

中华人民共和国国家标准

GB/T 3480.1—2019/ISO 6336-1:2006
部分代替 GB/T 3480—1997

直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 1 部分:基本原理、概述及通用影响系数

Calculation of load capacity of spur and helical gears—
Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors

(ISO 6336-1:2006, IDT)

2019-12-31 发布

2020-07-01 实施

国家市场监督管理总局
国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	III
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语、定义、代号和缩略语	2
4 基本原则	14
4.1 应用	14
4.2 切向载荷、转矩和功率	19
5 使用系数 K_A	20
5.1 用 A 法确定使用系数 K_{A-A}	20
5.2 用 B 法确定使用系数 K_{A-B}	20
6 动载系数 K_v	20
6.1 影响内部动载荷的因素和计算	20
6.2 原则和假设	22
6.3 动载系数的确定方法	22
6.4 用 B 法确定动载系数 K_{v-B}	23
6.5 用 C 法确定动载系数 K_{v-C}	30
7 螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$	34
7.1 轮齿载荷分布	34
7.2 确定螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 的一般原则	34
7.3 螺旋线载荷分布系数的确定方法——原理和假设	35
7.4 用 B 法确定螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta-B}$	36
7.5 用 C 法确定螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta-C}$	39
7.6 用 B 法或 C 法确定弯曲强度计算的螺旋线载荷分布系数 $K_{F\beta}$	52
8 齿间载荷分配系数 K_{Ha} 和 K_{Fa}	52
8.1 齿间载荷分配	52
8.2 齿间载荷分配系数确定方法——原理和假设	52
8.3 用 B 法确定齿间载荷分配系数 K_{Ha-B} 和 K_{Fa-B}	53
9 轮齿刚度 c' 和 c_y	57
9.1 刚度影响	57
9.2 轮齿刚度的确定方法——原理和假设	58
9.3 用 B 法确定轮齿刚度 c' 和 c_y	58
附录 A (规范性附录) 确定 f_{sh} 和 f_{ma} 的补充方法	62
附录 B (资料性附录) (渐开线)圆柱齿轮轮齿鼓形修形与齿端修薄指导值	64

附录 C (资料性附录) 圆柱齿轮鼓形齿的 $K_{H\beta-C}$ 的指导值 66

附录 D (资料性附录) 演算和说明 69

附录 E (资料性附录) 载荷分布的分析确定 72

参考文献 87

前 言

GB/T 3480《直齿轮和斜齿轮承载能力计算》拟包含下列 5 部分：

- 第 1 部分：基本原理、概述及通用影响系数；
- 第 2 部分：齿面接触强度(点蚀)计算；
- 第 3 部分：齿根弯曲强度计算；
- 第 5 部分：材料的强度和质量；
- 第 6 部分：变载荷条件下的使用寿命计算。

本部分为 GB/T 3480 的第 1 部分。

本部分按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本部分代替 GB/T 3480—1997《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》中的部分内容。

本部分和 GB/T 3480—1997 相比,主要技术变化如下：

- 本部分完整采用了 ISO 6336-1:2006,只讲基本原理和通用影响系数,而不涉及 ISO 6336-2 和 ISO 6336-3 中接触与弯曲强度计算；
- 本部分新增代号 100 多个,包括许多重要系数、分量系数、材料代号、几何量、偏差等；
- 附录内容有很大调整和补充；
- 修改了一些名词,如“齿向”改为“螺旋线”,“齿形”改为“齿廓”,“纵向”改为“轴向”等。

本部分使用翻译法等同采用 ISO 6336-1:2006《直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 1 部分：基本原理、概述及通用影响系数》。

本部分纳入了 ISO 6336-1:2006/Cor.1:2008 的技术勘误内容,这些内容涉及的条款已通过在其外侧页边空白位置的垂直双线(||)进行了标示。

与本部分中规范性引用的国际文件有一致性对应关系的我国文件如下：

- GB/T 3480.5—2008 直齿轮与斜齿轮承载能力计算 第 5 部分：材料的强度和质量 (ISO 6336-5:2003, IDT)
- GB/T 3480.6—2018 直齿轮与斜齿轮承载能力计算 第 6 部分：变载荷条件下的使用寿命计算 (ISO 6336-6:2006, IDT)

本部分还做了下列编辑性修改：

- 将 ISO 6336-1:2006 表 1 组合代号中的“ ρ_{red} ”改为“ ρ_{rel} ”；
- 将 ISO 6336-1:2006 公式(32)中“ $q_2 = \frac{d_{i1}}{d_{m2}}$ ”改为“ $q_2 = \frac{d_{i2}}{d_{m2}}$ ”；
- 将 ISO 6336-1:2006 图 12 注第三段开始的“T”改为“T*”；
- 将 ISO 6336-1:2006 图 13 的 a)、b)、d)、e)一条实线改为虚线；
- 将 ISO 6336-1:2006 的 7.5.5 标题中的“shaft”(轴)改为“轴承”；
- 将 ISO 6336-1:2006 公式(B.9)中“a”改为“~”；
- 将 ISO 6336-1:2006 的 D.2 中“在 7.3.1 定义”改为“在 7.2.1 定义”；
- 将 ISO 6336-1:2006 公式(E.4)的符号解释中“Y”改为“y”；
- 将 ISO 6336-1:2006 公式(E.12)中“ $SL_i + 1$ ”改为“ SL_{i+1} ”；
- 将 ISO 6336-1:2006 公式(E.14)中“ $x_i + 1$ ”改为“ x_{i+1} ”；
- 将 ISO 6336-1:2006 公式(E.22)符号解释中“ c_{ym} ”改为“ C_{ym} ”；
- 将 ISO 6336-1:2006 公式(E.31)中“ δ_i ”改为“ δ_1 ”；

——将 ISO 6336-1:2006 的 E.5.4 中“ K_H ”改为“ $K_{H\beta}$ ”。

本部分由全国齿轮标准化技术委员会(SAC/TC 52)提出并归口。

本部分起草单位:郑州机械研究所有限公司、郑州中机轨道交通装备科技有限公司、湖南大学、中机生产力促进中心、郑州高端装备与信息产业技术研究院有限公司、西安法士特汽车传动有限公司、山东华成中德传动设备有限公司、江苏中工高端装备研究院有限公司、重庆大学。

本部分主要起草人:李峰、王志刚、吴鲁纪、李云鹏、周长江、韩伟、李五田、严鉴铂、鞠国强、李优华、刘忠明、王长路、张敬彩、张坤、管洪杰、范瑞丽、陈兵奎、张发勇、王国光、郑明、余飞鹏。

本部分所代替标准的历次版本发布情况为:

——GB 3480—1983、GB/T 3480—1997。

直齿轮和斜齿轮承载能力计算

第 1 部分:基本原理、概述及通用影响系数

1 范围

GB/T 3480 的本部分介绍了直齿轮与斜齿轮承载能力计算的基本原理、概述及通用影响系数。它与 ISO 6336-2、ISO 6336-3、ISO 6336-5 及 ISO 6336-6 一起提供了一种可以对不同的齿轮设计进行比较的方法。它既不用于保证已组装的齿轮装置性能,也不供一般工程人员使用,而是供有经验的齿轮设计人员使用,他们能根据类似设计的知识对公式中的系数合理取值,并清楚各取值对计算结果有什么影响。

GB/T 3480 中的公式是为了给渐开线圆柱直齿轮或斜齿轮的齿面接触强度和齿根弯曲强度计算提供一个广泛接受的方法而提出的。

GB/T 3480 包含了如 Hirt^[1]、Strasser^[2] 和 Brossmann^[3] 等人基于试验及理论研究的成果。用本法计算的结果与以往可接受的计算方法的结果相当一致(对于法向工作压力角不超过 25° 和分度圆螺旋角不超过 25° 的情况见参考文献[4]~[8])。

对于更大的压力角及螺旋角, $Y_F Y_S Y_\beta$ 的积和 $Z_H Z_\epsilon Z_\beta$ 的积的趋势与以前应用的一些方法是不同的。使用者应注意,当 GB/T 3480 应用于这种情况时,其计算结果需要根据经验确认。

GB/T 3480 中的公式不适用于以下任一情况:

- 直齿轮或斜齿轮副的端面重合度小于 1.0;
- 直齿轮或斜齿轮副的端面重合度大于 2.5;
- 齿顶与齿根干涉;
- 尖顶齿;
- 侧隙为 0。

GB/T 3480 中的公式不适用于其他形式的轮齿损伤,如塑性屈服、表层压碎、胶合与磨损,也不适用于因振动可能引起的不可预知的齿廓损伤。弯曲强度计算公式仅适用于在齿根圆角处折断的情况,但不适用于轮齿在工作表面折断、轮缘失效或由轮辐及轮毂引起的轮体失效。GB/T 3480 不适用于以锻造或烧结为最终加工工序的轮齿,也不适用于接触区很差的齿轮副。

GB/T 3480 提供了对齿面点蚀和齿根断裂的承载能力计算方法。当节圆线速度小于 1 m/s 时,齿轮的承载能力通常受磨粒磨损的限制(有关这方面的计算请参阅其他文献)。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 1356—2001 通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿条齿廓(idt ISO 53:1998)

GB/T 3374.1—2010 齿轮 术语和定义 第 1 部分:几何学定义(ISO 1122-1:1998,IDT)

GB/T 3505—2009 产品几何技术规范(GPS) 表面结构 轮廓法 术语、定义及表面结构参数(ISO 4287:1997,IDT)

GB/T 10095.1—2008 圆柱齿轮 精度制 第 1 部分:轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值(ISO 1328-1:1995,IDT)

GB/T 10610—2009 产品几何技术规范(GPS) 表面结构 轮廓法 评定表面结构的规则和方法(ISO 4288:1996,IDT)

ISO 6336-2 直齿轮与斜齿轮承载能力计算 第2部分:齿面接触疲劳强度(点蚀)计算 [Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 2: Calculation of surface durability (pitting)]

ISO 6336-3 直齿轮与斜齿轮承载能力计算 第3部分:齿根弯曲强度计算 (Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 3: Calculation of tooth bending strength)

ISO 6336-5 直齿轮与斜齿轮承载能力计算 第5部分:材料的强度和质量 (Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 5: Strength and quality of materials)

ISO 6336-6 直齿轮与斜齿轮承载能力计算 第6部分:变载荷条件下的使用寿命计算 (Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 6: Calculation of service life under variable load)

3 术语、定义、代号和缩略语

GB/T 3374.1—2010 界定的术语、定义、代号和缩略语及以下的代号适用于本文件。

注: ISO 6336 各部分的代号是基于 ISO 701 和 ISO 1328-1,并有所扩展。表1中仅给出了 ISO 6336 中计算特定系数时的量和优选单位。

表1 ISO 6336-1~ISO 6336-3 和 ISO 6336-5 中使用的代号

代号	说明	单位
主要代号和缩略语		
A、B、C、D、E	啮合线上的点(从小齿轮齿根到齿顶,无论是小齿轮还是大齿轮主动,仅从几何角度考虑)	—
a	中心距 ^a	mm
α	压力角(无下标时指分度圆压力角)	(°)
B	人字齿齿轮包括退刀槽宽度在内的总齿宽	mm
b	齿宽	mm
β	螺旋角(无下标时指分度圆螺旋角)	(°)
C	常数,系数	—
	齿廓修缘量	μm
c	常数	—
γ	辅助角	(°)
D	直径(设计)	mm
d	直径(无下标时指分度圆直径)	mm
δ	变形量	μm
E	弹性模量	N/mm^2
Eh	渗碳淬火锻钢牌号	—
Eht	硬化层深度,见 ISO 6336-5	mm
e	辅助量	—

表 1 (续)

代号	说明	单位
主要代号和缩略语		
ϵ	重合度、轴向重合度、相对偏心率(见第 7 章)	—
ζ	(渐开线)展开角	(°)
F	综合和累积偏差	μm
	力或载荷	N
f	偏差, 轮齿变形量	μm
G	剪切模量	N/mm^2
GG	灰口铸铁牌号	—
GGG	球墨铸铁牌号(珠光体、贝氏体、铁素体)	—
GTS	黑心可锻铸铁牌号(珠光体)	—
g	啮合线长度	mm
θ	温度	°C
HB	布氏硬度	—
HRC	洛氏硬度(C 标尺)	—
HR 30N	洛氏硬度(30N 标尺)(见 ISO 6336-5)	—
HV	维氏硬度	—
HV 1	试验力 $F=9.81\text{ N}$ 时的维氏硬度(见 ISO 6336-5)	—
HV 10	试验力 $F=98.10\text{ N}$ 时的维氏硬度(见 ISO 6336-5)	—
h	齿高(无下标时指根圆到顶圆的径向距离)	mm
η	平均温度下的润滑油楔有效动力黏度	$\text{mPa} \cdot \text{s}$
IF	火焰或感应硬化的锻造特殊钢牌号	—
i	传动比	—
	级号	—
J	Jominy 淬透性试验(见 ISO 6336-5)	—
K	常数, 与轮齿载荷有关的系数	—
L	长度(设计)	mm
l	轴承跨距	mm
Γ	啮合线上的参数	—
M	力矩	$\text{N} \cdot \text{m}$
	平均应力比	—

表 1 (续)

代号	说明	单位
主要代号和缩略语		
ME	标识材料和热处理要求的代号(见 ISO 6336-5)	—
MQ		—
ML		—
m	模数	mm
	质量	kg
μ	摩擦因数	—
N	数,指数,临界转速比	—
NT	渗氮锻钢、渗氮钢牌号	—
NV	整体硬化锻钢、渗氮钢、氮碳共渗钢牌号	—
n	转速	s^{-1} 或 min^{-1}
	载荷循环次数	
ν	泊松比	—
	油的运动黏度	mm^2/s
P	传递功率	kW
p	齿距	mm
	行星齿轮个数	—
	Woehler 损伤线斜率	—
q	辅助系数	—
	啮合轮齿的柔度(见第 9 章)	$(mm \cdot \mu m)/N$
	精加工余量(见 ISO 6336-3)	mm
r	半径(无下标时指分度圆半径)	mm
ρ	曲率半径	mm
	密度(对钢取 $\rho=7.83 \times 10^{-6}$)	kg/mm^3
S	安全系数	—
St	正火碳钢牌号($\sigma_B < 800 \text{ N/mm}^2$)	—
s	齿厚,小齿轮齿宽中间平面与支承跨距中心的距离	mm
σ	法向应力	N/mm^2
T	转矩	$N \cdot m$
	公差	μm
τ	剪切应力	N/mm^2
	角齿距	mm
u	齿数比($z_2/z_1 \geq 1^a$)	—
U	Miner 损伤率之和	—

表 1 (续)

代号	说明	单位
主要代号和缩略语		
V	整体硬化锻造特殊钢、合金钢或碳钢($\sigma_{\beta} \geq 800 \text{ N/mm}^2$)牌号	—
v	切向速度(无下标时,以分度圆切向速度表征节圆切向速度)	m/s
w	单位载荷(F_t/b)	N/mm
Ψ	辅助角	(°)
x	变位系数	—
χ	跑合系数	—
Y	与齿根应力有关的系数	—
y	跑合量(仅与下标 α 或 β 联用)	μm
Z	与接触应力有关的系数	—
z	齿数 ^a	—
ω	角速度	rad/s
下标代号		
—	基本值(无下标时)	
A	应用	
	外部冲击载荷	
a	齿顶的	
	齿顶	
ann	内齿轮	
α	端面接触	
	齿廓	
b	基圆	
	齿宽	
be	轴承	
β	螺旋线	
	齿宽	
	鼓形	
C	节点	
	齿廓和螺旋线修形	
ca	箱体	
cal	计算的	
co	接触区	
γ	总(总值)	

表 1 (续)

代号	说明	单位
下标代号		
D	转速变换	
	减小或增大	
dyn	动态的	
Δ	粗糙型试样	
E	材料弹性	
	共振	
e	单对齿啮合的外界点	
eff	有效值,实际应力	
ϵ	重合度	
F	齿根应力	
f	齿根,齿根的	
G	几何	
H	赫兹应力(接触应力)	
i	内的	
	级号	
k	与缺口试样相关的值	
L	润滑	
lim	标准强度极限值	
M	与平均应力影响有关	
m	平均值(平均的)	
ma	制造	
max	最大值	
min	最小值	
N	数(在寿命系数中,在下标 N 后可插入一特定的数)	
n	法平面	
	斜齿轮的当量直齿轮	
	转数	
oil	油	
P	许用值	
	齿条齿廓	
p	齿距	
	与光滑试样相关的值	
par	平行	

表 1 (续)

代号	说明	单位
下标代号		
pla	行星齿轮	
R	粗糙(度)	
r	径向的	
red	诱导的,减小了的	
rel	相对的	
s	齿厚	
	缺口效应	
sh	轴	
stat	静态的(载荷)	
sun	太阳小齿轮,太阳齿轮	
T	试验齿轮	
	与标准试验齿轮相关的值	
t	端平面	
th	理论的	
v	速度	
	损失	
W	材料匹配	
w	工作的(此下标可以代替上撇号')	
X	尺寸(绝对的)	
y	跑合	
	齿廓上的任意点	
z	太阳	
0	基本值	
	刀具	
1	小齿轮	
2	大齿轮	
1...9	一般编号	
I (II)	齿端修薄	
	基准(非基准)面	
'	单对齿啮合的单面齿廓(可能加下标 w)	
"	(工作齿廓与非工作齿廓同时啮合的)双面齿廓	

表 1 (续)

代号	说明	单位
组合代号		
α_{en}	齿廓系数压力角,当量直齿轮单对齿啮合外界点的压力角	(°)
α_n	法向压力角	(°)
α_t	端面压力角	(°)
α'_i 或 α_{wi}	节圆压力角	(°)
α_{Fen}	载荷作用角,与当量直齿轮单对齿啮合区外界点处的载荷方向有关	(°)
α_{Fn}	圆柱齿轮基本齿条法向压力角	(°)
B^*	常数(见第 7 章的相关公式)	—
b_{cbl}	计算齿宽	mm
b_{c0}	空载下轮齿接触区长度(接触印痕)	mm
b_{red}	减小了的齿宽(齿宽减去齿端修薄量)	mm
b_s	轮辐厚度	mm
b_B	人字齿单个螺旋的齿宽	mm
$b_{I(II)}$	齿端修薄长度	mm
β_b	基圆螺旋角	(°)
β_c	齿廓系数螺旋角,单对齿啮合外界点的螺旋角	(°)
C_a	齿顶修缘量	μm
C_{ay}	跑合形成的齿顶修缘量	μm
C_B	基本齿条系数(小齿轮和大齿轮用同样的齿条)	—
C_{B1}	基本齿条系数(小齿轮)	—
C_{B2}	基本齿条系数(大齿轮)	—
C_M	修正系数(见第 9 章)	—
C_R	齿轮轮体系数(见第 9 章)	—
$C_{ZL,ZR,Zv}$	确定润滑油膜影响的系数(见 ISO 6336-2)	—
C_β	鼓形修形量	μm
$C_{I(II)}$	齿端修薄量	μm
c_γ	单位齿宽啮合刚度的平均值	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
$c_{\gamma a}$	单位齿宽啮合刚度的平均值(用于计算 K_v, K_{Ha}, K_{Fa})	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
$c_{\gamma \beta}$	单位齿宽啮合刚度的平均值(用于计算 $K_{H\beta}, K_{F\beta}$)	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
c'	一对齿轮单位齿宽的最大刚度(单对齿刚度)	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
c'_{th}	理论单对齿刚度	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
D_{be}	轴承孔直径(滑动轴承)	mm
D_{sh}	轴颈直径(滑动轴承)	mm
d_a	齿顶圆直径	mm

表 1 (续)

代号	说明	单位
组合代号		
d_b	基圆直径	mm
d_e	过单对齿啮合区外界点圆的直径	mm
d_f	齿根圆直径	mm
d_{f2}	内齿轮齿根圆直径	mm
d_{Nf}	有效齿根圆直径	mm
d_{sh}	轴的外径,弯曲变形的名义值	mm
d_{shi}	空心轴内径	mm
d_{soi}	渐开线起始圆直径	mm
d_w	节圆直径	mm
$d_{1,2}$	小齿轮或大齿轮分度圆直径	mm
$\delta_{1,2}$	轴承(1,2)在载荷方向上的变形量	$\mu\text{m}, \text{mm}$
δ_{bth}	假设载荷沿齿宽均布时配对轮齿的综合变形量	μm
δ_g	用塞尺测量螺旋线偏啮量 f_{ma} 时的差	μm
δ_s	断后伸长率	%
ϵ_α	端面重合度	—
ϵ_{an}	当量重合度,当量直齿轮的端面重合度	—
ϵ_β	轴向重合度	—
ϵ_γ	总重合度, $\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$	—
ϵ_1	小齿轮齿顶重合度, $\epsilon_1 = CE/p_{bt}$	—
ϵ_2	大齿轮齿顶重合度, $\epsilon_2 = AC/p_{bt}$	—
ζ_{aw}	节点到齿顶的渐开线展开角	(°)
ζ_{fw}	齿根渐开线起始点到节点的渐开线展开角	(°)
F_{ber}	作用于轴承上的径向力	N
F_{bn}	(名义)载荷,垂直于接触线	N
F_{bt}	啮合平面(发生面)内的名义端面载荷	N
F_m	分度圆上的平均端面切向载荷, $F_m = (F_t K_A K_v)$	N
F_{mT}	分度圆上的平均端面切向部分载荷	N
F_{max}	轮齿最大切向载荷	N
F_t	每对啮合分度圆上(名义)端面切向载荷	N
F_{tH}	求 K_{Ha} 和 K_{Fa} 时端面内起决定性作用的切向载荷, $F_{tH} = F_t K_A K_v K_{H\beta}$	N
F_α	齿廓总偏差	μm
F_β	螺旋线总偏差	μm
$F_{\beta 6}$	ISO 1328-1 中 6 级精度齿轮螺旋线总偏差的公差	μm

表 1 (续)

代号	说明	单位
组合代号		
$F_{\beta x}$	跑合前的初始当量螺旋线偏啮量	μm
$F_{\beta x cv}$	确定鼓形修形高度的初始当量螺旋线偏啮量(估算)	μm
$F_{\beta x T}$	部分载荷下测得的当量螺旋线偏啮量	μm
$F_{\beta y}$	跑合后的有效当量螺旋线偏啮量	μm
f_{be}	由轴承变形引起的当量螺旋线偏啮分量 ^b	μm
f_{ca}	由箱体变形引起的当量螺旋线偏啮分量 ^b	μm
f_{ta}	齿廓形状偏差(若采用 ISO 1328-1 规定的公差,该偏差可以用齿廓总偏差 F_a 来代替)	μm
f_{ma}	由制造偏差引起的螺旋线偏啮分量 ^b	μm
f_{pt}	单个齿距偏差	μm
f_{par}	小齿轮与大齿轮轴线不平行度(制造偏差) ^b	μm
f_{pb}	端面基圆齿距偏差(若采用 ISO 1328-1 规定的公差,在 ISO 6336 的计算中,该偏差可以用单个齿距偏差 f_{pt} 来代替)	μm
f_{sh}	由小齿轮和大齿轮的轴变形引起的当量螺旋线偏啮分量 ^b	μm
$f_{sh T}$	部分载荷下测得的由轴和小齿轮变形引起的螺旋线偏啮分量	μm
f_{sh0}	单位载荷作用下轴的变形量 ^b	$\mu\text{m} \cdot \text{mm}/\text{N}$
$f_{H\beta}$	螺旋线倾斜偏差(若采用 ISO 1328-1 规定的公差,该偏差可以用螺旋线总偏差 F_{β} 来代替)	μm
$f_{H\beta 5}$	ISO 1328-1 中 5 级精度齿轮螺旋线倾斜偏差的公差	μm
g_a	啮合线长度	mm
h_{aP}	渐开线圆柱齿轮基本齿条齿顶高	mm
h_{fP}	渐开线圆柱齿轮基本齿条齿根高	mm
h_{f2}	内齿轮轮齿的齿根高	mm
h_{min}	最小润滑油膜厚度	mm
h_{Fe}	齿根应力计算中载荷作用于单对齿啮合外界点时的弯曲力臂	mm
h_t	齿高	mm
J^*	单位齿宽的转动惯量	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2/\text{mm}$
K'	小齿轮偏置常数	—
K_v	动载系数	—
K_A	使用系数	—
K_{Fa}	弯曲强度计算时的齿间载荷分配系数	—
$K_{F\beta}$	弯曲强度计算时的螺旋线载荷分布系数	—
K_{Ha}	接触强度计算时的齿间载荷分配系数	—
$K_{H\beta}$	接触强度计算时的螺旋线载荷分布系数	—
K_{γ}	均载系数(考虑多路径传动中各啮合副载荷分配不均匀影响的系数)	—

表 1 (续)

代号	说明	单位
组合代号		
l_n	滚子的有效长度(滚子轴承)	mm
m^*	啮合线上单位齿宽单个齿轮的相对质量	kg/mm
m_n	法向模数	mm
m_{red}	啮合线上单位齿宽齿轮副的诱导质量	kg/mm
m_t	端面模数	mm
N_F	指数	—
N_i	失效时第 i 级的载荷循环次数	—
N_L	载荷循环次数	—
N_S	在主共振区内的临界转速比	—
$n_{1,2}$	小齿轮或大齿轮转速	min^{-1} 或 s^{-1}
n_i	第 i 级的载荷循环次数	—
n_E	共振转速	min^{-1}
p_{bn}	法向基圆齿距	mm
p_{bt}	端面基圆齿距	mm
q'	单对啮合齿轮柔度的最小值	$(\text{mm} \cdot \mu\text{m})/\text{N}$
q_{pr}	刀具凸台量(见 ISO 6336-3)	mm
q_s	缺口参数, $q_s = s_{Fn}/2\rho_F$	—
q_{sk}	缺口试样的缺口参数	—
q_{sT}	标准试验齿轮的缺口参数, $q_{sT} = 2.5$	—
q_a	辅助系数	—
Ra	(评定齿廓的)算术平均偏差粗糙度值, $Ra = 1/6Rz$	μm
Rz	(评定齿廓的)平均最大高度粗糙度值(按 GB/T 3505 和 GB/T 10610 规定)	μm
Rz_k	粗试样缺口处的平均最大高度粗糙度值	μm
Rz_T	标准试验齿轮的平均最大高度粗糙度值, $Rz_T = 10$	μm
r_b	基圆半径	mm
ρ_{fp}	渐开线圆柱齿轮基本齿条的齿根圆角半径	mm
ρ_g	磨削台阶的曲率半径	mm
ρ_{rel}	相对曲率半径	mm
ρ_C	节面处的相对曲率半径	mm
ρ_F	危险截面处的齿根圆角半径	mm
ρ'	滑移层厚度	mm
S_F	齿根弯曲强度计算的安全系数	—
S_H	齿面接触强度计算的安全系数	—

表 1 (续)

代号	说明	单位
组合代号		
s_c	用于确定接触区的涂色剂涂层厚度	μm
s_{pr}	齿根残余挖根量 $s_{pr} = q_{pr} - q$	mm
s_{Fn}	齿根危险截面弦长	mm
s_R	轮缘厚度	mm
$\sigma_{k\lim}$	缺口试棒的弯曲疲劳极限	N/mm^2
$\sigma_{p\lim}$	光滑试棒的弯曲疲劳极限	N/mm^2
σ_B	抗拉强度	N/mm^2
σ_F	齿根应力	N/mm^2
σ_{Fi}	第 i 级的齿根应力	N/mm^2
$\sigma_{F\lim}$	试验齿轮的弯曲疲劳极限	N/mm^2
σ_{FE}	许用应力值(弯曲) $\sigma_{FE} = \sigma_{F\lim} Y_{ST}$	N/mm^2
σ_{FG}	齿根应力极限	N/mm^2
σ_{FP}	许用齿根应力	N/mm^2
σ_{F0}	计算齿根应力基本值	N/mm^2
σ_H	接触应力	N/mm^2
σ_{Hi}	第 i 级的接触应力	N/mm^2
$\sigma_{H\lim}$	试验齿轮的接触疲劳极限	N/mm^2
σ_{HG}	齿面应力极限	N/mm^2
σ_{HP}	许用齿面应力	N/mm^2
σ_{H0}	计算齿面应力基本值	N/mm^2
σ_S	屈服强度	N/mm^2
σ_i	第 i 级的应力	N/mm^2
$\sigma_{0.2}$	规定塑性延伸率 0.2% 时的屈服强度	N/mm^2
$T_{1.2}$	小齿轮或大齿轮名义转矩	$\text{N} \cdot \text{m}$
T_{eq}	当量转矩	$\text{N} \cdot \text{m}$
T_i	第 i 级的转矩	$\text{N} \cdot \text{m}$
T_n	名义转矩	$\text{N} \cdot \text{m}$
t_g	磨削台阶的最大深度	mm
U	累积损伤度	—
w_m	单位齿宽平均载荷	N/mm
w_t	考虑过载系数的单位齿宽切向载荷	N/mm
$x_{1.2}$	小齿轮或大齿轮变位系数	—
χ^*	缺口根部的应力梯度	mm^{-1}
χ_β	表征跑合后当量螺旋线偏啮量系数	—

表 1 (续)

代号	说明	单位
组合代号		
χ_p^*	光滑试样的应力梯度	mm^{-1}
Y_{DT}	齿高系数	—
Y_F	齿廓系数,考虑载荷作用于单对齿啮合区外界点时对名义齿根弯曲应力影响的系数	—
Y_M	平均应力影响系数	—
Y_{Nk}	缺口试样齿根弯曲强度的寿命系数	—
Y_{Np}	光滑试样齿根弯曲强度的寿命系数	—
Y_{NT}	参考试验条件齿根弯曲强度的寿命系数	—
Y_R	齿根表面状况系数(与光滑试样有关)	—
$Y_{R\text{rel } k}$	相对粗糙度系数,关注齿轮的齿根表面状况系数除以缺口试样的表面状况系数的商,即 $Y_{R\text{rel } k} = Y_R / Y_{Rk}$	—
$Y_{R\text{rel } T}$	相对表面状况系数,关注齿轮的齿根表面状况系数除以参考试验齿轮的齿根表面状况系数的商,即 $Y_{R\text{rel } T} = Y_R / Y_{RT}$	—
Y_S	应力修正系数,将荷载作用于单对齿啮合区外界点的名义齿根应力转换为局部齿根应力的系数	—
Y_{Sg}	有磨削台阶轮齿的应力修正系数	—
Y_{Sk}	缺口试样的应力修正系数	—
Y_{ST}	与标准试验齿轮尺寸有关的应力修正系数	—
Y_X	弯曲强度计算的尺寸系数	—
Y_β	弯曲强度计算的螺旋角系数	—
Y_δ	实际齿轮的缺口敏感系数(相对于光滑试样)	—
$Y_{\delta k}$	缺口试样的缺口敏感系数(相对于光滑试样)	—
$Y_{\delta T}$	标准试验齿轮的缺口敏感系数(相对于光滑试样)	—
$Y_{\delta\text{rel } k}$	相对缺口试样的缺口敏感系数,关注轮齿的缺口敏感系数除以缺口试样的缺口敏感系数的商,即 $Y_{\delta\text{rel } k} = Y_\delta / Y_{\delta k}$	—
$Y_{\delta\text{rel } T}$	相对标准试验齿轮的缺口敏感系数,关注轮齿的缺口敏感系数除以标准试验齿轮的缺口敏感系数的商,即 $Y_{\delta\text{rel } T} = Y_\delta / Y_{\delta T}$	—
y_α	齿廓跑合量	μm
y_β	螺旋线偏啮量跑合量	μm
Z_V	速度系数	—
Z_B, Z_D	小齿轮、大齿轮单对齿啮合系数	—
Z_E	弹性系数	$\sqrt{\text{N}/\text{mm}^2}$
Z_H	节点区域系数	—
Z_L	润滑剂系数	—
Z_N	接触强度寿命系数	—

表 1 (续)

代号	说明	单位
组合代号		
Z_{NT}	标准试验条件下的接触强度寿命系数	—
Z_R	接触强度计算的粗糙度系数	—
Z_W	齿面工作硬化系数	—
Z_X	接触强度计算的尺寸系数	—
Z_β	接触强度计算的螺旋角系数	—
Z_ϵ	接触强度计算的重合度系数	—
z_n	斜齿轮的当量齿数	—
$z_{1,2}$	小齿轮或大齿轮齿数 ^a	—
$\omega_{1,2}$	小齿轮或大齿轮的角速度	rad/s
^a 对外啮合齿轮, a 、 z_1 和 z_2 取正值;对内啮合齿轮, a 及 z_2 取负值, z_1 取正值。 ^b 啮合平面内的分量起决定性作用。		

