



中华人民共和国国家标准

GB/T 44846—2024

塑料齿轮承载能力计算

Calculation of load capacity for plastic gear

2024-10-26 发布

2025-05-01 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

引言 IV

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语、定义、符号和缩略语 1

 3.1 术语和定义 1

 3.2 符号和缩略语 1

4 平行轴圆柱齿轮承载能力计算 9

 4.1 通则 9

 4.2 基本参数计算 10

 4.3 轮齿温度的校核 11

 4.4 齿根弯曲疲劳强度校核 13

 4.5 齿面接触疲劳强度校核 28

 4.6 摩擦磨损校核 33

 4.7 峰值载荷校核 35

 4.8 轮齿变形校核 35

5 交错轴螺旋齿轮承载能力计算 36

 5.1 通则 36

 5.2 特征载荷值校核 36

 5.3 齿根强度校核 39

 5.4 齿面接触疲劳强度校核 45

附录 A（资料性） 常用塑料的材料特性与选择 49

附录 B（资料性） 外润滑剂选择 59

附录 C（资料性） 传动效率估算 62

附录 D（资料性） 计算示例 64

参考文献 71

前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由全国齿轮标准化技术委员会(SAC/TC 52)提出并归口。

本文件起草单位：北京工业大学、深圳市兆威机电股份有限公司、深圳市三多乐智能传动有限公司、苏州星诺奇科技股份有限公司、广东德晟智能科技有限公司、郑州机械研究所有限公司、浙江捷众科技股份有限公司、东莞市星火齿轮有限公司、东莞域嘉精密五金塑胶制品有限公司、广东金力智能传动技术股份有限公司、宁波格瑞塑业有限公司、宁波双林汽车部件股份有限公司、中山市乙之上齿轮技术有限公司、浙江捷昌线性驱动科技股份有限公司、湖南磐钻传动科技有限公司、重庆大学、中山市香山传动科技有限公司、广东海洋大学。

本文件主要起草人：石照耀、李清、于渤、辛栋、王志刚、杨东平、罗廷德、周长江、孙坤、刘辉华、童爱军、孙永平、王小文、王世锋、徐平均、张光彦、韩益南、刘怀举、李平、董建江、鲁永方、王得峰、顾来法、韩超、沈昌建、龚志超、丁宏钰、李胜、卢泽华、夏宁伟、李海霞、范瑞丽。

引 言

由于塑料齿轮在设计要求、制造方法、应用场所等方面均与金属齿轮差异较大,本文件根据塑料齿轮的材料特性、常见失效形式、传动类型(相比金属齿轮传动)的不同,重点突出以下方面:

- 考虑塑料齿轮强度受温度影响较大,描述了轮齿温度校核方法,给出了齿根与齿廓温度计算公式;
- 考虑磨损是塑料齿轮主要失效形式之一,描述了摩擦磨损校核方法,给出了部分材料磨损系数;
- 考虑工程塑料弹性模量较小,有需要传递动力,描述了轮齿变形校核方法;
- 描述了峰值载荷校核方法;
- 考虑塑料齿轮传动效率影响因素众多,波动范围较大,对温升有显著影响,描述了传动效率估算方法,并包含传动效率设计;
- 描述了交错轴螺旋齿轮承载能力计算方法(对于钢-塑料配对的交错轴螺旋齿轮,失效几乎仅限于塑料齿轮,可通过特征载荷值、齿根强度和齿面接触疲劳进行校核);
- 给出了塑料齿轮失效形式及其成因。

塑料齿轮承载能力计算

1 范围

本文件描述了塑料平行轴圆柱齿轮和交错轴螺旋齿轮承载能力的计算方法。

本文件适用于半结晶热塑性塑料材料齿轮的设计与校核,其基本齿廓符合 GB/T 1356 或 GB/T 2362,且为:

- 模数 $m_n \geq 0.1$ mm 的平行轴直齿和斜齿圆柱齿轮;或
- 模数 $m_n \geq 0.3$ mm、轴交角 $\Sigma \leq 90^\circ$ 的与金属蜗杆(头数 $z_1 < 6$,蜗杆基本齿廓符合 GB/T 10087 或 GB/T 10226)配对的螺旋齿轮。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中,注日期的引用文件,仅该日期对应的版本适用于本文件;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 通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿条齿廓
- GB/T 1357 通用机械和重型机械用圆柱齿轮 模数
- GB/T 2362 小模数渐开线圆柱齿轮基本齿廓
- GB/T 3374.1—2010 齿轮 术语和定义 第 1 部分:几何学定义
- GB/T 3374.2—2011 齿轮术语和定义 第 2 部分:蜗轮几何学定义

3 术语、定义、符号和缩略语

3.1 术语和定义

GB/T 3374.1—2010 和 GB/T 3374.2—2011 界定的术语和定义适用于本文件。

3.2 符号和缩略语

表 1 中的符号适用于本文件。

表 1 符号和单位

符号	术语或说明	单位
A_f	断口面积	mm^2
A_G	齿轮箱体的散热面积	m^2
A_τ	剪切面积	mm^2
$\overline{AE}$	啮合线长度	mm
a	中心距	mm
a_h	接触椭圆的长半轴	mm

表 1 符号和单位（续）

符号	术语或说明	单位
b	齿宽	mm
b_h	接触椭圆的短半轴	mm
b_m	蜗杆分度圆处承载齿宽	mm
$b_{\max}$	最大承载齿宽	mm
b_w	有效齿宽	mm
C	特征载荷值	N/mm ²
C_P	许用特征载荷值	N/mm ²
d	分度圆直径	mm
$d_{1,2}^a$	小齿轮或大齿轮分度圆直径	mm
d_a	齿顶圆直径	mm
$d_{a1,2}$	小齿轮或大齿轮齿顶圆直径	mm
d_{an}	当量齿轮齿顶圆直径	mm
d_b	基圆直径	mm
$d_{b1,2}$	小齿轮或大齿轮基圆直径	mm
d_{bn}	当量齿轮基圆直径	mm
d_{en}	当量齿轮单对齿啮合区外界点直径	mm
d_f	齿根圆直径	mm
d_{Na}	有效齿顶圆直径	mm
d_{Nf}	有效齿根圆直径	mm
d_n	当量齿轮分度圆直径	mm
d_{x0}	蜗杆齿顶圆处的最小螺旋齿轮直径	mm
d_w	节圆直径	mm
$d_{w1,2}$	蜗杆或螺旋齿轮节圆直径	mm
E	弹性模量	N/mm ²
	辅助值,齿廓系数计算用	mm
E_0	23 ℃时的弹性模量	N/mm ²
$E_{1,2}$	小齿轮或大齿轮材料的弹性模量	N/mm ²
F	力	N
F_{bn}	垂直于接触线的名义载荷	N
F_{bt}	啮合平面(发生面)内的名义端面载荷	N
F_n	轮齿法向力	N
$F_{n\ local}$	局部齿面法向力	N
F_t	名义切向力	N
F_{ts}	峰值切向力	N

表 1 符号和单位（续）

符号	术语或说明	单位
F_{t2}	螺旋齿轮节圆处名义切向力	N
f	频率	s^{-1}
f_{ϵ}	载荷分布影响系数	—
G	剪切模量	N/mm^2
	辅助值,齿廓系数计算用	—
g_{an}	齿顶啮合线长度	mm
$g_{an1,2}$	蜗杆或螺旋齿轮齿顶啮合线长度	mm
H	辅助值,齿廓系数计算用	—
H_V	轮齿损耗因子	—
h_{aP}	标准基本齿条轮齿齿顶高	mm
h_{Fa}	齿根应力计算中载荷作用于齿顶时的弯曲力臂	mm
$h_{Fa1,2}$	小齿轮或大齿轮齿根应力计算中载荷作用于齿顶圆时的弯曲力臂	mm
h_{Fe}	齿根应力计算中载荷作用于单对齿啮合区外界点时的弯曲力臂	mm
h_{FP}	标准基本齿条轮齿齿根直线部分的高度	mm
h_{fP}	标准基本齿条轮齿齿根高	mm
h_t	齿高	mm
i	传动比	—
K_A	使用系数	—
K_F	齿根载荷系数	—
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配系数	—
K_H	齿面载荷系数	—
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配系数	—
K_v	动载系数	—
K_z	齿数系数	—
k	磨损系数	$10^{-6} \text{ mm}^3/(N \cdot m)$
k_{Tf}	齿面传热系数	$K \cdot (m/s)^{0.75} \cdot \text{mm}^{1.75}/W$
k_{Tr}	齿根传热系数	$K \cdot (m/s)^{0.75} \cdot \text{mm}^{1.75}/W$
L	辅助值,计算应力修正系数用	—
L_a	辅助值,计算应力修正系数用	—
$L_{a1,2}$	小齿轮或大齿轮辅助值,计算应力修正系数用	—
L_h	使用寿命	h
l_{Fl}	有效齿廓长度	mm

表 1 符号和单位（续）

符号	术语或说明	单位
m_n	法向模数	mm
m_t	端面模数	mm
m_x	轴向模数	mm
m_{x1}	蜗杆轴向模数	mm
N_L	载荷循环次数	—
N_{sp}	峰值转矩下的载荷循环次数	—
$n_{1,2}$	小齿轮或大齿轮转速	r/min
P	传递功率	W
p	齿距	mm
p_{bn}	法向基圆齿距	mm
q_s	缺口参数	—
$q_{s1,2}$	小齿轮或大齿轮缺口参数	—
R	齿轮箱体的热阻	$K \cdot m^2/W$
R_z	平均最大高度粗糙度值	μm
S_C	特征载荷值计算安全系数	—
S_{Fmin}	齿根弯曲强度计算的最小安全系数	—
S_H	螺旋齿轮接触疲劳强度的计算安全系数	—
S_{Hmin}	齿面接触强度计算的最小安全系数	—
S_R	轮缘厚度	mm
S_{Smin}	不发生屈服的最小安全系数	—
S_τ	螺旋齿轮剪切疲劳强度的计算安全系数	—
$S_{\tau min}$	螺旋齿轮剪切疲劳强度的最小安全系数	—
s_{at2}	螺旋齿轮齿顶圆处的端面齿厚	mm
s_{da1}	蜗杆齿顶圆处的螺旋齿轮中部区域端面齿厚	mm
s_{Fn}	危险截面处的法向弦长	mm
$s_{Fn1,2}$	小齿轮或大齿轮危险截面处的法向弦长	mm
s_t	分度圆处的端面齿厚	mm
s_{t2}	螺旋齿轮分度圆处的端面齿厚	mm
T_0	环境温度	$^{\circ}C$
T_f	齿面温度	$^{\circ}C$
$T_{fl,2}$	小齿轮或大齿轮齿面温度	$^{\circ}C$
T_r	齿根温度	$^{\circ}C$
$T_{r1,2}$	小齿轮或大齿轮齿根温度	$^{\circ}C$
T_p	许用温度	$^{\circ}C$

表 1 符号和单位（续）

符号	术语或说明	单位
$T_{1,2}$	小齿轮或大齿轮名义转矩	$\text{N} \cdot \text{m}$
T_{sp}	峰值转矩	$\text{N} \cdot \text{m}$
t	时间	s
t_{ED}	啮合时间比(10 min 内)	—
u	齿数比($z_2/z_1 \geq 1$)	—
v	切向速度	m/s
v_{g}	滑动速度	m/s
v_{gw}	啮合点滑动速度	m/s
W_{local}	局部齿面线磨损量	mm
W_{m}	平均线磨损量	mm
W_{n}	磨损量	μm
W_{p}	许用线磨损量	mm
x	变位系数	—
$x_{1,2}$	小齿轮或大齿轮变位系数	—
Y_{B}	轮缘厚度系数	—
Y_{F}	载荷作用于单对齿啮合区外界点时的齿廓系数	—
Y_{Fa}	载荷作用于齿顶时的齿廓系数	—
$Y_{\text{Fa}1,2}$	小齿轮或大齿轮载荷作用于齿顶时的齿廓系数	—
Y_{S}	载荷作用于单对齿啮合区外界点时的应力修正系数	—
Y_{Sa}	载荷作用于齿顶时的应力修正系数	—
$Y_{\text{Sa}1,2}$	小齿轮或大齿轮载荷作用于齿顶时的应力修正系数	—
Y_{ST}	与标准试验齿轮尺寸有关的应力修正系数	—
Y_{f}	齿根形状系数	—
Y_{β}	弯曲强度计算的螺旋角系数	—
Y_{ϵ}	弯曲强度计算的重合度系数	—
$Y_{\epsilon\text{S}}$	螺旋齿轮齿根承载能力计算的重合度系数	—
Z_{E}	弹性系数	$(\text{N}/\text{mm}^2)^{0.5}$
Z_{F}	材料系数	$(\text{N}/\text{mm}^2)^{-1}$
Z_{H}	节点区域系数	—
Z_{R}	接触强度计算的粗糙度系数	—
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	—
$Z_{\epsilon\text{S}}$	螺旋齿轮齿面承载能力计算的重合度系数	—
z	齿数	—

表 1 符号和单位 (续)

符号	术语或说明	单位
$z_{1,2}$	小齿轮或大齿轮齿数	—
z_n	当量齿数	—
α_{at}	端面齿顶圆压力角	(°)
α_{at2}	螺旋齿轮端面齿顶圆压力角	(°)
α_{an}	当量齿轮齿顶圆处的压力角	(°)
$\alpha_{an1,2}$	小齿轮或大齿轮当量齿轮齿顶圆处的压力角	(°)
α_{en}	当量齿轮单对齿啮合区外界点处的压力角	(°)
α_{Fan}	当量齿轮载荷作用于齿顶时的载荷作用角	(°)
$\alpha_{Fan1,2}$	小齿轮或大齿轮当量齿轮载荷作用于齿顶圆时的载荷作用角	(°)
α_{Fen}	当量齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时的载荷作用角	(°)
α_P	基本齿条齿廓压力角	(°)
α_n	法向压力角	(°)
α_t	端面压力角	(°)
α_{t2}	螺旋齿轮端面压力角	(°)
α_{wn}	法向节圆压力角	(°)
α_{wt}	端面节圆压力角	(°)
α_{x0t}	蜗杆齿顶圆处的螺旋齿轮端面压力角	(°)
β	分度圆螺旋角	(°)
β_b	基圆螺旋角	(°)
β_{bl}	蜗杆基圆螺旋角	(°)
β_w	节圆螺旋角	(°)
β_{w2}	螺旋齿轮节圆螺旋角	(°)
γ	导程角	(°)
γ_a	当量齿轮载荷作用于齿顶时的辅助角	(°)
$\gamma_{a1,2}$	小齿轮或大齿轮当量齿轮载荷作用于齿顶时的辅助角	(°)
γ_e	当量齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时的辅助角	(°)
δ	齿顶变形量	mm
δ_P	许用变形量	mm
ϵ	应变	%
	重合度	—
ϵ_1	小齿轮齿顶重合度	—
ϵ_2	大齿轮齿顶重合度	—
ϵ_B	断裂应变	%
$\epsilon_{B1,2,3,4}$	材料 1~材料 4 的断裂应变	%

表 1 符号和单位（续）

符号	术语或说明	单位
$\epsilon_{M1,2,3,4}$	材料 1～材料 4 的最大拉伸应变	%
ϵ_n	法平面重合度	—
ϵ_{nz}	法平面重合度的整数部分	—
ϵ_{x4}	材料 4 的拉伸应变	%
ϵ_y	屈服应变	%
$\epsilon_{y2,3}$	材料 2、材料 3 的屈服应变	%
ϵ_α	端面重合度	—
$\epsilon_{\alpha n}$	当量齿轮的端面重合度	—
ϵ_β	轴向重合度	—
ζ	局部滑动率	—
η	短半轴系数	—
η_z	交错轴螺旋齿轮副的啮合效率	—
ϑ	辅助角	rad
θ	切角	rad
Λ	机械阻尼的对数衰减率	—
λ	齿宽系数($\lambda=b/m$)	—
μ	摩擦系数	—
ν	泊松比	—
ν_0	23 ℃时的泊松比	—
$\nu_{1,2}$	小齿轮或大齿轮材料的泊松比	—
ξ	长半轴系数	—
ρ	密度	g/cm ³
ρ_F	齿根圆角半径	mm
$\rho_{F1,2}$	小齿轮或大齿轮齿根圆角半径	mm
ρ_{fP}	圆柱齿轮基本齿条的齿根圆角半径	mm
ρ_{fP2}	内齿轮的齿根圆角半径	mm
ρ_n	节圆螺旋线上的曲率半径	mm
$\overline{\rho}_n$	综合曲率半径	mm
ρ_z	摩擦角	(°)
Σ	轴交角	(°)
σ	应力	N/mm ²
σ_B	断裂应力	N/mm ²
$\sigma_{B1,2,3,4}$	材料 1～材料 4 的断裂应力	N/mm ²
σ_F	齿根应力	N/mm ²

表 1 符号和单位（续）

符号	术语或说明	单位
$\sigma_{F1,2}$	小齿轮或大齿轮齿根应力	N/mm^2
σ_{FG}	齿根应力极限	N/mm^2
$\sigma_{FG1,2}$	小齿轮或大齿轮齿根应力极限	N/mm^2
σ_{FP}	许用齿根应力	N/mm^2
$\sigma_{FP1,2}$	小齿轮或大齿轮许用齿根应力	N/mm^2
σ_{FPs}	峰值转矩下的许用局部齿根应力	N/mm^2
σ_{Flim}	试验齿轮的弯曲疲劳极限	N/mm^2
$\sigma_{Flim1,2}$	小齿轮或大齿轮的试验齿轮的弯曲疲劳极限	N/mm^2
σ_{Fs}	峰值转矩下的局部齿根应力	N/mm^2
σ_H	齿面接触应力(赫兹应力)	N/mm^2
σ_{HP}	齿面许用接触应力	N/mm^2
$\sigma_{HP1,2}$	小齿轮或大齿轮的齿面许用接触应力	N/mm^2
σ_{Hlim}	试验齿轮的齿面接触疲劳极限	N/mm^2
$\sigma_{Hlim1,2}$	小齿轮或大齿轮的试验齿轮的齿面接触疲劳极限	N/mm^2
σ_{Hm}	平均齿面接触应力(平均赫兹应力)	N/mm^2
σ_M	拉伸强度	N/mm^2
$\sigma_{M1,2,3,4}$	材料 1~材料 4 的拉伸强度	N/mm^2
σ_{Tlim}	拉伸疲劳强度	N/mm^2
σ_x	$x\%$ 应变拉伸应力	N/mm^2
σ_{x4}	材料 4 的应变拉伸应力	N/mm^2
σ_y	屈服应力	N/mm^2
$\sigma_{y2,3}$	材料 2、材料 3 的屈服应力	N/mm^2
τ_F	名义剪切应力	N/mm^2
τ_{Flim}	剪切疲劳强度	N/mm^2
φ	当量齿轮的轴交角	(°)
ω	角速度	rad/s
$\omega_{1,2}$	蜗杆或螺旋齿轮的角速度	rad/s
^a 一般情况下,下角标 1 指小齿轮,2 指大齿轮;在计算交错轴螺旋齿轮承载能力时,下角标 1 指蜗杆,2 指螺旋齿轮。		

表 2 中的缩略语适用于本文件。

表 2 缩略语

缩略语	说明
ABS	丙烯腈-丁二烯-苯乙烯(acrylonitrile-butadiene-styrene)
GF	玻璃纤维(glass fibre)
inv	渐开线函数($\text{inv}\alpha = \tan\alpha - \alpha$, 其中 α 单位为 rad)
PA	聚酰胺(尼龙)(polyamide)
PA6	聚酰胺 6(尼龙 6)(polyamide 6)
PA6-GF	玻璃纤维增强聚酰胺 6(polyamide 6 with glass fibre)
PA11	聚酰胺 11(尼龙 11)(polyamide 11)
PA12	聚酰胺 12(尼龙 12)(polyamide 12)
PA46	聚酰胺 46(尼龙 46)(polyamide 46)
PA46-GF	玻璃纤维增强聚酰胺 46(polyamide 46 with glass fibre)
PA66	聚酰胺 66(尼龙 66)(polyamide 66)
PA66-GF	玻璃纤维增强聚酰胺 66(polyamide 66 with glass fibre)
PAO	聚 α 烯烃
PBT	聚对苯二甲酸丁二醇酯(polybutylene terephthalate)
PC	聚碳酸酯(polycarbonate)
PEEK	聚醚醚酮(polyetherether ketone)
PEEK-CF X	X % 碳纤维增强聚醚醚酮(polyetherether ketone with X % by weight carbon fibre)
PFPE	全氟聚醚
PI	聚酰亚胺(polyimide)
POM	聚甲醛(polyoxymethylene)
POM-GF X	X % 玻璃纤维增强聚甲醛(polyoxymethylene with X % by weight glass fibre)

4 平行轴圆柱齿轮承载能力计算

4.1 通则

齿轮根据工况要求完成基本参数设计以后,应进行承载能力校核。包括:

- 轮齿温度校核(4.3);
- 疲劳强度校核(4.4 和 4.5);
- 摩擦磨损校核(4.6);
- 峰值载荷校核(4.7);
- 轮齿变形校核(4.8)。

常用塑料材料的选择见附录 A,外润滑剂的选择见附录 B,效率估算见附录 C,计算示例见附录 D。

4.2 基本参数计算

4.2.1 名义转矩、名义切向力和切向速度

名义转矩($T_{1,2}$)计算按公式(1):

$$T_{1,2} = \frac{9.549 P}{n_{1,2}} \dots\dots\dots (1)$$

式中:

