

内 容 简 介

本书扼要介绍齿轮传动的一般概念。阐述圆柱齿轮、圆锥齿轮、蜗杆蜗轮和圆柱螺旋齿轮传动的基本原理、几何尺寸、承载能力的计算和主要参数的确定。每篇都编写了计算例题。本书可供机械工人、技术人员和有关院校师生参考。

责任编辑 葛志祺

A.K.Thomas/W.Charchut
Die Tragfähigkeit der Zahnräder
Carl Hanser Verlag München 1971

* * *

齿轮承载能力计算

(西德) A.K.托马斯 W.卡尔乎特 著
《齿轮承载能力计算》译校小组 译校

*
冶金工业出版社出版
新华书店北京发行所发行
冶金工业出版社印刷厂印刷

*
850×1168 1/32 印张 7 5/8 字数 203 千字

1979年5月第一版 1979年5月第一次印刷

印数00,001~90,000册

统一书号: 15062·3406 定价(科三) 0.75元

第一篇 齿轮传动的一般概念

第一章 基本概念

齿轮——是一种机械零件。通过其轮齿啮合，可无滑动地传递旋转运动和扭矩。

齿轮传动装置——由齿轮对组成。每对齿轮又由主动齿轮和从动齿轮组成。

传动比——主动齿轮与从动齿轮转速的比值。

齿面——轮齿传递作用力和运动的表面。

齿形——轮齿在某一剖面上的外形。

齿廓——齿面的剖面形状。由于齿轮制造上的原因，齿廓几乎都采用渐开线，有时也用摆线。

齿面线——齿面与滚动轮体的基本形状（如圆柱体，圆锥体）相截所形成的交线。

平面啮合——展开在平面上的齿轮啮合。对于圆柱齿轮，就是齿条（即直径为无限大的齿轮），对于圆锥齿轮就是平面齿轮（即分度圆锥角为 90° 的圆锥齿轮）。平面啮合是用以简要说明轮齿几何形状的，例如：原始齿廓。

第二章 传动方式

齿廓以及齿面线的形状决定轮齿的啮合方式。选择啮合方式是以传动条件和载荷类型为根据的（见表2）。

根据轴的相对位置和采用的滚动轮体的基本形状来区别不同的传动方式（见表1）。

单级的圆柱齿轮传动和圆锥齿轮传动只能实现小的传动比，

表 1 传 动 方 式

传 动 类 别		轴的位置	滚 动 轮 体 基 本 形 状	
滚动轮体传动	圆柱齿轮传动	平 行	圆 柱 体	
	圆锥齿轮传动	相 交	圆 锥 体	
滚动螺旋传动	螺旋圆柱齿轮传动	交 错	圆 柱 体	
	螺旋圆锥齿轮传动	交 错	圆 锥 体	
螺旋传动	蜗杆传动	交 错	圆柱体和圆弧回转体	

表 2 齿轮许用最大圆周速度 $v_{\text{许用}}$ 与制造质量、
啮合类型和载荷类型的关系

齿 轮 种 类	许用最大圆周速度, $v_{\text{许用}}$, 米/秒					载 荷 种 类
	质量等级 (按DIN3960至3964)					
	10~12	9~10	8~9	6~7	4~5	
直齿圆柱齿轮	0.8	1.2	5	8	15	一 般
斜齿圆柱齿轮	1	2.5	15	25	100	重 型
人字齿圆柱齿轮	1	2.5	15	25	100	冲 击
直齿圆锥齿轮	0.5	1	4	6	—	一 般
斜齿和螺旋弧齿圆锥齿轮	0.8	2	8	12	25	重型到冲击
制 造 方 法	铸 压 锻	造 制 造	用 刀 具 加 工	一般铣刨加工	精 加 工	加工后进行磨齿、剃齿、研磨
				用滚齿刀具制造		
				切 削 加 工		

