

Design Theory of Eccentric Wheel Handspike Planetary Transmission

# 偏心轮推杆行星传动 设计理论

陶栋材 著



机械工业出版社  
CHINA MACHINE PRESS



# 偏心轮推杆行星传动 设计理论

Design Theory of  
Eccentric Wheel Handspike Planetary Transmission

陶栋材 著



机械工业出版社

本书是研究偏心轮推杆行星传动设计理论的著作,对偏心轮推杆行星传动的传动原理、内齿圈齿廓及其结构特性、力学特性及啮合效率、接触强度、传动特性试验、啮合刚度、系统振动和系统有限元模态分析等方面进行了较为深入的研究,得出了一些重要结论,比较系统地阐述了偏心轮推杆行星传动的传动运动学和动力学建模、数值计算和参数优化,对提高偏心轮推杆行星传动的设计质量,提高传动效率、降低噪声、提高承载能力和延长使用寿命等提供了理论方法。

本书还采用面向对象程序设计方法,利用计算机图形学原理和计算机仿真技术,在 Visual BASIC 6.0 平台上开发了偏心轮推杆行星传动设计理论研究的分析软件。

本书可作为机械类硕、博士研究生教材,也可供相关教师、研究人员及从事机械设计的工程技术人员参考。

### 图书在版编目 (CIP) 数据

偏心轮推杆行星传动设计理论/陶栋材著. —北京:机械工业出版社, 2010. 5

ISBN 978-7-111-29985-1

I. ①偏… II. ①陶… III. ①偏心轮-推杆-机械传动-机械设计 IV. ①TH133.6

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2010) 第 036017 号

机械工业出版社 (北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:李万宇 责任编辑:张淑杰 版式设计:霍永明

责任校对:常天培 封面设计:路恩中 责任印制:乔宇

三河市宏达印刷有限公司印刷

2010 年 5 月第 1 版第 1 次印刷

169mm×239mm·12.25 印张·2 插页·221 千字

0001—2000 册

标准书号:ISBN 978-7-111-29985-1

定价:38.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换  
电话服务 网络服务

社服务中心:(010) 88361066

销售一部:(010) 68326294

销售二部:(010) 88379649

读者服务部:(010) 68993821

门户网:<http://www.cmpbook.com>

教材网:<http://www.cmpedu.com>

封面无防伪标均为盗版

## ● 前 言 ●

活齿传动是一类重要的机械传动，其研究历史悠久，前人在这个领域做了大量的工作，给我们留下了丰硕的成果。计算机辅助机械设计的发展给活齿传动的研究带来了新的生机，提供了新的研究方法，拓展了新的研究手段，但属于活齿传动的偏心轮推杆行星传动的研究并不多见。作者从20世纪90年代后期开始，在湖南省教育厅基金项目的支持下，对偏心轮推杆行星传动的设计理论进行了较为系统的研究，近两年，指导课题组及研究生将研究成果梳理成章，完成了本书的编著工作。

本书对偏心轮推杆行星传动的传动原理、内齿圈齿廓及其结构特性、力学特性及啮合效率、接触强度、传动特性试验、啮合刚度、系统振动和系统有限元模态分析等方面进行了较为深入的研究，得出了一些重要结论，比较系统地阐述了偏心轮推杆行星传动的传动运动学和动力学建模、数值计算和参数优化，对提高偏心轮推杆行星传动的设计质量、提高传动效率、降低噪声、提高承载能力和延长使用寿命等提供了理论方法。

本书在以下几方面进行了探索：

1. 研究了偏心轮推杆行星传动的传动原理及等效机构，其等效机构为二自由度对心曲柄滑块机构。采用矢量多边形法建立了内齿圈理论齿廓和实际齿廓的参数方程。给出了定传动比证明，得到了6种不同安装方式的传动比。在 Visual BASIC 6.0 环境下进行了传动过程的计算机动态模拟。

2. 对偏心轮推杆行星传动进行了运动学分析，分别推导了传动圈固定和内齿圈固定时推杆的位移、速度和加速度方程，分析了偏心距 $e$ 对运动学特性的影响。

3. 探讨了内齿圈齿廓范成加工方法，提出了内齿圈齿廓范成加工装置的设计方案，推导了齿廓范成加工的理论齿廓参数方程，在理论上证明了齿廓范成加工装置完全能够加工出偏心轮推杆行星传动所要求的内齿圈齿廓，并进行了齿廓范成加工过程的计算机动态模拟。

