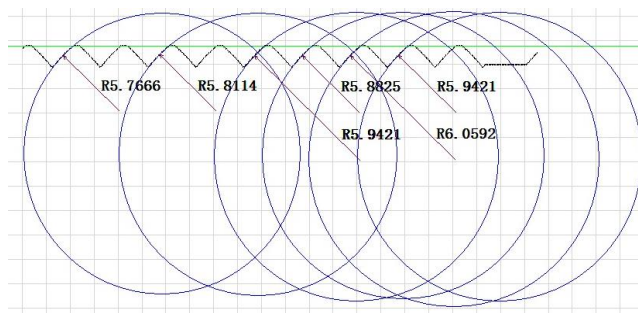


图 6-16 2#PRSM 滚柱螺纹牙型圆弧轮廓测试结果

根据表 3-1 中 PRSM 结构参数计算可知 PRSM 实验样件滚柱圆弧半径 $R=5.657\text{mm}$ 。由图 6-15 可知, 1# PRSM 滚柱螺纹牙型圆弧半径测量值最大为 5.8296mm , 最小值为 5.6509mm 。由图 6-16 可知, 2# PRSM 滚柱螺纹牙型圆弧半径测量值最大为 6.0592mm , 最小值为 5.7666mm 。显然, 2 套 PRSM 样件滚柱螺纹牙型圆弧半径最大误差为 0.4083mm 。基于本文已有研究可知, PRSM 螺纹牙载荷分布主要由丝杠、滚柱及螺母螺纹轴段刚度决定, 因此本章实验研究中, 忽略滚柱牙型圆弧半径误差对螺纹牙载荷分布的影响。

通过上述对两套 PRSM 实验样件螺距误差、螺纹牙型半角误差及滚柱螺纹牙型圆弧半径的测试, 可知两套 PRSM 实验样件的螺距误差存在较大差异, 特别是 1# PRSM 丝杠的多头螺纹分度精度较差而带来较大的等效螺距误差, 因此其螺距误差波动明显大于 1# PRSM 滚柱与螺距, 以及 2# PRSM 丝杠、滚柱及螺母。基于第三章加工误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响可知, 螺距误差体现了多头螺纹分头误差及牙型角误差等, 均将影响螺距误差, 本章所测得的螺距误差是在多种误差共同作用下的综合螺距误差。对于螺纹牙型半角误差及滚柱螺纹牙型圆弧轮廓误差, 1# PRSM 与 2# PRSM 之间差异相对较小。因此, 两套 PRSM 实验样件螺纹加工误差满足本章所进行的螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布影响的实验研究。

4. 基于实测误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算

将测试所得螺距误差代入本文第二章所建立的考虑误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型, 进行计算得到 PRSM 螺纹牙载荷分布如表 6-2 所示, 计算结果将用于后续与

螺纹牙接触侧磨损深度测试值进行对比。

表 6-2 基于实测螺距误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算结果 （单位：N）

螺纹牙序号		1	2	3	4	5	6
PRSM							
1#	丝杠侧	196.07	163.84	148.35	133.46	126.06	203.39
	螺母侧	156.41	160.62	156.08	158.56	160.24	180.92
2#	丝杠侧	187.21	164.97	169.24	181.31	175.24	177.06
	螺母侧	181.07	184.42	178.05	165.94	157.95	159.89

续表 6-2 基于实测螺距误差的 PRSM 螺纹牙载荷分布计算结果 （单位：N）

螺纹牙序号		7	8	9	10	11	12
PRSM							
1#	丝杠侧	179.21	143.15	146.11	155.13	209.75	195.43
	螺母侧	172.15	178.32	175.79	179.44	179.36	142.04
2#	丝杠侧	160.79	152.32	165.78	158.31	155.66	152.05
	螺母侧	158.99	160.16	161.49	162.97	165.58	163.43

以本文表 3-1 中所给参数 PRSM 螺纹牙载荷分布及其在牙型参数匹配设计后的载荷分布为参照，选定区间[0.85, 1.15]为载荷分布不均系数可接受范围。在表 6-2 中，螺纹牙载荷超出该区间的，通过加粗字体显示。1# PRSM 滚柱丝杠接触侧第 1、6 及 11 个螺纹牙载荷分别为 196.07N、203.39N 及 209.75N，远大于螺纹牙平均载荷，而第 4 及 5 个螺纹牙载荷分别为 133.46N 及 126.06N，远小于螺纹牙平均载荷。事实上，PRSM 螺纹牙载荷的波动是丝杠、滚柱及螺母螺纹牙螺距误差综合作用影响而导致的，然而由于 1# PRSM 丝杠螺纹螺距误差远大于其滚柱及螺母螺纹螺距误差，因此 1# PRSM 滚柱螺母接触侧螺纹牙载荷分布有明显波动。总体来看，2# PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺纹牙误差均较小，由表 6-1 可知，其统计学分析方差值最大为 0.859μm²，因此其波动较小，进而 2# PRSM 螺纹牙载荷分布较为平缓，其螺纹牙载荷分布不均系数在[0.85, 1.15]的区间内。显然，在本节测试所得螺纹螺距误差影响下，2# PRSM 螺纹牙载荷分布优于 1# PRSM 螺纹牙载荷分布。

6.4.2 PRSM 带载运行

对 2 套 PRSM 实验样件的螺纹牙加工误差测试完成后，将其正确装配并通过润滑脂润滑，对其进行带载运行。为确保 2 套 PRSM 实验样件的测试条件一致，需严格控制实验样件装配流程与装配精度，同时确保其在 PRSM 综合性能实验台的安装、调试及运行条件一致，排除可能导致 2 套 PRSM 实验样件螺纹牙载荷分布差异的测试条件。

通过图 6-2 所示 PRSM 综合性能试验台分别对两套 PRSM 实验样件进行带载运行，在轴向载荷为 50kN 下按正弦曲线进行往复直线运动。由于 PRSM 传动时，滚柱在丝杠与螺母间进行自转与公转，滚柱与丝杠螺纹牙啮合状态不断变化，为合理提取螺距误差对螺纹牙载荷分布的影响，被测试 PRSM 以幅值为 1.25mm（对应丝杠转角位 $\pm 45^\circ$ ）运动，带载运行时间为 20 小时。通过上位机软件导出的 PRSM 运行曲线如图 6-17 所示。图中绿色曲线表示 PRSM 输出的理论位置，蓝色曲线表示 PRSM 实际输出位置，可以看出其相位略滞后与理论位置。图中红色曲线表示 PRSM 实验样件所受载荷曲线，由于 PRSM 运行过程中，螺母输出端的运动为往复直线运动，因此，PRSM 载荷由一定波动，由图可知，PRSM 轴向载荷在 40kN~60kN 之间波动。黑色曲线表示 PRSM 实验样件的输出速度，其运行最大速度为 1.5mm/s。

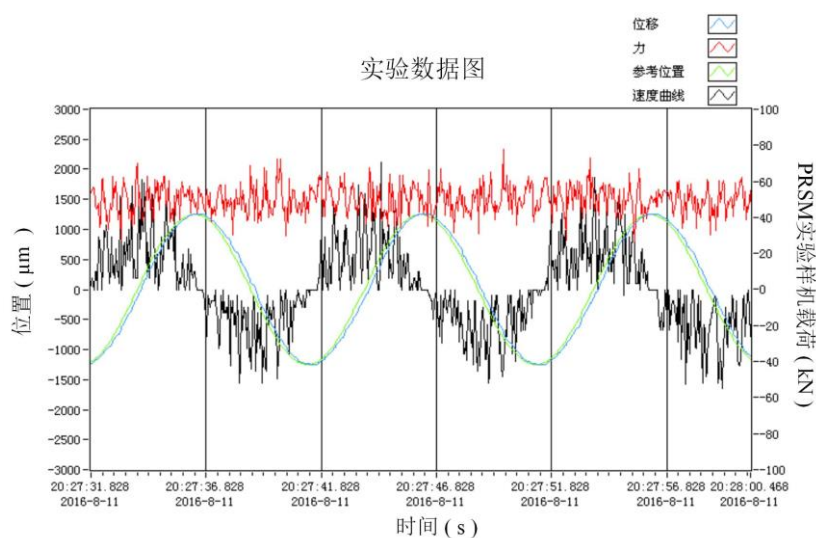


图 6-17 PRSM 带载运行曲线图

6.4.3 PRSM 螺纹牙表面形貌测试

对 PRSM 实验样件完成带载运行后，将其丝杠、滚柱及螺母在 1.25mm 幅值对应的部分制成试样，以便对螺纹牙接触侧进行表面形貌测试。



图 6-18 三维表面光学干涉仪（WYKO NT1100）

表 6-3 表面形貌测量参数设置

放大倍数	10
测量模式	垂直扫描干涉测量 (VSI)
采样间隔	811.95nm
采样点数	736×480

采用如图 6-18 所示 WYKO NT1100 三维表面光学干涉仪进行螺纹牙表面形貌测试，测试参数如表 6-3 所示。采用垂直扫描干涉测量对 PRSM 螺纹牙表面形貌进行测试，放大倍数为 10 倍，采样间隔 811.95nm，采样点数为 736×480，因此其测试结果范围为 597×389μm²。在该参数设置下，其扫描区域将覆盖约半个螺纹牙高的范围，因此可以确保丝杠、滚柱及螺母螺纹牙啮合位置位于扫描区域内。

