

机构设计与应用创新丛书

齿轮机构设计与应用

李华敏 李瑰贤 等编著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

机构设计与应用创新丛书

齿轮机构设计与应用

李华敏 李瑰贤 王知行 编著
汪仁树 姚立纲 李建生



机械工业出版社

齿轮的设计是一项涉及多学科的综合技术,本书作为机构设计与应用创新丛书之一,只从实现某种运动的机构设计的角度,对齿轮机构设计与应用的一些基本问题予以介绍。本书除了介绍一般的圆柱齿轮、锥齿轮和蜗杆传动外,还介绍了一些特殊形状的齿轮,如偏心齿轮、变齿厚齿轮、非圆齿轮和准椭球齿轮等。对于每种形状的齿轮,首先介绍其一对齿轮的设计方法,然后再介绍以其组成的齿轮机构,其中又主要介绍这种齿轮组成的行星机构的设计与应用,实用性非常强。

本书适于从事齿轮机构设计与应用的技术人员使用,也可作为大专院校相关专业的教材及参考书。

图书在版编目(CIP)数据

齿轮机构设计与应用/李华敏等编著. —北京:机械工业出版社, 2007. 6

(机构设计与应用创新丛书)

ISBN 978-7-111-21580-6

I. 齿… II. 李… III. 齿轮传动-机械设计
IV. TH132.41

中国版本图书馆CIP数据核字(2007)第079006号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

责任编辑:黄丽梅 版式设计:冉晓华 责任校对:魏俊云

封面设计:陈沛 责任印制:杨曦

三河市国英印务有限公司印刷

2007年9月第1版·第1次印刷

169mm×239mm·13.375印张·519千字

0001—4000册

标准书号:ISBN 978-7-111-21580-6

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
销售服务热线电话:(010) 68326294

购书热线电话:(010) 88379639 88379641 88379643

编辑热线电话:(010) 68351729

封面无防伪标均为盗版

前 言

齿轮机构用于传递原动机与工作机之间的运动和动力。它可以实现不同的匀速运动或按预定规律变化的运动，也可以改变运动的形式，如将转动转化为移动或相反。

齿轮传动是机械中应用最为广泛的一种传动装置。这是因为它具备一系列显著的优点：

1) 可以实现精确的匀速和变速运动，某些精密的减速装置，其运动误差可控制在1角分以内。

2) 既可用于高速和重载的传动，又可用于精密和微小的机械与仪表中，目前已有圆周速度200m/s和传动功率50000kW的齿轮装置，而在微机械中，近年已制造出直径为数十微米的齿轮。

3) 机械效率高，一对齿轮可达99%。齿轮机构是恒功率输出。即当输入功率一定，在不计摩擦时，输出转速与转矩之积恒等于输入功率。这是电传动与流体传动难以达到的，如电传动往往是恒转矩输出。

4) 使用寿命长，如能正确设计和制造，可达几十年而不失效。

与其他机械传动相比较，齿轮机构的缺点是价格较高，如设计制造不当，会带来较大的振动与噪声。

由上述可见，虽然现代齿轮的发展已有200余年的历史，但它在工业生产中仍然保持有强大的生命力。

齿轮的设计是一项涉及多学科的综合技术。它不仅需要解决与运动学有关的几何设计，而且还涉及材料、热处理、强度、结构、加工工艺、精度以及动力学、摩擦学等设计问题。本书作为机构设计与应用创新丛书之一，只从实现某种运动的机构设计的角度，对齿轮机构设计的一些基本问题予以介绍。即便如此，由于篇幅的限制，对于一些几何关系非常复杂的空间齿轮传动，如曲线齿锥齿轮和环面蜗杆等的啮合原理，本书也将不予讨论。读者有兴趣可参阅有关专著。

本书将按照不同形状的齿轮介绍其机构设计问题。其中主要介绍圆柱齿轮机构的设计，而且以渐开线齿轮为重点，这是因为它易于精确加工而在生产中仍然得到极其广泛应用的缘故。对于每种形状的齿轮，我们将首先介绍其一对齿轮的设计方法，然后介绍以其组成的齿轮机构，其中又主要介绍这种齿轮组成的行星机构的设计。此外，本书除了介绍一般的圆柱齿轮、锥齿轮和蜗杆传动外，还介绍了一些特殊形状的齿轮，如偏心齿轮、变齿厚齿轮、非圆齿轮和准椭球齿轮