4 基本原则

4.1 应用

4.1.1 胶合

ISO 6336 不包括圆柱齿轮的抗胶合计算。目前,圆柱齿轮抗胶合失效的设计方法,还未形成充分一致的意见。

4.1.2 磨损

对于齿轮轮齿磨损的研究关注极少。因为它主要出现于低齿面硬度或润滑不当的情况下,所以 ISO 6336 未涵盖这方面的内容。

4.1.3 微点蚀

微点蚀是可能发生于齿面的另一种形式的损伤,ISO 6336 也未涵盖。

4.1.4 塑性屈服

ISO 6336 不适用于 10^3 及以下循环次数时的高应力水平,因为该范围的应力水平可能会超过齿根弯曲或齿面压应力的弹性极限。根据材质及施加的载荷,高于 10^3 及以下循环次数的应力极限的单个应力循环,可能会导致轮齿塑性屈服。

4.1.5 具体应用

具体的圆柱齿轮传动齿面接触强度和齿根弯曲强度计算可通过对通用公式中系数选取适当的值来进行。

4.1.6 特定应用场合

设计时,认识到不同应用场合对齿轮要求的差异很大是非常重要的。对特定应用场合,使用 ISO

6336 时需对所有因素进行实际和经验性评估,特别是:

- 材料的许用应力和载荷循环次数;
- 失效概率的重要性;
- 适当的安全系数。

为说明上述要求,用以下三种情况来举例。

4.1.6.1 车辆末端传动齿轮

这种齿轮的转速相对较低,为保证足够的齿根弯曲强度,一般选较大的模数,因此,小齿轮的齿数少(z_1 大约为 14);而相同尺寸、较高转速下,小齿轮齿数约应选为 28,故前者的弯曲强度大约是后者的两倍。

车辆齿轮计算的可靠度可低至 80%~90%,而高速工业齿轮的至少应为 99%。

通常,大批量生产的车辆齿轮所用材料的一致性要高于少量生产的。

对已应用齿轮的对比表明:在相同的材料、质量、尺寸及设计条件下,当应力循环次数大约为 10^4 时,车辆末端传动齿轮所能传递的载荷大约超过航空航天齿轮的 4 倍。

对低转速车辆齿轮,由于其预期寿命短($<10^5$ 应力循环次数),少量的塑性变形、点蚀及磨粒磨损通常可被容忍。因此,其容许的齿面应力水平要比长寿命、高转速齿轮的高得多。

4.1.6.2 航空航天器主驱动齿轮

在直升机旋翼和宇宙飞船推进器主泵的驱动中可见采用最高质量材料、最高精度制成的齿轮。这些齿轮均经过大量的试验,例如,相同系列中要用 10 套~20 套产品在全设计寿命下做实际工况试验。基于试验结果确定可容忍的磨损量,喷油量、喷油点位置及喷油方向等的优化亦如此。

基于上述原因,对于设计寿命超过 100 倍(轮齿载荷循环次数)、转速约超过 10 倍的这类齿轮,可取比典型车辆齿轮更高的许用载荷。但这种齿轮的损伤概率不得超过 0.1%~1%,既不允许齿面磨损又不允许有任何轻微损伤,故其最高负载不能比车辆齿轮高。

4.1.6.3 工业高速齿轮

对于节圆线速度超过 50 m/s 的工业高速齿轮,为使齿面胶合及磨损的危险性最低,常取小齿轮齿数为 30 或更多。典型的,如小齿轮齿数 45、大齿轮齿数 248。

对于正常工作寿命超过 10^{10} 应力循环次数的工业高速齿轮,其可靠度应当超过 99%。基于成本原因,一般不做大量的样机试验。因此,高速齿轮传动承载能力计算时宜相对保守,而取较高的安全系数。

4.1.7 安全系数

接触强度安全系数 S_H 与弯曲强度安全系数 S_F 应分别考虑。

对确定的应用场合,足够的齿轮承载能力是使计算安全系数 S_H 与 S_F 分别大于或等于 $S_{H\min}$ 和 $S_{F\min}$ 。

应确定安全系数的最小值。ISO 6336 给出了确定时应考虑的因素,但未给出具体数值。

为以合理的成本满足所要求的可靠性,应仔细选取合适的失效概率及安全系数。如果通过试验可以对真实装置在真实载荷下的性能作精确评价,则允许采用较小的安全系数和较经济的加工方法制造齿轮:

$$\text{安全系数} = \frac{\text{修正的许用应力}}{\text{计算应力}}$$

允许使用基于载荷的安全系数,此时,安全系数等于特定计算的许用载荷除以实际传递的载荷。若安全系数是基于载荷的,应明确指出。

注：基于载荷(功率)的弯曲强度安全系数与 S_F 成正比。基于载荷(功率)的接触强度安全系数与 S_H 成正比。

除了上述的一般要求和接触强度(点蚀)(见 ISO 6336-2)及弯曲强度(见 ISO 6336-3)的特殊要求外,选取安全系数时还应仔细考虑以下因素:

- 材料数据的可靠度:适用于 ISO 6336 的材料,其数据由 ISO 6336-5 给出,缩略语见表 2。计算中使用的许用应力值仅对给定的失效概率有效,ISO 6336-5 中给出的许用应力值仅对失效概率为 1%有效。安全系数增加,失效概率下降,反之亦然。
- 计算用载荷值的可信度:如果载荷大小或对系统振动的响应是估计的而不是测量的,则应取较大的安全系数。
- 由加工公差引起的齿轮几何尺寸变化。
- 不对中情况。
- 由工艺变动引起化学成分、纯净度及显微组织等的材料变化(材料质量及热处理)。
- 润滑及全寿命周期保养状况。

根据计算中假设条件的可靠性(如假定载荷)和可靠度要求(损伤发生的后果),选取相应的安全系数。

当按某规范或某订货要求生产齿轮时,供应商提供的齿轮或装置应具备按 ISO 6336 计算的指定的承载能力,供需双方应就每种失效形式(齿面点蚀、齿根断裂)的安全系数达成一致。

表 2 材料

材 料	类 型	缩略语
正火低碳钢/铸钢	锻造正火低碳钢	St
	铸钢	St(cast)
铸铁材料	黑心可锻铸铁(珠光体)	GTS(perl.)
	球墨铸铁(珠光体、贝氏体、铁素体)	GGG(perl., bai., ferr.)
	灰口铸铁	GG
整体硬化锻钢	碳钢,合金钢	V
整体硬化铸钢	碳钢,合金钢	V(cast)
渗碳淬火锻钢		Eh
火焰或感应淬火锻或铸钢		IF
渗氮锻钢/渗氮钢/整体硬化钢,渗氮	渗氮钢	NT(nitr.)
	整体硬化钢	NV(nitr.)
氮碳共渗锻钢	整体硬化钢	NV(nitrocar.)

4.1.8 试验

已知对新设计齿轮装置性能评价最可靠的方法是对其进行试验。当有足够的经验或试验数据时,在设计中对其外推可获得满意的结果。

当没有合适的试验结果或现场数据时,承载能力计算中的系数取值保守为宜。

4.1.9 制造公差

强度计算中各系数的取值应基于各零部件制造的最低要求。

4.1.10 隐含的精度

当强度计算中各系数的经验值由曲线给出时,为方便计算机编程,也给出了其相应的曲线拟合方程。方程中的常数及系数经常有相当多位,超出了经验数据适宜可靠度所需的位数。

4.1.11 其他关注

除了 ISO 6336 中已考虑的影响齿面接触强度及齿根弯曲强度各因素外,其他相关系统因素对整个传动性能也会有明显影响。下列因素尤为显著。

4.1.11.1 润滑

只有提供有与其载荷、速度及齿面粗糙度相适应的合理黏度及添加剂的润滑剂,并有足以润滑齿轮及轴承使其保持一个可接受的工作温度时,齿轮强度计算公式才有效。

4.1.11.2 不对中与基础变形

许多传动依赖外部支承例如机座以保持轮齿的正确啮合。如果这些支承设计不良,有初始不对中,或运转中因弹性、热变形及其他因素产生了不对中,将对齿轮传动系统的整体性能产生不利影响。

4.1.11.3 变形

轮齿、轮体、齿轮轴、轴承及箱体的变形会影响整机性能和总载荷在齿廓上的分布。由于变形量随载荷大小而变,在有不同载荷的变载荷传动中,不可能都获得最佳的接触区。当轮齿没有修形时,变形的增加将使螺旋线载荷分布系数增大,从而使额定承载能力降低。

4.1.11.4 系统动力学

ISO 6336 的公式中提出了一个动载系数,用于克服由轮齿误差和谐振使载荷增大从而使承载能力降低的影响。通常,为方便应用而给出了简化值。由于原动机与工作机被连接件间的相对运动而引起的系统动态响应,将对轮齿产生附加的载荷。引入使用系数 K_A 的目的就是为了考虑原动机与工作机的运行特性。但必须认识到,当原动机、齿轮箱或工作机的不平稳工作产生的激励频率接近于系统的某一主固有频率时,共振将使齿轮严重过载,实际载荷可达名义载荷的数倍。

关键场合的齿轮推荐进行振动分析。该分析应包括由原动机、齿轮箱、工作机、联轴器、安装基础等激振源组成的整个系统,而后计算其固有频率、振型和振幅。如有必要或有要求,可按 ISO 6336-6 提供的方法进行载荷谱的疲劳累积损伤计算。

4.1.11.5 接触区

大多数圆柱齿轮的轮齿在加工时都进行了齿廓和螺旋线修形以适应受载变形及热变形,所以在轻载时进行对啮检查只有局部接触。在设计载荷下,接触应扩展至全齿面,而不能在边缘集中接触。该影响宜由相应的载荷分布系数来考虑。

4.1.11.6 腐蚀

齿面腐蚀将显著降低轮齿的弯曲强度和接触强度。降低程度的定量计算超出了 ISO 6336 的范围。

4.1.12 影响系数

ISO 6336 给出的影响系数源于研究结果和现场经验,可方便地分为以下两类:

- a) 由齿轮参数或按惯例确定的系数。它们应按 ISO 6336 中的公式计算。

- b) 受多种因素影响而被独立处理的系数,其相互影响程度无法用数值表达。包括 K_A 、 K_v 、 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{H\beta}$ 或 K_{Fa} 和影响许用应力的诸系数。

系数 K_v 、 $K_{H\beta}$ 和 $K_{H\alpha}$ 也与齿廓和螺旋线的修形量有关。只有在修形量显著大于加工误差时修形才有效果。因此,只有在齿轮的加工误差不超过特定的限值时,才考虑修形的影响。对每个系数均应指出所要求的最低加工精度(见 ISO 1328-1)。

影响系数可由不同方法确定。必要时方法可以通过对代号加 A~C 的下标来区分。除非另有规定,如另行指定具体标准,对重要传动应首选较精确的方法。当有争议时,当精度和可靠度需要提供证据时,A 法优于 B 法,B 法优于 C 法。

当系数的计算方法不易识别时,推荐采用补充下标。

在一些应用场合,可能需要由替代方法确定系数(如确定当量螺旋线偏啮量)。若有必要,可用扩展下标来指明相应的方法,如 $K_{H\beta-B1}$ 。

ISO 6336 主要用于评定齿轮的承载能力,这些齿轮的基本数据可由详细图纸或类似形式的资料获得。

在初步设计阶段,可使用的数据往往有限。因此,在该阶段有必要利用近似值或经验值确定某些系数。

对给定的应用场合或粗略计算时,经常允许用 1 或其他常数替代一些系数。这种情况下,有必要确认能保证合适的安全系数,否则应适当增大安全系数。

当加工和检验完成后,使用直接测得的数据对传动进行更精确的评估是可能的。

涉及计算性质的合同条款应事先经买卖双方同意。

4.1.12.1 A 法

A 法的系数由满载试验、精确测量或根据已证实的使用经验对传动系统进行全面数学分析,或由上述方法的任何组合确定。齿轮及载荷的所有数据应齐全。这种情况下,所用方法应证实其精确度及可靠性,且应明确指出其假设条件。

通常,由于以下原因很少使用 A 法:

- 与 B 法或 C 法相比,A 法中各影响因素的相关关系研究得不够;
- 运行状况的详细资料不全;
- 没有合适的测量装置;
- 分析和测量成本超出了其价值。

4.1.12.2 B 法

B 法所确定的系数对大多数应用有足够的精度,涉及确定它们的假设条件以列表形式示出。在不同情况下,应确定这些假定是否适用于所研究的对象。必要时,应插入补充下标 B,如 K_{v-B} 。

4.1.12.3 C 法

C 法的一些系数由简化的近似法确定,确定的假设条件以列表形式示出。这些假设是否适用具体状况,每次都要确定。必要时,应插入补充下标 C,如 K_{v-C} 。

4.1.13 数值公式

用 ISO 6336 中的数值公式时应按其指定的数值单位进行计算,任何例外都应特别指出。

4.1.14 各系数的计算顺序

系数 K_v 、 $K_{H\beta}$ 或 $K_{F\beta}$ 及 $K_{H\alpha}$ 或 K_{Fa} 与名义切向力有关,它们在一定程度上相互影响,因此,应按下列

顺序依次计算：

- a) 用载荷 $F_t K_A$ 计算 K_v ；
- b) 用载荷 $F_t K_A K_v$ 计算 $K_{H\beta}$ 或 $K_{F\beta}$ ；
- c) 用载荷 $F_t K_A K_v K_{H\beta(F\beta)}$ 计算 $K_{H\alpha}$ 或 $K_{F\alpha}^{1)}$ 。

当一个齿轮驱动两个或多个配对齿轮时，应用 $K_A K_y$ 代替 K_A ，见 4.2。

4.1.15 齿轮偏差允许值的确定

齿轮偏差允许值应按 ISO 1328-1 确定。

4.2 切向载荷、转矩和功率

当评定作用于轮齿上的载荷时，影响齿轮传动的所有载荷都应考虑到。

对人字齿轮，假定全部切向载荷等分作用于两个单斜齿轮上。如果不是这样，例如有外部施加的轴向力时，就应考虑其影响。此时人字齿轮应按两个并联布置的单斜齿轮来处理。

对多路径传动，总切向载荷并不完全平均分布到每一分支上（不考虑设计、切向速度或加工精度）。对此，用载荷系数 K_y 予以考虑（见 4.1.14）。如有可能， K_y 宜由测量确定，也可根据相关文献估算。

若工作转速接近某一共振转速，则需要对其进行仔细研究，见第 5 章和第 6 章。

4.2.1 名义切向载荷、名义转矩和名义功率

名义切向载荷 F_t 作用于端面内并切于分度圆，并由齿轮副传递的名义转矩或名义功率确定。

齿轮的承载能力计算实际上基于对工作机的输入转矩。该转矩指最重载荷正常工作状况下的转矩。当原动机的名义转矩与工作机要求的转矩一致时，也可采用原动机的名义转矩，或者选取其他合适的值。

F_t 被定义为所计算啮合副的名义切向力， T 和 P 也被相应地定义。下式中， $n_{1,2}$ 的单位为 r/min。

$$F_t = \frac{2\,000 T_{1,2}}{d_{1,2}} = \frac{19\,098 \times 1\,000 P}{d_{1,2} n_{1,2}} = \frac{1\,000 P}{v} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$T_{1,2} = \frac{F_t d_{1,2}}{2\,000} = \frac{1\,000 P}{\omega_{1,2}} = \frac{9\,549 P}{n_{1,2}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$P = \frac{F_t v}{1\,000} = \frac{T_{1,2} \omega_{1,2}}{1\,000} = \frac{T_{1,2} n_{1,2}}{9\,549} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$v = \frac{d_{1,2} \omega_{1,2}}{2\,000} = \frac{d_{1,2} n_{1,2}}{19\,098} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\omega_{1,2} = \frac{2\,000 v}{d_{1,2}} = \frac{n_{1,2}}{9\,549} \quad \dots\dots\dots (5)$$

4.2.2 当量切向载荷、当量转矩和当量功率

当传递不均匀载荷时，不仅要考虑尖峰载荷及其预期的循环次数，而且要考虑过渡性载荷及其预期的循环次数。这类载荷归类为循环负载，并可用载荷谱表示。这种情况下，齿轮承载能力计算应按照疲劳损伤累积理论进行。变载荷工况下的齿轮强度计算见 ISO 6336-6。

4.2.3 最大切向载荷、最大转矩和最大功率

最大切向力 $F_{t\max}$ （或相应的转矩 $T_{\max}$ 、相应的功率 $P_{\max}$ ）指的是变载荷范围中的最大值，该值可由

- 1) 在由于沿齿宽方向 F_t 的不均匀分布导致的齿根弯曲强度计算中， $K_{H\beta}$ 代表了决定性的载荷，故 $K_{H\beta}$ 也被用于对 $K_{F\alpha}$ 的计算（见 7.2.1）。

有适当灵敏度的安全离合器限定。 F_{tmax} 、 T_{max} 和 P_{max} 需要确定其安全性,考虑到载荷达到静强度极限引起齿面损伤和突然断齿。

5 使用系数 K_A

使用系数 K_A 通过对名义载荷 F_t 的调整以表征由于外因引起的增大了的齿轮载荷。这些附加载荷主要取决于原动机和从动机的特性,也取决于包括轴和联轴器在内的系统的质量和刚度。

对船用齿轮及其他承受周期性尖峰转矩(扭转振动)并按无限寿命设计的状况,使用系数可定义为周期性尖峰转矩与名义额定转矩之比。名义额定转矩由额定功率和额定转速确定,是承载能力计算时使用的转矩。

如果齿轮承受有限循环次数的、超过周期性尖峰转矩的已知载荷,其影响可直接按累积疲劳损伤计算或用增大的使用系数加以考虑。

使用系数的大小推荐由用户与制造商/设计者协商确定。

5.1 用 A 法确定使用系数 K_{A-A}

通过仔细测量并对系统进行全面分析或根据可靠的现场运行经验确定本法的 K_A 。见 4.2.2。

5.2 用 B 法确定使用系数 K_{A-B}

如果没有按 5.1 方法获得的可靠数据可用,即使处于初步设计阶段,也可采用 ISO 6336-6 中给出的 K_A 的指导值。

6 动载系数 K_v

动载系数考虑了与转速及载荷相关的齿轮精度的影响,高精度齿轮比低精度齿轮承载能力高。

一般认为轮齿上的内部动载荷既受设计又受制造的影响。

动载系数考虑了齿轮精度和与速度和载荷有关的修形的影响:

$$K_v = \frac{\text{工作速度时总啮合转矩}}{\text{“完美”齿轮的啮合转矩}}$$

$$K_A K_v = \frac{\text{工作速度时总啮合转矩}}{\text{名义传递(设计)啮合转矩}}$$

“完美”齿轮定义为在名义传递(设计)啮合转矩下准静态传动误差为零。它们仅存在于有适当修形的有零动态效应的仅承受单一载荷的齿轮中[如零传动误差(理想共轭)、零激励、轮齿啮合频率及齿轮旋转频率无波动]。在任何转速下齿轮都是零激励,系统零响应。

6.1 影响内部动载荷的因素和计算

6.1.1 设计

设计参数包括:

- 节线速度;
- 轮齿载荷;
- 回转件的惯量和刚度;
- 轮齿刚度的变化;
- 润滑剂性能;
- 轴承和箱体的刚度;

——临界转速和齿轮自身的振动。

6.1.2 制造

应考虑以下因素：

- 齿距偏差；
- 基准面相对于旋转轴线的跳动；
- 齿廓偏差；
- 啮合轮齿的匹配度；
- 零件的平衡；
- 轴承的配合及预紧。

6.1.3 扰动

即使输入转矩与转速恒定,也会存在明显的质量振动及其产生的轮齿动载荷。当配对轮齿由于激励产生振动引起相对位移时,这些载荷被认为是由传动误差引起。在理想运动学中要求齿轮副的输入与输出转速的比值为定值。传动误差定义为啮合齿轮副均匀相对角运动的偏离量。由设计和加工产生的与理想齿廓和齿距的所有偏差及齿轮的使用状况都对传动误差有影响,后者包括:

- a) 节线速度:激励的频率取决于节线速度和模数。
- b) 啮合循环中啮合刚度的变化:这种激励在直齿轮副中尤其明显,而总重合度大于 2.0 的直齿轮副和斜齿轮副的刚度变化较小。
- c) 轮齿传递的载荷:由于变形取决于载荷,所以只有针对某一大小载荷的轮齿修形才能得到均匀的速比。当载荷与设计载荷不同时传动误差将加大。
- d) 齿轮和轴的动不平衡。
- e) 使用环境:轮齿齿廓的过度磨损和塑性变形将增大传动误差。齿轮传动应有合理设计的润滑系统、封闭的运行空间和可靠的密封以保持一个安全的工作温度及无污染环境。
- f) 轴的对中性:轮齿啮合的对中性受齿轮、轴、轴承和箱体的载荷及热变形的影响。
- g) 齿间摩擦引起的激励。

6.1.4 动态响应

轮齿的动载荷与以下因素有关:

- 齿轮、轴及其他主要内部零件的质量；
- 轮齿、轮体、轴、轴承及箱体的刚度；
- 阻尼:阻尼源主要是轴承和密封。其他阻尼源包括齿轮轴的阻滞效应、滑动面的黏滞阻尼和联轴器。

6.1.5 共振

当激励频率(如轮齿的啮合频率及其谐频)等于或接近于齿轮系统的某个固有频率时,就会出现共振。共振将产生高的轮齿动载荷。当某一转速产生共振引起内部动载荷大增时,应避免设备在该转速下运行。

a) 轮体共振

对高速、轻量齿轮传动,轮体的固有频率可能处在工作转速的范围内。如果轮体受接近其某个固有频率的激励,谐振变形将引起高的轮齿动载荷,而且板型或壳型共振可能导致轮体破坏。

下述 B 法及 C 法中动载系数 K_v 的计算不考虑轮体共振。

b) 系统共振

齿轮箱只是由原动机、齿轮箱、被驱动设备及相互连接的轴及联轴器组成的系统中的一个组件。该系统的动态响应取决于其系统的配置。在某些情况下,系统可能有一个与由工作转速确定的激励频率接近的固有频率,此时应按如前所述仔细计算出这个固有频率。对关键性的传动装置,推荐对整个系统进行详细分析。当确定使用系数时也应考虑这些因素。

6.2 原则和假设

按照 4.1.12 的规定,确定 K_v (从 A 法的 K_{vA} 到 C 法的 K_{vC}) 的方法见 6.3。

假定有适于载荷的最佳修形、高的轴向重合度、沿齿宽均匀分布的载荷、高精度的轮齿及高的单位载荷,则动载系数 K_v 的值接近于 1.0。

包含多对啮合齿轮副的传动链,如惰轮和行星传动中的行星轮与太阳轮,有多个固有频率。这些频率可能高于或低于单啮合齿轮副的固有频率。当这样的齿轮运行在超临界范围时,将可能出现更高阶固有频率的共振,并导致更高的动载系数。

轴和齿轮系统的横向振动也会影响动载荷。当小齿轮和/或大齿轮综合了扭转和弯曲振动,轴-齿轮系统内的相互依随将导致耦合振动。这会产生较单啮合齿轮副更多的固有频率,进而引起更高的动载系数 K_v 。

高单位载荷、高 $(K_A F_t)/b$ 值、高 $(vz_1/100)\sqrt{u^2/(1+u^2)}$ 值和制齿有相应的精度时,应对齿顶和/或齿根进行适当修缘。

6.3 动载系数的确定方法

6.3.1 A 法——系数 K_{vA}

A 法是根据测量或对整个系统进行全面的动力学分析确定轮齿的最大载荷,它包括内部产生的附加载荷和如第 8 章描述的不均匀分布载荷。在这种情况下, K_v (就像 $K_{H\alpha}$ 和 K_{Fa} 一样) 的值可认为等于 1.0。

K_v 也可以通过比较工作转速及更低转速下传递载荷时测得的齿根应力大小得出。

K_v 还可以通过对相似设计的经验进行全面分析确定。分析过程可参阅有关文献。

可靠的动载系数 K_v 值,最好通过数学模型的分析预算得出。这个模型经测试被证实是可信的。

6.3.2 B 法——系数 K_{vB}

本法的简化假设是:齿轮副可用一个基本的单一质量(小齿轮和大齿轮的综合质量)和弹簧组成的弹性系统来表示,其刚度为接触轮齿的啮合刚度。同时假设每对齿轮副都作为一个单级传动运转,即忽略多级传动中其他各级对所考察的齿轮副的影响。如果联接本级大齿轮及下级小齿轮的轴的扭转刚度较低,这种假设是允许的。刚度很高的轴的处理方法见 6.4.2。

按照上述假设,由轴及耦合质量扭转振动所产生的载荷不包含在 K_v 中,这类载荷应包括在其他外部载荷中(如在使用系数中考虑)。

在 B 法的动载系数计算中,进一步假设轮齿啮合的阻尼有一个平均值(不考虑其他阻尼源,如零件表面摩擦、阻滞效应、轴承、联轴器等)。由于这些另外的阻尼,实际轮齿动载荷一般要比用本法计算的数值小一些。该法不能用于主共振区(见 6.4.4)。

当 $(vz_1/100)\sqrt{u^2/(1+u^2)} < 3$ m/s 时,用 B 法计算 K_v 没有意义。在此范围,用 C 法计算的 K_v 对所有情况都有足够的精度。

6.3.3 C 法——系数 K_{vC}

通过引入以下额外的简化假设,可以由 B 法导出 C 法:

- a) 工作转速处于亚临界区。
 - b) 钢质实体盘齿轮。
 - c) 压力角 $\alpha_1 = 20^\circ$; $f_{pb} = f_{pt} \cos 20^\circ$ (参见 ISO/TR 10064-1)。
 - d) 对斜齿轮, 螺旋角 $\beta = 20^\circ$ (计算 c' 、 $c_{\gamma\alpha}$ 时)。
 - e) 对斜齿轮, 总重合度 $\epsilon_\gamma = 2.5$ 。
 - f) 轮齿刚度 (见 9.3):
——对直齿轮 $c' = 14 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$, $c_{\gamma\alpha} = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$;
——对斜齿轮 $c' = 13.1 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$, $c_{\gamma\alpha} = 18.7 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ 。
 - g) 齿顶修缘量 $C_a = 0 \mu\text{m}$, 且跑合后的齿顶修缘量 $C_{ay} = 0 \mu\text{m}$ 。
 - h) 有效偏差 $f_{pb\text{eff}} = f_{fa\text{eff}}$ 。
 - i) f_{pb} 、 γ_p 和 $f_{pb\text{eff}}$ 假设值的计算见式(18)、式(19)及表 3。
- C 法未考虑 6.4.1 a) 中叙述的内容, 但考虑了单位载荷的影响。

表 3 K_{vC} 计算时有效基圆齿距偏差 $f_{pb\text{eff}}$ 的假定平均值

	ISO 1328-1 规定的精度等级									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$f_{pb\text{eff}}$	2.8	5.1	9.8	19.5	35	51	69	100	134	191

6.4 用 B 法确定动载系数 K_{vB}

按照 6.3.2 给出的前提和假定条件, B 法适用于所有形式的传动 (任何基本齿条齿廓和任何齿轮精度等级的直齿轮和斜齿轮传动), 并且原则上也适合任何工况条件。但是, 对某些使用场合和运转工况也有一些限制, 对每种情况都应予以注意并给予相应考虑。

临界转速比 N (工作转速与共振转速之比) 的计算见 6.4.2²⁾。整个运行转速范围可分为三个区间——亚临界区、主共振区和超临界区。对每个区间都给出了相应的 K_v 计算公式。

注: 由 6.4.3~6.4.6 中的公式计算得出的动载系数值相当于由实验确定的平均轮齿动载荷值。在亚临界区及主共振区测得的 K_v 值通常比计算的大到 +10%。当齿轮和轴系统有其他固有频率时, 甚至可能会出现更大的偏差, 见 6.4.1 a)、6.4.3 和 6.4.4。

6.4.1 转速范围

- a) 亚临界区 ($N < 1$)³⁾

在该区间如果齿轮啮合频率为 $N=1/2$ 和 $N=1/3$, 共振就可能发生。在这种情况下, 动载荷可能超过由式(13)计算出的值。这对精密斜齿轮或经适当齿廓修形的精密直齿轮 (精度等级不低于 ISO 1328-1 中的 5 级), 危险性很小。

如果直齿轮的重合度较小或者精度较低时, K_v 值有可能达到主共振区的值。若出现这种情况, 应修改设计或运行参数。

在 $N=1/4, 1/5, \dots$ 时的共振, 由于相应的振幅一般很小, 很少会引起麻烦。

当单位载荷 ($K_A F_t$)/ $b < 50 \text{ N}/\text{mm}$ 时, 尤其是较高速运转的低精度的直齿轮或斜齿轮, 存在着特殊的振动风险 (有时伴有轮齿脱啮)。

- b) 主共振区 ($N=1$)

2) 当事先知道齿轮特定运行于超临界区, 就没必要计算共振转速了, 其动载荷尽可按 6.4.5 直接确定。

3) N 的定义见式(9)。事实上扩大了共振区的计算范围可以保证一定的安全裕度。另见式(10)和式(11)及前文。

一般应避免在该区间工作,特别是未经齿廓修形的直齿轮或不高于 ISO 1328-1 中 6 级精度的斜齿轮。总重合度大的高精度斜齿轮在该区间可令人满意地工作。在该区间工作的直齿轮,其精度应不低于 5 级(ISO 1328-1)且需经适当修形。

c) 超临界区($N > 1$)

在该区间运行的齿轮的精度要求与 b) 相同。当 $N = 2, 3, \dots$ 时可能出现共振峰值,但大多数情况下振幅较小,这是由于比啮合频率低的频率产生的激励力一般不大。

在此区间工作的有些齿轮,也需要考虑齿轮与轴的组件横向振动所产生的动载荷(见 6.3.2)。如果固有频率接近于转动频率,相应的 K_v 的有效值可能会超出由式(21)计算值的 100%。应避免这种状况的出现。

6.4.2 确定齿轮副的共振转速³⁾(主共振)

如式(6)所示:

$$n_{E1} = \frac{30\,000}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_{\gamma a}}{m_{red}}} \quad \dots\dots\dots (6)$$

式中:

m_{red} ——齿轮副的诱导质量,即转化到基圆半径或啮合线上的大小齿轮单位齿宽的当量质量。

$$m_{red} = \frac{m_1^* m_2^*}{m_1^* + m_2^*} = \frac{J_1^* J_2^*}{J_1^* r_{b2}^2 + J_2^* r_{b1}^2} \quad \dots\dots\dots (7)$$

式中:

$$m_{1,2}^* = \frac{J_{1,2}^*}{r_{b1,2}^2} \quad \dots\dots\dots (8)$$

r_b ——基圆半径。

计算 m_{red} 近似值的方法见 6.4.8。刚度 $c_{\gamma a}$ 的计算见第 9 章。

A 法适用于不太常见的传动设计。对于以下情况,确定了计算近似值的方法:

- a) 大直径轴上的小齿轮;
- b) 两相邻齿轮刚性地联接到一起;
- c) 两个小齿轮驱动一个大齿轮;
- d) 简单行星齿轮;
- e) 中间(惰)轮。

小齿轮转速与共振转速的比值 N 称为“临界转速比”(n_1 的单位为 r/min):

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} = \frac{n_1 \pi z_1}{30\,000} \sqrt{\frac{m_{red}}{c_{\gamma a}}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

