

■ 饶振纲 编著

微型行星齿轮 传动设计



国防工业出版社
National Defense Industry Press

微型行星齿轮传动设计

饶振纲 编著

国防工业出版社

·北京·

内 容 简 介

本书全面系统地阐述了微型行星齿轮传动设计方面的内容,其内容完整新颖、简明、实用,并且含有关于微型行星齿轮传动设计的新概念、新方法和新的传动技术。

书中较详细地阐述了微型行星齿轮传动的特点、传动类型、技术要求、基准齿形和模数系列;传动比和配齿计算,变位传动、啮合参数和几何尺寸计算,传动效率计算,受力分析和强度计算;传动精度、公差与检验项目,组合设计和结构设计。本书专门撰写了微型行星齿轮减速器的设计计算步骤及其设计计算示例,结构图例和零件工作图。此外,还精心撰写了微型行星齿轮传动的模块式组合设计的内容,且提供了一些新的设计思路和设计方法。这些内容对于在我国推广应用和研发微型行星齿轮减速器具有较重要的指导意义。

本书可供从事机械传动和机械设计的工程技术人员,机械工程师和研究生,以及高等院校有关专业的教师和大学生参考使用。

图书在版编目(CIP)数据

微型行星齿轮传动设计 / 饶振纲编著. —北京:
国防工业出版社, 2013. 1
ISBN 978-7-118-08169-5

I. ①微… II. ①饶… III. ①微型-行星齿轮传动-机械设计 IV. ①TH132.425

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2012)第 193601 号

※

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路 23 号 邮政编码 100048)

北京奥鑫印刷厂印刷

新华书店经售

*

开本 787 × 1092 1/16 印张 11½ 字数 253 千字

2013 年 1 月第 1 版第 1 次印刷 印数 1—3000 册 定价 38.00 元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店:(010)88540777

发行邮购:(010)88540776

发行传真:(010)88540755

发行业务:(010)88540717

前 言

微机械是一门节能、低损耗和技术密集型的高新技术,它已成为人们在微米(μm)范围内认识和改造普通机械传动的一种新型工具。由于微机械具有微小外形和操作空间极小的特点,所以已被列入“使今后十年工业科技大改观的十大关键技术”之首。现受到工业发达国家科技界、产业界和政府部门的广泛重视,且已投入了较大的人力和物力进行研制开发工作。

早在 20 世纪 70 年代,随着集成电路刻蚀技术的发展,在一片很小的硅片上制造出了新型的微机械,例如各种传感器等。此后,在一些工业发达的国家又相继制造出了微电动机和各种微机械:微型齿轮、微型蜗轮和微型弹簧,以及微型连杆机构、滑块机构和齿轮机构等。目前科学家们正在研究简单实用的微型机器人。总之,微机械是当今生产力发展的必然产物。不少的工业发达国家都很重视对微机械的研究和开发工作,国内外具有远见卓识的科学家现已意识到微机械将在国民经济、现代工业、现代国防和科学技术等许多方面有着广阔的应用前景。

目前,行星齿轮传动机构在各种机械设备中已日益广泛地使用,且都被作为动力传递机构之一。由于行星齿轮传动机构使用多个行星轮来进行功率分流,从而有效地提高了其承载能力;同时还具有良好的同轴性。然而,当今最迫切的问题是:如何使行星齿轮传动微小化,这确实是当前需要掌握的一个新技术领域。微型行星齿轮减速器的研制和生产在我国目前还处于发展的初级阶段,其微米级的微小化尚属空白。近几年来,随着微细加工技术的出现和发展,产生了微型齿轮;目前国外已加工制造出齿顶圆直径 $d_a < 1\text{mm}$ 的微型齿轮。因此,这就是目前出现微型行星齿轮减速器的技术背景。

微型行星齿轮传动就是将行星齿轮传动实行微小化后而得到的一种新型的行星传动机构。实现行星齿轮传动的微小化,就要将它的基本构件——各个齿轮、转臂、输入轴和输出轴及其轴承等——都实行微小化。换言之,微型行星齿轮传动就是采用了小模数($m < 1.0\text{mm}$)齿轮的行星传动。由此可见,微型行星齿轮传动具有行星齿轮传动和行星传动微小化两个方面的特点,即它仍具有结构紧凑、体积小、重量轻、传动比大、承载能力大和传动效率高等优点。由于在行星齿轮传动中有效地采取了功率分流措施,具有输入、输出的同轴性及合理地采用了内啮合的齿轮副。从而,使得它能够具有上述的许多优点。而将行星齿轮传动微小化,就可以使得该行星齿轮传动具有微小的外形尺寸,极小的安装和运行空间,以及可以获得较大的增加转矩的功能等特点。例如,某台窗帘机采用一个较小外径的微型行星齿轮减速器和一只功率很小(几瓦)的微电机,就可以卷起带有两米多长的窗帘布;同样,采用一个尺寸较小的微型行星齿轮减速器和一只小功率的伺服电机,就可以获得一个较大的转矩,这样就可以有效地控制火箭燃气舵的转动,从而,使这个巨大

