

机械零件

(第三卷)

[联邦德国] G. 尼 曼 著
H. 温特尔 著



Maschinenelemente

机械工业出版社

7H13
21.3

机 械 零 件

(第三卷)

[联邦德国] G. 尼 曼 著
H. 温特尔

张海明 译

鲍显威 毛谦德 校



机 械 工 业 出 版 社

本书为世界名著，已译成多种文字在许多国家出版发行，受到国际上普遍的赞誉和高度评价。该书凝聚了作者长期乃至毕生的研究成果与丰富经验，代表了当前国际上齿轮及主要基础件的最高设计水平，因此，本书在我国的出版，无疑将对我国机械行业设计水平的提高起很大作用。

全书共三卷，本书是第三卷，主要介绍圆柱螺旋齿轮传动、锥齿轮传动、准双曲面齿轮传动、冠状齿轮传动、蜗杆传动、链传动、带传动、摩擦轮传动、摩擦离合器与摩擦制动器、超越离合器等，共八章。阐述这些传动类型的特点，应用范围、工作原理、设计计算方法及典型结构等，对各类传动的选择和应用进行分析和比较，并附有丰富的计算图表、实用完整的计算例题及联邦德国有关制造企业的产品实例，可供设计选型参考。

本书可供高等工业院校师生及科研、工程技术人员参考。

2264/34

Maschinen elemente

Band III

2 Auflage

G. Niemann

H. Winter

Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York Tokyo
1983

机 械 零 件

(第 三 卷)

G. 尼 曼 著
〔联邦德国〕 H. 温特尔

张海明 译

鲍显威 毛谦德 校

责任编辑：冯宗青

责任校对：韩 晶

封面设计：刘 代

版式设计：胡金瑛

责任印制：卢子祥

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南街一号）
（北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号）

河北省涞水县印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 新华书店经售

开本 787×1092 1/16 · 印张 19 · 字数 456 千字
1991年2月北京第一版 · 1991年2月河北第一次印刷
印数 0,001-2,500 · 定价：13.00 元

ISBN 7-111-02212-2/TH·365

译者的话

正确、合理地设计机器的传动部分，是提高机器产品性能、效率和可靠性以及降低成本的重要一环。本书为世界名著，已被译成多种文字在许多国家出版发行。两位作者——尼曼和温特尔教授是国际齿轮传动界最负盛名的技术权威，他们对这门科学的毕生贡献，早为海内外同行所称道。现在把他们的著作介绍给我国读者，希望有助于我国齿轮及机械行业的设计水平的提高。

全书共三卷。本卷为第三卷，共八章，主要内容是：圆柱螺旋齿轮传动、锥齿轮传动，准双曲面齿轮传动、冠状齿轮传动、蜗杆传动、链传动、带传动，摩擦轮传动、摩擦离合器与摩擦制动器，超越离合器。

本书的一个显著特点是对上述传动类型的特点，应用范围、工作原理、设计计算方法及典型结构等的阐述，既有丰富的内容和翔实新颖的资料，又能选精择英，力避繁琐枯燥；行文能言简意赅，深入浅出。因此，本书不失为一本具有很高参考和借鉴价值的好书。此外，本书对高等工业院校师生来说也是一本极好的教学参考书。

本卷中译本直接从德文原著第二版译出。译者在翻译过程中自始至终得到杭州船用齿轮箱研究所王永先高级工程师的指教和帮助，并由他作了首校。译稿完成后，由北京起重机器厂鲍显威高级工程师（第二十三～二十五章）和北京理工大学毛谦德教授（第二十六～三十章）进行了精心校订。以上三位同志对提高本书的翻译质量起了很大作用，在此谨表深切谢意。

由于译者的水平有限，谬误在所难免，还望读者不吝批评指教是幸。

译者

1989年于苏州

附记：当本书译稿在进行编辑加工的时候，我们见到了原书1986年的重印修订本。我们又根据新书进行了修改，补充了新内容。因此，这本书应当算是根据1986年新本译出的。

前 言

在第一卷(1975)的前言中已经提到,本书除了德文原著外,至少有五种外文译本出版,而德文原著本身也以较大的印数多次作了重印。这一切都表明,本书经久不衰地受到设计师、计算工程师与大学生的高度重视。

国内外的专业技术界一再要求出版第二卷的新版本,国外的出版社也早已得到了选用新版本的许可证。现在作者就把新版本奉献给读者。由于在我们这个专业技术领域中信息量不断增大,原先的第二卷需要再分为两卷,这部著作的第二版现在就成为三卷本。

全部内容在其主要的方面基本上都重新改写,并重新作了编排。

第二卷的第二十章介绍了适用于传动装置和联轴器的基础知识,并对传动的特性、结构尺寸、重量和用途作了比较性说明。这样,读者就可以迅速地作出大致的选择。接着给出了适用于所有传动装置与联轴器的运动过程和惯性作用的基本公式。对所有传动类型,包括轴的各种复杂的布置方式,提供了用以计算轴承力的新的资料。此外,计量单位的换算表也是新的。第二卷和第三卷中的其他章节则分别讨论各种传动型式和联轴器。

只要有可能,我们都尽力给出计算公式、强度值与影响量的来源,假设及推导。这样就可以使读者很好地理解其物理关系,并运用判断进行计算,从而使本书作为教科书的特点能明显地突出出来。

本专著考虑到了传动装置和联轴器有关设计、结构和计算的当今发展状况。故而,对我们来说,以对功能所作的详细分析为基础的处理方法就显得甚为重要。所以,必须始终明确,至为重要的是要可靠地掌握由外界作用于传动装置或联轴器的载荷,并进而弄清工作条件。同时还必须考虑到,许用的应力值与强度值是极为离散的。作为设计师,还必须知道所采用的数据是以材料种类、热处理、制造方法等方面的哪些先决条件为依据的。

我们坚持这样一个原则,即在本书所介绍的各种机械零件中,凡是对设计师和工程师重要的内容,不论是许用应力、摩擦系数、设计数据或其它经验值,都尽可能详尽地予以提供。当然,必须注意到,所有影响量基本上是按统计分布规律出现的。这一点在选取比较重要的影响量时将明确地予以考虑。强度值将按一定的损伤概率给出。因此,考虑到它的不确定性和离散性,把某些几何参数精确地计算到小数点后面许多位就没有多大意义。此外,在应用电子计算机时,也不应当丢掉对事物的批评性理解,对物理关系的感知,对重要和非重要方面的感知!