4. 建立了内齿圈齿廓曲率半径和压力角的计算公式。分析了齿廓上不同位置的曲率半径和压力角，内齿圈实际齿廓上的最小曲率半径出现在齿顶位置，最



小压力角出现在齿廓中部，最大压力角出现在齿顶和齿根处。

5. 提出了内齿圈齿廓修形的原则，建立了偏心轮推杆行星传动齿廓分段修形的齿廓中段、齿顶段和齿根段的修形增量函数，证明了修形后的齿廓在连接点处具有连续且光滑的特性。建立了修形后同时参与啮合的活齿数计算公式，讨论了齿廓修形参数的确定方法及步骤。

6. 对偏心轮推杆行星传动进行了受力分析，分析了推杆在传动圈导槽中形成双面和单面接触的条件，分别建立了移动副双面接触和单面接触的受力计算公式，提出了偏心轮推杆行星传动的受力变形协调方程。

7. 研究了偏心轮推杆行星传动的啮合效率，推导了一个啮合周期内单个活齿在双面和单面接触时的啮合效率的计算公式以及传动啮合效率的计算公式。分析了偏心轮推杆行星传动啮合效率的影响因素。

8. 建立了偏心轮与活齿啮合副以及内齿圈与活齿啮合副在一个啮合周期内接触应力的计算公式，分析了影响偏心轮推杆行星传动接触强度的主要因素。

9. 研究了摩擦对偏心轮推杆行星传动强度的影响。

10. 对偏心轮推杆行星传动进行了传动特性试验研究。

11. 建立了偏心轮与活齿啮合副以及内齿圈与活齿啮合副的啮合刚度计算公式，得到了影响偏心轮推杆行星传动啮合刚度的主要因素。

12. 建立了偏心轮推杆行星传动扭转振动模型，分析了参数变化对偏心轮推杆行星传动固有特性的影响。

13. 建立了以输入轴子系统、活齿子系统和输出轴—传动圈子系统 3 个子系统为基础的偏心轮推杆行星传动系统的弹性振动模型；对偏心轮推杆行星传动系统振动的固有频率进行了求解和分析。

14. 建立了基于 Pro/E 与 ANSYS 的偏心轮推杆行星传动的有限元动力学模型，并求出了偏心轮推杆行星传动的固有频率和振型，获得了振型图和动画显示。

15. 采用面向对象程序设计方法，利用计算机图形学原理和计算机仿真技术，在 Visual BASIC 6.0 平台上开发了偏心轮推杆行星传动设计理论研究分析软件。

本书由湖南农业大学陶栋材教授执笔，任述光、袁雄、滕召金协助做了部分工作。

本书在撰写过程中，由于笔者水平所限，时间仓促，一定有不少缺点和错误之处，敬请读者批评指正。

陶栋材

# ● 目 录 ●

## 前言

<b>第 1 章 绪论</b> .....	1
1.1 研究的目的是和意义 .....	1
1.2 国内外研究现状 .....	2
1.3 研究内容与方法 .....	4
<b>第 2 章 偏心轮推杆行星传动的传动原理研究</b> .....	7
2.1 传动的的基本结构 .....	7
2.2 传动的工作原理 .....	8
2.3 内齿圈齿廓方程 .....	9
2.4 内齿圈三维实体造型.....	11
2.5 定传动比证明.....	12
2.6 传动的运动学研究.....	14
2.7 小结.....	21
<b>第 3 章 偏心轮推杆行星传动内齿圈齿廓及其结构特性研究</b> .....	23
3.1 内齿圈齿廓的加工方法与加工过程.....	23
3.2 内齿圈齿廓加工过程的计算机模拟.....	25
3.3 内齿圈齿廓的曲率半径.....	27
3.4 内齿圈齿廓的压力角.....	30
3.5 内齿圈齿廓的修形.....	32
3.6 小结.....	38
<b>第 4 章 偏心轮推杆行星传动的力学特性研究</b> .....	40
4.1 传动的受力分析.....	40