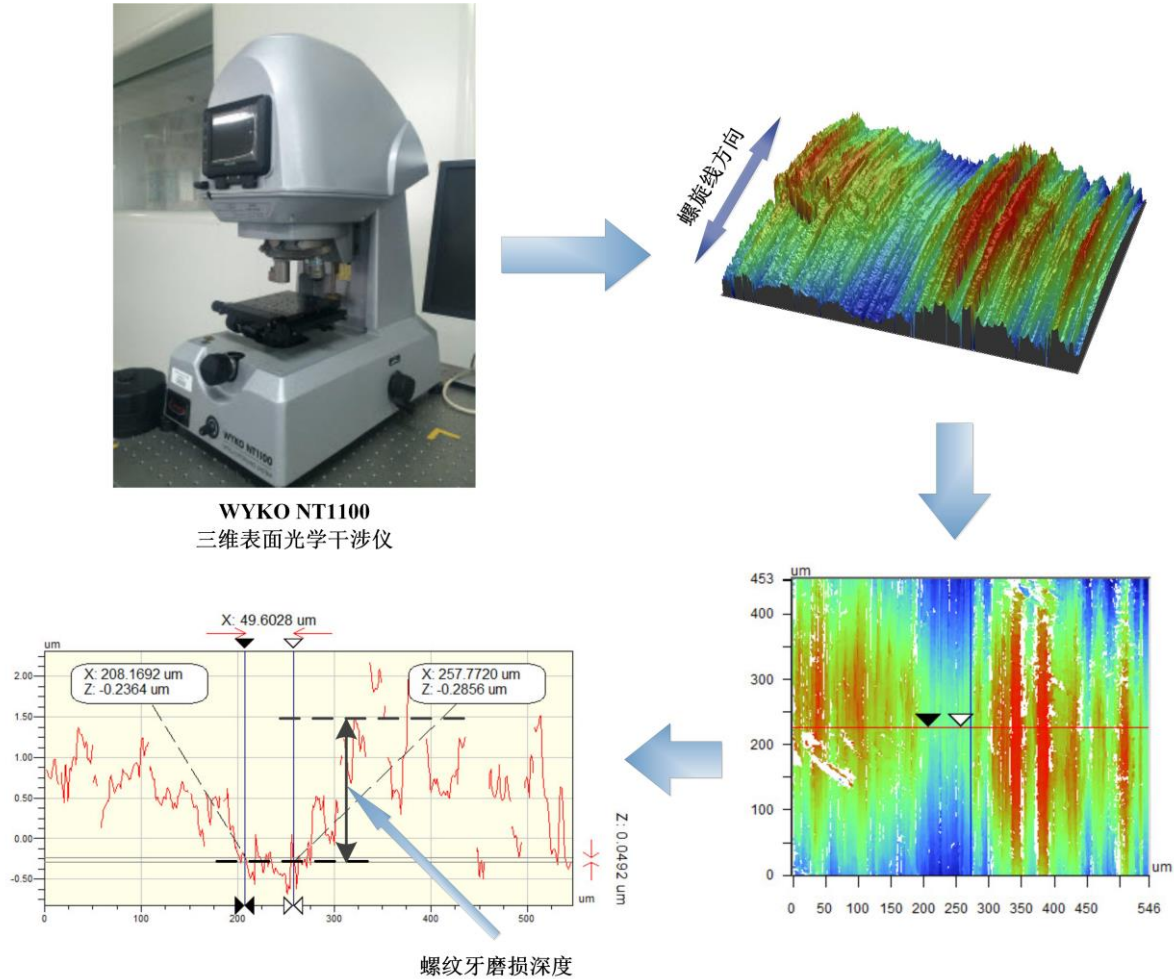


图 6-19 PRSM 螺纹牙表面形貌及磨损深度测试流程

图 6-19 中给出通过 PRSM 螺纹牙表面形貌测试结果得到螺纹牙接触位置磨损深度的流程图。首先基于垂直扫描干涉法测出 PRSM 螺纹牙侧表面形貌，再根据表面形貌的二维切片图的波形，得到螺纹牙表面磨损深度。

6.4.4 PRSM 测试结果对比分析

将本章测试所得的 PRSM 实验样件丝杠螺距误差、基于实测螺距误差计算得到的丝杠侧螺纹牙载荷分布理论值，与通过螺纹牙侧表面形貌测试所得螺纹牙磨损深度进行对比，结果如图 6-20 与图 6-21 所示。