IV

等。

本书由哈尔滨工业大学李华敏、李瑰贤、王知行、李建生，哈尔滨理工大学汪仁树，福州大学姚立纲教授合作编写，其中第1至4章和附录由王知行教授编写，第5、6章由汪仁树教授编写，第7、8章由李华敏教授编写，第9、10章由姚立纲教授编写（参考了徐晓俊副教授编写的初稿），第11至15章由李瑰贤教授编写，李建生副教授参与了附录的编写工作。最后，李华敏教授（第1、2、3篇）和李瑰贤教授（第4篇）进行了统稿。

此外，在本书编写过程中，唐德威教授、徐晓俊副教授、梁永生教授、刘志全、吴俊飞、毕诸明博士以及博士生温建民、沈一春、刘宇、林彰炎、王威、王伟等均做了不少资料收集、整理和分析等辅助性工作，特此致谢！

诚望读者对本书的缺点、错误提出批评和指正。

编 者

目 录

前言

第 1 篇 圆柱齿轮机构

第 1 章 平面齿轮副啮合的

基本概念 3

1.1 瞬心线及瞬心线机构 3

1.2 齿轮副的节曲面 5

1.3 齿轮副的齿面 6

1.3.1 用包络线法确定共轭齿廓 ... 6

1.3.2 用齿廓法线法确定 共轭齿廓 7

1.3.3 用动瞬心线法确定 共轭齿廓 9

1.3.4 摆线齿轮的齿廓曲面 10

1.3.5 渐开线齿轮的齿廓曲面 12

1.4 欧拉-沙瓦里公式及其应用 14

第 2 章 渐开线圆柱齿轮副

设计 16

2.1 渐开线及其传动特点 16

2.1.1 渐开线及其性质 16

2.1.2 渐开线方程式 17

2.1.3 渐开线齿廓啮合 传动的特点 17

2.2 渐开线圆柱齿轮的几何 要素与啮合传动 19

2.2.1 渐开线直齿圆柱齿轮的各 部分名称及代号 19

2.2.2 渐开线圆柱齿轮的基本参数 与基本齿廓 20

2.2.3 渐开线标准圆柱齿轮 的几何尺寸 23

2.2.4 渐开线标准圆柱齿轮

的啮合传动 25

2.3 渐开线齿轮加工原理及 齿厚控制 28

2.3.1 渐开线齿轮的加工原理 28

2.3.2 变位齿轮的形成 31

2.3.3 渐开线齿轮的齿厚 计算及控制 32

2.4 渐开线圆柱齿轮啮合 传动的特性 37

2.4.1 连续啮合条件及重合度 37

2.4.2 渐开线圆柱齿轮副啮合中 的滑动现象和滑动系数 41

2.5 渐开线圆柱齿轮加工过程 中的干涉 44

2.5.1 齿条型刀具加工外齿轮时的 根切及避免方法 44

2.5.2 插齿刀加工外齿轮时的 根切与顶切 46

2.5.3 插齿刀加工内齿轮 时的干涉 49

2.6 渐开线圆柱齿轮啮合时的 干涉 52

2.6.1 外啮合渐开线齿轮的 啮合干涉 52

2.6.2 内啮合渐开线齿轮的 啮合干涉 53

2.7 渐开线圆柱齿轮副的传动 设计 55

2.7.1 渐开线变位齿轮的 啮合传动计算 56

2.7.2 变位齿轮传动的 分类与比较	63	的基本参数	105
2.7.3 设计举例	66	4.2.3 通用标准圆柱齿轮减速 器及其选用	108
2.8 渐开线齿轮变位系数的选择	69	4.2.4 减速器的设计	110
2.8.1 选择变位系数的 基本原则	70	4.3 专用减速器及其特点	111
2.8.2 选择变位系数的限制 条件	71	第5章 行星齿轮机构设计	114
2.8.3 外啮合圆柱齿轮变位系数 的选择方法	76	5.1 概述	114
第3章 圆弧齿轮副设计	85	5.2 行星轮系各构件角速度之间的 普遍关系式	116
3.1 圆弧齿轮副啮合基本原理 及传动特点	85	5.3 行星轮系的效率计算	118
3.1.1 基本原理	85	5.3.1 概述	118
3.1.2 传动比和正确啮合条件	87	5.3.2 常用的啮合功率法	119
3.1.3 重合度和接触点数及其对 工作性能的影响	88	5.3.3 克列依涅斯啮合功率法	132
3.2 圆弧齿轮的基本齿廓及模数	90	5.3.4 力矩法求行星轮系效率	135
3.2.1 圆弧齿轮的模数	90	5.4 行星轮系各轮齿数的确定	138
3.2.2 单圆弧齿轮滚刀齿形	91	5.4.1 满足给定的传动比	138
3.2.3 双圆弧齿轮基本齿廓	92	5.4.2 同心条件	138
3.3 圆弧齿轮几何尺寸计算 及参数选择	95	5.4.3 邻接条件	139
3.3.1 圆弧齿轮的几何尺寸 计算	95	5.4.4 安装条件	139
3.3.2 圆弧齿轮几何参数的 选择	97	5.5 行星轮系的运动精度	142
第4章 定轴圆柱齿轮 机构设计	99	5.6 行星轮系的均载装置	144
4.1 齿轮传动机构的类型与用途	99	5.6.1 使基本构件“浮动” 的方法	145
4.1.1 齿轮传动机构的类型	99	5.6.2 采用弹性元件的 均衡方法	145
4.1.2 传动比的计算	99	5.6.3 采用杠杆联锁的 均衡装置	146
4.1.3 圆柱齿轮变速机构	101	5.6.4 使行星轮系成为 静定系统	146
4.2 通用圆柱齿轮减速器 的设计与选用	104	5.7 行星轮系形式的选择	148
4.2.1 圆柱齿轮减速器的 类型与特点	104	5.8 行星齿轮变速箱	150
4.2.2 通用圆柱齿轮减速器 的通用参数	105	5.8.1 二自由度行星变速箱	150
		5.8.2 三自由度行星变速箱	156
		第6章 少齿差行星轮系	159
		6.1 渐开线少齿差行星轮系	159
		6.1.1 概述	159
		6.1.2 渐开线少齿差行星轮系的 输出机构及无输出机构的	