由于在计算中未包括轴、轴承、箱体的刚度及其阻尼,实际共振转速 n_{E1} 可能高于或低于由式(6)计算的转速。为安全起见,主共振区内的临界转速比 N_s 由式(10)计算的上限确定:

$$N_s < N \leq 1.15 \quad \dots\dots\dots (10)$$

临界转速比 N_s 的下限确定为

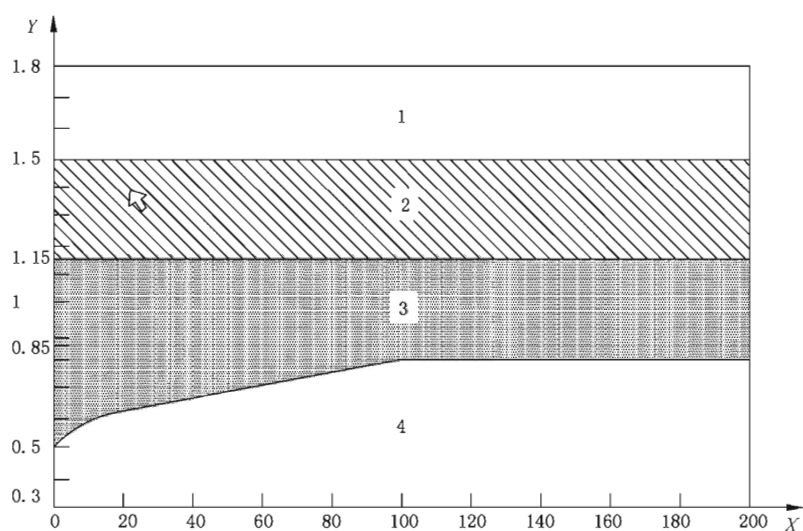
- a) 当载荷为 $(F_t/K_A)/b < 100$ N/mm 时:

$$N_s = 0.5 + 0.35 \sqrt{\frac{F_t K_A}{100b}} \quad \dots\dots\dots (11)$$

- b) 当载荷为 $(F_t/K_A)/b \geq 100$ N/mm 时:

$$N_s = 0.85 \quad \dots\dots\dots (12)$$

主共振区内的临界转速比 N 见图 1。



说明:

X ——单位载荷 $(F_t/K_A)/b$, N/m;

Y ——临界转速比 N ;

1 ——超临界区;

2 ——中间区(过渡区);

3 ——主共振区;

4 ——亚临界区。

图 1 振动分区

因此,各区域内 K_v 的计算结果为:

- a) 亚临界区, $N \leq N_s$ (见 6.4.3);
- b) 主共振区, $N_s < N \leq 1.15$ (见 6.4.4), 应避免在该区间工作; 推荐用 A 法对 K_v 进行精确分析;
- c) 过渡区, $1.15 < N \leq 1.5$ (见 6.4.6); 推荐用 A 法对 K_v 进行精确分析;
- d) 超临界区, $N \geq 1.5$ (见 6.4.5)。

6.4.3 亚临界区的动载系数 ($N \leq N_s$)

特殊特性见 6.4.1 a), 大多数工业齿轮在此区间内工作。

$$K_v = (NK) + 1 \quad \dots\dots\dots (13)$$

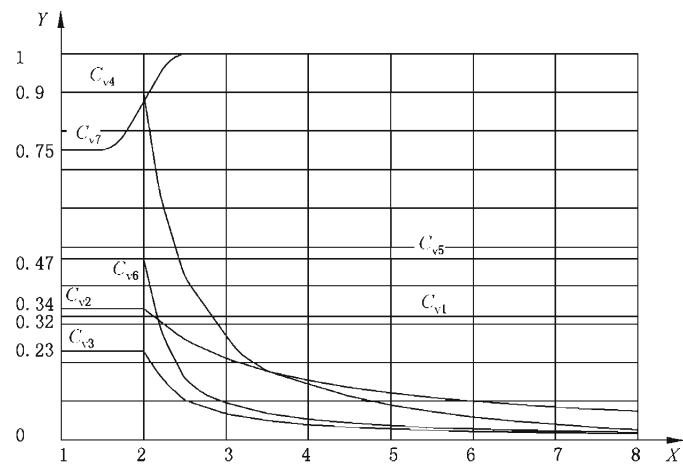
$$K = (C_{v1}B_p) + (C_{v2}B_f) + (C_{v3}B_k) \quad \dots\dots\dots (14)$$

式中:

C_{v1} ——考虑齿距偏差影响的系数并假定为常数 $C_{v1} = 0.32$ (见图 2);

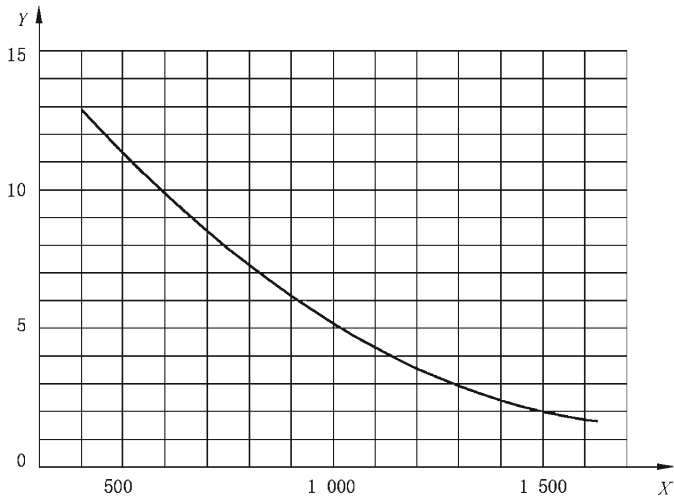
C_{v2} ——考虑齿形偏差影响的系数, 可按图 3 或表 4 确定;

C_{v3} ——考虑啮合刚度周期性变化影响的系数。可按图 3 或表 4 确定。



说明：
X —— 重合度 ϵ_γ ；
Y —— 系数 C_v 。
注：计算公式见表 4。

图 2 确定 K_{v-B} 的 $C_{v1} \sim C_{v7}$ 值(B 法)



说明：
X —— 许用接触应力 $\sigma_{H \lim}$, N/mm^2 ；
Y —— 齿顶修缘量 C_{ay} , μm 。
注：当小齿轮(1)的材料与大齿轮(2)不同时, $C_{ay} = 0.5(C_{ay1} + C_{ay2})$ 。

图 3 跑合形成的齿顶修缘量 C_{ay} (计算公式见表 4)

表 4 确定 K_{v-B} (B 法) 所需的系数 $C_{v1} \sim C_{v7}$ 及 C_{ay} 的计算公式 (对于图 2、图 3)

	$1 < \epsilon_\gamma \leq 2$	$\epsilon_\gamma > 2$	
C_{v1}	0.32	0.32	
C_{v2}	0.34	$\frac{0.57}{\epsilon_\gamma - 0.3}$	
C_{v3}	0.23	$\frac{0.096}{\epsilon_\gamma - 1.56}$	

表 4 (续)

	$1 < \epsilon_\gamma \leq 2$	$\epsilon_\gamma > 2$	
C_{v4}	0.90	$\frac{0.57 - 0.05\epsilon_\gamma}{\epsilon_\gamma - 1.44}$	
C_{v5}	0.47	0.47	
C_{v6}	0.47	$\frac{0.12}{\epsilon_\gamma - 1.74}$	
	$1 < \epsilon_\gamma \leq 1.5$	$1.5 < \epsilon_\gamma \leq 2.5$	$\epsilon_\gamma > 2.5$
C_{v7}	0.75	$0.125 \sin[\pi(\epsilon_\gamma - 2)] + 0.875$	1.0
$C_{ay} = \frac{1}{18} \left(\frac{\sigma_{H \lim}}{97} - 18.45 \right)^2 + 1.5$ 注：当小齿轮(1)的材料与大齿轮(2)不同时， C_{ay1} 与 C_{ay2} 分别计算，且 $C_{ay} = 0.5(C_{ay1} + C_{ay2})$ 。			

B_p 、 B_f 和 B_k 是考虑轮齿偏差及修形对动载荷的影响的无量纲参数。⁴⁾

$$B_p = \frac{c' f_{pb \text{ eff}}}{K_A (F_t / b)} \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$B_f = \frac{c' f_{fa \text{ eff}}}{K_A (F_t / b)} \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$B_k = \left| 1 - \frac{c' C_a}{K_A (F_t / b)} \right| \quad \dots\dots\dots (17)$$

有效的单个齿距及齿廓偏差指大、小齿轮跑合后的相应值。初始偏差在前期使用(跑合)中一般将得到改善。 $f_{pb \text{ eff}}$ 和 $f_{fa \text{ eff}}$ 可通过扣除估计的跑合量 y_p 和 y_f 由下式计算。

$$f_{pb \text{ eff}} = f_{pb} - y_p \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$f_{fa \text{ eff}} = f_{fa} - y_f \quad \dots\dots\dots (19)$$

通常情况下，从概率方面考虑传动误差大小不会大于大齿轮轮的 f_{pb} 和 f_{fa} 的许用值(它们的数值比较大)。因此将它们分别代入式(18)和式(19)中算时，通常取的是最大轮的值。

A 法计算中，如果既无相关材料跑合特性的实验数据又无使用数据可用，则可以假设 $y_p = y_a$ ， y_a 由图 17 或图 18 查得或按 8.3.5.1 确定。当用齿形偏差 f_{fa} 而不是用基圆齿距偏差 f_{pb} 时， y_f 可按确定 y_a 的同样方法确定。

C_a 为设计齿形修形量(轮齿啮合开始及终止处的修缘)

对无指定修缘的齿轮，式(17)中源于跑合的 C_{ay} 可由 C_a 替代。 C_{ay} 可由图 3 查得或按表 4 计算。

单对齿刚度 c' 见第 9 章。

6.4.4 主共振区的动载系数($N_s < N \leq 1.15$)

基于 6.4.1 b) 中的限制， K_v 的计算公式为

$$K_v = (C_{v1} B_p) + (C_{v2} B_f) + (C_{v4} B_k) + 1 \quad \dots\dots\dots (20)$$

4) 式(17)不适用于确定最佳齿顶修缘量 C_a 。式(17)中的 C_a 值仅适用于精度为 ISO 1328-1 中的 0 级~5 级齿轮的计算，对 6 级~12 级精度的齿轮， $B_k = 1.0$ 。还见 4.1.1.2。

关于 C_{v1} 、 C_{v2} 、 B_p 、 B_f 和 B_k 的详细说明见 6.4.3。

C_{v4} 是考虑由啮合刚度周期性变化引起的齿轮副扭转共振的影响系数。可由图 2 查得或按表 4 计算。

注：该转速范围内的动载系数受阻尼影响极大，实际值与按式(20)计算的值偏差可高达 40%，对于不正确设计的修形直齿轮尤其如此。

6.4.5 超临界区的动载系数($N \geq 1.5$)

用于透平及其他高速传动的高精度齿轮大多在该区间工作，其特性见 6.4.1 c)。

$$K_v = (C_{v5} B_p) + (C_{v6} B_f) + C_{v7} \quad \dots\dots\dots (21)$$

在该区间内， C_{v5} 和 C_{v6} 对 K_v 的影响相当于亚临界区内 C_{v1} 和 C_{v2} 对 K_v 的影响。这些系数及 B_p 和 B_f 的见 6.4.3。

C_{v7} ——考虑因啮合刚度变化，在高的恒定转速运行时轮齿弯曲变形产生的载荷分量的影响系数。

C_{v5} 、 C_{v6} 和 C_{v7} 可由图 2 查得或按照表 3 计算。

6.4.6 过渡区的动载系数($1.15 < N < 1.5$)

在该区间内，动载系数根据 $N=1.15$ 和 $N=1.5$ 时相应的 K_v 值由线性内插算得，见 6.4.5。

$$K_v = K_{v(N=1.5)} + \frac{K_{v(N=1.15)} - K_{v(N=1.5)}}{0.35} (1.5 - N) \quad \dots\dots\dots (22)$$

详情及解释见 6.4.4 及 6.4.5。

6.4.7 非常见齿轮形态的共振转速确定

特殊设计的齿轮共振速度的计算应使用 A 法，但也可用其他方法进行近似计算。以下为几个例子。

6.4.7.1 平均直径 d_{m1} 约等于轴径的齿轮轴

由于轴的质量使小齿轮质量增大了，其共振速度趋于变小。

然而，此时仍可按常规方法用小齿轮的质量(轮齿部分)和通常的啮合刚度 c_{ya} 计算共振速度。

6.4.7.2 两个刚性连接的同轴齿轮

计算时相连齿轮中较大齿轮的质量应计入，而较小齿轮的质量常常忽略不计。当相连的两个齿轮直径显著不同时，这种近似处理是可用的(见 6.4.2)。

6.4.7.3 两个小齿轮驱动一个大齿轮

参见 6.3.2。由于大齿轮的质量通常比小齿轮的大得多，所以可以对每对啮合分别考虑，即：

——第一个小齿轮与大齿轮构成一对齿轮副；

——第二个小齿轮与大齿轮构成另一对齿轮副。

6.4.7.4 行星齿轮

由于多个传动路径的刚度不仅是啮合刚度，因此，行星齿轮传动的振动行为是非常复杂的。用简单的公式，如 B 法，来计算动载系数是很不精确的。尽管如此，通过如下修正后，B 法仍可用于初步估算 K_v 。如有可能，估算值应通过随后的详细的理论或实验分析，或在使用经验基础上加以验证。参见 6.3.2。

a) 行星轮——与箱体刚性联结的内齿轮

这种情况下，内齿轮质量可假定为无限大，内齿轮与振动系统刚性联结。假设振动系统与其他传动元件(低抗扭转刚度联结)不耦合，则由太阳轮和行星轮组成的其余系统分别为太阳轮与

行星轮啮合及行星轮与内齿轮啮合,该系统具有两个共振频率,它们可采用式(6)的类似方法,用两个诱导质量 $m_{\text{red},1}$ 和 $m_{\text{red},2}$ 来确定,此时用行星轮的单齿啮合刚度代替 $c_{\gamma a}$,且太阳轮齿数为 z_1 。诱导质量 $m_{\text{red},1}$ 和 $m_{\text{red},2}$ 按下式求出:

$$m_{\text{red},1} = \frac{m_{\text{pla}}^* m_{\text{sun}}^*}{(p m_{\text{pla}}^*) + m_{\text{sun}}^*} \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$m_{\text{red},2} = m_{\text{pla}}^* \quad \dots\dots\dots (24)$$

与

$$m_{\text{pla}}^* = \frac{\pi}{8} \frac{d_{\text{m pla}}^4}{d_{\text{b pla}}^4} (1 - q_{\text{pla}}^4) \rho_{\text{pla}} \quad \dots\dots\dots (25)$$

式中:

m_{sun}^* ——太阳轮单位齿宽的惯性矩除以 $r_{\text{b sun}}^2$, 且 $r_{\text{b sun}} = d_{\text{b sun}}/2r_{\text{b sun}} = d_{\text{b sun}}/2$;

m_{pla}^* ——行星轮单位齿宽的惯性矩除以 $r_{\text{b pla}}^2$, 且 $r_{\text{b pla}} = d_{\text{b pla}}/2$;

p ——所考虑的行星齿轮级中的行星轮个数;

$d_{\text{m pla}}$ ——见式(31);

q_{pla} ——见式(32);

ρ_{pla} ——密度。

需要注意,式(15)~式(17)中的 F_1 等于太阳轮的总圆周载荷除以行星齿轮个数 p 。动载系数 $K_{\text{v},1/2}$ 可用由 $m_{\text{red},1/2}$ 算得的共振转速 $n_{\text{E},1/2}$ 进行估算,进一步计算时用 $K_{\text{v},1/2}$ 中的较大值。

b) 旋转的内齿轮

这种情况下,通常需要对振动系统作详细的分析。只有在太阳轮 m_{sun}^* 和内齿轮 m_{carr}^* 的诱导质量更大的特殊情况下,才可采用 6.4.7.3 中所述的计算方法:

$$m_{\text{carr}}^* = \frac{\pi}{8} \frac{d_{\text{m carr}}^4}{d_{\text{b carr}}^4} (1 - q_{\text{carr}}^4) \rho_{\text{carr}} \quad \dots\dots\dots (26)$$

式中:

m_{carr}^* ——内齿轮单位齿宽的惯性矩除以 $r_{\text{b carr}}^2$, 这里 $r_{\text{b carr}} = d_{\text{b carr}}/2$;

$d_{\text{m carr}}$ 与式(31)类似;

q_{pla} 与式(32)类似。

6.4.7.5 惰轮

以下计算方法是相接近的两个质量模型的扩展,属于 6.3.2 的范围。

惰轮共振频率需要用一个多自由度力学模型才能计算。利用 B 法或 C 法的假设⁵⁾该模型可减少到 3 个自由度。用属于替代模型的公式系统,可计算两个共振频率(共振转速 $n_{\text{E},1/2}$):

$$n_{\text{E},1/2} = \frac{30\,000}{\pi z_1} \sqrt{\frac{1}{2}(B \pm \sqrt{B^2 - 4C})} \quad \dots\dots\dots (27)$$

与

$$B = c_{\gamma a,1/2} \left(\frac{1}{m_1^*} + \frac{1}{m_2^*} \right) + c_{\gamma a,2/3} \left(\frac{1}{m_2^*} + \frac{1}{m_3^*} \right) \quad \dots\dots\dots (28)$$

$$C = c_{\gamma a,1/2} c_{\gamma a,2/3} \frac{m_1^* + m_2^* + m_3^*}{m_1^* m_2^* m_3^*} \quad \dots\dots\dots (29)$$

式中:

$m_{1/2/3}^*$ ——与啮合线相关的小齿轮、惰轮及大齿轮单位齿宽的惯性矩;

$c_{\gamma a,1/2}$ ——主动轮加惰轮副的啮合刚度;

5) 这些假设关联了其他传动件的低扭转刚度和齿轮轴的高弯曲强度。

$c_{\gamma a, 2/3}$ ——惰轮加被动轮组合的啮合刚度。

啮合刚度的计算,见第9章。

用B法确定 K_v 时,将 N 用最不利的比值代入,即需要考虑最大 K_v 时的 N 值。

6.4.8 外啮合齿轮副诱导质量的计算

足够精度的诱导质量的近似值由式(30)求出。

$$m_{\text{red}} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{d_{m1}}{d_{b1}} \right)^2 \frac{d_{m1}^2}{1/(1-q_1^4)\rho_1 + 1/(1-q_2^4)\rho_2 u^2} \dots\dots\dots (30)$$

式中:

d_{b1} ——基圆直径。

$$d_{m1, m2} = \frac{d_{a1, a2} + d_{f1, f2}}{2} \dots\dots\dots (31)$$

$$q_1 = \frac{d_{i1}}{d_{m1}}; q_2 = \frac{d_{i2}}{d_{m2}} \dots\dots\dots (32)$$

见图4。

式(26)~式(32)适用于外啮合双斜齿轮、单斜齿轮和直齿轮。公式忽略了轮辐和轮毂的质量,因为它们对转动惯量的影响微不足道。

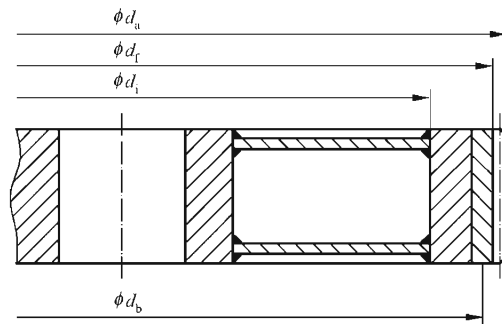


图4 齿轮各直径

对实心结构的小齿轮和大齿轮:

$$1 - q_1^4 = 1; 1 - q_2^4 = 1 \dots\dots\dots (33)$$

当轮缘宽度不等于齿宽时,计算 $(1 - q_1^4)$ 或 $(1 - q_2^4)$ 时只考虑直接联接到齿部的轮缘质量。同轴上更远的质量忽略不计,因为与轮齿刚度相比连接轴的刚度一般影响较小。

6.5 用C法确定动载系数 K_{vc}

连同6.3.3中叙述的条件和假设,C法对工业传动和应用以下场合的有类似要求的传动系统提供了动载系数的平均值:

- a) 亚临界工作转速范围,即 $(v z_1/100) \sqrt{u^2/(1+u^2)} < 10$ m/s;并使用6.3.3 a)中的限制条件。
- b) 内、外直齿轮;
- c) 基本齿条齿形符合GB/T 1356规定;
- d) 直齿轮和螺旋角 $\beta \leq 30^\circ$ 斜齿轮;
- e) 小齿轮齿数相对较少 $z_1 < 50$;

f) 实体盘形齿轮或厚轮缘钢质齿轮⁶⁾。

满足下列条件时,一般也可用 C 法:

g) $(vz_1/100)\sqrt{u^2/(1+u^2)}=3$ m/s 的所有类型的圆柱齿轮;

h) 薄轮缘齿轮⁶⁾;

i) $\beta>30^\circ$ 的斜齿轮⁶⁾。

K_v 可由曲线图查得(见 6.5.1)或按公式计算(见 6.5.2),二者取得的值基本相同。

6.5.1 图解法

$$K_v = (f_F K_{350} N) + 1 \quad \dots\dots\dots (34)$$

f_F 考虑了载荷对动载系数的影响; K_{350} 考虑了单位载荷为 350 N/mm 时,齿轮精度等级的影响; N 是临界转速比[见式(9)]。

图 5 和图 6 中的齿轮精度等级曲线只扩展至 $(vz_1/100)\sqrt{u^2/(1+u^2)}=3$ m/s,它一般不超过过渡精度等级。

a) 对轴向重合度 $\epsilon_\beta \geq 1$ 的斜齿轮(或近似限制为 $\epsilon_\beta > 0.9$),修正系数 f_F 见表 5,而 $(K_{350} N)$ 值见图 5。

b) 对直齿轮,修正系数 f_F 见表 6,而 $(K_{350} N)$ 值见图 6。

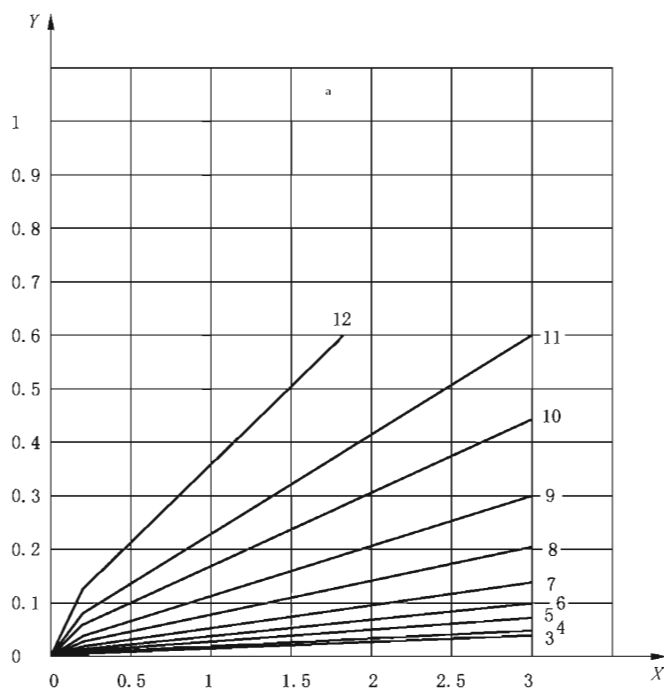
c) 对 $\epsilon_\beta < 1$ 的斜齿轮, K_v 按 a)、b)确定的值进行线性内插求得:

$$K_v = K_{va} - \epsilon_\beta (K_{va} - K_{v\beta}) \quad \dots\dots\dots (35)$$

式中:

K_{va} ——用 b)求得的直齿轮动载系数;

$K_{v\beta}$ ——用 a)求得的斜齿轮动载系数。



说明:

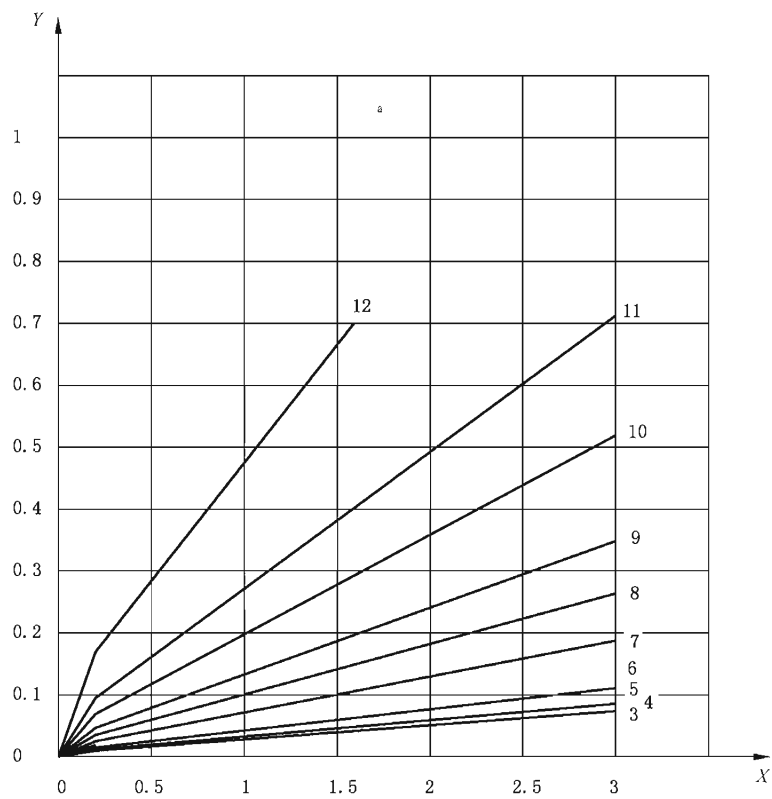
X —— $(vz_1/100)\sqrt{u^2/(1+u^2)}$;

Y —— $K_{350} N$ 。

^{a)} 按 ISO 1328-1 的斜齿轮精度等级。

图 5 $\epsilon_\beta \geq 1$ 的斜齿轮的 $K_{350} N$ 值

6) 若轮缘很薄或斜齿轮的轴向重合度很大,图 5 或图 6 查得的值会很恰当,而用计算值则趋于安全。铸铁齿轮也是如此。



说明：

$X = (v z_1 s / 100) \sqrt{u^2 / (1 + u^2)}$ ；

$Y = K_{350} N$ 。

^a 按 ISO 1328-1 的斜齿轮精度等级。

图 6 直齿轮的 $K_{350} N$ 值

表 5 斜齿轮的载荷修正系数 f_F

齿轮精度等级 ^a	载荷修正系数 f_F							
	$(F_t K_A) / b$							
	N/mm							
	≤100	200	350	500	800	1 200	1 500	2 000
3	1.96	1.29	1	0.88	0.78	0.73	0.70	0.68
4	2.21	1.36	1	0.85	0.73	0.66	0.62	0.60
5	2.56	1.47	1	0.81	0.65	0.56	0.52	0.48
6	2.82	1.55	1	0.78	0.59	0.48	0.44	0.39
7	3.03	1.61	1	0.76	0.54	0.42	0.37	0.33
8	3.19	1.66	1	0.74	0.51	0.38	0.33	0.28
9	3.27	1.68	1	0.73	0.49	0.36	0.30	0.25
10	3.35	1.70	1	0.72	0.47	0.33	0.28	0.22
11	3.39	1.72	1	0.71	0.46	0.32	0.27	0.21

表 5 (续)

齿轮精度等级 ^a	载荷修正系数 f_F							
	$(F_t K_A)/b$							
	N/mm							
	≤100	200	350	500	800	1 200	1 500	2 000
12	3.43	1.73	1	0.71	0.45	0.31	0.25	0.20
注：中间值按内插法计算。								
^a 齿轮精度等级按 ISO 1328-1。								

表 6 直齿轮的载荷修正系数 f_F

齿轮精度等级 ^a	载荷修正系数 f_F							
	$(F_t K_A)/b$							
	N/mm							
	≤100	200	350	500	800	1 200	1 500	2 000
3	1.61	1.18	1	0.93	0.86	0.83	0.81	0.80
4	1.81	1.24	1	0.90	0.82	0.77	0.75	0.73
5	2.15	1.34	1	0.86	0.74	0.67	0.65	0.62
6	2.45	1.43	1	0.83	0.67	0.59	0.55	0.51
7	2.73	1.52	1	0.79	0.61	0.51	0.47	0.43
8	2.95	1.59	1	0.77	0.56	0.45	0.40	0.35
9	3.09	1.63	1	0.75	0.53	0.41	0.36	0.31
10	3.22	1.67	1	0.73	0.50	0.37	0.32	0.27
11	3.30	1.69	1	0.72	0.48	0.35	0.30	0.24
12	3.37	1.71	1	0.72	0.47	0.33	0.27	0.22
注：中间值按内插法计算。								
^a 齿轮精度等级按 ISO 1328-1。								

6.5.2 解析法

a) 直齿轮和 $\epsilon_\beta \geq 1$ 的斜齿轮(也可近似限制为 $\epsilon_\beta > 0.9$)

$$K_v = 1 + \left[\frac{K_1}{K_A F_t / b} + K_2 \right] \frac{v z_1}{100} K_3 \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \dots\dots\dots (36)$$

K_1 和 K_2 的数值见表 7, K_3 按式(37)确定。若 $F_t K_A / b < 100$ N/mm, 取 $F_t K_A / b = 100$ N/mm, 见 6.4.1 a)。

$$\begin{aligned} & \text{若 } \frac{v z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \leq 0.2, K_3 = 2.0 \\ & \text{若 } \frac{v z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} > 0.2, K_3 = -0.357 \frac{v z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} + 2.071 \end{aligned} \dots\dots\dots (37)$$

- b) $\epsilon_\beta < 1$ 的斜齿轮
 K_v 按 6.5.1 确定的直齿轮的 K_{va} 和斜齿轮的 $K_{v\beta}$ 进行线性内插求得。参见式(35)。

表 7 由式(36)计算 K_{wc} 的 K_1 和 K_2 值

	K_1 精度等级按 ISO 1328-1										K_2 所有精 度等级
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
直齿轮	2.1	3.9	7.5	14.9	26.8	39.1	52.8	76.6	102.6	146.3	0.019 3
斜齿轮	1.9	3.5	6.7	13.3	23.9	34.8	47.0	68.2	91.4	130.3	0.008 7

|| 使用表 7 时应考虑采用小齿轮与大齿轮中最差的精度等级。

7 螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$

7.1 轮齿载荷分布

螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 是考虑沿齿宽载荷分布不均匀对齿面接触应力和齿根弯曲应力影响的系数。

螺旋线载荷分布系数的定义见 7.2.1 和 7.2.2。

影响螺旋线载荷分布不均匀程度的因素有：

- a) 轮齿加工精度：螺旋线、齿廓和齿距；
- b) 配对齿轮旋转轴线的平行度；
- c) 齿轮传动系统的弹性变形如：轴、轴承、箱体及支承传动装置的基础件的弹性变形；
- d) 轴承间隙；
- e) 考虑轮齿时变刚度时，齿面的赫兹接触变形和齿根弯曲变形；
- f) 由工作温度引起的热变形(对大齿宽齿轮尤为显著)；
- g) 工作转速引起的离心变形；
- h) 包括鼓形齿及齿端修薄在内的螺旋线修形；
- i) 跑合效果；
- j) 总切向轮齿载荷(包含由于使用系数 K_A 和动载系数 K_v 引起的载荷增量)；
- k) 附加的轴载荷(如由带或链传动引起的附加载荷)；
- l) 齿轮的几何参数。

7.2 确定螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 的一般原则

沿齿宽载荷分布不均匀是由在啮合平面形成的当量啮合不对中引起的，它包括载荷引起的齿轮和箱体的弹性变形及轴承轴颈的位移，也受加工误差和热变形的影响。

当箱体和齿轮的制造偏差、箱体的变形及滑动轴承的位移组合起来时，经常导致在啮合平面内的直线偏差，轴和齿轮本体的弹性变形经常引起非线性偏差，沿齿宽温度分布不均匀的热畸变产生的变形也是如此。齿面波动与齿廓偏差会叠加组合到啮合对中误差。根据材料组合的跑合效果，跑合可降低载荷分布的不均匀性。

7.2.1 接触强度计算时的螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta}$

$K_{H\beta}$ 考虑了沿齿宽载荷分布状况对接触应力的影响,其定义如下:

$$K_{H\beta} = \frac{\text{单位齿宽最大载荷}}{\text{单位齿宽平均载荷}} = \frac{(F/b)_{\max}}{F_m/b}$$

分度圆上的切向载荷用以近似计算,即用分度圆上的端面单位载荷 $[F_m/b = (F_t K_A K_v)/b]$ 及相应的最大局部载荷进行计算。

7.2.2 弯曲强度计算时的螺旋线载荷分布系数 $K_{F\beta}$

$K_{F\beta}$ 考虑了在沿齿宽载荷分布状况对齿根应力的影响。它取决于确定 $K_{H\beta}$ 的有关变量以及齿宽与齿高的比值, b/h 。

7.3 螺旋线载荷分布系数的确定方法——原理和假设

按照 4.1.12 的规范在 7.3.1~7.3.3 中给出了几种确定螺旋线载荷分布系数的方法。

当小齿轮的宽径比 b/d 对调质齿轮大于 1.5、对表面碳化齿轮大于 1.2 时,建议仔细分析。

当机械和热变形引起的当量螺旋线偏啮量由螺旋线修形得到补偿(在齿宽上很可能是变化的),对于给定的工作状况,若有高的加工精度,则可能得到沿齿宽上近似均匀的载荷分布。在这种状况下,螺旋线载荷分布系数值趋于 1。齿面鼓形修形和齿端修薄指导资料参见附录 B,齿轮精度等级的限制范围见 4.1.12。