因为大小不同的各种电子计算机(从袖珍计算器到大型计算机)今天已经成为设计师与计算工程师的手头工具,故进一步给出了有关曲线图的相应的计算公式。但是我们仍然保留了用曲线图表示的方法,这是因为它能使我们迅速地了解到各个量的量级概况,从而在确定其相互关系时有个较好的感知。有些数据表(例如渐开线函数)可以用袖珍计算器的计算程序代替。作为技术科学的一个新的分枝,本书介绍了用于解决各种问题的弹性流体动力学。所有数据与符号均按照DIN和ISO的标准,而度量单位一般都换成SI制的单位。

通过在齿轮传动及其基础理论方面的特有研究和在德国、美国及国际标准化工作中的积

极活动以及与传动装置工业界的密切合作,我们相信,本书所叙述的内容能够显示出出于第一手的科学与实践的当代水平。对于所有专业主题领域,则向工业界的杰出专家作了请教。但是,作为作者,我们仍将最终对所有说明与数据自行负责。

在书中难免会发现某些不足之处或因疏忽而导致的差错。对读者提出的各种有关意见,我们将始终表示感谢。

这本供教学 and 实际工作使用的著作乃是共同劳动的成果。若没有我们研究所合作者和工业界同行们的通力合作,今天这部著作还是不可能完成的。在此,向所有参与本书编写工作的人员表示由衷的谢意。

参与编写的合作者有:工程师H.Vojacek先生(轴承的作用力、惯性作用;非渐开线啮合;圆柱齿轮传动的参数设计与结构设计;摩擦式离合器,摩擦式制动器);博士工程师P.Oster先生(轮齿作用力、变形、修形;弹性流体动力学);工程师K.Michaelis先生(润滑;功率损耗;胶合承载能力);博士工程师W.Knabel先生(传动噪声);工程师G.Schönnenbeck先生(塑料齿轮);工程师W.Schmidt先生(行星传动);博士工程师G.Fresen先生(圆柱螺旋齿轮传动);博士工程师M.Richter先生和工程师M.Paul先生(锥齿轮传动);博士工程师H.Wilkesmann先生、博士工程师G.Huber先生和工程师D.Mathiak先生(蜗杆传动);工程师F.J.Joachim先生(链传动);工程师T.Weiß先生(带传动);博士工程师H.Gaggermeier先生(摩擦轮传动);工程师W.Liebhardt先生(超越离合器);博士工程师Th.Hösel先生(其他)。

参与个别章节撰写的有:B.Podlesnik教授(轮齿刚度);工程师H.Pflaum先生(载荷沿齿宽的分布);H.Rettig教授(材料、强度值、轮齿动载荷);工程师H.Gerber先生(轮齿动载荷);工程师H.J.Plewe先生(低速磨损);博士工程师W.Käser先生(点蚀承载能力);工程师U.Brossmann先生(齿根承载能力);工程师F.J.Hoppe先生、工程师Th.Placzek先生和见习工程师F.Prexler先生(例题)。

以下诸位先生提供稿件、资料和参加了校审工作:博士工程师K.Kallhardt先生,München和工程师H.Treppschuh先生(材料);主任工程师K.Grimpe先生,Ludwigshafen;工程师H.Dopp先生,Haren/Ems;博士工程师H.Röbner先生,Frankfurt;博士工程师E.Siedke先生,Berlin和主任工程师H.Strelow先生,Minden(塑料齿轮);博士工程师H.Trapp先生,Hückeswagen(锥齿轮传动);工程师L.Kostka先生,Bocholt(蜗杆传动);博士工程师O.Dittrich先生,Bad Homburg(链传动,摩擦轮传动);主任工程师H.G.Tope先生,Hannover(带传动);博士工程师K.H.Timtner先生,Bad Homburg,工程师D.Seidel先生,München和工程师R.Maurer先生,Bad Homburg(超越离合器);工程师E.Mangold先生,München,经济工程师G.Schrödl先生,München,工程师D.Wagner先生,Hamburg,博士工程师J.Fuhrmann先生,Hamburg,工程师G.Brandt先生,Hamburg,博士工程师E.J-antzen先生,Stuttgart,工程师G.P.Wollhofen先生,München,工程师H.J.Blanke先生,München,工程师H.Stockmeier先生,Augsburg(润滑与冷却)。

B.Podlesnik教授、工程师H.Gerber先生和工程师M.Paul先生仔细地校核了手稿。对他们,以及对参与誊写和绘图工作的同事们谨此表示深切的感谢。对提供图样和其他资料的所有公司企业,也同样表示感谢。

对齿轮传动承载能力所做的工作,其大部分也是对相应的DIN/ISO标准作出了贡献。这

些标准，连同那些与费时而又困难的协商工作连在一起的计划，除了本身的研究工作之外，肯定会对本书的价值和重要性起着良好的作用。但是，这些标准却又使本书新版的完成一再拖延。Springer 出版社虽然对此甚感不快，但最终还是予以忍让和谅解。因此，对编辑和出版方面所作的努力，对在准备付印期间他们的工作人员给予的真诚合作，同样表示衷心的感谢。

