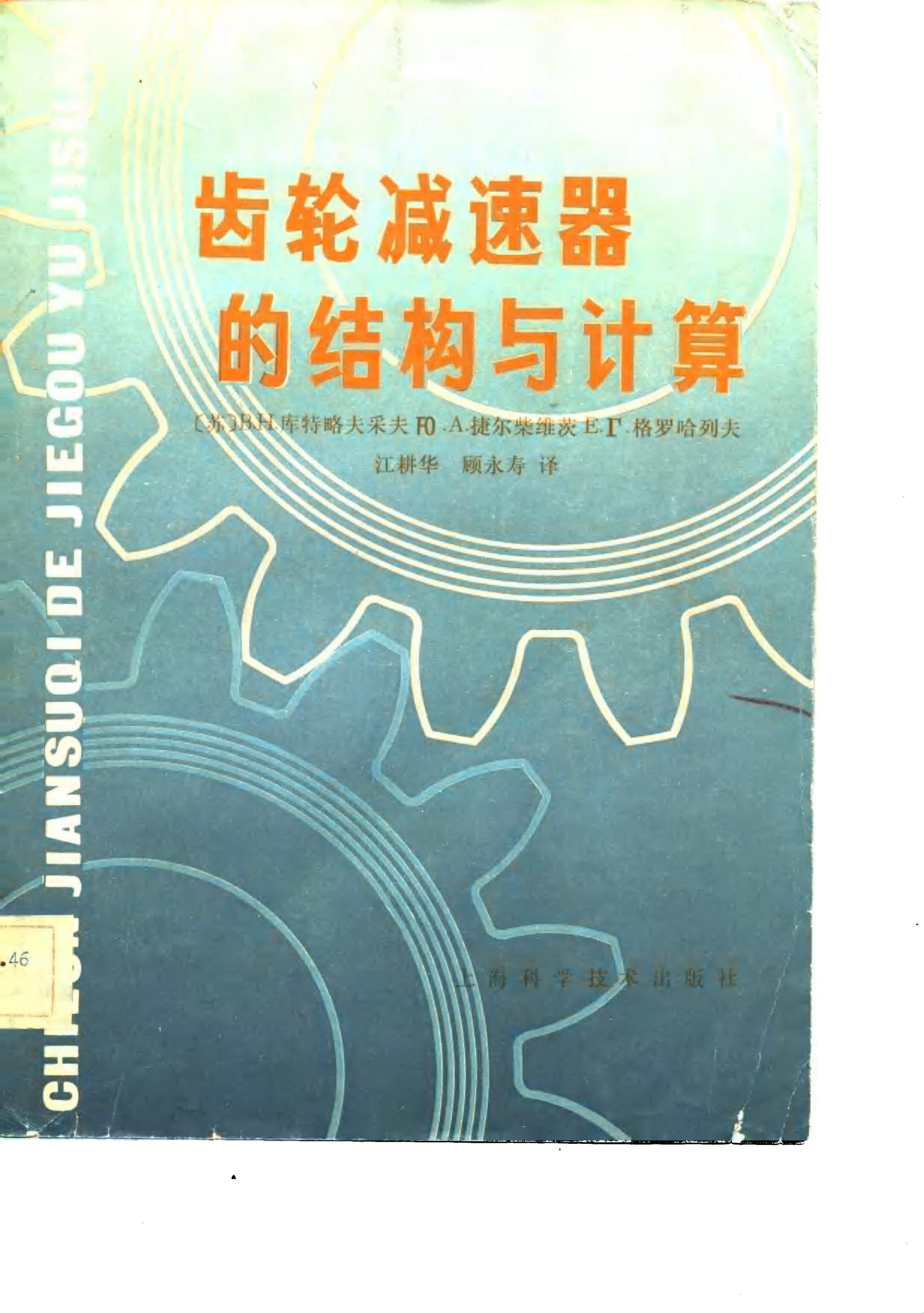




齿轮减速器 的结构与计算

[苏]B.H.库特略夫采夫 F.O.捷尔柴维茨 E.Γ.格罗哈列夫

江耕华 顾永寿 译

.46

上海科学技术出版社

CHILUN JIANSUQI DE JIEGOU YU JISUAN

内 容 提 要

本书叙述齿轮减速器的结构与设计等基本问题,详细讨论了圆柱齿轮、圆锥齿轮、轴承、轴、螺纹连接、花键和平键连接的强度计算,以及具有浮动中心轮(柔性轮缘)的行星齿轮减速器。特别注意了单机或作为机器组件型式的非标准减速器的设计,并推荐了圆弧点啮合(诺维柯夫)齿轮减速器的计算新资料。

本书可供机械传动方面的设计、科研、制造人员使用,亦可作为有关大专院校教学参考用。

Конструкции и Расчет зубчатых редукторов

1971

齿轮减速器的结构与计算

【苏】B. H. 库特略夫采夫、Ю. А. 捷尔柴维茨、

Е. Г. 格罗哈列夫

江耕华、顾永寿 译

上海科学技术出版社出版

(上海瑞金二路 450 号)