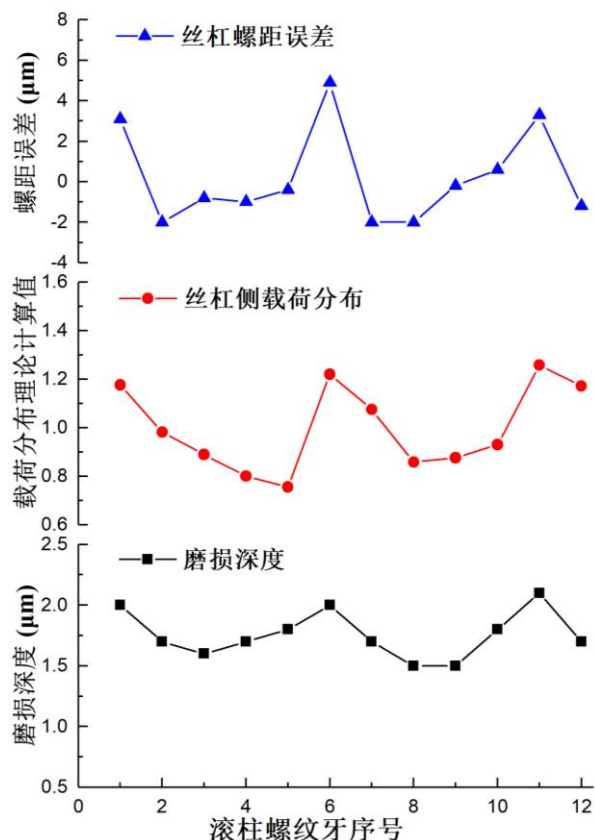


图 6-20 1# PRSM 测试结果对比

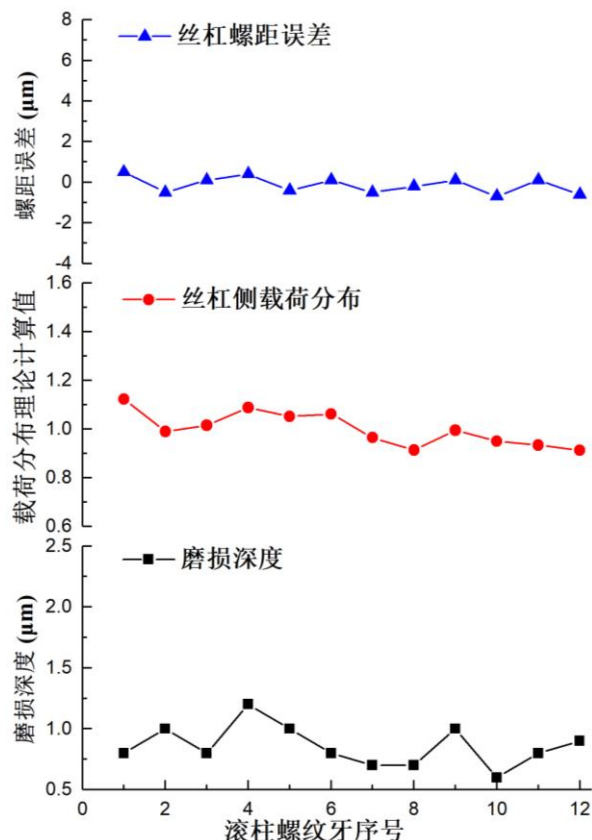


图 6-21 2# PRSM 测试结果对比

由图 6-20 与 6-21 可知，在同样的测试条件下，2 套 PRSM 实验样件的螺纹牙载荷分布与丝杠螺纹牙磨损状况有较大不同。通过 6.4.1 中 PRSM 螺纹牙加工误差测试，已知 1# PRSM 丝杠螺距误差大于 2# PRSM 丝杠螺距误差，因此 1# PRSM 滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷分布存在较大波动，并且其波动是跟随丝杠螺纹螺距误差变化的。由图 6-20 可知，1# PRSM 滚柱丝杠接触侧第 1、6、11 个螺纹牙的载荷明显高于其他螺纹牙。与之对应的，该螺纹牙接触侧磨损深度亦明显高于其他螺纹牙，最大磨损深度达到 $2.1\mu\text{m}$ 。而对于 2# PRSM，其滚柱丝杠接触侧螺纹牙载荷分布较为平缓，并且其螺纹牙磨损深度小于 1# PRSM 丝杠的，最大磨损深度为 $1.25\mu\text{m}$ 。通过上述对比可以看出，通过实验测试所得 PRSM 螺纹牙磨损深度与 PRSM 螺距误差具有较好的对应性，证明了 PRSM 螺距误差对螺纹牙载荷分布的影响，并间接证明了本文所建计算模型的正确性。

6.5 小结

基于本文所做研究工作，本章进行了 PRSM 螺距误差对螺纹牙载荷分布影响的实验

研究。小结如下：

1. PRSM 中丝杠与螺母均为多头螺纹，通过对 1# PRSM 丝杠螺纹螺距误差的测试可知，多头螺纹分头误差太大将会带来较大的等效螺距误差，等效螺距误差的大小正比于螺纹头数与螺距。螺距误差将引起 PRSM 螺纹牙载荷分布波动，甚至引起螺纹牙脱啮与严重过载。因此，在 PRSM 加工中，需严格控制多头螺纹的分度精度。

2. 对 PRSM 实验样件进行螺距误差实测，带载运行测试及带载运行后的螺纹牙接触侧表面形貌测试。以螺纹牙接触侧磨损深度间接反映螺纹牙载荷，通过对比螺距误差实测值、螺纹牙载荷理论值及螺纹牙接触侧磨损深度，发现三者具有较好的对应性。

3. 基于 PRSM 实验样件零件材料一致、螺纹牙表面加工要求一致，及 PRSM 带载运行时润滑状态一致、运行状态一致的前提，认为 PRSM 螺纹牙接触侧磨损深度与螺纹牙载荷具有直接相关性，通过对螺距误差及磨损深度的测试，间接验证了螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响。

第七章 总结与展望

行星滚柱丝杠副 (Planetary Roller Screw Mechanism, PRSM) 是一种滚动螺旋传动机构, 可实现将丝杠的旋转运动转变为螺母的直线运动, 由于其不具有自锁性, 也可实现逆传动。PRSM 在传递运动的同时可实现对大载荷的传递, 其具有承载能力大的突出优势, 同时具有运转速度快、运行平稳性好、环境适应性强及使用寿命长等优点。随着武器装备全电化的发展及制造业自动化、智能化的发展进程, PRSM 逐步受到工程领域关注, 并推动了其理论研究。为深入了解 PRSM 承载特性以充分发挥其承载能力大的特性, 在国家自然科学基金面上项目、国家 863 计划及相关科研院所横向课题的支持下, 本文对 PRSM 螺纹牙载荷分布不均这一重要承载特性进行了系统深入的研究, 研究了载荷分布对安装方式、受力状态、材料参数及螺纹牙加工误差等因素的敏感性, 提出了 PRSM 螺纹牙均载设计方法, 并初步开展了双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布研究, 最后针对本文所做螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律研究工作进行了实验验证。通过本文研究, 取得了一定研究成果, 对 PRSM 参数设计过程及其承载能力的进一步提高具有一定的理论指导意义。

7.1 本文的主要工作及结论

(1) 基于 PRSM 结构特点及其承载原理, 将 PRSM 离散为螺纹轴段、螺纹牙及螺纹牙接触点三个部分。与之对应, 分别建立了轴段刚度、螺纹牙刚度及螺纹牙接触刚度计算模型。考虑 PRSM 安装方式与受力状态, 建立了 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型。基于螺纹牙闭环内的变形协调条件及滚柱在丝杠侧与螺母侧的受力平衡条件, 得到求解载荷分布的矩阵方程。鉴于实际加工中 PRSM 螺纹零件不可避免存在加工误差的事实, 进一步考虑螺纹牙加工误差对螺纹牙载荷分布的影响, 将所建计算模型改进为考虑误差的螺纹牙载荷分布计算模型。通过与有限元模型及已有文献的计算结果进行对比, 验证了本文所建 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型的正确性。

(2) 深入分析了 PRSM 螺纹牙载荷分布对安装方式、受力状态、材料参数、结构参数及螺纹牙加工误差的敏感性, 并得到其对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律。

- (a) PRSM 在不同安装方式下的螺纹牙载荷分布规律不同, 在同种安装方式下不同受力状态时的螺纹牙载荷分布规律相同。相比之下, PRSM 在异侧安装时其滚柱丝杠及滚柱螺母接触侧的载荷分布对 PRSM 螺纹牙接触疲劳寿命更有利。
- (b) 研究表明随着轴向载荷的增加, PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象更加严重, 但其变化幅度较小, 因此轴向载荷对 PRSM 螺纹牙载荷分布影响较小。
- (c) PRSM 设计参数中, 螺母外径、除螺距外的螺纹牙型参数及滚柱弹性模量对螺纹牙载荷分布影响较小。丝杠滚柱中径比、滚柱个数、滚柱螺纹牙个数及螺距

对螺纹牙载荷分布影响较大,这四个参数也是决定 PRSM 传动比与承载能力的重要参数,因此设计过程中需根据具体应用场合,综合考虑传动比、承载能力、载荷分布等性能,对以上参数进行合理设计。

- (d) PRSM 螺距误差的存在可能使螺纹牙载荷分布更加不均,但也有可能使载荷分布不均现象有所改善,因此微米级的加工误差对于 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响是不容忽视的。螺距误差对 PRSM 滚柱丝杠接触侧与滚柱螺母接触侧载荷分布的影响规律相反,这是因为 PRSM 中滚柱与丝杠和螺母螺纹牙的接触是在不同的牙侧,螺距误差对于螺纹牙两侧的接触状态的影响本质上是相反的。
 - (e) PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象是由于 PRSM 弹性变形所导致的,由于轴段变形在轴向具有累积效果,而螺纹牙变形与接触变形发生在啮合点区域内,因此丝杠与螺母轴段变形对螺纹牙载荷分布起主导作用。
- (3) 基于螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律,提出了 PRSM 螺纹牙均载设计方法。
- (a) 基于 PRSM 螺纹牙弯曲与剪切强度条件及接触屈服条件,得到螺纹牙额定静载荷与极限载荷计算方法,基于此提出以 PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象可控为目标的螺纹牙型参数设计准则。
 - (b) 基于螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响规律,提出 PRSM 螺纹牙型匹配设计方法,通过对滚柱及螺母螺距及牙厚的匹配设计,使 PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺纹牙初始接触状态有助于补偿丝杠、滚柱及螺母在承载后螺纹轴段产生的累积变形,进而改善螺纹牙载荷分布不均现象。
 - (c) 基于本文中算例 PRSM 进行分析,对所提出的螺纹牙参数设计准则及螺纹牙型匹配设计方法进行了验证。表 3-1 中 PRSM 螺纹牙型参数满足本章所建立的螺纹牙弯曲强度准则、剪切强度准则及接触屈服准则。对进行了滚柱与螺母螺纹牙型参数匹配设计后的 PRSM 进行载荷分布分析,结果显示该方法可以有效的改善 PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象。
- (4) 以第二章所建单螺母 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型为基础,结合双螺母法兰式预紧 PRSM 结构特点及其承载原理,建立了双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型,初步开展了其螺纹牙载荷分布研究。
- (a) 双螺母法兰式预紧 PRSM 由于引入了弹性元件及预紧力施加螺栓组,其螺纹牙载荷分布特性与单螺母 PRSM 存在一定不同,其安装方式、受力状态、结构参数、材料参数、弹性元件刚度及预紧力施加螺栓组刚度等共同决定其螺纹牙载荷分布规律。
 - (b) 双螺母预紧 PRSM 在轴向载荷作用下,一侧螺母的预紧力将在特定轴向载荷下完全释放。使预紧力释放的轴向载荷的值由 PRSM 螺母轴段刚度、预紧力弹性