$T_{1,2}$ ——小齿轮或大齿轮名义转矩,单位为牛顿米(N·m);

P ——传递功率,单位为瓦(W);

$n_{1,2}$ ——小齿轮或大齿轮转速,单位为转每分(r/min)。

名义切向力(F_t)计算按公式(2):

$$F_t = \frac{2\,000 T_{1,2}}{d_{1,2}} \dots\dots\dots (2)$$

式中:

F_t ——名义切向力,单位为牛顿(N);

$d_{1,2}$ ——小齿轮或大齿轮分度圆直径,单位为毫米(mm)。

切向速度(v)计算按公式(3):

$$v = \frac{d_{1,2} \cdot n_{1,2}}{19\,098} \dots\dots\dots (3)$$

式中:

v ——切向速度,单位为米每秒(m/s);

$d_{1,2}$ ——小齿轮或大齿轮分度圆直径,单位为毫米(mm);

$n_{1,2}$ ——小齿轮或大齿轮转速,单位为转每分(r/min)。

角速度(ω)计算按公式(4):

$$\omega = \frac{n_{1,2}}{9.549} \dots\dots\dots (4)$$

式中:

ω ——角速度,单位为弧度每秒(rad/s);

$n_{1,2}$ ——小齿轮或大齿轮转速,单位为转每分(r/min)。

4.2.2 小齿轮分度圆直径设计计算

按齿面接触疲劳强度设计,小齿轮分度圆直径的设计计算按公式(5):

$$d_1 \geq 23 \times \sqrt[3]{\frac{Z_E^2 \cdot K_A \cdot T_1}{\sigma_{HP}^2 \cdot (b/d_1)} \cdot \frac{u+1}{u}} \dots\dots\dots (5)$$

式中:

d_1 ——小齿轮分度圆直径,单位为毫米(mm);

Z_E ——弹性系数(4.5.2),单位为牛顿每平方毫米的平方根 $[(N/mm^2)^{0.5}]$;

K_A ——使用系数(当采用电机驱动时,设计计算阶段可取 $K_A = 1 \sim 1.25$);

T_1 ——小齿轮名义转矩,单位为牛顿米(N·m);

u ——齿数比($u = z_2/z_1 \geq 1$);

σ_{HP} ——齿面许用接触应力,单位为牛顿每平方毫米(N/mm²)(见 4.5.7);

b/d_1 ——齿宽 b 与小齿轮分度圆直径 d_1 的比值,宜取值 $b/d_1 = 0.2 \sim 2.0$ 。

4.2.3 齿轮法向模数设计计算

按齿根弯曲疲劳强度设计,法向模数的设计计算按公式(6):

$$m_n \geq 18 \times \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot T_1}{z_1 \cdot \lambda \cdot \sigma_{FP}}} \dots\dots\dots (6)$$

式中:

- m_n ——法向模数,单位为毫米(mm);
- K_A ——使用系数;
- T_1 ——小齿轮名义转矩,单位为牛顿米(N·m);
- z_1 ——小齿轮齿数;
- λ ——齿宽系数, $\lambda = b/m_n$,宜取 $\lambda = 5 \sim 20$;
- σ_{FP} ——许用齿根应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²)。

4.3 轮齿温度的校核

4.3.1 基本公式

齿根温度和齿面温度分别影响齿根和齿面的承载能力,二者的计算分别按公式(7)和公式(8):

$$T_r \approx T_0 + P \cdot \mu \cdot H_V \cdot \left[\frac{k_{Tr}}{b \cdot z \cdot (v \cdot m_n)^{0.75}} + \frac{R}{A_G} \right] \cdot t_{ED}^{0.64} \leq T_P \dots\dots\dots (7)$$

$$T_f \approx T_0 + P \cdot \mu \cdot H_V \cdot \left[\frac{k_{Tf}}{b \cdot z \cdot (v \cdot m_n)^{0.75}} + \frac{R}{A_G} \right] \cdot t_{ED}^{0.64} \leq T_P \dots\dots\dots (8)$$

式中:

- T_r ——齿根温度,单位为摄氏度(℃);
- T_0 ——环境温度,单位为摄氏度(℃);
- P ——传递功率,单位为瓦(W);
- μ ——摩擦系数(见表3);
- H_V ——轮齿损耗因子(见4.3.2);
- k_{Tr} ——齿根传热系数(见表4);
- b ——齿宽,单位为毫米(mm);
- z ——齿数;
- v ——切向速度,单位为米每秒(m/s);
- m_n ——法向模数,单位为毫米(mm);
- R ——齿轮箱体的热阻,单位为开尔文平方米每瓦(K·m²/W)(见表5);
- A_G ——齿轮箱体的散热面积(不适用于开式齿轮箱),单位为平方米(m²);
- t_{ED} ——啮合时间比(以10 min内总啮合时间除以10 min);
- T_P ——许用温度,单位为摄氏度(℃);
- T_f ——齿面温度,单位为摄氏度(℃);
- k_{Tf} ——齿面传热系数(见表4)。

4.3.2 轮齿损耗因子(H_V)

当端面重合度 $1 \leq \epsilon_a \leq 2$ 时,轮齿损耗因子计算按公式(9):

$$H_V = \frac{\pi \cdot (u+1)}{z_2 \cdot \cos \beta_b} \cdot (1 - \epsilon_1 - \epsilon_2 + \epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) \dots\dots\dots (9)$$

式中：

H_v —— 轮齿损耗因子；

u —— 齿数比($z_2/z_1 \geq 1$)；

z_2 —— 大齿轮齿数；

β_b —— 基圆螺旋角,单位为度($^\circ$)；

ϵ_1 —— 小齿轮齿顶重合度；

ϵ_2 —— 大齿轮齿顶重合度。

当端面重合度 $\epsilon_a < 1$ 或 $\epsilon_a > 2$ 时,轮齿损耗因子计算按公式(10)：

$$H_v = \frac{2.6(u+1)}{z_2+5} \dots\dots\dots (10)$$

式中：

u —— 齿数比($u = z_2/z_1 \geq 1$)；

z_2 —— 大齿轮齿数。

4.3.3 齿顶重合度(ϵ_1, ϵ_2)

齿顶重合度计算按公式(11)：

$$\epsilon_{1,2} = \frac{z_{1,2}}{2 \cdot \pi} \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1,2}}{d_{b1,2}} \right)^2 - 1} - \tan \alpha_{wt} \right] \dots\dots\dots (11)$$

式中：

$\epsilon_{1,2}$ —— 小齿轮或大齿轮齿顶重合度；

$z_{1,2}$ —— 小齿轮或大齿轮齿数；

$d_{a1,2}$ —— 小齿轮或大齿轮齿顶圆直径,单位为毫米(mm)；

$d_{b1,2}$ —— 小齿轮或大齿轮基圆直径,单位为毫米(mm)；

α_{wt} —— 端面节圆压力角,单位为度($^\circ$)。

4.3.4 摩擦系数(μ)、齿根传热系数(k_{tr})、齿面传热系数(k_{tf})和箱体热阻(R)

宜分别按照表 3～表 5 进行选择。亦可根据实际配对材料实测摩擦系数。

表 3 不同润滑方式和材料配对时的摩擦系数(μ)参考值

润滑方式	材料配对	μ
循环油润滑	全部 ^a	0.04
脂润滑	全部	0.09
干摩擦	POM/钢	0.17
	PA66/钢	0.28
	PEEK/钢	0.24
	POM/POM	0.28
	POM/PA	0.18
^a 只适用本文件中的材料。		

表 4 塑料齿轮的传热系数(k_{Tr} 和 k_{Tf})

润滑方式	材料配对	k_{Tr} $K \cdot (m/s)^{0.75} \cdot mm^{1.75} / W$	k_{Tf} $K \cdot (m/s)^{0.75} \cdot mm^{1.75} / W$
循环油润滑	全部 ^a	0	0
干摩擦/脂润滑/油雾润滑	塑料-塑料	2.1×10^3	9.0×10^3
	钢-塑料	0.9×10^3	6.3×10^3
^a 只适用本文件中的材料。			

表 5 齿轮箱体(金属材料)的热阻(R)

单位为开尔文平方米每瓦

齿轮箱	R
开式(空气可自由流通)	0
半开式	0.015~0.045
闭式	0.060

4.4 齿根弯曲疲劳强度校核

4.4.1 基本公式

4.4.1.1 概述

齿根应力(σ_F)是齿根圆角表面处的最大拉应力。在峰值转矩较高($T_{sp}/T \geq 3.5$, 载荷循环次数 $N_{sp} < 10^3$)的情况下, 不进行此项与疲劳有关的承载能力校核计算, 峰值载荷校核按 4.7 进行。

4.4.1.2 方法 A

齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时, 塑料齿轮齿根应力计算按公式(12):

$$\sigma_F = K_F \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \cdot Y_f \cdot Y_B \cdot \frac{F_t}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{FP} \dots\dots\dots (12)$$

式中:

- σ_F ——齿根应力, 单位为牛顿每平方米(N/mm²);
- K_F ——齿根载荷系数;
- Y_F ——载荷作用于单对齿啮合区外界点时的齿廓系数;
- Y_S ——载荷作用于单对齿啮合区外界点时的应力修正系数;
- Y_β ——弯曲强度计算时的螺旋角系数;
- Y_f ——齿根形状系数;
- Y_B ——轮缘厚度系数;
- F_t ——名义切向力, 单位为牛顿(N);
- b ——齿宽, 单位为毫米(mm);
- m_n ——法向模数, 单位为毫米(mm);
- σ_{FP} ——许用齿根应力, 单位为牛顿每平方米(N/mm²)。

4.4.1.3 方法 B

齿轮载荷作用于齿顶时,塑料齿轮齿根应力计算按公式(13):

$$\sigma_F = K_F \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_f \cdot Y_B \cdot \frac{F_t}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{FP} \dots\dots\dots (13)$$

式中:

- σ_F —— 齿根应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²);
- K_F —— 齿根载荷系数;
- Y_{Fa} —— 载荷作用于齿顶时的齿廓系数;
- Y_{Sa} —— 载荷作用于齿顶时的应力修正系数;
- Y_ϵ —— 弯曲强度计算时的重合度系数;
- Y_β —— 弯曲强度计算时的螺旋角系数;
- Y_f —— 齿根形状系数;
- Y_B —— 轮缘厚度系数;
- F_t —— 名义切向力,单位为牛顿(N);
- b —— 齿宽,单位为毫米(mm);
- m_n —— 法向模数,单位为毫米(mm);
- σ_{FP} —— 许用齿根应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²)。

4.4.2 齿根载荷系数(K_F)

齿根载荷系数计算按公式(14):

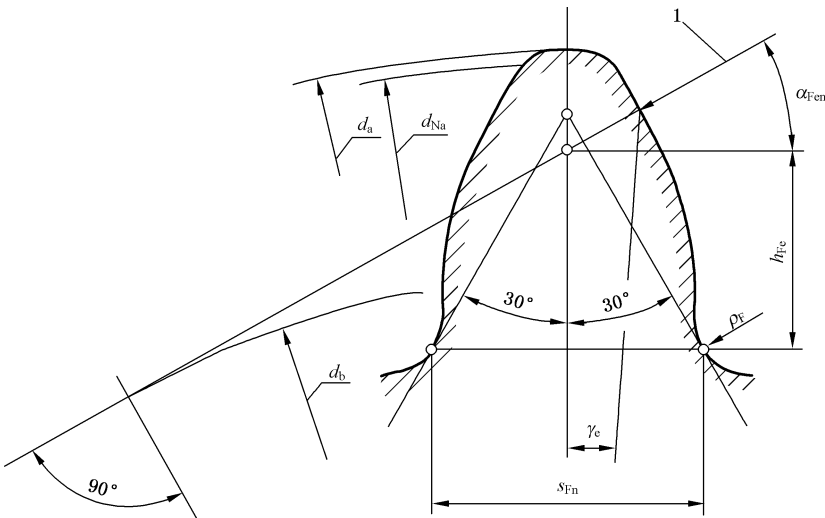
$$K_F = K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \dots\dots\dots (14)$$

式中:

- K_F —— 齿根载荷系数;
 - K_A —— 使用系数;
 - K_v —— 动载系数;
 - $K_{F\beta}$ —— 弯曲强度计算时的螺旋线载荷分配系数;
 - $K_{F\alpha}$ —— 弯曲强度计算时的齿间载荷分配系数。
- 对于热塑性塑料齿轮,当 $b/m_n \leq 12$ 时, $K_F \approx K_A$ 。

4.4.3 齿廓系数(Y_F, Y_{Fa})4.4.3.1 载荷作用于单对齿啮合区外界点时的齿廓系数(Y_F)

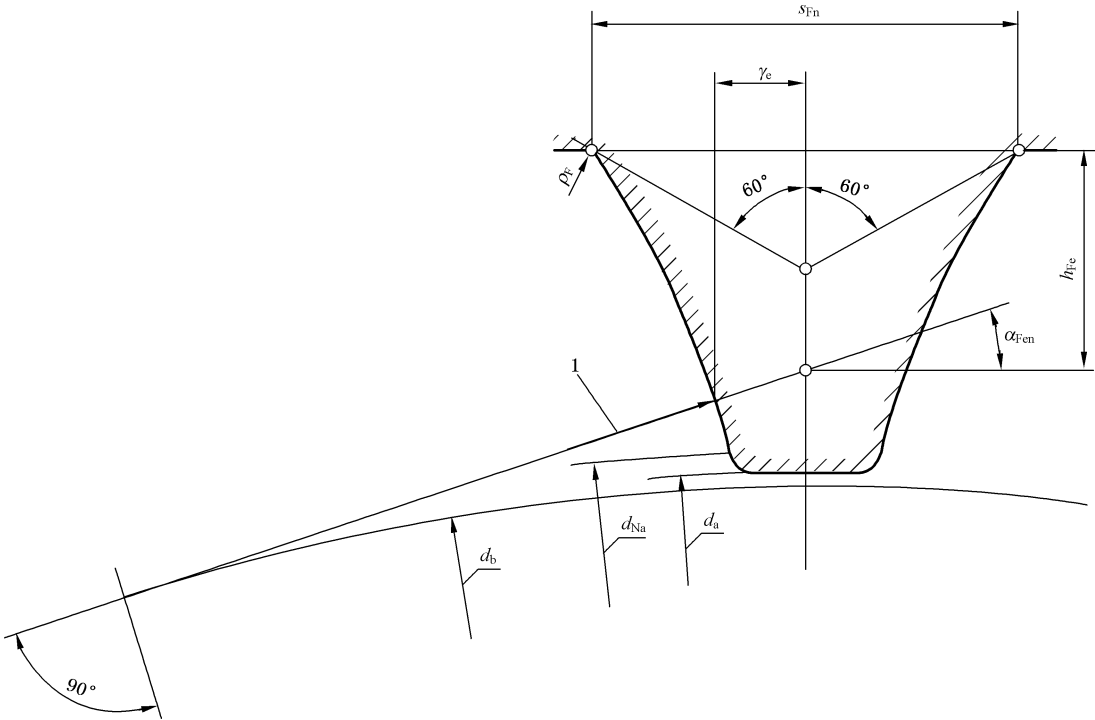
4.4.3.1.1 Y_F 是考虑当载荷作用于单对齿啮合区外界点时齿形对名义弯曲应力的影响。危险截面处的法向弦长(s_{Fn})和当载荷作用于单对齿啮合区外界点时弯曲力臂(h_{Fe})的确定方法如图 1 和图 2 所示。塑料齿轮齿廓通常采用图 3 基本齿条齿廓展成。



标引说明：

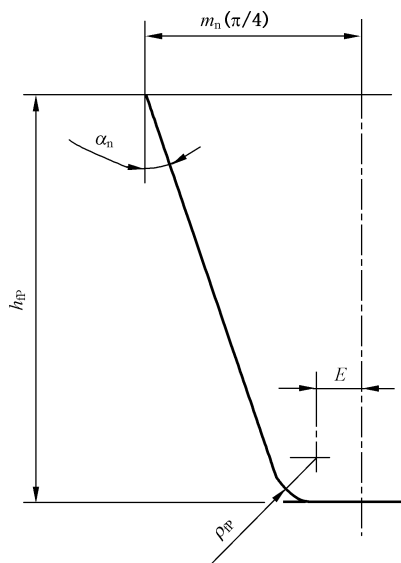
- 1 —— 啮合平面内单位长度上的名义端面载荷 $F_{bn}/(b/\cos\beta_b)=F_{bt}/b$ ；
- d_a —— 齿顶圆直径；
- d_b —— 基圆直径；
- d_{Na} —— 有效齿顶圆直径；
- h_{Fe} —— 齿根应力计算中载荷作用于单对齿啮合区外界点时的弯曲力臂；
- s_{Fn} —— 危险截面处的法向弦长；
- α_{Fen} —— 当量齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时的载荷作用角；
- γ_e —— 当量齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时的辅助角；
- ρ_F —— 齿根圆角半径。

图 1 作用力在单对齿啮合区外界点的危险截面处的法向弦长的确定（外齿轮）



- 标引说明：
- 1 —— 啮合平面内单位长度上的名义端面载荷 $F_{bn} / (b / \cos \beta_b) = F_{bt} / b$ ；
 - d_a —— 齿顶圆直径；
 - d_b —— 基圆直径；
 - d_{Na} —— 有效齿顶圆直径；
 - h_{Fe} —— 齿根应力计算中载荷作用于单对齿啮合区外界点时的弯曲力臂；
 - s_{Fn} —— 危险截面处的法向弦长；
 - α_{Fen} —— 当量齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时的载荷作用角；
 - γ_e —— 当量齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时的辅助角；
 - ρ_F —— 齿根圆角半径。

图 2 作用力在单对齿啮合区外界点的危险截面处的法向弦长的确定(内齿轮)



标引符号说明：

E —— 辅助值；

h_{fp} —— 标准基本齿条轮齿齿根高；

m_n —— 法向模数；

α_n —— 法向压力角；

ρ_{fp} —— 圆柱齿轮基本齿条的齿根圆角半径。

图 3 基本齿条齿廓

Y_F 计算按公式(15)：

$$Y_F = \frac{\frac{6h_{Fe}}{m_n} \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos \alpha_n} \cdot f_\epsilon \dots\dots\dots (15)$$

式中：

Y_F —— 载荷作用于单对齿啮合区外界点时的齿廓系数；

h_{Fe} —— 齿根应力计算中载荷作用于单对齿啮合区外界点时的弯曲力臂，单位为毫米(mm)；

α_{Fen} —— 当量齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时的载荷作用角，单位为度(°)；

s_{Fn} —— 危险截面处的法向弦长，单位为毫米(mm)；

α_n —— 法向压力角，单位为度(°)；

f_ϵ —— 载荷分布影响系数。

为计算 h_{Fe} 、 s_{Fn} 和 α_{Fen} 的精确值，首先应得到相对精确的 θ 值，通常按公式(30)进行 5 次迭代。

系数 f_ϵ 考虑了齿间载荷分配的影响，为当量齿轮的端面重合度 $\epsilon_{an} \geq 2.0$ 的齿轮提供更精确的结果，计算公式列在表 6。

表 6 载荷分布影响系数(f_ϵ)计算公式

轴向重合度	当量齿轮的端面重合度	
	$\epsilon_{an} < 2.0$	$\epsilon_{an} \geq 2.0$
$\epsilon_\beta = 0$	1	0.7

表 6 载荷分布影响系数(f_{ε})计算公式 (续)

轴向重合度	当量齿轮的端面重合度	
	$\varepsilon_{an} < 2.0$	$\varepsilon_{an} \geq 2.0$
$0 < \varepsilon_{\beta} < 1$	$\sqrt{1 - \varepsilon_{\beta} + \frac{\varepsilon_{\beta}}{\varepsilon_{an}}}$	$\sqrt{\frac{1 - \varepsilon_{\beta}}{2} + \frac{\varepsilon_{\beta}}{\varepsilon_{an}}}$
$\varepsilon_{\beta} \geq 1$	$\frac{1}{\sqrt{\varepsilon_{an}}}$	

4.4.3.1.2 当量齿轮参数计算按公式(16)~公式(26):

$$\beta_b = \arccos[\sqrt{1 - (\sin\beta \cos\alpha_n)^2}] \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$z_n = \frac{z}{\cos^2\beta_b \cdot \cos\beta} \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$\varepsilon_{an} = \frac{\varepsilon_a}{\cos^2\beta_b} \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$d_n = \frac{d}{\cos^2\beta_b} = m_n z_n \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$p_{bn} = \pi m_n \cos\alpha_n \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$d_{bn} = d_n \cos\alpha_n \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$d_{an} = d_n + d_{Na} - d \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$d_{en} = 2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} \mp \frac{\pi d \cos\beta \cos\alpha_n}{z} (\varepsilon_{an} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} \quad \dots\dots\dots (23)$$

注: 式中“ $\mp$ ”处对外啮合取“ $-$ ”, 对内啮合取“ $+$ ”。

$$\alpha_{en} = \arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{en}}\right) \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$\gamma_e = \frac{0.5\pi + 2x \tan\alpha_n}{z_n} + \text{inv}\alpha_n - \text{inv}\alpha_{en} \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e = \tan\alpha_{en} - \text{inv}\alpha_n - \frac{0.5\pi + 2x \tan\alpha_n}{z_n} \quad \dots\dots\dots (26)$$