的火箭改变其飞行姿态。随着现代工业和现代国防科技的迅速发展,机器人已获得了日益广泛的使用。然而,对于机器人的结构而言,手臂越长其惯性负荷就越大。若使用结构紧凑、体积小、重量轻的微型行星齿轮减速器,就可以有效地减轻其惯性负荷;选用与该微型行星齿轮减速器相匹配的微电动机便可以高效率地驱动其手臂。因此,可以看作转矩放大器的行星齿轮减速器(其转矩放大倍数可达几十到几百倍),既可以弥补电动机功率的不足,同时又可以减轻机器人手臂的惯性负荷。可见,使用结构紧凑和具有较大传动比的微型行星齿轮减速器,将会为今后研制和开发性能优良的机器人作出重大贡献。

总之,由于微型行星齿轮传动具有结构紧凑、体积小、重量轻,承载能力大和同轴性好等许多优点,它可以广泛地应用于空间技术、航空、现代兵器、汽车、石油化工、纺织、精密机械、仪器仪表、医疗器械、机器人和工业机械手及高级电动玩具等各个高精技术领域和部门,特别适用于各种伺服控制系统中。因此,人们完全可以预料,微型行星齿轮传动技术在现代军用和民用工业中具有极广阔的应用前景。

本人曾长期从事现代兵器和火箭发射装置设计专业的教学和科研工作;也曾接触和了解到一些国内外的军用机械传动装置和设备。自 20 世纪 70 年代以来,本人开始从事新型行星齿轮传动的设计研究工作。几十年来,在行星齿轮传动的设计理论方面,进行了长期的科学研究工作和设计实践,并先后在国内外发表了数十篇有关行星齿轮传动设计和微型行星齿轮传动设计研究的论文;还撰写和出版了《行星齿轮传动设计》等几本著作。这些著作和论文具有较高的学术水平,且获得了国内的科技进步奖,在我国齿轮传动界已产生了较大的影响,并在国内获得了较大的社会效益和经济效益,同时,也得到了我国同行专家们的好评和赞誉,并于 1993 年荣获国务院颁发的政府特殊津贴。

随着我国改革开放的深入发展,近十年来,我国有关工业部门和企业已从国外引进一些先进的机械传动设备,其中含有一些微型行星齿轮减速器。刚开始时,人们对于这些被引进的微型行星齿轮减速器,还是采用对其中的微型齿轮进行测绘的方法,进行了简单的仿制。但其结果是:所仿制出来的产品,其精度较差,质量差,传动性能差和噪声较大,并且使用寿命较短。经本人分析研究后得知其主要原因是仿制者根本没有掌握微型行星齿轮传动的设计理论,也不懂得它的设计计算方法。通过这样测绘仿制的微型行星齿轮减速器,其精度较低和公差尺寸的相对误差较大,制造工艺等方面均没有达到技术条件的要求。显然,他们手中也很缺乏可供参考的设计计算资料。

本人自 1996 年退休至 2007 年期间,先后被国内好几家企业、公司和科技研究部门聘请为高级技术顾问。在设计工作中有机会接触到一些从国外引进的微型行星齿轮减速器,并对它们进行了反设计计算。为有关企业和公司研发了一些不同类型的微型行星齿轮减速器,且获得了较好的社会效益和经济效益。在这近十年的研发工作中,不仅为上述企业和公司解决了许多关于微型行星齿轮传动设计方面的问题,而且也为他们培养了人才;指导年轻的工程师进行具体的设计计算工作,使他们学到了关于微型行星齿轮传动的设计知识。同时,也使得本人在微型行星齿轮传动设计理论和制造工艺等方面得到了较多的锻炼和提高。随着本人在微型行星齿轮传动设计方面所积累的资料和工程图纸的逐年增多,又目睹国内尚缺乏这方面的设计参考资料,就自然而隐约地萌生了撰写一本关于