较大的传动比需要多级传动。

与此相反，蜗杆传动具有较大的单级传动比，特别适用于无噪音和避免冲击运转的传动。如果不允许齿轮在外力作用下而发生反转（即要求自锁性）时，也可以使用蜗杆传动。

圆柱螺旋齿轮传动和圆锥螺旋齿轮传动因其齿面接触面较小，仅仅适用于载荷较小的场合。这种传动允许采用任何轴角，而且在传动时，比较能适应轴角的变化。

第三章 传动比的选用原则

对于圆柱齿轮、圆锥齿轮和螺旋齿轮的传动：

$$i_{\text{最大}} \approx 5:1 \text{ 到 } 1:2.5$$

对于蜗杆传动：

$$i_{\text{最大}} \approx 100:1; \quad i_{\text{最小}}^{①} \approx 5:1$$

从理论上讲，单级传动有可能采用较大的传动比，然而从箱体结构方面来考虑，则在多数情况下，多级传动所传递的功率较高而且费用较低。只有在特殊情况下，才需要使用较大的单级传动比，例如分度传动装置和大型旋转齿圈。

增速装置的传动比，受所需起动力矩和制动力矩的限制。增速时，与传动比相适应的力的增强过大，将使载荷变化或啮合误差（它们与力的传递 *Kraftfluss* 相反）变得更大，因而由其引起的不良影响通常把传动比限制在 $i = 1:2.5$ 以内。

第四章 齿轮传动中常用的符号和单位

中心距	a 厘米
齿宽	b 厘米
直径	d 厘米
弹性模数	E 公斤/厘米 ²

① 原文误为 $i_{\text{最大}}$ 。——译者注

力	F	公斤
导程	H	厘米
齿高	h	厘米
传动比 $i = n_1/n_2$	i	—
斯特利贝克 (Stribeck) 齿面接触单位压力	k	公斤/厘米 ²
扭矩	M_t	公斤·厘米
转速	n	转/分
赫芝单位压力	p	公斤/厘米 ²
功率	P	千瓦; 马力
半径	r	厘米
齿厚	s	厘米
节距	t	厘米
齿数比 $z_2/z_1 \geq 1$	u	—
圆周速度	v	米/秒
变位系数	x	—
齿数	z	—
啮合角或压力角	α	弧度
齿倾斜角	β	弧度
上升角	γ	弧度
轴角	δ	弧度
重合度①	ε	—
曲率半径	ρ	厘米
弯曲应力	σ_b	公斤/厘米 ²
角频率, 角速度	ω	弧度/秒

脚标:

- 0 —— 表示分度圆
- 1 —— 表示小齿轮 (主动轮)
- 2 —— 表示大齿轮 (从动轮)
- b —— 表示实际节圆
- f —— 表示齿根或齿根圆

① 此词曾译为“重叠系数”，现按DIN3990《圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算》中译本译为重合度。——译者注