式中:

β_b ——基圆螺旋角, 单位为度($^{\circ}$);

β ——分度圆螺旋角, 单位为度($^{\circ}$);

z_n ——当量齿数;

z ——齿数;

ε_{an} ——当量齿轮的端面重合度;

ε_a ——端面重合度;

d_n ——当量齿轮分度圆直径, 单位为毫米(mm);

d ——分度圆直径, 单位为毫米(mm);

m_n ——法向模数, 单位为毫米(mm);

p_{bn} ——法向基圆齿距, 单位为毫米(mm);

d_{bn} ——当量齿轮基圆直径, 单位为毫米(mm);

d_{an} ——当量齿轮齿顶圆直径, 单位为毫米(mm);

d_{Na} ——有效齿顶圆直径, 单位为毫米(mm);

- d_{en} ——当量齿轮单对齿啮合区外界点直径,单位为毫米(mm);
 α_{en} ——当量齿轮单对齿啮合区外界点处的压力角,单位为度(°);
 γ_{e} ——当量齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时的辅助角,单位为度(°);
 x ——变位系数;
 α_{Fen} ——当量齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时的载荷作用角,单位为度(°)。

4.4.3.1.3 外齿轮危险截面处的法向弦长(s_{Fn})、齿根圆角半径(ρ_{F})、弯曲力臂(h_{Fe})计算过程如下:

根据公式(27)~公式(30)确定公式(15)的辅助值:

$$E = \frac{\pi m_{\text{n}}}{4} - h_{\text{fp}} \tan \alpha_{\text{n}} - (1 - \sin \alpha_{\text{n}}) \frac{\rho_{\text{fp}}}{\cos \alpha_{\text{n}}} \quad \dots\dots\dots (27)$$

$$G = \frac{\rho_{\text{fp}}}{m_{\text{n}}} - \frac{h_{\text{fp}}}{m_{\text{n}}} + x \quad \dots\dots\dots (28)$$

$$H = \frac{2}{z_{\text{n}}} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_{\text{n}}} \right) - \frac{\pi}{3} \quad \dots\dots\dots (29)$$

$$\theta = (2G/z_{\text{n}}) \tan \theta - H \quad \dots\dots\dots (30)$$

对于外齿轮 $\theta = \pi/6$ 作为迭代公式(30)的初始值,一般情况下,该函数经过 5 次迭代后收敛。

a) 危险截面处的法向弦长与法向模数的比值计算按公式(31):

$$\frac{s_{\text{Fn}}}{m_{\text{n}}} = z_{\text{n}} \sin \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{\text{fp}}}{m_{\text{n}}} \right) \quad \dots\dots\dots (31)$$

b) 齿根圆角半径与法向模数的比值按公式(32):

$$\frac{\rho_{\text{F}}}{m_{\text{n}}} = \frac{\rho_{\text{fp}}}{m_{\text{n}}} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_{\text{n}} \cos^2 \theta - 2G)} \quad \dots\dots\dots (32)$$

c) 弯曲力臂与法向模数的比值计算按公式(33):

$$\frac{h_{\text{Fe}}}{m_{\text{n}}} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_{\text{e}} - \sin \gamma_{\text{e}} \tan \alpha_{\text{Fen}}) \frac{d_{\text{en}}}{m_{\text{n}}} - z_{\text{n}} \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) - \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{\text{fp}}}{m_{\text{n}}} \right) \right] \quad \dots\dots\dots (33)$$

式中:

- E ——辅助值,单位为毫米(mm);
 m_{n} ——法向模数,单位为毫米(mm);
 h_{fp} ——标准基本齿条轮齿齿根高,单位为毫米(mm);
 α_{n} ——法向压力角,单位为度(°);
 ρ_{fp} ——圆柱齿轮基本齿条的齿根圆角半径,单位为毫米(mm);
 G ——辅助值;
 x ——变位系数;
 H ——辅助值;
 z_{n} ——当量齿数;
 θ ——切角,单位为弧度(rad);
 s_{Fn} ——危险截面处的法向弦长,单位为毫米(mm);
 ρ_{F} ——齿根圆角半径,单位为毫米(mm);
 h_{Fe} ——齿根应力计算中载荷作用于单对齿啮合区外界点时的弯曲力臂,单位为毫米(mm);
 γ_{e} ——当量齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时的辅助角,单位为度(°);
 α_{Fen} ——当量齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时的载荷作用角,单位为度(°);
 d_{en} ——当量齿轮单对齿啮合区外界点直径,单位为毫米(mm)。

4.4.3.1.4 内齿轮危险截面处的法向弦长(s_{Fn})、齿根圆角半径(ρ_{F})、弯曲力臂(h_{Fe})计算过程如下:

根据公式(34)~公式(38)确定公式(15)的辅助值:

$$E = \frac{\pi m_n}{4} - h_{fp} \tan \alpha_n - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{fp2}}{\cos \alpha_n} \quad \dots\dots\dots (34)$$

$$G = \frac{\rho_{fp2}}{m_n} - \frac{h_{fp}}{m_n} + x \quad \dots\dots\dots (35)$$

$$\rho_{fp2} \approx \rho_{fp} + 0.08 m_n \quad \dots\dots\dots (36)$$

$$H = \frac{2}{z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{6} \quad \dots\dots\dots (37)$$

$$\theta = (2G/z_n) \tan \theta - H \quad \dots\dots\dots (38)$$

a) 危险截面处的法向弦长与法向模数的比值计算按公式(39):

$$\frac{s_{Fn}}{m_n} = z_n \sin \left(\frac{\pi}{6} - \theta \right) + \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fp2}}{m_n} \right) \quad \dots\dots\dots (39)$$

b) 齿根圆角半径与法向模数的比值计算按公式(40):

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{fp2}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_n \cos^2 \theta - 2G)} \quad \dots\dots\dots (40)$$

c) 弯曲力臂与法向模数的比值计算按公式(41):

$$\frac{h_{Fe}}{m_n} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \tan \alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos \left(\frac{\pi}{6} - \theta \right) - \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fp2}}{m_n} \right) \right] \quad \dots\dots\dots (41)$$

式中:

E ——辅助值,单位为毫米(mm);

m_n ——法向模数,单位为毫米(mm);

h_{fp} ——标准基本齿条轮齿齿根高,单位为毫米(mm);

α_n ——法向压力角,单位为度(°);

ρ_{fp2} ——内齿轮齿根圆角半径,单位为毫米(mm);如未指定内齿轮齿根圆角半径,则用公式(36)近似计算;

G ——辅助值;

h_{fp} ——标准基本齿条轮齿齿根高,单位为毫米(mm);

x ——变位系数;

ρ_{fp} ——圆柱齿轮基本齿条的齿根圆角半径,单位为毫米(mm);

H ——辅助值;

z_n ——当量齿数;

θ ——切角,单位为弧度(rad);

s_{Fn} ——危险截面处的法向弦长,单位为毫米(mm);

ρ_F ——齿根圆角半径,单位为毫米(mm);

h_{Fe} ——齿根应力计算中载荷作用于单对齿啮合区外界点时的弯曲力臂,单位为毫米(mm);

γ_e ——当量齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时的辅助角,单位为度(°);

α_{Fen} ——当量齿轮载荷作用于单对齿啮合区外界点时的载荷作用角,单位为度(°);

d_{en} ——当量齿轮单对齿啮合区外界点直径,单位为毫米(mm)。

4.4.3.2 载荷作用于齿顶时的齿廓系数(Y_{Fa})

4.4.3.2.1 解析法

4.4.3.2.1.1 计算公式是考虑当载荷作用于齿顶时齿形对名义弯曲应力的影响。 Y_{Fa} 只能与 Y_{Sa} 和 Y_{ϵ} 一起使用。

4.4.3.2.1.2 $\epsilon_{an} < 2$ 的标准或变位的直齿轮和斜齿轮, Y_{Fa} 计算按公式(42):

$$Y_{Fa} = \frac{\frac{6h_{Fa}}{m_n} \cos \alpha_{Fan}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos \alpha_n} \dots\dots\dots (42)$$

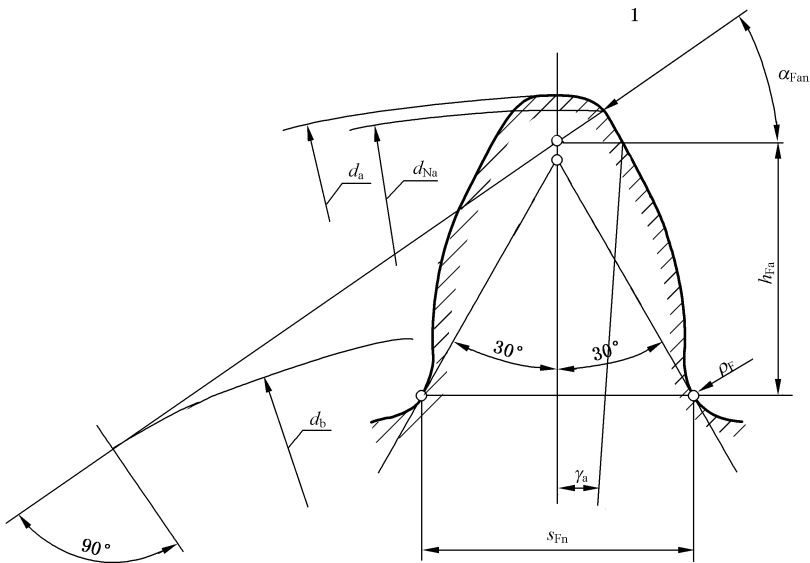
式中：

Y_{Fa} —— 载荷作用于齿顶时的齿廓系数；

h_{Fa} —— 齿根应力计算中载荷作用于齿顶时的弯曲力臂，单位为毫米(mm)；

α_{Fan} —— 当量齿轮载荷作用于齿顶时的载荷作用角，单位为度(°)；

s_{Fn} —— 危险截面处的法向弦长，见图 4 和图 5，单位为毫米(mm)。



标引说明：

1 —— 啮合平面内单位长度上的名义端面载荷 $F_{bn}/(b/\cos\beta_b) = F_{bt}/b$ ；

d_a —— 齿顶圆直径；

d_b —— 基圆直径；

d_{Na} —— 有效齿顶圆直径；

h_{Fa} —— 齿根应力计算中载荷作用于齿顶时的弯曲力臂；

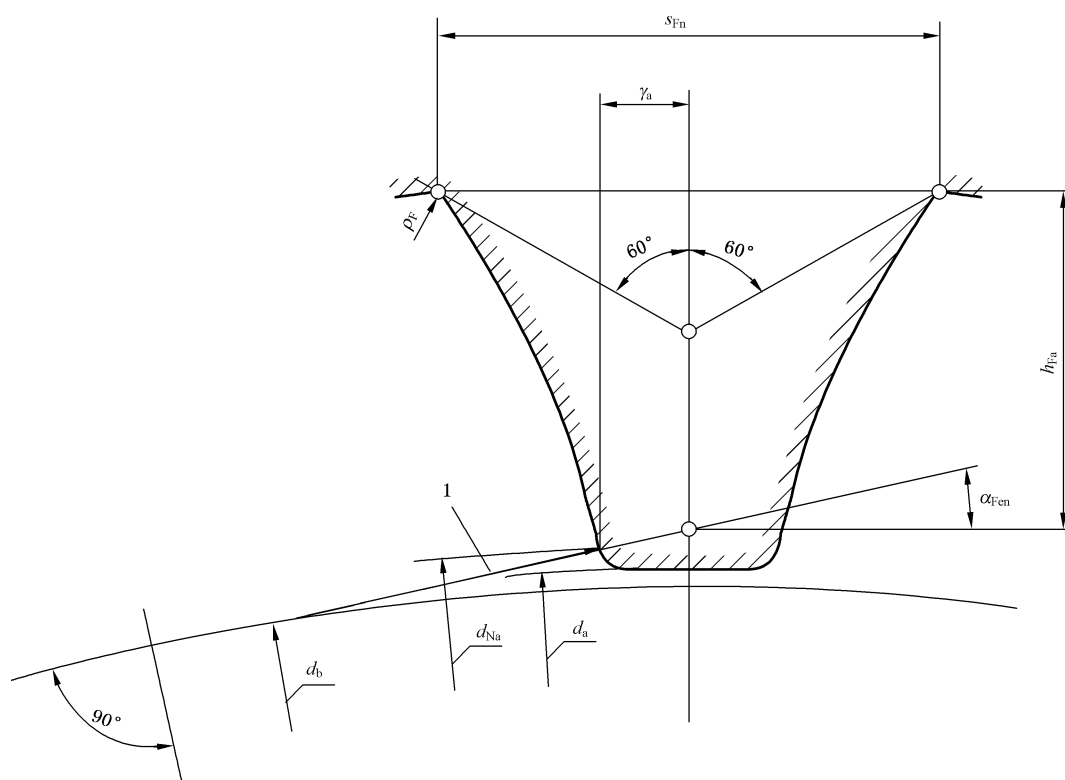
s_{Fn} —— 危险截面处的法向弦长；

α_{Fan} —— 当量齿轮载荷作用于齿顶时的载荷作用角；

γ_a —— 当量齿轮载荷作用于齿顶时的辅助角；

ρ_r —— 齿根圆角半径。

图 4 作用力在齿顶的危险截面处的法向弦长的确定(外齿轮)



标引说明：

1 —— 啮合平面内单位长度上的名义端面载荷 $F_{bn}/(b/\cos\beta_b) = F_{bt}/b$ ；

d_a —— 齿顶圆直径；

d_b —— 基圆直径；

d_{Na} —— 有效齿顶圆直径；

h_{Fa} —— 齿根应力计算中载荷作用于齿顶时的弯曲力臂；

s_{Fn} —— 危险截面处的法向弦长；

α_{Fan} —— 当量齿轮载荷作用于齿顶时的载荷作用角；

γ_a —— 当量齿轮载荷作用于齿顶时的辅助角；

ρ_F —— 齿根圆角半径。

图 5 作用力在齿顶的危险截面处的法向弦长的确定(内齿轮)

4.4.3.2.1.3 当量齿轮参数计算按公式(43)~公式(45)：

$$\alpha_{an} = \arccos \left[\frac{\cos \alpha_n}{1 + \frac{(d_{Na} - d)}{m_n z_n}} \right] \quad \dots\dots\dots (43)$$

$$\gamma_a = \frac{0.5\pi + 2x \tan \alpha_n}{z_n} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{an} \quad \dots\dots\dots (44)$$

$$\alpha_{Fan} = \alpha_{an} - \gamma_a \quad \dots\dots\dots (45)$$

式中：

α_{an} —— 当量齿轮齿顶圆处的压力角，单位为度(°)；

α_n —— 法向压力角，单位为度(°)；

d_{Na} —— 有效齿顶圆直径，单位为毫米(mm)；

d —— 分度圆直径，单位为毫米(mm)；

m_n —— 法向模数，单位为毫米(mm)；

- z_n ——当量齿数；
 γ_a ——当量齿轮载荷作用于齿顶时的辅助角，单位为度(°)；
 x ——变位系数；
 α_{Fan} ——当量齿轮载荷作用于齿顶时的载荷作用角，单位为度(°)。

4.4.3.2.1.4 外齿轮危险截面处的法向弦长(s_{Fn})、齿根圆角半径(ρ_F)、弯曲力臂(h_{Fa})计算按公式(46)~公式(48)：

- a) 危险截面处的法向弦长与法向模数的比值按公式(46)：

$$\frac{s_{Fn}}{m_n} = z_n \sin\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos\theta} - \frac{\rho_{fP}}{m_n} \right) \dots\dots\dots (46)$$

- b) 齿根圆角半径与法向模数的比值按公式(47)：

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{fP}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos\theta(z_n \cos^2\theta - 2G)} \dots\dots\dots (47)$$

- c) 弯曲力臂与法向模数的比值按公式(48)：

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = \frac{1}{2} z_n \left[\frac{\cos\alpha_n}{\cos\alpha_{Fan}} - \cos\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) \right] + \frac{1}{2} \left(\frac{\rho_{fP}}{m_n} - \frac{G}{\cos\theta} \right) \dots\dots\dots (48)$$

式中：

- s_{Fn} ——危险截面处的法向弦长，单位为毫米(mm)；
 m_n ——法向模数，单位为毫米(mm)；
 z_n ——当量齿数；
 θ ——切角，单位为弧度(rad)，计算按公式(30)；
 G ——辅助值，计算按公式(28)；
 ρ_{fP} ——圆柱齿轮基本齿条的齿根圆角半径，单位为毫米(mm)；
 ρ_F ——齿根圆角半径，单位为毫米(mm)；
 h_{Fa} ——齿根应力计算中载荷作用于齿顶时的弯曲力臂，单位为毫米(mm)；
 α_{Fan} ——当量齿轮载荷作用于齿顶时的载荷作用角，单位为度(°)。

4.4.3.2.1.5 内齿轮危险截面处的法向弦长(s_{Fn})、齿根圆角半径(ρ_F)、弯曲力臂(h_{Fa})计算如下：

- a) 危险截面处的法向弦长与法向模数的比值计算按公式(39)；
b) 齿根圆角半径与法向模数的比值计算按公式(40)；
c) 弯曲力臂与法向模数的比值按公式(49)：

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = \frac{1}{2} z_n \left[\frac{\cos\alpha_n}{\cos\alpha_{Fan}} - \cos\left(\frac{\pi}{6} - \theta\right) \right] + \frac{\sqrt{3}}{2} \left(\frac{\rho_{fP2}}{m_n} - \frac{G}{\cos\theta} \right) \dots\dots\dots (49)$$

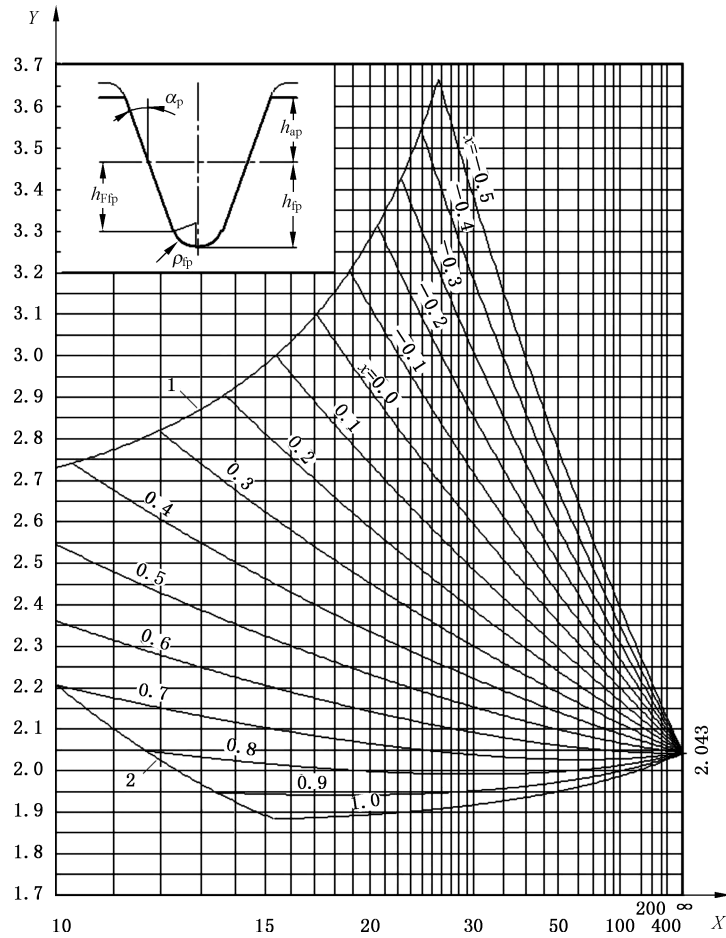
式中：

- h_{Fa} ——齿根应力计算中载荷作用于齿顶时的弯曲力臂，单位为毫米(mm)；
 m_n ——法向模数，单位为毫米(mm)；
 z_n ——当量齿数；
 α_n ——法向压力角，单位为度(°)；
 α_{Fan} ——当量齿轮载荷作用于齿顶时的载荷作用角，单位为度(°)；
 θ ——切角，单位为弧度(rad)，计算按公式(38)；
 ρ_{fP2} ——内齿轮齿根圆角半径，单位为毫米(mm)；
 G ——辅助值，计算按公式(35)。

4.4.3.2.2 图解法

对于外齿轮，符合 GB/T 1356 的基本齿廓 $\alpha_P = 20^\circ$ 、 $h_{fP} = 1.35m_n$ 、 $h_{aP} = 1.0m_n$ 、 $\rho_{fP} = 0.38m_n$ 、 Y_{Fa} 的

取值按图 6, 对于内齿轮, $Y_{Fa} \approx 2$ 。



标引说明:

X ——当量齿数 $[z_n = z / (\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta) \approx z / \cos^3 \beta]$;

Y ——齿廓系数 (Y_{Fa});

1 ——切齿挖根极限;

2 ——齿顶变尖极限;

h_{ap} ——标准基本齿条轮齿齿顶高;

h_{fip} ——标准基本齿条轮齿齿根直线部分的高度;

h_{fp} ——标准基本齿条轮齿齿根高;

α_p ——基本齿条齿廓压力角;

ρ_{fp} ——圆柱齿轮基本齿条的齿根圆角半径。

图 6 外齿轮齿廓系数 (Y_{Fa})