4.2	按变形协调关系计算各力	45
4.3	参数变化对活齿受力的影响	47
4.4	传动的啮合效率分析	49
4.5	小结	57
<b>第5章</b>	<b>偏心轮推杆行星传动的强度研究</b>	<b>58</b>
5.1	偏心轮与活齿啮合副的接触应力计算	58
5.2	参数变化对偏心轮与活齿啮合副接触应力的影响	59
5.3	偏心轮与活齿啮合副的接触强度	61
5.4	内齿圈与活齿啮合副的接触应力计算	63
5.5	参数变化对内齿圈与活齿啮合副接触应力的影响	64
5.6	内齿圈与活齿啮合副的接触强度	67
5.7	摩擦对偏心轮推杆行星传动强度的影响	68
5.8	小结	74
<b>第6章</b>	<b>偏心轮推杆行星传动的传动特性试验</b>	<b>76</b>
6.1	试验样机参数	76
6.2	试验内容	77
6.3	试验仪器及设备	77
6.4	试验方法及测试结果	78
6.5	结果分析与讨论	79
6.6	小结	81
<b>第7章</b>	<b>偏心轮推杆行星传动的啮合刚度</b>	<b>82</b>
7.1	建模假设	82
7.2	输入、输出轴扭转刚度	83
7.3	偏心轮与活齿啮合副啮合刚度	84
7.4	内齿圈与活齿啮合副啮合刚度	88
7.5	小结	92
<b>第8章</b>	<b>偏心轮推杆行星传动扭转振动分析</b>	<b>93</b>
8.1	偏心轮推杆行星传动扭转振动的动力学模型	93



8.2	传动系统扭转动力学方程	95
8.3	偏心轮推杆行星传动等效转动惯量分析	97
8.4	偏心轮推杆行星传动扭转振动分析	99
8.5	小结	103
<b>第9章</b>	<b>偏心轮推杆行星传动系统振动分析</b>	<b>104</b>
9.1	建模假设	104
9.2	输入轴子系统动力学方程	105
9.3	活齿子系统动力学方程	106
9.4	输出轴—传动圈子系统动力学方程	109
9.5	啮合力计算	110
9.6	系统总体动力学方程	113
9.7	系统固有频率的计算	118
9.8	小结	121
<b>第10章</b>	<b>偏心轮推杆行星传动系统的有限元模态分析</b>	<b>122</b>
10.1	有限元分析软件 ANSYS 简介	123
10.2	偏心轮推杆行星传动的有限元模型	124
10.3	偏心轮推杆行星传动的有限元模态分析	127
10.4	偏心轮推杆行星传动有限元模态分析实例	128
10.5	小结	129
<b>附录</b>	<b>偏心轮推杆行星传动设计理论分析软件</b>	<b>130</b>
	插图和附表清单	165
	符号列表	172
	作者简介	179
	参考文献	184



# 第 1 章

## 绪 论

### 1.1 研究的目的是和意义

机械工业作为我国的基础产业，在国民经济中起着举足轻重的作用，担负着向国民经济各部门和社会生活各方面提供各种性能先进、价格低廉、使用安全可靠的技术装备的任务。机械传动的重量占机械装备总重量的 30% 左右，因此研制开发高性能新型传动、提高传动质量和可靠性、降低传动装置的重量以节省材料、提高其承载能力，以适应工业生产对通用机械传动装置更新换代的需要，一直以来都是传动机械学领域的重要研究课题。

机械传动有摩擦传动和啮合传动两大类，其中摩擦传动因其结构简单有过载安全保护作用而被广泛使用，但因其结构不紧凑、不能保证定传动比、承载能力低和寿命短等缺陷限制了使用范围；啮合传动因其结构紧凑、能保证定传动比、承载能力高和寿命长等优点而被广泛使用，但因加工成本相对较高、无过载安全保护作用等缺陷也限制了它的使用范围。啮合传动可分为行星传动和定轴传动两大类，行星传动又可分为行星齿轮传动、摆线针轮传动等。这些行星传动结构较为复杂，需要专用设备进行加工，制造成本高。