新华书店上海发行所发行 浙江嘉兴印刷厂印刷

开本 787×1092 1/16 印张 21.25 字数 513,000

1982年 2月第1版 1982年 2月第1次印刷

印数 1—40,300

统一书号: 15119·2150 定价: (科五) 2.40 元

译者的话

随着我国工农业的发展,对机械产品中的齿轮传动装置提出了更高的要求。目前,从事机械传动设计、研究的科技人员和高校有关专业的师生,需要有一本完整的齿轮减速器结构与计算方面的参考书,现在译出的这本书(1971年版)将能基本适应这种要求。它叙述了齿轮减速器设计计算和结构设计的主要问题:圆柱、圆锥齿轮的几何啮合计算与强度计算,轴与紧固件的强度计算,轴承的选择和计算,减速器零部件的结构和多级传动装置方案的选择,以及减速器零件的材质和润滑等,是一本关于齿轮减速器设计方面较为完整的参考书,在一定程度上反映了现代齿轮减速器在强度和结构方面的某些科研成果和实践经验。

本书推荐的齿轮接触、弯曲和过渡层的强度计算公式,其体系和新颁布的苏联国家标准ГОСТ21354-75基本上是一致的。译者曾根据本书推荐的公式,结合本国工艺和使用条件,经在中、低速重载齿轮传动中实际使用考验,表明这些公式是可靠的。在计算直齿传动的接触强度时,考虑了采用角度变位后,重合系数 ε 对轮齿承载能力提高的有利影响而在计算方法上所作的修正是和试验研究结果相符合的。

对变载荷渐开线齿轮传动的设计,根据综合损坏的线性规律,在计算方法上作了某些改进,并将齿轮、轴和滚动轴承的变载荷计算作了统一和简化。

在渐开线行星齿轮传动的设计上,本书提出了关于中心轮、行星轮和转臂等基本构件的受力状态和计算公式,以及薄壁轮缘行星轮的设计特点等。

在减速器结构方面,作者有分析地编入了减速器常用滚动轴承的完整参考资料,并考虑了锥齿轮传动中悬臂支承结构的设计问题。根据涡轮机减速器的试验研究结果,推荐了高速重载减速器中采用的滑动轴承的工程设计方法。在润滑方面,介绍了多种资料,其中包括起多种作用的添加剂的润滑油及减速器的基本润滑系统和元件等。

当然,本书也有不足之处。例如:书中没有介绍如何确定直齿锥齿轮的重合系数,从而难以计算它的接触强度。另外,推荐的圆弧点啮合齿轮传动的设计资料,未能反映硬齿面双圆弧齿轮传动方面的科研成果等等。

本书在翻译过程中,曾得到太原工学院朱景梓和上海工业大学唐金松等同志的热情指导和帮助,在此表示衷心的感谢。限于译者的水平,书中可能还存在一些缺点和错误,欢迎读者批评指正。

译者

写于煤炭工业部煤炭科学研究院上海研究所 1979.12.

序 言

提高产品质量,合理地利用原材料,减轻机器重量和缩小外形尺寸,是当前机械制造业的主要任务。所有这些,对大多数现代化机器中必不可少的齿轮减速器来说,对它的寿命、强度和可靠性等,提出了更高的要求。

减速器是供减低转速和增大扭矩用的,它由齿轮副、蜗轮副、行星轮系或它们的组合而构成。

当需要提高转速和减小扭矩时,可采用增速器。

由于齿轮传动的造价比较低廉,并在最小的外形尺寸、重量及摩擦损失的条件下,有可能得到较高的传动可靠性,因此,减速器中主要是采用齿轮传动。

现代减速器内齿轮副的单位齿宽上的承载能力,可达 1000 kg f/cm , 甚至更大。制造质量较高的减速器中的一对齿轮副,其摩擦损失不超过传递功率的 1% 、甚至有可能降低到 0.4% 。

本书叙述齿轮减速器元件如齿轮、轴承、轴、轴与轮毂的连接及紧固件等的设计与计算的基本问题。

关于渐开线啮合几何学和以改变传动几何参数(考虑到制造误差的影响)而提高承载能力的方法,本书有设计计算所必需的推荐资料,对于圆弧(诺维柯夫)圆柱齿轮传动,亦给出了几何计算和强度计算的主要资料。

齿轮传动、轴的强度和轴承的变载荷计算,本书归纳了统一的公式,这将使计算简化和减少可能的计算错误。

行星齿轮减速器的使用范围日益扩大,不仅在运输机械,而且在固定的设备上得到了广泛的采用。因此,本书特别注意到行星齿轮减速器的设计和参数的选择问题。行星齿轮传动能充分满足减轻机器重量和缩小外形尺寸方面的要求。它的这一优点,是因为载荷分配在几个行星轮上,而且合理地利用了内啮合的缘故。因此,行星传动和普通传动相比,即使它们的材质、机械性能和制造精度相同时,其结构布置本身,就有可能获得很小的外形尺寸和重量。而且,缩小外形尺寸和重量就会导致其它一系列可能性的出现,从而促使啮合承载能力增加,使外形尺寸和重量进一步减小。事实上,将普通传动改为行星传动,可大大缩小齿轮直径,因此,在刀具变钝程度相同的情况下,可大大增大轮齿工作表面硬度,从而大大提高啮合的承载能力。此外,齿轮尺寸的减小在许多情况下可能是由这样一些原因引起的:完全正确地改用优质钢材,热处理改用硬齿面(渗碳、氮化)工艺以及采用较高的制造精度等等,所有这些,都能促使传动的外形尺寸和重量大大减小。

将普通传动改为行星传动,可保证使重量降低 $\frac{1}{3} \sim \frac{4}{5}$ 。当普通传动的齿轮尺寸较大时,若改用行星传动则可能利用普通传动不宜或不可能采用的措施来提高啮合承载能力,同时重量将降低得更多。