4.4.4 应力修正系数 (Y_s, Y_{sa})

4.4.4.1 载荷作用于单对齿啮合区外界点时的应力修正系数 (Y_s)

Y_s 是考虑当载荷作用于单对齿啮合区外界点时的应力修正系数。 Y_s 计算按公式(50), 其适用范围为 $1 \leq q_s < 8$ 。

$$Y_s = (1.2 + 0.13L) q_s^{\frac{1}{1.21 + \frac{2.3}{L}}} \dots\dots\dots (50)$$

其中 L 和 q_s 的计算按公式(51)和公式(52):

$$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}} \dots\dots\dots (51)$$

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F} \dots\dots\dots (52)$$

式中：
Y_s —— 载荷作用于单对齿啮合区外界点的应力修正系数；
L —— 辅助值；
q_s —— 缺口参数；
s_{Fn} —— 危险截面处的法向弦长，单位为毫米(mm)；
h_{Fe} —— 载荷作用于单对齿啮合区外界点时的弯曲力臂，单位为毫米(mm)；
ρ_F —— 齿根圆角半径，单位为毫米(mm)。

4.4.4.2 载荷作用于齿顶时的应力修正系数(Y_{sa})

4.4.4.2.1 解析法

Y_{sa}是考虑当载荷作用于齿顶时的应力修正系数。Y_{sa}仅能与 Y_{Fa}联用并且只能用于 ε_α<2.0 的齿轮传动。Y_{sa}计算按公式(53)，其适用范围为 1≤q_s<8。

$$Y_{sa} = (1.2 + 0.13L)q_s^{\frac{1}{1.21 + \frac{2.3}{L_a}}} \dots\dots\dots (53)$$

其中 L_a 和 q_s 的计算按公式(54)和公式(55)：

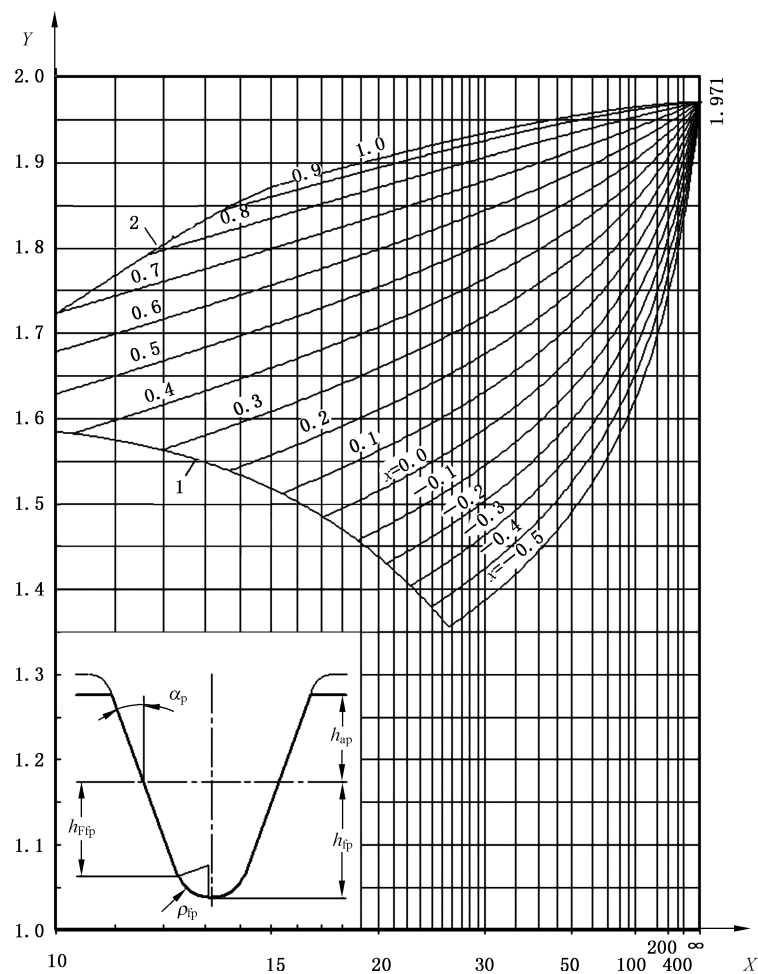
$$L_a = \frac{s_{Fn}}{h_{Fa}} \dots\dots\dots (54)$$

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F} \dots\dots\dots (55)$$

式中：
Y_{sa} —— 载荷作用于齿顶时的应力修正系数；
q_s —— 缺口参数；
L_a —— 辅助值；
s_{Fn} —— 危险截面处的法向弦长，单位为毫米(mm)；
h_{Fa} —— 载荷作用于齿顶时的弯曲力臂，单位为毫米(mm)；
ρ_F —— 齿根圆角半径，单位为毫米(mm)。

4.4.4.2.2 图解法

对于外齿轮，符合 GB/T 1356 的基本齿廓 α_P=20°、h_{fP}=1.35m_n、h_{aP}=1.0m_n、ρ_{fP}=0.38m_n，Y_{sa}也可根据图 7 查询。



- 标引说明：
- X —— 当量齿数(z_n)；
 - Y —— 应力修正系数(Y_{Sa})；
 - 1 —— 切齿挖根极限；
 - 2 —— 齿顶变尖极限；
 - h_{ap} —— 标准基本齿条轮齿齿顶高；
 - h_{fip} —— 标准基本齿条轮齿齿根直线部分的高度；
 - h_{ip} —— 标准基本齿条轮齿齿根高；
 - α_p —— 基本齿条齿廓压力角；
 - ρ_{ip} —— 圆柱齿轮基本齿条的齿根圆角半径。

图 7 应力修正系数(Y_{Sa})

4.4.5 弯曲强度计算的重合度系数(Y_ϵ)

Y_ϵ 是将载荷由齿顶转换到单对齿啮合区外界点的系数,计算按公式(56)：

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_\alpha} \dots\dots\dots (56)$$

- 式中：
- Y_ϵ —— 弯曲强度计算的重合度系数；
 - ϵ_α —— 端面重合度。

4.4.6 弯曲强度计算的螺旋角系数(Y_{β})

Y_{β} 考虑了螺旋角造成的啮合线倾斜对齿根应力产生的影响,计算按公式(57):

$$Y_{\beta}=\left(1-\epsilon_{\beta}\frac{\beta}{120^{\circ}}\right)\frac{1}{\cos^3\beta}\dots\dots\dots(57)$$

式中:

- Y_{β} ——弯曲强度计算的螺旋角系数;
- ϵ_{β} ——轴向重合度,当 $\epsilon_{\beta}>1.0$ 时,取 $\epsilon_{\beta}=1.0$;
- β ——分度圆螺旋角,单位为度($^{\circ}$),当 $\beta>30^{\circ}$ 时,取 $\beta=30^{\circ}$ 。

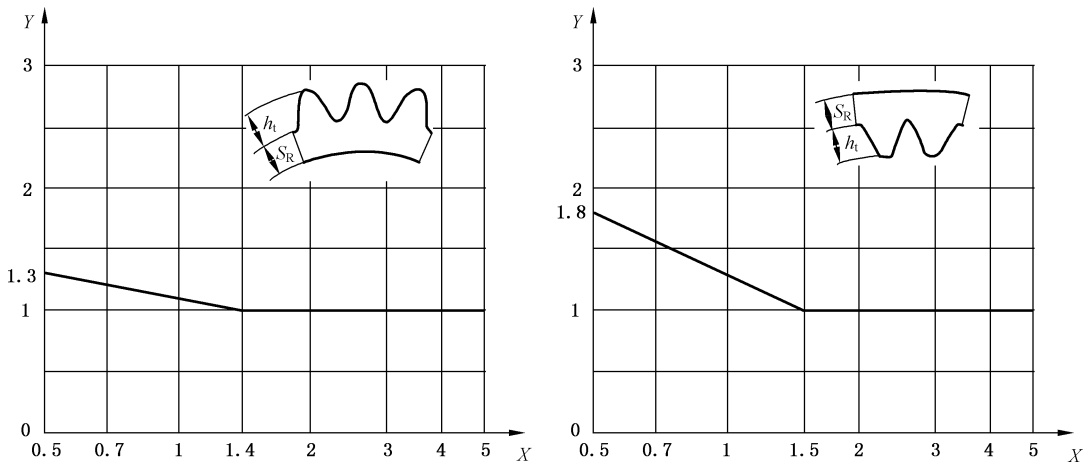
4.4.7 齿根形状系数(Y_f)

因塑料齿轮齿根圆角可不受刀具限制,可对齿根圆角进行优化,齿根形状系数考虑不同齿根圆角对齿根应力的影响:

- 当齿根圆角形状符合 GB/T 1356 或 GB/T 2362 时, $Y_f=1.0$;
- 当齿根圆角形状不符合 GB/T 1356 或 GB/T 2362(如圆弧)时, $Y_f>1.0$;
- 齿根圆角形状通过优化(如椭圆修形)可以减小齿根应力,此时 $Y_f<1.0$ 。

4.4.8 轮缘厚度系数(Y_B)

由图 8 可得到 Y_B ,它是支撑率 S_R/h_t 的函数。



标引符号说明:

- X ——支撑率(S_R/h_t);
- Y ——轮缘厚度系数(Y_B);
- S_R ——轮缘厚度;
- h_t ——齿高。

图 8 轮缘厚度系数(Y_B)

4.4.9 许用齿根应力(σ_{FP})

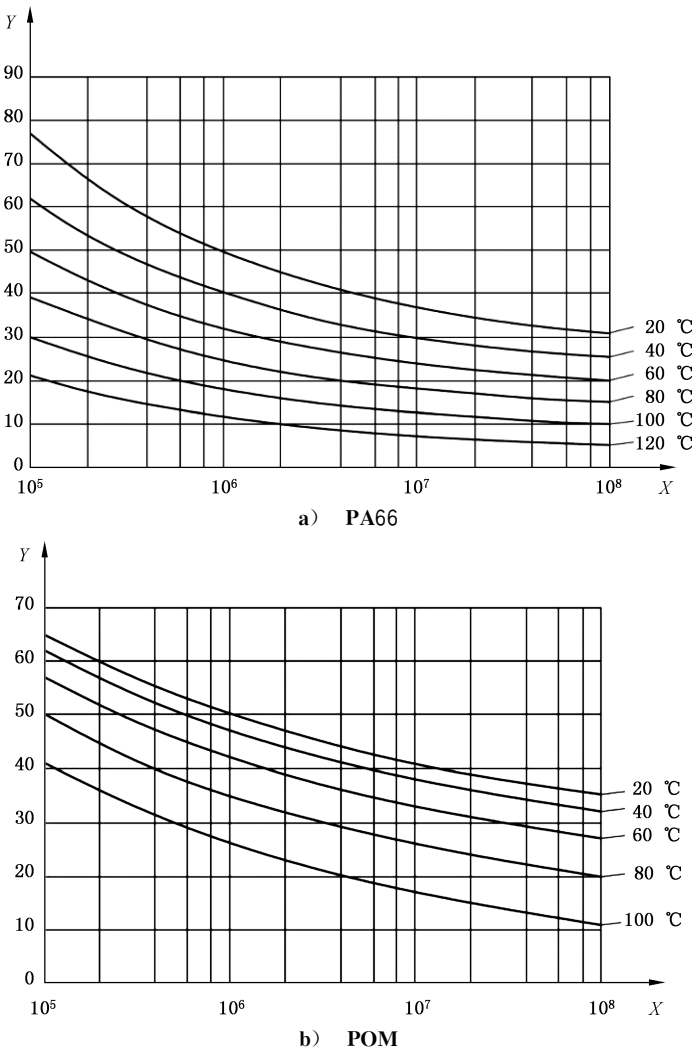
许用齿根应力计算按公式(58):

$$\sigma_{FP}=\frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}}\dots\dots\dots(58)$$

式中：

- σ_{FP} ——许用齿根应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²)；
- σ_{FG} ——齿根应力极限($\sigma_{FG} = Y_{ST} \cdot \sigma_{Flim}$ ；其中, Y_{ST} 是与标准试验齿轮尺寸有关的应力修正系数, $Y_{ST} \approx 2$; σ_{Flim} 为试验齿轮的弯曲疲劳极限,对于不同的热塑性塑料,该值取决于所需的载荷循环次数),单位为牛顿每平方米(N/mm²)；
- S_{Fmin} ——齿根弯曲强度计算的最小安全系数(对于连续运转,当总载荷循环次数 N_L 达到 10^8 时,宜取 $S_{Fmin} = 2.0$;对于间歇运转,宜取 $S_{Fmin} = 1.6$)。

实际设计中,应根据失效风险和载荷、强度等因素来确定最小安全系数。图 9 给出了不同齿根温度下的 PA66 和 POM 材料的试验齿轮齿根弯曲疲劳极限。



标引符号说明：
 X ——载荷循环次数(N_L)；
 Y ——齿根弯曲疲劳极限[σ_{Flim} (N/mm²)]。

图 9 不同齿根温度(T_r)下的试验齿轮齿根弯曲疲劳极限(σ_{Flim})

4.5 齿面接触疲劳强度校核

4.5.1 基本公式

齿面接触应力是齿轮工作表面的最大接触应力,计算按公式(59)：

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{d_1 \cdot b_w} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP} \quad \dots\dots\dots (59)$$

式中：

σ_H ——齿面接触应力，单位为牛顿每平方米(N/mm²)；

Z_H ——节点区域系数；

Z_E ——弹性系数，单位为牛顿每平方毫米的平方根[(N/mm²)^{0.5}]；

Z_ϵ ——接触强度计算的重合度系数；

Z_β ——接触强度计算的螺旋角系数；

F_t ——名义切向力，单位为牛顿(N)；

K_H ——齿面载荷系数；

d_1 ——小齿轮分度圆直径，单位为毫米(mm)；

b_w ——有效齿宽，单位为毫米(mm)；

u ——齿数比， $z_2/z_1 \geq 1$ ；

σ_{HP} ——齿面许用接触应力，单位为牛顿每平方米(N/mm²)。

4.5.2 弹性系数(Z_E)

弹性系数计算按公式(60)：

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad \dots\dots\dots (60)$$

式中：

Z_E ——弹性系数，单位为牛顿每平方毫米的平方根[(N/mm²)^{0.5}]；

ν_1 ——小齿轮材料的泊松比；

E_1 ——小齿轮材料的弹性模量，单位为牛顿每平方米(N/mm²)；

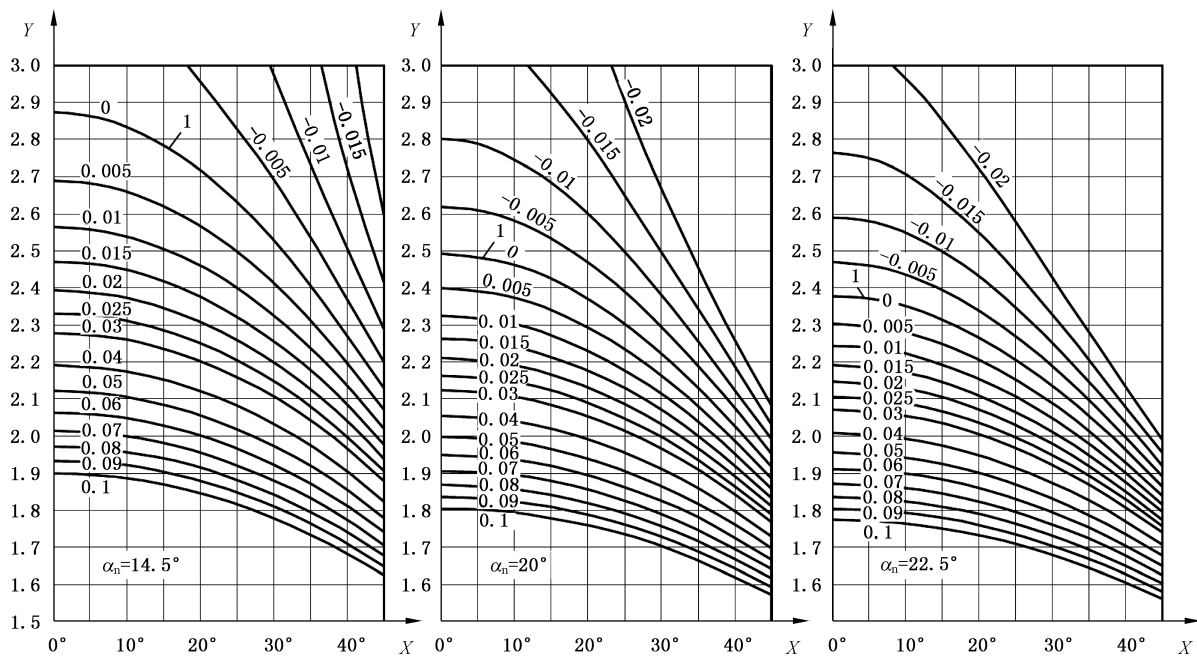
ν_2 ——大齿轮材料的泊松比；

E_2 ——大齿轮材料的弹性模量，单位为牛顿每平方米(N/mm²)。

$\nu_1 \nu_2$ 泊松比 ν 的取值见 A.3，或取近似值 $\nu=0.4$ 。

4.5.3 节点区域系数(Z_H)

节点区域系数(Z_H)是考虑了在节点处齿面曲率对赫兹压力影响，并将分度圆上的切向载荷转换为节圆上法向载荷的相关系数。对于法向压力角 α_n 等于 14.5°、20°或 22.5°的外啮合和内啮合齿轮，节点区域系数(Z_H)可以作为 $(x_1+x_2)/(z_1+z_2)$ 和 β 的函数从图 10 中获得。



标引说明：

X —— 分度圆上的螺旋角 $[\beta(^{\circ})]$ ；

Y —— 节点区域系数 (Z_H) ；

1 —— $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2) = 0$ 。

图 10 节点区域系数 (Z_H)

节点区域系数也可通过公式(61)计算：

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta_b \cos\alpha_{wt}}{\cos^2\alpha_t \sin\alpha_{wt}}} \quad \dots\dots\dots (61)$$

式中：

Z_H —— 节点区域系数；

β_b —— 基圆螺旋角，单位为度 $(^{\circ})$ ；

α_{wt} —— 端面节圆压力角，单位为度 $(^{\circ})$ ；

α_t —— 端面压力角，单位为度 $(^{\circ})$ 。

4.5.4 接触强度计算的重合度系数 (Z_{ϵ})

Z_{ϵ} 考虑了有效啮合线长度的影响，即端面重合度 ϵ_{α} 、轴向重合度 ϵ_{β} 和分度圆螺旋角 β 对齿面承载能力的影响，计算按公式(62)：

$$Z_{\epsilon} = \begin{cases} \sqrt{\frac{4-\epsilon_{\alpha}}{3} \cdot (1-\epsilon_{\beta}) + \frac{\epsilon_{\beta}}{\epsilon_{\alpha}}} & , \text{ 当 } \epsilon_{\beta} < 1 \text{ 时} \\ \sqrt{\frac{1}{\epsilon_{\alpha}}} & , \text{ 当 } \epsilon_{\beta} \geq 1 \text{ 时} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (62)$$

式中：

Z_{ϵ} —— 接触强度计算的重合度系数；

ϵ_{α} —— 端面重合度；

ϵ_{β} —— 轴向重合度。

对于法向压力角 $\alpha_n = 20^{\circ}$ 的内、外啮合齿轮，重合度系数 Z_{ϵ} 的取值按图 11。

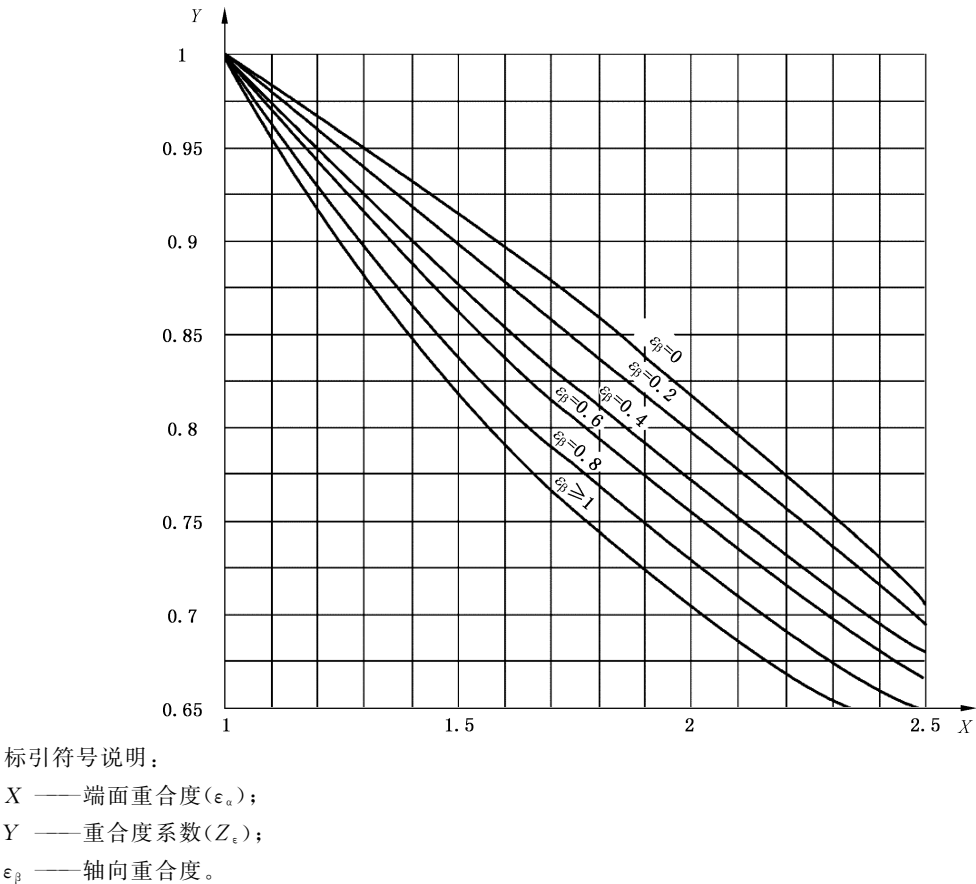


图 11 重合度系数(Z_ϵ) (法向压力角 $\alpha_n = 20^\circ$)