第二篇 直齿圆柱齿轮

第一章 一般参数和基本概念

第1节 齿轮和轮齿的几何尺寸

(1) 标准齿轮

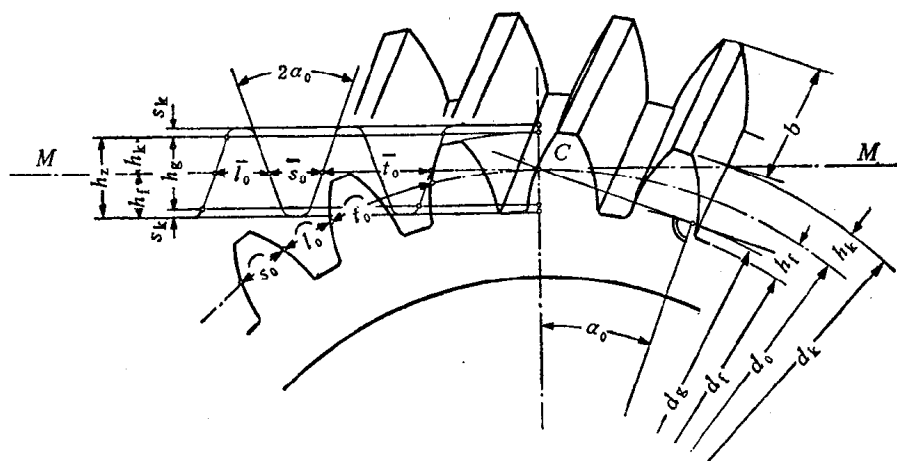


图 1 原始齿廓符合 DIN867规定的直齿圆柱齿轮 MM 为原始齿廓的齿廓中线

(2) 变位齿轮

为了采用最少齿数以及改善滑动条件和啮合条件，或者在给定的模数范围内保持一定的中心距，都要通过变位来达到。这时，原始齿廓（实际上就是刀具）的齿廓线向外移出 $+xm$ 值，称为正变位（图 2 右部），或者向内移进 $-xm$ 值，称为负变位（图 2 左部）。在上述两种情况下，原始齿廓中线 MM 不再通过节点 C 。同时，在齿轮分度圆上量得的齿厚和齿间的尺寸也不相同。为了保持与标准齿轮同样的齿高，在这样的齿轮上，齿顶圆直径和齿根

表 3a 符合DIN867的直齿圆柱齿轮的几何尺寸

名 称	代 号	公 式	备 注
齿 数	z	d_0/m	见第二篇第五章第 3 节
模数(径节①)	m	$t_0/\pi, d_0/z$	见第二篇第五章第 2 节
周 节	$\bar{t}_0 = \hat{t}_0$	$m\pi$	
分度圆齿厚	$\bar{s}_0 = \hat{s}_0$	$t_0/2$	侧隙为 0 (运转时的侧隙 $S_d \approx 0.03 \sim 0.05m$)
分度圆齿间	$\bar{l}_0 = \hat{l}_0$ ②	$t_0/2$	
分度圆直径	d_0	$zm, d_{01} = \frac{2a_0}{i+1}$	见第二篇第五章第 1 节
中 心 距	a_0	$\frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} m$	见图 6
工作深度	h_g	$2m$	根据 DIN867 按加工方法 $S_k = 0.1 \sim 0.3m$
齿 顶 高	h_k	$1m$	
齿 根 高	h_f	$m + S_k \approx 1.2m$	
全 齿 高	h_z	$2m + S_k \approx 2.2m$	
径向间隙	S_k	$\approx 0.2m$	
齿顶圆直径	d_k	$d_0 + 2h_k = (z + 2)m$	
齿根圆直径	d_f	$d_0 - 2h_f$	
基圆直径	d_g	$d_0 \cos \alpha_0$	
啮合角 = 齿 廓角的一半 = 分度圆上的压 力角	α_0	20°	
传 动 比	i	$z_2/z_1 = d_{02}/d_{01} = n_1/n_2$	
齿 宽	b		见第二篇第五章第 2 节
基 节	t_0	$t_0 \cos \alpha_0$	见第二篇第一章第 1 节之 (3)
重 合 度	e	$\overline{E_1 E_2} / t_0$	见第二篇第一章第 1 节之 (3)

① 表示模数相当于英制径节的作用。——译者注, ② 原文漏。——译者注

圆直径都应在总变位量 $2xm$ 的范围内增大或减小。此外, 由于啮合关系的变化, 在传动装置的一对变位齿轮上, 当以普通的径向间隙保持齿间无间隙啮合时, 在总变位量中, 其齿顶缩短量应为:

$$km = a_0 + m(x_1 + x_2) - a$$

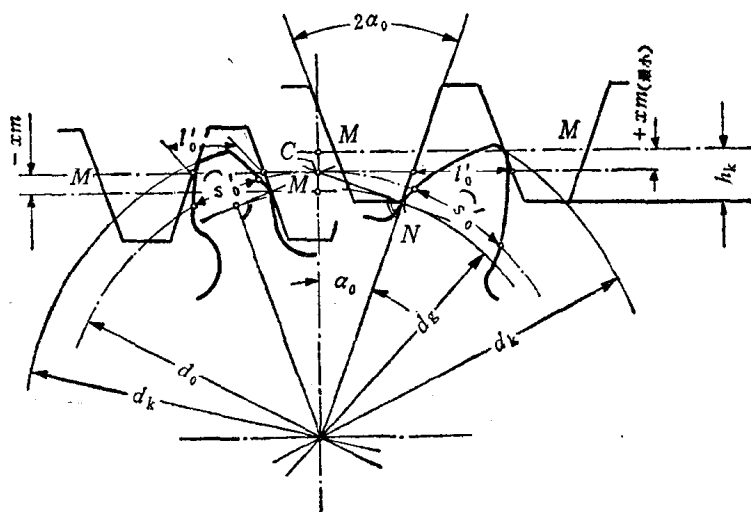


图 2 正变位和负变位齿轮

左边: V_- 齿轮的负变位量为 $-xm$, 齿条刀具顶尖通过时引起严重根切

右边: V , 一齿轮的正变位量为 $+x_{m\text{最小}}$, 正好避免根切在齿不变尖和重合度 ε 不小于约 1.25 的前提下, 变位量之和愈大, 则齿的弯曲应力和齿面滑动愈小