本书详细叙述了行星减速器和普通齿轮减速器传动比的合理分配问题。

本书对谐波齿轮传动未作介绍,但向读者推荐了文献[32],该文献介绍了那种大家感兴趣而又有发展前途的传动资料和详细的文献目录。

本书可供设计专用固定式减速器的人员使用,对于这些实际生产中常用的专用减速器是不能用工业上普遍使用的通用减速器去代替的(关于通用减速器的详细资料可由中央工艺与机械制造科学研究所提供)。同时,本书提供了关于设计专用减速器足够的几何参数。

另外,本书未提供固定式传动的结构,而给出了独立机组型式的减速器,因为这样就可不使读者把注意力分散到与减速器无直接关系的设备零件和部件上去。

本书不仅有结论性的公式和某些推荐,而且为了保证最合理和最有效地利用这些公式和推荐,还给出了用物理概念来解释某些公式的结论。书中指出了至今尚未最终解决的一些有争议的问题,根据作者的意见,这些问题可以借助于最佳方案的选择来解决,而知识不足和研究的局限性,毫无疑问要求选择方案时应持谨慎态度,并采取适当的措施来得到传动所需要的强度和可靠性。

代号和定义*

一对相啮合的齿轮,其中大的一个称为大齿轮,小的一个称为齧轮。术语齿轮是既指齧轮,亦指大齿轮。

在一对相啮合齿轮公用的字母代号(z 、 d_d 、 ξ 、 Y 、 $[C_k]$ 、 M 等)中,脚注1用于齧轮,脚注2用于大齿轮。

齧轮与大齿轮的齿数和、变位系数和的代号分别为 z_2 与 ξ_2 (或 ξ_{n2}):

$$z_2 = z_2 \pm z_1; \quad \xi_2 = \xi_2 \pm \xi_1 \quad \text{或} \quad \xi_{n2} = \xi_{n2} \pm \xi_{n1}$$

式中:“+”号用于外啮合;“-”号用于内啮合。

插齿刀或插齿刀与被切削齿轮相啮合的代号加脚注 u ,此外,如果插齿刀和齧轮相啮合,则再附加脚注1(A_{u1} 、 ξ_{u1} 、 ξ_{2u1} 、 z_{u1} 、 z_{2u1} 、 ψ_{u1} 等);如果插齿刀和大齿轮相啮合,则再附加脚注2(A_{u2} 、 ξ_{u2} 、 ξ_{2u2} 、 z_{u2} 、 z_{2u2} 、 ψ_{u2} 等)。同样,对于内啮合齿轮传动,当用插齿刀切削内齿圈2时,在齿数和 z_{2u2} 与变位系数和 ξ_{2u2} 的计算公式中,关于插齿刀的值应采用“-”号,即:

$$z_{2u2} = z_2 - z_{u2}; \quad \xi_{2u2} = \xi_2 - \xi_{u2}$$

几何计算采用的代号

A ——中心距;

A_0 —— $\xi_2 = 0$ 时的中心距;

b ——齿圈工作宽度(对于人字齿轮,应是两个半人字齿轮齿宽之和);

c_0 ——径向间隙系数(见第11页);

d ——节圆直径;

d_d ——分度圆直径($d_d = m_z Z$);

d_e 、 d_i ——分别为齿顶圆、齿根圆直径;

f_0 ——齿顶高系数(对法面模数的系数,见第11页);

$h_d(h')$ ——分度圆 d_d 与齿顶圆 d_e (或 d 与 d_e)之间的齿高,

$$h_d = \frac{\pm d_e \mp d_d}{2}; \quad h' = \frac{\pm d_e \mp d}{2};$$

式中上面的符号用于外啮合,下面的符号用于内啮合;但在非变位齿轮传动中, $h_d = h'$ (h' ——齿顶高);

$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$ ——传动比;

$L_s(L_n)$ ——测量端面(法面)齿厚用的公法线长度;

m ——模数,按ГОСТ9563-60选取(见第4页);

* 这里未给出表II·12中(第108页)所说明的值。

m_s 、 m_n ——分别为端面和法面模数;

$q_u = \frac{b}{d_1}$ ——齿圈工作宽度对韶轮节圆直径的比值;

$\psi_b = \frac{b}{A}$ ——齿圈工作宽度对中心距的比值;

r_a 、 r_f ——齿顶圆和齿根圆的半径;

r_0 ——基圆半径;

S_d ——分度圆上的弧齿厚(见第 6 页);

S_a ——齿顶圆上的弧齿厚(见第 26 页);

S_0 ——基圆半径为 r_0 时, 渐开线齿形间的距离;

Y_a ——载荷作用于齿顶时的齿形系数(见第 114 页);

Y'_a ——载荷作用于离齿轮轴线距离为 $r_a = 0.5d_d \pm (1 + \xi)m_s$ 时的齿形系数。

“+”号用于外啮合; “-”号用于内啮合;

Y_s ——载荷作用在单齿啮合区, 并离齿根最远时的齿形系数(见第 82 页);

z ——齿数;

z_u ——插齿刀齿数;

$z_2 = z_2 \pm z_1$ (见前述);

z_{sn} ——斜齿圆柱齿轮的当量齿数(见第 114 页);

α_0 ——基准齿形角;

α_d ——ГОСТ13755-68 规定的基准齿形角, $\alpha_d = 20^\circ$;

α_s ——端面啮合角;

α_{0n} 、 α_{0s} ——基齿条法面和端面上的齿形角;