“微型行星齿轮传动设计”书籍的想法。后来确因本人年事已高,精力也逐渐衰弱,在家人的劝导下,于2007年正式退休后休息了,开始了安度晚年的生活,于是,就把写书之事搁置下来了。然而,在2010年初,本人又被北京某研究院和贵阳某家航空机电公司聘为高级技术顾问,使我再一次地感受到微型行星齿轮传动技术,在航空航天领域里能发挥它应有的作用,能为我国的航空航天事业贡献一份力量,这确是一件非常神圣和光荣的事情。近年来,我多次遇见那些刚走上工作岗位的大学毕业生和研究生以及年轻的工程师们,他们反映:“在实际工作中,非常缺乏关于微型行星齿轮设计的参考书籍,也找不到有关这方面的设计资料。”为了使更多年轻的设计人员学习和掌握有关微型行星齿轮传动的设计知识和技能,同时想起他们提出的恳切要求和殷切期望,我就更加强烈地产生撰写《微型行星齿轮传动设计》一书的愿望。觉得本人有一份不可推卸的责任,在我有生之年,为国家、为社会、为年轻人应努力做好这件事。尽管我已是耄耋之年的老人,今日重执笔撰写一本科技书籍,确感到力不从心。“爬格子”的艰辛和酸甜苦辣也真是难以言表呀!但在一种使命感和责任感的驱使下,我决心把《微型行星齿轮传动设计》一书编写出来,以了却我的心愿,以此报答党和人民对我的教育和培养。

人们都有自己的梦想,尽管本人年事已高,却也有自己的梦想。为社会撰写一本具有一定使用价值的设计参考书籍,编写一本“创新争优”的著作,乃是我的梦想!歌曲“追梦”云:“为了梦多少人默默操劳……为了梦多少人无怨无悔……”这些歌词的确表达了我的心境和意愿。

在编写本书的过程中,选用了《齿轮手册》上册第2版,第10篇小模数齿轮及小模数蜗杆传动中的内容,在此特向齿轮手册编委会致以诚挚地谢意。另外,还向本书所引用参考文献和图例的作者和合作者表示真诚地感谢。最后,还应对我的家人,在本人编写工作上的支持和生活上的关照表示诚恳地感谢!

由于作者的学术水平有限、年事已高,书中难免存在一些不妥之处,恳切地希望广大读者批评指正。

饶振纲

2012年5月于南京

咨询电话:13057541041

目 录

主要代号及主要角标	1
主要代号	1
主要角标	3
第一章 微型行星齿轮传动概述	4
第一节 微型行星齿轮传动的定义、符号及其特点	4
一、微型行星齿轮传动的定义	4
二、微型行星齿轮传动的主要符号	4
三、微型行星齿轮传动的特点	5
第二节 微型齿轮与普通齿轮的主要差别	6
第三节 微型行星齿轮传动的主要类型	10
第四节 微型行星齿轮传动的技术要求	10
第五节 微型齿轮的基准齿形和模数系列	11
一、微型齿轮的基准齿形	11
二、微型齿轮的模数系列	12
第六节 微型行星齿轮传动的发展动向	12
第二章 微型行星齿轮传动的传动比计算及配齿计算	16
第一节 微型行星齿轮传动的传动比计算	16
一、较常见的微型行星齿轮传动类型	16
二、微型行星齿轮传动的传动比计算公式	16
第二节 微型行星齿轮传动的配齿计算	19
一、2Z - X(A)型微型行星齿轮传动的配齿计算	19
二、3Z(II)型微型行星齿轮传动的配齿计算	21
第三节 微型行星齿轮传动的各轮齿数应满足的条件	27
一、传动比条件	28
二、邻接条件	28
三、同心条件	29
四、安装条件	30
第三章 微型行星齿轮传动的啮合参数和几何尺寸计算	32
第一节 微型行星齿轮传动中的变位传动	32

一、变位齿轮传动的类型	32
二、2Z - X(A)型微型行星齿轮传动的角度变位	33
三、3Z(II)型微型行星齿轮传动的角度变位	34
第二节 微型行星齿轮传动的啮合参数计算	34
第三节 微型行星齿轮传动的几何尺寸计算	40
一、标准微型行星齿轮传动的几何尺寸计算	40
二、高度变位微型行星齿轮传动的几何尺寸计算	55
三、外啮合角度变位微型行星齿轮传动的几何尺寸计算	55
四、内啮合角度变位微型行星齿轮传动的几何尺寸计算	55
第四章 微型行星齿轮传动的精度	67
第一节 微型行星齿轮传动的精度等级	67
第二节 微型行星齿轮传动较常用的误差及其代号	67
第三节 微型行星齿轮传动图样标注方式	68
第四节 微型行星齿轮传动的公差与检验项目	69
第五章 微型行星齿轮传动的效率计算	81
第一节 2Z - X(A)型微型行星齿轮传动的效率计算	81
第二节 转化机构的功率损失系数 ψ^* 计算	82
第三节 3Z(II)型微型行星齿轮传动的效率计算	83
一、3Z(II)型微型行星齿轮传动效率计算公式	83
二、微型行星齿轮传动效率计算示例	84
第六章 微型行星齿轮传动的受力分析及强度计算	86
第一节 微型行星齿轮传动的受力分析	86
一、直齿圆柱齿轮的受力分析	86
二、2Z - X(A)型微型行星齿轮传动的受力分析	87
三、3Z(II)型微型行星齿轮传动的受力分析	88
第二节 微型行星齿轮传动的失效形式和常用的齿轮材料	90
一、轮齿的失效形式	90
二、常用的齿轮材料	91
第三节 微型行星齿轮传动的强度计算	94
一、微型行星齿轮传动的主要参数计算	94
二、齿轮传动强度的校核计算	96
第七章 微型行星齿轮传动的组合设计	113
第一节 微型行星齿轮传动的组合	113
一、微型行星齿轮传动的组合方式	113
二、几种不同齿轮传动类型的串联	113