元件或预紧力施加螺栓组等共同决定,并且对于拉伸或压缩载荷,使预紧力完全释放的轴向载荷值也将不同。

- (c) 双螺母法兰式预紧 PRSM 承受轴向载荷后,根据轴向载荷拉伸与压缩的不同,某一侧双螺母将开始预紧力释放过程,在预紧力完全释放之前,轴向载荷完全由另一侧螺母承担。预紧力释放之后,轴向载荷将由两侧螺母分担,当 PRSM 螺母承受拉力时,两螺母载荷分配由预紧力施加螺栓组刚度决定,当 PRSM 螺母承受压力时,两螺母载荷分配由弹性元件刚度决定。

(5) 基于两套加工参数相同,生产厂家不同的 PRSM 样机进行了螺距误差对螺纹牙载荷分布影响的实验研究。

- (a) PRSM 中丝杠与螺母为多头螺纹,多头螺纹分头误差太大将会带来较大的等效螺距误差,等效螺距误差的大小正比于螺纹头数与螺距。因此,在 PRSM 加工中,需严格控制多头螺纹的分度精度。

- (b) 对 PRSM 实验样件进行螺距误差实测,带载运行测试及带载运行后的螺纹牙接触侧表面形貌测试。以螺纹牙接触侧磨损深度间接反映螺纹牙载荷,通过对比螺距误差实测值、螺纹牙载荷理论值及螺纹牙接触侧磨损深度,间接验证了螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响。

7.2 本文的创新之处

本文研究的特点和创新性主要体现在以下几个方面:

(1) 基于 PRSM 结构特点及承载原理,考虑其安装方式、受力状态,基于螺纹轴段刚度、螺纹牙刚度及接触刚度建立 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型。定义了 PRSM 螺纹牙载荷分布不均系数。基于所建计算模型,研究了 PRSM 安装方式、受力状态、材料参数、结构参数及螺距误差对螺纹牙载荷分布的影响,揭示了工况、参数及螺距误差对载荷分布的影响规律;

(2) 根据螺距误差对螺纹牙载荷分布的影响规律,提出 PRSM 螺纹牙均载设计方法,基于承载后丝杠、滚柱及螺母螺纹轴段累积变形量,对滚柱及螺母进行牙型参数匹配设计,控制 PRSM 滚柱与丝杠及螺母螺纹牙的接触状态,改善 PRSM 螺纹牙载荷分布不均现象;

(3) 将 PRSM 螺纹牙载荷分布不均系数的最大值定义为 PRSM 结构参数、材料参数等的函数,以控制 PRSM 螺纹牙载荷分布不均程度为目标,提出 PRSM 结构参数及螺纹牙参数设计准则;

(4) 基于单螺母 PRSM 螺纹牙载荷分布研究,建立了双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型。研究了预紧力弹性元件及预紧力施加螺栓组刚度对双螺母法兰式预紧 PRSM 载荷传递的影响,得到了预紧力下螺纹牙载荷分布规律、轴向载荷作用下预紧力释放过程、轴向载荷下双螺母法兰式预紧 PRSM 双螺母载荷分配情况及其螺纹牙载

荷分布规律。

7.3 本文工作的不足与展望

本文针对 PRSM 螺纹牙载荷分布展开了系统深入的研究,建立了 PRSM 螺纹牙载荷分布计算模型,研究了 PRSM 螺纹牙载荷分布对安装方式、受力状态、材料参数、结构参数及螺纹牙加工误差的敏感性,基于螺距误差对载荷分布的影响规律,提出了 PRSM 螺纹牙均载设计方法,基于上述工作基础初步开展了双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布特性研究,并通过实验验证了 PRSM 螺距误差对其螺纹牙载荷分布的影响。但是本文对 PRSM 螺纹牙载荷分布的建模是基于一定的假设条件进行的,同时,由于作者自身水平、时间以及研究条件的限制,本文的工作尚待进一步完善并开展更加深入的研究。

7.3.1 本文工作的不足

(1) 本文在对 PRSM 螺纹牙载荷分布进行建模时,基于了滚柱间载荷分配均匀、啮合状态理想、只考虑弹性变形的影响等假设。在后续的研究中,需进一步开展基于 PRSM 啮合原理理论研究进行 PRSM 螺纹牙受力分析与承载研究、PRSM 滚柱间载荷分配研究以及 PRSM 螺纹牙弹塑性接触特性研究。

(2) 以相关理论研究为基础,本文提出了通过对滚柱及螺母螺纹牙型参数进行匹配设计的方法,实现 PRSM 螺纹牙载荷均匀分布。通过理论分析证明该方法可行,然而,为实现 PRSM 螺纹牙载荷均布而对螺纹牙型参数的改变量均在微米级,在现有加工水平条件下,其实现较为困难。后续研究需进一步探寻可改善 PRSM 螺纹牙载荷分布的设计及加工方法。

(3) 本文初步开展了双螺母法兰式预紧 PRSM 螺纹牙载荷分布的理论研究,针对双螺母法兰式预紧 PRSM 进行了预紧力下载荷分布及轴向载荷下预紧力释放及双螺母载荷分配等研究。由于通过预紧可以实现传动无反向间隙的优势,因此在未来工程领域有较大的应用前景,本文所做工作比较基础。更加符合实际工程应用情况、针对多种预紧形式的理论研究以及通过理论研究指导 PRSM 预紧力施加、弹性元件刚度选择等问题,是后续研究的可行方向。

(4) 由于研究条件等因素限制,开展 PRSM 螺纹牙载荷分布的实验研究具有较大难度且成本较高,本文仅开展了针对 PRSM 螺距误差对螺纹牙载荷分布影响的实验研究,以螺纹牙接触侧磨损深度为指标,间接反映螺纹牙载荷的大小,通过对比加工误差、螺纹牙载荷理论计算值及螺纹牙磨损深度,间接验证螺距误差对 PRSM 螺纹牙载荷分布的影响。寻求更加合理的实验方案并设计可直接反映 PRSM 螺纹牙载荷分布的实验装置是后续研究需重点解决的问题之一。

7.3.2 PRSM 载荷分布研究展望

(1) 零件间隙、偏斜等影响下 PRSM 载荷分布。

基于针对 PRSM 螺纹牙载荷分布的已有研究基础,后续可进一步开展考虑 PRSM 滚

柱与丝杠及螺母啮合间隙,丝杠及滚柱偏斜等影响下的螺纹牙载荷分布理论研究。以螺纹牙载荷分布可控为目标,为 PRSM 零件加工误差及 PRSM 装配误差等提供理论指导。

(2) 面向载荷均匀分布的 PRSM 螺纹牙修型方法

齿轮传动中,常通过对齿面进行修型,改善齿向载荷分布。基于该思想,目前已有面向 PRSM 螺纹牙载荷均匀分布的螺纹牙修型理论研究。后续研究中,可进一步基于 PRSM 螺纹牙载荷分布理论研究及螺纹磨削原理等,结合目前螺纹磨削加工现状,开展 PRSM 螺纹牙修型理论研究,寻求使 PRSM 螺纹牙均载的加工方法。

(3) 考虑磨损的动态载荷分布理论研究

PRSM 传动与承载过程中,螺纹牙接触面将发生磨损,随着服役时间的变化,其磨损量亦不断变化。螺纹牙的磨损将改变 PRSM 丝杠、滚柱及螺母螺纹牙的接触状态,进而对螺纹牙载荷分布产生影响。因此,有必要开展螺纹牙磨损下载荷分布,并且相关研究可作为 PRSM 寿命研究的理论基础。