α_u ——插齿刀和被切削齿轮加工时的啮合角;

β_d ——分度圆上的齿斜角;

ε_s ——重合系数;

ξ ——对端面模数 m_s 的变位系数;

$\xi_n = \xi \sec \beta_d$ ——对法面模数 m_n 的变位系数;

$\xi_2 = \xi_2 \pm \xi_1$ ——“+”号用于外啮合, “-”号用于内啮合;

$\psi = \xi_2 - a$ ——逆变位系数(见图 I·14~I·17);

a ——中心距分离系数。

圆锥齿轮传动几何计算采用的代号

$d_a = d_d(1 - 0.5q_k)$ ——平均直径;

$q_k = \frac{b}{L}$ ——齿宽系数;

$z_0 = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ ——传动轴线夹角 $\delta = 90^\circ$ 时, 平面工具产形齿轮的齿数;

δ ——轴线间夹角;

β_{op} ——齿圈宽度中点上的齿斜角;

φ_d ——轴线与分度锥母线间的夹角。

轮齿接触强度和弯曲强度计算采用的代号

c ——轮齿的刚性系数, 即齿圈单位宽度上的载荷对轮齿在该载荷作用下的变形所引起的沿基圆弧位移量的比值 $[\text{kg f/cm}^2]$;

$C_k = 0.918 \frac{\sigma_k^2}{E_{np}}$ ——接触应力系数 $[\text{kg f/cm}^2]$ (见图 II.32);

$[C_k]$ —— C_k 的许用值 $[\text{kg f/cm}^2]$;

E ——齿轮材料的弹性模量 $[\text{kg f/cm}^2]$;

HB_1 、 HB_2 ——韶轮和大齿轮轮齿工作表面的布氏硬度;

HB_0 ——齿芯材料的布氏硬度;

HRC——洛氏硬度;

$K_{\alpha\beta}$ ($K_{\alpha n}$)——应力变化循环次数对轮齿接触(弯曲)强度承载能力的影响系数;

$K_{\kappa\kappa}$ ——接触强度计算时, 下列各因素的影响系数: 中心距、工作连续性要求和因磨损而引起的轮齿减薄量的许用值;

M ——作用在齿轮上的扭矩;

N_u ——轮齿材料的应力变化循环次数; 在载荷恒定时, N_u 等于齿轮副在全部工作期限内每一轮齿参加啮合的次数;

N_{us} ——变载荷作用下, 轮齿材料的当量应力变化循环次数;

n ——每分钟转数;

P (P_d)——节圆(分度圆)上的圆周力;

T ——在全部工作期限内, 齿轮副的工作小时数;

$v_{0\kappa\eta} = \frac{\pi d n}{60}$ $[\text{m/sec}]$ ——节圆上的圆周速度;

σ_k ——接触区内最大挤压正应力;

σ_b ——拉伸强度极限;

σ_{TC} ——齿芯材料的屈服极限;

γ ——啮合平面内共轭轮齿的歪斜角。

本书采用的代号和我国《机械工程手册》 采用的代号对照

代号名称	本书	“手册”
变位中心距	A	a_w
非变位中心距	A_0	a
齿宽	b	b
径向间隙系数	C_0	C^*
节圆直径	d	d_w
分度圆直径	d_d	d
齿顶圆、齿根圆直径	d_a, d_f	d_a, d_f
齿顶高系数	f_0	h_a^*
齿顶高	h_d	h_a
传动比	i	u
模数	m	m
端面模数、法面模数	m_s, m_n	m_t, m_n
齿宽对啮合节圆直径的比值	$q_u = \frac{b_1}{d_1}$	ψ_{ba}
齿宽对中心距的比值	ψ_b	ψ_{ba}
齿顶圆、齿根圆半径	r_a, r_f	r_a, r_f
基圆半径	r_0	r_b
分度圆弧齿厚	S_d	S
齿顶圆弧齿厚	S_a	S_a
基圆半径为 r_0 时, 渐开线齿形间距离	S_0	S_b
齿形系数	Y	Y
齿数	z	z
插齿刀齿数	z_u	z_0
当量齿轮的齿数	z_{sn}	z_v
基准齿形齿形角	α_0	α
啮合角	α	α_w
机床啮合角	α_u	α_{w0}
分度圆上齿斜角	β_d	β
重合系数	ε	ε
变位系数	ξ	x
总变位系数	ξ_{Σ}	x_{Σ}

补偿变位系数	$\psi = \xi_z - a$	Δy
中心距变动系数	a	y
锥齿轮平均直径	d_c	d_m
齿宽系数	q_k	ψ_{be}
轴交角	Σ	δ
中点齿斜角	β_{op}	β_m
分锥角	φ_d	δ
锥距	L	R
齿轮材料的弹性模量	E	E
作用在齿轮上的扭矩	M	T
接触强度计算时的应力变化循环次数	K_k	N_{HE}
弯曲强度计算时的应力变化循环次数	K_u	N_{FE}
转速	$n(\text{rpm})$	n
圆周力	P	F
径向力	P_r	F_r
轴向力	P_a	F_a
接触应力	σ_k	σ_H
弯曲应力	σ_u	σ_F
圆周速度	$v_{окр}$	v
公法线长度	L	W
周节	t	P