第二节	二级 2Z-X(A)型微型行星齿轮传动的串联	115
第三节	微型行星齿轮传动的模块式组合设计	117
一、	模块式组合的形式	117
二、	模块式组合的设计计算步骤	120
第四节	微型行星齿轮传动模块式组合设计计算示例	121
第五节	微型封闭行星齿轮传动的设计计算	134
第八章	微型行星齿轮传动设计计算示例	138
第一节	微型行星齿轮传动的设计计算步骤	138
第二节	2Z-X(A)型多极串联的微型行星齿轮传动设计计算示例	140
第三节	3Z(II)型微型行星齿轮传动的设计计算示例	150
第九章	微型行星齿轮传动的结构及零件工作图	159
第一节	微型行星齿轮传动的结构	159
一、	2Z-X(A)型微型行星齿轮传动的串联结构	159
二、	3Z(II)型微型行星齿轮传动的结构	162
第二节	微型行星齿轮传动图例	165
一、	微型行星齿轮减速器图例	165
二、	微型行星齿轮传动零件工作图	167
参考文献		172
后记		173

主要代号及主要角标

主要代号

a	标准中心距(mm)	E_w	公法线平均长度极限偏差(μm)
a'	啮合中心距(mm)	E_s	齿厚极限偏差(μm)
a_0	切齿中心距(mm)	e	齿槽宽(mm)
b	齿宽(mm)	F	作用力(N)
b_1	小轮齿宽(mm)	F_a	轴向力(N)
b_2	大轮齿宽(mm)	F_n	法向力(N)
c	顶隙(mm)	F_r	径向力(N)
c^*	顶隙系数	F_t	切向力(N)
d	直径,分度圆直径(mm)	F_β	齿向公差(μm)
d_1	小轮分度圆直径(mm)	f	摩擦系数
d_2	大轮分度圆直径(mm)	f_f	齿形公差(μm)
d_a	齿顶圆直径(mm)	f_{pb}	基节极限偏差(μm)
d_{a1}	小轮齿顶圆直径(mm)	f_{pt}	齿距极限偏差(μm)
d_{a2}	大轮齿顶圆直径(mm)	f_m	啮合摩擦系数
d_b	基圆直径(mm)	G	剪切弹性模量(N/mm^2)
d_f	齿根圆直径(mm)	H	高度(mm)
d_{f1}	小轮的齿根圆直径(mm)	HB	布氏硬度
d_{f2}	大轮的齿根圆直径(mm)	HRC	洛氏硬度
d'	节圆直径(mm)	h	齿高(mm)
d'_1	小轮节圆直径(mm)	h'	工作齿高(mm)
d'_2	大轮节圆直径(mm)	h_a	齿顶高(mm)
d_p	量柱直径(mm)	h_{a1}	小轮齿顶高(mm)
E	弹性模量(N/mm^2)	h_{a2}	大轮齿顶高(mm)
E_{ss}	齿厚极限偏差的上偏差(μm)	h_a^*	齿顶高系数
E_{si}	齿厚极限偏差的下偏差(μm)	h_{a0}	刀具齿顶高(mm)
E_{Ms}	量柱测量距上偏差(μm)	h_{a0}^*	刀具齿顶高系数
E_{Mi}	量柱测量距下偏差(μm)	h_f	齿根高(mm)
E_{ums}	公法线平均长度上偏差(μm)	h_{f1}	小轮齿根高(mm)
E_{umi}	公法线平均长度下偏差(μm)	h_{f2}	大轮齿根高(mm)
E_M	量柱测量距极限偏差(μm)		