4.5.5 接触强度计算的螺旋角系数(Z_β)

Z_β 考虑了重合度系数之外螺旋角对齿面承载能力的影响,例如载荷分布沿啮合线的变化。一般取 $Z_\beta \approx 1$ 。

4.5.6 齿面载荷系数(K_H)

齿面载荷系数 K_H 计算按公式(63)：

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \dots\dots\dots (63)$$

式中：

- K_H —— 齿面载荷系数；
- K_A —— 使用系数；
- K_v —— 动载系数；
- $K_{H\beta}$ —— 接触强度计算时的螺旋线载荷分配系数；
- $K_{H\alpha}$ —— 接触强度计算时的齿间载荷分配系数。

对于热塑性塑料,当 $b/m_n \leq 12$ 时, $K_H \approx K_A$ 。

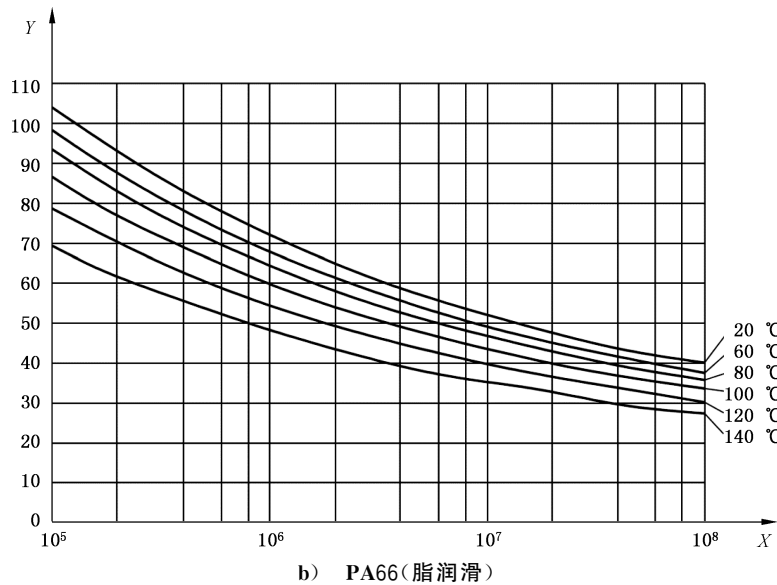
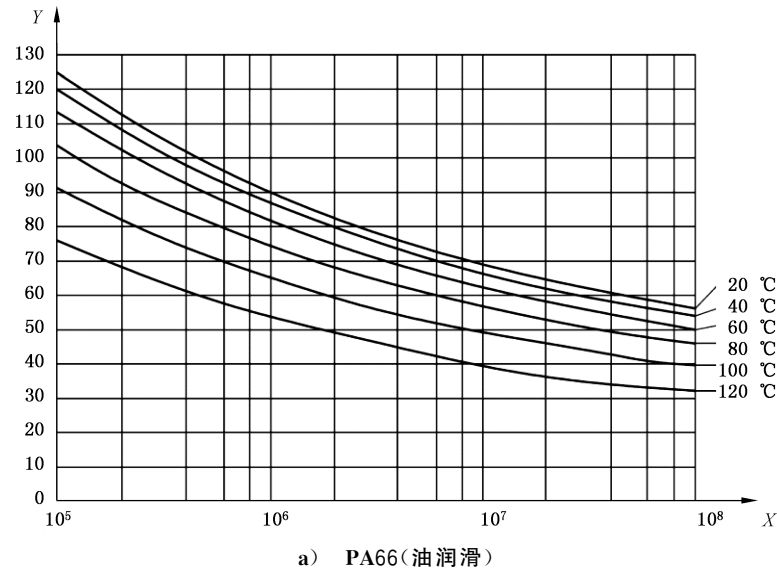
4.5.7 齿面许用接触应力(σ_{HP})

齿面许用接触应力计算按公式(64)：

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} \dots\dots\dots (64)$$

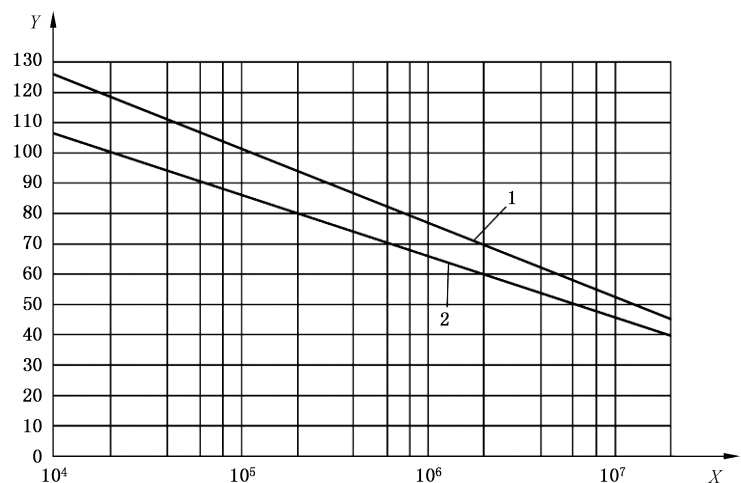
式中：

- σ_{HP} —— 齿面许用接触应力,单位为牛顿每平方米(N/mm^2)；
- σ_{Hlim} —— 试验齿轮的齿面接触疲劳极限,单位为牛顿每平方米(N/mm^2),对于 PA66 材料,取值按图 12 a)和图 12 b);对于 PA6 材料,将从图 12 a)和图 12 b)查得的数值乘以 0.8;对于 POM 材料,取值按图 13;对于 PEEK 材料,取值按图 14；
- Z_R —— 粗糙度系数(对于塑料齿轮, $Z_R \approx 1$)；
- S_{Hmin} —— 齿面接触强度计算的最小安全系数,对于连续运转,当总载荷循环次数 N_L 达到 10^8 时,宜取 $S_{Hmin} = 1.4$;对于间歇运转,宜取 $S_{Hmin} = 1.25$ 。实际设计中,应根据失效风险和载荷、强度等因素确定最小安全系数。



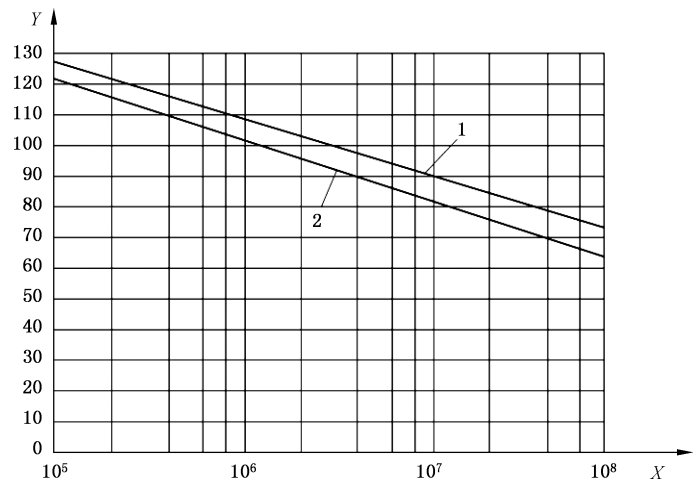
标引符号说明：
 X —— 载荷循环次数(N_L)；
 Y —— 齿面接触疲劳极限 $[\sigma_{Hlim} (N/mm^2)]$ 。

图 12 PA66 试验齿轮的齿面接触疲劳极限(σ_{Hlim})



标引说明：
X —— 载荷循环次数(N_L)；
Y —— 齿面接触疲劳极限 $[\sigma_{Hlim} (N/mm^2)]$ ；
1 —— 油润滑 40 °C 齿面接触疲劳极限；
2 —— 脂润滑 40 °C 齿面接触疲劳极限。

图 13 POM 试验齿轮的齿面接触疲劳极限(σ_{Hlim})



标引说明：
X —— 载荷循环次数(N_L)；
Y —— 齿面接触疲劳极限 $[\sigma_{Hlim} (N/mm^2)]$ ；
1 —— 油润滑 50 °C 齿面接触疲劳极限；
2 —— 油润滑 80 °C 齿面接触疲劳极限。

图 14 PEEK 试验齿轮的齿面接触疲劳极限(σ_{Hlim})

对于有润滑的 POM 材料制成的常规齿轮，齿根承载能力是关键性因素。此时，齿面承载能力可不作校核。

4.6 摩擦磨损校核

根据 Archard 方法，塑料齿轮的局部齿面线磨损量计算按公式(65)：

$$W_{local} = \frac{F_{n\ local}}{b_w} \cdot N_L \cdot \zeta \cdot k \dots\dots\dots (65)$$

式中:

- W_{local} ——局部齿面线磨损量,单位为毫米(mm);
- $F_{\text{n local}}$ ——局部齿面法向力,单位为牛顿(N);
- b_{w} ——有效齿宽,单位为毫米(mm);
- N_{L} ——载荷循环次数;
- ζ ——局部滑动率;
- k ——磨损系数(见表7)。

表7 干摩擦运转情况下的磨损系数 k (销盘式试验)参考值

材料(钢制零件的表面粗糙度)	k $10^{-6} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$
POM/钢($R_z=0.45 \text{ }\mu\text{m}$)	1.0
POM/钢($R_z=1.5 \text{ }\mu\text{m}$)	3.4
PA46/钢($R_z=0.45 \text{ }\mu\text{m}$)	0.2
PA46/钢($R_z=1.5 \text{ }\mu\text{m}$)	0.68
PA66/钢($R_z=0.45 \text{ }\mu\text{m}$)	0.9
PA66/钢($R_z=1.5 \text{ }\mu\text{m}$)	3.06
PA6/钢($R_z=0.45 \text{ }\mu\text{m}$)	1.3
PA6/钢($R_z=1.5 \text{ }\mu\text{m}$)	4.42

为获得更准确的磨损系数,可通过齿轮元件测试确定。

平均线磨损量计算按公式(66):

$$W_{\text{m}} = \frac{T_{1,2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot N_{\text{L}} \cdot H_{\text{V}} \cdot k}{b_{\text{w}} \cdot z \cdot l_{\text{Fl}}} \leq W_{\text{P}} \dots\dots\dots (66)$$

式中:

- W_{m} ——平均线磨损量,单位为毫米(mm);
- $T_{1,2}$ ——小齿轮或大齿轮名义转矩,单位为牛顿时米($\text{N} \cdot \text{m}$);
- N_{L} ——载荷循环次数;
- H_{V} ——轮齿损耗因子;
- k ——磨损系数;
- b_{w} ——有效齿宽,单位为毫米(mm);
- z ——齿数;
- l_{Fl} ——有效齿廓长度,单位为毫米(mm);
- W_{P} ——许用线磨损量,单位为毫米(mm)。

其中, l_{Fl} 和 W_{P} 的计算按公式(67)和公式(68)计算。

$$l_{\text{Fl}} = \frac{1}{d_{\text{b}}} \cdot \left[\left(\frac{d_{\text{Na}}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{\text{Nf}}}{2} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (67)$$

$$W_{\text{P}} = (0.1 \sim 0.2) m_{\text{n}} \dots\dots\dots (68)$$

式中:

- d_{b} ——基圆直径,单位为毫米(mm);
- d_{Na} ——有效齿顶圆直径,单位为毫米(mm);
- d_{Nf} ——有效齿根圆直径,单位为毫米(mm);

m_n ——法向模数,单位为毫米(mm)。

通常,可近似取值 $l_{F1}=2.0m_n$ 。

合理选择润滑剂有利于减小齿轮磨损。

4.7 峰值载荷校核

峰值转矩下的齿根应力(峰值转矩下的载荷循环次数 $N_{sp} \leq 10^3$)的计算按公式(69):

$$\sigma_{Fs} = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_f \cdot Y_B \cdot \frac{F_{ts}}{b \cdot m_n} \leq \sigma_{FPs} \quad \dots\dots\dots (69)$$

式中:

- σ_{Fs} ——峰值转矩下的齿根应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²);
- Y_{Fa} ——载荷作用于齿顶时的齿廓系数;
- Y_{Sa} ——载荷作用于齿顶时的应力修正系数;
- Y_ϵ ——弯曲强度计算的重合度系数;
- Y_β ——弯曲强度计算的螺旋角系数;
- Y_f ——齿根形状系数;
- Y_B ——轮缘厚度系数;
- F_{ts} ——峰值切向力,单位为牛顿(N);
- b ——齿宽,单位为毫米(mm);
- m_n ——法向模数,单位为毫米(mm);
- σ_{FPs} ——峰值转矩下的许用局部齿根应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²),计算按公式(70)¹⁾:

$$\sigma_{FPs} \leq 2 \frac{\sigma_y}{S_{Smin}} \quad \dots\dots\dots (70)$$

式中:

- σ_y ——齿根温度为 T_r 下屈服应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²)(加玻纤材料取断裂应力 σ_B);
 - S_{Smin} ——不发生屈服的最小安全系数(宜取值 $S_{Smin}=1.5$)。
- 实际设计中,应根据失效风险和载荷、强度等因素来确定最小安全系数。

4.8 轮齿变形校核

圆周方向上的齿顶变形量(δ)的近似计算按公式(71):

$$\delta = \frac{7.5F_t}{b \cdot \cos\beta} \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \leq \delta_p \quad \dots\dots\dots (71)$$

式中:

- δ ——齿顶变形量,单位为毫米(mm);
 - F_t ——名义切向力,单位为牛顿(N);
 - b ——齿宽,单位为毫米(mm);
 - β ——分度圆螺旋角,单位为度(°);
 - E_1 ——齿根温度 T_r 下的小齿轮弹性模量,单位为牛顿每平方米(N/mm²);
 - E_2 ——齿根温度 T_r 下的大齿轮弹性模量,单位为牛顿每平方米(N/mm²);
 - δ_p ——许用变形量,单位为毫米(mm)。
- 许用变形量的参考范围为 $\delta_p \leq 0.07m_n$ 。

1) 公式(70)中的系数 2 考虑了因材料局部流动造成的应力下降,从而增加了齿根承受静态过载能力。

35

如果 $\delta_P > 0.07m_n$, 齿轮运转噪声可能增加。对于较大的轮齿变形, 可通过齿顶修缘来减轻其不利影响。

5 交错轴螺旋齿轮承载能力计算

5.1 通则

交错轴螺旋齿轮副的轴交角可在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 之间变化, 其中心距为两轴线间的垂直距离。一般使用单头或多头渐开线蜗杆(ZI 齿形, GB/T 10087)驱动螺旋齿轮, 通过单级传动可实现高传动比。当蜗杆导程角在一定范围内时, 可实现自锁, 但较高的齿面滑动率会影响传动效率, 因此需要关注轮齿发热问题。

钢制蜗杆和塑料螺旋齿轮啮合时, 主要失效部件为塑料螺旋齿轮, 失效形式包括轮齿断裂、磨损、点蚀、塑性变形和熔化(见 A.4.3)。在自锁机构中需要关注塑料螺旋齿轮齿面发热问题。

交错轴螺旋齿轮进行承载力计算时宜使用零件公差的中值。

常用塑料材料的选择见附录 A, 外润滑剂的选择见附录 B, 效率估算见附录 C, 计算示例见附录 D。

5.2 特征载荷值校核

5.2.1 基本公式

交错轴螺旋齿轮副的特征载荷值(C)可按公式(72)近似计算:

$$C = K_A \cdot K_z \cdot \frac{F_{t2}}{b_m \cdot m_{x1} \cdot \pi} \quad \dots\dots\dots (72)$$

式中:

C ——特征载荷值, 单位为牛顿每平方毫米(N/mm^2);

K_A ——使用系数, 宜取 1.0~1.25;

K_z ——齿数系数(见 5.2.3);

F_{t2} ——螺旋齿轮节圆处名义切向力(见 5.2.2), 单位为牛顿(N);

b_m ——蜗杆分度圆处承载齿宽(见 5.2.4), 单位为毫米(mm);

m_{x1} ——蜗杆轴向模数(见 5.2.5), 单位为毫米(mm)。

5.2.2 螺旋齿轮节圆处名义切向力(F_{t2})

螺旋齿轮节圆处名义切向力(F_{t2})计算按公式(73):

$$F_{t2} = \frac{2\,000 \cdot T_2}{d_{w2}} = \frac{2\,000 \cdot T_1 \cdot \eta_z \cdot u}{d_{w2}} \quad \dots\dots\dots (73)$$

式中:

F_{t2} ——螺旋齿轮节圆处名义切向力, 单位为牛顿(N);

T_2 ——螺旋齿轮名义转矩, 单位为牛顿米($\text{N} \cdot \text{m}$);

d_{w2} ——螺旋齿轮节圆直径, 单位为毫米(mm);

T_1 ——蜗杆名义转矩, 单位为牛顿米($\text{N} \cdot \text{m}$);

η_z ——交错轴螺旋齿轮副的啮合效率;

u ——齿数比。

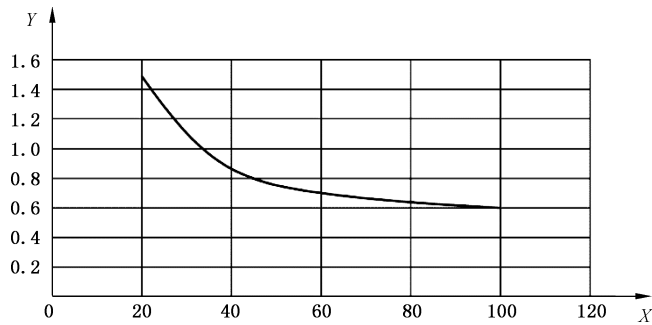
5.2.3 齿数系数(K_z)

当 $20 \leq z_2 \leq 100$ 时, K_z 的计算按经验公式(74):

$$K_z = -1.768 \cdot 10^{-9} \cdot z_2^5 + 6.149 \cdot 10^{-7} \cdot z_2^4 - 8.508 \cdot 10^{-5} \cdot z_2^3 + 0.593 \cdot 10^{-3} \cdot z_2^2 - 0.214 \cdot z_2 + 4.006 \dots\dots\dots (74)$$

式中：
 z_2 ——螺旋齿轮齿数。

与齿数较多的螺旋齿轮相比，齿数较少的螺旋齿轮齿面载荷更大，因此其齿数系数 K_z 会相应增大，见图 15。



标引符号说明：
 X —— 螺旋齿轮齿数(z_2)；
 Y —— 齿数系数(K_z)。

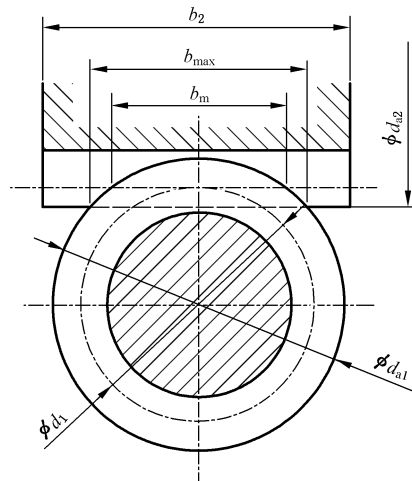
图 15 齿数系数(K_z)

5.2.4 蜗杆分度圆处承载齿宽(b_m)

b_m (见图 16)计算按公式(75)：

$$b_m = \sqrt{d_{a1}^2 - d_1^2} \dots\dots\dots (75)$$

式中：
 b_m —— 蜗杆分度圆处承载齿宽，单位为毫米(mm)；
 d_{a1} —— 蜗杆齿顶圆直径，单位为毫米(mm)；
 d_1 —— 蜗杆分度圆直径，单位为毫米(mm)。



标引符号说明：

- b_2 ——螺旋齿轮齿宽；
- b_m ——蜗杆分度圆处承载齿宽；
- b_{max} ——最大承载齿宽；
- d_1 ——蜗杆分度圆直径；
- d_{a1} ——蜗杆齿顶圆直径；
- d_{a2} ——螺旋齿轮齿顶圆直径。

图 16 分度圆处的蜗杆承载齿宽(b_m)与最大承载齿宽(b_{max})

5.2.5 蜗杆轴向模数(m_{x1})

蜗杆轴向模数计算按公式(76)：

$$m_{x1} = \frac{m_n}{\cos \gamma} \quad \dots\dots\dots (76)$$

式中：

- m_{x1} ——蜗杆轴向模数,单位为毫米(mm)；
- m_n ——法向模数,单位为毫米(mm)；
- γ ——蜗杆分度圆处导程角,单位为度($^\circ$)。

5.2.6 许用特征载荷值(C_P)