(4) PRSM 滚柱间载荷分配

PRSM 由多个滚柱与丝杠及螺母的接触,实现轴向载荷的传递,因此必然存在载荷在多个滚柱间的分配问题。由于加工误差、装配误差、啮合间隙及零件偏斜等因素,载荷在多个滚柱间分配是不均匀的,而滚柱间载荷分配不均,对 PRSM 传动的稳定性,噪声的负面影响更大。因此,后续研究需开展对 PRSM 滚柱间载荷分配的理论研究,以期进一步改进 PRSM 承载特性。

参考文献

- [1] Garrison M., Steffan S. Two-Fault Tolerant Electric Actuation Systems for Space Applications [C]. 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 9-12 July 2006, Sacramento, California.
- [2] 付永领, 李军, 罗昀, 等. 机载一体化电动作动器的新发展及其关键技术[C]. 中国航空学会控制与应用第十届学术年会暨自控分会成立 20 周年大会论文集. 北京: 中国航空学会自动控制分会, 2002, 329-336.
- [3] 郭宏, 邢伟. 机电作动系统发展[J]. 航空学报, 2007, 28(3): 620-627.
- [4] Rubertus D. P., Hunter L. D., Cecere G. J. Electromechanical Actuation Technology for the All-Electric Aircraft [J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems Vol. AES-20, NO. 3 May 1984.
- [5] Bradbury G. Development of an Advanced Primary Flight Control Electromechanical Actuator [C]. IEEE Proceedings of the National Aerospace and Electronics Conference 1987: 602-607.
- [6] Roth M. E. National Aerospace and Electronics Conference (NAECON) [C], Dayton, Ohio, May 21-25, 1990.
- [7] Alden R. C-141 and C-130 Power-by-Wire Flight Control Systems (NAECON) [C], Dayton, Ohio, 20-24 May 1991, 2: 535-539.
- [8] Alden R. E. Flight Demonstration, Evaluation and Proposed Applications for Various All Electric Flight Control Actuation System Concepts. AIAA-93-1171.
- [9] Jackson J. E., Espenschied E., Klop J. The Control System for the X-33 Linear Aerospike Engine [C]. IEEE Aerospace Applications Conference Proceedings. Los Alamitos: IEEE Computer Society, 1998, 3: 181-191.
- [10] 张秋红, 李玉忍. 飞机全电刹车系统设计与分析[J]. 航空计算技术, 2003, 33(3): 97-100.
- [11] Albright J. D., Moore L. A. Development and Implementation of Electromechanical Actuators for the X-38 Atmospheric Test Vehicles. AIAA-2008-6569, 2008.
- [12] Tesar D., Krishnamoorthy G. Intelligent Electromechanical Actuators to Modernize Ship Operations [J]. American Society of Naval Engineers, 2008, 120(3): 77-88.
- [13] Tesar D. Electromechanical Actuator Architecture (EMAA). Robotics Research Group White Paper [R]. The University of Texas at Austin, 2006.
- [14] <http://ti.arc.nasa.gov/news/first-flea-flight/>

- [15] <http://www.sagem-ds.com/spip.php?article858>
- [16] http://cordis.europa.eu/search/index.cfm?fuseaction=proj.document&PJ_RC�=12396682
- [17] <http://www.nexcelleblog.com/steve/tag/leap-x1c-engine%E2%80%99s-integrated-propulsion-system/>
- [18] 李金华. 德国“工业 4.0”与“中国制造 2025”的比较及启示[J]. 中国地质大学学报(社会科学版), 2015, 15(5): 71-79.
- [19] 国务院. 中国制造二〇二五. 北京: 人民出版社.
- [20] Colgren R. D., Frye M. T. The Design and Integration of Electromechanical Actuators with in the U-2S Aircraft [R]. AIAA-98-4406, 1998: 1331-1341.
- [21] 罗昀, 付永领, 裴忠才等. 机载一体化作动系统的发展趋势[J]. 机床与液压, 2004, 1: 1-3.
- [22] <http://www.exlar.com/>
- [23] Janker P., Claeyssen F. New Actuators for Aircraft and Space Applications [C]. Actuator 2006, 10th International Conference on New Actuators, Bremen, Germany, 2006:324-330.
- [24] Brandenburg G., Brückl S., Dormann J., et al. Comparative Investigation of Rotary and Linear Motor Feed Drive Systems for High Precision Machine Tools [C]. Proceedings of the 6th International Workshop on Advanced Motion Control, Nagoya, Japan, 2000: 384-389.
- [25] Ohashi Y., Andrade A. D., Nosé Y. Hemolysis in an Electromechanical Driven Pulsatile Total Artificial Heart [J]. Artificial Organs, 2003, 27(12): 1089-1093.
- [26] 马尚君, 刘更, 佟瑞庭, 等. 行星滚柱丝杠副的新发展及关键技术[J]. 机械传动, 2012, 36(5): 103-108.
- [27] Strandgren C. B. Roller Screw: US, 3182522 (A) [P]. 1965-05-11.
- [28] <http://rollvis.com/swiss/>
- [29] Claeyssen F., Janker P., Leletty R., et al. New Actuators for Aircraft, Space and Military Applications[C]//12th International Conference on New Actuators, Bremen, Germany, 2010, 324-330.
- [30] Wildschek A., Havar T., Plotner K. An All-composite, All-electric, Morphing Trailing Edge Device for Flight Control on a Blended-wing-body Airliner [J]. Proc Inst Mech Eng Part G: J. Aerosp Eng, 2010, 224(G1): 1-9.
- [31] Khan M. A., Todić I., Milos M., et al. Control of Electro-Mechanical Actuator for Aerospace Applications [J]. Strojarstvo, 2010, 52(3): 303-313.

- [32] Schinstock D.E., Haskew T.A., Dynamic Load Testing of Roller Screw EMA's [C]. Proceeding of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (IECEC), Aug 11-16, 1996, 221-226.
- [33] 王乐. 高速飞行器电动舵机伺服系统动力学仿真 [D]. 哈尔滨工业大学, 2013.
- [34] 尚颖辉, 王双双, 颜南明, 等. 履带车辆全电制动系统执行机构设计与仿真 [J]. 微特电机, 2010, (6): 18-20.
- [35] 马晓军, 袁东, 臧克茂, 等. 数字全电式坦克炮控系统研究现状与发展 [J]. 兵工学报, 2012, (1): 69-76.
- [36] Wang H., Tong M. H., Zheng P. Research on Contact Strength Between Roller Screw Pair on Hoisting Mechanism Applied in Deep Sea Crane [C]//3rd International Conference on Applied Mechanics, Materials and Manufacturing, 2013, 2001-2005.
- [37] Boucher J., Skf L. Roller Screws Crucial for Deep Sea Oil Rigs [J]. Ball Bearing Journal, 1985, (12): 15-18.
- [38] Ohushi Y., Andrude A. D., Mller J., et al. Control System Modification of an Electromechanical Pulsatile Total Artificial Heart [J]. Artificial Organs, 1997, 21(12): 1308-1311.
- [39] Takatani S., Shiono M., Sasaki T., et al. A Unique, Efficient, Implantable, Electromechanical, Total Artificial Heart [J]. ASAIO Journal, 1991, 37(3): 238-239.
- [40] Sasaki Y., Chikazawa G., Nogawa M., et al. Ex Vivo Evaluation of a Roller Screw Linear Muscle Actuator for an Implantable Ventricular Assist Device Using Trained and Untrained Latissimus Dorsi Muscles [J]. Artificial Organs, 1999, 23(3): 262-267.
- [41] Rosenberg G., Snyder A., Weiss W., et al. Roller Screw Drive for Implantable Blood Pumps; Proceedings of the Transactions - American Society for Artificial Internal Organs, Volume 28, Chicago, IL, USA, F, 1982 [C]. American Soc for Artificial Internal Organs.
- [42] Worthington M. S., Beets T. A., Beno J. H., et al. Design and Development of a High-precision, High-payload Telescope Dual-drive System [J]. 2010, 77335G, 1-12.
- [43] Munn P. Roller Screw with Special Qualities; Proceedings of the 22nd International Machine Tool Design and Research Conference, Manchester, Engl, F, 1982 [C]. Univ of Manchester Inst of Sci and Technol, Dep of Mech Eng, Engl in assoc with Macmillan Press Ltd.
- [44] 张海勇, 胡敏. 机器人点焊钳的技术与应用 [J]. 焊接技术, 2009, (9): 44-46.
- [45] Pajak, Marek. Machine Elements. To Innovative Production Presses via Roller Screw Planetary Drives [J]. Konstruktion, 2010, (1-2): 24-25.