在结束本书前言的时候，要向双学位博士工程师Gustav Niemann教授先生表示怀念与敬意。多年来，他一直关心着新版本的问世。遗憾的是他没有能亲眼看到本著作的完成，在这里，他的名字将永远铭刻在他的奠基性著作中！

H. Winter

1983 年 6 月于慕尼黑

注：

缩写：DIN——德意志联邦共和国标准化研究所(Deutsches Institut für Normung)；ISO——国际标准化组织(International Standards Organization)；AGMA——美国齿轮制造者协会(American Gear Manufacturers Association)；BS——英国标准(British Standard)；FZG——慕尼黑工业大学齿轮与传动装置研究所(Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau, Technische Universität München)。

标有*号的方程为数值方程，它们的各个影响量必须由给定的单位所得的数值代入。其余方程均为量的方程，它们的影响量可以用任意选定的单位确定并代入。

目 录

第二十三章 圆柱螺旋齿轮传动

23.1 特性与应用	1
23.2 符号	1
23.3 螺旋齿轮副的几何关系	3
23.3.1 螺旋齿轮副的基本要素	3
23.3.2 渐开线螺旋齿轮副的接触关系	4
23.3.3 滑动速度	6
23.3.4 其他啮合参数	9
23.3.5 给定 z_1, z_2, a 与 $\Sigma=90^\circ$ 时用图解法确定螺旋角	9
23.3.6 螺旋齿轮的变位	10
23.4 轮齿载荷、载荷分布、轴承载荷	10
23.5 损耗功率与效率	12
23.5.1 总损耗功率与总效率	12
23.5.2 啮合损耗功率 $P_{\gamma z}$ 与啮合效率 η_z	12
23.6 承载能力计算与参数计算	13
23.6.1 滑动磨损验算	13
23.6.2 胶合验算	15
23.6.3 齿根承载能力验算	16
23.6.4 $\Sigma=90^\circ$ 时的参数估算	17
23.7 材料、加工、润滑	18
23.8 计算例题	18
23.9 第二十三章参考文献	20

第二十四章 锥齿轮传动、准双曲面齿轮传动、冠状齿轮传动

24.1 特性、结构形式、应用	21
24.1.1 锥齿轮	21
24.1.2 准双曲面齿轮(交错轴锥齿轮副)	23
24.1.3 冠状齿轮	23
24.1.4 锥形圆柱齿轮	24
24.2 符号	24
24.3 锥齿轮啮合几何关系	26
24.3.1 锥齿轮副	27
24.3.2 锥齿轮齿形	28
24.3.3 基本齿廓、变位与齿廓修整	29

24.3.4 齿线形状、螺旋角	31
24.3.5 锥面	31
24.3.6 中间锥当量圆柱齿轮	33
24.3.7 模数	33
24.3.8 齿面的滑动与滚动	33
24.4 啮合误差与公差、啮合检查、侧隙	33
24.4.1 轮体公差与装配公差	33
24.4.2 接触斑点、啮合公差	35
24.4.3 齿厚、侧隙	36
24.5 锥齿轮加工	39
24.5.1 无屑成形	39
24.5.2 切削成形	39
24.6 锥齿轮的材料与热处理	41
24.7 结构设计、润滑 轴承载荷	41
24.8 损耗功率与效率	43
24.9 锥齿轮传动装置的设计计算	43
24.9.1 给定参数,设计任务书	44
24.9.2 $\Sigma=90^\circ$ 时直径与齿宽的初算	44
24.9.3 齿数 z_1 与模数的选用	44
24.9.4 草图绘制、其他啮合参数	45
24.10 承载能力验算、计算表、例题	45
24.10.1 计算方法	46
24.10.2 一般影响量	49
24.10.3 点蚀承载能力	52
24.10.4 齿根承载能力	53
24.10.5 胶合(热胶合)承载能力	54
24.10.6 冷胶合危险的评定	55
24.10.7 抗磨损承载能力	55
24.11 准双曲面齿轮传动(交错轴锥齿轮传动)	55
24.11.1 准双曲面齿轮的啮合几何关系	55
24.11.2 摩擦系数、损耗功率与效率	59
24.11.3 支承方式、结构设计、润滑	59
24.11.4 准双曲面齿轮传动的设计与计算	59
24.11.5 承载能力验算、计算程式、例题	59