h_{f0}	刀具齿根高(mm)	s	分度圆齿厚(mm)
i	传动比	s_a	齿顶厚(mm)
i_p	行星齿轮传动的传动比	s_0	刀具齿厚(mm)
$\text{inv}\alpha$	α 角的渐开线函数	T	转矩(N·m)
j	侧隙(mm)	T_1	小轮的转矩(N·m)
j_n	法向侧隙(mm)	T_2	大轮的转矩(N·m)
j_t	切向侧隙(mm)	t	时间(h或s)
K	系数,载荷系数	u	齿数比
K_A	使用系数	v	线速度,分度圆圆周速度(m/s)
K_p	行星轮间载荷分布不均匀系数	W	公法线长度(mm)
K_α	齿间载荷分配系数	W^*	横数 $m = 1\text{mm}$ 的公法线长度(mm)
K_β	齿向载荷分布系数	X	转臂、行星架
K_v	动载系数	x	变位系数
k	跨越齿数	x_1	小轮的变位系数
L	长度(mm)	x_2	大轮的变位系数
M	量柱测量距(mm)	Y	系数
m	模数(mm)	Y_{Fa}	齿形系数
m_n	法向模数(mm)	Y_N	计算弯曲强度的寿命系数
m_t	端面模数(mm)	Y_{RT}	相对齿根表面状况系数
N	指数	Y_S	应力修正系数
N_L	应力循环次数	Y_{Sa}	载荷作用于齿顶时的应力修正系数
n	转速(r/min)	Y_{ST}	试验齿轮的应力修正系数
n_1	小轮转速(r/min)	Y_{Sx}	弯曲强度的尺寸系数
n_2	大轮转速(r/min)	$Y_{\sigma T}$	相对齿根圆角敏感系数
n_p	行星轮数目	Y_β	计算弯曲强度的螺旋角系数
P	功率(kW)	Y_e	计算弯曲强度的重合度系数
P_1	输入功率(kW)	y	中心距变动系数
P_2	输出功率(kW)	Δy	齿顶高变动系数
p	行星排的特性参数	Z_E	弹性系数
p	齿距(mm)	Z_L	润滑剂系数
r	分度圆半径(mm)	Z_N	接触强度的寿命系数
r'	节圆半径(mm)	Z_R	粗糙度系数
r_a	齿顶圆半径(mm)	Z_v	速度系数
r_f	齿根圆半径(mm)	Z_w	齿面工作硬化系数
S	安全系数	Z_x	接触强度的尺寸系数

Z_{β} 计算接触强度的螺旋角系数
 Z_{ε} 计算接触强度的重合度系数
 z 齿数
 z_1 小轮齿数
 z_2 大轮齿数
 z_0 刀具齿数
 z_v 当量齿数
 α 压力角、齿形角($^{\circ}$ 或 rad)
 α' 啮合角($^{\circ}$ 或 rad)
 α_0 刀具齿形角($^{\circ}$ 或 rad)
 α_a 齿顶压力角($^{\circ}$ 或 rad)
 α_n 法向分度圆压力角($^{\circ}$ 或 rad)
 α_t 端面分度圆压力角($^{\circ}$ 或 rad)
 β 螺旋角,分度圆螺旋角($^{\circ}$ 或 rad)
 ε 重合度
 ε_{α} 端面重合度
 ε_{β} 轴向重合度
 ε_{γ} 总重合度
 η 效率
 η^x 转化机构效率

η_p 行星齿轮传动效率
 ν 泊松比
 ν_t 润滑油在工作温度 t 下的运动黏度
 (mm²/s)
 ρ 曲率半径(mm)
 ρ_f 齿根圆角半径(mm)
 ρ_f^* 齿根圆角半径系数
 σ 正应力(N/mm²)
 σ_F 计算齿根弯曲应力(N/mm²)
 σ_{FP} 许用齿根弯曲应力(N/mm²)
 σ_{FLim} 试验齿轮的弯曲疲劳极限(N/mm²)
 σ_H 计算接触应力(N/mm²)
 σ_{HP} 许用接触应力(N/mm²)
 σ_{HLim} 试验齿轮的接触疲劳极限(N/mm²)
 ϕ_a 对中心距 a 的齿宽系数, $\phi_a = b/a$
 ϕ_d 对分度圆直径 d 的齿宽系数, $\phi_d = b/d$
 ψ 功率损失系数
 ψ^x 转化机构的功率损失系数

主要角标

A 输入构件
a 齿顶的,中心轮的
B 输出构件
b 基圆的,内齿轮的
c 行星轮
d 行星轮
E 固定构件
e 内齿轮
F 齿根弯曲的
f 齿根的
H 接触的
Lim 疲劳极限值
max 最大的

min 最小的
n 法向的
P 许用的
r 径向的
t 切向的,端面的
x 转臂的、行星架的
 Σ 代数和
0 刀具的
1 小齿轮的
2 大齿轮的
I 高速的,第 I 级的
II 低速的,第 II 级的
III 第 III 级的

第一章 微型行星齿轮传动概述

第一节 微型行星齿轮传动的定义、符号及其特点

一、微型行星齿轮传动的定义

微型行星齿轮传动就是微小化的行星齿轮传动。所谓微小化是指该行星传动的基本构件的外形尺寸很小,即其中心轮 a、行星轮 c、内齿轮 b 和 e 以及转臂 X,机体和轴承等均微小化了。它最显著的特点:该行星传动中的全部齿轮均采用小模数 $m < 1.0\text{mm}$ 。为了今后使用方便,在此特别规定:普通渐开线圆柱齿轮,简称普通齿轮;小模数渐开线圆柱齿轮,简称微型齿轮。