7.3.1 A 法——系数 $K_{H\beta-A}$ 和 $K_{F\beta-A}$

采用此法,通过对所有影响因素的全面分析,以确定沿齿宽的载荷分布状况。齿轮沿齿宽的载荷分布状况可以通过对工作温度下齿根应变值的测量或通过对负载条件下的接触印痕进行仔细检查(受限)来确定。

在交付规范或图纸中应提供的数据资料包括:

- a) 最大(许用)螺旋线载荷分布系数;或
- b) 在工作载荷和温度下最大许用的总啮合螺旋线偏啮量,可以采用一种精确的计算方法得出螺旋线载荷分布系数,此时需要知道所有相关的影响因素。

7.3.2 B 法——系数 $K_{H\beta-B}$ 和 $K_{F\beta-B}$

这种方法就是借助于计算机辅助计算来确定沿齿宽的载荷分布。该法取决于负载条件下的弹性变形,静态位移及整个弹性系统的刚度(见 7.4)。轮齿啮合中的载荷分布与弹性系统的变形相互影响。所以必须用下列方法之一:

- 迭代法(Dudley/Winter);
- 影响系数法。

7.3.3 C 法——系数 $K_{H\beta-C}$ 和 $K_{F\beta-C}$

本方法考虑了由于小齿轮和小齿轮轴变形引起的当量螺旋线偏啮量的分量及制造偏差引起的分量。变量近似值的评估方法包括计算、测量和经验法,可以单独运用或组合运用(见 7.6)。如 7.2.1 所述,C 法包含的假设条件是啮合中齿轮体的弹性变形将在工作齿廓的齿宽上产生一个线性增量(详参见附录 D)。隐含的假设是,含加工误差在内的当量螺旋线偏啮量包括工作齿廓产生类似的分离间隙。

图 7 和图 8 示出了根据这些假设的当量螺旋线偏啮量及轮齿载荷大小对载荷分布的影响。

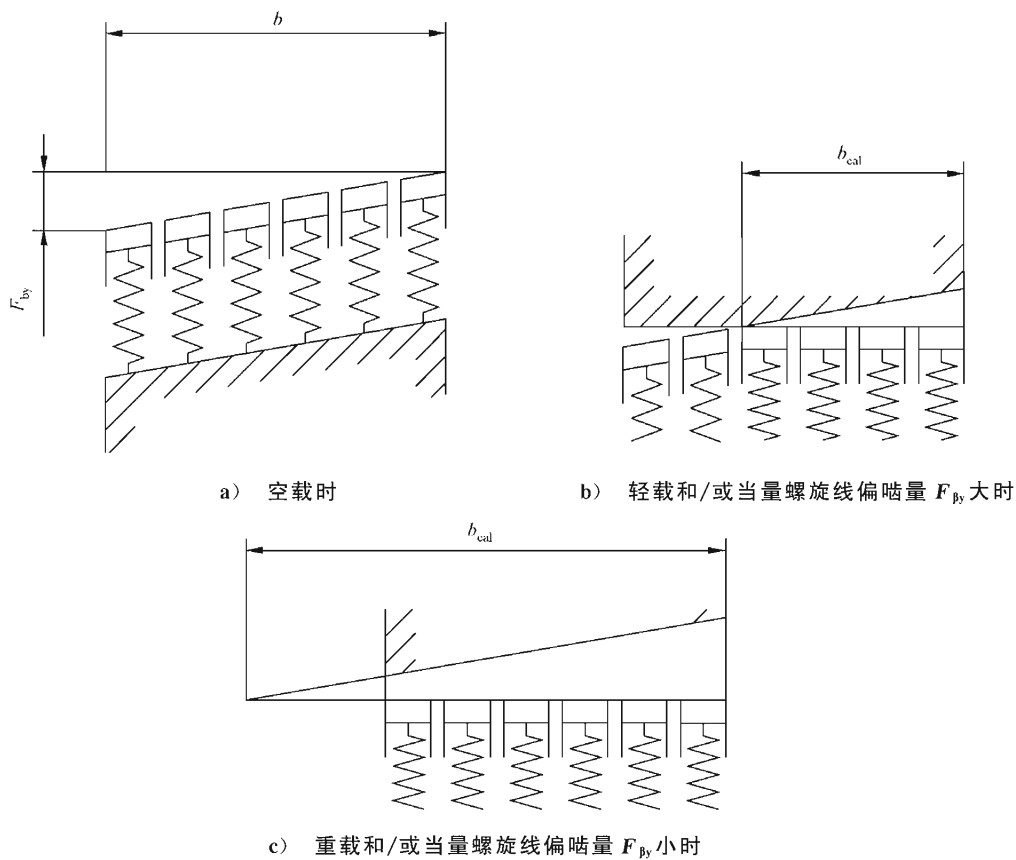


图 7 线性当量螺旋线偏啮量下沿齿宽的载荷分布(原理解图)

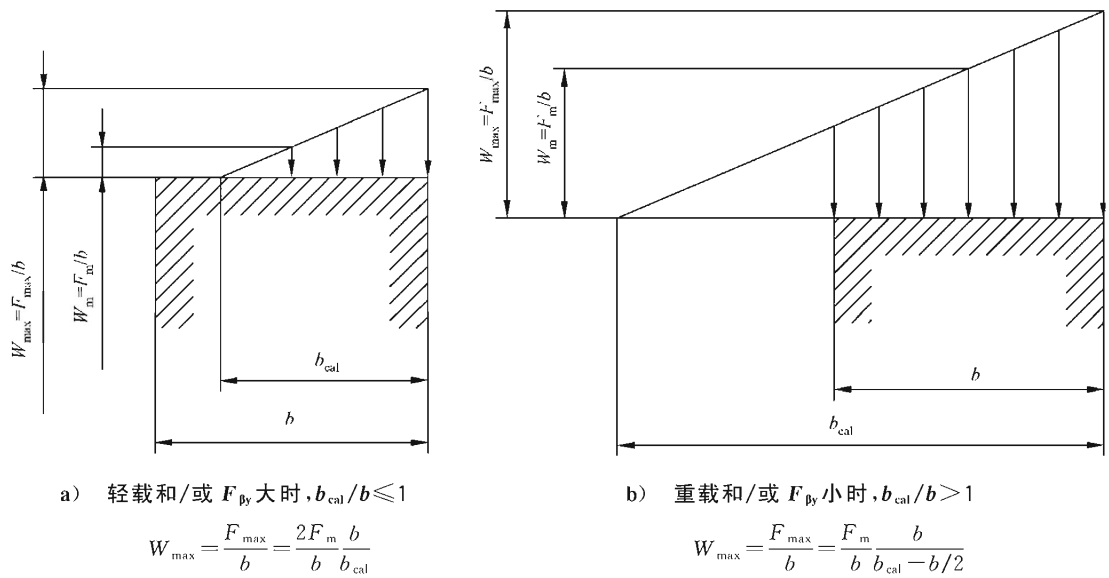


图 8 载荷沿齿宽线性分布下单位载荷 $(F/b)_{max}$ 及 $F_m = (F_t K_A K_v)$ 的计算

7.4 用 B 法确定螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta-B}$

7.4.1 计算点的数量

沿齿宽准确分为 10 部分计算。

7.4.2 $K_{H\beta}$ 的定义

$K_{H\beta}$ 定义为最大载荷集度(齿宽各部分单位长度的局部载荷)与平均载荷集度(F_m/b)的比值。齿轮啮合的基本模型是一对与所分析的齿轮副具有相同齿数,端面模数和齿宽的直齿轮副。

$$K_{H\beta} = \frac{(F/b)_{\max}}{F_m/b} \dots\dots\dots (38)$$

7.4.3 刚度及弹性变形

用以计算载荷分布的有效刚度是指整个弹性系统的刚度。附录 E 给出了例子。以下弹性因素的补充包括:

- 齿轮啮合;
- 齿轮轮体;
- 小齿轮和大齿轮各自的轴/毂连接刚度;
- 轴承刚度;
- 箱体刚度;
- 基础刚度。

7.4.3.1 齿轮啮合

从轮齿变形计算方法引出的各部分的刚度。按照第 9 章,每个弹簧的刚度是啮合刚度 $C_{\gamma\beta}$ 的平均值。把没有载荷分配的单对齿接触区的载荷作为假定载荷,斜齿轮接触齿对间的载荷分配问题不予考虑。对于某些齿轮如薄轮缘齿轮,其刚度是变化的。类似的是,在轮齿的端部,其刚度值可能低于齿宽中部的值。上述影响在 B 法中不予考虑。

7.4.3.2 齿轮轮体

由弯曲和扭转引起的齿轮轮体变形,可以通过把齿轮轮体作为轴的一部分来予以考虑。通过对小齿轮/大齿轮选取位于齿根圆与齿顶圆之间的不同直径,就可以计算出轮齿啮合中的弯曲和扭转变形。弯曲变形的计算直径等于(顶径—根径)的一半加上根径,扭转变形的计算直径等于根径加上 0.4 倍模数。弯曲计算的载荷位于发生面(基圆切平面)内。

7.4.3.3 轴/毂连接

对于正常的热装齿轮或连接,其轴被加强到毂径与孔径(d_{bore})之间的一个当量直径 d_{mid} ,见图 9。

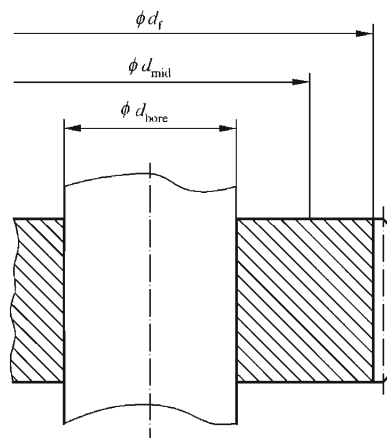


图 9 各直径的定义

7.4.3.4 小齿轮和大齿轮轴

小齿轮和大齿轮轴(内、外径是变化的)的弯曲变形需要按照线性弯曲理论进行计算。所有齿轮啮合和所有其他外载荷(带、链、联轴器等)都可能引起弯曲变形。用于弯曲计算的齿轮直径为(顶径—根径)的一半加上根径。弯曲计算载荷位于啮合平面内。小齿轮和大齿轮的扭转变形仅在齿轮啮合区域内计算。应考虑转矩沿齿宽在逐步减少。计算直径应该是根径加 0.4 倍模数。

7.4.3.5 轴承

轴承的弹性变形可以通过输入加载时的刚度值进行计算。如果不知道准确的刚度值,则需要通过选用其最小和最大值来确定轴承变形的影响。

7.4.3.6 箱体

可用计算或经验方法确定箱体的弹性变形。使用圆锥滚子轴承的情况下,在确定轴承间隙和在轴承中相应轴的位置时必须考虑由齿轮载荷和外部推力引起的箱体的轴向变形。

7.4.3.7 基础

可用计算或经验方法确定基础的弹性变形。

7.4.4 静态位移

7.4.4.1 轴在轴承中的工作位置

必须考虑轴承的工作游隙,包括制造偏差、热膨胀、过盈配合、圆锥滚子轴承的轴向游隙及滑动轴承油膜厚度等的影响。

7.4.4.2 制造误差

允许的制造变动量(齿轮、箱体等)可以根据图样公差或制订的制造标准进行评估。如果装配时接触区检查结果令人满意,允许用 ISO 1328-1 中的 $f_{H\beta}$ 评估总制造偏差。

7.4.5 假设

确定轴承变形、轴承间隙、箱体变形及制造误差数值的方法必须指明。如果这些影响因素被忽略,必须证明它们在量值上足够小。

7.4.6 计算机输出

为证实计算机的计算结果,输出内容必须包括输入数据和所有相关中间结果的整个表格。为理解计算 $K_{H\beta}$ 时的输入输出值,要求将以下数据做成图表形式:

- 轴变形(弯曲和扭转);
- 轴承的受力;
- 齿轮的数据;
- 载荷分布;
- 载荷分布系数。

7.5 用 C 法确定螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta-C}$

本法对小齿轮和小齿轮-轴(f_{sh})弹性变形计算公式进行了简化并基于以下假设:

- 基本计算中不包括大齿轮和大齿轮轴的变形,通常这些零件有足够的刚度以至于它们的变形可以忽略,但若要求包括它们,则需对其单独评估,并将相应的量用正确的正负号添加到 f_{ma} 中。
- 基本计算中不包括齿轮箱和轴承的变形:通常这些零件有足够的刚度以至于它们的变形可以忽略(注意:变形差还是重要的)。但若要求包括齿轮箱和轴承的变形,则需对其单独评估,并将相应的量用正确的正负号添加到 f_{ma} 中。
- 不包括轴承间隙的影响。对于轴承间隙将引起显著的轴倾斜的结构,则这种倾斜必须单独评估,并将其相应的量用正确的正负号添加到 f_{ma} 中。
- 假设实际载荷分布状况下与沿齿宽载荷均匀分布时确定的小齿轮的扭转与弯曲变形无显著不同,该假设对较小的 $K_{H\beta}$ 有效,且有效性随 $K_{H\beta}$ 值的增大逐渐变差。
- 轴承不承受任何弯矩。
- 小齿轮按图 13 配置。注意,如果有适当的螺旋线修形,小齿轮朝向轴跨中心($0 \leq s/l \leq 0.3$)的限制条件就不再适用。也要注意小齿轮的偏置常数 K' 是考虑了小齿轮轮体的加强效果。
- 小齿轮轴直径(d_{sh})不变,是实心轴(或 $d_{shi}/d_{sh} < 0.5$ 的空心轴)或至少可以这样近似。
- 轴的材料为钢。
- 作用于小齿轮轴上的任何附加的外载荷(如由联轴器引起的)对整个齿宽上轴的弯曲变形的影响可忽略不计。

式 7.5.2.4 没有包括以下三种常见的状况,但通过对公式稍作变动即可应用。

——当速比是 1 或接近于 1 且轴的受扭端位于齿轮箱的对侧面(例如线材轧机),此时每个齿轮的扭转变形大小相同、方向相反,因此就相互补偿了,但弯曲变形增加了。

——简单行星齿轮传动中行星轮/内齿圈的啮合。与所有惰轮一样,在小齿轮(行星轮)上没有扭转变形且主要的弯曲变形经常是行星架上的销轴的变形(由行星轮与太阳轮和内齿轮的啮合载荷引起)。

——简单行星齿轮传动中太阳轮/行星轮的啮合。太阳轮的扭转变形是由多路啮合产生,但它的弯曲变形为 0。但这种啮合中,行星架的变形也很重要。

有关 f_{sh} 公式的推导参见附录 D。特别注意,为简化 C 法中 $K_{H\beta}$ 的计算,由弹性变形引起的当量啮合螺旋线偏啮量假设为沿着一条直线,并引入一个修正常数(1.33)加以补偿。随着弹性变形线曲率的增大,如齿轮副重载时或小齿轮宽径比大时,或两者同时存在时,该假设可能导致计算值与实际的载荷分布差异增大。由于差异值增大, $K_{H\beta-C}$ 的计算精度变差。

螺旋线载荷分布系数($K_{H\beta-C}$)由全齿宽上的平均载荷集度(F_m/b)、啮合刚度($c_{\gamma\beta}$)和有效当量螺旋线偏啮量($F_{\beta\gamma}$)计算得出。根据计算的接触是否扩展到整个齿宽来确定选用式(39)或式(41)(参见图 7 和图 8)。

贯穿本章,对人字齿轮($b = 2b_B$),小齿轮或大齿轮中较小的齿宽值应由 b 或 b_B 替代,它们是排除了齿端倒角或倒圆的齿根处宽度。

- $b_{cal}/b \leq 1$ 相应于 $\frac{F_{\beta\gamma} c_{\gamma\beta}}{2F_m/b} \geq 1$:

$$K_{H\beta} = \sqrt{\frac{2F_{\beta y} C_{\gamma\beta}}{F_m/b}} \geq 2 \quad \dots\dots\dots (39)$$

$$b_{cal}/b = \sqrt{\frac{2F_m/b}{F_{\beta y} C_{\gamma\beta}}} \quad \dots\dots\dots (40)$$

b) $b_{cal}/b > 1$ 相应于 $\frac{F_{\beta y} C_{\gamma\beta}}{2F_m/b} < 1$:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta y} C_{\gamma\beta}}{2F_m/b} \quad \dots\dots\dots (41)$$

$$b_{cal}/b = 0.5 + \frac{F_m/b}{F_{\beta y} C_{\gamma\beta}} \quad \dots\dots\dots (42)$$

所用的有效螺旋线偏啮量是综合两个因素得到的:

- a) 根据 7.5.3, 加工误差(所有相关零件)的影响通过 f_{ma} 予以考虑;
- b) 小齿轮和小齿轮轴的弹性变形的影响按照 7.5.2.4 通过 f_{sh} 予以考虑, 以形成一个初始的当量螺旋线偏啮量 $F_{\beta x}$, 而后减去跑合量得到 $F_{\beta y}$ 。

两个因素的组合方式取决于啮合齿轮的螺旋线修形状况(鼓形修形、螺旋线修形、齿端修薄或不修形), 见 7.5.2.3。

7.5.1 有效当量螺旋线偏啮量 $F_{\beta y}$

下面公式可用于一般传动设计:

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} = F_{\beta x} \chi_{\beta} \quad \dots\dots\dots (43)$$

式中:

$F_{\beta x}$ 是初始当量螺旋线偏啮量, 即在啮合平面内测得的小齿轮和大齿轮变形、位移和制造偏差之和的绝对值, 它可根据 C 法确定(见 7.5.2.3)。

7.5.2 跑合量 y_{β} 和跑合系数 χ_{β}

y_{β} 是运行开始后由于跑合而对初始当量螺旋线偏啮量减少的量。 χ_{β} 是表征跑合后当量螺旋线偏啮量的系数。在计算中使用 χ_{β} 很方便, 但仅当 y_{β} 与 $F_{\beta x}$ 成比例时使用。重要影响因素包括:

- 小齿轮和大齿轮材料;
- 齿面硬度;
- 分度圆上的转速;
- 润滑剂的类型;
- 齿面热处理;
- 油液中的磨粒;
- 初始当量螺旋线偏啮量 $F_{\beta x}$ (作为变形、位移和制造偏差作用的结果)。

y_{β} 和 χ_{β} 没有考虑制造过程中的跑合操作如研磨的影响, 通过这种方式的材料移除应在 f_{ma} 中考虑。

缺乏由试验或使用经验得到的直接、可靠的数据时(A 法), y_{β} 可由 7.5.2.1 或 7.5.2.2 给出的 B 法确定。

7.5.2.1 用解析法确定 y_{β} 和 χ_{β}

由式(44)~式(51)得到的计算值衍生的曲线见图 10 及图 11(所用的缩写见表 2)。

a) 对于 St, St(cast), V, V(cast), GGG(perl., bai.), GTS(perl.):

$$y_{\beta} = \frac{320}{\sigma_{H \lim}} F_{\beta x} \quad \dots\dots\dots (44)$$

$$\chi_{\beta} = 1 - \frac{320}{\sigma_{H \lim}} \quad \dots\dots\dots (45)$$

式中:

$y_{\beta} \leq F_{\beta x}$ 和 $\chi_{\beta} \geq 0$ 且

当 $v \leq 5$ m/s 时, 无限制;

当 $5 \text{ m/s} < v \leq 10 \text{ m/s}$ 时, y_{β} 的上限是 $25\,600/\sigma_{H \lim}$, 相应的 $F_{\beta x} = 80 \mu\text{m}$;

当 $v > 10 \text{ m/s}$ 时, y_{β} 的上限是 $12\,800/\sigma_{H \lim}$, 相应的 $F_{\beta x} = 40 \mu\text{m}$;

$\sigma_{H \lim}$ 按 ISO 6336-5 的规定。

b) 对于 GG, GGG(ferr.):

$$y_{\beta} = 0.55 F_{\beta x} \quad \dots\dots\dots (46)$$

$$\chi_{\beta} = 0.45 \quad \dots\dots\dots (47)$$

式中:

当 $v \leq 5 \text{ m/s}$ 时, 无限制;

当 $5 \text{ m/s} < v \leq 10 \text{ m/s}$ 时, y_{β} 的上限是 $45 \mu\text{m}$, 相应的 $F_{\beta x} = 80 \mu\text{m}$;

当 $v > 10 \text{ m/s}$ 时, y_{β} 的上限是 $22 \mu\text{m}$, 相应的 $F_{\beta x} = 40 \mu\text{m}$;

对于 Eh, IF, NT(nitr.), NV(nitr.), NV(nitrocar.),

$$y_{\beta} = 0.15 F_{\beta x} \quad \dots\dots\dots (48)$$

$$\chi_{\beta} = 0.85 \quad \dots\dots\dots (49)$$

式中, 对于所有速度, y_{β} 的上限是 $6 \mu\text{m}$, 相应的 $F_{\beta x} = 40 \mu\text{m}$ 。

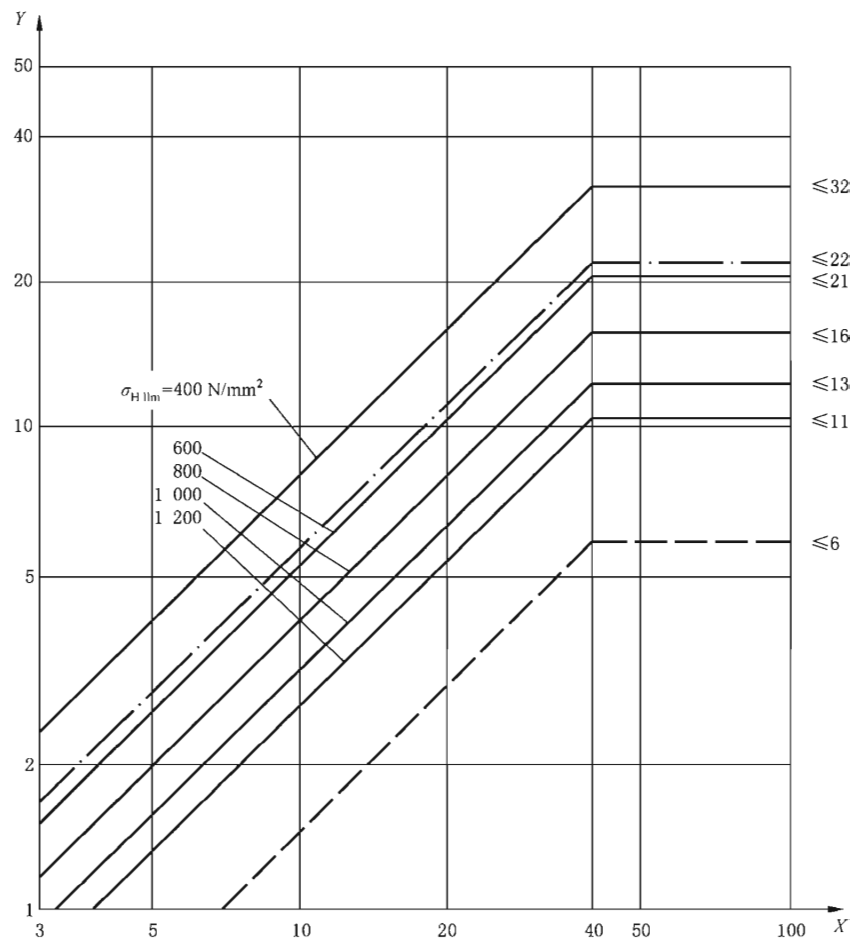
当小齿轮的材料与大齿轮的不同时, 小齿轮的 ($y_{\beta 1}$ 和 $\chi_{\beta 1}$) 与大齿轮的 ($y_{\beta 2}$ 和 $\chi_{\beta 2}$) 要分别确定, 然后把由式(50)和式(51)确定的 (y_{β} 和 χ_{β}) 各自的平均值用于后续计算:

$$y_{\beta} = \frac{y_{\beta 1} + y_{\beta 2}}{2} \quad \dots\dots\dots (50)$$

$$\chi_{\beta} = \frac{\chi_{\beta 1} + \chi_{\beta 2}}{2} \quad \dots\dots\dots (51)$$

7.5.2.2 用图解法确定 y_{β}

作为初始当量螺旋线偏啮量 $F_{\beta x}$ 和材料 $\sigma_{H \lim}$ 值的函数 y_{β} 值可由图 10 和图 11 查得(所用的缩写见表 2)。



说明:

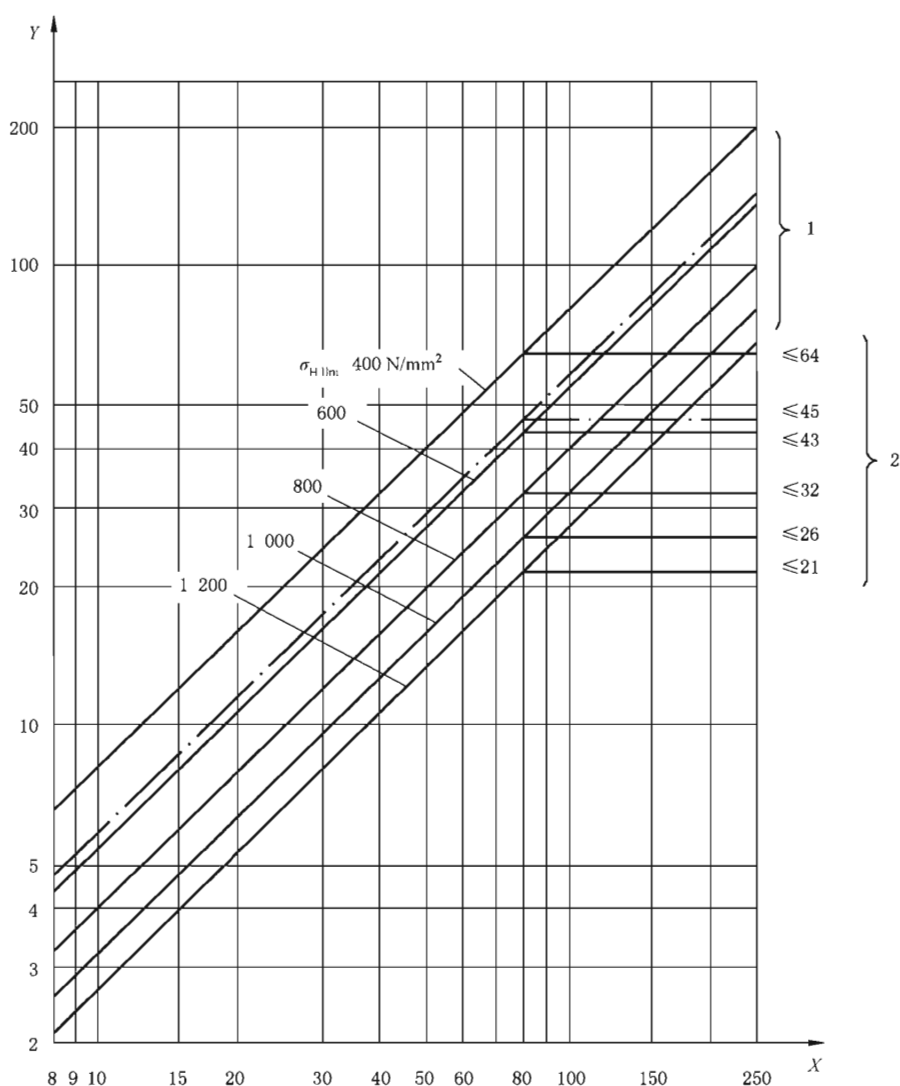
X —— 初始当量螺旋线偏啮量 $F_{\beta s}, \mu\text{m}$;

Y —— 跑合量 $y_{\beta}, \mu\text{m}$;

—— St, St(cast), V, GGG(perl., bai.), GTS(perl.) } 切向速度 $v > 10 \text{ m/s}$;
- · - GG, GGG(ferr.) }
- - - Eh, IF, NT(nitr.), NV(nitr.), NV(nitrocar.) } 所有速度。

若小齿轮与大齿轮的材料不一样,则按式(50)确定 y_{β} 。

图 10 齿轮副的跑合量(也见图 11)



说明:

X ——初始当量螺旋线偏啮量 $F_{\beta x}$, μm ;

Y ——跑合量 y_{β} , μm ;

1 ——分度圆圆周速度 $v \leq 5$ m/s;

2 ——分度圆圆周速度 $5 \text{ m/s} < v \leq 10$ m/s;

—— St, St(cast), V, GGG(perl., bai.), GTS(perl.) } 切向速度 $v > 10$ m/s。
 - - GG, GGG(ferr.)