- [46] 李良福. 滚柱丝杠传动副的特点 [J]. 装备机械, 1991, (3): 34-36.
- [47] 于兆勤, 张伯霖. 一种新型的高速进给传动机构—行星滚柱丝杠 [J]. 机械开发, 1996, (02): 14-18.
- [48] 尹惠博, 毕海峰, 姜洪权, 等. 提高滚珠丝杠传动刚度的几种方法 [J]. 机械工程师, 2009, 41(9): 50-52.
- [49] Harris T. A., Kotzalas M. N. Rolling Bearing Analysis [M]. Fifth Edition. New York: Taylor & Francis Group, LLC. 2007: 104-120.
- [50] Ciavatti V., Dragoni E., Strozzi A. Mechanical Analysis of an Annular Plate Transversely Loaded at an Arbitrary Point by a Concentrated Force [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 1992, 114(3): 335-342.
- [51] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计[M]. 高等教育出版社, 2006: 93-100.
- [52] 山本晃. 螺纹连接的理论及计算 [M]. 郭可谦, 高素娟 译. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1984: 50-120.
- [53] Dupont P. A Combinatory Design Methodology Dedicated to the Ball and Roller Screw Drives for Optimum Design [C]. Proceedings of the 2010 ASME 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis ESDA 2010 July 12-14, 2010, Istanbul, Turkey.
- [54] 韦振兴, 杨家军, 朱继生, 等. 行星滚柱丝杠副的结构参数优化分析 [J]. 机械传动, 2011, (6): 44-47.
- [55] Ma S. J., Liu G., Zhou J. X., et al. Optimal Design and Contact Analysis for Planetary Roller Screw [J]. Applied Mechanics and Materials, 2011(86): 361-364.
- [56] 刘更, 付晓军, 马尚君, 等. 行星滚柱丝杠副啮合原理研究进展 [J]. 机械传动, 2015, 39(07): 1-5.
- [57] Ma S. J., Zhang T., Liu G., et al. Kinematics of Planetary Roller Screw Mechanism considering Helical Directions of Screw and Roller Threads [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2015.
- [58] Sokolov P. A., Sorokin F. D., Ryakhovsky O. A., et al, Kinematics of Planetary Roller Screw Mechanisms [J]. Vestnik MGTU, Mashinostroeniya, 2005, (1) 3-14.
- [59] Liu Y. Q., Wang J. S., Cheng H. X., et al. Kinematics Analysis of the Roller Screw Based on the Accuracy of Meshing Point Calculation [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2015, 10 pages.
- [60] Sokolov P. A., Sorokin F. D., Ryakhovsky O. A., et al, Force between Working Surfaces of the Thread Turns of a Planetary Roller Screw Mechanism [J], Vestnik MGTU, Mashinostroeniya, 2006, (1) 61-72.

- [61] 靳谦忠, 杨家军, 孙健利. 滚珠丝杠副和行星式滚柱丝杠副静刚度的比较研究 [J]. 机械科学与技术, 1999, (2): 62-64.
- [62] 马尚君, 刘更, 佟瑞庭. 行星滚柱丝杠副摩擦力矩及传动效率研究 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2013, 45(11): 74-79.
- [63] 李迎峰, 杨家军, 廖雯俊, 等. 接触角螺旋升角对滚柱丝杠副传递效率的影响 [J]. 湖北工业大学学报, 2014, (1): 87-89.
- [64] 靳谦忠, 杨家军, 孙健利. 行星式滚柱丝杠副的运动特性及参数选择 [J]. 制造技术与机床, 1998, (5): 16-18.
- [65] Ma S. J., Liu G., Tong R. T., et al. A New Study on The Parameter Relationships of Planetary Roller Screws [J]. Mathematical Problem in Engineering, Volume 2012, Article ID: 340437, 29pages, DOI: 10.1155/2012/ 340437.
- [66] 马尚君. 行星滚柱丝杠副结构设计方法及其传动性能研究[D]. 西北工业大学. 2013.
- [67] 董永, 刘更, 马尚君, 等. 行星滚柱丝杠副滚柱的设计方法与虚拟装配 [J]. 机械设计, 2013, (8): 53-58.
- [68] 赵英, 倪洁, 吕丽娜. 滚柱丝杠副的啮合计算 [J]. 机械设计, 2003, (3): 34-36.
- [69] Liu Y. Q., Wang J. S. Simulation of Crossing Threaded Planetary Roller Screw Engagement [C]. 4th International Conference on Advances in Materials and Manufacturing (ICAMMP 2013). Dec 18-19, 2013, Kunming, P.R. China.
- [70] Liu Y. Q., Wang J. S. Simulation of Crossing Threaded Planetary Roller Screw Engagement [C]. Engineering Solutions for Manufacturing Processes Iv, Pts 1 and 2. 2014: 518-526.
- [71] Fu X., Liu G., Ma S., et al. A Comprehensive Contact Analysis of Planetary Roller Screw Mechanism [J]. Journal of Mechanical Design, 2016, 139(1): 012302-.
- [72] 付晓军, 刘更, 马尚君, 等. 行星滚柱丝杠副螺旋曲面啮合机理研究 [J]. 机械工程学报, 2016, 52(03): 26-33.
- [73] 付晓军, 刘更, 马尚君, 等. 考虑零件偏斜的行星滚柱丝杠副啮合特性研究 [J]. 机械工程学报, 2017, 53(03): 25-33.
- [74] Velinsky S. A., Chu B., Lasky T. A. Kinematics and Efficiency Analysis of the Planetary Roller Screw Mechanism [J]. Mechanical Design, 2009, 131(1): 1-8.
- [75] Jones M. H., Velinsky S. A., Kinematics of Roller Migration in the Planetary Roller Screw Mechanism [J], Journal of Mechanical Design, 2012, 134 (1) 1-6.
- [76] Jones M. H., Velinsky S. A. Contact Kinematics in the Roller Screw Mechanism [J]. Mechanical Design, 2013, 135(1): 1-10.

- [77] Yousef H., Agheli M. M. A Comprehensive Study on Capabilities and Limitations of Roller-Screw with Emphasis on Slip Tendency [J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44: 1887-1899.
- [78] 姚琴, 吴立言, 刘更, 等. 行星滚柱丝杠副弹塑性接触分析[J]. 机械传动, 2016, (11): 106-110.
- [79] 李亚杰. 考虑摩擦的行星滚柱丝杠副接触特性分析[D]. 西北工业大学. 2017.
- [80] Otsuka J., Osawa T., Fukada S. A Study on the Planetary Roller Screw. Comparison of Static Stiffness and Vibration Characteristics with Those of the Ball Screw [J]. Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering, 1989, 23(3): 217-223.
- [81] 马尚君, 刘更, 佟瑞庭, 等. 行星滚柱丝杠副轴向弹性变形的有限元分析[J]. 机械传动, 2012, 36(7): 78-81.
- [82] Zhang X. C., Liu G., Ma S. J., et al, Study on Axial Contact Deformation of Planetary Roller Screw[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, (155-156) 779-783.
- [83] 朱忠良. 行星滚柱丝杠传动性能测试系统研究[D]. 西北工业大学. 2017.
- [84] 靳谦忠, 杨家军, 孙健利. 行星式滚柱丝杠副的摩擦机理研究 [J]. 华中理工大学学报, 1998, (6): 83-84.
- [85] Ma S. J., Liu G., Tong R. T., et al. A Frictional Heat Model of Planetary Roller Screw Mechanism Considering Load Distribution [J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2015, 43(2): 164-182.
- [86] Auregan G., Fridrici V., Kapsa P., et al. Experimental Simulation of Rolling-Sliding Contact for Application to Planetary Roller Screw Mechanism [J]. Wear, 2015, 332: 1176-1184.
- [87] 杨家军, 杨保哲, 朱继生, 等. 预紧力对行星滚柱丝杠轴向变形及摩擦的影响 [J]. 机械传动, 2011, 35(12): 16-19.
- [88] Lemor P. C. The Roller Screw, an Efficient and Reliable Mechanical Component of Electro-mechanical Actuators, in: Energy Conversion Engineering Conference[C]. Proceedings of the 31st Intersociety, 1996, vol.1: 215-220.
- [89] 张大伟, 张超, 赵升吨. 大直径重载行星滚柱丝杠径向锻造塑性成形的探讨 [J]. 重型机械, 2014, (6): 14-18.
- [90] 杨保哲. 行星滚柱丝杠副均载特性及平稳性的分析与研究[D]. 华中科技大学. 2012.
- [91] 乔冠, 刘更, 马尚君, 等. 基于行星滚柱丝杠副的机电作动器动态特性分析[J]. 振动与冲击, 2016, (07): 82-88.