24.11.6 例题: 验算轿车驱动桥传动(准双曲面齿轮传动装置)	6	25.8 例题与计算程式	102
24.12 第二十四章参考文献	64	25.9 第二十五章参考文献	103
第二十五章 蜗杆传动		第二十六章 链传动	
25.1 概论	66	26.1 概述、特性	106
25.1.1 特性与应用	66	26.2 结构形式、应用	107
25.1.2 配对类型、齿面形状	67	26.3 符号	112
25.1.3 承载能力极限与工作特性	69	26.4 运动学	114
25.2 符号	72	26.4.1 多边形效应、瞬时传动比	114
25.3 圆柱蜗杆的几何关系(轴间角 $\Sigma=90^\circ$ 时)	75	26.4.2 链条伸长后的运动, 最大齿数	116
25.3.1 主要尺寸和啮合参数	76	26.4.3 链传动的振动	117
25.3.2 啮合几何关系——蜗杆齿面的计算公式	78	26.5 链条和链轮上的力, 轴承力	118
25.3.3 接触线的确定	78	26.5.1 由传递功率产生的圆周力(额定圆周力)	118
25.4 轮齿载荷、载荷分布、轴承载荷	80	26.5.2 附加外载荷, 工作状况系数 f_a	119
25.4.1 外载荷, 应用系数 K_A	80	26.5.3 预紧力 F_v	119
25.4.2 内载荷与载荷分布	80	26.5.4 离心力分量 F_l	119
25.4.3 轴间角 $\Sigma=90^\circ$ 时的轮齿载荷分量	81	26.5.5 由链条振动产生的力, 多边形力	119
25.4.4 轴承载荷	81	26.5.6 撞击力 F_A	120
25.5 损耗功率与效率	82	26.5.7 计算用的主要力	121
25.5.1 总损耗功率与总效率	82	26.5.8 轴承力	122
25.5.2 在轴间角 $\Sigma=90^\circ$ 时的啮合损耗功率 P_{vz} 与啮合效率 η_z	83	26.6 损耗功率与效率	122
25.5.3 轮齿摩擦系数 $\mu_z=\tan\rho_z$	83	26.6.1 铰链摩擦与铰链效率	122
25.5.4 空载损耗功率 P_{v0}	84	26.6.2 链条元件上的其他摩擦损失	123
25.5.5 由轴承载荷所致的损耗功率 P_{vLP}	85	26.6.3 冲击损失、冲击损失效率	123
25.6 承载能力的计算与验算	85	26.6.4 由轴承载荷所致的损失功率 P_{vLP}	124
25.6.1 概略计算	85	26.6.5 空载运转损失 P_{v0}	124
25.6.2 温度安全系数 S_T 的验算	87	26.7 承载能力、强度验算	124
25.6.3 点蚀安全系数 S_H 与磨损安全系数 S_W 的验算	88	26.7.1 链轮	124
25.6.4 齿根弯曲安全系数 S_F 的验算	92	26.7.2 套筒滚子链的承载能力	124
25.6.5 挠曲安全系数 S_σ 的验算	93	26.7.3 齿形链的应力	126
25.7 结构设计、制造、精度、材料、润滑、装配	94	26.8 主要参数、计算、设计	126
25.7.1 蜗杆传动的零件设计	94	26.8.1 链传动的一般关系式	127
25.7.2 制造	97	26.8.2 滚子链、套管和套筒滚子链传动的特点	129
25.7.3 精度、检验、接触斑点、侧隙	98	26.8.3 齿形链传动的特点	131
25.7.4 材料	99	26.8.4 材料、润滑、链条传动——典型结构	132
25.7.5 润滑	101	26.9 选型与计算、计算例题	134
		26.9.1 链传动的设计任务书(技术要求明细表)	134
		26.9.2 套筒滚子链传动的计算	135

26.9.3 滚柱式铰链的齿形链传动的 计算	139	28.3 符号	200
26.9.4 输送链与起重链的承载能力	141	28.4 摩擦轮材料副、润滑剂	202
26.10 可调链传动	142	28.5 摩擦力、摩擦系数,滑动率、润滑剂 的影响	205
26.10.1 应用,特性	142	28.5.1 摩擦力的产生	205
26.10.2 结构型式、构件	145	28.5.2 滑动率	206
26.11 第二十六章参考文献	147	28.5.3 摩擦系数曲线(滚动-滑动摩擦系 数)	206
第二十七章 带传动		28.6 压紧力的产生	207
27.1 概况,特性	150	28.7 计算原理	208
27.2 结构形式、应用范围	151	28.7.1 摩擦轮副的基本要素	208
27.3 符号	154	28.7.2 几何关系	209
27.4 一般公式、特性值	155	28.7.3 动力传递时的传动比 <i>i</i>	209
27.4.1 运动学	155	28.7.4 滚动运动,相对运动	209
27.4.2 尺寸	157	28.7.5 调节特性	211
27.4.3 力、伸长、滑动	157	28.7.6 载荷、转矩、功率	211
27.4.4 带的应力、承载能力的评价	160	28.7.7 轴承力	212
27.4.5 损失功率和效率	162	28.7.8 损失功率与效率	212
27.5 预紧力的产生和调节	163	28.8 选型、计算与承载能力	214
27.5.1 固定中心距下的套装伸长和带的 缩短	163	28.8.1 摩擦轮传动设计任务书(技术条 件明细表)	214
27.5.2 有效长度的定值增大	164	28.8.2 滑动安全系数 S_B , S_{Bmin} , 许用 摩擦系数 μ_{zul} , 有效摩擦系数 μ_e	215
27.5.3 恒定作用力的张紧轴和张紧轮	165	28.8.3 表面负载	215
27.5.4 自动张紧	166	28.8.4 磨损、寿命	217
27.5.5 预紧力的检测	166	28.8.5 温升	218
27.6 选型及其计算,计算例题	166	28.9 计算例题	218
27.6.1 设计任务书(技术条件明细表)	167	28.10 第二十八章参考文献	220
27.6.2 平型带传动	167	第二十九章 摩擦离合器与摩擦制动器	
27.6.3 三角带与圆型带传动	174	29.1 概述——离合器与制动器	222
27.6.4 齿形带传动	182	29.1.1 摩擦离合器	222
27.7 可调带传动	188	29.1.2 摩擦制动器	224
27.7.1 有级调节的带传动	188	29.2 符号	224
27.7.2 无级调节的带传动——通则	188	29.3 离合与制动过程	227
27.7.3 平型带可调传动	188	29.3.1 操纵式离合器的工作过程	227
27.7.4 三角带可调传动——通则	188	29.3.2 制动的工作过程	232
27.7.5 可调三角带传动的构件和结构形 式	189	29.4 结构型式,特性	233
27.8 第二十七章参考文献	190	29.4.1 鼓式离合器/制动器	233
第二十八章 摩擦轮传动		29.4.2 圆锥式离合器/制动器	236
28.1 概述,特性	193	29.4.3 圆盘式与摩擦片式离合器/制动 器	237
28.2 结构形式和应用范围	194	29.4.4 带式离合器/制动器	241
28.2.1 固定传动比的摩擦轮传动	194	29.5 离合器和制动器的摩擦副、摩擦衬	
28.2.2 转向摩擦传动	195		
28.2.3 可调摩擦轮传动	196		