若小齿轮与大齿轮的材料不一样,则按式(50)确定 y_{β} 。

图 11 齿轮副的跑合量(也见图 10)

7.5.2.3 确定初始当量螺旋线偏啮量 $F_{\beta x}$ (见附录 D)

$F_{\beta x}$ 指啮合平面内测得的制造偏差以及小齿轮和轴的变形量之和的绝对值[见下文 b)中的注意]。

只有在啮合平面内的变形、位移及偏差分量才对计算 $F_{\beta x}$ 有决定性影响。

a) 当接触区的大小和位置未经证实适宜以及负载下接触斑点不理想的齿轮副用式(52)计算 $F_{\beta x}$ ⁷⁾[式(52)中的系数 1.33 的解释见附录 D]。

$$F_{\beta x} = 1.33 B_1 f_{sh} + B_2 f_{ma}; F_{\beta x} \geq F_{\beta x \min} \dots\dots\dots (52)$$

式中的常数 B_1 和 B_2 由表 8 查得。

在 f_{ma} 中应考虑调整措施(研磨、部分加载跑合)、鼓形修形、齿端修薄或类似的操作对接触区位置的影响。

b) 对已证实的接触区位置良好的齿轮副(如通过齿轮修形或轴承调整获得)用式(53)计算 $F_{\beta x}$ ^{7), 8)}

||
$$F_{\beta x} = |1.33B_1 f_{sh} - f_{H\beta 5}|; F_{\beta x} \geq F_{\beta x \min} \dots\dots\dots (53)$$

式中的常数 B_1 由表 8 查得。

表 8 式(52)和式(53)所用的常数

序号	螺旋线修形		常数	
	类型	修形量	B_1	B_2
1	不修形	—	1	1
2	仅中心鼓形修形	$C_\beta = 0.5f_{ma}^a$	1	0.5
3	仅中心鼓形修形	$C_\beta = 0.5(f_{ma} + f_{sh})^a$	0.5	0.5
4 ^b	仅螺旋线修形	根据转矩计算修正后的形状	0.1 ^c	1.0
5	螺旋线修形加中心鼓形修形	序号 2 加序号 4	0.1 ^c	0.5
6	齿端修薄	$C_{1(\parallel)d}$	0.7	0.7
^a 适宜的鼓形量 C_β 见附录 D。 ^b 主要用于恒定载荷的场合。 ^c 仅对非常规范的生产有效,否则宜取较大值。 ^d 见附录 E。				

应对双螺旋线人字齿轮进行检验,确定哪条螺旋线具有更大的当量螺旋线偏啮量,并以此确定 $K_{H\beta}$ 。

制造精度对弹性变形和加工偏差的补偿作用是通过减去 $F_{H\beta 5}$ 实现的($F_{H\beta 5}$ 是 GB/T 10095.1—2008 中 5 级精度齿轮螺旋线倾斜偏差的公差)。对式(53)的解释性说明,见附录 D。

只要能获得必要的接触区,对经过研磨、部分载荷下跑合或其他调整方法以及经仔细设计的鼓形修形或端面修薄的齿轮,就可用式(53)计算 $F_{\beta x}$ 。对鼓形修形齿轮其接触区中心应适当偏离齿宽中间平面。对人字齿轮,必须弄清较小螺旋线变形的小齿轮是否具有最大 $F_{\beta x}$ 值。

注意:除考虑小齿轮轮体和小齿轮轴的变形 f_{shi} 外,还要考虑大齿轮和大齿轮轴的 f_{shz} 、齿轮箱体 f_{ca} 及轴承的位移 f_{be} 时,式(52)和式(53)将被扩展为式(54)(也见 7.5.4 和 7.5.5):

$$F_{\beta x} = 1.33B_1 f_{sh} + f_{sh2} + f_{ma} + f_{ca} + f_{be}; f_m \geq f_{H\beta 5} \dots\dots\dots (54)$$

应特别注意 f_{sh2} 、 f_{ca} 和 f_{be} 的正负号。如果没有准确信息,应取正号,以使计算值趋于安全;若有,仅大齿轮轴的弯曲变形可能会对 f_{sh2} 有影响,以前是把 f_{sh2} 作为 f_{be} 中包含的大齿轮轴的不对中分量考虑的。不过,由式(52)和式(53)得到的近似值通常可被接受。

通常应注意下列影响因素:一方面,“相对柔韧的”直齿轮的弹性变形会对加工误差有一定补偿;另一方面,斜齿轮中 F_m 产生的轴向分力会引起额外的偏啮量。

为保证沿齿宽载荷的均匀分布,可以采用一些特殊措施,包括配置轴承、研磨轮齿或服役时按规定

7) 工作状况下滚动轴承的运转间隙应该很小。若间隙大,则将大大增加当量螺旋线偏啮量 $F_{\beta x}$ 。此时,推荐用式(54)进行更精确的计算,或在负载状况下检查接触区形态。
8) 当接触区位置良好时,弹性变形与加工偏差是相互补偿的,见图 12(补充)。

工艺对齿轮进行跑合。进一步举例,把一个直齿轮或人字齿轮直接安装在一个调心滚子轴承上以自由地获得一个受力均匀的啮合状态。

大型高速齿轮轮体温度的不均匀分布,将在接近齿宽中部引起热变形从而导致局部承受重载。对此,可通过修正 $K_{H\beta}$ 予以考虑,或者用适当的螺旋线修形加以补偿。

当变形是由大的离心力引起时,也可采用类似的措施进行补偿。

此外,高速斜齿小齿轮的轮体温度通常要高于与其相配的大齿轮的,这将引起额外的螺旋线偏啮量,计算时对此应予以考虑。

c) 全螺旋线修形、加载情况下具有理想接触区的齿轮(人字齿轮的两条螺旋线应同时具备):

$$F_{\beta x} = F_{\beta x \min} \quad \dots\dots\dots (55)$$

式中, $F_{\beta x \min}$ 取以下两个数值中的较大者:

$$F_{\beta x \min} = (0.005 \text{ mm} \cdot \mu\text{m/N}) \frac{F_m}{b}, \text{ 或 } F_{\beta x \min} = 0.5 f_{H\beta} \quad \dots\dots\dots (56)$$

螺旋线修形的目的是补偿工作载荷下小齿轮和大齿轮的扭转及弯曲变形,也包括其他零件的变形或位移,还包括对相配大齿轮螺旋线偏差(如果已知的话)的补偿⁹⁾。

有最佳螺旋线修形的齿轮副在设计载荷下工作时的 $f_{\beta y}$ 等于 0,即螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 等于 1。但为安全起见,用式(55)和式(56)计算的最小值作为当量螺旋线偏啮量。

同样地,对进行适当鼓形修形的齿轮,也可采用式(53)。

由小齿轮和小齿轮轴变形引起的当量螺旋线偏啮分量 f_{sh} 的确定见 7.5.2.4,由制造偏差引起的螺旋线偏啮分量 f_{ma} 的确定见 7.5.3。跑合量 y_{β} (即当量螺旋线偏啮分量减少的量)的确定见 7.5.2。

对齿轮副的一些常见布置形式,在图 13 a)~e)中列出了 $F_{\beta x}$ 的计算指导,特别考虑了接触区的位置。对其他更复杂的布置形式推荐进行综合分析。

7.5.2.4 由轴变形引起的当量螺旋线偏啮分量 f_{sh}

f_{sh} 考虑了由小齿轮及其轴的弯曲和扭转引起的当量螺旋线偏啮分量,其值可按下述确定。

7.5.2.4.1 f_{sh} 的近似计算

对于许多常见设计,以下计算足够精确。式(57)和式(58)是基于以下约定:弯曲分量是假定载荷 F_m 作用于轴的中间点 b 附近时的变形结果,扭转分量是由沿着齿宽载荷均匀分布的直径为 d_1 的实心圆柱体算得。事实上,较小的直径影响显著,而且载荷分布是不均匀的,但约定的不精确性趋于被两者互相平衡掉了。当材料的弹性模量和泊松比与钢相同时,该公式是有效的。根据实践经验,式(57)和式(58)包含了一个经验常数。对空心轴,若孔的直径不超过 $0.5d_{sh}$,两个公式中任一式计算得到的变形分量 f_{sh} 都足够精确。

对直齿和斜齿轮:

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} 0.023 \left[\left| B^* + K' \frac{ls}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0.3 \right| + 0.3 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (57)$$

如果总功率是经单啮合传递的, B^* 等于 1。

F_m/b 见 7.2.1。

对人字齿轮:

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} 0.046 \left[\left| B^* + K' \frac{ls}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0.3 \right| + 0.3 \right] \left(\frac{b_B}{d_1} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (58)$$

9) 螺旋角修形是对螺旋角的调整,结果轴向齿距也被修正了。涉及大轴向重合度齿轮时,轴向齿距概念很有用,而且经常是需要被考虑的。

如果总功率是经单啮合传递的, B^* 等于 1.5。

F_m/b 见 7.2.1。

如果由多啮合传递, 则只有 $k\%$ 的输入功率经过单啮合传动(例如槽形辊压机), 应由下式确定。

$B^* = 1 + 2(100 - k)/k$ 对直齿和单斜齿;

$B^* = 0.5 + (200 - k)/k$ 对人字齿轮。

考虑小齿轮相对于转矩输入端位置关系的常数 K' , 可由图 13 查得。

对其他配置形式, 或 s/l 的值超过了图 13 中的指定值, 或轴上有附加力(如由皮带轮或链轮引起), 推荐进行全面分析。

在式(52)和式(53)中取 f_{sh} 的绝对值, f_{ma} 对 f_{sh} 的补偿见图 12 和 7.5.2.3。

7.5.2.4.2 式(57)和式(58)中的鼓形修形的直齿轮和斜齿轮齿宽

以鼓形修形这种螺旋线修整方式来补偿齿轮的制造偏差及载荷引起的变形, 特别是用于减轻齿端载荷的鼓形修形, 通常是对称于齿宽中部的。推荐的鼓形修形量参见附录 D。

若鼓形修形高度 C_β 大于附录 B 中的指定值, 则计算承载能力公式中的齿宽 b 用减小的 $b_{(b)}$ 代替(见附录 B, 图 B.1)。 $b_{(b)}$ 由按式(B.1)或式(B.2)计算出的 $C_{\beta(b)}$ 值确定, 假定轮齿两端超过 $b_{(b)}$ 的部分不承担任何载荷。

7.5.2.4.3 式(57)和式(58)中的齿端修薄的直齿轮和斜齿轮齿宽

齿端修薄这种螺旋线修整是用于保护齿宽两端不受当量螺旋线偏啮量引起的过载。通常齿宽两端的修薄量相同。齿端修薄量的推荐值见附录 B。

若齿端修薄量大于附录 B 中的指定值, 则计算承载能力公式中的齿宽 b 用减小的 $b_{(b)}$ 代替(见图 B.2)。假定轮齿两端超过 $b_{(b)}$ 的部分不承担任何载荷, $b_{(b)}$ 由 $C_{I(II)(b)}$ 确定, $C_{I(II)(b)}$ 按式(B.3)或式(B.4)计算。

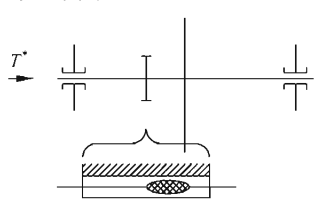
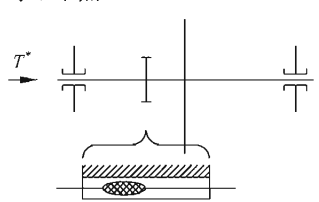
图	接触区位置	$F_{\beta s}$
a)	接触区偏向轴承跨距中点 	$F_{\beta s}$ 按式(53)计算(补偿)
b)	接触区偏离轴承跨距中点 	$F_{\beta s}$ 按式(52)计算(迭加)

图 12 根据接触区位置确定 $F_{\beta s}$ 的规则

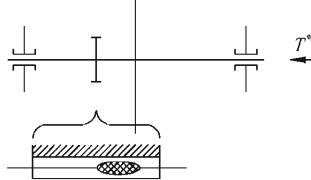
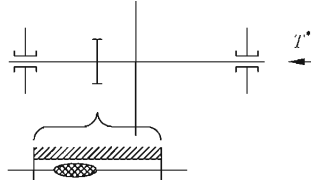
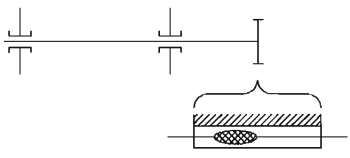
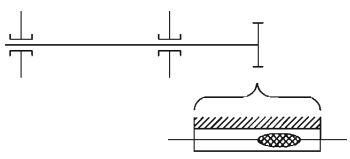
图	接触区位置	$F_{\beta\kappa}$
c)	接触区偏向轴承跨距中点 	$F_{\beta\kappa}$ 按式 (52), $ K' \cdot l \cdot s/d_1^2 (d_1/d_{sh})^4 \leq B^*$ (迭加) $F_{\beta\kappa}$ 按式 (53), $ K' \cdot l \cdot s/d_1^2 (d_1/d_{sh})^4 > B^*$ (补偿)
d)	接触区远离轴承跨距中点 	$F_{\beta\kappa}$ 按式 (52), $ K' \cdot l \cdot s/d_1^2 (d_1/d_{sh})^4 \geq B^* - 0.3$ (迭加) $F_{\beta\kappa}$ 按式 (53), $ K' \cdot l \cdot s/d_1^2 (d_1/d_{sh})^4 < B^* - 0.3$ (补偿)
e)	接触区偏向轴承 	$F_{\beta\kappa}$ 按式 (52) (迭加)
f)	接触区远离轴承 	$F_{\beta\kappa}$ 按式 (53) (补偿)
a)~d)为最常见布置形式,小齿轮位于两轴承之间。 e)~f)为小齿轮悬臂布置形式。 T^* ——输入或输出转矩端,不依赖旋转方向。 B^* ——对直齿轮和单斜齿轮 $B^* = 1$,对人字齿轮 $B^* = 1.5$。峰值载荷集度出现于转矩端的螺旋线上,也见 7.5.2.4。		

图 12 (续)

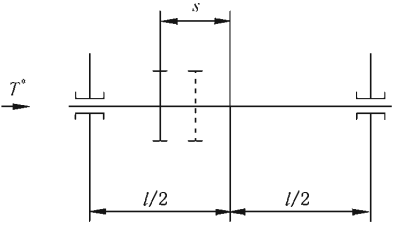
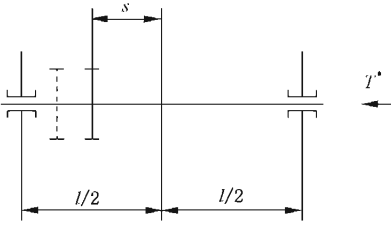
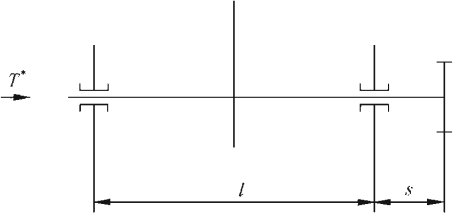
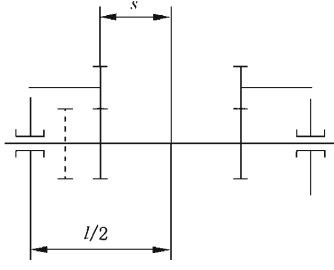
系数 K'		图	布置形式示意图
加强 ^a	无加强 ^a		
0.48	0.8	a)	$s/l < 0.3$ 
-0.48	-0.8	b)	$s/l < 0.3$ 
1.33	1.33	c)	$s/l < 0.3$ 
-0.36	-0.6	d)	$s/l < 0.3$ 

图 13 反映小齿轮偏置状况的常数 K'

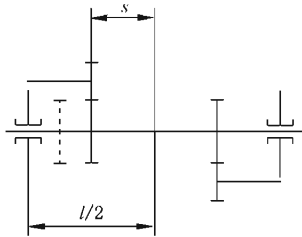
系数 K'		图	布置形式示意图
加强 ^a	无加强 ^a		
—0.6	—1.0	e)	$s/l < 0.3$ 
^a 假定 $d_1/d_{sh} \geq 1.15$ 为刚度加强, $d_1/d_{sh} < 1.15$ 为无刚度加强, 此外, 当小齿轮在装有导向键的轴上滑动或类似配置的情况, 轴几乎没有或根本没有刚度加强, 一般的热装配置也如此。 T^* ——为输入或输出转矩端, 不依赖于旋转方向。 虚线表示一个双斜齿轮中变形较小的那个单斜齿轮。 对人字齿轮传动, 以其在轴承间居中安装时退刀槽处的直径确定 f_{sh} 。			

图 13 (续)

7.5.2.4.4 f_{sh} 的最大给定值

有时, 借助相似的齿轮装置的使用经验能够选取一个适当的 f_{sh} 。

示例 1: 大刚度设计中, 取 $f_{sh} \approx 0 \mu\text{m}$, 忽略变形。

示例 2: 对一些透平齿轮传动, 有时规定 $f_{sh} = 6 \mu\text{m}$ 作为最大值, 并据此进行相应的齿轮设计。

基于这种假设进行计算时, 应通过计算或测量验证假设的有效性。

7.5.2.4.5 给定齿轮精度的 f_{sh} 值

对于某些齿轮, 指定 f_{sh} 为许用螺旋线倾斜偏差的一个百分比, 并据此进行相应的齿轮精度设计。

$$f_{sh} = 1.0 f_{H\beta} \quad \dots\dots\dots (59)$$

7.5.2.4.4 中, 假设条件应由计算或测量进行验证。

7.5.3 由制造偏差引起的螺旋线偏啮分量 f_{ma}

f_{ma} 指在不大的载荷下轮齿保持接触, 轴颈在其工作位置时, 配对齿轮啮合齿面间的最大分离量。

f_{ma} 取决于啮合平面内各分量偏差的综合作用, 即不管每个齿轮螺旋线倾斜偏差 $f_{H\beta}$ 与轴间的对中偏差是叠加还是补偿, 也不管轴间的对中偏差是否可调(如用可调节轴承调整)。

按照本部分计算承载能力时, 可用 7.5.3.1~7.5.3.6 提供的方法确定 f_{ma} 。

用于计算 f_{ma} 的数值, 推荐通过工作状态下接触区的检验予以确认。

7.5.3.1 由各分量偏差引起的 f_{ma} 的偏差

f_{ma} 的偏差可通过对齿轮、轴承和箱体的检查和测量确定。

最大螺旋线偏啮分量与各单偏差的最不利组合有关:

$$F_{ma \max} = (|f_{par \ act} + f_{H\beta1 \ act} + f_{H\beta2 \ act}|)_{\max} \quad \dots\dots\dots (60)$$

最小螺旋线偏啮分量与各单偏差的最有利组合有关:

$$F_{\text{ma min}} = (|f_{\text{par act}} + f_{\text{H}\beta 1 \text{ act}} + f_{\text{H}\beta 2 \text{ act}}|)_{\text{min}} \dots\dots\dots (61)$$

式中, $f_{\text{H}\beta 1 \text{ act}}$ 和 $f_{\text{H}\beta 2 \text{ act}}$ 分别是小齿轮和大齿轮螺旋线倾斜偏差的测量值(按 ISO 1328-1)。其值的大小和方向沿周向变化。

小齿轮和大齿轮螺旋线倾斜偏差的综合作用结果,即 $\Sigma f_{\text{H}\beta} = (f_{\text{H}\beta 1 \text{ act}} + f_{\text{H}\beta 2 \text{ act}})$ 可由下述确定。

把分别组装了小齿轮和大齿轮的两根轴安装到一对已平行对中的滚轮支架上观察其接触区,移动其中一个滚轮支架,使齿面在全齿宽上形成接触,从而可由滚轮支架的不平行度得出 $\Sigma f_{\text{H}\beta}$ 。

$f_{\text{par act}}$ 是由于任一轴在平面内或平面外的偏差而产生的轴不对中的测量值。若有一个或多个轴颈有径向跳动,则 $f_{\text{par act}}$ 将随旋转角而变化。此时,应注意各单项偏差的正负号。

由式(A.7)得到的平均值将被用于齿轮承载能力计算。

上述计算中,忽略了轴承间隙的影响。

7.5.3.2 f_{ma} 的最大给定值

有时,可指定总制造偏差 $f_{\text{ma}}^{10)}$ 的允许极限。

示例 1: 对于精密高速传动有时要求 $f_{\text{ma max}} = 0 \mu\text{m}$; 由于较高的制造精度,偏差可以被忽略。

示例 2: 对于某些工业传动,可以实际取值 $f_{\text{ma max}} = 15 \mu\text{m}$ 。

由式(A.6)得到的平均值将被用于齿轮承载能力计算。

7.5.3.3 给定精度齿轮的 f_{ma}

对无任何修形或调整的齿轮装置,推荐装配后进行检验。也见 7.5.3。

对于给定精度等级的小齿轮和大齿轮,螺旋线倾斜偏差的公差 $f_{\text{H}\beta 1}$ 和 $f_{\text{H}\beta 2}$ 按 ISO 1328-1 分别给出、且轴线对中公差为 $f_{\sigma\beta}$ 时,则最不利的偏差组合(小齿轮、大齿轮、箱体)将是

$$f_{\text{ma}} = f_{\text{H}\beta 1} + f_{\text{H}\beta 2} + f_{\sigma\beta} b/l \dots\dots\dots (62)$$

经验表明,在许多生产条件下,综合偏啮量有很大可能接近于这个值,所以这样计算是可以的。但一个尺寸在其公差带内的分布受质量控制体系的影响很大,故在其他情况下的统计结果表明取较低的综合偏啮量值也许更加合适。例如,如果控制得当,可确保大多数齿轮能很好地落在公差范围内而仅少部分接近极限,并确保任意单个齿轮的螺旋线变化忽略不计,则统计研究表明大约只有 10% 的情况下,偏差组合将超过 $1.0 f_{\text{H}\beta 2}$ 的总值。

$$f_{\text{ma}} = 1.0 f_{\text{H}\beta 2} \dots\dots\dots (63)$$

多数情况下,恰当的取值介于这两个极值之间,在中等质量控制下,可用式(64)确定 f_{ma} :

$$f_{\text{ma}} = \sqrt{f_{\text{H}\beta 1}^2 + f_{\text{H}\beta 2}^2} \dots\dots\dots (64)$$

恰当的取值由 ISO 6336 的使用者决定,但所选值小于式(64)确定的值时,则使用者要能证明其选择正确。

a) 对考虑要调整的齿轮副(研磨、轻载跑合、可调节轴承或适当的螺旋角修形)和已有适当鼓形修形的齿轮副,其空载螺旋线偏啮量很大程度上可通过调整措施(如对轴承、轴承座等再加工)得到补偿,用上述或其他措施经常可以获得满意的沿齿宽的接触。鼓形修形的指导值参见附录 B。

如果没有经验数据,则假设适当的调整可减少 f_{ma} 值的 50%,用式(52)中的系数 B_2 加以考虑。

b) 对设计良好的齿端修薄的齿轮副,如果缺乏经验数据,但经有经验的处理,用式(52)中的系数 B_2 加以考虑。齿端修薄的指导值参见附录 B。

7.5.3.4 齿轮箱中齿轮的 f_{ma}

齿轮箱装配后,可通过去除上盖直接测量螺旋线偏啮量。 $f_{\text{ma max}}$ 和 $f_{\text{ma min}}$ 的值可用塞尺沿圆周方向

10) 宜采取适当的控制措施,保证该值能够得以保持。

测量确定, f_{ma} 由式(A.7)求出。

对安装于有相对大轴承间隙的滑动轴承上的无螺旋修正的宽齿轮,可按以下步骤确定 f_{ma} 。轴颈被支承在其工作位置上,配对齿轮被夹紧以免转动,使工作齿面轻微接触,然后在啮合两端的表面塞入塞尺。螺旋线偏啮量 f_{ma} 就等于两塞尺的厚度差。

$$f_{ma} = \delta_g (b/l) \quad \dots\dots\dots (65)$$

式中, δ_g 为塞尺示值之差, b 为齿宽, l 为塞尺间距。当齿轮有螺旋线修形时,其修形量包含于 δ_g 中,修形量也可由轻载下塞入两齿面间铅丝的厚度差确定。

7.5.4 由箱体变形引起的当量螺旋线偏啮分量 f_{ca}

当齿轮安装于刚性箱体内时,箱体的变形可以忽略。其他情况下,箱体的变形 f_{ca} 可由试验确定或由有限元法近似地确定。

7.5.5 由轴承变形引起的当量螺旋线偏啮分量 f_{be}

在某些情况下,轴承间隙和轴承变形的影响比轴和大齿轮体变形的影响要大。

当直齿或人字齿齿轮副安装在等刚度、等间隙的两轴承中间时,啮合平面内由轴承变形和轴承间隙内轴颈位移而产生的偏啮分量可以忽略不计。

当齿轮副不是上述情况时,轴承变形和位移(间隙)会影响沿齿宽方向的载荷分布。对单斜齿轮或悬臂齿轮也如此。

由于小齿轮和大齿轮轴承的变形和位移引起各自轴承公共轴线相对不对中 f_{be-1} 和 f_{be-2} ,而只有他们会影响当量偏啮分量,则确定轴承轴线相对不对中的方向和正负号应十分小心。下式仅对单根轴最简单布置的两轴承支承的只有一个齿轮的齿轮副有效:

$$f_{be} = f_{be1} + f_{be2} \text{ 或 } f_{be} = f_{be1} - f_{be2} \quad \dots\dots\dots (66)$$

如图 14 安装于两个轴承之间的一个齿轮:

$$f_{be} = \frac{b}{l} (\delta_1 - \delta_2) \quad \dots\dots\dots (67)$$

如图 15 的一个悬臂齿轮:

$$f_{be} = \frac{b}{l} (\delta_1 + \delta_2) \quad \dots\dots\dots (68)$$

式中, δ_1 和 δ_2 分别为轴承 1 和轴承 2 在平行于啮合平面内的变形量。

由单斜齿轮轮齿载荷的轴向分量引起的倾覆力矩的影响应予考虑。

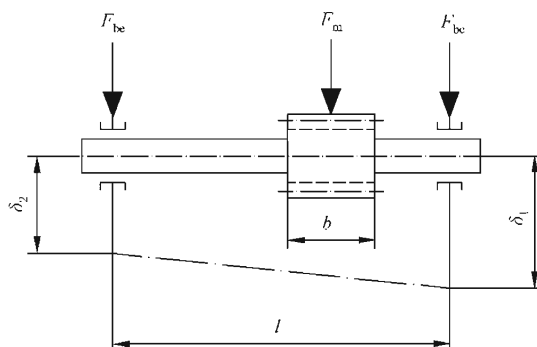


图 14 安装于两轴承间的齿轮的载荷与变形[见式(67)]

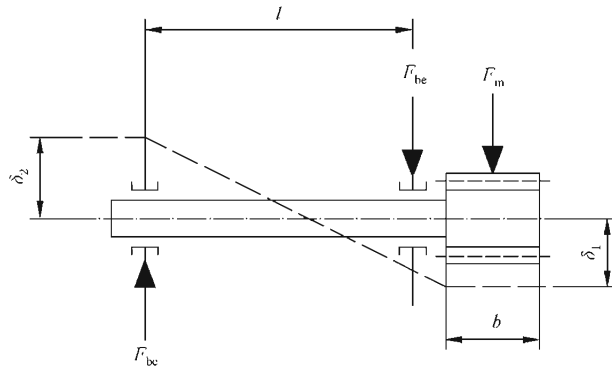


图 15 悬臂齿轮的载荷与变形[见式(68)]

7.6 用 B 法或 C 法确定弯曲强度计算的螺旋线载荷分布系数 $K_{F\beta}$

$K_{F\beta}$ 考虑了在沿齿宽载荷分布状况对齿根应力的影响。它取决于确定 $K_{H\beta}$ 的有关变量以及齿宽与齿高的比值, b/h 。

计算公式:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F} \quad \dots\dots\dots (69)$$

$$N_F = \frac{(b/h)^2}{1 + b/h + (b/h)^2} = \frac{1}{1 + h/b + (h/b)^2} \quad \dots\dots\dots (70)$$

取 b_1/h_1 、 b_2/h_2 中的较小值作为 b/h 。极限状况: 当 $(b/h) < 3$, 取 $b/h = 3$ 。对于人字齿轮, 取 $b = b_B$ 。

8 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$

8.1 齿间载荷分配

接触强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 和弯曲强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$ 是考虑同时接触的多对轮齿间载荷分配不均匀影响的系数, 如下:

齿间载荷分配系数定义为在转速接近于 0 时一对啮合齿轮副中最大轮齿载荷与一对无误差齿轮副相应的最大轮齿载荷的比值。主要因素影响有:

- a) 受载变形;
- b) 齿廓修形;
- c) 轮齿制造精度; 及
- d) 跑合效果。

8.2 齿间载荷分配系数确定方法——原理和假设

按 4.1.12 给出的规范, 几种确定齿间载荷分配系数的方法列举如下:

当齿廓具有与载荷相匹配的最佳修形、高精度制造、沿齿宽载荷均布及高单位载荷水平时, 齿间载荷分配系数接近于 1。

8.2.1 A 法——系数 $K_{H\alpha-A}$ 和 $K_{F\alpha-A}$

如 6.4.1 所述, 最大轮齿载荷 (包括内部动载荷和载荷不均匀分布的影响) 可由测量直接确定, 或通过综合的数学分析方法确定, 此时可把 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ 假定为 1 (如同确定 K_v 时一样)。

仅切向载荷的分布也可通过对所有影响因素的综合分析确定。总切向载荷在同时啮合的齿轮副间的分配可通过在低速时传递载荷的齿根上贴应变片测量得到。

在图纸或规范中需说明：

- 最大(许用的)总轮齿载荷；或
- 最大(许用的)齿间载荷分配系数；或
- 精确分析必需的全部数据(尤其是与有效基圆齿距差有关的信息)。

8.2.2 B 法——系数 $K_{H\alpha-B}$ 和 $K_{F\alpha-B}$

本法假设小齿轮和大齿轮的基节平均差是确定在啮合区的多对轮齿间载荷分配的主要参数。见 7.5.2.3 b) 和页下注 7)。

8.3 用 B 法确定齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha-B}$ 和 $K_{F\alpha-B}$

按 8.2.2 和页下注 10) 及 11) 所述的条件和假设, 本法适合于所有类型的齿轮传动(具有任何基本齿条齿廓和任意精度的直齿或斜齿齿轮)。齿间载荷分配系数可用算法或图解法确定。这两种方法给出的结果相同。

8.3.1 用解析法确定齿间载荷分配系数¹¹⁾

计算如下：

a) 总重合度 $\epsilon_\gamma \leq 2$ 时

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{2} \left[0.9 + 0.4 \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb} - y_\alpha)}{F_{tH}/b} \right] \dots\dots\dots (71)$$

b) 总重合度 $\epsilon_\gamma > 2$ 时

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0.9 + 0.4 \sqrt{\frac{2(\epsilon_\gamma - 1)}{\epsilon_\gamma}} \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb} - y_\alpha)}{F_{tH}/b} \dots\dots\dots (72)$$

式中：

$c_{\gamma\alpha}$ ——按第 9 章确定的啮合刚度；

f_{pb} ——应采用小齿轮或大齿轮中基圆齿距偏差较大者；当齿廓修形补偿了实际载荷下的轮齿变形, 可取用基圆齿距偏差公差的 50%¹²⁾；

y_α ——如 8.3.5 所述的跑合量；

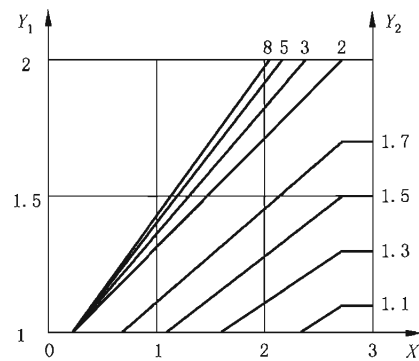
F_{tH} ——端平面内起决定作用的切向载荷, $F_{tH} = F_t K_A K_V K_{H\beta}$ 。

8.3.2 用图解法确定齿间载荷分配系数

$K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ 可由图 16 查取, 该曲线与式(71)和式(72)一致。

11) 式(71)和式(72)的假定条件是, 适于规定精度的小齿轮和大齿轮的基圆齿距偏差沿圆周分布的状况与一般生产实践一致。当轮齿有故意偏差时式(71)和式(72)不适用。

12) 基圆齿距偏差 f_{pb} 代表了影响螺旋线载荷分配系数的所有偏差的总效果, 不过, 若齿廓形状偏差 f_{fa} 大于基圆齿距偏差 f_{pb} , 则要用 f_{fa} 而不是 f_{pb} 进行计算。



说明:

$X = q_{\alpha} = \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb} - y_{\alpha})}{F_{tH}/b};$

$Y_1 = K_{Fa}, K_{Ha};$

$Y_2 = \epsilon_{\gamma}.$

图 16 用 B 法确定齿间载荷分配系数 K_{Ha} 和 K_{Fa} (限制条件见 8.3.3 和 8.3.4)

8.3.3 K_{Ha} 的限制条件

按式(71)或式(72)计算时

若 $K_{Ha} > \frac{\epsilon_{\gamma}}{\epsilon_{\alpha} Z_{\epsilon}^2} \dots\dots\dots (73)$

则 $K_{Ha} = \frac{\epsilon_{\gamma}}{\epsilon_{\alpha} Z_{\epsilon}^2}$; 若 $K_{Ha} < 1.0$, 则 $K_{Ha} = 1.0$ 作为极限值。见 8.3.4。

8.3.4 K_{Fa} 的限制条件

按式(71)或式(72)计算时

$K_{Fa} > \frac{\epsilon_{\gamma}}{0.25\epsilon_{\alpha} + 0.75} \dots\dots\dots (74)$

则 $K_{Fa} = \frac{\epsilon_{\gamma}}{0.25\epsilon_{\alpha} + 0.75}$; 若 $K_{Fa} < 1.0$, 则 $K_{Fa} = 1.0$ 作为极限值。

式(71)和式(72)中取极限值时,假定得到最不利的齿间载荷分配,即全部切向载荷仅由一对啮合齿传递。此外,对斜齿轮推荐选用合适的精度等级以使 K_{Fa} 和 K_{Ha} 不大于 ϵ_{α} 。因此,对低精度等级的齿轮必需限制其基圆齿距偏差的公差。

8.3.5 跑合量 y_{α}

跑合量 y_{α} 是指开始运行后由于跑合效应而使初始基圆齿距偏差减小的量,其主要影响因素见 7.5.2。 y_{α} 不包括由作为某生产工艺如研磨引起的任意大小的减少量,选择齿轮精度时要考虑这个量。

缺乏由试验或经验直接确定的、已证实的数据时(A 法), y_{α} 可根据 8.3.5.1 或 8.3.5.2 确定(B 法)。

根据 8.3.1 或 6.4.3 确定的基圆齿距偏差 f_{pb} 的值可应用于 A 法和 B 法。同样的,公式和图表也应被用于齿廓形状偏差 f_{fa} 。

8.3.5.1 解析值

跑合量 y_a 可由式(75)~式(78)计算,计算结果与由图 17 和图 18 的曲线查得的结果是一致的(以下所用缩略语见表 2)。

- a) 对于 St, St(cast), V, V(cast), GGG(perl., bai.) 和 GTS(perl.)

$$y_a = \frac{160}{\sigma_{H \lim}} f_{pb} \quad \dots\dots\dots (75) \parallel$$

式中:

当 $v \leq 5$ m/s 时,无限制;

当 $5 \text{ m/s} < v \leq 10 \text{ m/s}$ 时, y_a 的上限是 $12\,800/\sigma_{H \lim}$, 相应的 $f_{pb} = 80 \mu\text{m}$;

当 $v > 10$ m/s 时, y_a 的上限是 $6\,400/\sigma_{H \lim}$, 相应的 $f_{pb} = 40 \mu\text{m}$;

- b) 对于 GG 和 GGG(ferr.)

$$y_a = 0.275 f_{pb} \quad \dots\dots\dots (76)$$

式中:

当 $v \leq 5$ m/s 时,无限制;

当 $5 \text{ m/s} < v \leq 10 \text{ m/s}$ 时, y_a 的上限是 $22 \mu\text{m}$, 相应的 $f_{pb} = 80 \mu\text{m}$;

当 $v > 10$ m/s 时, y_a 的上限是 $11 \mu\text{m}$, 相应的 $f_{pb} = 40 \mu\text{m}$;

- c) 对于 Eh, IF, NT(nitr.), NV(nitr.) 和 NV(nitrocar.)