应采用 GB/T 1357 中第一系列模数的较大值。如果塑料螺旋齿轮采用纤维增强,则许用特征载荷值(C_P)可能会降低。另外,随着啮合点滑动速度(v_{gw})的增加,齿轮啮合过程中产生的热量无法及时消散,也会降低许用特征载荷值(C_P),可通过冷却或间歇运转的方式对其进行改善。

特征载荷值计算安全系数(S_C)计算按公式(77)：

$$S_C = \frac{C_P}{C} \quad \dots\dots\dots (77)$$

式中：

- S_C ——特征载荷值计算安全系数；
- C_P ——许用特征载荷值,单位为牛顿每平方毫米(N/mm^2)；
- C ——特征载荷值,单位为牛顿每平方毫米(N/mm^2)。

齿轮啮合过程中,温升较大时,则安全系数(S_C)宜取 2 以上。

图 17 为许用特征载荷值与啮合点滑动速度之间的函数关系。 v_{gw} 计算按公式(78)：

$$v_{gw} = \frac{d_{w1} \cdot \omega_1 \cdot \sin \Sigma}{2 \cdot \cos \beta_{w2}} = \frac{d_{w2} \cdot \omega_2 \cdot \sin \Sigma}{2 \cdot \cos \beta_{w1}} \dots\dots\dots (78)$$

式中：

v_{gw} ——啮合点滑动速度，单位为米每秒(m/s)；

d_{w1} ——蜗杆的节圆直径，单位为毫米(mm)；

ω_1 ——蜗杆的角速度，单位为弧度每秒(rad/s)；

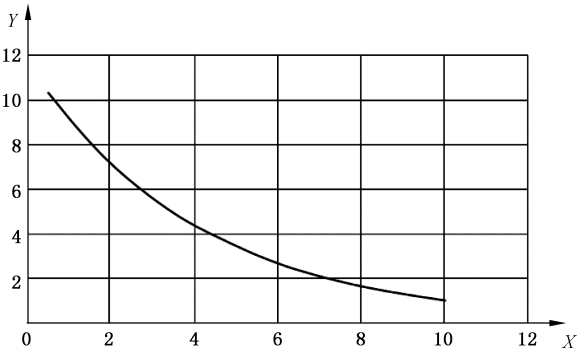
Σ ——轴交角，单位为度(°)；

β_{w2} ——螺旋齿轮的节圆螺旋角，单位为度(°)；

d_{w2} ——螺旋齿轮的节圆直径，单位为毫米(mm)；

ω_2 ——螺旋齿轮的角速度，单位为弧度每秒(rad/s)；

β_{w1} ——蜗杆的节圆螺旋角，单位为度(°)。



标引符号说明：

X——啮合点滑动速度[v_{gw} (m/s)]；

Y——许用特征载荷值(C_P)。

图 17 POM 和 PA66 的许用特征载荷值(C_P)

图 17 适用于 POM 和 PA66 塑料螺旋齿轮，且循环次数 N_L 的范围为 $10^5 \sim 10^6$ ，滑动速度 v_{gw} 介于 1 m/s~8 m/s 之间。当 $v_{gw} < 1$ m/s，且循环次数较低时，许用特征载荷值 C_P 可提升 2 倍。当塑料(如 PA46 和 PEEK)具有更高的连续运转许用温度时，图 17 中的曲线上移；反之则下移。在高滑动速度下，缩短工作周期可提升许用特征载荷值。润滑剂的选择也会显著影响许用特征载荷值，通常需要经过多次试验确定。

当 $v_{gw} \leq 4$ m/s 时，应先校核齿根承载能力和卡滞，此时塑料螺旋齿轮主要失效形式为轮齿断裂；当 $v_{gw} > 4$ m/s 时，损失功率会随着压力降低非线性地增加，此时塑料螺旋齿轮主要失效形式为熔化和齿面磨损。在这种情况下，塑料的熔点和摩擦系数至关重要。

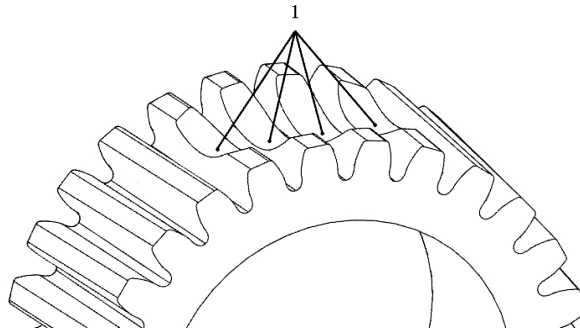
5.3 齿根强度校核

5.3.1 基本公式

基于简化假设校核齿根承载能力，不考虑磨损及其导致的弯曲强度衰减。如预计齿轮运行过程中会出现较大磨损，则需要在减小相应齿厚后重新进行校核。

轮齿断裂形式见 A.4.3。其中，冲击断裂是由于单次外部载荷过大导致，与循环次数无关；而疲劳断裂则是由于循环次数增加导致材料疲劳失效，其疲劳源通常位于蜗杆齿顶圆处的螺旋齿轮磨损区域或点蚀坑处。此时，应重点关注螺旋齿轮上与蜗杆齿顶圆对应的磨损区域是否发生疲劳断裂。

在轮齿断裂处的截面与蜗杆齿顶圆柱面相接触(见图 18)，可视作以蜗杆为刀具，切削螺旋齿轮后留下的圆柱形切口。



标引序号说明：

1——断口面积(A_f)。

图 18 四个轮齿断裂处截面的覆盖面积

螺旋齿轮剪切疲劳强度的计算安全系数(S_τ)可基于螺旋齿轮的名义剪切应力以及剪切疲劳强度(与齿轮本体温度和载荷循环次数有关)按公式(79)计算得出：

$$S_\tau = \frac{\tau_{\text{Flim}}}{\tau_F} \geq S_{\tau\text{min}} \quad \dots\dots\dots (79)$$

式中：

S_τ ——螺旋齿轮剪切疲劳强度的计算安全系数；

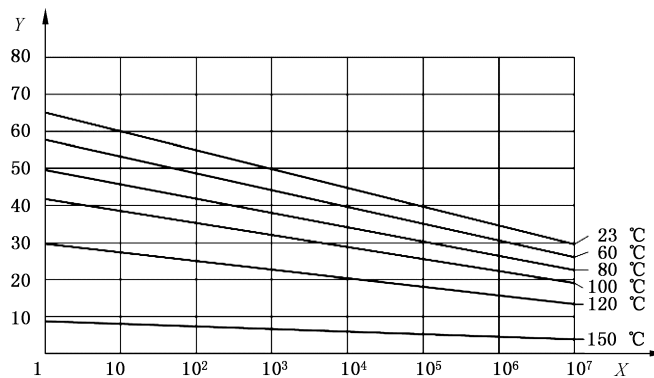
τ_{Flim} ——剪切疲劳强度,单位为牛顿每平方米(N/mm^2)；

τ_F ——名义剪切应力,单位为牛顿每平方米(N/mm^2)；

$S_{\tau\text{min}}$ ——螺旋齿轮剪切疲劳强度的最小安全系数,宜取 1.3。

图 19~图 22 为 POM、PA66、PA46 和 PEEK 材料的拉伸疲劳强度(σ_{Tlim})。一般认为,剪切疲劳强度(τ_{Flim})等于拉伸疲劳强度(σ_{Tlim})的 75%。

PA66 和 PA46 的数据均适用于材料吸湿状态为干态的情况。仅当 PA66 和 PA46 大量吸湿后,才需要引入折减系数来计算拉伸疲劳强度(σ_{Tlim})。

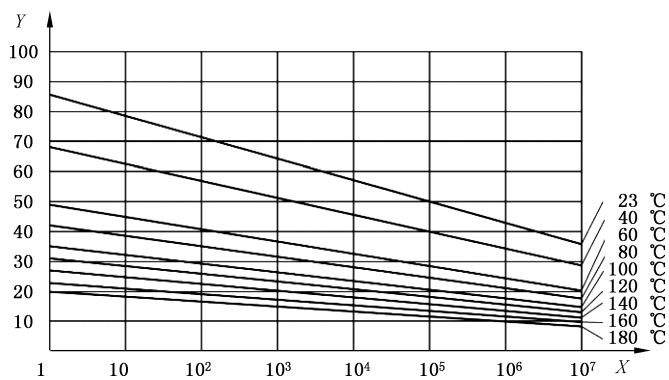


标引符号说明：

X ——载荷循环次数(N_L)；

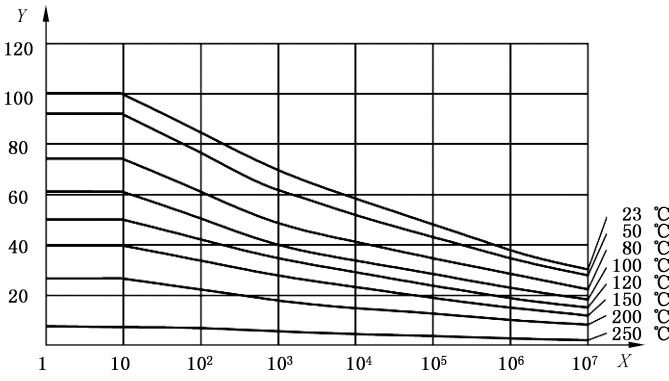
Y ——拉伸疲劳强度(σ_{Tlim}),单位为牛顿每平方米(N/mm^2)。

图 19 POM 的拉伸疲劳强度(σ_{Tlim})



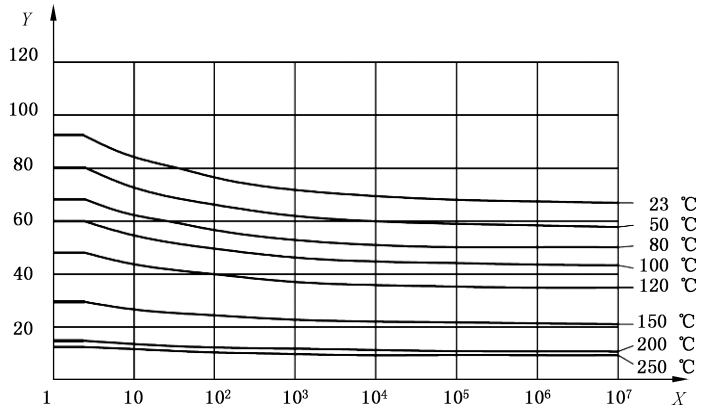
标引符号说明：
 X —— 载荷循环次数 (N_L)；
 Y —— 拉伸疲劳强度 (σ_{Tlim})，单位为牛顿每平方米 (N/mm^2)。

图 20 PA66 的拉伸疲劳强度 (σ_{Tlim})



标引符号说明：
 X —— 载荷循环次数 (N_L)；
 Y —— 拉伸疲劳强度 (σ_{Tlim})，单位为牛顿每平方米 (N/mm^2)。

图 21 PA46 的拉伸疲劳强度 (σ_{Tlim})



标引符号说明：
 X —— 载荷循环次数 (N_L)；
 Y —— 拉伸疲劳强度 (σ_{Tlim})，单位为牛顿每平方米 (N/mm^2)。

图 22 PEEK 的拉伸疲劳强度 (σ_{Tlim})

5.3.2 名义剪切应力(τ_F)

名义剪切应力计算按公式(80):

$$\tau_F = K_A \cdot Y_{\epsilon S} \cdot \frac{F_{t2}}{A_\tau} \quad \dots\dots\dots (80)$$

式中:

τ_F ——名义剪切应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²);

K_A ——使用系数;

$Y_{\epsilon S}$ ——螺旋齿轮齿根承载能力计算的重合度系数(见 5.3.3);

F_{t2} ——螺旋齿轮节圆处名义切向力,单位为牛顿(N);

A_τ ——剪切面积,单位为平方毫米(mm²)。

5.3.3 螺旋齿轮齿根承载能力计算的重合度系数($Y_{\epsilon S}$)

螺旋齿轮齿根承载能力计算的重合度系数($Y_{\epsilon S}$)仅考虑了同时参与啮合的多个轮齿对切向力的分担,但未考虑轮齿的变形。存在齿顶修形(如修缘或倒圆角)时,应使用相应的有效齿顶圆进行计算。同时参与啮合的齿数越少,轮齿上的应力越高,材料更易失效。因此,重合度系数($Y_{\epsilon S}$)取决于法平面重合度(ϵ_n)的整数部分(ϵ_{nz}),计算按公式(81):

$$Y_{\epsilon S} = \frac{1}{\epsilon_{nz}} \quad \dots\dots\dots (81)$$

式中:

$Y_{\epsilon S}$ ——螺旋齿轮齿根承载能力计算的重合度系数;

ϵ_{nz} ——法平面重合度(ϵ_n)的整数部分。

5.3.4 法平面重合度(ϵ_n)

法平面重合度(ϵ_n)计算按公式(82):

$$\epsilon_n = \frac{\overline{AE}}{p_{bn}} = \frac{g_{an1} + g_{an2}}{m_n \cdot \pi \cdot \cos \alpha_n} \quad \dots\dots\dots (82)$$

式中:

ϵ_n ——法平面重合度;

$\overline{AE}$ ——啮合线长度,单位为毫米(mm);

p_{bn} ——法向基圆齿距,单位为毫米(mm);

g_{an1} ——蜗杆齿顶啮合线长度,单位为毫米(mm);

g_{an2} ——螺旋齿轮齿顶啮合线长度,单位为毫米(mm);

m_n ——法向模数,单位为毫米(mm);

α_n ——法向压力角,单位为度(°)。

5.3.5 齿顶啮合线长度(g_{an1} , g_{an2})

齿顶啮合线长度(g_{an1} 和 g_{an2})计算按公式(83)和公式(84):

$$g_{an1} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - \sqrt{d_{w1}^2 - d_{b1}^2}}{2 \cdot \cos \beta_{b1}} \quad \dots\dots\dots (83)$$

式中:

g_{an1} ——蜗杆齿顶啮合线长度,单位为毫米(mm);

d_{a1} ——蜗杆齿顶圆直径,单位为毫米(mm);

d_{b1} ——蜗杆基圆直径,单位为毫米(mm);
 d_{w1} ——蜗杆节圆直径,单位为毫米(mm);
 β_{b1} ——蜗杆基圆螺旋角,单位为度(°)。

$$g_{an2} = \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - \sqrt{d_{w2}^2 - d_{b2}^2}}{2 \cdot \cos \beta_{b2}} \dots\dots\dots (84)$$

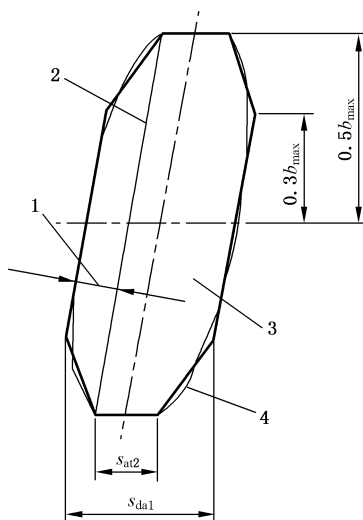
式中:
 g_{an2} ——螺旋齿轮齿顶啮合线长度,单位为毫米(mm);
 d_{a2} ——螺旋齿轮齿顶圆直径,单位为毫米(mm);
 d_{b2} ——螺旋齿轮基圆直径,单位为毫米(mm);
 d_{w2} ——螺旋齿轮节圆直径,单位为毫米(mm);
 β_{b2} ——螺旋齿轮基圆螺旋角,单位为度(°)

5.3.6 剪切面积(A_τ)

轮齿疲劳强度校核中,剪切面积(A_τ)为断口面积(A_f)以径向平行的方式在齿面上的投影,见图 23。剪切面积(A_τ)的近似计算按公式(85):

$$A_\tau = \frac{(4 \cdot s_{da1} + s_{at2})}{5} \cdot b_{max} \dots\dots\dots (85)$$

式中:
 A_τ ——剪切面积,单位为平方毫米(mm²);
 s_{da1} ——蜗杆齿顶圆处的螺旋齿轮中部区域端面齿厚,单位为毫米(mm);
 s_{at2} ——螺旋齿轮齿顶圆处的端面齿厚,单位为毫米(mm);
 b_{max} ——最大承载齿宽,单位为毫米(mm)。



标引说明：

- 1 —— 磨损量(W_n)；
- 2 —— 最大可用齿宽的接触极限；
- 3 —— 剪切面积(A_r)的近似计算值；
- 4 —— 剪切面的理论边界；
- $b_{\max}$ —— 最大承载齿宽；
- s_{at2} —— 螺旋齿轮齿顶圆处的端面齿厚；
- s_{da1} —— 蜗杆齿顶圆处的螺旋齿轮中部区域端面齿厚。

图 23 剪切面积(A_r)

5.3.7 最大承载齿宽($b_{\max}$)

轮齿的承载能力主要受最大承载齿宽($b_{\max}$)影响。考虑到蜗杆齿顶圆的限制(见图 16),最大承载齿面($b_{\max}$)计算按公式(86)：

$$b_{\max} = \min \left[2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2} \right)^2 - \left(a - \frac{d_{a2}}{2} \right)^2} ; b_2 \right] \dots\dots\dots (86)$$

式中：

- $b_{\max}$ —— 最大承载齿宽,单位为毫米(mm)；
- d_{a1} —— 蜗杆齿顶圆直径,单位为毫米(mm)；
- a —— 中心距,单位为毫米(mm)；
- d_{a2} —— 螺旋齿轮齿顶圆直径,单位为毫米(mm)；
- b_2 —— 螺旋齿轮齿宽,单位为毫米(mm)。

5.3.8 蜗杆齿顶圆处的螺旋齿轮中部区域端面齿厚(s_{da1})

蜗杆齿顶圆处的螺旋齿轮中部区域端面齿厚(s_{da1})计算按公式(87)：

$$s_{da1} = d_{x0} \cdot \left(\frac{s_{t2}}{d_2} + \text{inv} \alpha_{t2} - \text{inv} \alpha_{x0t} \right) \dots\dots\dots (87)$$

式中：

- s_{da1} —— 蜗杆齿顶圆处的螺旋齿轮中部区域端面齿厚,单位为毫米(mm)；
- d_{x0} —— 蜗杆齿顶圆处的最小螺旋齿轮直径,单位为毫米(mm), $d_{x0} = 2a - d_{a1}$ ；
- s_{t2} —— 螺旋齿轮分度圆处的端面齿厚,单位为毫米(mm), $s_{t2} = m_{t2} \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \tan \alpha_n \right)$ ；

d_2 ——螺旋齿轮分度圆直径,单位为毫米(mm);

α_{t2} ——螺旋齿轮端面压力角,单位为度(°);

α_{x0t} ——蜗杆齿顶圆处的螺旋齿轮端面压力角,单位为度(°), $\alpha_{x0t} = \arccos\left(\frac{d_{b2}}{d_{x0}}\right)$ 。

当蜗杆对螺旋齿轮产生根切时,如果 s_{da1} 无法由公式(87)确定,可使用 s_{t2} 代替 s_{da1} 计算。

5.3.9 螺旋齿轮齿顶圆处的端面齿厚(s_{at2})

螺旋齿轮齿顶圆处的端面齿厚(s_{at2})计算按公式(88):

$$s_{at2} = d_{a2} \cdot \left(\frac{s_{t2}}{d_2} + \text{inv}\alpha_{t2} - \text{inv}\alpha_{at2} \right) \quad \dots\dots\dots (88)$$

式中:

s_{at2} ——螺旋齿轮齿顶圆处的端面齿厚,单位为毫米(mm);

d_{a2} ——螺旋齿轮齿顶圆直径,单位为毫米(mm);

s_{t2} ——螺旋齿轮分度圆处的端面齿厚,单位为毫米(mm);

d_2 ——螺旋齿轮分度圆直径,单位为毫米(mm);

α_{t2} ——螺旋齿轮端面压力角,单位为度(°);

α_{at2} ——螺旋齿轮端面齿顶圆压力角,单位为度(°), $\alpha_{at2} = \arccos\left(\frac{d_{b2}}{d_{a2}}\right)$ 。

5.4 齿面接触疲劳强度校核

5.4.1 基本公式

齿面接触应力是估算齿面承载能力的关键影响因素。螺旋齿轮接触疲劳强度的计算安全系数 S_H , 计算按公式(89):

$$S_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_{Hm}} \geq S_{Hmin} \quad \dots\dots\dots (89)$$

式中:

S_H ——螺旋齿轮接触疲劳强度的计算安全系数;

σ_{HP} ——齿面许用接触应力,单位为牛顿每平方毫米(N/mm²);

σ_{Hm} ——平均齿面接触应力,单位为牛顿每平方毫米(N/mm²);

S_{Hmin} ——齿面接触强度计算的最小安全系数。

对于交错轴螺旋齿轮,平均齿面接触应力(σ_{Hm})应小于许用齿面接触应力(σ_{HP})。针对交错轴螺旋齿轮齿面承载能力进行校核时,如果缺乏可用的材料数据,则无法对许用齿面接触应力(σ_{HP})进行评估。在缺乏经验值的情况下,可以借用圆柱齿轮的许用齿面接触应力(σ_{HP})数据(见 4.5.7),但安全裕量通常会较小。

5.4.2 平均齿面接触应力(σ_{Hm})