层	243
29.5.1 干式与油式摩擦副	244
29.5.2 摩擦系数 μ , 颤振倾向	244
29.5.3 摩擦副的选择	247
29.6 操纵机构	247
29.6.1 操纵参数	247
29.6.2 摩擦衬层磨损后的补偿调整	248
29.6.3 接合机构, 操纵力	248
29.7 选型、确定尺寸、计算	250
29.7.1 技术要求(设计任务书, 技术条件明细表)	250
29.7.2 初定主要参数	251
29.7.3 摩擦副寿命(磨损量) L_B 的验算	252
29.7.4 发热验算	253
29.8 特殊型式	255
29.8.1 离心式离合器或制动器	255
29.8.2 安全或启动打滑离合器	255
29.8.3 磁粉电磁离合器, 磁流体电磁离合器	257
29.8.4 夹紧制动器	257
29.8.5 测功制动器	257

29.9 计算图表与计算例题	258
29.10 第二十九章参考文献	266
第三十章 超越离合器	
30.1 概述、应用、结构型式、名称	268
30.1.1 工作方式: 形状闭锁式——摩擦闭锁式	269
30.1.2 名称	271
30.2 符号	271
30.3 带拨爪闭锁机构的超越离合器	272
30.3.1 结构型式、应用范围	272
30.3.2 结构参数	273
30.3.3 力, 应力, 制造型式	275
30.3.4 计算例题	275
30.4 带楔块闭锁机构的超越离合器	276
30.4.1 结构型式, 应用范围	276
30.4.2 楔合式超越离合器的计算基础	281
30.4.3 损伤极限, 防范措施	284
30.4.4 参数确定、结构、润滑	286
30.4.5 计算例题	290
30.5 第三十章参考文献	291

第二十三章 圆柱螺旋齿轮传动

圆柱螺旋齿轮副可以从交错轴齿轮副的一般情况——双曲面齿轮副——设想出来（见图 20.4）。该双曲面齿轮副的两个环状喉轮用齿向与瞬时螺旋运动轴方向相一致的渐开线圆柱齿轮来代替（图 23.1）。

因此，对于螺旋齿轮副中的单个齿轮即可采用 21.3 节和表 22.1.11 所示的圆柱齿轮的尺寸和设计参数。21.12 节和 21.4 节所述的圆柱齿轮的制造和检查方法也同样适用。

轴交角 Σ 一般选用 90° 。圆柱螺旋齿轮传动的概况以及与其它传动类型的比较见 20.3 节。

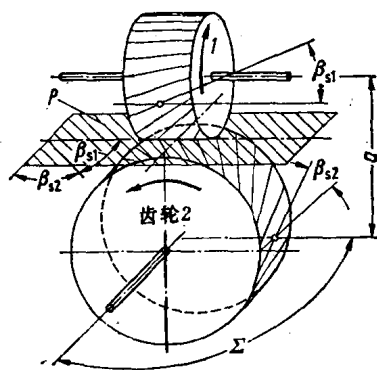


图 23.1 螺旋齿轮 1, 2 与平面齿轮 P 啮合
 a —中心距 Σ —轴交角 β_{11} 与 β_{22} —螺旋角

23.1 特性与应用

圆柱螺旋齿轮副的齿面就象两个轴线交错的圆柱体那样接触于某一点。随着轴交角的增大，齿长方向的滑动（螺旋滑动）速度也随之增大。此滑动速度将与已知的圆柱齿轮齿高方向的滑动速度相叠加。

圆柱螺旋齿轮副的点接触与螺旋滑动是其承载能力较低和功率损耗较高（与圆柱齿轮副相比而言）的原因。因此，这种齿轮副大多用于传递运动或辅助传动装置（例如纺织机械，转速表与泵的传动装置）的场合。

但在轴交角较小时（ $\Sigma < 25^\circ$ ）也可用来传递较大的功率^[23/12]，此时接触点扩大成为一个长椭圆形接触区^[23/11]。在 $\Sigma = 0$ ，亦即 $\beta_1 = -\beta_2$ 的极限情况下，实际上就成为线接触的平行轴圆柱齿轮了。

圆柱螺旋齿轮可以轴向移动而不会妨碍轮齿啮合（前提条件是要有足够的齿宽），由此可以实现圆周位移，例如可用以调整凸轮轴。

由于螺旋齿轮副是点接触，它对于螺旋角的少量误差不如平行轴圆柱齿轮那么敏感，但对于中心距误差却较敏感，因为中心距有了误差就会使其螺旋圆柱上的螺旋角之和与轴交角不相等，见文献[23/1, 2]。

23.2 符 号

通用的啮合几何学符号见 21.1.1 节。啮合误差的符号见 21.4.1 节

a	mm	中心距，受压椭圆的长半轴
b	mm	齿宽，受压椭圆的短半轴

c	mm	齿顶间隙
d	mm	直径
g_{an}, g_{fn}	mm	法向截面中的啮合段长度, 齿顶啮合段长度 与齿根啮合段长度
h	mm	齿高
i	—	$= n_a/n_b = z_b/z_a$, 传动比
l	mm	接触长度
m	mm	模数
n	r/min	转速
s_{n_1}	mm	齿根厚度
u	—	$= z_2/z_1$, 齿数比
v_s, v_t	m/s	滑动速度, 圆周速度($v_s \approx v_t$)
x	—	变位系数
z	—	齿数
E	N/mm ²	弹性模量(E —模量)
F	N	力
F_t	N	(额定)圆周力
K_A	—	使用系数
P	kW	(额定)功率
S	—	安全系数
T	Nm	(额定)转矩
X_σ	$\sqrt{1/\text{mm}}$	几何系数
X_z	—	重合度系数(胶合)
Z_H	$\sqrt[3]{\text{mm}^2/\text{N}}$	材料系数
Z_σ	—	滑动系数
Z_{σ_H}	—	重合度系数(齿面应力)
α	°	分度圆压力角
β	°	螺旋角
β_B	°	齿线与接触线间的夹角
ε	—	重合度
η	—	效率, 赫兹半轴系数
θ	°	赫兹辅角
$\theta_{int}, \theta_{oil}$	°C	积分温度, 油温
μ_m	—	轮齿平均摩擦系数
ν	—	泊松常数
ξ	—	赫兹半轴系数
ρ	°, mm	摩擦角, 曲率半径
σ_H, σ_F	N/mm ²	齿面应力, 齿根应力
Σ	°	轴交角