相对于0-齿轮①,变位齿轮用V-齿轮表示。V-齿轮传动是由一对V-齿轮、或者由一个V-齿轮和一个0-齿轮组成的。它与0-齿轮传动不同,其特征是中心距有变化。V-齿轮传动的主要特点是加工分度圆不再相切,而是节点位于相切的新的实际节圆上。

$V-0$ 齿轮传动是一种特殊情况, 即由一个 $V-$ 齿轮和一个 V_+ 齿轮组成, 其正负变位量相等, 因而中心距不变。

① 指未变位的标准齿轮。——译者注

正变位因受齿顶变尖的限制，尤其是在齿数少时，要注意以下几点：

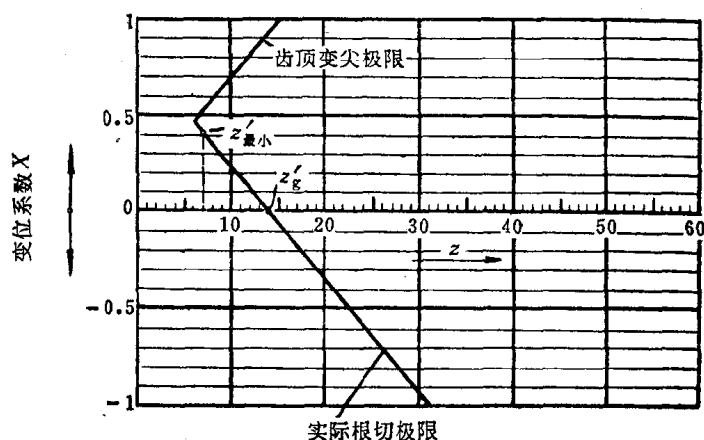


图 3 在 $\alpha_0 = 20^\circ$ 时变位系数与实际极限齿数 z'_g (根切极限) 的关系

z — 齿数

注：原文漏“实际根切极限”。——译者注

- 1) 要避免根切现象，因为根切会使齿根瘦弱并使重合度减小；
- 2) 要避免在有效齿廓一直延伸到基圆处渐开线起点时，齿根处容易出现的啮合偏差。因为渐开线曲率半径在这个地方减少到零，所以只要制造上稍不准确，就会产生极大的啮合偏差；
- 3) 要改善滑动条件和啮合条件；
- 4) 要使传动装置中两个齿轮的齿根承载能力和齿面承载能力接近相同；
- 5) 要满足结构布置所需要的中心距。

由于负变位将使轮齿的承载能力降低，只有在需要保持某一给定的中心距时才采用。负变位会提高重合度。实际上这种现象为出现根切所限制，因而只有在齿数较多时才有可能实现。

齿数很多 ($z > 150$) 的齿轮的负变位，实际上对轮齿的承载

能力毫无影响。

在V-齿轮传动中，除特殊情况以及齿数较少时外，大齿轮和小齿轮的变位量应按下列原则分配：

- 1) 两个齿轮的齿根承载能力应接近相等；
- 2) 主动轮齿顶的滑动速度略大于从动轮齿顶的滑动速度；
- 3) 但要避免达到规定的滑动极限值。

V-齿轮传动必须具有相配齿轮之间的啮合特性，为此，对于减速的齿轮传动装置，建议采用DIN3994和3995规定的05-啮合。

05-啮合的所有齿轮均为正变位，其变位系数 $x = +0.5$ ，因而中心距和实际啮合角仅仅是齿数和的函数。

对于 $(x_1 + x_2) > 0$ 和有微小附加侧隙但没有不利影响的齿轮传动，在无隙啮合时，对中心距可以不作精确计算。故可用下式：

$$a = a_0 + (x_1 + x_2)m, \text{ 即 } d_{k1} = m(z_1 + 2 + 2x_1)$$

$$\text{当 } \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \approx 0.015, \text{ 在 } \alpha_0 = 20^\circ \text{ 时, 附加啮合侧隙 } S_e \text{ 约为}$$