少齿差行星轮系	160	6.2.8 RV 传动简介	176
6.1.3 内齿轮副干涉及 限制条件	163	6.3 谐波齿轮传动	178
6.1.4 少齿差行星轮系的效率	164	6.3.1 概述	178
6.2 摆线针轮行星轮系	164	6.3.2 结构形式及传动比计算	180
6.2.1 概述	164	6.3.3 谐波齿轮传动的啮合 原理	183
6.2.2 摆线齿廓的形成	165	6.3.4 谐波齿轮传动的效率	190
6.2.3 摆线针轮行星传动 的啮合原理	168	6.4 活齿少齿差行星齿轮传动	195
6.2.4 摆线轮齿廓不产生 “根切”的条件	170	6.4.1 概述	195
6.2.5 有关系数的选择	172	6.4.2 活齿传动的工作原理	196
6.2.6 摆线轮基本尺寸	174	6.4.3 活齿传动的齿形设计	197
6.2.7 摆线轮齿廓的加工	175	6.4.4 活齿传动的其他 参数的选择	200

第 2 篇 锥齿轮机构及其设计

第 7 章 锥齿轮的几何设计	204	第 8 章 锥齿轮机构	225
7.1 直齿锥齿轮传动	204	8.1 锥齿轮变速机构	225
7.1.1 直齿锥齿轮的齿廓曲面	204	8.1.1 普通锥齿轮行星机构	225
7.1.2 直齿锥齿轮的几何计算	206	8.1.2 少齿差锥齿轮行星 减速器	228
7.2 曲线齿锥齿轮传动	210	8.2 锥齿轮差动机构	230
7.2.1 曲线齿锥齿轮的齿线	210	8.3 在机器人操作机中采用的 圆锥齿轮机构	231
7.2.2 弧齿锥齿轮的几何计算	211	8.3.1 圆锥齿轮上下料机构	231
7.3 圆柱锥齿轮传动	217	8.3.2 机器人的锥齿轮俯仰 转动关节	232
7.3.1 插齿刀加工的锥齿轮 的齿廓曲面	217	8.3.3 三自由度锥齿轮关节	233
7.3.2 圆柱锥齿轮传动 的几何计算	218		

第 3 篇 蜗杆传动及其设计

第 9 章 圆柱蜗杆传动	243	尺寸计算	246
9.1 圆柱蜗杆的分类及形成原理	243	9.2.1 圆柱蜗杆传动的 主要参数	246
9.1.1 三种直纹面蜗杆的 形成原理	243	9.2.2 圆柱蜗杆传动的几何 尺寸计算	249
9.1.2 锥面包络圆柱蜗杆的 形成原理	245	9.3 圆柱蜗杆传动在各种 机构中的应用	253
9.1.3 圆弧齿蜗杆的形成原理	246	9.3.1 蜗杆减速装置	253
9.2 圆柱蜗杆传动的几何			

9.3.2 蜗杆分度驱动机构	255	蜗杆传动	261
9.3.3 蜗杆运动合成机构	255	10.2.1 形成原理	261
9.3.4 蜗杆转数计	256	10.2.2 几何尺寸计算	262
第10章 环面蜗杆传动	257	10.3 超环面行星蜗杆传动	266
10.1 直廓环面蜗杆传动	257	10.3.1 超环面行星蜗杆传动的	
10.1.1 直廓环面蜗杆传动		原理及特点	266
的形成原理	257	10.3.2 传动的参数设计	267
10.1.2 直廓环面蜗杆副		10.3.3 参数确定原则与制造	
的几何计算	258	技术	270
10.2 平面二次包络环面			