下标:

- 1 小齿轮
- 2 大齿轮
- a 齿顶圆柱, 顶圆, 齿顶
- b 基圆柱, 基圆
- $\bar{a}$ 主动
- $\bar{b}$ 从动
- e 啮合
- f 齿根圆柱, 齿根
- m 平均值
- n 法截面
- s 螺旋交点(瞬时螺旋运动轴与轮轴公法线的交点), 瞬时螺旋运动轴
- S 胶合应力
- t 端截面
- V 损失, 磨损
- x 轴向, 轴截面
- z 轮齿, 啮合
- α 齿高方向
- β 齿长方向
- γ 总值

23.3 螺旋齿轮副的几何关系

23.3.1 螺旋齿轮副的基本要素

一对螺旋齿轮的两条轴线位于两个相互平行的平面内。这两条轴线的公垂线就是中心线, 即为该两平面之间最短距离, 也就是中心距(图23.1)。在这里, 取代圆柱齿轮副节线位置的瞬时螺旋运动轴就按这两个齿轮的螺旋半径之比例来分割该中心距(图20.4)。

(1) 轴交角 Σ 与螺旋圆柱上的螺旋角 β 。

$$\Sigma = \beta_{s1} + \beta_{s2}; \sin \beta_{s1,2} = \sin \beta_{1,2} \cos \alpha_n / \cos \alpha_{sn} \quad (23.1, 2)$$

说明: 右旋螺旋角为正值, 左旋螺旋角为负值(参见21.3.6节), 由此可得出轴交角的正负符号。例如:

$$\Sigma = 40^\circ + (-30^\circ) = +10^\circ.$$

(2) 传动比 i , 齿数比 u

$$i = n_2/n_1 = z_2/z_1 = d_{s2} \cos \beta_{s1} / (d_{s1} \cos \beta_{s2}) \quad (23.3)$$

主动齿轮(下标 s)可以有较小或较大的齿数。

$$u = z_2/z_1 = d_{s2} \cos \beta_{s1} / (d_{s1} \cos \beta_{s1}) \quad (23.4)$$

与正常的圆柱齿轮副不尽相同, i 与 u 不等于两齿轮的直径比, 而还取决于两齿轮(不同的)螺旋角之比, 犹如在蜗杆传动中还与蜗杆导程有关一样。

(3) 螺旋圆柱直径 d_s , 中心距 a

$$d_{s1} = m_{sn} z_1 / \cos \beta_{s1}; \quad d_{s2} = m_{sn} z_2 / \cos \beta_{s2}; \quad (23.5, 6)$$

$$a = 0.5(d_{s1} + d_{s2}) = 0.5 m_{sn} (z_1 / \cos \beta_{s1} + z_2 / \cos \beta_{s2}); \quad (23.7)$$

$$\text{当 } \Sigma = 90^\circ \text{ 时, } a = 0.5 m_{sn} (z_1 / \cos \beta_{s1} + z_2 / \sin |\beta_{s1}|) \quad (23.8)$$

23.3.2 渐开线螺旋齿轮副的接触关系

对图23.1所示的平面齿轮可设想为极薄的斜齿条，同两个螺旋齿轮啮合。上方的齿轮1的齿面与该齿条的平面齿面就象同21.3.6节所述的斜齿啮合一样，在一条沿齿面分布的斜线 B_1 上相接触。 B_1 与齿线 F 之间的夹角为 β_{B1} (见图23.2a)。