活齿传动是近年来为适应工业生产对通用机械传动装置更新换代的需要而发



展起来的一种新型高性能传动，它属于传递两同轴间回转运动的新型少齿差行星传动。活齿传动应用一组中间活动构件——活齿来实现两同轴之间的运动和动力的传递，突破了齿轮传动的传统结构特征，改行星齿轮的轮齿与轮体的刚性联接为运动副活动联接，使行星齿轮的全部轮齿成为一组做循环运动的独立运动体。活齿与活齿架组成活齿轮，改行星齿轮的行星运动为活齿轮绕固定轴线的转动，而使各活齿在活齿架的导槽中按一定的规律运动，或使各活齿绕固定在活齿架上的柱销摆动，从而实现行星齿轮做行星运动的功能。活齿传动的这一结构特征使其与一般少齿差渐开线行星齿轮传动和摆线针轮行星传动相比，省去了W运动输出机构，使运动链显著缩短，具有传动比范围大、传动效率高、承载能力强和结构紧凑等优点。

偏心轮推杆行星传动作为活齿传动中的一种，它的推杆结构解决了输入轴与输出轴同轴的问题，避免了复杂行星轮系的平行四边形输出机构和谐波传动的柔轮，显著缩短了运动链，减少了动力传递的损失，提高了传动效率。在同一台偏心轮推杆行星传动变速器中，通过6种不同的安装方式，可以得到6种不同的传动比，既可实现减速传动，也可实现增速传动，且传动比的范围大（0.01 ~ 100）。在相同的传动比和传递功率下，比蜗杆的传动效率高，比行星齿轮传动、摆线针轮传动、谐波传动等结构简单、体积小、重量轻，除一个关键零件需要专用夹具外，其他零件都可在通用机床上加工，因此它的加工简单、成本低。该传动可广泛应用于轻工、食品、化工、农业机械、纺织、印染、矿山、建筑和起重运输等机械设备中，对自动控制的生产流水线所需要的减速装置尤为适用。

本书对偏心轮推杆行星传动的传动原理、内齿圈齿廓及其结构特性、传动的力学特性及啮合效率、传动的接触强度、传动特性试验、啮合刚度和系统振动等方面进行了较为深入的研究，得出了一些重要结论。比较系统地阐述了偏心轮推杆行星传动的运动学和动力学建模、数值计算和参数优化，对提高偏心轮推杆行星传动的设计质量、提高传动效率、降低噪声、提高承载能力和延长使用寿命等提供了理论方法。

## 1.2 国内外研究现状

活齿传动是一种由K-H-V型少齿差行星齿轮传动演化而成的新型传动。这种传动最初的结构方案早在20世纪30年代就已经提出<sup>[1]</sup>，从此活齿传动技术引起了科技工作者的广泛关注。20世纪40年代德国将活齿传动技术应用于汽车的



转向机构中<sup>[2]</sup>。20世纪60年代前后,美国、前苏联、英国等国家先后进行了各种活齿传动的研制与应用<sup>[2]</sup>,前苏联研究了柱塞传动(活齿传动的一种形式),发表了活齿传动方面的论文;美国提出了推杆活齿减速器传动装置;英国推出了滑齿减速器,对滑齿减速器进行了系列生产。20世纪80年代,前苏联学者推出了另一种活齿传动形式即正弦滚珠传动,并研究了其运动学、啮合几何特性等<sup>[1]</sup>。前苏联还将正弦滚珠减速器用于石油钻探中,成功地解决了涡轮钻具转速过高的难题;英国也曾对活齿传动减速器进行了系列生产,单级传动的传动比为20~80,效率 $\eta \approx 0.86 \sim 0.87$ ,也有双级和三级传动,传递功率 $\leq 18.4\text{kW}$ ,活齿传动现已应用到机械、冶金、建筑及采矿等各工业部门。近几年来研究活齿传动的国家还在不断增多,日本、英国、德国和保加利亚等先后公布了一批活齿传动的专利技术,发表了一些学术论文,活齿传动的研究和应用在国际上已经成为活跃的领域。