第4篇 其他齿轮机构设计及应用

第11章 渐开线螺旋圆柱齿轮		12.1.2 变厚齿轮尺寸计算	
机构及其设计	273	公式	295
11.1 渐开线螺旋齿轮的		12.2 平行轴外啮合变厚齿轮	
传动原理	273	机构及其设计	299
11.2 螺旋齿轮传动特点	275	12.2.1 平行轴外啮合变厚齿轮	
11.2.1 正确啮合条件	275	正确啮合条件	299
11.2.2 传动比	275	12.2.2 平行轴变厚齿轮传动	
11.2.3 螺旋齿轮啮合线	276	啮合方程	300
11.3 螺旋齿轮机构设计	278	12.2.3 平行轴变厚齿轮的中心距	
11.3.1 螺旋齿轮轴交角 Σ		a 和中心距变动	
和螺旋角 β' 、压力角		系数 γ_1	301
(α_n' 、 α_t') 的关系	279	12.2.4 变厚齿轮啮合角 α'_{i1L2R} 、	
11.3.2 螺旋齿轮的中心距	281	α'_{i2L1R} 和变位	
11.3.3 螺旋齿轮的重合度和		系数 x_{i1} 、 x_{i2}	302
有效齿宽	285	12.2.5 平行轴变厚齿轮的	
11.3.4 螺旋齿轮不产生		重合度 ε_{i1L2R} 和 ε_{i2L1R}	302
干涉的条件	288	12.2.6 平行轴外啮合变厚齿轮	
11.3.5 分度圆柱螺旋角的		设计实例	303
选择	289	12.3 平行轴内啮合变厚齿轮	
11.3.6 设计举例	291	机构设计	308
第12章 变齿厚渐开线齿轮		12.3.1 内啮合变厚齿轮传动设计	
机构及其设计	294	计算公式	309
12.1 变厚齿轮成形原理及		12.3.2 平行轴内啮合变厚	
相关计算公式	294	齿轮设计实例	315
12.1.1 变厚齿轮的成形原理	294	12.3.3 平行轴变厚齿轮的	

创新应用	322	14.1.2 非圆齿轮机构在	
12.4 交错轴变厚齿轮机构设计	323	工程中的应用	361
12.4.1 交错轴变厚齿轮传动原理		14.2 非圆齿轮的节曲线设计	365
及相关公式	323	14.2.1 一对非圆齿轮啮合传动	
12.4.2 交错轴变厚齿轮机构		节曲线方程	366
的设计计算	329	14.2.2 非圆齿轮和齿条啮合传动	
12.4.3 交错轴变厚齿轮实现线		节曲线方程	368
接触的条件	336	14.3 非圆齿轮节曲线的	
第13章 偏心渐开线齿轮		封闭条件	369
机构及其设计	341	14.4 非圆齿轮节曲线为外凸形	
13.1 偏心渐开线齿轮机构的传动		曲线的条件	371
原理及运动分析	341	14.4.1 按两轮中心距和传动比	
13.2 偏心渐开线齿轮机构		函数设计保证节曲线	
的设计	345	外凸形的条件	372
13.2.1 有关几个角参数的		14.4.2 按再现函数 $y=f(x)$ 设	
基本关系式	345	计非圆齿轮的节曲线	
13.2.2 偏心齿轮机构啮合角		外凸条件	373
的设计计算	347	14.5 非圆齿轮齿廓的渐屈线	374
13.2.3 偏心齿轮机构几何中心距		14.5.1 节曲线向径与齿廓	
的设计计算	348	法线的夹角 λ	374
13.2.4 偏心齿轮机构偏心率		14.5.2 节曲线和齿廓渐屈线对应	
的设计计算	349	点间距离 l	376
13.2.5 偏心齿轮机构瞬心传动比		14.5.3 齿廓渐屈线方程	377
的设计计算	351	14.6 用齿廓法线法设计非	
13.2.6 设计中的几个具体		圆齿轮齿廓	377
问题	351	14.6.1 用齿条刀切制轮齿	377
13.3 直齿偏心渐开线齿轮		14.6.2 用圆插齿刀切制轮齿	378
机构的设计	352	14.6.3 已知节曲线方程应用齿廓	
13.3.1 设计步骤	352	法线法求齿廓方程	379
13.3.2 设计计算举例	354	14.7 齿廓的过渡曲线	380
13.4 斜齿偏心渐开线齿轮		14.7.1 用齿条刀切制轮齿	380
机构的设计	356	14.7.2 用圆插齿刀切制轮齿	383
13.4.1 设计计算公式	356	14.8 非圆齿轮副的啮合线和	
13.4.2 设计举例	358	重合度	386
第14章 非圆齿轮机构及其		14.8.1 非圆齿轮副的啮合线	386
设计	361	14.8.2 非圆齿轮副的重合度	387
14.1 概述	361	14.9 非圆齿轮副的啮合角	388
14.1.1 非圆齿轮机构的特点	361	14.9.1 啮合角与传动比的	