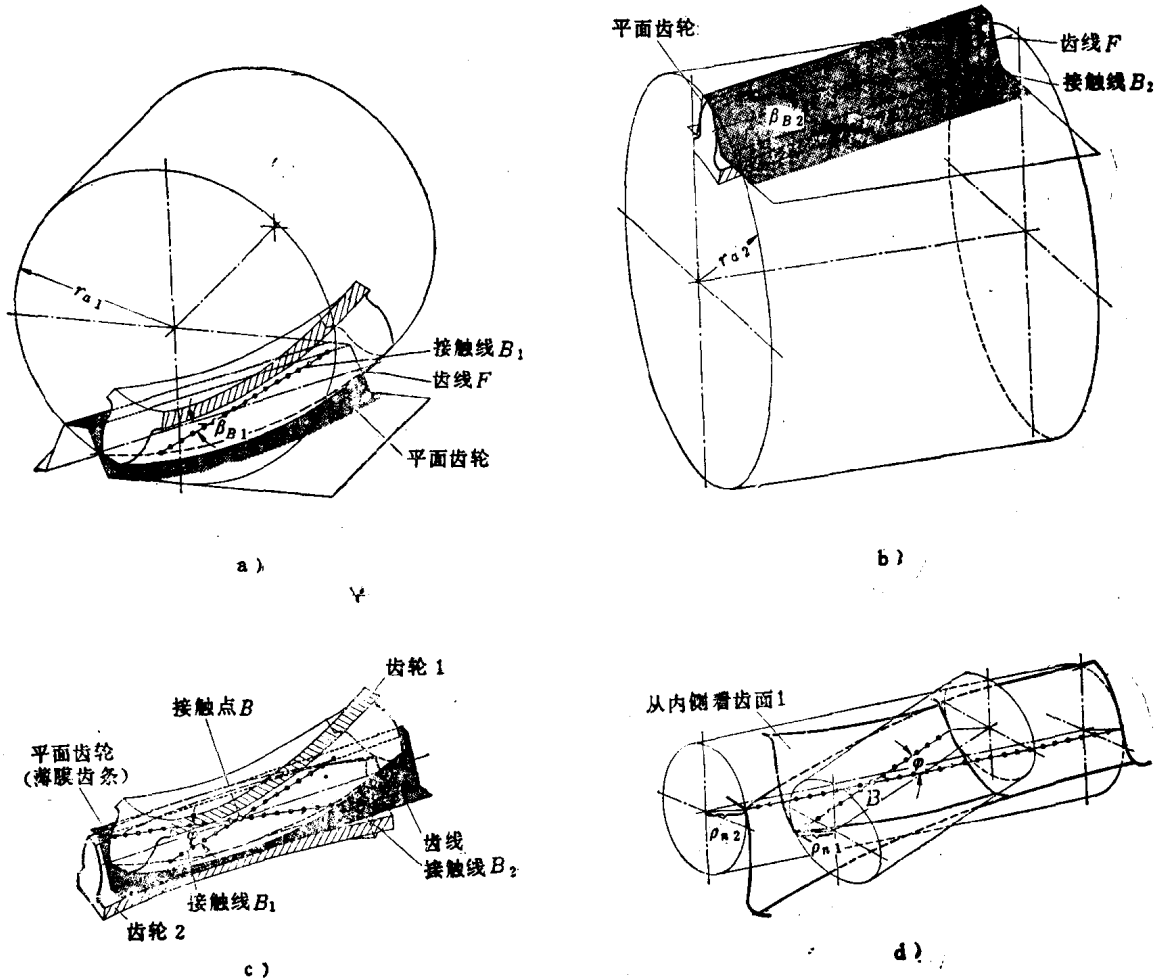


图 23.2 图23.1的螺旋齿轮齿面的接触情况

- a) 接触线 B_1 : 上方的齿轮1/平面齿轮
 - b) 接触线 B_2 : 下方的齿轮2/平面齿轮
 - c) 介于两个螺旋齿轮齿面之间的平面齿轮
 - d) 具有接触点 B 处的齿面曲率半径的当量圆柱
- (本图由A. Echter工程师绘制)

下方的齿轮2的齿面与同一齿条齿面沿斜线 B_2 相接触。 B_2 与齿线 F 的夹角为 β_{B2} (见图23.2b)。

接触线 B_1 与 B_2 之间的夹角为 φ (见图23.2c)。

据21.3.6节有

$$\tan \beta_{B1} = \tan \beta_1 \sin \alpha_n; \quad \tan \beta_{B2} = \tan \beta_2 \sin \alpha_n \quad (23.9, 10)$$

$$\varphi = \beta_{B1} + \beta_{B2} \quad (23.11)$$

这两个螺旋齿轮的齿面分别位于同一齿条齿面的两侧。两接触线相交于 B 点, 这就是两个螺旋齿轮齿面的唯一的瞬时接触点 $\ominus$ 。

这两个齿轮齿面上的所有其它各点在此接触瞬间彼此都有一定的间距。

(1) 啮合平面—啮合线

就同所有渐开线圆柱齿轮副一样, 图 23.1 中上方的齿轮与平面齿轮 (公共齿条) 的齿面只能在由上方的基圆柱展开的啮合平面 1 上相接触 (见图 23.3a)。可能的接触线即是啮合平面 1 与平面齿轮齿面的交线 B_1 。决定该啮合平面方向的条件是: 它与平面齿轮齿面在齿轮 1 的端截面中必须相互垂直。

下方的齿轮 2 及其相关的啮合平面 2 和 (两齿轮公共的) 平面齿轮的接触关系也同样。

这两个螺旋齿轮的齿面只有在两个啮合平面的公共点上, 亦即在该两平面的相交直线上才能接触 (见图 23.3b)。这条直线就是啮合线。当一对轮齿通过啮合区时, 接触线 B_1 与 B_2 就在此啮合线处相交。

(2) 啮合线段

两个螺旋齿轮的顶圆柱与啮合线相交于 A 点与 E 点, 由此而确定出啮合线段 $\overline{AE}$ (图 23.3b) (仅适用于没有损伤性根切的情况 $\ominus$)。

$$\overline{AE} = g_{an1} + g_{an2} \quad (23.12)$$

式中的齿顶啮合线段为

$$g_{an1} = g_{at1} / \cos \beta_{B1} = 0.5 (\sqrt{d_{a1}^2 - d_{B1}^2} - \sqrt{d_{s1}^2 - d_{B1}^2}) / \cos \beta_{B1} \\ = \overline{SE} \quad (23.13)$$

按式 (23.13) 计算, 用下标 2 代替下标 1, 则得 $g_{an2} = \overline{SA}$ 。端截面中的齿顶和齿根啮合线段为 $g_{at1} = \overline{S_{t1}E_{t1}}$ 和 $g_{ft2} = \overline{S_{t2}E_{t2}}$, 见图 23.3b。

(3) 齿宽

如果在啮合平面 1 上把啮合线段投影到基圆柱 1 的母线上以及在啮合平面 2 上把啮合线段投影到基圆柱 2 的母线上, 则得最小齿宽。齿轮轴向在此范围以外的部分就不会发生啮合 (图 23.3b)。

$$b_{min1} = \overline{AE} \sin \beta_{B1}, \quad b_{min2} = \overline{AE} \sin \beta_{B2} \quad (23.14)$$