中国在活齿传动方面的研究较晚,20世纪60年代活齿传动才传入中国<sup>[4]</sup>。从70年代起,北京、上海等地相继开始研制活齿传动,原第一机械工业部重型机械研究所介绍了活齿传动在国外的生产和使用情况<sup>[1]</sup>。1986年北京航空航天大学的陈仕贤教授提出了推杆活齿针齿减速机,其结构与样机在1986年的日内瓦国际发明博览会上荣获金奖<sup>[5]</sup>。1987年,周有强教授等人提出了一种新型传动形式——套筒活齿少齿差传动,并申报了国家专利<sup>[6]</sup>。文献[7]对套筒活齿少齿差传动提出了一种改进的结构方案。1988年曲继方教授提出了轴向活齿传动的一种结构形式及齿形设计方法,曲继方教授还提出了一种新型活齿传动装置——摆动活齿减速机,并申报国家专利<sup>[8]</sup>。90年代,江阴东亚减速机厂的严明工程师也提出了一种新结构活齿传动——移位滚柱减速机,该项技术获国家专利并在全国发明博览会和北京国际博览会上获得银奖<sup>[9]</sup>。此外,我国科技工作者还推出了变速传动轴承(CN 85 200923U)、滚道减速机(CN 86 200768U)及密切圆活齿传动等多项专利技术<sup>[4,6]</sup>。同时在活齿传动理论研究方面,我国也取得了一系列可喜成果。1991年,原机械电子工业部颁发了《滚柱活齿减速器》行业标准。几十年来,国内外已推出了若干种结构形式的活齿传动。其中,比较典型的有摆动活齿传动、套筒活齿传动、滚子活齿传动、推杆活齿传动、平面滚珠传动及二齿差传动等。有许多文献对这些活齿传动进行了研究。哈尔滨工业大学李瑰贤等对活齿传动啮合理论进行了研究<sup>[10-22]</sup>,大庆职工大学李明山等对活齿传动啮合的效率进行了研究<sup>[23-25]</sup>,北京航空航天大学张以都等对活齿传动的受力及强度进行了研究<sup>[26-29]</sup>,东北重型机械学院孙玉鑫等对活齿传动齿形的加



工原理进行了研究<sup>[30-32]</sup>，四川大学梁上明等对活齿传动的啮合刚度进行了研究<sup>[33]</sup>，四川大学徐礼钜等用机械现代设计方法对活齿传动进行了优化设计和可靠性设计<sup>[34-36]</sup>，北京航空航天大学左洪福等对活齿传动的拟动力学进行了研究<sup>[37]</sup>，东北大学林菁等对活齿传动的结构及特性进行了研究<sup>[4,38,39]</sup>，甘肃工业大学陈仰贤等对活齿传动的齿形进行了专门的研究<sup>[40-42]</sup>。

在原理及结构上与偏心轮推杆行星传动类似的是推杆减速器，国内研究工作做得较深入的是西安交通大学，吴序堂教授及其博士生刘生林等人<sup>[43-45]</sup>曾在推杆减速器方面做过深入的研究，发表过一系列的论文，在受力分析、CAD设计和结构原理方面有相当大的突破和成果，并在推杆减速器的基础上提出了摆杆减速器，在减速器领域有较大的影响。

偏心轮推杆行星传动的外形和安装方式与普通轴承相似，同时具有减速箱的变速功能和滚动轴承的支承功能。它将变速箱及滚动轴承集成为一体，成为一个最简单的传动元件，可以直接装入机械产品中。在机械产品的机体留一个安装孔，装入偏心轮推杆行星传动，不再需要减速机或传动零件，即可完成定传动比的增速或减速传动。此时机械产品的结构变得十分简单，缩短了传动链，产品的性能、体积和重量都有了极大的改进。而且，在许多情况下可以很好地代替摆线针轮减速器、圆柱齿轮减速器或蜗杆减速器。

正是偏心轮推杆行星传动机构的特殊性，决定了对其性能的分析 and 计算与其他活齿传动机构以及单纯的推杆减速器不完全相同。从目前发表的文献来看，系统研究偏心轮推杆行星传动的内容很少，国外曾有人做过偏心轮推杆行星传动方面的探索，但研究思路与本书不同，也没有继续进行下去。国内武汉湖北机电研究院对偏心轮推杆行星传动的传动原理、优化设计、性能分析等方面做了研究，对偏心轮推杆行星传动的设计和制造起了较好的指导作用。