关系	388	曲面母线的设计	394
14.9.2 非圆齿轮机构不产生 自锁的条件	389	15.2.4 准椭球节曲面 Σ_1 和 Σ_2 的方程	398
14.10 非圆齿轮的设计实例	390	15.3 准椭球齿轮共轭齿廓 曲面设计	400
第15章 准椭球齿轮传动的 创新设计与应用	392	15.3.1 节曲面 Σ_1 上的凸 齿齿廓设计	400
15.1 球面齿轮的应用背景 和传动原理	392	15.3.2 啮合方程组建模	400
15.1.1 球面齿轮在机器人柔性手 腕中的应用	392	15.3.3 凹齿齿廓曲面设计	404
15.1.2 球面齿轮的传动原理 及存在不足	392	15.4 准椭球齿轮的特种加工 方法及方法简介	406
15.2 准椭球齿轮节曲面的创新 设计	393	附录	408
15.2.1 引言	393	附录 I 渐开线函数	408
15.2.2 准椭球齿轮轮齿的 布局	394	附录 II 反渐开线函数	408
15.2.3 准椭球齿轮轴回转节		附录 III 渐开线齿轮选择变位系数 封闭图的计算	409
		参考文献	413

第 1 篇 圆柱齿轮机构

齿轮机构是通过一对啮合齿面的相对运动实现传动的。它用来传递两轴线之间的运动和动力并使两轴的角速度 ω_1 和 ω_2 之比保持不变或按一定的规律变化。实际应用的齿轮副的类型很多，但若根据两传动轴轴线相对位置的不同，齿轮副可以分为三大类：

(1) 平行轴齿轮副 两个齿轮的传动轴线是平行的。图 1-1a 为外啮合直齿圆柱齿轮副，图 1-1b 为内啮合直齿圆柱齿轮副，图 1-1c 为斜齿圆柱齿轮副（外啮合），图 1-1d 为人字齿轮副。