对所有速度,限制 y_a 的上限为 $3 \mu\text{m}$, 相应的 $f_{pb} = 40 \mu\text{m}$:

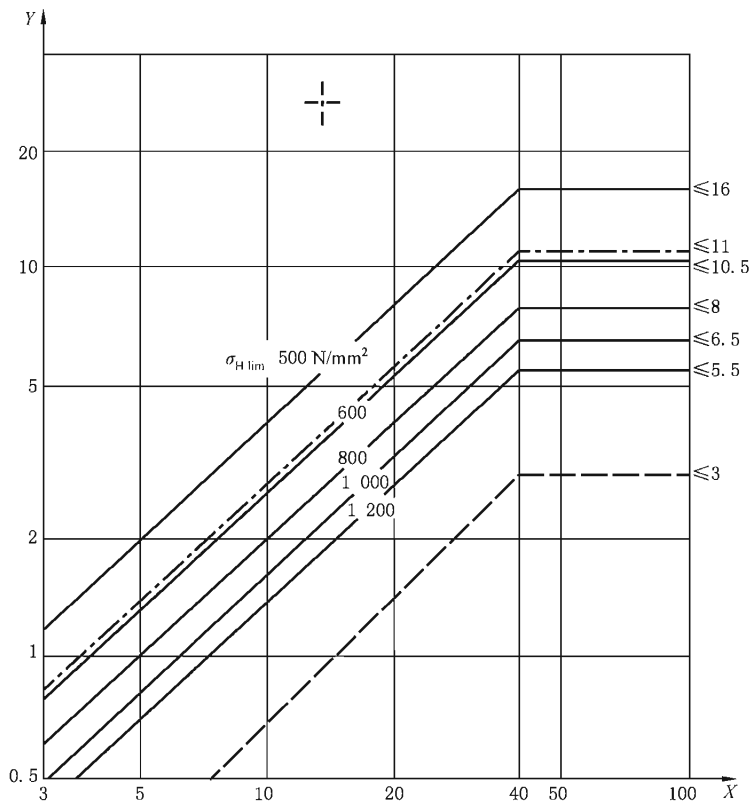
$$y_a = 0.075 f_{pb} \quad \dots\dots\dots (77)$$

当材料不同时, y_{a1} 由小齿轮材料确定, y_{a2} 由大齿轮材料确定,取其平均值:

$$y_a = \frac{y_{a1} + y_{a2}}{2} \quad \dots\dots\dots (78)$$

8.3.5.2 图解值

把 y_a 作为基圆齿距偏差 f_{pb} 和材料的 $\sigma_{H \lim}$ 的函数由图 17 和图 18 查取(所用缩略语见表 2)。



说明：

X —— 基圆齿距偏差 f_{pb} , μm ;

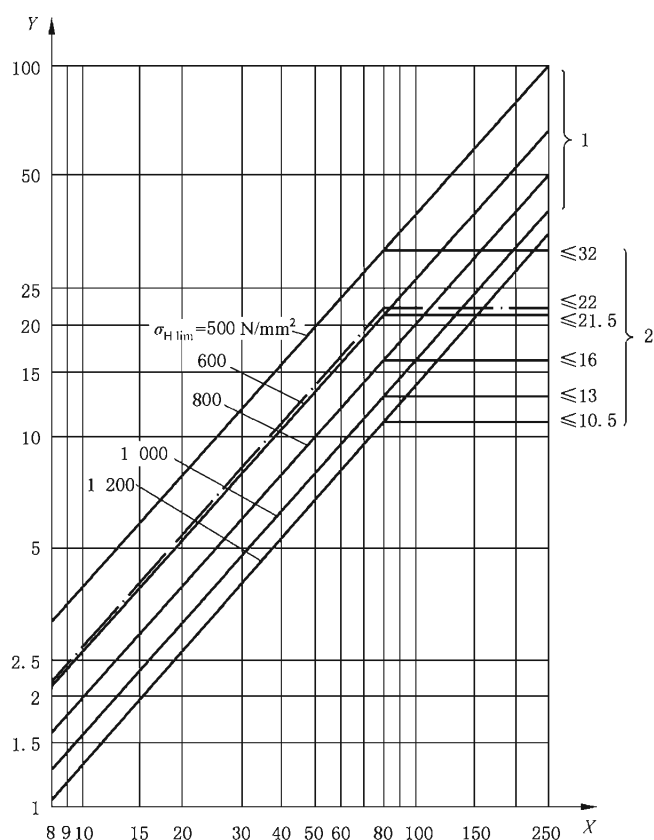
Y —— 跑合量 y_α , μm ;

—— St, St(cast), V, GGG(perl., bai.), GTS(perl.)
- · - GG, GGG(ferr.)
- - - Eh, IF, NT(nitr.), NV(nitr.), NV(nitrocar.)

} 切向速度 $v > 10 \text{ m/s}$;
} 所有切向速度。

本图源于图 10, 若小齿轮与大齿轮的材料不同时, 则 y_α 由式(78)确定。

图 17 齿轮副跑合量 y_α 的确定(也见图 18)



说明:

X —— 基圆齿距偏差 f_{pb} , μm ;

Y —— 跑合量 y_α , μm ;

1 —— 分度圆圆周速度 $v \leq 5$ m/s;

2 —— 分度圆圆周速度 $5 \text{ m/s} < v \leq 10$ m/s;

—— St, St(cast), V, GGG(perl., bai.), GTS(perl.) } 切向速度 $v > 10$ m/s。
 - - GG, GGG(ferr.)

本图源于图 11, 若小齿轮与大齿轮的材料不同时, 则 y_α 由式(78)确定。

图 18 齿轮副跑合量 y_α 的确定(也见图 17)

9 轮齿刚度 c' 和 c_γ

9.1 刚度影响

轮齿刚度指的是在 1 mm 齿宽上为使一对或多对同时啮合的无误差轮齿产生沿啮合线¹³⁾总计为 1 μm 的变形所必需的载荷。当把配对齿轮固定时, 变形就等同于另一个齿轮由载荷引起的转角的基圆弧长。

直齿轮的单对齿啮合刚度 c' 指的是一对轮齿接触的最大刚度, 近似等于单齿啮合状态下一对轮齿的最大刚度¹⁴⁾。斜齿轮的 c' 指的是一对轮齿在法向截面内的最大刚度。 c' 对计算动载系数 K_v 是必

13) 轮齿的变形可用 F_{bt} 代替 F_t ($F_m, F_{it}, \dots$) 近似确定。由 F_t 到 F_{bt} (切于基圆柱的载荷) 的转换涉及相关系数, 考虑其他不定因素(如测量值的公差)时, 由转换引起的修正可以忽略不计。

14) 当 $\epsilon_\alpha > 1.2$ 时, 单对齿啮合外部点处的 c' 可假设近似等于单对齿啮合的最大刚度。

需的。

啮合刚度 c_γ 指的是啮合中所有轮齿刚度的平均值。在确定动载系数 K_v 、齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ 时,用有关负载下载荷-变形曲线的切线的斜率计算 c_γ (见 9.3.2.1)。在确定齿间载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 时,用载荷-变形图中过原点和相应载荷点画出的直线的斜率计算 a (见 9.3.2.2)。

影响轮齿刚度的主要因素有:

- a) 齿轮参数,如齿数、基本齿条齿廓、变位、螺旋角、端面重合度;
- b) 轮体设计,如轮缘厚度和辐板厚度;
- c) 轮齿法向单位载荷;
- d) 轴-毂联接;
- e) 齿面粗糙度和波纹度;
- f) 齿轮副的螺旋线偏啮量;
- g) 材料的弹性模量。

9.2 轮齿刚度的确定方法——原理和假设

按 4.1.12 给出的规则,几种确定轮齿刚度参数的方法见 9.2.1~9.2.2。由 B 法确定的刚度值适用于高精度齿轮,对低精度齿轮将得到较小的值。

9.2.1 A 法——轮齿刚度 c'_A 和 $c_{\gamma-A}$

本法中,通过对所有影响因素的综合分析来确定轮齿刚度。其刚度可通过对所关注的齿轮副直接测量获得。基于弹性理论的相关值可通过计算或有限元法确定。

9.2.2 B 法——轮齿刚度 c'_B 和 $c_{\gamma-B}$

本法是通过对于实体盘状直齿轮弹性特性的研究而提出的。

借助级数展开法,可导出与符合 GB/T 1356 标准基本齿条齿廓共轭的圆柱齿轮刚度的一个示例表达(假设单位载荷 $F_t/b = 300 \text{ N/mm}$),见 9.3.1.1 的注。用本法可得到理论单对齿啮合刚度 c'_{th} 。

理论结果与实测结果的差异用修正系数 C_M 调整,对于低单位载荷情况可通过扩展 C_M 来进行调整。

通过引入由测量和理论分析确定的附加修正系数,本法可应用于由轮缘和辐板组成的齿轮(系数 C_R),同样也可用于与其他基本齿条齿廓共轭的齿轮(系数 C_B)和斜齿轮($\cos\beta$)。

通过对同时参与啮合的所有齿对的单对齿啮合刚度进行叠加,给出了 c_γ 的计算式,其计算精度已由测量结果验证。

9.3 用 B 法确定轮齿刚度 c' 和 c_γ

一般而言,在 9.2.2 所述的条件和假设下,对下述齿轮的动载系数及螺旋线载荷分布系数的计算和齿廓及螺旋线修形的确定,用 B 法得到的 c' 和 c_γ 精度足够:

- a) 外啮合齿轮;
- b) 任何基本齿条齿廓的齿轮;
- c) 直齿轮和 $\beta \leq 45^\circ$ 的斜齿轮;
- d) 钢/钢齿轮副;
- e) 任意轮体设计的齿轮;
- f) 在圆周方向能均匀传递转矩的轴-毂配合的齿轮(小齿轮与轴集成为一体、过盈配合或花键联接);
- g) 单位载荷 $(F_t K_A)/b \geq 100 \text{ N/mm}$ 的齿轮。

注：斜齿轮法向截面内当量直齿轮的齿数按式(79)近似计算：

$$z_{n1} \approx \frac{z_1}{\cos^3 \beta} \text{ 和 } z_{n2} \approx \frac{z_2}{\cos^3 \beta} \quad \dots\dots\dots (79)$$

B 法也可近似地或者通过进一步引入附加系数应用于下述情况：

- 内啮合齿轮；
- 非钢/钢齿轮副；
- 轴-毂联接不同于 f) 的齿轮，例如导向键；
- 单位载荷 $(F_t K_A)/b < 100 \text{ N/mm}$ 的齿轮。

9.3.1 单对齿刚度 c'

对 9.3 a)~g) 的齿轮，式(80)给出了可接受的 c' 的平均值：

$$c' = c'_{th} C_M C_R C_B \cos \beta \quad \dots\dots\dots (80)$$

9.3.1.1 理论单对齿刚度 c'_{th}

c'_{th} 对规定的标准基本齿条齿廓的实心盘状齿轮是适宜的。斜齿轮的 c'_{th} 是其相应的当量直齿轮的理论单对齿刚度(见 9.3 中的注)。

对下注规定的基本齿条齿廓的齿轮，其 c'_{th} 可按式(81)和式(82)计算：

$$c'_{th} = 1/q' \quad \dots\dots\dots (81)$$

式中：

q' ——一对轮齿柔度的最小值(比较 9.1 中 c' 的定义)：

$$q' = C_1 + \frac{C_2}{z_{n1}} + \frac{C_3}{z_{n2}} + C_4 x_1 + \frac{C_5 x_1}{z_{n1}} + C_6 x_2 + \frac{C_7 x_2}{z_{n2}} + C_8 x_1^2 + C_9 x_2^2 \quad \dots\dots\dots (82)$$

系数 $C' \sim C_9$ ，见表 9。

注：按 9.2.2 中级数展开齿轮的基本齿条齿廓参数， $\alpha_p = 20^\circ$ 、 $h_{ap} = m_n$ 、 $h_{fp} = 1.2 m_n$ 、 $\rho_{fp} = 0.2 m_n$ 。式(81)和式(82)适用的变位系数为： $x_1 > x_2$ ； $-0.5 \leq x_1 + x_2 \leq 2.0$ 。当 $100 \leq F_{bt}/b \leq 1\,600 \text{ N/mm}$ 时，实际值与计算值的偏差范围为 $-8\% \sim +5\%$ 。

表 9 式(82)所用的系数

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9
0.047 23	0.155 51	0.257 91	-0.006 35	-0.116 54	-0.001 93	-0.241 88	0.005 29	0.001 82

9.3.1.2 理论修正系数 C_M

C_M 考虑了实心盘状齿轮测量值与理论计算值间的差异。

$$C_M = 0.8 \quad \dots\dots\dots (83)$$

9.3.1.3 轮体结构系数 C_R

C_R 考虑了齿轮轮缘和轮辐的柔度影响。以下提供的 C_R 平均值适用于配对齿轮轮体的刚度与所考虑齿轮的刚度相等或更高。

对实心盘状齿轮：

$C_R = 1.0$ (84)

注：考虑到其他不确定性，采用这些平均值是允许的。例如辐板式设计齿轮的刚度在齿宽上不是常数。

a) 解析法

C_R 可由式(85)算得。其值与由图 19 中曲线查得的是一致的，其误差在 $-1\% \sim +7\%$ 。

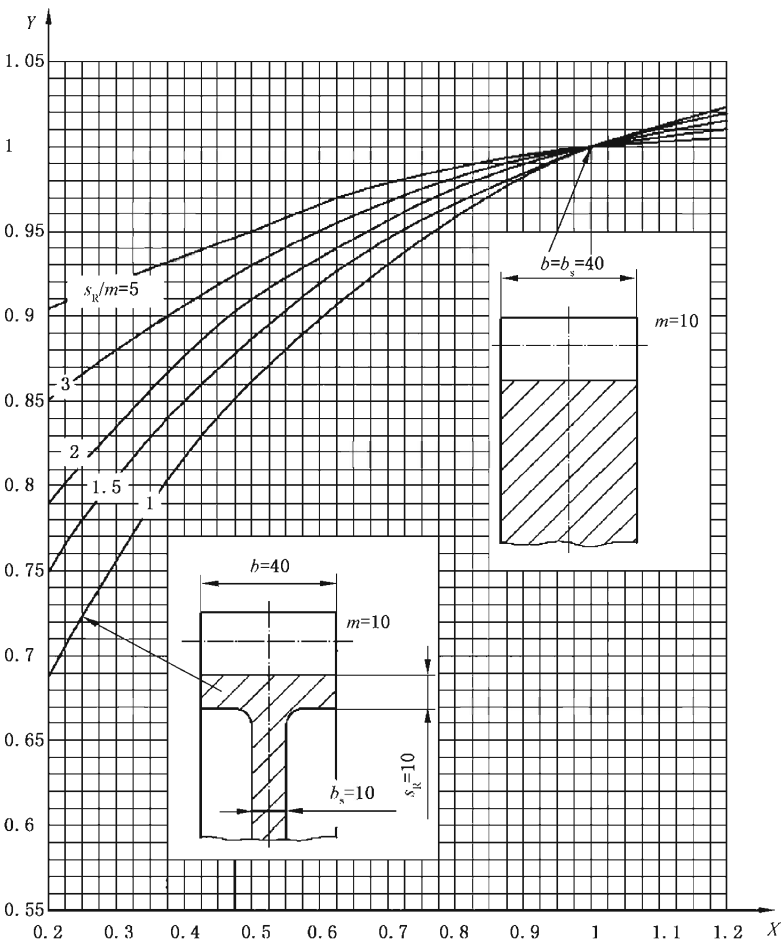
$C_R = 1 + \frac{\ln(b_s/b)}{5e^{s_R/(5m_n)}} \dots\dots\dots (85)$

极限状况：

- 当 $b_s/b < 0.2$ ，取 $b_s/b = 0.2$ ；
- 当 $b_s/b > 1.2$ ，取 $b_s/b = 1.2$ ；
- 当 $s_R/m_n < 1$ ，取 $s_R/m_n = 1$ 。

b) 图解法

C_R 可根据轮缘厚度 s_R 和辐板厚度 b_s 由图 19 查取。



说明：
 X —— b_s/b ；
 Y —— 轮体结构系数 C_R 。

图 19 轮体结构系数 C_R ——配对齿轮的轮体设计相似或更具刚性时的平均值

9.3.1.4 基本齿条系数 C_B

C_B 考虑了齿轮实际基本齿条齿廓与理论基本齿条齿廓(GB/T 1356)间的差异。

|| $C_B = [1.0 + 0.5(1.2 - h_{fp}/m_n)][1.0 - 0.02(20^\circ - \alpha_{Pn})] \dots\dots\dots (86)$

当小齿轮基本齿条齿根高与大齿轮的不同时,取 C_{B1} 与 C_{B2} 的算数平均值作为 C_B , C_{B1} 指由与小齿轮基本齿条共轭的齿轮副求得的 C_B , C_{B2} 指由与大齿轮基本齿条共轭的齿轮副求得的 C_B :

$$C_B = 0.5(C_{B1} + C_{B2}) \quad \dots\dots\dots (87)$$

9.3.1.5 附加说明

下述因素也是相关的:

a) 斜齿轮传动

通过在式(80)中引入 $\cos\beta$, 可以把斜齿轮副的当量直齿轮理论单对齿刚度由法面转换为端面理论单对齿刚度 c'_{th} 。

b) 内啮合传动

轮齿的理论单对齿刚度的近似值也可由式(81)和式(82)确定, 式中取 z_{n2} 为无穷大。

c) 材料组合

当齿轮副材料不是钢/钢时, c' 值可由式(88)计算:

$$c' = c'_{St/St} \left(\frac{E}{E_{St}} \right) \quad \dots\dots\dots (88)$$

式中:

$$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad \dots\dots\dots (89)$$

对钢/灰铸铁取 $(E/E_{St}) = 0.74$, 对灰铸铁/灰铸铁取 $(E/E_{St}) = 0.59$;

d) 轴与齿轮的组装

若小齿轮或大齿轮或小齿轮和大齿轮均通过导向键组装与轴上时, 在恒定载荷下, 其单对齿刚度在每转中在最大值和最小值间变化两次。其最小值近似等于过盈或花键联接的单对齿刚度值。当一对齿轮副中的一个齿轮为带键压装于轴上, 其配对齿轮与轴为过盈或花键联接, 其单对齿刚度的平均值比最小值约大 5%; 若两个齿轮都为带键压装, 其平均单对齿刚度比最小值大 10%。

e) 单位载荷 $\frac{F_t \cdot K_A}{b} < 100 \text{ N/mm}$

在低单位载荷下, 单对齿刚度¹⁵⁾ 随载荷的减小而降低。当 $\frac{F_t \cdot K_A}{b} < 100 \text{ N/mm}$ 时, 近似有

$$c' = c'_{th} C_M C_B C_R \cos\beta [(F_t K_A / b) / 100]^{0.25} \quad \dots\dots\dots (90)$$

9.3.2 啮合刚度 c_γ

9.3.2.1 啮合刚度 $c_{\gamma a}$

$c_{\gamma a}$ 用于内部动载荷系数 K_v 的计算(见第 6 章)及齿间载荷分配系数 K_{Ha} 和 K_{Fa} 的计算(见第 8 章)。

按 9.2.2 引用的方法, 当直齿轮 $\epsilon_a \geq 1.2$ 和斜齿轮 $\beta \leq 30^\circ$ 时啮合刚度为:

$$c_{\gamma a} = c'(0.75\epsilon_a + 0.25) \quad \dots\dots\dots (91)$$

c' 按式(80)计算; 当直齿轮的 $\epsilon_a < 1.2$ 时, 其 $c_{\gamma a}$ 值可能比由式(91)得到的值最多低 10%。

9.3.2.2 啮合刚度 $c_{\gamma \beta}$

$c_{\gamma \beta}$ 用于螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{N\beta}$ 的计算, 见第 7 章。

$c_{\gamma \beta}$ 计算如下:

$$c_{\gamma \beta} = 0.85c_{\gamma a} \quad \dots\dots\dots (92)$$

式中的 $c_{\gamma a}$ 由式(91)确定。

15) 当 $\frac{F_t \cdot K_A}{b} > 100 \text{ N/mm}$ 时, 可认为 c' 是常数。

附录 A

(规范性附录)

确定 f_{sh} 和 f_{ma} 的补充方法A.1 根据接触区确定 f_{sh}

装配完成后,对有或无螺旋线修形的齿轮,可根据齿轮副在空载和部分载荷下的接触区长度,计算其当量螺旋线偏啮量 f_{sh} 。完成它需具有可以进行部分加载的装置。

由于啮合刚度在低单位载荷时急剧下降,故部分加载的单位载荷至少为 100 N/mm。

在获取接触区时应注意确保小齿轮和大齿轮的轴颈处于它们的工作位置(合适的轴承间隙)。

其过程如下:

a) 按 7.5.3.1 确定螺旋线偏啮量 f_{ma} 。

b) 测量部分加载 F_{mT} 情况下的接触区长度 b_{calT} ,并计算 b_{calT}/b 。

部分载荷的选择必需保证接触区尺寸 b_{cal} 小于齿宽 ($b_{cal}/b < 1$);但最小载荷不应低于满载的 10%。接触区的最大长度不应超过齿宽的 85% ($b_{cal}/b < 0.85$),以确保接触区宽度小于齿宽 (对 $b_{cal}=b$ 的典型载荷分布并没有明确定义,见图 7 和图 8)。

c) 确定部分加载下的当量螺旋线偏啮量 $F_{\beta xT}$ (轮齿刚度 $c_{\gamma\beta}$ 见第 9 章):

$$F_{\beta xT} = \frac{2F_{mT}}{[b(b_{calT}/b)^2 c_{\gamma\beta}]} \quad \dots\dots\dots (A.1)$$

d) 计算部分载荷下的 f_{shT} :

$$f_{shT} = |F_{\beta xT} - f_{ma}| \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

e) 计算满载下的 f_{sh} (线性外插):

$$f_{sh} = f_{shT} F_m / F_{mT} \quad \dots\dots\dots (A.3)$$

注:取决于设计,当有较大载荷引起的非线性变形分量时,本法的计算精度将严重降低。

A.2 确定 f_{ma} A.2.1 根据空载接触区确定 f_{ma}

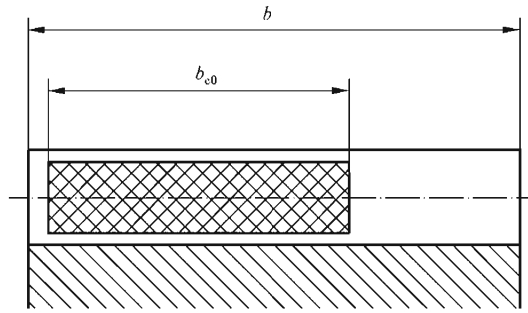
在理想状况下, f_{ma} 可由式(A.4)求得:

$$f_{ma} = b/b_{c0} s_c \quad \dots\dots\dots (A.4)$$

式中: b_{c0} 为装配好的齿轮在轻载下接触区的长度, s_c 为涂色剂的涂层厚度(见图 A.1)¹⁶⁾。

如果齿轮进行了鼓形修形或齿端修薄,则需要精确分析。

16) 精确知道涂层的厚度是十分重要的。如有疑问,宜确定实际的涂层厚度。

图 A.1 接触区长度 b_{c0} 和齿宽 b

常用涂色剂的涂层厚度范围是 $2\ \mu\text{m} \sim 20\ \mu\text{m}$, 良好操作的情况下, 取 $6\ \mu\text{m}$ 为其平均值。

如果图样中规定了接触区的最小长度, 则可很方便地确定最大允许螺旋线偏啮量。

$$f_{\text{ma max}} = \frac{bs_{\text{c}}}{b_{\text{c0 min}}} \quad \dots\dots\dots (\text{A.5})$$

初步设计适用的平均值取

$$f_{\text{ma}} = \frac{2}{3} f_{\text{ma max}} \quad \dots\dots\dots (\text{A.6})$$

在齿轮箱最终装配后, 螺旋线偏啮量的最大值 $f_{\text{ma max}}$ 和最小值 $f_{\text{ma min}}$ 可分别由接触区的最小或最大长度确定。这些值使得对初步确定的承载能力进行再计算成为可能。

$$f_{\text{ma}} = 0.5(f_{\text{ma max}} + f_{\text{ma min}}) \quad \dots\dots\dots (\text{A.7})$$

$$f_{\text{ma max}} = \frac{b}{b_{\text{c0 min}}} s_{\text{c}} \quad \dots\dots\dots (\text{A.8})$$

$$f_{\text{ma min}} = \frac{b}{b_{\text{c0 max}}} s_{\text{c}} \quad \dots\dots\dots (\text{A.9})$$

在获取接触区时应注意确保小齿轮和大齿轮的轴颈处于它们的工作位置。

A.2.2 根据部分加载下接触区长度和理论变形确定 f_{ma}

使用该方法时需要满足以下条件:

小齿轮、大齿轮、轴、齿轮组和轴承组的弹性变形, f_{sh} 、 f_{sh2} 、 f_{ca} 和 f_{be} (见 7.5.2.3) 应用精确计算方法确定。通常, 确定他们时 C 法不够精确。如前所述, 应仔细考虑其变形。

根据测得的部分加载 F_{mT} (见 A.1) 下的接触区长度 b_{calT} , 由式 (A.10) 确定部分加载条件下的当量螺旋线偏啮量 $F_{\beta\text{xT}}$:

$$F_{\beta\text{xT}} = \frac{2F_{\text{mT}}}{\left[b \left(\frac{b_{\text{calT}}}{b} \right)^2 c_{\gamma\beta} \right]} \quad \dots\dots\dots (\text{A.10})$$

当计算螺旋线偏啮量时, 有必要区别以下两种情况:

情况 1: 弹性变形增大螺旋线偏啮量 (举例见图 12):

$$f_{\text{ma}} = F_{\beta\text{xT}} - |(f_{\text{sh}} + f_{\text{sh2}} + f_{\text{ca}} + f_{\text{be}})_{\text{T}}| \quad \dots\dots\dots (\text{A.11})$$

情况 2: 弹性变形趋于补偿螺旋线偏啮量 (举例见图 12):

$$f_{\text{ma}} = F_{\beta\text{xT}} + |(f_{\text{sb}} + f_{\text{sb2}} + f_{\text{ca}} + f_{\text{be}})_{\text{T}}| \quad \dots\dots\dots (\text{A.12})$$

如果齿轮进行了鼓形修形或齿端修薄, 则需要精确分析。

当接触区长度沿圆周方向变化时, $f_{\text{ma max}}$ 根据最小长度计算, $f_{\text{ma min}}$ 根据最大长度计算, 然后由式 (A.7) 计算 f_{ma} 。

附录 B

(资料性附录)

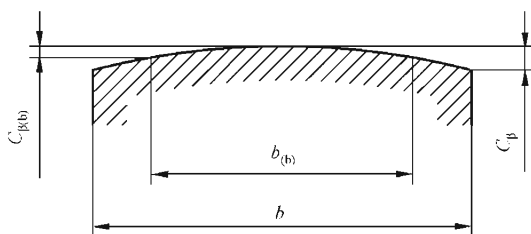
(渐开线)圆柱齿轮轮齿鼓形修形与齿端修薄指导值

B.1 概述

合理的鼓形修形与齿端修薄有利于载荷沿齿宽的分布(见第7章)。详细设计应基于对所设计齿轮的变形和制造偏差的仔细评估。如果变形相当大,可以在鼓形或齿端修薄基础上叠加螺旋角修正,但一个合理设计的螺旋角修形会更好。

B.2 鼓形修形量 C_β

以下的非强制性规定是根据经验总结的。为得到可接受的载荷分布,所需的鼓形修形量可通过以下方法确定:

图 B.1 鼓形修形量 $C_{\beta(b)}$ 和齿宽 $b_{(b)}$ (见 7.5.2.4)

基于各种限制,鼓形量一般为 $10\ \mu\text{m} \leq C_\beta \leq 40\ \mu\text{m}$,再加上 $5\ \mu\text{m} \sim 10\ \mu\text{m}$ 的制造公差。对于鼓形修形之前达到 $b_{\text{cal}}/b > 1$ 的情况,取值 $C_\beta \approx 0.5 F_{\beta x cv}$ (见图 8)。

初始当量螺旋角偏啮量 $F_{\beta x cv}$ 按无鼓形修形计算,采用修正后的式(52),即用 $1.0 f_{sh}$ 取代 $1.33 f_{sh}$ [见式(B.1)]。

而且,根据 7.5.2.4,确定 f_{sh} 时也按无鼓形修形计算。

为避免轮齿端部过载, f_{ma} 不按 7.5.3 确定,而用式(B.1)计算:

$$f_{ma c} = 1.5 f_{H\beta} \quad \dots\dots\dots (\text{B.1})$$

所以鼓形修形量为:

$$C_\beta = 0.5 (f_{sh} + 1.5 f_{H\beta}) \quad \dots\dots\dots (\text{B.2})$$

如果齿轮结构刚性足够,使得 f_{sh} 实际上可以忽略不计,或通过对螺旋线修形来补偿了齿宽中部的变形时,鼓形修形量可按式(B.3)计算:

$$C_\beta = f_{H\beta} \quad \dots\dots\dots (\text{B.3})$$

限定 $10\ \mu\text{m} \leq C_\beta \leq 25\ \mu\text{m}$,加上约 $5\ \mu\text{m}$ 的制造公差,对于高精度、高可靠性的高速齿轮, C_β 取上述值的 60%~70% 为宜。

B.3 齿端修薄量 $C_{I(\text{II})}$ 和齿端修薄长度 $b_{I(\text{II})}$

方法 B.3.1

本方法是基于齿轮副无齿端修薄和鼓形修形量为推荐值时的当量螺旋线偏啮量假定值,来确定修

薄量及修薄长度的。以下规定是非强制性的。

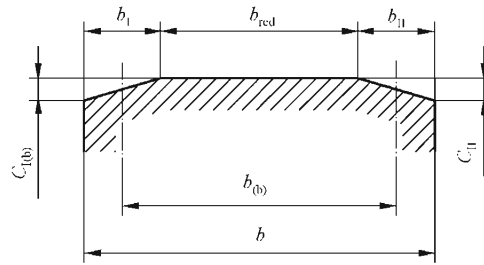


图 B.2 齿端修薄量 $C_{I(II)(b)}$ 和宽度 $b_{(b)}$ (见 7.5.2.4)

a) 齿端修薄量

对于整体硬化齿轮, $C_{I(II)} = F_{\beta x cv}$, 再加上 $5 \mu\text{m} \sim 10 \mu\text{m}$ 的制造公差。

因此, 类比 B.1 中的 $F_{\beta x cv}$, $C_{I(II)}$ 的近似值为

$$C_{I(II)} = f_{sh} + 1.5 f_{H\beta} \quad \dots\dots\dots (\text{B.4})$$

对于表面硬化齿轮和渗氮齿轮: $C_{I(II)} = 0.5 F_{\beta x cv}$, 再加上 $5 \mu\text{m} \sim 10 \mu\text{m}$ 的制造公差。