目 录

代号和定义	I
本书采用的代号和我国《机械工程手册》采用的代号对照	IV
第一篇 齿轮传动的几何学与运动学	1
第一章 渐开线圆柱齿轮传动的几何学与运动学	1
1. 一般概念	1
2. 齿轮的变位	6
3. 渐开线啮合的齿形干涉	24
4. 重合系数 ε_a 的确定	26
5. 接触线总长度与当量曲率半径	29
6. 滑动速度、滚动速度和滑动系数	35
7. 齿厚的测量	37
8. 圆柱齿轮传动的几何计算实例	40
第二章 圆锥齿轮传动的几何学	46
9. 一般概念	46
10. 圆锥齿轮轮齿的形成	49
11. 圆锥齿轮传动的当量圆柱齿轮传动的概念	51
12. 圆锥齿轮的几何参数	52
13. 圆锥齿轮传动的几何计算	57
第二篇 渐开线齿轮和圆弧点啮合(诺维柯夫)齿轮传动的强度计算	64
第一章 啮合作用力	64
1. 计算载荷的确定	64
2. 圆柱齿轮传动中的啮合作用力	64
3. 圆锥齿轮传动中的啮合作用力	65
第二章 轮齿的破坏形式及承载特性参数	67
4. 接触应力	67
5. 疲劳点蚀	68
6. 齿面的粘着磨损、胶合及其它破坏形式	69
第三章 齿轮传动的强度和发热计算	71
7. 轮齿接触强度计算的基本公式	71
8. 轮齿弯曲强度计算的基本公式	78
9. 载荷沿齿宽的分佈	83
10. 齿轮传动的效率、发热和胶合计算	92
第四章 齿轮传动的强度和寿命计算	100
11. 轮齿工作表面强度的校核计算	100
12. 表面经硬化处理的轮齿内层接触强度计算	112
13. 轮齿弯曲强度的校核计算	114
14. 2K-H 行星齿轮传动强度计算的说明	122

15. 齿轮传动的设计计算和 α_1 、 ξ_1 、 ξ_2 及其它参数选择的说明	123
16. 齿轮材料	129
第五章 渐开线齿轮传动的强度计算实例	134
17. 一般说明	134
18. 载荷恒定时的圆柱直齿轮传动计算	135
19. 变载荷时的圆柱直齿轮传动计算	137
20. 载荷恒定时的圆柱斜齿轮传动计算	142
21. 高速圆柱齿轮传动计算	142
22. 可逆变载荷、低速圆柱齿轮传动计算	147
23. 圆弧齿圆锥齿轮传动计算	151
第六章 圆弧点啮合圆柱齿轮传动	154
24. 圆弧点啮合的基本概念	154
25. 轮齿工作表面的强度计算	159
26. 轮齿的弯曲强度计算	161
27. 圆弧点啮合齿轮传动计算的说明	163
第三篇 减速器的结构及其元件的计算	167
第一章 减速器型式的选择	167
1. 减速器的型式	167
2. 多级减速器传动比的分配方法	183
第二章 齿轮和齿形联轴节的结构	191
3. 圆柱齿轮	191
4. 圆锥齿轮	195
5. 带推力环的斜齿轮	197
6. «无轴式»圆柱齿轮和行星齿轮	198
7. 浮动齿轮及其齿形联轴节	199
8. 柔性轮缘齿轮的计算	207
第三章 转轴和心轴的结构与计算	221
9. 转轴和心轴的结构	221
10. 转轴和心轴的强度计算	225
11. 转轴及其支承的刚度计算	233
第四章 轴-毂联接的计算	237
12. 一般概念	237
13. 平键联接	239
14. 过盈配合联接	240
15. 花键联接	244
第五章 轴的支承结构	248
16. 滚动轴承	248
17. 滚动轴承的支承结构	253
18. 滑动轴承	261
第六章 减速器滚动轴承的选择	267
19. 变载荷滚动轴承选择的基本原理	267
20. 齿轮传动中滚动轴承选择的说明	269
第七章 减速器的机壳结构及其零件的计算	275

21. 机壳的结构	275
22. 行星减速器转臂的结构	281
23. 转臂的变形计算	284
第八章 减速器螺纹紧固件的选择与计算	289
24. 用于齿轮减速器的螺纹紧固件的种类	289
25. 地脚螺栓的计算	291
26. 固定减速器机盖的受力螺栓的计算	294
第九章 减速器的润滑	295
27. 润滑方法	295
28. 润滑剂的品种	300
29. 轴的密封	306
附录	309
参考文献	322