- [92] 马尚君, 刘更, 周建星, 等. 行星滚柱丝杠副运转过程动态特性分析[J]. 振动与冲击, 2013, 32(3): 167-171.
- [93] 贺继鹏, 刘更, 马尚君, 等. 基于键合图的行星滚柱丝杠副动态特性建模与仿真[J]. 振动与冲击, 2015, (20): 66-73.
- [94] Jones M. H., Velinsky S. A., Lasky T. A. Dynamics of the Planetary Roller Screw Mechanism [J]. Journal of Mechanisms and Robotics, 2015, 8(1): 1-8.
- [95] Ma S. J., Liu G., Qiao G., et al. Thermo-mechanical Model and Thermal Analysis of Hollow Cylinder Planetary Roller Screw Mechanism [J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2015, 43(3): 359-381.
- [96] 党金良, 刘更, 马尚君, 等. 反向式行星滚柱丝杠机构运动原理及仿真分析 [J]. 系统仿真学报, 2013, (7): 1646-1651.
- [97] Abevi F., Daidie A., Chaussumier M., et al. Static Analysis of an Inverted Planetary Roller Screw Mechanism [J]. J Mech Robot, 2016, 8(4): 1-14.
- [98] Baccar A., Lambert J. Y., Lubrecht A. A. Modeling and Analysis of a Planetary Roller Screw [C]. International Gear Conference. Aug 26-28, 2014, Lyon, France.
- [99] 徐强, 王水铭, 赵国平, 等. PWG 型差动式行星滚柱丝杠的运行原理与传动导程计算[J]. 现代制造工程, 2015, (04): 116-119.
- [100] 徐强, 王水铭, 赵国平, 等. PWG 型差动丝杠的啮合干涉分析与消除[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2015, (09): 107-109.
- [101] 徐强, 王水铭, 赵国平, 等. PWG 型差动丝杠的差动效应分析与抑制[J]. 机械设计与研究, 2015, 31(02): 57-61.
- [102] 徐强, 王水铭, 赵国平, 等. 差动式行星滚柱丝杠预紧转矩分析与求解[J]. 机械设计与制造, 2015, (03): 1-4.
- [103] 黄祖尧. 绿色滚动功能部件在伺服进给系统中助推数控机床绿色制造 [J]. 制造技术与机床, 2013, (3): 38-43.
- [104] Kenny B., Patterson E. A. Load and Stress Distribution in Screw Threads [J]. Experimental Mechanics, 1985, 25(3): 1-6.
- [105] Wang W., Marshek K. M. Determination of Load Distribution in a Threaded Connector with Yielding Threads [J]. Mechanism and Machine Theory, 1996, 31(2): 229-244.
- [106] 周先辉, 孙友松, 魏良模, 等. 传动螺旋螺牙轴向力分布的弹簧组模型 [J]. 机械设计, 2007, (6): 30-33.
- [107] 周先辉, 孙友松, 张尔文. 基于有限元方法的传动螺纹螺牙轴向载荷分布规律分析 [J]. 机械设计与制造, 2008, (1): 16-18.

- [108] 陈海平, 曾攀, 方刚, 等. 螺纹副承载的分布规律 [J]. 机械工程学报, 2010, (9): 171-178.
- [109] 习俊通, 聂钢, 梅雪松, 等. 螺距误差对套管螺纹载荷传递特性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2000, (1): 46-49.
- [110] 李倩. 新型均载防松螺纹的研究[D]. 西华大学, 2015.
- [111] 杨家军, 韦振兴, 朱继生, 等. 行星滚柱丝杠副载荷分布及刚度计算[J]. 华中科技大学学报, 2011, 39(4): 1-4.
- [112] Jones M. H., Velinsky S. A. Stiffness of the Roller Screw Mechanism by the Direct Method [J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2014, 42: 17-34.
- [113] Ryś J., Lisowski F. The Computational Model of the Load Distribution between Elements in Planetary Roller Screw [C]. 9th International Conference on Fracture & Strength of Solids, Jeju, Korea, June 9-13, 2013, 1-6.
- [114] Abevi F., Daidie A., Chaussumier M, et al. Static Load Distribution and Axial Stiffness in a Planetary Roller Screw Mechanism [J]. Journal of Mechanical Design, 2015, 138(1): 1-11.
- [115] Zhdanova A. V., Morozova V. V. Theoretical study of the load distribution on the threads for roller screw mechanisms of a friction type [C]. International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016, Procedia Engineering, 2016, 150: 992-999.
- [116] 刘淑敏, 刘更, 马尚君, 等. 不同工作温度下行星滚柱丝杠副载荷分布研究 [J]. 机械传动, 2016, 40(05): 14-9.
- [117] 马尚君, 刘更, 付晓军, 等. 考虑误差的行星滚柱丝杠副滚柱承载分布 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2015, 47(7): 98-102.
- [118] 刘鸿文. 材料力学 [M]. 高等教育出版社, 北京: 2004: 53-55.
- [119] Johnson K., Contact Mechanics [M], Cambridge University Press, 1985: 84-104.
- [120] 张泰昌. 螺距误差与牙型半角误差中径当量的计算 [J]. 航空计测技术, 1995, 15(05): 26-27.
- [121] <http://www.skf.com/group/splash/index.html>
- [122] Mei X., Tsutsumi M., Tao T., et al. Study on the load distribution of ball screws with errors [J]. Mechanism and Machine Theory, 2003, 38(11): 1257-1269.
- [123] 机械设计手册编委会, 机械设计手册 第一卷 第五版 [M]. 机械工业出版社, 北京, 2004: 40-42.
- [124] 王仲仁, 苑世剑, 胡连喜, 等. 弹性与塑性力学基础 [M]. 哈尔滨工业大学出版社, 哈尔滨, 2007: 84-97.
- [125] 中国航空材料手册 第一卷[M]. 中国标准出版社, 北京, 2001: 380-387.

- [126] 张广顺. 滚珠丝杠副预紧结构[J]. 机械制造, 1991, (06): 15.
- [127] 崔高尚, 范元勋. 双螺母滚珠丝杠副预紧力的研究[J]. 制造业自动化, 2015, (14): 78-80.
- [128] 何纪承, 宋健, 荣伯松, 等. 高速双螺母滚珠丝杠副轴向接触刚度研究[J]. 制造技术与机床, 2012, (08): 59-62.
- [129] 康献民, 傅卫平, 王大承, 等. 预紧力对滚珠丝杠副摩擦力矩波动的影响分析及试验[J]. 机械传动, 2010, (06): 46-50.
- [130] 胡建忠, 王民, 高相胜, 等. 双螺母定位预紧滚珠丝杠副轴向接触刚度分析[J]. 机械工程学报, 2014, (07): 60-69.
- [131] 王立. 高速滚珠丝杠副预紧力丧失对比试验及综合性能研究[D]. 南京理工大学, 2016.
- [132] 徐楠楠. 双螺母预紧式滚珠丝杠副的摩擦及其磨损研究[D]. 东南大学, 2016.
- [133] 陈勇将, 汤文成, 尹飞鸿, 等. 双螺母垫片预紧式滚珠丝杠副摩擦行为分析[J]. 南京理工大学学报, 2016, (04): 392-8.
- [134] 陈勇将, 汤文成, 肖华星, 等. 双螺母垫片预紧式滚珠丝杠副微分变化关系的推导与验证[J]. 机床与液压, 2017, (03): 127-133.
- [135] 黄金宝, 荣乾锋, 欧屹, 等. 双螺母预紧滚珠丝杠副轴向静刚度与扭转变形关系研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2017, (04): 34-37.
- [136] 谢文广, 周静, 王强. 光弹性法的发展与应用 [J]. 现代物理知识, 2006, 18(03): 34-36.
- [137] 姜宏伟, 石万凯, 秦大同. 蜗杆传动磨损的理论分析 [J]. 重庆大学学报, 2008, 31(1):5-7.
- [138] 李聪波, 何娇, 杜彦斌, 肖卫洪, 王战江. 基于 Archard 模型的机床导轨磨损模型及有限元分析 [J]. 机械工程学报, 2016, 52(15): 106-113.