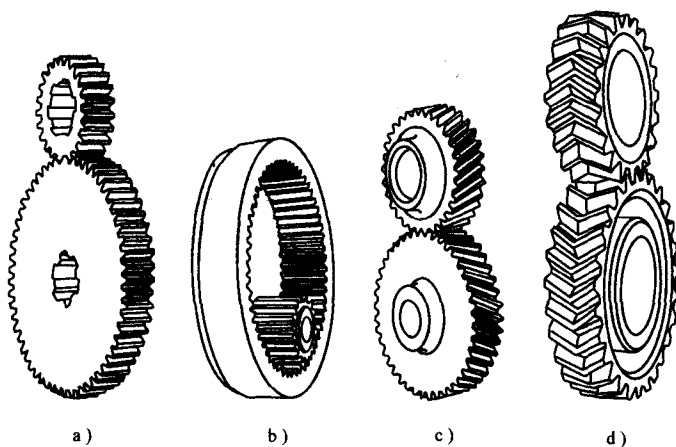


图 1-1 平行轴齿轮副

- a) 外啮合直齿圆柱齿轮副 b) 内啮合直齿圆柱齿轮副
c) 斜齿圆柱齿轮副 d) 人字齿轮副

(2) 相交轴齿轮副 两个齿轮的传动轴轴线交于一点，这是一种空间齿轮机构，如图 1-2a 所示的直齿锥齿轮副和图 1-2b 所示的曲线齿锥齿轮副。

(3) 交错轴齿轮副 两个齿轮的轴线在空间保持任意相对位置。如图 1-3a 所示的交错轴斜齿轮传动副和图 1-3b 所示的蜗杆传动副。

本篇只研究第一种平行轴齿轮所组成的平面齿轮机构。

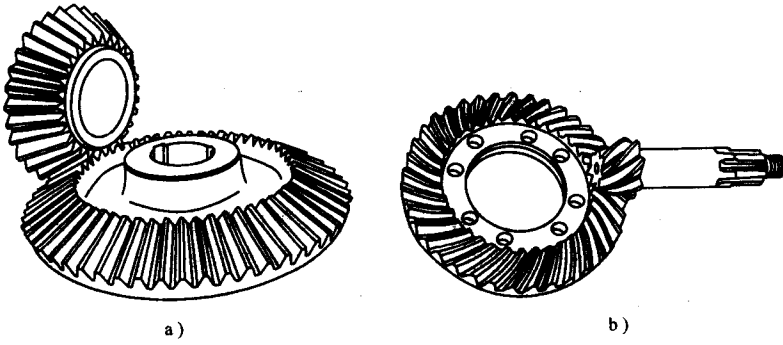


图 1-2 相交轴齿轮副

a) 直齿锥齿轮副 b) 曲线齿锥齿轮副

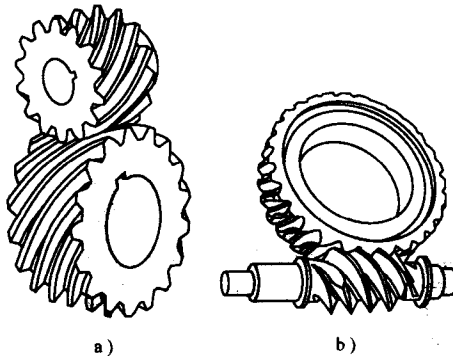


图 1-3 交错轴齿轮副

a) 交错轴斜齿轮传动副 b) 蜗杆传动副

第 1 章 平面齿轮副啮合的基本概念

1.1 瞬心线及瞬心线机构

相互作用平面运动的两个构件，其上速度相同的瞬时重合点，称为瞬心。瞬心的位置可随两构件的连续运动而改变，如果把两运动构件中的每个构件上曾经经过瞬心的点连接起来，可以得到两条瞬心的轨迹，每条瞬心轨迹称之为瞬心线。

图 1-4 为车轮 1 在轨道 2 上作纯滚动的情况，其接触点 P_{12} 为此二构件上速度相同的点（速度相同的瞬时重合点，因轨道固定不动，其速度为 0），即为瞬心。直线 S_2 为瞬心 P_{12} 在轨道上的轨迹，称为定瞬心线；而车轮 1 的圆周 S_1 则为瞬心 P_{12} 在车轮 1 上的轨迹，称为动瞬心线。

图 1-5 为为一对摩擦轮传动机构，两轮作纯滚动时，其接触点 P_{12} 为其相对速度瞬心（速度相同的瞬时重合点）。轮缘 S_1 为瞬心 P_{12} 在轮 1 上的轨迹，轮 2 的轮缘 S_2 则为瞬心 P_{12} 在轮 2 上的轨迹。图 1-5 中的点 P_{12} 为轮 1、2 的相对速度瞬心，称为动瞬心，两轮的外缘 S_1 、 S_2 为动瞬心线；而点 O_1 和 O_2 分别为构件 1、3 和构件 2、3 的绝对速度瞬心，又称为定瞬心。三个彼此作平面运动的构件共有三个瞬心（图 1-5 中的 O_1 、 O_2 和 P_{12} ），它们必在一条直线上。这称为三心定理。

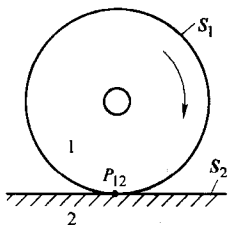


图 1-4 滚动车轮
1—车轮 2—轨道

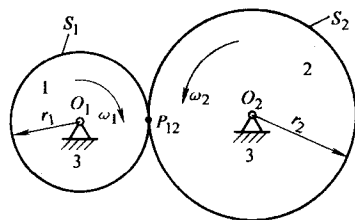


图 1-5 摩擦传动机构
1、2—轮 3—机架

利用瞬心线作廓线来传递运动的机构（摩擦传动机构）称为瞬心线机构。图 1-5 中的摩擦传动机构为实现定传动比的瞬心线机构，机构的廓线为两个圆，其速度比 $\omega_1/\omega_2 = r_2/r_1$ ，为常数。如果把图 1-4 中的轨道做成钢带，让它以一定速度带动轮 1 作纯滚动，这是另一种形式定传动比的瞬心线机构。如果把轮 1 做成一定轮廓形状的凸轮，用它带动钢带运动，当凸轮等速回转时，就可以得到按一定运动规律移动的钢带运动。