第一篇 齿轮传动的几何学与运动学

第一章 渐开线圆柱齿轮传动的几何学与运动学

1. 一般概念

圆柱齿轮可以是直齿、斜齿和人字齿轮,通常人字齿轮的两个半人字齿轮间有退刀槽(图 I·1 中 a、b 和 c)。

图 I·2 给出了两个相啮合的圆柱齿轮。

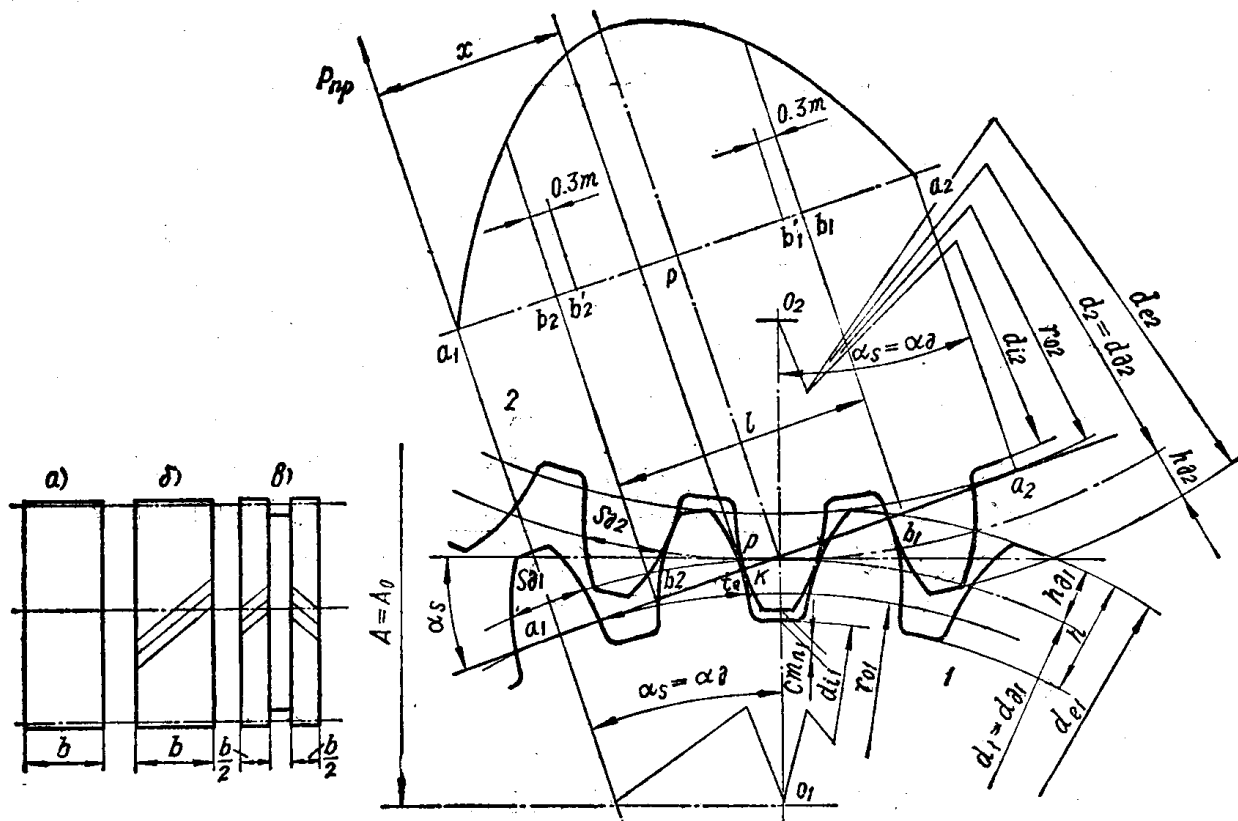


图 I·1 圆柱齿轮

图 I·2 非变位渐开线啮合

d_1 与 d_2 为齿轮相对运动时的瞬心圆,称为节圆,而 d_{a1} 与 d_{f1} (以及 d_{a2} 与 d_{f2}) 分别称为齿顶圆和齿根圆。

两共轭齿形接触点的几何位置线,称为啮合线。在渐开线啮合中,啮合线是一条切于基圆 r_{o1} 与 r_{o2} 的直线 a_1a_2 (图 I·2),齿形的渐开线部分由该两基圆展成。

基圆弧上(或渐开线的法线上)两相邻同名渐开线之间的距离,称为基节,并用代号 t_b 表示。

两节圆的切点,称为节点,用代号 P 表示。

渐开线上任意点的曲率半径,等于渐开线法线上,该点与该法线和基圆的切点之间的距离,例如,大齿轮 2 上 k 点的齿形曲率半径为:

$$\rho_k = a_2 k_0$$

齿轮与大齿轮角速度的比值,称为传动比:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}。$$

通常,轮齿用范成法切削加工。可以设想用下列方式来得出轮坯上轮齿的齿形:设有硬度很大的齿条和材料塑性很高的轮坯,如图 I-3 所示,轮坯上的圆柱 d_0 和齿条上某一固定平面(称为节平面)作纯滚动,由于轮坯塑性变形,即形成齿形。大家知道,齿条(在齿条绝对坚硬和轮坯材料绝对塑性而无弹性的情况下)的两侧齿面为直线齿形,因此形成的工件轮齿具有渐开线齿形。