在学期间的主要研究成果

参与的主要科研项目

- [1] 国家自然科学基金面上项目“行星滚柱丝杠副摩擦机理与传动效率的理论和实验研究”，2012.09-2016.12，负责：(1)行星滚柱丝杠副承载特性分析；(2)行星滚柱丝杠副载荷分布及轴向刚度研究。
- [2] 国家自然科学基金青年基金“行星滚柱丝杠副动刚度与传动精度耦合机理研究”，2016.01-2017.07，负责：(1)行星滚柱丝杠副零件加工误差及其传动精度测试。
- [3] 国家“863 计划”项目“机电传动子系统关键技术攻关”，2013.06-2015.05，负责：(1)行星滚柱丝杠副参数匹配设计；(2)行星滚柱丝杠副原理样机研制；(3)基于行星滚柱丝杠副及滚珠丝杠副的 EMA 设计与研制相关工作协调；(4)基于行星滚柱丝杠副和滚珠丝杠副的 EMA 研制和性能试验台研制，开展二者性能对比实验研究。
- [4] 国家“863 计划”项目“机电传动系统评估系统建设”，2013.06-2014.05，负责：(1)试验台体及相关模拟装置设计与分析；(2)各种工况下主要结构力学特性分析（刚度及变形、模态分析等）。
- [5] 国家“863 计划”项目“机电传动系统技术研究”，2015.09-2016.08，负责：(1)传动机构组件各零件检测；(2)关键零件加工质量与误差分析；(3)传动机构组件性能测试及实验数据分析。
- [6] 中航工业 606 研究所“电动执行机构设计研制”，2012.09~2013.06，负责：(1)行星滚柱丝杠副参数匹配设计；(2)电动执行机构可行性分析。

撰写的主要学术论文

- [1] **Wenjie Zhang**, Geng Liu, Ruiting Tong, Shangjun Ma. Load distribution of planetary roller screw mechanism and its improvement approach[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2016, 230(18): 3304-3318. (SCI: 000386702200013).
- [2] **Wenjie Zhang**, Geng Liu, Xiaojun Fu. Research on load bearing characteristics of planetary roller screw mechanism[C]. Proceedings of MPT2017-Kyoto, The JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, Kyoto, Japan, 2017.02.28-2017.03.03. (国际学术会议).
- [3] **张文杰**, 刘更, 马尚君, 佟瑞庭. 不同安装方式下行星滚柱丝杠副载荷分布研究[J]. 西北工业大学学报, 2015, 33(2): 229-236. (EI: 20152100875622).

- [4] 张文杰, 刘更, 佟瑞庭, 马尚君. 行星滚柱丝杠副螺纹牙均载设计方法研究[J]. 西北工业大学学报, 2016, 34(3):499-507. (EI: 20162702560139).
- [5] 刘更, 张文杰, 马尚君, 佟瑞庭. 行星滚柱丝杠副承载特性研究进展[J]. 机械科学与技术, 2017, 36(4):1-7.
- [6] Wenjie Zhang, Geng Liu, Shangjun Ma, Ruiting Tong. Load distribution of planetary roller screw mechanism with machining errors [J]. Journal of mechanical design, ASME, submitted. (SCI 源).
- [7] Xiaojun Fu, Geng Liu, Wenjie Zhang. Influence of carrier position error on the kinematic characteristics of planetary roller screw mechanism [C]. Proceedings of MPT2017-Kyoto, The JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, Kyoto, Japan, 2017.02.28-2017.03.03.
- [8] Ruiting Tong, Hui Guo, Geng Liu, Wenjie Zhang. Thread modification based on the finite element analysis of load distributions in planetary roller screw mechanism [C]. Mathematical Problems in Engineering, Submitted. (SCI 源).
- [9] 马尚君, 刘更, 付晓军, 张文杰. 考虑误差的行星滚柱丝杠副滚柱承载分布[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2015, 47(7): 98-102. (EI: 20154101376742).
- [10] 马尚君, 刘更, 佟瑞庭, 张文杰. 考虑滚柱节圆偏移的反向式行星滚柱丝杠副运动学分析[J]. 中国机械工程, 2014, 25(11): 1421-1426.
- [11] 刘淑敏, 刘更, 马尚君, 佟瑞庭, 张文杰. 不同工作温度下行星滚柱丝杠副载荷分布研究[J]. 机械传动, 2016, 40(5): 14-19.

授权发明专利

- [1] 一种能实现微小导程的滚柱丝杠副, 发明专利
专利号: ZL201310382357.6
发明人: 刘更, 张文杰, 佟瑞庭, 刘岚, 王海伟, 等
- [2] 一种行星滚柱丝杠副装配夹具, 发明专利
专利号: ZL201510937915.X
发明人: 刘更, 万琦, 佟瑞庭, 马尚君, 张文杰
- [3] 一种无级可调的转动惯量模拟装置, 发明专利
专利号: ZL201310618879.1
发明人: 刘更, 张文杰, 谷文韬, 佟瑞庭, 马尚君, 等
- [4] 一种可自动调节的刚度模拟装置, 发明专利
专利号: ZL201310617293.3
发明人: 佟瑞庭, 刘更, 张文杰, 谷文韬, 马尚君, 等

致 谢

时光荏苒，转眼间已是攻读博士学位的第六年。一路走来，得到了许多老师、同学、亲人与朋友的指导、支持与帮助，值此博士学位论文即将完成之际，谨向各位表示最诚挚的感谢。

感谢我的博士研究生导师刘更教授多年来对我的培养与关爱。刘老师知识渊博，学术思维活跃，生活上乐观积极，风趣幽默，五年多的博士研究生生活，无论是工作中还是生活上，刘老师的指导都让我受益良多。科研中，刘老师常与我们说的“勤思考、多交流、努力干”成为了我在科研工作上的信条；生活上，刘老师的关怀以及与我对生活态度的交流，让我有了更加平和的心态；刘老师让我深刻体会到“师者，所以传道授业解惑也”这句话的意义，您将是我未来作为一名教师的努力方向。

感谢作动组佟瑞庭副教授与马尚君副研究员，两位老师亦师亦友，在科研与工作上给予我许多帮助，每一次项目申请书的撰写、项目方案的讨论、学术论文的修改及发明专利申请，都是在和你们的讨论中完成的，这个过程中我从你们身上学到了很多，我博士研究生阶段的进步离不开两位老师，感谢你们！

感谢西北工业大学陕西省机电传动与控制工程实验室吴立言教授、杨小辉副教授、周勇副教授、刘岚副教授、王海伟副教授、韩冰实验员，西北工业大学机电学院谷文韬副教授及长安大学贺朝霞副教授、常乐浩讲师在科研项目进行过程中对我的指导帮助。

感谢西北工业大学陕西省机电传动与控制工程实验室这个有着良好学术氛围和融洽人际关系的大家庭，在这几年的学习与生活中，博士研究生付晓军、乔冠、王晋鹏、王旭鹏、韩琳、袁冰、万琦，硕士研究生刘振帅、董永、贺继鹏、郭智慧、李亚杰、朱忠良，以及历届在这里学习的博士与硕士研究生，都给予了我很大的支持与帮助，我们一起交流学术问题，我们分享生活的喜悦与失落，为彼此的学生时代留下了美好的记忆，感谢你们！

感谢我的父亲、母亲及姐姐们，你们的支持与鼓励是我一直以来努力前行的精神支柱，你们让我有了面对工作生活中挫折与压力的勇气。

本文的研究工作得到了国家自然科学基金面上项目(51275423)及青年基金(51505381)、国家 863 计划相关课题及相关科研院所横向课题的支持，在此表示感谢。

博士研究生期间的辛苦，提升了能力，磨练了性格；博士研究生期间的闲暇，提高了自身的认知，修炼了内心。感谢这五年来遇到的人和事，感谢我人生之中这段具有不凡意义的岁月！

张文杰

2017 年 11 月 15 日 于西北工业大学