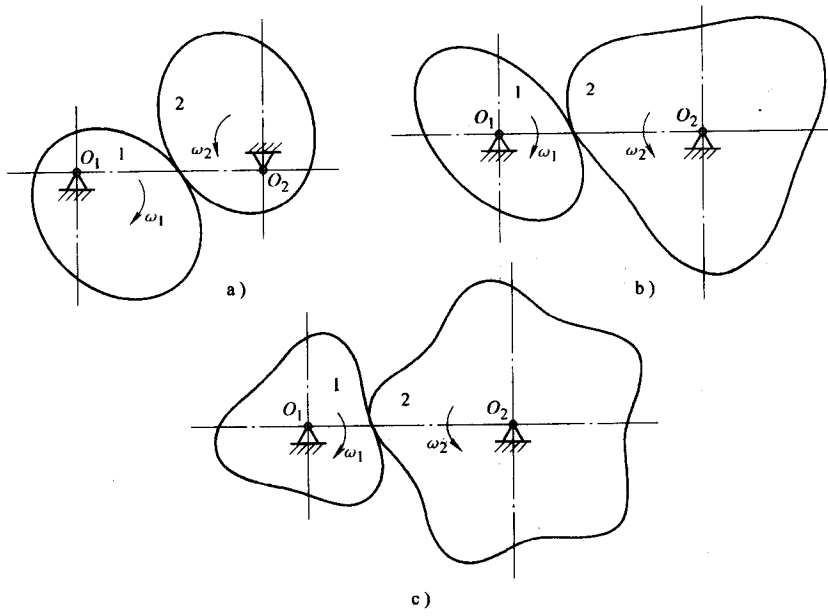


图 1-6 瞬心线机构
1—主动轮 2—从动轮

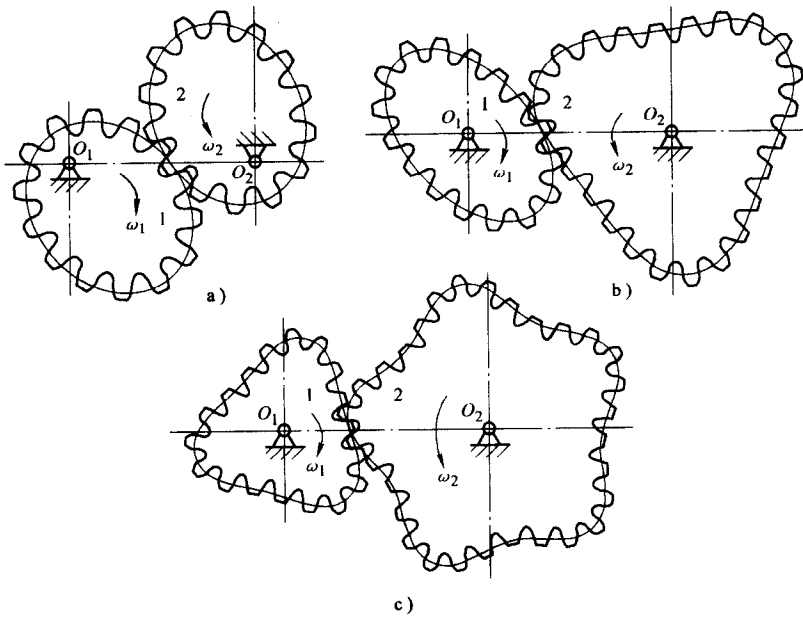


图 1-7 非圆齿轮机构
1—主动轮 2—从动轮

实现变传动比运动的瞬心线机构的廓线就不再是圆了。图 1-6 给出了三种瞬心线机构，当主动轮 1 以一定角速度回转时，从动轮 2 能作不同的变角速度运动，这些瞬心线机构的轮廓曲线是按不同的运动要求设计出来的。由于瞬心线机构要靠摩擦力来传递运动，因而其应用就受到一定限制。但是，可以把瞬心线机构转化为运动完全相同的共轭曲线机构。图 1-7a、b、c 等非圆齿轮传动，可以看成由图 1-6a、b、c 中相应的瞬心线机构转化而来。

1.2 齿轮副的节曲面

由于瞬心线机构靠摩擦传动，难以传递较大的动力。特别是，在一定条件下，主动轮有脱离从动轮的趋势（图 1-6a 中 O_1 是主动轮时的情况），就更不可能传动了。因此，必须用带有一定形状齿廓的齿轮来传递运动和动力。如何描述齿轮的齿廓形状与两传动轴之间的运动关系呢？图 1-8 给出了任意齿廓的一对齿轮啮合传动，当齿轮 1 以角速度 ω_1 转动并以其齿廓 K_1 在 K 点推动齿轮 2 的齿廓 K_2 使其绕自己的轴线 O_2 以 ω_2 角速度转动时，为保证这对齿廓能连续地接触传动，而不产生分离或相互嵌入，沿齿廓接触点公法线 $n-n$ 方向是不允许有相对运动的，即两齿廓在接触点 K 的线速度 v_{K1} 和 v_{K2} 在其公法线 $n-n$ 方向上的分速度应该相等。