这种在轮坯上加工齿形所用的基齿条,又称为产形齿条或工具齿条*;用滚压法或插齿法加工齿轮所用的基齿轮,称为产形齿轮或工具齿轮。

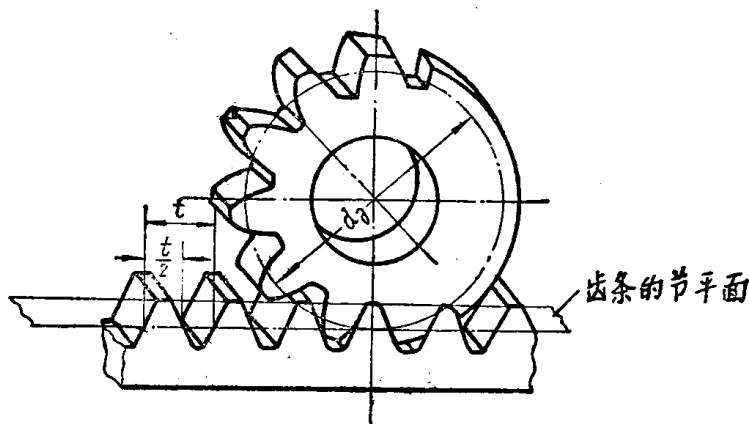


图 I-3 用工具齿条加工轮齿

梳齿切削时,梳齿刀的切削刃相对于工具齿条节平面作往复运动时,得到工具齿条的齿面(图 I-4.a)。采用蜗杆形滚刀

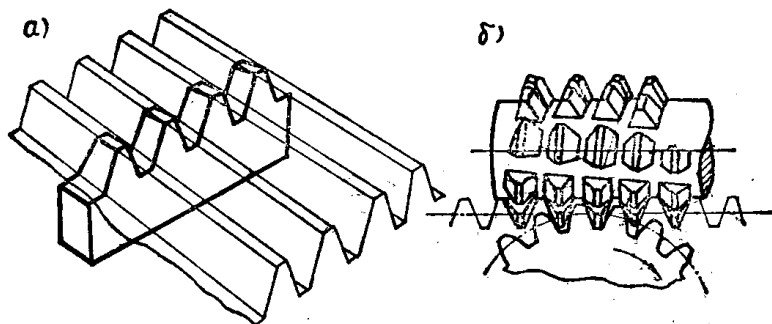


图 I-4 刀具切削刃所再现的工具齿条

切削齿轮时,蜗杆形滚刀在垂直于工具齿条节平面的轴向截面上的切削刃沿工件轴线方向移动时,得到工具齿条的齿面(图 I-4.b)。

齿条相对于齿轮运动时的瞬轴面 d_0 称为分度圆柱,其圆周称为分度圆。

工件轴线和工具齿条齿向间的夹角 β_0 ,称为轮齿的齿斜角。当 $\beta_0=0$ 时,则为直齿齿轮(图 I-3);当 $\beta_0 \neq 0$ 时,则为斜齿齿轮(图 I-5)。工件的齿斜角等于分度圆 d_0 上的齿斜角 β_0 。

在垂直于工件轴线的截面(端截面)内,在与节平面平行的方向所量得的齿条相邻齿形对应点之间的距离,称为端面节距,用代号 t_s 表示;而垂直于齿向所量得的齿条相邻齿形对应点之间的距离,称为法向节距,用代号 t_n 表示。端面节距和法向节距之间的关系,用下式表示:

$$t_n = t_s \cos \beta_0。$$

在齿轮上, t_s 为在分度圆 d_0 上计量的端面节距,而 t_n 为在分度圆柱面 d_0 上,沿齿面与分度圆柱面的交线的法线方向计量的法向节距。

* 工件加工所得的轮齿齿形表面曲线,是工具齿条在各个位置的包络线。因此,工具齿条的几何参数,决定了被切齿轮的几何形状。工具齿条实际上可看作是齿数 $z=\infty$ 的齿轮,而工具齿条和齿条传动用的齿条所不同的是,其齿顶高较大,以使被切齿轮形成径向间隙。

节距对 π 的比值,称为模数。法面模数 $m_n = \frac{t_n}{\pi}$, 端面模数 $m_s = \frac{t_s}{\pi}$, 它们之间的关系,可用下式表示:

$$m_n = m_s \cos \beta_d$$

在与齿向垂直的平面内(截面 $n-n$, 见图 I·5), 工具齿条的参数业已标准化, 其数值可按 $\Gamma OCT13755-68$ 所规定的齿轮基准齿形(图 I·6)来选择。 $\Gamma OCT13755-68$ 规定的基准齿形适用于模数 $m_n > 1\text{mm}$ 的圆柱齿轮。小模数 ($m_n \leq 1$) 齿轮按 $\Gamma OCT9587-68$ 规定的基准齿形设计。