微型行星齿轮传动,首先它是行星齿轮传动,同样属于周转轮系。在该轮系中至少有一个齿轮的几何轴线位置不固定,即至少具有一个作行星运动的齿轮。该行星齿轮既绕自身的几何轴线旋转(自转),同时又随自身的几何轴线绕固定的主轴线旋转(公转),即至少具有一个既能自转,又能公转的行星齿轮。

如前所述,微型行星齿轮传动就是在该行星传动中采用了小模数的渐开线圆柱齿轮,即各齿轮的模数 $m < 1.0\text{mm}$ 。因此,微型行星齿轮传动可定义为小模数齿轮的行星齿轮传动。

微型行星齿轮传动在国内外的许多微型机械设备中获得了日益广泛的应用。例如,在航天飞行器的伺服系统、航空仪表、操纵机构、精密仪器仪表、电气设备、电动工具、机器人和机械手以及电动窗帘机等设备中均使用了微型行星齿轮传动。将微型行星齿轮传动与各种微型电机相组合,可以组成为一个较为理想的微型机电一体化新型传动机构。总之,该微型行星齿轮传动在现代化军用和民用工业中均具有极广阔的应用前景。

二、微型行星齿轮传动的主要符号

微型行星齿轮传动较常用的符号如下:

n ——转速,以每分钟的转数来衡量的角速度(r/min);

ω ——角速度,以每秒弧度来衡量的角速度(rad/s);

n_a ——中心轮 a 的转速(r/min);

n_b ——内齿轮 b 的转速(r/min);

n_e ——内齿轮 e 的转速(r/min);

n_x ——转臂 X 的转速(r/min);

n_c ——行星轮 c 的转速(r/min);

i_{ab} ——a 轮输入,b 轮输出的传动比,即

$$i_{ab} = \frac{n_a}{n_b} = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \pm \frac{z_b}{z_a}$$

式中,外啮合齿轮副取“-”号;内啮合齿轮副取“+”号。

i_{ba} ——b 轮输入, a 轮输出的传动比,即

$$i_{ba} = \frac{n_b}{n_a} = \frac{\omega_b}{\omega_a} = \pm \frac{z_a}{z_b}$$

且有如下关系式:

$$i_{ab} \cdot i_{ba} = 1 \text{ 或 } i_{ab} = \frac{1}{i_{ba}}$$

上式表示:主动轮 a 变为从动轮 a 后,其传动比互为倒数关系。

i_{AB}^C ——在行星齿轮传动中,构件 A 相对于构件 C 的转速与构件 B 相对于构件 C 的转速之比值,即

$$i_{AB}^C = \frac{n_A - n_C}{n_B - n_C}$$

i_{ab}^x ——在行星齿轮传动中,中心轮 a 相对于转臂 X 的转速与内齿轮 b 相对于转臂 X 的转速之比值,即

$$i_{ab}^x = \frac{n_a - n_x}{n_b - n_x}$$

i_{ax}^b ——在行星齿轮传动中,内齿轮 b 固定,即 $n_b = 0$, 中心轮 a 输入,转臂 X 输出时行星齿轮传动的传动比;

p ——行星传动的特性参数,内齿轮 b 与中心轮 a 的齿数比,即 $p = \frac{z_b}{z_a}$ 。

三、微型行星齿轮传动的特点

如前所述,微型行星齿轮传动就是一种齿轮微小化的行星齿轮传动。它既具有行星齿轮传动的许多特点,也具有齿轮微小化的特点。通常,该行星齿轮传动具有结构紧凑、体积小、重量轻、传动比大、同轴性好和传动效率高等优点。

由于在该行星传动中使用了小模数的刚性齿轮,故其传动的平稳性和可靠性较好。再由于该微型齿轮能传递的转矩较小,故微型行星齿轮传动大都应用于传递运动和控制机构的动作。

微型行星齿轮传动由于做到了基本构件的微小化,就可以使得该行星传动具有微小的外形尺寸,质量小、重量轻,可获得极小的安装和运行空间,还可以获得较大的增加转矩的功能等特点。

在微型行星齿轮传动中,为了获得较大的传动比,通常采用齿数较少的中心轮 a;而对于较少齿数齿轮的加工应提出较高的精度要求也是其特点之一。

由于对微型齿轮的径向公差精度和齿侧间隙精度要求较高。因此,对微型齿轮加工的机床设备与工具的精度均有较高的要求。甚至,对其外界环境因素,如振动、冲击力、温

度和湿度变化等也会影响微型齿轮的加工精度。这是对于微型齿轮加工的又一个特点。

在设计微型行星齿轮传动时,一般不进行强度计算和刚度核算,其模数 m 的确定,通常可采用类比的方法,由齿轮传动的结构尺寸选定。在微型齿轮材料方面,除采用各种金属材料外,例如,碳素钢、合金钢、铝合金、黄铜和青铜等,为了减少机械传动的噪声,提高抗振动性能及改善其加工性能等,微型齿轮还可以应用非金属材料,例如,胶木、尼龙和工程塑料等。