因此, 类比 A.1 中的 $F_{\beta x cv}$, $C_{I(II)}$ 的近似值为:

$$C_{I(II)} = 0.5 (f_{sh} + 1.5 f_{H\beta}) \quad \dots\dots\dots (\text{B.5})$$

如果齿轮结构刚性足够, 使得 f_{sh} 实际上可以忽略不计, 或通过对螺旋线修形来补偿变形时, 按式(B.2)计算。

对于高精度、高可靠性的高速齿轮, $C_{I(II)}$ 取上述计算值的 $60\% \sim 70\%$ 比较合适。

b) 齿端修薄长度

对于近似恒定载荷和较高切向速度的齿轮, $b_{I(II)}$ 取 $0.1b$ 或 $1.0m$ 两者中的较小值。

对于变载荷、低速或中速的齿轮:

$$b_{red} = (0.5 \sim 0.7)b \quad \dots\dots\dots (\text{B.6})$$

方法 B.3.2

本方法是基于假设载荷沿齿宽均匀分布时齿轮副的变形

$$\delta_{bth} = F_m / (bc \gamma_\beta) \quad \dots\dots\dots (\text{B.7})$$

式中:

$$F_m = F_t K_A K_v.$$

对于高精度、高可靠性的高速齿轮, 取值如下:

$$C_{I(II)} = (2 \sim 3) \delta_{bth} \quad \dots\dots\dots (\text{B.8})$$

$$b_{red} = (0.8 \sim 0.9)b \quad \dots\dots\dots (\text{B.9})$$

对于较低精度的相似齿轮, 取值如下:

$$C_{I(II)} = (3 \sim 4) \delta_{bth} \quad \dots\dots\dots (\text{B.10})$$

$$b_{red} = (0.7 \sim 0.8)b \quad \dots\dots\dots (\text{B.11})$$

附 录 C
(资料性附录)
圆柱齿轮鼓形齿的 $K_{H\beta-C}$ 的指导值

C.1 概述

本附录用来对齿轮进行常规的(非最佳)鼓形修形分析。

C.2 鼓形齿轮的 $K_{H\beta-C}$

第 7 章介绍了鼓形齿轮的 $K_{H\beta}$ 的计算方法,鼓形修形高度 C_β 是两个精确值之一。本附录介绍了更常规的鼓形修形计算。

C.2.1 无量纲鼓形修形高度 C_β^*

C_β^* 按式(C.1)计算:

$$C_\beta^* = \frac{C_\beta C_{\gamma\beta}}{F_m/b} \dots\dots\dots (C.1)$$

C.2.2 无量纲螺旋线偏啮量 $F_{\beta x}^*$

$F_{\beta x}^*$ 按式(C.2)计算:

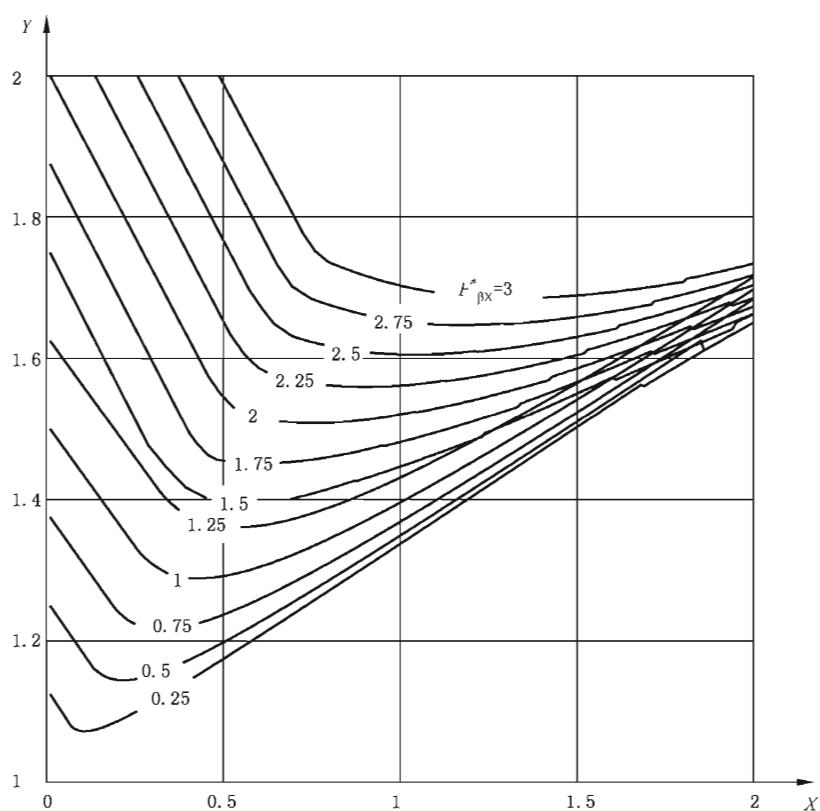
$$F_{\beta x}^* = (1.33B_3 f_{sh} + f_{ma}) \frac{C_{\gamma\beta}}{F_m/b} \dots\dots\dots (C.2)$$

式中:

当精确计算待分析转矩所对应的螺旋线修形时, B_3 取 0.1; 否则, B_3 取 1.0。

C.2.3 图解值

$K_{H\beta}$ 值可由图 C.1 查取。



说明:

X —— 鼓形修形高度 C_β^* ;

Y —— 螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 。

图 C.1 鼓形齿轮螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta}$

C.2.4 解析值

当 $C_\beta^* = 0$, 则

$$\text{若 } F_{\beta x}^* < 2, \text{ 则 } K_{H\beta} = 1 + F_{\beta x}^*/2 \quad \dots\dots\dots (C.3)$$

$$\text{若 } F_{\beta x}^* \geq 2, \text{ 则 } K_{H\beta} = \sqrt{2F_{\beta x}^*}$$

当 $C_\beta^* > 1.5$, 且 $F_{\beta x}^* < \left\{ 4C_\beta^* \left[1 - \left(\frac{1.5}{C_\beta^*} \right)^{1/3} \right] \right\}$, 则

$$K_{H\beta} = (2.25C_\beta^*)^{1/3} \quad \dots\dots\dots (C.4)$$

当 $C_\beta^* > (0.25F_{\beta x}^*)$, 且 $F_{\beta x}^* < 1.5$, 则

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{C_\beta^*}{3} + \frac{(F_{\beta x}^*)^2}{16C_\beta^*} \quad \dots\dots\dots (C.5)$$

若以上都不适用, 且 $C_\beta^* > (0.25F_{\beta x}^*)$, 则用以下方法迭代求取。

设 $q = 1.0$ 作为起始值

$$K = \sqrt{\frac{q}{C_\beta^*}} \quad \dots\dots\dots (C.6)$$

$$m = \frac{F_{\beta x}^*}{8C_\beta^*} + \frac{k-1}{2} \quad \dots\dots\dots (C.7)$$

$$t = 4C_\beta^* m (k - m) \quad \dots\dots\dots (C.8)$$

$$A = \frac{2qk - C_{\beta}^* m^3}{3} - \frac{mt}{2} \dots\dots\dots (C.9)$$

$$q = q - \frac{1.5 (A - 1)}{k} \dots\dots\dots (C.10)$$

持续计算直至 A 趋于不变,则 $K_{H\beta} = q$ 。
若以上都不适用,则通过线性插值法获得。

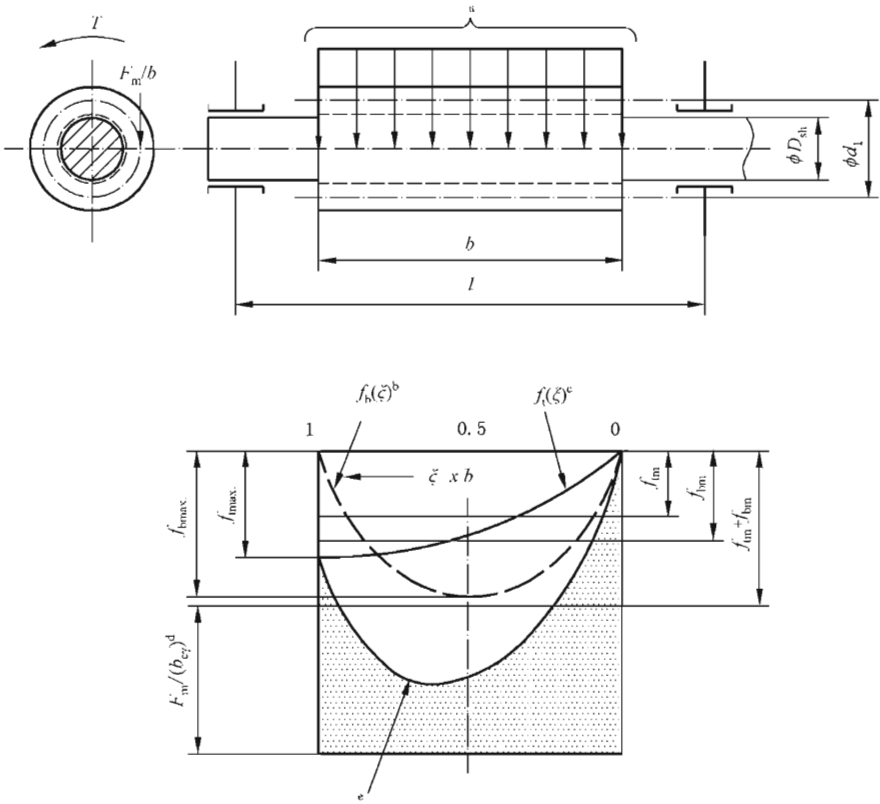
附录 D
(资料性附录)
演算和说明

D.1 概述

本附录中的说明在于帮助使用者理解本部分中公式的使用。

D.2 从小齿轮的弹性扭转和弯曲变形推导 $K_{H\beta}$

当载荷分布均匀时,在弯曲和扭转作用下,小齿轮的变形情况如图 D.1 所示。



说明:

f_{tm} ——扭转变形的平均值;
 f_{bm} ——弯曲变形的平均值;

f_{tmax} ——小齿轮最大扭转变形量;
 f_{bmax} ——小齿轮最大弯曲变形量。

- ^a 载荷均匀分布下的 F_m/b ;
- ^b 仅弯曲变形分量;
- ^c 仅扭转变形分量;
- ^d 轮齿变形的平均值;
- ^e 扭转和弯曲变形总合。

图 D.1 小齿轮轴和小齿轮轮齿的变形

载荷分布均匀时,扭转变形公式如下:

$$f_t(\xi) = \frac{8}{\pi} \frac{F_m/b}{0.39E} \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \xi \left(1 - \frac{\xi}{2}\right) \quad \dots\dots\dots (D.1)$$

$\xi=1$ 时, f_t 最大,且

$$f_{t\max}(\xi) = \frac{4}{\pi} \frac{F_m/b}{0.39E} \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \quad \dots\dots\dots (D.2)$$

平均值:

$$f_m = \int_0^1 f_t(\xi) d\xi = \frac{2}{3} f_{t\max} \quad \dots\dots\dots (D.3)$$

当载荷沿齿宽均匀分布时,弯曲变形的公式如下:

$$f_b = \frac{8}{3\pi} \cdot \frac{F_m/b}{E} \left(\frac{b}{d_1}\right)^4 \left[\xi^4 - 2\xi^3 + 3\left(1 - \frac{l}{b}\right)\xi^2 + 2\left(\frac{3l}{2b} - 1\right)\xi \right] \quad \dots\dots\dots (D.4)$$

$\xi=1/2$ 时, f_b 最大,且

$$f_{b\max} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{F_m/b}{E} \left(\frac{b}{d_1}\right)^4 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12}\right) \quad \dots\dots\dots (D.5)$$

平均值:

$$f_{bm} = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{F_m/b}{E} \left(\frac{b}{d_1}\right)^4 \left(\frac{l}{b} - \frac{3}{5}\right) \quad \dots\dots\dots (D.6)$$

由此可取近似值

$$f_{bm} = \frac{2}{3} f_{b\max} \quad \dots\dots\dots (D.7)$$

初始当量螺旋线偏啮量总量的一半等于扭转变形平均值与弯曲变形平均值之和:

$$\frac{1}{2} F_{\beta x} = f_{bm} + f_{tm} = \frac{2}{3} (f_{b\max} + f_{t\max}) \quad \dots\dots\dots (D.8)$$

为了得到 $F_{\beta y}$ 的变形分量,对于包含一定比例的跑合余量,需将对应初始当量螺旋线偏啮量的变形分量乘以系数 χ_β 。

在 7.4.2 定义了螺旋线载荷分布系数 $K_{H\beta}$

$$K_{H\beta} = \frac{(F/b)_{\max}}{F_m/b} \quad \dots\dots\dots (D.9)$$

如将以上计算的变形量代入式(D.9),可得:

$$\begin{aligned} K_{H\beta} &= \frac{c_{\gamma\beta} \left[\frac{F_m}{bc_{\gamma\beta}} (f_{tm} + f_{bm} - y_\beta) \times 1\,000 \right]}{c_{\gamma\beta} \frac{F_m/b}{c_{\gamma\beta}}} \\ &= 1 + \frac{c_{\gamma\beta} \chi_\beta (f_{tm} + f_{bm}) \times 1\,000}{F_m/b} \\ &= 1 + \frac{2}{3} \frac{c_{\gamma\beta}}{F_m/b} \chi_\beta (f_{t\max} + f_{b\max}) \times 1\,000 \quad \dots\dots\dots (D.10) \end{aligned}$$

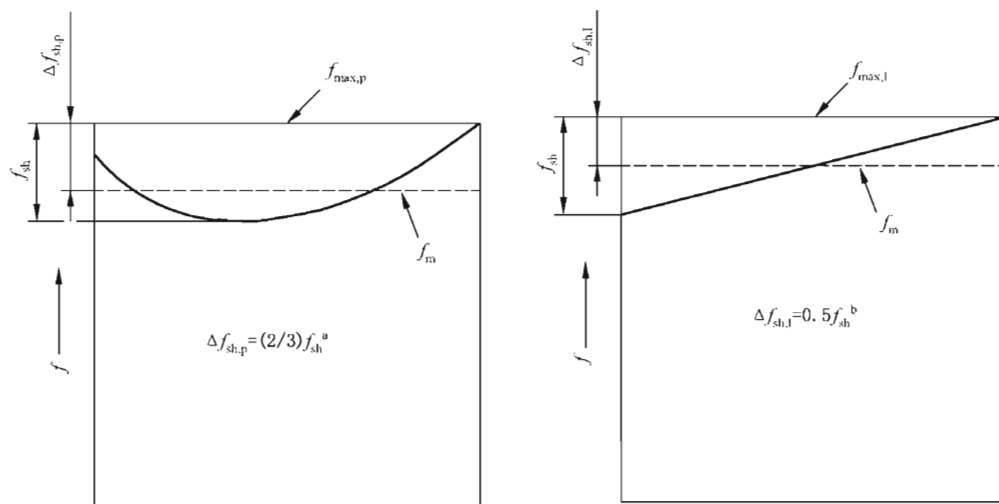
D.3 对式(52)和式(53)的说明

式(52)、式(53)和式(54)中的系数 1.33 修正了假设弹性变形 f_{sh} 是线性的而引起的误差。采用线性变形公式,取 $1.33f_{sh}$ 计算,与选用实际抛物线变形计算公式,取 $1.0f_{sh}$ 进行计算相比,得到的 $K_{H\beta}$ 相同(参见图 D.2)。

以下情形适用于式(53)：

当获得了尺寸和位置都合适的接触区时，就有了以下一项或多项情形；

- a) 零部件按照合适的设计规范加工和组装；
- b) 部分装配件的加工偏差部分互相抵消，且其偏差小于 ISO 1328-1 的许用值；
- c) 由制造偏差引起的啮合线偏啮分量 f_{ma} 与变形引起的螺旋线偏啮分量 f_{sh} 相互补偿。



a) 实际发生的变形

b) 假设的变形

$$K_{H\beta} = \frac{F_{\max}/b}{F_m/b} = \frac{f_{\max,p}}{f_m} = 1 + \frac{\Delta f_{sh,p}}{f_m} = 1 + \frac{1.33\Delta f_{sh,l}}{f_m}$$

式中， f ($f = w/c_\gamma$) 为轮齿变形。

^a 抛物线变形；

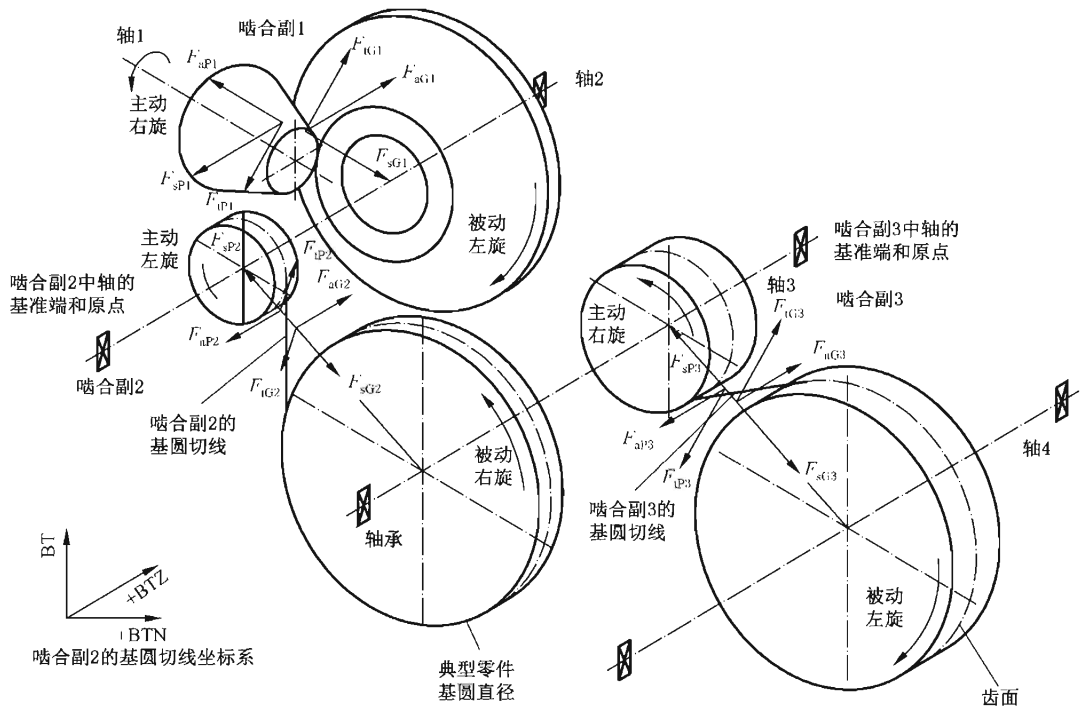
^b 线性变形。

图 D.2 小齿轮的弹性变形 f_{sh} (原理性)——实际和假设的对比

附录 E
(资料性附录)
载荷分布的分析确定

E.1 概述

本附录描述了一种评定平行轴齿轮轮齿载荷分布的方法。此方法包含了诸如轴的弯曲与扭转变形和轮齿变形等最重要的变形。其他变形可用类似方法加以考虑。变形的确定方法通过如图 E.1 的例子来说明。



说明：
+BT ——沿目标啮合副基圆切线的坐标轴；
+BTN ——垂直于目标啮合副啮合平面的坐标轴。

图 E.1 一般情况齿轮布置示例(基圆切线坐标系)

E.2 轴的弯曲变形

传递动力的齿轮将对轴施加载荷和转矩从而使轴产生弹性变形。这些变形会影响齿轮轮齿沿轴线方向的位置,从而影响沿齿宽的载荷分布状况。

下面介绍一种简化的计算机程序集成算法。算例为由两个轴承支撑、承受径向载荷的阶梯轴弯曲变形计算,同时介绍了在计算载荷分布系数时计算弯曲变形的规则。

E.2.1 简化的弯曲计算步骤

如第 7 章所述,计算轴的变形时轮齿区域被分为 10 个独立的载荷施加区。但为简化变形计算方法的解释,以下使用的模型和说明将是基于一个具有两处支撑、三处直径变化和两个点载荷加载的阶梯轴,见图 E.2 和表 E.1。

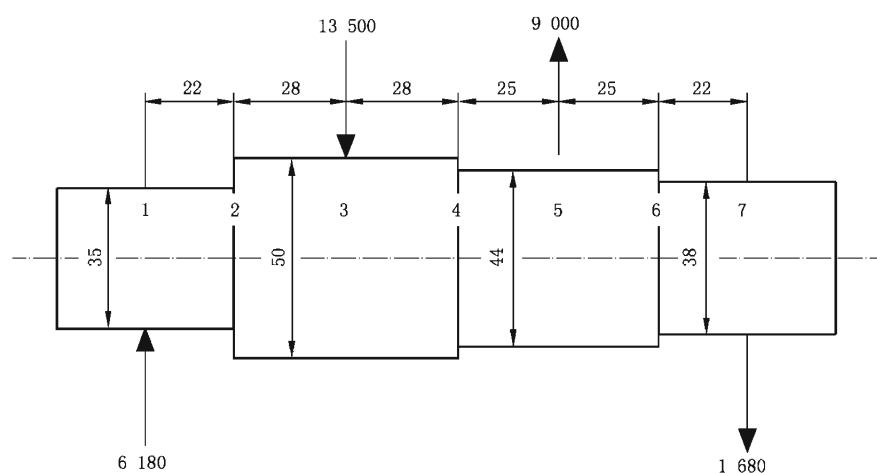


图 E.2 示例轴

表 E.1 计算数据和结果

1	2	3	4	5	6	7	8
位置号 (左起) i —	轴外径 d_{sh} mm	轴内径 d_{in} mm	力或反力 F 或 R N	左端面 剪切力 V N	位置间 距离 x mm	弯矩 M N · mm	转动惯量 I mm ⁴
1	35	0	6 180	0	—	0	73 662
2	35	0	0	6 180	22	135 960	73 662
	50						306 796
3	50	0	−13 500	6 180	28	309 000	306 796
4	50	0	0	−7 320	28	104 040	306 796
	44						183 984
5	44	0	9 000	−7 320	25	−78 960	183 984
6	44	0	0	1 680	25	−36 960	183 984
	38						102 354
7	38	0	−1 680	1 680	22	0	102 354

表 E.1 (续)

1	9	10	11	12	13	14	15	16
位置号 (左起) <i>i</i> —	<i>EI</i> , <i>EI</i> ₀ , <i>EI</i> ₁ <i>EI</i> /10 ³ N·mm ²	<i>M</i> / <i>EI</i> , <i>M</i> / <i>EI</i> ₀ , <i>M</i> / <i>EI</i> ₁ , <i>MEI</i> μm ⁻¹	第 10 列 的平均值 <i>AMEI</i> μm ⁻¹	斜率 <i>SL</i> μrad	平均斜率 <i>ASL</i> μrad	变形增量 <i>DI</i> μm	积分常数 <i>ICS</i> μm	计算的 变形量 <i>y</i> μm
1	15 174 322	0	0.004 48	0	0.492 79	1.084 14	-4.659 02	0
2	15 174 322	0.008 96		0.098 56				0.147 84
	63 200 008	0.002 151	0.003 52		0.197 13	0.242 87	6.800 47	
3	63 200 008	0.004 889	0.003 27	0.288 62				0.292 76
4	63 200 008	0.001 646			0.000 33	0.296 89	0.277 78	
	37 900 752	0.002 745	-0.001 53	0.258 66				0.249 02
5	37 900 752	-0.002 083			-0.000 88	0.239 38		
6	37 900 752	-0.000 975	-0.000 88	0.239 38				
	21 084 898	-0.001 753			-0.000 88	0.239 38		
7	21 084 898	0.0	-0.000 88	0.239 38				
					-0.000 88	0.239 38		
								S _y =31.766 IC=-0.211 8

全部建模过程是从左边支承向右边支承移动,支承点的变形为 0。根据啮合载荷及所有其他外载荷得到自由体的载荷图。在载荷图中给定了载荷值 F_i 和从左侧支撑到负载点的距离 X_{fi} 。

利用标准静载荷分析方法,通过将相对左侧支承的所有力矩加起来,来计算右侧支承的反力 R_R :

$$R_R = \frac{\sum [(F_i)(X_{fi})]}{L_S} \dots\dots\dots (E.1)$$

式中:

- F ——施加的载荷,单位为牛顿(N);
- L_S ——两支撑之间的距离,单位为毫米(mm);
- X_{fi} ——从左支撑到负载点 F_i 的距离,单位为毫米(mm)。

$$X_{fi} = x_i + X_{f(i1)} \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \dots\dots\dots (E.2)$$

然后用载荷的总和计算左边支承的反力:

$$R_L = \sum F_i - R_R \dots\dots\dots (E.3)$$

在用上述公式计算中保持正负号规定一致是至关重要的。阶梯轴微分变形的基本方程是:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \dots\dots\dots (E.4)$$

式中:

- x ——两个位置之间的距离,单位为毫米(mm);
- M ——弯矩,单位为牛顿米(N·m);

I —— 惯性矩, 单位为四次方毫米(mm^4);

E —— 弹性模量, 单位为牛顿每平方米(N/mm^2);

y —— 变形, 单位为微米(μm)。

对方程(E.4)积分两次可以得到总变形量。将下述步进法应用于图 E.2 所示的阶梯轴, 可以按步骤算出轴的变形。表 E.1 以表格形式展示了该过程。

第 1 步: 从每个力和每个截面起始点把轴分为若干长度段(见图 E.2);

第 2 步: 从左侧支承开始向右侧支承方向对各段两端标注位置编号, 且左支撑开始处 $i=1$ 、右支撑结束处 $i=n$;

第 3 步: 在计算表中的第 1 列各行中列出位置号 i ;

第 4 步: 当某位置号有力作用时, 在第 4 列相应位置号处列出自由体的力, 应注意指明力的正确正负号(本例中向上的力规定为正号);

第 5 步: 通过对第 4 列数值求和计算各位置号处的剪切力 V_i 。在第 5 列中列表显示各剪切力值, 填写的位置为其计算位置的下一行。最后一个剪切力应该与第 4 列所列的最后一个力的数值相等、符号相反。

$$V_{i+1} = V_i + F_i \quad i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \quad \dots\dots\dots (\text{E.5})$$

式中:

V —— 剪切力, 单位为牛顿(N);

i —— 位置号;

n —— 右支撑处的位置号。

第 6 步: 在第 6 列的对应位置号行内列出该位置至前一位置的距离;

第 7 步: 计算每个位置的弯矩 M_i 并将其值在第 7 列列出。第一个位置处的弯矩为 0, 随后的各位置处弯矩由该处的剪切力 V_i (第 5 列) 与该处与上一处的距离 X_i (第 6 列) 相乘得出。第 1 号处 $i=1$ 和最后 1 号处 $i=n$ 的弯矩应该是 0 (即 $M_1=0$ 和 $M_n=0$)。

$$M_{i+1} = M_i + (V_{i+1}) \times (x_{i+1}) \quad i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \quad \dots\dots\dots (\text{E.6})$$

第 8 步: 计算每段和每个直径的转动惯量, 并将 I 值放入第 8 列

$$I_i = \frac{\pi(d_{\text{sh}i}^4 - d_{\text{in}i}^4)}{64} \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad \dots\dots\dots (\text{E.7})$$

式中:

d_{sh} —— 弯曲计算的轴外径, 单位为毫米(mm);

d_{in} —— 弯曲计算的轴内径, 单位为毫米(mm)。

第 9 步: 把每个 I_i 值乘以弹性模量 E , 并将 EI_i 值写入第 9 列中与 I_i 值相应的同一行中。为使剩余的列表中的量值单位为 μm , 在列入第 9 列前把 EI_i 除以 10^3 后再列入表中

$$EI_i = (E) (I_i) \quad i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \quad \dots\dots\dots (\text{E.8})$$

第 10 步: 将第 7 列中每个弯矩值除以第 9 列中上下两行的 EI_i 值, 然后把得到的 MEI_{ui} 和 MEI_{li} 值填入第 10 列。

$$MEI_{\text{ui}} = \frac{M_i}{EI_i} \quad i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \quad \dots\dots\dots (\text{E.9})$$

$$MEI_{\text{li}} = \frac{M_{i+1}}{EI_i} \quad i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \quad \dots\dots\dots (\text{E.10})$$

第 11 步: 通过对表列的位置号所在行及下一行的 MEI 值求平均数得到每段的平均值 $AMEI_i$, 并将平均值列入第 11 列中对应两位置之间的区域。

$$AMEI_i = \frac{MEI_{wi} + MEI_{li}}{2} \quad i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \quad \text{..... (E.11)}$$

第 12 步:从位置号 1 的零值,即 $SL_1=0$,开始计算斜率值 SL_i 并将结果列入第 12 列,随后的值通过对第 11 列中的 $AMEI_i$ 与第 6 列中下一行的 x_i 的积求和获得,并把这些值在放入第 12 列中的相同行号内。

$$SL_{i+1} = SL_i + (AMEI_i)(x_i + 1) \quad i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \quad \text{..... (E.12)}$$

第 13 步:对第 12 列中每一段的始端和终端的斜率值求平均数 ASL_i ,并将这些数值列入第 13 列中对应两位置之间的区域。

$$ASL_i = \frac{SL_i + SL_{i+1}}{2} \quad i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \quad \text{..... (E.13)}$$

第 14 步:通过第 13 列中的平均斜率值 ASL_i 与第 6 列中下一行 x_i 值的乘积求得第 14 列中的变形增量值 DI_i 。

$$DL_i = (ASL_i)(x_i + 1) \quad i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \quad \text{..... (E.14)}$$

第 15 步:求积分常数,该值与轴的类型有关。对如图 E.2 所示的在支撑以外没有载荷的简单支撑轴,可通过对第 14 列中的变形增量值求和得到 S_y 。改变 S_y 的正负号,除以支承距离 L_s ,即可得到每毫米长度的积分常数。

$$S_y = \sum_{i=1}^{n-1} DI_i \quad \text{..... (E.15)}$$

$$L_s = \sum_{i=1}^n x_i \quad \text{..... (E.16)}$$

$$IC = \frac{S_y}{L_s} \quad \text{..... (E.17)}$$

其他轴布置形式,积分常数也会改变。

第 16 步:计算每段的积分常数 ICS_i 。用第 15 步计算得到的积分常数 IC 乘以第 6 列中的下一行的 x_i 值以得到每段的积分常数。在第 15 列中把这些值列入与平均斜率和变形增量相同的行中。

$$ICS_i = (IC)(x_{i+1}) \quad i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \quad \text{..... (E.18)}$$

第 17 步:第 16 列计算的是变形量。在左支承处变形量设为 0,即 $y_1=0$,因为支承处必须有零变形。所有其他位置处的变形值,由前一个变形值再加上第 14 列和第 15 列列出的变形增量与积分常数值总和,把这些变形值插入与相同位置编号的行中。作为数学检验,对 y_i 值求和时,右支承处的计算值 y_n 应该非常接近于零。

$$y_{i+1} = y_i + DI_i + ICS_i \quad i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \quad \text{..... (E.19)}$$

E.2.2 假设

当用 E.2.1 中说明的通过轴弯曲变形的的方法以计算载荷分布时,应进行以下假设:

- 属于二维变形分析;
 - 不考虑剪切变形;
 - 任意两个位置号之间的长度对本计算的精度至关重要。故位置之间的长度规定为:不长于位置号处直径的 1/2,不长于轴的非齿轮部分最短处的 3 倍,且不长于 30 mm。
- 当对分段数量产生疑问时,若增加分段后计算无明显变化,则原分段是恰当的。
- 为计算载荷分布系数而计算弯曲变形时还要遵循下列原则:
- 仅考虑作用于目标啮合副的基圆切平面(啮合平面)内的力;
 - 计算轴的变形时齿轮的轮齿部分分为 10 个等长段;

- 轮齿部分的有效弯曲外径等于(齿顶圆直径—根圆直径)的一半加根圆直径；
- 对于斜齿轮由于轴向力的存在而产生的作用于单个斜齿轮上的力矩,在建模时可处理为正好作用于轮齿左边和右边的一对大小相等、方向相反的力。