基准齿形(图 I·6)的剖面线部分相当于工具齿条的齿间(图 I·5)。

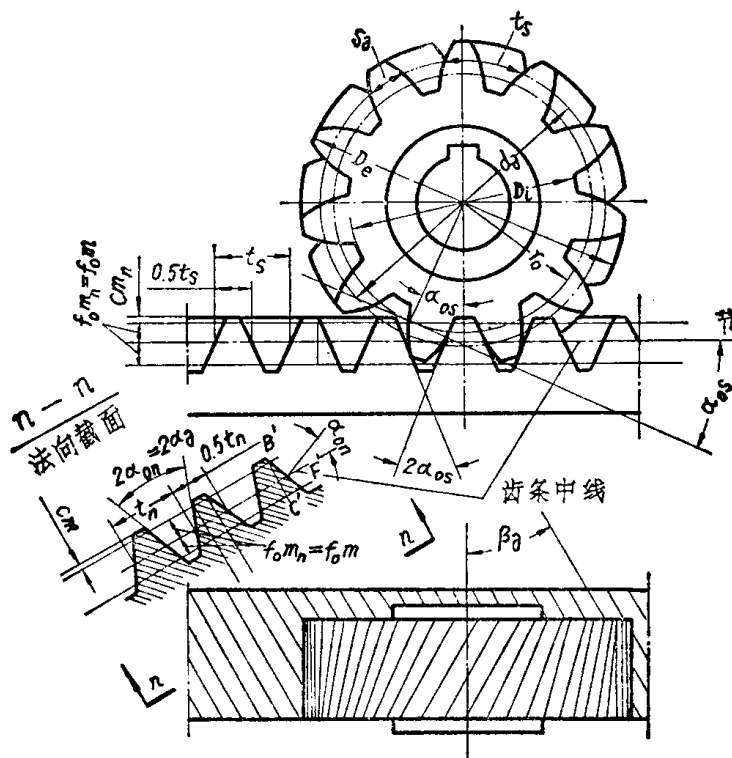


图 I·5 斜齿轮与斜齿工具齿条啮合

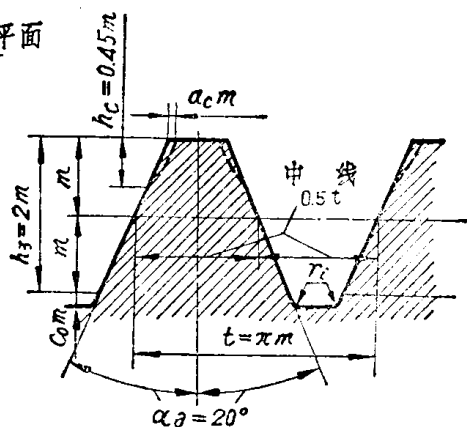


图 I·6 非修缘和修缘齿轮(修缘量为 $a_c m$, 见虚线)的基准齿形

齿厚和齿间宽度相等的线,称为齿条的中线(图 I·5 与图 I·6)。

圆周速度较大的外啮合圆柱齿轮,按 $\Gamma OCT13755-68$ 规定,应采用修缘的基准齿形(图 I·6)。这时,工件轮齿的齿顶部分向渐开线齿体内进行修缘,这样可以减少由制造误差和轮齿变形所引起的附加动载荷,从而提高了轮齿工作表面受胶合破坏所限制的承载能力。 a_c 值(图 I·6)的大小,见表 I·1。

基准齿形齿条的节距为 t , 模数为:

$$m = \frac{t}{\pi}$$

其值可从表 I·2 所给出的标准系列选取。

在斜齿轮传动中,通常按标准系列选法向模数,即 $m_n = m$ 。

齿条相对齿轮运动时的瞬轴面 d_d ,称为分度圆柱,其圆周 d_d 称为分度圆,显然,分度圆周长 πd_d 应被端面节距 $t_s = t_n \sec \beta_d = t \sec \beta_d$ 所整除,其商等于齿数:

$$\frac{\pi d_d}{t_s} = \frac{d_d}{m_s} = \frac{d_d \cos \beta_d}{m_n} = z$$

图 I·5 所示的齿条中线和节平面相重合,在这种情况下下的齿轮,称为非变位齿轮(详见后述)。

表 I-1 基准齿形(图 I-6)的修缘系数 a_e

齿轮精度等级 (按 POCT1643-56*)					
6		7		8	
模数 (mm)	a_e	模数 (mm)	a_e	模数 (mm)	a_e
2~2.75	0.010	2~2.5	0.015	2~2.75	0.020
3~4.5	0.008	2.75~3.5	0.012	3~3.5	0.0175
5~10	0.006	3.75~5.0	0.010	3.75~5.0	0.015
		5.5~7.0	0.009	5.5~8.0	0.012
>10~16	0.005	8~11	0.008	9~16	0.010
		12~20	0.007	18~26	0.009
		23~30	0.006	28~50	0.008

* 当齿轮传动用不同的精度等级规范组合时,这里的精度等级系指基节偏差所规定的精度。

表 I-2 模数系列 (POCT9563-60, $m_n > 1 \text{ mm}$)

模数 (mm)							
第1系列	第2系列	第1系列	第2系列	第1系列	第2系列	第1系列	第2系列
1.25	1.125	4	4.5	12	14	40	45
1.5	1.375	5	5.5	16	18	50	55
2	1.75	6	7	20	22	60	70
2.5	2.25	8	9	25	28	80	90
3	3.5	10	11	32	36	100	

注: ① 表内所给出的模数系列,适用于圆柱和圆锥齿轮。

② 选取模数时,第1系列优先于第2系列。

工具齿条端面和法面上的齿形角分别为 α_{0s} 和 α_{0n} , 基准齿形角为 α_0 。基准齿形标准 (POCT13755-68) 规定的齿形角为:

$$\alpha_0 = \alpha_d = 20^\circ.$$

所以,工具齿条的齿形角,根据标准为:

$$\alpha_{0n} = \alpha_d.$$

在图 I-2 所示的非变位圆柱齿轮传动中,分度圆和节圆(一对相啮合齿轮副的相对运动瞬心圆)相重合(详见后述)。

端截面上齿形法线和通过节线并与节圆柱相切平面之间的夹角,称为啮合角 α_s 。 α_s 可按表 I-3 所给出的公式或图 I-7 的线图确定, α_s 的近似值可按图 I-14 与图 I-15 确定。

由齿顶圆 d_{e1} 和 d_{e2} 在啮合线上所截取的线段 b_1b_2 (见图 I-2) 称为啮合线的工作部分长度*。

比值:

$$\left. \begin{aligned} \frac{b_1b_2}{t_0} &= \varepsilon_s \text{ (直齿传动)} \\ \frac{b_1b_2}{t_{0s}} &= \varepsilon_s \text{ (斜齿传动)} \end{aligned} \right\} \quad (\text{I-1})$$

* 在修缘齿轮啮合中,啮合线工作部分的长度将远小于 b_1b_2 , 其减小的数值由承载情况和修缘深度而定。在中等修缘深度和受载很大(轮齿变形大)的情况下,啮合线工作部分的长度可能等于 b_1b_2 。如果 b_1 和 b_2 中的任一点位于线段 a_1a_2 以外(见图 I-2)则不能用公式 (I-1) 来计算 ε_s (详见第 29 页的注)。