式中 $\beta_{B1,2}$ 按式 (23.30) 计算。

对于平面齿轮, 亦即当 $z_1 = z_2 = \infty$ 时, 有

$$b_{min1} = \frac{h_{a1} + h_{a2} \sin |\beta_{B1}|}{\tan \alpha_n}, \quad b_{min2} = \frac{h_{a1} + h_{a2} \sin |\beta_{B2}|}{\tan \alpha_n} \quad (23.15)$$

对于 $h_{a1} + h_{a2} = 2m_n$ 与 $\alpha_n = 20^\circ$, 亦即为标准齿高 (DIN 867 基本齿廓) 及对于非变位或高变位齿轮, 则有

$$b_{min1} = 5.5 m_n \sin |\beta_{B1}|; \quad b_{min2} = 5.5 m_n \sin |\beta_{B2}| \quad (23.16)$$

$\ominus$ 只有在 $\Sigma=0$ 时, 亦即成为平行轴斜齿圆柱齿轮副时, 接触线 B_1 与 B_2 才会重合 (线接触)。

$\ominus$ 如果根切较严重, 则会使啮合线段缩短, 参见 21.3.8 节之 (3)。

由于式(23.16)⊖的齿宽值业已适用于齿数为无限大的齿轮,故为了考虑装配公差,这些值通常有 $(1\sim 2)m_n$ 的附加量就够了。总之,齿宽应为 $b \geq 6m_n$,以使齿轮达到足够的横向稳定性。最小齿宽见表22.1.7。

(4) 重合度

据 21.3.5 节,重合度按公式(23.12)的啮合线段 $\overline{AE}$ 的长度以及法截面中的基节 p_n 来计算:

$$\left. \begin{aligned} e_n &= \overline{AE} / p_{en} = \overline{AE} / (m_n \pi \cos \alpha_n) = e_{n1} + e_{n2}, \\ \text{小齿轮和大齿轮的齿顶部分重合度 } e_{n1} \text{ 与 } e_{n2}: \\ e_{n1} &= \overline{SE} / p_{en} = g_{an1} / p_{en}, \quad e_{n2} = \overline{SA} / p_{en} = g_{an2} / p_{en} \end{aligned} \right\} \quad (23.17)$$

式中的 $g_{an1,2}$ 按式(23.13)计算。

23.3.3 滑动速度

如果把图 23.1 中的公共平面齿轮换成两个相互嵌合的极薄齿条,则齿轮 1 就在齿条 1 上以圆周速度 v_{i1} 滚动;齿轮 2 在齿条 2 上以圆周速度 v_{i2} 滚动(见图 23.4a)。由于两齿条在垂直于其齿线方向无相对运动,因此,两者在节平面中的法向速度 v_n 必须相等:

$$v_n = v_{s11} \cos |\beta_{s1}| = v_{s12} \cos |\beta_{s2}| \quad (23.18)$$

由于 $v_{si} = v_i$ (非变位或高变位啮合时)或 $v_{si} \approx v_i$ (角变位啮合时),下文凡涉及 v_{si} 的皆不用下角标 s 而写为 v_i 。

(1) 在齿线亦即瞬时螺旋运动轴方向上的滑动速度(螺旋滑动)

根据式(23.18)的条件,两齿条,因而也是指两齿轮的齿面必须以滑动速度 v_{gs} 在齿长方向彼此滑动。据图 23.4 b, v_{gs} 为两齿轮圆周速度的几何差:

$$v_{gs} = v_{i1} \sin |\Sigma| / \cos |\beta_{s1}| = v_{i2} \sin |\Sigma| / \cos |\beta_{s2}| \quad (23.19)$$

式中的轴交角 Σ 按式(23.1)计算,注意正负符号!

(2) 齿顶处的总滑动速度

除了螺旋滑动以外,还存在着象圆柱齿轮副的齿高方向滑动(见 21.1.7 节),但这部分滑动的速度在轴交角较大($\Sigma > 50^\circ$)时就小于螺旋滑动速度。

据此,总滑动速度 v_{gv1} ⊖是由齿高方向的滑动速度分量 v_{ga1} 与齿长方向的分量 v_{gs1} 所组成(图 23.5)。为了确定 v_{gs1} 与 v_{ga1} ,一般仍要从假想的两个极薄的齿条入手。如此便可获得三个很易计算的滑动速度分量(见图 23.6)。

1) 在齿轮 1 与齿条 1 之间:

$$v_{g1}^* = 2 v_{i1} g_{a11} / d_{s1} = 2 v_{i1} g_{am1} \cos \beta_{s1} / d_{s1} \quad (23.20)$$

2) 在齿轮 2 与齿条 2 之间:

$$v_{g2} = 2 v_{i2} g_{i12} / d_{s2} = 2 v_{i2} g_{rn2} \cos \beta_{s2} / d_{s2} \quad (23.21) \ominus$$

(据 21.1.7 节适用于圆柱齿轮副的关系) g_{a1} , g_{r1} 见式(23.13)。

⊖ 公式(23.16)的计算值纯粹是一个几何量。它未考虑(特别是在轴交角 Σ 较小时)接触点在载荷作用下会扩展成一个椭圆。在这种情况下,如果事先已知该受压椭圆的半轴,才能根据承载能力计算来确定最终有效的齿宽,参见式(23.62)和文献[23/11]。

⊖ 总滑动速度在这里是对齿轮 1 的齿顶而确定的,因为它在该齿顶处达到最大值。至于齿轮 2 齿顶处的总滑动速度,只要从齿轮 2 的齿顶啮合线段长度 g_{a2} 或对应的齿轮 1 的齿根啮合线段长度 g_{r1} 入手,就可以按同样的方式确定。

⊖ $g_{r12} = g_{a11} \sin \alpha_{i1} / \sin \alpha_{i2}$ 。