$0.00028 (z_1 + z_2) m$, 若 $\frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2}$ 超过0.015, 应对 a 或 $(x_1 + x_2)$ 进行精确计算 (见DIN3992)。

(3) 重合度

连续运转的前提条件是，在后一对齿尚未进入啮合之前，前一对正在一同进行工作的齿不应过早退出啮合。重合度 ε 为啮合线段 $\overline{E_1 E_2}$ 与基节 t_b 的比值，此比值必须大于1 (见图4)。即：

$$\varepsilon = \frac{\overline{E_1 E_2}}{t_b} \geq 1$$

$$e_{\text{最小}} \approx 1.25$$

对于确定重合度来说，实际节圆及此处的端面齿廓总是有决定意义的。对于齿轮传动：

表 36 变位直齿圆柱齿轮尺寸计算

名 称	代 号	公 式	备 注
计算极限齿数 = 齿条刀具 (滚刀、齿条插刀) 加工时不发生根切的最少齿数	z_g	$= \frac{2}{\sin^2 \alpha_0} \cdot \frac{h_k}{m}$ 当 $h_k = 1m$; $\alpha_0 = 20^\circ$ 时: $z_g = 17$	与啮合角和齿顶高有关
实际极限齿数	z'_g	$\approx \frac{5}{6} z_g$ 当 $h_k = 1m$; $\alpha_0 = 20^\circ$ 时: $z'_g = 14$	当根切较小时齿根无明显变瘦
通过正变位可能达到的最少齿数	$z'_{\text{最小}}$	当 $\alpha_0 = 20^\circ$, $x = +0.41$ 时: $z'_{\text{最小}} = 7$	过小时将出现齿顶变尖现象
变 位 量	$\pm xm$	$\pm \overline{CM}$	图 2
变位系数	$x_1 (2)$		须注意符号
最小值 (为避免与齿条型刀具在加工时发生根切)	$x_{\text{最小}}$	当 $h_k = 1m$; $\alpha_0 = 20^\circ$ 时: $= \frac{14 - z}{17}$	
最大值	$x_{\text{最大}}$	当 $s_k \geq 0.4m$ 时: $= \frac{1}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} \left[0.4 \frac{\cos \alpha_k}{\cos \alpha_0} + z(\operatorname{inv} \alpha_k - \operatorname{inv} \alpha_0) \right]$	理论上的最大值以达到齿顶变尖极限为止 $\cos \alpha_k = \frac{d_0}{a_k} \cos \alpha_0$
变位系数之和	$x_1 + x_2$	$= \frac{\operatorname{inv} \alpha_b - \operatorname{inv} \alpha_0}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} (z_1 + z_2)$	
角 α 的渐开线函数	$\operatorname{inv} \alpha$	$= \operatorname{tg} \alpha - \alpha$	式中 α 以弧度表示
制造节圆上的齿厚	s_0	$= m \left(\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha_0 \right)$	
齿顶圆上的齿厚	s_k	$= d_k \left(\frac{s_0}{d_0} - \operatorname{inv} \alpha_k + \operatorname{inv} \alpha_0 \right)$	

续表 3b

名 称	代 号	公 式	备 注
齿顶圆直径	d_{k1}	$= 2(a + m - x_2 m) - d_0$ $= 2a - d_{f2} - 2s_k$	$s_k = 0.1 \sim 0.3m$
	d_{k2}	$= 2(a + m - x_1 m) - d_0$ $= 2a - d_{f1} - 2s_k$	
V—齿轮传动的实际中心距	a	$= a_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_b}$	
V—0—齿轮传动的实际中心距	a	$= a_0 = m \frac{z_1 + z_2}{2}$	$x_1 + x_2 = 0$ $z_1 + z_2 \geq 28$
实际节圆直径	d_{b1}	$= \frac{2a}{i+1}$	对于 0—齿 轮 传 动 或 V—0—齿 轮 传 动: $d_b = d_0$
	d_{b2}	$= d_{b1} i$	
实际啮合角 = 实际节圆上的压力角	α_b	$\cos \alpha_b = \frac{a_0}{a} \cos \alpha_0$	