总之，由于国内外科技工作者在活齿传动领域的不断开拓研究，取得了许多有重要理论意义和实际意义的成果。但迄今为止，国内外对偏心轮推杆行星传动的研究甚少，特别是对于内齿圈齿廓及结构特性、内齿圈齿廓加工方法，传动的动力学特性、传动效率、强度计算理论及振动分析等未见相关文献报道。

### 1.3 研究内容与方法

本书以偏心轮推杆行星传动为研究对象，对偏心轮推杆行星传动的传动原理、内齿圈齿廓及其结构特性、力学特性及啮合效率、接触强度、传动特性试



验<sup>[46]</sup>、啮合刚度、扭转振动、系统振动和系统有限元分析<sup>[47]</sup>等方面进行研究。具体包括以下几个方面:

1) 传动原理研究<sup>[46,48]</sup>。运用机构学方法分析传动原理及等效机构;应用矢量多边形法建立内齿圈的理论齿廓和实际齿廓方程;用 CAD 三维建模技术进行内齿圈三维实体造型;用计算机仿真技术进行传动过程的计算机动态模拟并进行定传动比证明;用机构运动学方法,分析推杆的位移、速度和加速度,并分析偏心距  $e$  对运动学特性的影响。

2) 内齿圈齿廓及其结构特性研究<sup>[46,49,50]</sup>。通过对内齿圈齿廓范成加工方法探讨,提出内齿圈齿廓范成加工装置的设计方案,在理论上证明所提出的齿廓范成加工装置能够加工出偏心轮推杆行星传动所要求的内齿圈齿廓;用计算机仿真技术对齿廓范成加工过程进行计算机动态模拟;应用机构学和数学分析方法,研究偏心轮推杆行星传动齿廓的结构特性,建立内齿圈齿廓曲率半径和压力角的计算公式,分析影响齿廓最小曲率半径  $\rho_{\min}$  和齿廓最小压力角  $\alpha_{G\min}$  的影响因素;运用啮合传动齿廓修形理论,研究内齿圈齿廓修形的原则和修形方法,建立齿廓修形增量函数,探讨并确定齿廓修形的有关参数。

3) 力学特性及啮合效率研究<sup>[46,51,52]</sup>。通过对推杆的工作过程和受力状况的深入研究,分析推杆在传动圈导槽中形成双面和单面接触的条件,分别建立移动副双面接触和单面接触的受力计算公式,提出偏心轮推杆行星传动的受力变形协调方程;分析活齿最大受力  $F_{P\max}$ 、 $F_{Q\max}$  的影响因素;通过对传动过程的深入研究,用机构学分析方法,推导推杆双面和单面接触时单个活齿的啮合效率计算公式以及传动啮合效率计算公式,分析传动啮合效率的影响因素。

4) 传动的接触强度研究<sup>[46,53,54]</sup>。用弹性力学方法,建立偏心轮与活齿啮合副以及内齿圈与活齿啮合副的接触应力和接触强度计算公式,分析影响偏心轮推杆行星传动接触应力和接触强度的主要因素;通过对传动失效形式的探讨,用高等材料力学理论,分析摩擦对偏心轮推杆行星传动强度的影响。

5) 内齿圈齿廓修形研究<sup>[46,55]</sup>。运用啮合传动齿廓修形基本理论,研究内齿圈齿廓修形的原则,建立偏心轮推杆行星传动齿廓分段修形的齿廓中段、齿顶段和齿根段的修形增量函数,证明修形后的齿廓在连接点处具有连续且光滑的特性,建立修形后同时参与啮合的活齿数计算公式,探讨齿廓修形参数的确定方法及步骤。

6) 传动特性试验。用机械传动效率试验方法,进行传动特性试验,验证传动原理的正确性,分析传动效率计算的可行性,分析传动的摩擦、发热和振动噪



声等情况。

7) 啮合刚度研究<sup>[47]</sup>。用弹性力学方法,建立偏心轮与活齿啮合副以及内齿圈与活齿啮合副在一个啮合周期内的啮合刚度的计算公式,分析影响偏心轮推杆行星传动啮合刚度的主要因素。

8) 扭转振动研究<sup>[47]</sup>。在分析偏心轮推杆行星传动的结构和工作原理的基础上,建立偏心轮推杆行星传动扭转振动模型,对系统的振型进行求解和分析,研究影响偏心轮推杆行星传动的固有频率的主要因素。