本文件中交错轴螺旋齿轮的齿面接触应力计算方法基于赫兹接触理论。受轮齿变形的影响,在接触区域中投影呈椭圆形。椭圆的中心位于法向力作用线上,齿面接触应力以椭球形压力场分布于投影区域。根据上述应力场分布,材料上最大的法向应力在接触点处出现,而最大的剪应力和参考应力则位于接触表面以下区域。除了轮齿材料本身性能外,接触点附近的齿面曲率也会对平均齿面接触应力产生重要影响。平均齿面接触应力(σ_{Hm})计算按公式(90):

$$\sigma_{Hm} = K_A \cdot Z_{eS} \cdot \frac{1.5 \times F_n}{\pi \cdot a_h \cdot b_h} \leq \sigma_{HP} \quad \dots\dots\dots (90)$$

式中：

σ_{Hm} ——平均齿面接触应力，单位为牛顿每平方毫米(N/mm²)；

K_{A} ——使用系数；

Z_{eS} ——螺旋齿轮齿面承载能力计算的重合度系数；

F_{n} ——轮齿法向力，单位为牛顿(N)；

a_{h} ——接触椭圆的长半轴，单位为毫米(mm)；

b_{h} ——接触椭圆的短半轴，单位为毫米(mm)；

σ_{HP} ——齿面许用接触应力，单位为牛顿每平方毫米(N/mm²)。

5.4.3 轮齿法向力(F_{n})

蜗杆作主动件时，轮齿法向力计算按公式(91)：

$$F_{\text{n}} = \frac{F_{\text{t2}} \cdot \cos \rho_z}{\cos \alpha_{\text{wn}} \cdot \cos(\beta_{\text{w2}} + \rho_z)} \quad \dots\dots\dots (91)$$

式中：

F_{n} ——轮齿法向力，单位为牛顿(N)；

F_{t2} ——螺旋齿轮节圆处名义切向力，单位为牛顿(N)；

ρ_z ——摩擦角，单位为度(°)；

α_{wn} ——法向节圆压力角，单位为度(°)；

β_{w2} ——螺旋齿轮节圆螺旋角，单位为度(°)。

其中， ρ_z 的计算按照公式(92)计算。

$$\rho_z = \arctan\left(\frac{\mu}{\cos \alpha_{\text{wn}}}\right) \quad \dots\dots\dots (92)$$

式中：

ρ_z ——摩擦角，单位为度(°)；

μ ——摩擦系数；

α_{wn} ——法向节圆压力角，单位为度(°)。

5.4.4 螺旋齿轮齿面承载能力计算的重合度系数(Z_{eS})

螺旋齿轮齿面承载能力计算的重合度系数计算按公式(93)：

$$Z_{\text{eS}} = \frac{1}{\sqrt{\epsilon_{\text{n}}}} \quad \dots\dots\dots (93)$$

式中：

Z_{eS} ——螺旋齿轮齿面承载能力计算的重合度系数；

ϵ_{n} ——法平面重合度(见 5.3.4)。

5.4.5 接触椭圆的长半轴(a_{h})和短半轴(b_{h})

螺旋齿轮接触椭圆的长半轴(a_{h})计算按公式(94)：

$$a_{\text{h}} = \xi \cdot \sqrt[3]{K_{\text{A}} \cdot Z_{\text{F}} \cdot F_{\text{n}} \cdot \rho_{\text{n}}} \quad \dots\dots\dots (94)$$

式中：

a_{h} ——接触椭圆的长半轴，单位为毫米(mm)；

ξ ——长半轴系数；

K_{A} ——使用系数；

Z_{F} ——材料系数，单位为牛顿每平方毫米的倒数[(N/mm²)⁻¹]；

F_n ——轮齿法向力,单位为牛顿(N);
 $\bar{\rho}_n$ ——综合曲率半径,单位为毫米(mm)。
接触椭圆的短半轴(b_h)计算按公式(95):

$$b_h = \eta \cdot \sqrt[3]{K_A \cdot Z_F \cdot F_n \cdot \bar{\rho}_n} = \frac{\eta}{\xi} \cdot a_h \quad \dots\dots\dots (95)$$

式中:
 b_h ——接触椭圆的短半轴,单位为毫米(mm);
 η ——短半轴系数;
 K_A ——使用系数;
 Z_F ——材料系数,单位为牛顿每平方毫米的倒数 $[(N/mm^2)^{-1}]$;
 F_n ——轮齿法向力,单位为牛顿(N);
 $\bar{\rho}_n$ ——综合曲率半径,单位为毫米(mm);
 ξ ——长半轴系数;
 a_h ——接触椭圆的长半轴,单位为毫米(mm)。

5.4.6 材料系数(Z_F)

Z_F 的计算应选用对应轮齿温度下适当的材料特性参数,计算按公式(96):

$$Z_F = 1.5 \times \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad \dots\dots\dots (96)$$

式中:
 Z_F ——材料系数,单位为牛顿每平方毫米的倒数 $[(N/mm^2)^{-1}]$;
 ν_1 ——蜗杆材料的泊松比;
 E_1 ——蜗杆材料的弹性模量,单位为牛顿每平方毫米 (N/mm^2) ;
 ν_2 ——螺旋齿轮材料的泊松比;
 E_2 ——螺旋齿轮材料的弹性模量,单位为牛顿每平方毫米 (N/mm^2) 。

5.4.7 长半轴系数(ξ)和短半轴系数(η)

为分析轮齿几何形状对齿面承载能力的影响,在考虑曲率半径($\bar{\rho}_n$ 、 ρ_{n1} 和 ρ_{n2})的基础上,引入辅助角(ϑ),计算按公式(97):

$$\cos \vartheta = \bar{\rho}_n \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho_{n1}^2} + \frac{1}{\rho_{n2}^2} + \frac{2 \cdot \cos 2\varphi}{\rho_{n1} \cdot \rho_{n2}}} \quad \dots\dots\dots (97)$$

式中:
 ϑ ——辅助角,单位为度($^\circ$);
 $\bar{\rho}_n$ ——综合曲率半径,单位为毫米(mm);
 ρ_{n1} ——蜗杆节圆螺旋线上的曲率半径,单位为毫米(mm);
 ρ_{n2} ——螺旋齿轮节圆螺旋线上的曲率半径,单位为毫米(mm);
 φ ——当量齿轮的轴交角,单位为度($^\circ$),计算按公式(98):
$$\varphi = \arctan(\tan \beta_1 \cdot \sin \alpha_n) + \arctan(\tan \beta_2 \cdot \sin \alpha_n) \quad \dots\dots\dots (98)$$

长半轴系数(ξ)和短半轴系数(η)可分别按公式(99)和公式(100)做近似计算:

$$\eta = 0.097 \ 27 \cdot \vartheta^{0.488} \quad \dots\dots\dots (99)$$

$$\xi = 39.26 \cdot \vartheta^{-0.786} \quad \dots\dots\dots (100)$$

5.4.8 综合曲率半径($\bar{\rho}_n$)

综合曲率半径计算按公式(101):

$$\bar{\rho}_n = \frac{\rho_{n1} \cdot \rho_{n2}}{\rho_{n1} + \rho_{n2}} \quad \dots\dots\dots (101)$$

式中：

$\bar{\rho}_n$ ——综合曲率半径,单位为毫米(mm)；

ρ_{n1} ——蜗杆节圆螺旋线上的曲率半径,单位为毫米(mm)；

ρ_{n2} ——螺旋齿轮节圆螺旋线上的曲率半径,单位为毫米(mm)。

其中, ρ_{n1} 和 ρ_{n2} 的计算按公式(102)和公式(103)计算。

$$\rho_{n1} = \frac{\sqrt{d_{w1}^2 - d_{b1}^2}}{2\cos\beta_{b1}} \quad \dots\dots\dots (102)$$

$$\rho_{n2} = \frac{\sqrt{d_{w2}^2 - d_{b2}^2}}{2\cos\beta_{b2}} \quad \dots\dots\dots (103)$$

式中：

d_{w1} ——蜗杆节圆直径,单位为毫米(mm)；

d_{b1} ——蜗杆基圆直径,单位为毫米(mm)；

β_{b1} ——蜗杆基圆螺旋角,单位为度(°)；

d_{w2} ——螺旋齿轮节圆直径,单位为毫米(mm)；

d_{b2} ——螺旋齿轮基圆直径,单位为毫米(mm)；

β_{b2} ——螺旋齿轮基圆螺旋角,单位为度(°)。

附 录 A

(资料性)

常用塑料的材料特性与选择

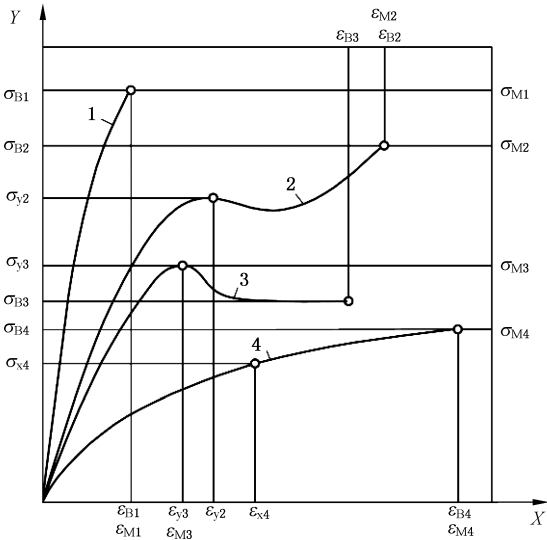
A.1 机械性能

A.1.1 指标

塑料的机械性能不仅取决于材料本身,还取决于生产工艺和试验条件等,其中包括:湿度、温度、载荷类型和循环/持续试验时间、注塑参数以及材料吸湿状态等。

需要注意,以下机械性能指标与塑料齿轮的尺寸有关(见图 A.1):

- 屈服应力 σ_y (在应力不增加而应变增加时的最大拉伸应力);
- 拉伸强度 σ_M (在试验过程中,试样承受的最大的拉伸应力);
- 应变拉伸应力 σ_x (应力-应变曲线对初始直线部分偏离应变达 $x\%$ 时的拉伸应力);
- 断裂应力 σ_B (试样断裂时的拉伸应力)。



标引说明:

- X ——应变 $[\epsilon(\%)]$;
- Y ——应力 $[\sigma(N/mm^2)]$;
- 1 ——脆性材料;
- 2 ——具有屈服点和明显二次强化的韧性材料;
- 3 ——具有屈服点和无明显二次强化的韧性材料;
- 4 ——没有屈服点的韧性材料;
- $\sigma_{y2,3}$ ——材料 2、材料 3 的屈服应力;
- $\sigma_{M1,2,3,4}$ ——材料 1~材料 4 的拉伸强度;
- σ_{x4} ——材料 4 的应变拉伸应力;
- $\sigma_{B1,2,3,4}$ ——材料 1~材料 4 的断裂应力;
- $\epsilon_{y2,3}$ ——材料 2、材料 3 的屈服应变;
- $\epsilon_{M1,2,3,4}$ ——材料 1~材料 4 的最大拉伸应变;
- ϵ_{x4} ——材料 4 的拉伸应变;
- $\epsilon_{B1,2,3,4}$ ——材料 1~材料 4 的断裂应变。

图 A.1 应力-应变曲线的典型示例

A.1.2 温度的影响

随着温度升高,塑料内部的分子间作用力减弱,从而导致材料的强度与刚度降低。

对于半结晶热塑性塑料,即便温度超过玻璃化转变温度,结晶区域仍然可保持一定程度的分子间作用力。而对于热固性塑料和弹性体,分子间作用力由交联点实现。

A.1.3 载荷类型和加载时间的影响

在高应变率下,弹性模量、屈服应力和拉伸强度相对较高,而断裂应变相对较低。

在静态载荷的情况下,塑料会发生蠕变,其变形量随时间推移不断增加;在变形恒定(例如压接连接)的情况下,塑料则会发生松弛,其应力随时间推移不断降低。

在动态载荷下,塑料的强度会随着载荷循环次数的增加而降低。由于齿面摩擦和塑料的黏弹性,会使材料产生大量热量,导致温度升高,其机械性能也会降低。

但从根本上而言,温度的影响要大于应变率的影响。尽管如此,计算时仍需根据载荷类型、大小和持续时间选择特性参数。

A.1.4 吸湿状态的影响

某些塑料会从环境吸湿,或者脱水。一般分为以下三种状态:

- a) 干态:真空环境;
- b) 吸湿态:标准气氛(23 ℃、相对湿度 50%);
- c) 吸水态:水环境。

材料的水分含量取决于:

- 微观结构;
- 零部件形状;
- 环境湿度;
- 环境温度。

持续的环境暴露,可使材料尽可能达到吸湿平衡状态。湿度的波动会引起塑料中水分含量的细微变化。非晶塑料可比结晶塑料结合更多的水分。在达到吸湿平衡之前,注塑件存在由外到内的吸湿梯度。对于壁很厚的零部件,水分含量仅在其外部区域达到最大值。

当材料水分含量增加,会降低其屈服应力和弹性模量,而增加断裂韧性、断裂应变和屈服应变。此外,由于吸湿与溶胀密切相关,材料水分含量的增加还会导致其尺寸与体积的增大。一般情况下,纯料尼龙(PA)零部件的湿态线性膨胀系数(长度百分比)约为其吸水率(质量分数)的 $1/4 \sim 1/3$ 。此外需要注意的是,零件横截面上吸湿状态的不均匀性,也可能会使其机械性能发生变化。

A.1.5 阻尼特性

各种塑料的阻尼曲线也有所不同(见图 A.2)。阻尼可由机械阻尼的对数衰减率(Δ)表征。作为损耗因子,对数衰减率 Δ 可衡量相对于可逆应变能的能量损耗。高 Δ 值的材料,其阻尼性能要好于低 Δ 值的材料。 Δ 值为 0 代表纯弹性材料。

与金属相比,塑料具有更好的阻尼性能,可以降低齿轮的运转噪声。

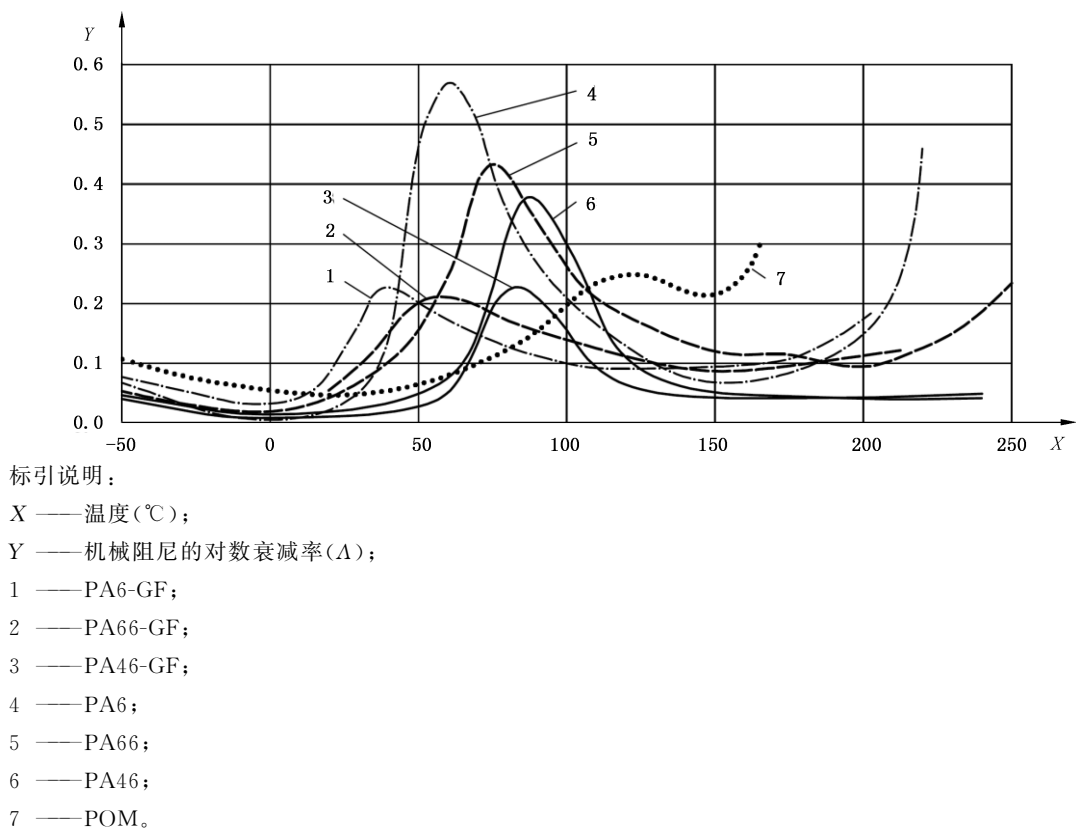
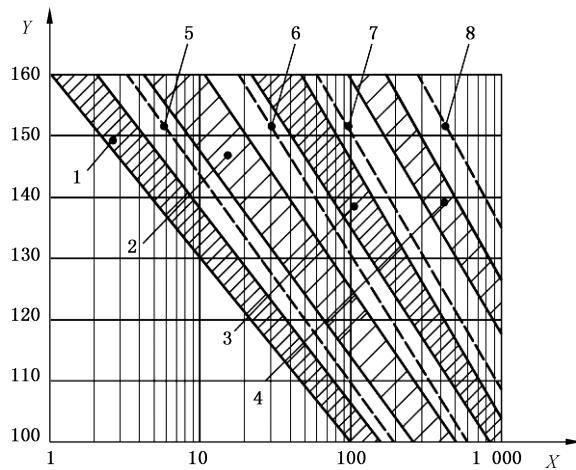


图 A.2 机械阻尼与温度的关系

A.2 热性能

温度引起的尺寸变化,会影响齿轮的传动性能。硬质添加剂(如玻璃纤维)会减小材料热膨胀系数。由于塑料的热导率远低于金属,很难降低齿面上的摩擦热。具有良好导热性的添加剂(如石墨、PTFE、金属和陶瓷添加剂),可改善塑料齿轮的导热性,但也会对材料的耐磨性产生一定的影响。

如果工作温度长时间超过长期极限工作温度,则聚合物的结构将会受到影响,从而不可逆地降低塑料齿轮的机械承载能力。热稳定材料的老化速度要比热稳定性差的材料慢(见图 A.3)。



标引说明：

X —— 暴露时间(天)；

Y —— 温度(°C)；

1 —— PA66、PA6；

2 —— PA66 高温稳定；

3 —— PA66-GF、PA6-GF；

4 —— PA66-GF 高温稳定；

5 —— PA46；

6 —— PA46 高温稳定；

7 —— PA46-GF；

8 —— PA46-GF 高温稳定。

图 A.3 注塑件的老化特性

A.3 泊松比

塑料的泊松比(ν)取决于温度(松弛能力)、应力水平及其持续时间(黏性变形分量),且其受影响规律与弹性模量相反。这种横向收缩可表征单轴和多轴加载条件之间的联系,以及弹性模量(E)和剪切模量(G)之间的比例因子,计算按公式(A.1):

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \quad \dots\dots\dots (A.1)$$

式中:

G —— 剪切模量,单位为牛顿每平方米(N/mm²);

E —— 弹性模量,单位为牛顿每平方米(N/mm²);

ν —— 泊松比。

泊松比(ν)与时间(t)、温度(T)以及应力(σ)的关系,可通过下式粗略估算。其中, ν_0 的值如表 A.1 所示,泊松比(ν)计算按公式(A.2):

$$\nu(t, T, \sigma) = \nu_0 + (0.5 - \nu_0) \left[1 - \frac{E(t, T, \sigma)}{E_0} \right] \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

式中:

ν —— 泊松比;

ν_0 —— 23 °C 泊松比;

E —— 考虑时间 t 、温度 T 以及应力 σ 影响的弹性模量,单位为牛顿每平方米(N/mm²);

E_0 —— 23 °C 弹性模量,单位为牛顿每平方米(N/mm²)。

表 A.1 不同材料的泊松比(ν_0)

材料	23 ℃泊松比
PA6、PA66	0.38~0.42
POM	0.42~0.45
PBT	0.41~0.42
PA46	0.37
PEEK	0.40
PEEK-CF30	0.44

A.4 材料选择

A.4.1 概述

塑料齿轮设计时需满足多项使用要求,因此选择材料时需要综合考虑下述因素。

A.4.2 润滑方式

A.4.2.1 概述

特定场合下塑料齿轮运转不需要使用润滑剂,这是塑料齿轮的优点之一。但是,合理的润滑方式可显著改善其工作性能。塑料齿轮的润滑条件分为:

- 干摩擦:无润滑和内润滑(加 PTFE、PE 和石墨等填料);
- 外润滑:外加润滑剂。

A.4.2.2 无润滑

塑料齿轮无润滑时磨损是主要失效形式。因此,宜选择表面自润性特别好的材料。一般磨损性能受以下因素影响:

- 材料本身;
- 滑动配对件;
- 中间薄膜层(可能有);
- 温度环境;
- 接触压力;
- 温度;
- 滑动速度。

轮齿偏差和加工工艺也会对磨损性能产生影响。因此,要使注塑齿轮获得较低的磨损系数,宜确保在啮合齿面表层具有较高的结晶度。对于金属齿轮,齿面粗糙度过大,不适用于与塑料齿轮配对。

A.4.2.3 内润滑

注塑材料可通过添加合适的填料来降低摩擦系数,从而减少齿轮在干摩擦运转时的发热量。同时齿轮的磨损、使用寿命和传动效率也可得到改善。在选择填料的类型和数量时,需要注意,许多添加剂在改善摩擦学性能的同时,会导致机械性能下降。表 A.2 列出了部分填料和增强材料对塑料机械性能和摩擦学性能的影响。