第二节 微型齿轮与普通齿轮的主要差别

在设计微型行星齿轮传动时,首先了解一下微型齿轮与普通齿轮的主要差别是很有必要的。微型齿轮与普通齿轮之间究竟有哪些差别呢?经作者初步研究分析后得知它们之间存在着如下的差别:

1. 国标和模数的范围均不同

1) 普通齿轮的模数范围

按国标 GB/T 1357—1987 规定,普通齿轮的模数范围为 $m = 1\text{mm} \sim 50\text{mm}$ 。其模数 m 系列如下:

第一系列:1、1.25、2、2.5、3、4、5、6、8、10、12、16、20、25、32、40、50。

第二系列:1.75、2.25、2.75、3.5、4.5、5.5、7、9、14、18、22、28、36、45。

2) 微型齿轮的模数范围

按国标 GB 2363—90 规定,微型齿轮的模数范围为 $m < 1.0\text{mm}$ 。其模数 m 系列如下:

第一系列:0.1、0.12、0.15、0.2、0.25、0.3、0.4、0.5、0.6、0.8。

第二系列:0.35、0.7、0.9。

2. 基准齿形不同

1) 普通齿轮的基本齿廓参数

按国标 GB/T 1356—1988 规定,普通齿轮基本齿廓参数如下:

(1) 齿形角 $\alpha = 20^\circ$;

(2) 齿顶高 $h_a = h_a^* m (h_a^* = 1)$;

(3) 顶隙 $c = c^* m (c^* = 0.25)$;

(4) 齿距 $p = \pi m$;

(5) 齿根圆角半径 $\rho_f = \rho_f^* m (\rho_f^* \approx 0.38)$ 。

2) 微型齿轮基准齿形参数

按国标 GB 2362—90 规定,其基准齿形可参见后面表 1-2,微型齿轮基准齿形参数如下:

(1) 齿形角 $\alpha = 20^\circ$;

(2) 齿顶高 $h_a = h_a^* m (h_a^* = 1)$;

(3) 径向间隙 $c = c^* m (c^* = 0.35)$;

(4) 齿距 $p = \pi m$;

(5) 齿根圆角半径 $\rho_f \leq \rho_f^* m (\rho_f^* \leq 0.2)$ 。

将上述两种齿轮的基准齿形(廓)参数对照比较一下,可知它们的顶隙系数 c^* 不相

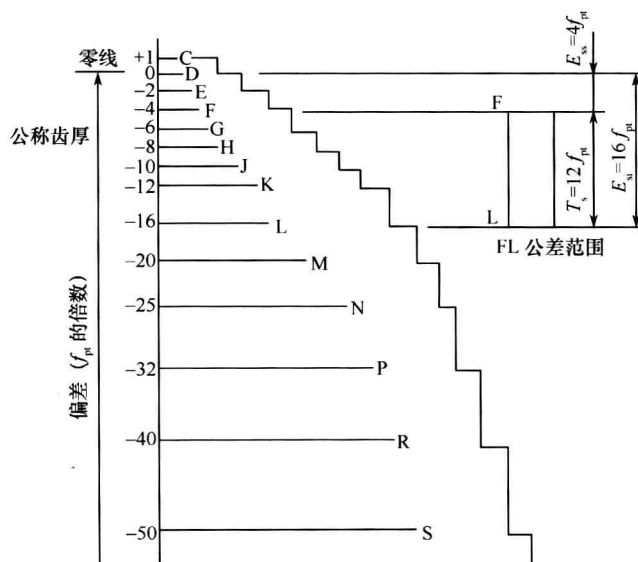
同,普通齿轮的顶隙系数 $c^* = 0.25$;而微型齿轮的顶隙系数为 $c^* = 0.35$;它们的齿根圆角半径系数 ρ_r^* 也不相同,前者为 $\rho_r^* \approx 0.38$;后者为 $\rho_r^* \leq 0.2$

3. 侧隙种类的不同

标准对齿轮及齿轮副规定 12 个精度等级;精度由高到低依次用数字 1~12 表示。1、2、3 级是发展级,未给出具体数值,第 12 级的精度最低。齿轮副中两个齿轮的精度等级一般是相同的,也允许取不同的精度等级。两种齿轮的各项公差和极限偏差都分成 I、II、III 三个组(见第四章第一节)。上述这些规定,对于普通齿轮($m \geq 1.0\text{mm}$)和微型齿轮($m < 1.0\text{mm}$)都是相同的。但是,它们对侧隙规定是不相同的,现简述如下:

1) 普通齿轮的侧隙

对于普通齿轮,其齿轮副的侧隙要求根据工作条件用最大法向侧隙 $j_{n\max}$ (或端面侧隙 $j_{t\max}$)与最小法向侧隙 $j_{n\min}$ (或端面侧隙 $j_{t\min}$)规定。其齿厚极限偏差共分 14 种,以大写英文字母 C、D、E、F、G、H、J、K、L、M、N、P、R、S 表示,各代号的偏差数值为齿距极限偏差 f_{pt} 的倍数。见图 1-1。



偏差代号	偏差数值	偏差代号	偏差数值
C	$+1f_{pt}$	K	$-12f_{pt}$
D	0	L	$-16f_{pt}$
E	$-2f_{pt}$	M	$-20f_{pt}$
F	$-4f_{pt}$	N	$-25f_{pt}$
G	$-6f_{pt}$	P	$-32f_{pt}$
H	$-8f_{pt}$	R	$-40f_{pt}$
J	$-10f_{pt}$	S	$-50f_{pt}$

图 1-1 齿厚(或公法线长度)极限偏差

2) 微型齿轮的侧隙

(1) 标准对微型齿轮传动侧隙只规定最小圆周侧隙 j_{\min} ,它与精度无关。

(2) 圆周侧隙种类有五种,按最小圆周侧隙 j_{\min} 值从小到大的顺序,用小写英文字母 h、g、f、e、d 表示;其中, h 为零(参见图 4-1)。

(3) 评定微型齿轮传动侧隙的指标:双齿中心距偏差 $\Delta E''_a$ 、量柱测量距偏差 $\Delta E'_M$ 、公法线平均长度偏差 ΔE_w 及齿厚偏差 ΔE_s ;其精度等级与 I 组检验项目的精度等级一致。

(4) 有特殊要求时,允许自行规定侧隙要求。

4. 齿轮的公法线平均长度极限偏差

1) 普通齿轮的公法线平均长度极限偏差 E_w

普通齿轮的公法线平均长度极限偏差 E_w 应按照其精度等级、分度圆直径 d 、法向模数 m_n 和偏差代号:K-L、L-M、H-K、H-J 等,由公法线平均长度极限偏差 E_w 表中查得。7 级精度公法线平均长度极限偏差 E_w 参考值如表 1-1 所列。

表 1-1 7 级精度公法线平均长度极限偏差 E_w 参考值 (μm)

分度圆直径 d/mm	偏差 名称	法 向 模 数 m_n/mm											
		> 1 ~ 3.5		> 3.5 ~ 6.3		> 6.3 ~ 10		> 10 ~ 16		> 16 ~ 25		> 25 ~ 40	
		偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值	偏差 代号	偏差 数值
≤ 80	E_{wms}	G	-84	F	-72	F	-80						
	E_{wmi}	J	-140	G	-108	G	-120						
> 80 ~ 125	E_{wms}	G	-84	G	-108	F	-80						
	E_{wmi}	J	-140	H	-144	G	-120						
> 125 ~ 180	E_{wms}	H	-128	G	-120	F	-88	F	-100	F	-128		
	E_{wmi}	K	-192	J	-200	G	-176	H	-200	G	-192		
> 180 ~ 250	E_{wms}	H	-128	G	-120	G	-132	F	-100	F	-128		
	E_{wmi}	K	-192	J	-200	J	-220	H	-200	G	-192		
> 250 ~ 315	E_{wms}	H	-128	H	-160	G	-132	G	-150	F	-128		
	E_{wmi}	K	-192	K	-240	J	-220	J	-250	G	-192		
> 315 ~ 400	E_{wms}	J	-160	H	-160	G	-132	G	-150	F	-128		
	E_{wmi}	L	-256	K	-240	J	-220	J	-250	H	-256		
> 400 ~ 500	E_{wms}	J	-180	H	-160	G	-150	G	-168	F	-144	F	-180
	E_{wmi}	L	-288	K	-240	J	-250	J	-280	H	-288	G	-270
> 500 ~ 630	E_{wms}	J	-180	H	-160	H	-200	G	-168	G	-216	F	-180
	E_{wmi}	L	-288	K	-240	K	-300	J	-280	J	-360	G	-270
> 630 ~ 800	E_{wms}	K	-216	J	-200	H	-200	H	-224	G	-216	F	-180
	E_{wmi}	L	-288	L	-320	K	-300	K	-336	J	-360	G	-270
> 800 ~ 1000	E_{wms}	K	-240	J	-220	J	-250	H	-224	G	-216	F	-180
	E_{wmi}	L	-320	L	-352	L	-400	K	-336	J	-360	H	-360

注:①本表 7 级精度为第 II 公差组的精度;
② II 组精度 5 ~ 10 级的公法线平均长度极限偏差 E_w 值,可见参考文献[5]第 14 篇第 1 章