9) 系统振动研究<sup>[47,56]</sup>。将模型分为输入轴子系统、活齿子系统和输出轴—传动圈子系统,建立偏心轮推杆行星传动振动的动力学模型;应用矩阵迭代摄动法,对系统的振型进行求解和分析,求得系统的特征模态和固有频率,为设计高性能的偏心轮推杆行星传动提供动力学理论依据。

10) 系统的有限元分析<sup>[47]</sup>。建立基于 Pro/E 与 ANSYS 的偏心轮推杆行星传动的有限元动力学模型,并对该动力学模型进行有限元模态分析,求得偏心轮推杆行星传动的固有频率和振型。为偏心轮推杆行星传动的结构设计提供理论依据。

11) 采用面向对象程序设计方法,利用计算机图形学原理和计算机仿真技术,在 Visual BASIC 6.0 平台上开发偏心轮推杆行星传动设计理论研究分析软件,实现传动方案的传动原理分析、齿廓及其结构特性分析、力学特性分析、传动的效率分析、传动的接触强度分析、啮合刚度扭转振动分析、系统振动分析。

## 第 2 章

# 偏心轮推杆行星传动的 传动原理研究

传动原理是研究设计理论的基础，由于偏心轮推杆行星传动在原理及结构上与一般活齿传动不同，决定了其传动原理也不同，因此有必要对传动原理进行研究，从而为齿廓结构特性研究和力学特性分析打下基础。本章运用机构学方法分析偏心轮推杆行星传动的传动原理及等效机构；应用矢量多边形法建立内齿圈的理论齿廓和实际齿廓方程；用 CAD 三维建模技术进行内齿圈三维实体造型；用计算机仿真技术进行传动过程的计算机动态模拟并进行定传动比证明；用机构运动学方法，分析推杆的位移、速度和加速度，分析偏心距  $e$  对运动学特性的影响<sup>[46,48]</sup>。

### 2.1 传动的基本结构

偏心轮推杆行星传动是一种外形及安装方式如普通滚动轴承的新型传动装置，是将轴承的支承功能和变速箱的变速功能集为一体的传动装置，可代替原有的机械传动部分直接装入机械产品中，使传动链显著缩短，并且体积小，重量轻，结构紧凑，噪声低，从而大大提高了主机的配套质量。从外观来看，偏心轮推杆行星传动的基本结构如图 2-1 所示，主要由偏心轮 1、内齿圈 2、推杆 3、滚柱 4 和传动圈 5 组成。



(1) 偏心轮 偏心轮又称激波器，一般由输入轴、标准滚动轴承及公用的双偏心套组成。为了平衡激波器所产生的惯性力和抵消激波器上的径向力，常采用双排结构，并使它们的相位差为 $180^\circ$ 。

(2) 内齿圈 内齿圈的齿形是与运动的活齿外滚柱相啮合的曲线。与偏心轮（即激波器）对应，采用两个完全相同的内齿圈互成 $180^\circ$ 对称布置。

(3) 传动圈 传动圈是一个具有双排等分径向槽的构件，它常与输出轴通过传动杆固联。

(4) 推杆 推杆与内外滚柱组成活齿，推杆可在传动圈的径向槽内滑动。

(5) 滚柱 滚柱是与偏心轮、内齿圈相啮合的构件，有内滚柱和外滚柱之分，一般采用短圆柱滚子。偏心轮、内齿圈、传动圈的旋转中心重合，三者分别承担固定、输入和输出三种不同的角色，以获得不同的传动比和变速传动效果。

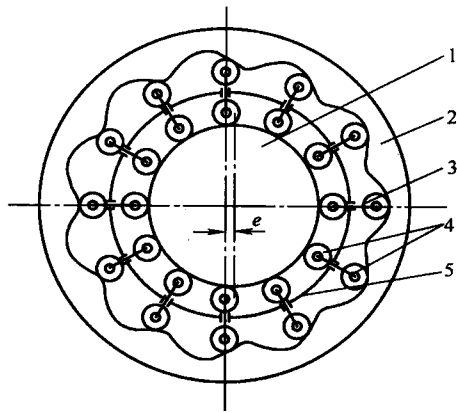


图 2-1 偏心轮推杆行星传动的基本结构

Fig 2-1 Sketch map of eccentric wheel handspike planetary transmission

1—偏心轮 2—内齿圈 3—推杆 4—滚柱 5—传动圈

## 2.2 传动的工作原理

偏心轮推杆行星传动属于活齿传动范畴，类似于少齿差行星齿轮传动和摆线针轮行星传动。上已述及，如果偏心轮、内齿圈、传动圈三者分别承担固定、输入和输出三种角色，将获得迥然不同的传动比和变速传动效果。