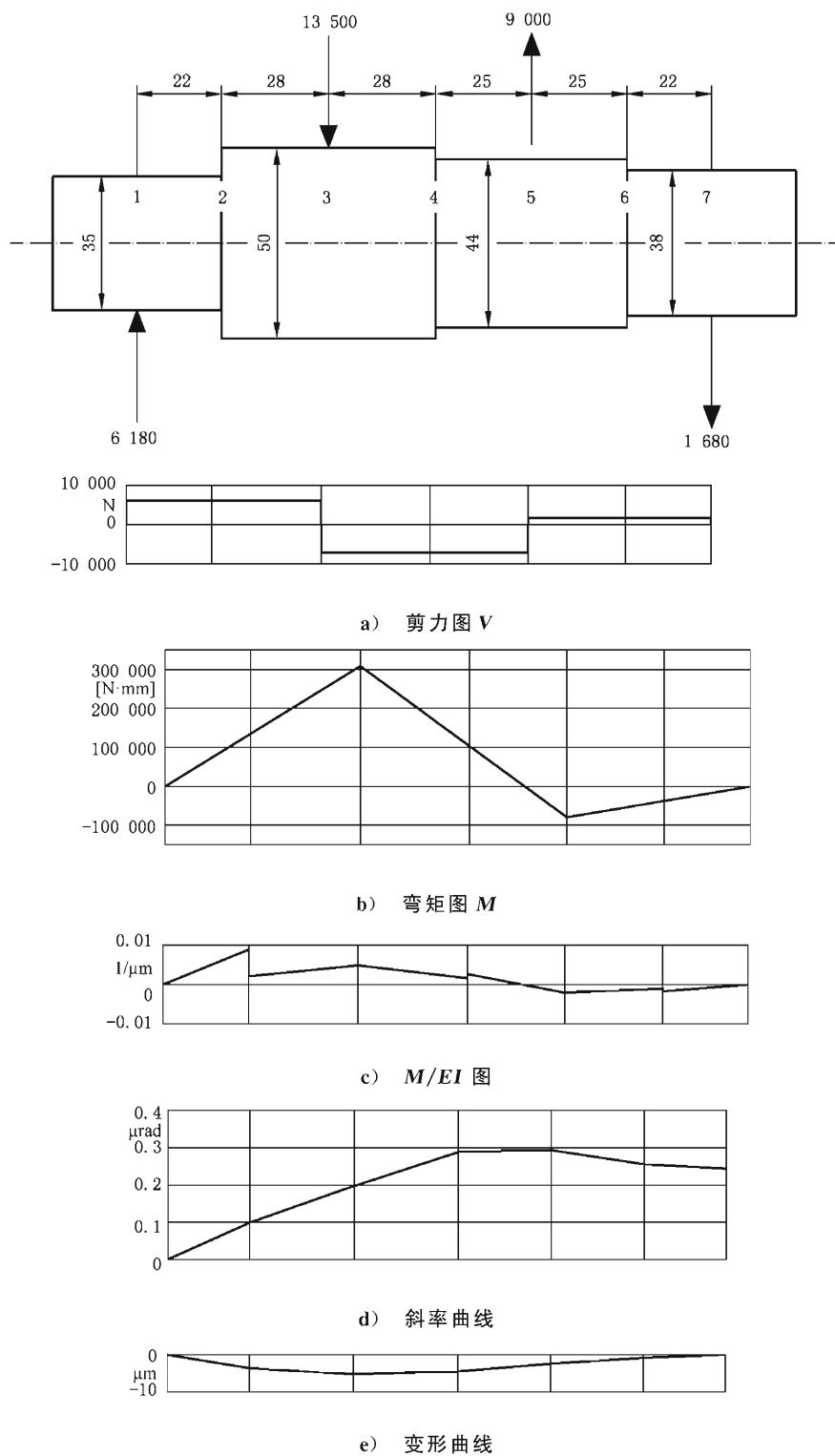


图 E.3 计算的轴简图

E.3 轴的扭转变形

啮合齿轮副传递转矩时也将对支承齿轮的轴产生扭转变形。扭转将引起轮齿的变形从而影响沿齿宽的载荷分布状况。

E.3.1 扭转变形

转矩输入端承受全部转矩,转矩值沿齿面(齿宽方向)到另一端时应减少至 0,故转矩路径的方向很重要。

如图 E.4 所示,圆截面轴的有效扭转直径为 d 、内径为 d_{in} 、间距长度为 X_j 。

其扭力扭曲方程可在机械设计课本上找到。扭转变形必须在轮齿的整个齿宽长度上计算。扭曲变形必须由弧度值转换成啮合平面内的变形值。式(E.20)采用了一种可以对本标准采用的离散区间进行求和的形式,结果见式(E.20):

$$t_{\delta i} = \frac{(10^3) \left(\sum_{j=1}^i L_j \right) \left(\sum_{j=1}^{i-1} X_j \right) 4d^2}{G\pi(d^4 - d_{in}^4)} \dots\dots\dots (E.20)$$

式中:

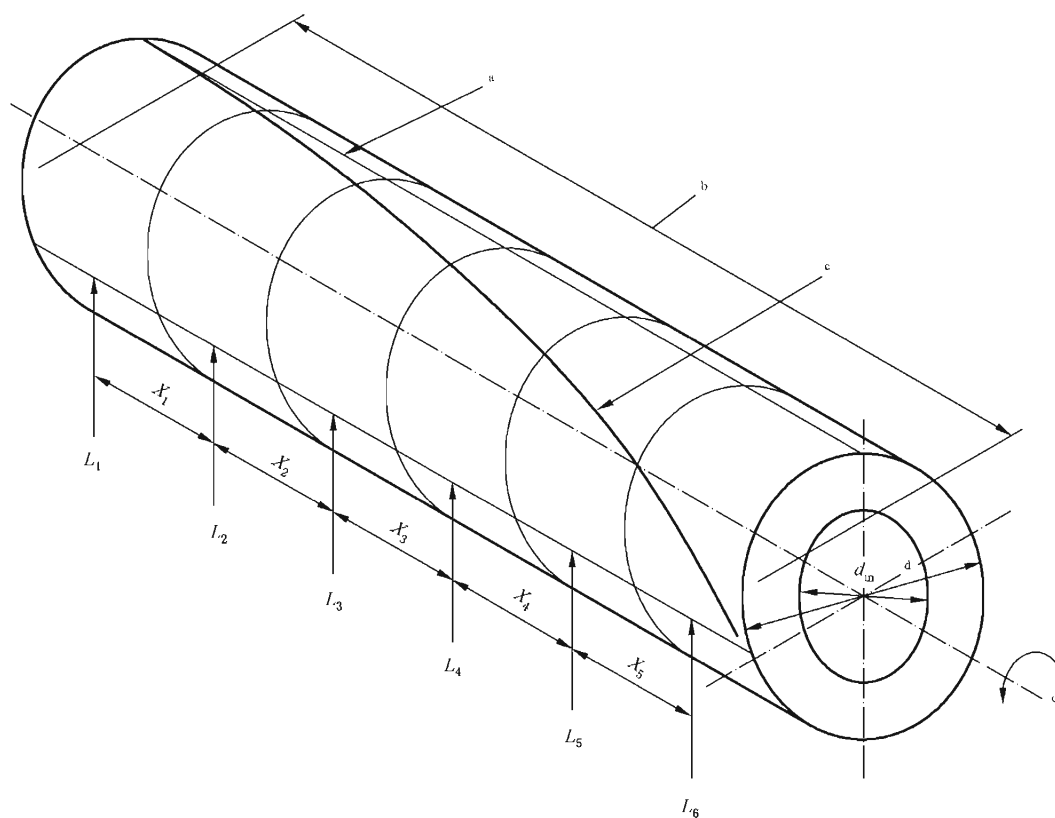
- $t_{\delta i}$ ——某位置 i 处的转矩变形,单位为微米(μm);
- L_j ——某位置处的载荷,单位为牛顿(N);
- X_j ——相邻位置间的距离,单位为毫米(mm);
- d ——有效扭转直径(见 E.2.2),单位为毫米(mm);
- d_{in} ——内直径,单位为毫米(mm);
- i ——位置编号;
- G ——剪切模量(对钢为 $83\,000\text{ N/mm}^2$)。

在轮齿上感兴趣的第 1 个点 $j=1$ 处, X_j 的总和为零且扭转变形为零。沿着承受转矩的齿宽朝另一端继续计算扭转变形,得到一个最大的扭转变形量,见图 E.4。

式(E.20)是可以对齿轮传动给出合理结果的近似式。理论正确式将是一个积分方程。

更准确一点的近似公式见式(E.21)。

$$f_{\delta i} = \frac{(10^3) \left[\sum_{k=1}^{i-1} \left(\sum_{j=1}^k L_j X_k \right) \right] 8d^2}{G\pi(d^4 - d_{in}^4)} \dots\dots\dots (E.21)$$



说明:

L_i ——轮齿载荷。

^a 未变形的位置;

^b 齿宽;

^c 扭转变形;

^d 转矩输入。

图 E.4 扭转增量

E.3.2 规定

由于扭转角很小,所以可以假定啮合平面内的变形量与扭转角成正比。

针对这里介绍的轴扭转变形计算,有如下规定:

——轮齿部分的有效扭转外径等于齿根圆直径加上 0.4 倍法向模数的和,以及

——除了被分析目标啮合副外的所有零部件的扭曲变形均予以忽略。

注意:式(E.20)和式(E.21)的转矩仅包含了由齿轮轮齿载荷引起的目标啮合副的转矩,其他转矩可能需要附加的建模考虑。

E.4 间隙分析

弹性弯曲和扭转变形,轮齿修形,螺旋角误差和轴向错位将引起啮合轮齿不在整个齿宽上接触。相啮轮齿沿齿宽方向的非接触点之间的距离定义为啮合间隙。当齿轮副受载时,由于目标啮合副齿轮轮齿沿齿宽方向的受载变形,啮合间隙会在某种程度减小。

弯曲变形

采用目标啮合副每个轴段弯曲分析得到的数值表达,并保持弯曲变形的正负号不变。

扭转变形

采用目标啮合副每个轴段扭转分析得到的数值表达,并保持扭转变形的正负号不变。

轮齿修形

轮齿修形考虑了螺旋角修形和鼓形修形。轮齿修形的符号规定如表 E.2,规定为:若轮齿上的载荷方向是正的,则去除金属的修形定义为正;若轮齿上的载荷方向是负的,则某去除金属的修形定义为负。

螺旋角变动误差

齿轮的实际螺旋角变动误差在设计阶段是无法得到的,此时螺旋角变动误差可采用目标齿轮副在 ISO 1328-1 中预期的公差值。螺旋角变动误差必须考虑,以增大总的啮合间隙(对两个方向啮合间隙都有可能增大,因此需要双向检查)。

在最终检验阶段采用测得齿轮实际螺旋角变动值。当输入表 E.2 中时,与齿面材料去除方向一致的螺旋角变动与齿面载荷正负号一致。

轴向错位

轴向错位包括了轴上安装轴承直径处的同轴度误差、轴承间隙、箱体孔的不平行度等。在设计阶段,其值应该基于期望的加工精度。预期轴向错位需要加以考虑,它也将增大总的啮合间隙(对两个方向啮合间隙都有可能增大,因此需要双向检查)。

除非另有确定,可以用 7.5.3 确定的 f_{ma} 值。

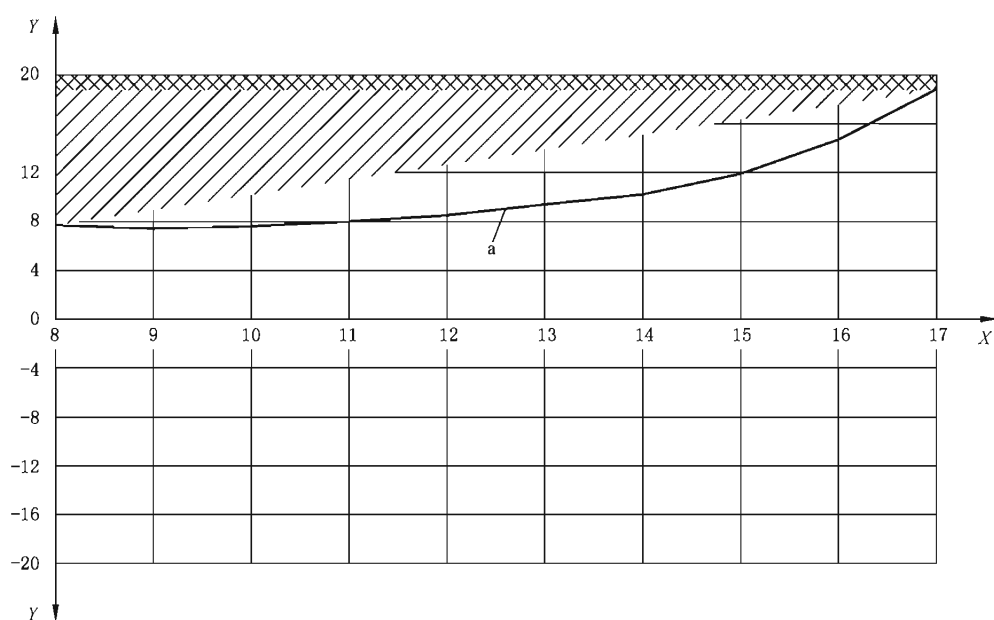
在最终验证阶段,使用轴的实际错向位量。当输入表 E.2 时,相当于齿面上材料去除的轴错位与齿面载荷具有相同的正负号。

对目标啮合副的每个轴,用带合适正负号的变形、修形、螺旋角变动量、和轴向错位值形成表 E.2。表 E.2 中的轴间隙是所有变形、轮齿修形、螺旋角变动和轴向错位的代数和。两轴对应位置的间隙差是总啮合间隙。用迭代法评估载荷分布时,使用相对啮合间隙。每个感兴趣的位置处的相对啮合间隙由该处总啮合间隙减去最小啮合间隙得到。表 E.2 的最后一列反映了各位置处的相对啮合间隙。

表 E.2 是图 E.1 所示的齿轮传动一般布置中的第 3 对啮合副的啮合间隙示例。

表 E.2 啮合号为 3 的啮合间隙计算结果 单位为微米

位置号	3 号轴						4 号轴						总啮合间隙	相对啮合间隙
	弯曲变形	扭转变形	轮齿修形	螺旋线变动	轴倾斜不对正	36 号轴间隙	弯曲变形	扭转变形	轮齿修形	螺旋线变动	轴倾斜不对正	46 号轴间隙		
8	11.8	—9.1	5.0	0.0	0.0	7.7	—12.8	8.6	0.0	0.0	0.0	—4.2	11.9	0.0
9	11.7	—8.9	3.5	0.3	0.8	7.4	—12.7	8.4	0.0	—0.3	—0.8	—5.4	12.8	0.9
10	11.5	—8.5	2.7	0.6	1.3	7.6	—12.6	8.0	0.0	—0.6	—1.3	—6.5	14.1	2.2
11	11.3	—7.9	2.0	0.8	1.8	8.0	—12.4	7.4	0.0	—0.8	—1.8	—7.6	15.6	3.7
12	11.0	—7.1	1.3	1.0	2.3	8.5	—12.1	6.6	0.0	—1.0	—2.3	—8.8	17.3	5.4
13	10.7	—6.1	0.7	1.3	2.8	9.4	—11.8	5.6	0.0	—1.3	—2.8	—10.3	19.7	7.8
14	10.3	—4.9	0.0	1.5	3.3	10.2	—11.4	4.4	0.0	—1.5	—3.3	—11.8	22.0	10.1
15	9.9	—3.5	0.0	1.7	3.8	11.9	—11.0	3.0	0.0	—1.7	—3.8	—13.5	25.4	13.5
16	9.5	—2.1	1.0	2.0	4.3	14.7	—10.5	1.6	0.0	—2.0	—4.3	—15.2	29.9	18.0
17	9.1	—0.8	3.5	2.2	—4.8	18.8	—9.9	0.8	0.0	—2.2	—4.8	—16.1	34.9	23.0



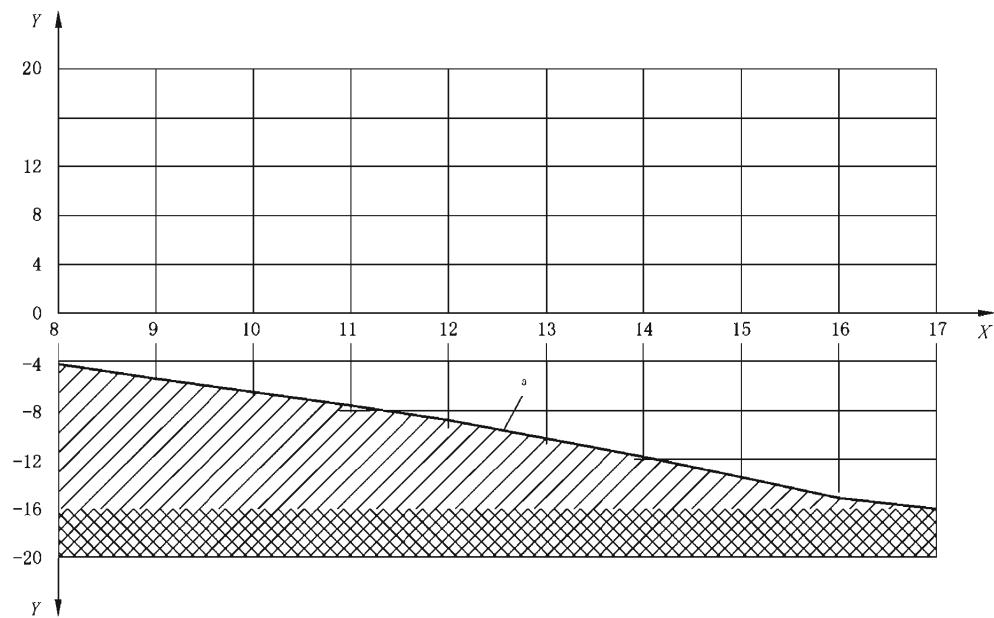
说明:

X —— 位置号;

Y —— 啮合间隙, μm 。

^a 3 轴。

图 E.5 3 轴间隙



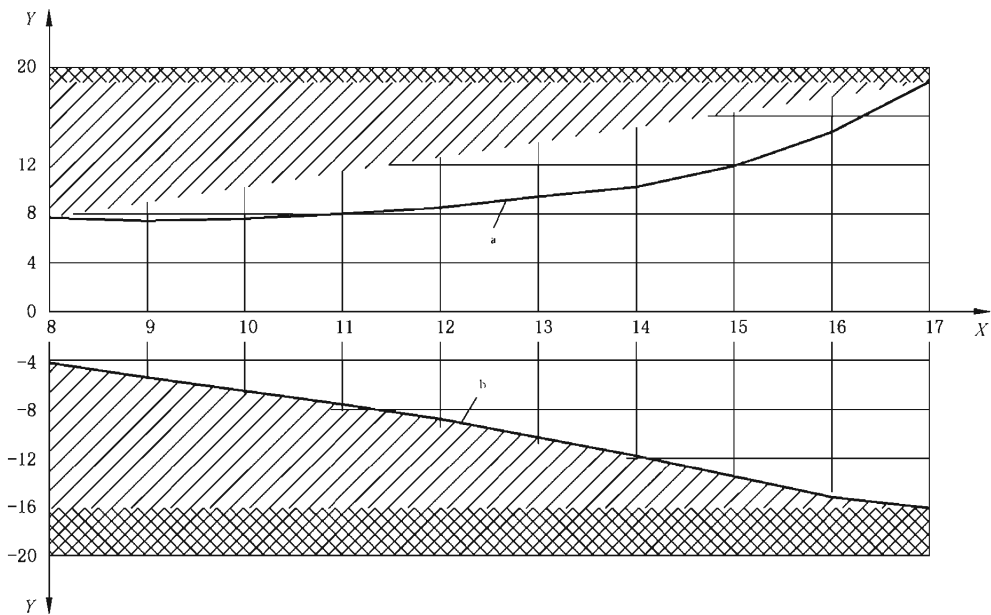
说明:

X —— 位置号;

Y —— 啮合间隙, μm 。

^a 4 轴。

图 E.6 4 轴间隙



说明：
X —— 位置号；
Y —— 啮合间隙， μm ；
^a 3 轴；
^b 4 轴。

图 E.7 总啮合间隙

E.5 载荷分布

E.5.1 轮齿变形

为把轮齿载荷密度和轮齿变形与总载荷和总啮合间隙进行比较，本法使用了齿轮啮合刚度常数 C_{ym} 这一概念。为简单起见，使用过啮合线的啮合平面并忽略多齿接触，而且假设为直齿轮副进行分析。因为只是为了说明这个概念，本章把整个啮合宽度仅分为 6 部分。将赫兹接触和轮齿弯曲变形组合，用一个轮齿啮合刚度常数 C_{ym} 表示，并且假设啮合为一组独立的弹簧（如图 E.8 所示）。

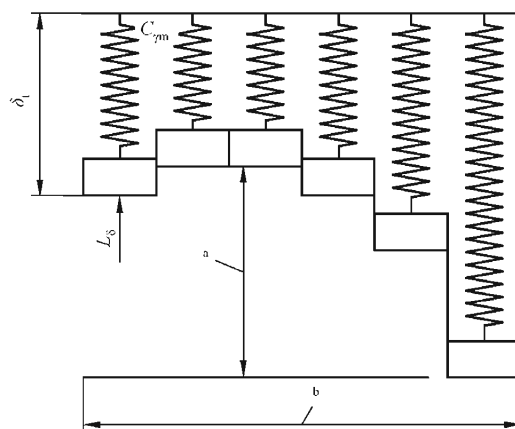
在指定点处的轮齿变形是该点的载荷密度的线性函数，轮齿啮合刚度由式(E.22)示出：

$$L_{\delta_i} = \delta_{i_i} C_{ym} \dots\dots\dots (E.22)$$

式中：

- L_{δ_i} —— 载荷密度，单位为牛顿每毫米(N/mm)；
- δ_{i_i} —— 载荷点“i”处的轮齿变形，单位为微米(μm)；
- C_{ym} —— 刚度常数，单位为牛顿毫米每微米(N·mm/ μm)。

E.3 说明了计算啮合间隙的方法。这个啮合间隙必须与齿轮的变形 δ_i 相协调，如图 E.8 和式(E.22)所示。



^a 啮合间隙；

^b 齿宽。

图 E.8 由刚度常数 $C_{\gamma m}$ ，载荷 L 和变形 δ 表达的轮齿

E.5.2 啮合间隙分析

啮合间隙分析时把目标啮合分为相同长度的若干部分 X_i ，将点载荷 L_i 施加于各部分宽度的中点处(见图 E.9)。对人字齿轮，要分别对每条斜齿进行分析。由于计算啮合间隙时用点载荷而按式 (E.22) 计算轮齿变形是基于载荷密度，所以点载荷必须被转换成载荷密度，该转换见式 (E.23)。

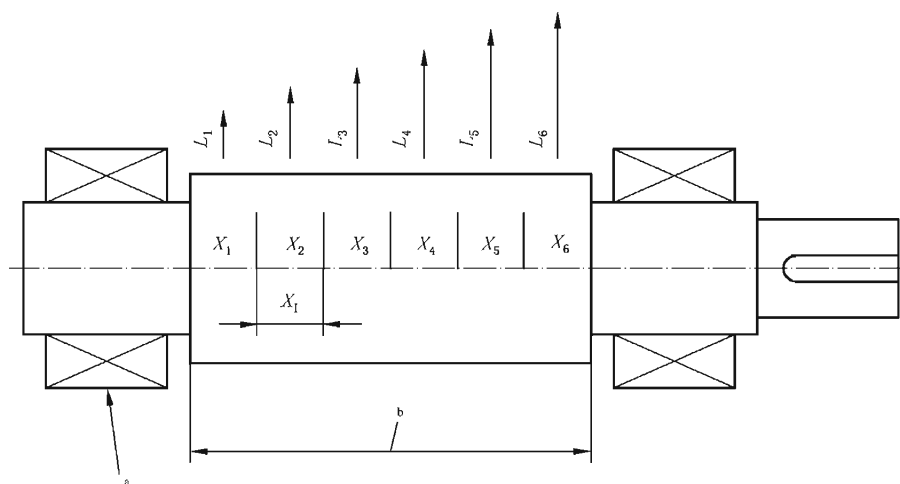
$$L_{\delta i} = \frac{L_i}{X_i} \quad \dots\dots\dots (E.23)$$

式中：

X_i ——施加点载荷部分的齿面长度，单位为毫米 (mm)；

L_i ——施加在特定点“ i ”的载荷，单位为牛顿 (N)；

$L_{\delta i}$ ——载荷密度，单位为牛顿每毫米 (N/mm)。



^a 轴承；

^b 齿宽。

图 E.9 变形分析分段

请注意，图中载荷没有直接作用于轮齿端面，这将提高计算精度。原因是轮齿两端的啮合刚度一般

较低,而在分析中刚度假定为常数。还应注意到,轮齿被分为了等长的若干部分,因此所有的 X_i 相等。另外,所有单个负载的总和必须等于齿轮承载的总载荷,如式(E.24)所示。

$$L_1 + L_2 + L_3 + \cdots + L_n = F_g \quad \text{..... (E.24)}$$

式中:

F_g ——啮合平面内的总载荷 X ,单位为牛顿(N);

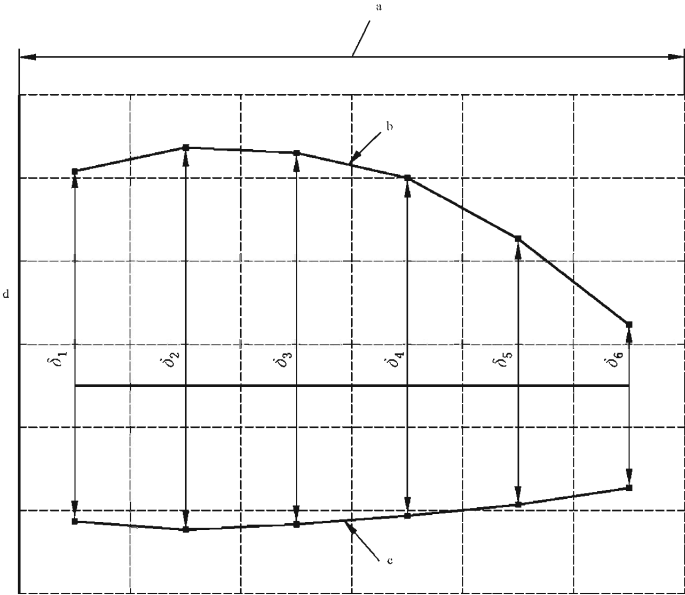
n ——沿齿宽各等分数量总数。

任意两点 i 和 j 之间的载荷密度差正比于该两点的啮合间隙差值乘以该轮齿刚度常数所得到的积。请注意在这里有一个概念上的转换,公式中没有直接采用轮齿变形的绝对值,而是采用了与轮齿变形改变量相等的啮合间隙的变化量。因此式(E.25)可由式(E.22)推导出来(见图 E.10):

$$L_{\delta_i} - L_{\delta_j} = (\delta_i - \delta_j) C_{\gamma m} \quad \text{..... (E.25)}$$

按照啮合间隙分析中用的是点载荷,式 E.25 可变为:

$$\frac{L_i}{X_i} - \frac{L_j}{X_j} = (\delta_i - \delta_j) C_{\gamma m} \quad \text{..... (E.26)}$$



- ^a 齿面宽;
- ^b 小齿轮总变形;
- ^c 大齿轮总变形;
- ^d 啮合间隙 δ_i 。

图 E.10 啮合间隙分段

E.5.3 求和与载荷计算

具有较大啮合间隙的区域有较低的轮齿载荷,而具有较小啮合间隙的区域有较高的轮齿载荷,借助图 E.10,可以看出式(E.26)中,当啮合间隙 δ_i 变大,载荷 L_i 一定变小。

选择一个位置作为基准,在本例中即位置“1”(见图 E.10)。可以求出其他各位置相对于位置 1 的总变形,这只需要将式(E.26)角标“ j ”用“1”来代替,便可得到如下公式:

$$\frac{L_i}{X_i} - \frac{L_j}{X_j} = (\delta_i - \delta_1) C_{\gamma} \quad \text{..... (E.27)}$$

或

$$L_1 = X_1 \left[\frac{L_i}{X_i} - (\delta_i - \delta_1) C_{ym} \right] \quad \dots\dots\dots (E.28)$$

和

$$L_i = X_i \left[\frac{L_1}{X_1} - (\delta_i - \delta_1) C_{ym} \right] \quad \dots\dots\dots (E.29)$$

用式(E.27)对所有位置的值求和得到式(E.30)。谨记,轮齿刚度只用一个值 C_{ym} 且齿宽被等分为若干段:

$$\left(\frac{L_1}{X_1} - \frac{L_1}{X_1} \right) + \left(\frac{L_2}{X_2} - \frac{L_1}{X_1} \right) + \dots + \left(\frac{L_n}{X_n} - \frac{L_1}{X_1} \right) = [(\delta_1 - \delta_1) + (\delta_2 - \delta_1) + \dots + (\delta_n - \delta_1)] C_{ym} \quad \dots\dots\dots (E.30)$$

简化方程(E.30)得到:

$$\left(\frac{L_1}{X_1} + \frac{L_2}{X_2} + \dots + \frac{L_n}{X_n} \right) - \frac{nL_1}{X_1} = [(\delta_1 - \delta_1) + (\delta_2 - \delta_1) + \dots + (\delta_n - \delta_1)] C_{ym} \quad \dots\dots\dots (E.31)$$

由于所有载荷的总和总是等于啮合平面载荷 F_g 且所有的 X_i 是相等的,故:

$$\left(\frac{L_1}{X_1} + \frac{L_2}{X_2} + \dots + \frac{L_n}{X_n} \right) = \frac{F_g}{X_n} \quad \dots\dots\dots (E.32)$$

针对求解 L_1 值,解方程得到:

$$L_1 = \frac{F_g}{i} - \frac{C_{ym} X_i}{i} [(\delta_1 - \delta_1) + (\delta_2 - \delta_1) + \dots + (\delta_n - \delta_1)] \quad \dots\dots\dots (E.33)$$

用方程(E.29)即可算得其余载荷的值。

E.5.4 根据载荷计算 $K_{H\beta}$

第一次迭代时,假设载荷沿啮合副齿宽均匀分布来计算啮合间隙,根据这些初始间隙,计算不均匀的载荷分布。然后用这种新的载荷分布计算出新的一组间隙,此迭代过程一直继续下去,直到最新计算的间隙与前一次计算间隙值的只有很小的差异量为止。仅需要很少,如2或3次迭代,就可以得到一个可接受的误差(计算的间隙变化小于 $3 \mu\text{m}$)。

根据在间隙计算中变化可忽略的最终迭代间隙计算结果得到的载荷,可用于计算载荷分布系数 $K_{H\beta}$, $K_{H\beta}$ 定义为最大或峰值载荷与平均载荷的比:

$$K_{H\beta} = \frac{L_{i \text{ peak}}}{L_{i \text{ ave}}} \quad \dots\dots\dots (E.34)$$

式中:

$$L_{i \text{ ave}} = \frac{F_g}{n} \quad \dots\dots\dots (E.35)$$

E.5.5 局部齿面接触

最初,齿宽上的所有载荷都假定是在同一个方向,即具有同样的正负号。若沿齿宽不是完全接触,一些位置上的载荷值将改变正负号。这表明轮齿在那个位置没有接触而是相互分开了,故该位置的载荷应该是零。这种情况是可以接受的,原因是位置间的载荷差值是位置间变形量的变化量的函数,因此即使计算中有正负号变化,轮齿接触的两位置间的载荷差值也是正确的。

为求出这些位置处的实际载荷需做如下工作。对所有有正负号变化的载荷求和然后除以有正负号变化的载荷的全部个数。从每个无正负号变化的载荷减去这个值。把所有有正负号变化处载荷值设为

零。这时,所有实际接触处的载荷总和将等于齿宽上的总载荷,而且这些位置间的载荷差没有改变。

E.5.6 规定的再次强调

计算齿宽上载荷分布状况的规则有以下几点:

- 齿宽上单个载荷 L_i 的和应等于轮齿副上的总载荷 F_g ;
- 齿宽上任意两个位置的载荷密度变化 $L_i - L_j$, 应等于这两个位置的轮齿变形量的变化 $\delta_{ti} = \delta_{tj}$, 或是啮合间隙变化 $\delta_i = \delta_j$;
- 齿宽上啮合间隙(啮合错位)大的区域轮齿载荷低, 而啮合间隙(啮合错位)小的区域轮齿载荷高;
- 载荷改变正负号的区域代表轮齿没有接触, 而它们的总和应包括在没有改变符号的载荷中, 即 $\delta L_i = F_g$;
- 在实际进行间隙分析和载荷分布系数计算时应该把齿宽分为 18 部分。

参 考 文 献

- [1] HIRT M. Einfluß der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern. Doctoral dissertation, Technische Universität München, 1976
 - [2] STRASSER, H. Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit, Doctoral dissertation, Technische Universität München, 1984
 - [3] BROSSMANN, U. über den Einfluß der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder, Doctoral dissertation, Technische Universität München, 1979
 - [4] ANSI/AGMA 2001-C95, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, January 1995
 - [5] DIN 3990, Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Köln, 31. Dezember 1987
 - [6] JGMA 6101-01, Calculation of Bending Strength for Spur and Helical Gears, March 1988 (only in Japanese)
 - [7] JGMA 6102-01, Calculation of Surface Durability (Pitting Resistance) for spur and Helical Gears, March 1989 (only in Japanese)
 - [8] TGL 10545, Tragfähigkeitsberechnung von außenverzahnten Stirnrädern, November 1988
 - [9] ISO 54: 1977, Cylindrical gears for general engineering and for heavy engineering—Modules and diametral pitches
 - [10] ISO 701: 1998, International gear notation—Symbols for geometrical data
 - [11] ISO/TR 10064-1, Cylindrical gears—Code of inspection practice—Part 1: Inspection of corresponding flanks of gear teeth
-