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{k1}^2 - r_{g1}^2} + \sqrt{r_{k2}^2 - r_{g2}^2} - a \sin \alpha_b}{t_e} \quad (1)$$

(0—齿轮传动时: $\alpha_b = \alpha_0$, $a = a_0$)

对于齿条传动:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_k^2 - r_g^2} - \sqrt{r_0^2 - r_g^2} + \frac{h_k}{\sin \alpha_0}}{t_e} \quad (2)$$

重合度 ε 可以分成部分重合度:

$$\varepsilon_{1(2)} = \frac{\sqrt{r_{k1(2)}^2 - r_{g1(2)}^2}}{t_e} \quad \text{和} \quad \varepsilon_a = \frac{a \sin \alpha_b}{t_e} \quad (\text{图 } 5)$$

于是:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_a \quad (3)$$

对于非变位啮合, 其部分重合度为:

$$\varepsilon_{1(2)} = \frac{\sqrt{(z_{1(2)} + 2)^2 - (z_{1(2)} \cos \alpha_0)^2}}{2\pi \cos \alpha_0}$$

表 4 符合DIN867规定的啮合的部分重合度①

$z_1(2)$	$\varepsilon_1(2)$	$z_1(2)$	$\varepsilon_1(2)$	$z_1 + z_2$	ε_a	$z_1 + z_2$	ε_a
14	1.54	45	3.50	28	1.62	70	4.06
15	1.61	46	3.56	29	1.68	71	4.12
16	1.68	47	3.62	30	1.74	72	4.17
17	1.75	48	3.68	31	1.80	73	4.22
18	1.82	49	3.73	32	1.85	74	4.28
19	1.88	50	3.79	33	1.91	75	4.34
20	1.94	55	4.10	34	1.97	76	4.40
21	2.04	60	4.40	35	2.03	77	4.46
22	2.09	65	4.70	36	2.09	78	4.52
23	2.15	70	5.00	37	2.14	79	4.58
24	2.22	75	5.30	38	2.20	80	4.63
25	2.28	80	5.60	39	2.26	81	4.69
26	2.34	85	5.88	40	2.32	82	4.75
27	2.40	90	6.18	41	2.38	83	4.82
28	2.47	95	6.46	42	2.43	84	4.87
29	2.52	100	6.75	43	2.49	85	4.93
30	2.59	105	7.05	44	2.55	86	4.98
31	2.65	110	7.34	45	2.61	87	5.04
32	2.72	115	7.63	46	2.67	88	5.09
33	2.78	120	7.92	47	2.72	89	5.16
34	2.83	125	8.22	48	2.78	90	5.22
35	2.89	130	8.50	49	2.84	91	5.27
36	2.96	135	8.80	50	2.90	92	5.33
37	3.02	140	9.10	51	2.95	93	5.38
38	3.08	145	9.40	52	3.01	94	5.44
39	3.14	150	9.70	53	3.04	95	5.51

续表 4

$z_1(z)$	$\varepsilon_1(z)$	$z_1(z)$	$\varepsilon_1(z)$	$z_1 + z_2$	ε_a	$z_1 + z_2$	ε_a
40	3.20	160	10.25	54	3.13	96	5.57
41	3.26	170	10.85	55	3.19	97	5.62
42	3.32	180	11.45	56	3.25	98	5.68
43	3.38	190	12.00	57	3.30	99	5.73
44	3.44	200	12.60	58	3.36	100	5.80
				59	3.42	110	6.37
				60	3.47	120	6.95
				61	3.53	130	7.53
				62	3.59	140	8.10
				63	3.65	150	8.70
				64	3.71	160	9.26
				65	3.77	170	9.85
				66	3.82	180	10.43
				67	3.88	190	11.00
				68	3.94	200	11.60
				69	4.00		