若偏心轮输入、传动圈固定，当驱动力矩由输入轴输入后，其以等角速度带动偏心轮转动。由于偏心距的存在，偏心轮推动活齿（由内滚柱、推杆及外滚柱组成）在传动圈的径向槽内做往复运动，又由于传动圈对推杆的约束，迫使活齿推动内齿圈转动，从而实现了从偏心轮向内齿圈定速比的速度转换和功率传递。此时，偏心轮输入，内齿圈输出，输出结果为输入输出转向相反的大速比减速传动。





若偏心轮输入、内齿圈固定，当驱动力矩由输入轴输入后，其以等角速度带动偏心轮转动。由于偏心距的存在，偏心轮推动活齿（由内滚柱、推杆及外滚柱组成）在传动圈的径向槽内做往复运动，又由于内齿圈齿廓对外滚柱的约束，迫使活齿推动传动圈转动，从而实现了从偏心轮向传动圈定速比的速度转换和功率传递。此时，偏心轮输入，传动圈输出，输出结果为输入输出转向相同的大速比减速传动。

### 2.3 内齿圈齿廓方程

设内齿圈固定，偏心轮输入，传动圈输出，如图 2-2a、b 所示，建立右手坐标系， $R$  为偏心轮半径， $e$  为偏心轮的偏心距， $R_1$  为内、外滚柱半径， $L$  为推杆长度，内齿圈的齿数为  $Z$ 。当偏心轮逆时针方向转动  $\alpha + \beta$  时，推杆逆时针方向转动  $\alpha$ 。在  $\triangle OAB$  中， $OA = e = \text{常数}$ ，由于  $A$ 、 $B$  两点分别为偏心轮和内滚柱的几何中心，所以  $AB = R_1 + R = \text{常数}$ ，因此可以认为  $OAB$  为二自由度对心曲柄滑块机构，其中  $OA$  为曲柄， $AB$  为连杆， $OB$  为随推杆转动的机架。在  $\alpha$  从  $0^\circ$  转到  $360^\circ$  的过程中， $C$  点的运动轨迹即为内齿圈理论齿廓的曲线。当  $\beta$  转过  $360^\circ$  时， $\alpha$  转过内齿圈一个轮齿的中心角  $360^\circ/Z$ ，所以

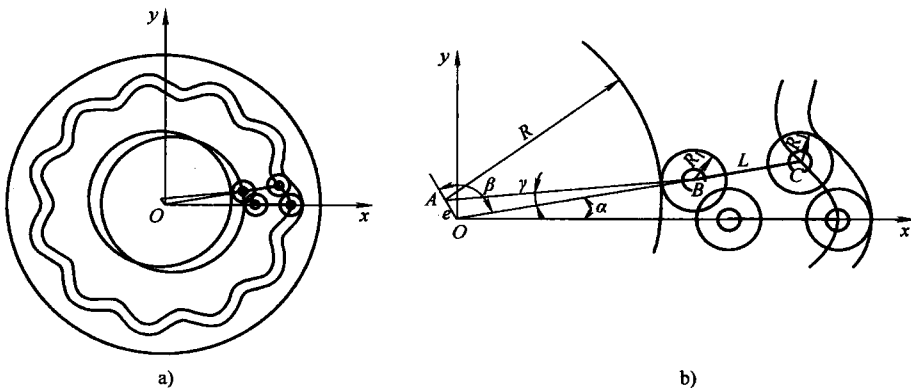


图 2-2 偏心轮推杆行星传动的齿廓方程

Fig 2-2 Teeth profiles equations of eccentric wheel handspike planetary transmission

$$\beta = Z\alpha \quad (2-1)$$