按三心定理，轮齿接触点公法线 $n-n$ 与两齿轮中心线 O_1O_2 的交点 P 即为齿轮 1、2 的相对速度瞬心，即两齿轮在 P 点的线速度相同，有 $\omega_1 \cdot O_1P = \omega_2 \cdot O_2P$ ，故该对轮齿的瞬时传动比 i_{12} 为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} \quad (1-1)$$

式 (1-1) 表明，相互啮合传动的一对齿轮，在任一位置啮合时的传动比，都与其中心线被其啮合点公法线所分成的两段成反比。这一规律称为轮齿啮合基本定律。齿廓啮合点公法线与中心线 O_1O_2 的交点 P 称为啮合节点，或简称节点。

从式 (1-1) 可知，当要求两齿轮的传动比 i_{12} 为常数时，由于该对齿轮传动过程中其中心距 O_1O_2 不变，因此，节点 P 必为中心线上的一个固定点。在两个齿轮的各自运动平面内，瞬心点 P 的轨迹是分别以 O_1 、 O_2 为圆心，以 O_1P 和 O_2P 为半径的两个圆，这两个圆就是这对齿轮相对运动时的动瞬心线，称为节

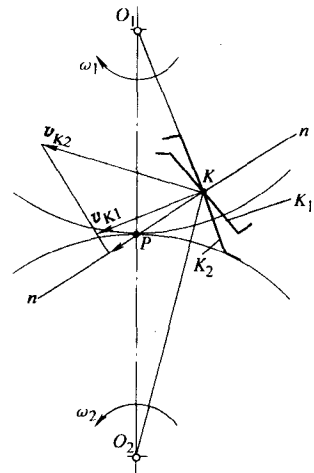


图 1-8 齿廓瞬时啮合

圆。该对齿轮的啮合传动，就相当于该两节圆作无滑动的纯滚动过程。当考虑齿轮有一定宽度时，此两节圆就成为两个圆柱面，它们就是这对定传动比外啮合圆柱齿轮的节曲面。

当要求两齿轮的传动比 i_{12} 按某种运动规律变化时，节点 P 就不再是固定点，而应在中心线 O_1O_2 上以一定的规律移动。在此过程中，移动的节点 P 在两齿轮的各自运动平面内所形成的两条动瞬心线也就不再是“圆”了，而是某种非圆曲线（见图 1-6 和图 1-7），即要求一对齿轮作变传动比运动时，其节曲线（面）是一对非圆曲线（面）。图 1-7 中的各种非圆齿轮传动，与图 1-6 中相应的非圆瞬心线机构的运动情况是完全一致的，因此，可以用圆的或非圆的瞬心线机构传动来描述圆的或非圆齿轮的传动情况，即一对齿轮啮合传动的情况，可以用其节曲线（面）的形状来描述。这就是在齿轮传动中研究其节曲面的原因。关于非圆齿轮机构设计，将在第 14 章加以讨论。

1.3 齿轮副的齿面

齿轮传动靠轮齿的相互接触啮合来实现传动要求，两齿面接触传动时，该两齿面应保持相切，而不允许有尖角接触。圆柱齿轮传动，按其轮齿的齿面与轴线的关系，可以分成三种类型：

- 1) 直齿圆柱齿轮副的轮齿与其轴线平行（见图 1-1a）。
- 2) 斜齿圆柱齿轮副的轮齿在节圆柱上沿螺旋线分布（见图 1-1c）。
- 3) 人字齿圆柱齿轮副的轮齿由两个倾角相同而方向相反的并列斜齿轮组成（见图 1-1d）。

圆柱齿轮的齿面与垂直于其轴线的平面的交线称为齿廓。一对啮合齿轮的齿面要保持相切，就是在垂直于其轴线的各个截面内，各相应的齿廓均应保持相切，这样，一对齿廓的啮合情况就可以表明整个齿面的啮合情况了。

凡是能满足轮齿啮合基本定律的一对齿廓称为共轭齿廓。理论上，只要给定任一齿轮的齿廓曲线，并给定中心距和传动比 i_{12} ，就可以求出与之共轭的另一个齿轮的齿廓曲线。

共轭齿廓可以用不同的方法求得，如包络线法、齿廓法线法和动瞬心线法等，下面分别进行讨论。

1.3.1 用包络线法确定共轭齿廓

包络线法是一种直接法，当已知齿轮副的两个节圆柱面（即已知传动比 i_{12} 和中心距 O_1O_2 ）和一个齿轮的齿面 K_1 时，可以求出与 K_1 共轭的另一齿轮的齿面 K_2 。在图 1-9 中，给出节圆 S_1 、 S_2 和一个齿廓 K_1 时，要用包络线法求出共轭