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_a$$

$$\varepsilon_1(z) = \frac{\sqrt{(z_1(z) + 2)^2 - (z_1(z) \cos \alpha_0)^2}}{2\pi \cos \alpha_0}$$

$$\varepsilon_a = (z_1 + z_2) \frac{\lg \alpha_0}{2\pi}$$

① 此表适用于压力角为 20° 的啮合。——译者注。

和
$$\varepsilon_a = (z_1 + z_2) \frac{\lg \alpha_0}{2\pi}$$

符合 DIN867 规定的啮合，其部分重合度按不同的齿数分别列于表 4。

可以借助作图法，即按比例画出齿顶圆与啮合线的交点而进行快速的近似计算。交点之间的距离即为啮合线段 E_1E_2 (图4)。

第 2 节 外力的计算

(1) 轮齿上作用力的确定

代号和常用单位：

圆周力	F_u	公斤
轮齿法向力(作用于轴承上的力①)	F_N	公斤
径向力	F_r	公斤
功率	P	千瓦; 马力
转速	n	转/分
扭矩	M_t	公斤·厘米
圆周速度	v	米/秒
分度圆直径	d_0	厘米
啮合角	α_0	弧度
啮合线	E_L	—

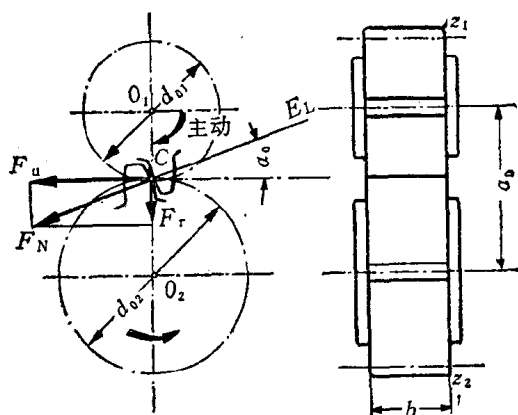


图 6 作用于直齿圆柱齿轮上的力

要测定齿轮的传动能力，必须知道作用于齿轮分度圆 d_0 上的圆周力 F_u 。

按各已知数据，圆周力 F_u 可根据所传递的功率 P 和转速 n 来确定，而圆周速度 v 则可由转速 n 按下式确定：

$$v = \frac{d_0 n}{1910} \text{ 米/秒} \quad (4)$$

$$F_u = \frac{102P}{v} = \frac{19.5 \times 10^4 P}{d_0 n} \text{ 公斤 (式中 } P \text{ 以千瓦表示)} \quad (5)$$

① 原文不妥，轮齿法向力只是计算作用于轴承上的力的依据。——译者注

$$F_u = \frac{75P}{v} = \frac{14.3 \times 10^4 P}{d_0 n} \text{ 公斤 (式中 } P \text{ 以马力表示)} \quad (6)$$

也可按扭矩 M_t 计算:

$$F_u = \frac{2M_t}{d_0} \quad (7)$$

沿啮合线方向作用于轮齿上的法向力为:

$$F_N = \frac{F_u}{\cos \alpha_0} \quad (8)$$

轮齿法向力 F_N 也是计算轴承的依据。

作用于轮心的径向力为:

$$F_r = F_u \operatorname{tg} \alpha_0 \quad (9)$$

此径向力在轴承支承数个齿轮和在特殊情况下计算轮体强度时(例如计算特大齿轮齿圈挠度), 必须作为分力来计算。

按上述公式求得并代入下面计算中的各作用力表示轮齿所传递的力。至于轴承和轴封的摩擦, 以及由于齿轮在油池中引起的飞溅造成的功率损失均应预先加以考虑〔见第二篇第一章第2节的(3)〕。

运转中由于冲击、啮合误差、振动或齿宽上作用力的分布不均(因支承不良而造成)都会引起载荷的增加, 因此应相应提高一些额定载荷。

(2) 附加动载荷

根据功率和转速而确定的轮齿上的作用力仅是理论值, 但是, 由于旋转质量飞轮效应的作用, 其实际值可能大大超过理论值。

1. 尖峰载荷

自身具有飞轮效应很大的质量的大型传动装置以及重型机械传动装置在起动或突然制动的时候, 都会出现尖峰力, 这种尖峰力可能引起冲击断裂(Gewaltbruch)。例如由一台电动机直接合闸起动时, 其起动力矩按电动机的结构类型将超过额定扭矩好几倍。