表 A.2 填料和增强材料的性能

填料或增强材料	正面影响	负面影响
玻璃纤维、碳纤维	刚度、拉伸强度、弯曲疲劳强度和耐热变形性能提高	韧性降低
PTFE	摩擦和磨损减少	冲击强度和弯曲疲劳强度降低
PE	摩擦减少	冲击强度降低
石墨、氮化硼	摩擦和磨损减少,热传导系数提高	冲击强度降低
硅油	摩擦和磨损减少,韧性提高	拉伸与弯曲强度略微降低
矿物填料	耐热变形性能提高	如过量,材料冲击强度降低
二硫化钼	摩擦和磨损减少,拉伸强度略微提高	韧性降低

用于改善摩擦学性能的填料宜作用到齿面上;增强材料也需要牢固地嵌入到齿根区域的基体材料中,并被基体材料包围。实际应用中,微粉改性的 POM 齿轮材料在传递动力中的效果显著。加入硅油或油-石墨混合物作为内部润滑剂,即使在低含量下也可改善齿面滑动和磨损性能。

PTFE 与硅油的组合,可明显改善高滑动速度下齿轮的摩擦学性能。PTFE 的摩擦系数低,在半结晶热塑性塑料中,PTFE 的添加量通常为 2%~20%(质量分数)。PTFE 在不同温度下均可改善摩擦学性能。聚乙烯(PE)也可以降低热塑性塑料的摩擦系数,在 POM 中添加 PE,需要避免材料内部产生缺陷。由于需要满足齿面和齿根对材料的不同要求,因此通过双色或二次注塑工艺,可以制造齿面材料(如 POM、PTFE)与齿根材料(如 POM-GF)不同的塑料齿轮。

A.4.2.4 外润滑

外润滑剂包括但不限于润滑脂和润滑油,常用润滑脂。

润滑脂包括合成油润滑脂和矿物油润滑脂等。合成油润滑脂更耐老化,且在应力腐蚀和溶胀方面对热塑性塑料大多表现为中性,其黏温特性好;而矿物油润滑脂耐压性更好,润滑效果更佳。

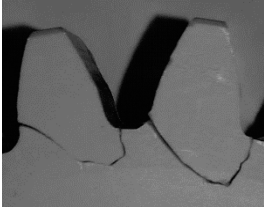
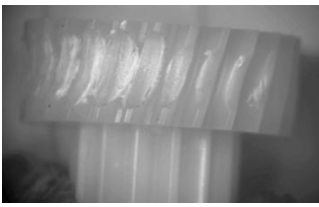
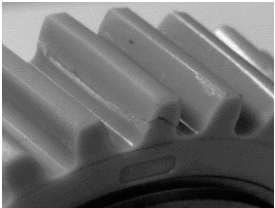
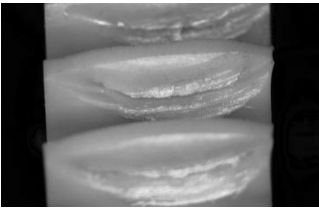
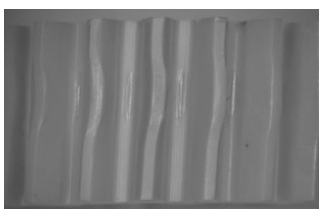
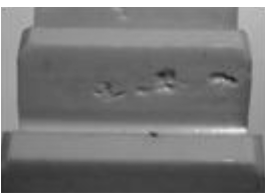
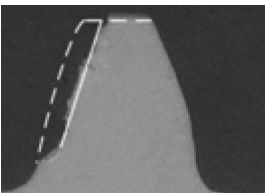
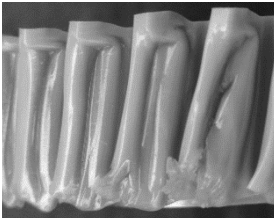
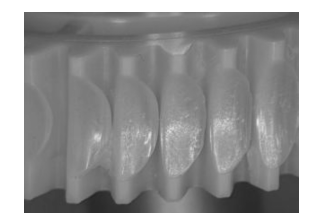
对于润滑剂,即使在较高的温度下,也要能牢固地附着在滑动面上。润滑剂的选择主要取决于齿轮所处的工作条件。宜将这些条件告知润滑剂生产商和塑料生产商,并关注和了解他们的使用经验。在不确定的情况下,宜进行实测。

塑料齿轮在使用润滑脂后(即使一次性添加),可显著提高承载能力和效率。在较高的圆周速度下,润滑脂会从齿面甩出,导致润滑效果降低,因此切向速度(v)宜限制为最高 5 m/s。附录 B 给出了塑料齿轮的润滑剂选择建议。

A.4.3 塑料齿轮的失效形式

为选择最合适的材料,需要熟悉塑料齿轮在不同工况下的失效机制。如果超过材料的特定载荷,会发生材料熔化(尤其是齿轮在干摩擦运转时),将快速导致齿面整体损坏。此外,也可能出现轮齿严重磨损和断裂。磨损则会导致轮齿的表面产生改变,齿厚变薄;而轮齿断裂既可发生在齿面啮合区,也可发生在非啮合区。在有外部润滑剂的情况下,塑料齿轮的主要失效形式为轮齿断裂和点蚀。表 A.3 显示了塑料齿轮的常见失效形式及其成因。

表 A.3 塑料齿轮的失效形式及其成因(背景)

失效形式	平行轴圆柱齿轮	交错轴螺旋齿轮	成因
齿根断裂			应力过大(左:弯曲应力过大, 右:剪切应力过大)
齿面断裂			过高的接触应力与剪切应力、弯曲应力叠加, 导致裂纹扩展,直至断裂
变形			应力过大,超过弹性变形极限
点蚀			过高的接触应力与剪切应力、弯曲应力叠加
磨损			耐磨性不足, 或者摩擦副的磨料磨损效应过高
熔化			齿面过热

A.4.4 应力类型

A.4.4.1 载荷与圆周速度

高负载、低圆周速度:选择弯曲刚度大且坚硬的材料(如玻璃纤维增强材料)更为合适。

高负载、高圆周速度:由于动态载荷增加,齿面间摩擦损失和内部摩擦加大,可能会产生严重的发热现象。因此,在选材时,良好的热稳定性和尺寸稳定性很重要。齿轮在干摩擦运转时,良好的摩擦学性

能和磨损性能也很重要。

低负载、高圆周速度：一般易产生高频、高声压级的噪声。宜优先选择阻尼性能好的材料（见图 A.2）。

冲击应力、旋转方向突然改变：在这种情况下，宜使用抗冲击性强、阻尼性能好的韧性材料。例如，由于对弯曲疲劳应力敏感，聚碳酸酯(PC)只能用于传递较小的动力和相对低的速度。

高载荷循环次数：使用表面自润滑性良好的抗疲劳材料，才能达到较高的载荷循环次数。需注意，添加剂会影响齿轮性能，如：玻璃纤维会加速磨损。

A.4.4.2 低噪声运转

高精度轮齿和高阻尼传动部件，有助于低噪声运转。因此，宜选择阻尼性能好又满足高精度齿轮制造要求的材料。

除齿轮啮合产生的噪声外，在动摩擦过程中还可能会发生黏滑现象。特别是滑动副与环境发生振动耦合，且摩擦系数随滑动速度的增加而下降($d\mu/dv_g < 0$)时，黏滑现象尤为明显。另外，在低滑动速度下，还会出现爬行，见图 A.4。

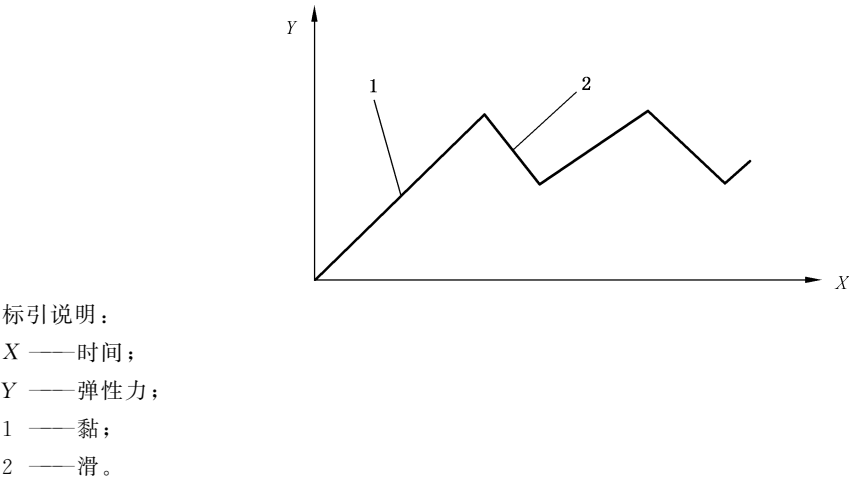
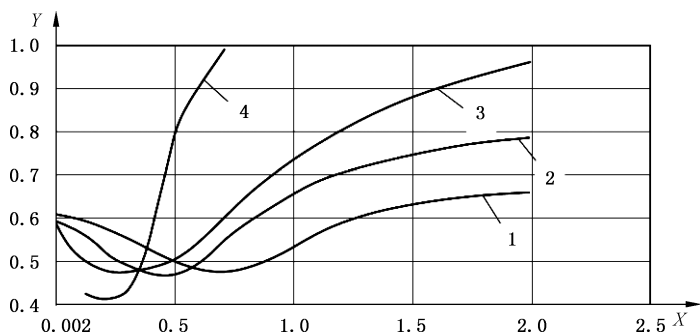


图 A.4 黏滑现象

图 A.5 显示了 PA66 材料摩擦系数与滑动速度的典型关系，滑动副配对材料：钢 100Cr6、硬度 700HV10、表面粗糙度 $R_z = 0.15 \mu\text{m}$ 。



标引说明：
X —— 滑动速度 $[v_g(\text{m/s})]$ ；
Y —— 摩擦系数 (μ) ；
1 —— 0.5 N/mm^2 ；
2 —— 1 N/mm^2 ；
3 —— 2 N/mm^2 ；
4 —— 4 N/mm^2 。

图 A.5 大气湿度环境下 PA66 材料摩擦系数与滑动速度的关系(销盘式试验)

有多种措施可以抵消黏滑效应。使用 PTFE 或 PE 等材料,可改变黏滑现象;增大接触压力(使滑动速度的极小值变低, $d\mu/dv_g < 0$ 段变窄),也可能有效。

A.4.5 工作环境与技术参数

A.4.5.1 温度和湿度波动

温度或湿度的较大波动,会导致塑料齿轮的尺寸发生变化,进而影响侧隙。在这种情况下,宜优先选择热膨胀系数和吸水率均小的材料。如果涉及多种材料(如小齿轮和大齿轮的配对),则所选材料宜使上述波动对侧隙或啮合的影响尽可能小。

A.4.5.2 与化学品接触

如果将热塑性塑料制成的齿轮暴露于液体或气体侵蚀性介质中,则宜参考耐化学性表。

A.4.6 材料组合

塑料的摩擦学系统非常复杂,其很难通过简单的摩擦学模型(如销盘式试验)进行完整地计算和表达。因此,如何系统性地考虑不同材料组合下的摩擦学性能显得非常关键。例如,在保持其他条件不变的情况下改变材料配对,可对不同的材料进行量化比较。

粗略地说,非晶热塑性塑料(如 ABS、PC)比半结晶热塑性塑料(如 PA、POM 和 PBT)的耐磨性要差。摩擦学系统中如将塑料与钢配对组成摩擦副,则钢的表面形貌对于塑料的磨损性能至关重要。适合 POM 和 PBT 的钢的最佳表面粗糙度范围为 $R_z = 1 \mu\text{m} \sim 2 \mu\text{m}$;而 PA 在达到更大的表面粗糙度范围 $R_z = 1.5 \mu\text{m} \sim 3.5 \mu\text{m}$ 时,才表现出最佳的磨损性能。

表 A.4 适用于干摩擦。

滚齿或者粉末冶金齿轮都具有较大的表面粗糙度,对塑料的磨损影响较大。

采用塑料-塑料齿轮配对时,表面粗糙度的影响较小,因为不同聚合物之间的硬度差别是非常小的,在有负载的情况下,塑料齿轮副可在短时间内完成磨合,实现滑动接触面上的良好啮合。在干摩擦运转时,同类型的塑料配对时的磨损系数较高,而不同类型的塑料配对时反而表现出明显更好的性能。例如,PA66 与 POM 配对时(其中 PA66 通常用于摩擦副中温度较高一侧,如小齿轮)具有良好的磨损

性能。

表 A.4 有利于塑料齿轮的表面粗糙度范围(配对齿轮材料为钢、硬度 HRC>50、干摩擦运转)

材料	最佳表面粗糙度范围(配对齿轮材料为钢) R_z μm
PA66、PA6、PI	1.5~3.5
POM, 含摩擦改性剂的 POM 和 PA	1.0~2.0
含添加剂的 PTFE, PA12、PA11、PA-GF、POM-GF	0.5~1.0

附录 B
(资料性)
外润滑剂选择

B.1 概述

在实际应用中,小型、微型塑料齿轮一直尝试在没有润滑剂的情况下运转。然而,许多情况下没有润滑不能满足噪声、摩擦、磨损和寿命等方面要求。通常,只需少量内润滑剂或外润滑剂就可满足上述要求。

B.2~B.7 分析了使用外润滑剂需要考虑的影响因素,并就如何改善齿轮系统的摩擦学性能给出了初步建议。

B.2 运转条件

通常,工程师在齿轮设计时需要了解其工况。如果要使用外润滑剂,首先宜考虑以下因素(见图 B.1)。

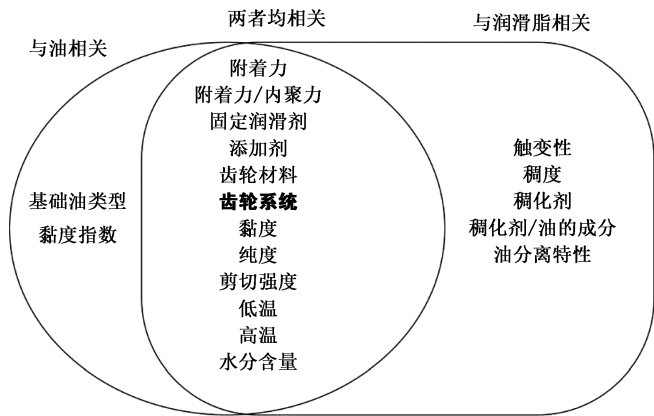


图 B.1 齿轮机构摩擦学系统中的物理/化学影响因素

B.3 摩擦点的温度

如果用油润滑,图 B.2 所示摩擦点的温度范围可作为合理选油的依据。

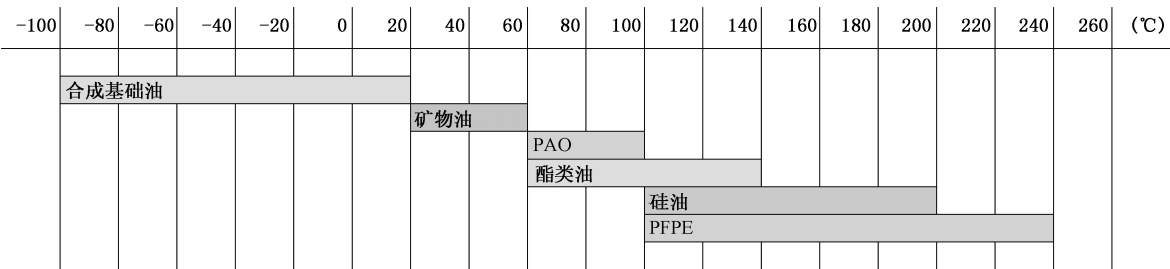


图 B.2 润滑剂适用的摩擦点温度范围

如果用润滑脂,还需要考虑稠化剂的影响。由于润滑脂的流变性与油完全不同,且大多数情况下,摩擦点上的润滑剂供应主要取决于温度、稠度、稠化剂、黏度和结构形状,因此脂润滑为改善系统性能提供更多的可能性。仅调整润滑脂的使用量,就可有效降低摩擦点的温度。

B.4 材料的组合及相容性

- 首先,外润滑剂选择时宜考虑齿轮副材料组合和以下因素。
- 对于金属-塑料齿轮副和塑料-塑料齿轮副,不需要抗磨添加剂或极压添加剂。
 - 对于金属-塑料齿轮副和塑料-塑料齿轮副,固体润滑剂或稠化剂宜避免具有研磨特性。
 - FZG 试验机适用于金属齿轮试验,不宜使用于塑料齿轮试验。
 - 采用石墨作为固体润滑剂时,只有在湿润状态才具有润滑作用。
 - 采用 MoS₂ 作为固体润滑剂时,即使在真空中也具有润滑性。
 - 考虑存在其他摩擦点的情况(如滚动轴承、自润滑轴承、密封圈等弹性元件),并检查润滑剂的相容性。

其次,塑料与基础油的组合需考虑其化学极性。塑料齿轮最常用的材料是 PA 和 POM,它们均属于极性热塑性材料,宜选择非极性基础油进行润滑(见表 B.1)。同理,非极性塑料宜使用极性基础油进行润滑。

表 B.1 塑料/基础油的合理组合

塑料		基础油	
		极性	非极性
		聚乙二醇润滑油	PAO 矿物油 酯类油
极性	PA、POM、PC、PET、PVC、PMMA	谨慎使用	推荐使用
非极性	PE、PP、PIB……	推荐使用	谨慎使用

再次,需要考虑塑料与部分润滑剂之间存在不相容的问题。图 B.3 显示了未改性塑料与外润滑剂的相容性。考虑塑料与外润滑剂相容性时,宜注意以下方面:

- 温度宜适中。相容性差的塑料,其热承载能力就低。实际应用中,要考虑到塑料齿轮服役温度常达到 80 ℃;
- 塑料填充剂的影响。典型的增塑剂是酯类油,它们可被润滑剂吸取,导致塑料脆化;
- 塑料合金的组分不止一种。常用的 PC/ABS、PC/PBT 合金,是不同塑料的混合物,其稳定性与最弱的组分一致;
- 添加剂和稠化剂的扩散也会对塑料产生不利影响。

	ABS	PC	PS	PE	PP	PET	PBT	PVC	PA	POM	PPS	PEEK	PI
矿物油	△	○	◎	○	○	○	◎	○	◎	△	◎	◎	◎
合成烃	◎	○	◎	◎	◎	◎	◎	○	◎	△		◎	◎
酯类	◇	◇	◇	△	△	◇	○	◇	△	◇	◇	◎	◎
聚醚类	△	◇	◇	◎	◎	△	○	◇	△	◇	◇	◎	◎
硅类	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	△	◎	◎	◎
氟油	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎

标引说明：

- ◇ —— 不相容；
- △ —— 部分相容；
- —— 基本相容；
- ◎ —— 相容。

图 B.3 塑料与润滑剂的相容性

观测塑料与外润滑剂相互作用时，不宜仅进行静态相容性试验，还要进行机械动力学试验。通常使用弯曲法（见 GB/T 43316.1 和 GB/T 43316.3）进行耐环境应力开裂试验，使用微动摩擦磨损试验机（SRV 试验机）进行动态试验。

B.5 基础油的黏度

大多数情况塑料齿轮属于微量润滑，润滑过程中涉及的外润滑剂用量非常少。因此，增加基础油的黏度对提高附着力、减少磨损和优化噪声的效果通常不及预期，反而会加速润滑脂凝固。

B.6 稠度

圆周速度与外润滑剂稠度的对应关系为：

- 2 m/s~3 m/s，稠度等级 0；
- 4 m/s~5 m/s，稠度等级 00；
- 6 m/s~8 m/s，稠度等级 000。

摩擦点的温度、齿轮系统的类型和结构设计、润滑剂用量和齿轮箱壳体的密封性要求，会影响稠度等级的选择。

B.7 特殊情况

各种类型和材料的齿轮均可采用涂层或准干润滑的方式运转（见 A.4.2）。这种润滑方式在载荷、温度、噪声和寿命方面都存在限制，使用时需要特别谨慎。

附 录 C

(资料性)

传动效率估算

C.1 平行轴圆柱齿轮传动效率

经验表明,对于钢-塑料齿轮副,干运转时的传动效率为 80%~85%,有润滑条件下可提升至 85%~90%。对于塑料-塑料齿轮副,干运转时的传动效率约为 80%。

C.2 交错轴螺旋齿轮传动效率

C.2.1 基本公式

在交错轴螺旋齿轮副中,传动效率不能仅考虑蜗杆和螺旋齿轮的啮合效率,轴承效率也需要考虑。啮合效率主要由蜗杆导程角(γ)和齿轮啮合过程中的摩擦系数(μ)所决定。

当采用蜗杆驱动时,交错轴螺旋齿轮副的啮合效率(η_z)计算按公式(C.1):

$$\eta_z = \frac{\tan\beta_{w2}}{\tan(\beta_{w2} + \rho_z)} \quad \dots\dots\dots (C.1)$$

当采用螺旋齿轮驱动时,交错轴螺旋齿轮副的啮合效率(η_z)计算按公式(C.2):

$$\eta_z = \frac{\tan(\beta_{w2} - \rho_z)}{\tan\beta_{w2}} \quad \dots\dots\dots (C.2)$$

式中:

η_z —— 交错轴螺旋齿轮副的啮合效率;

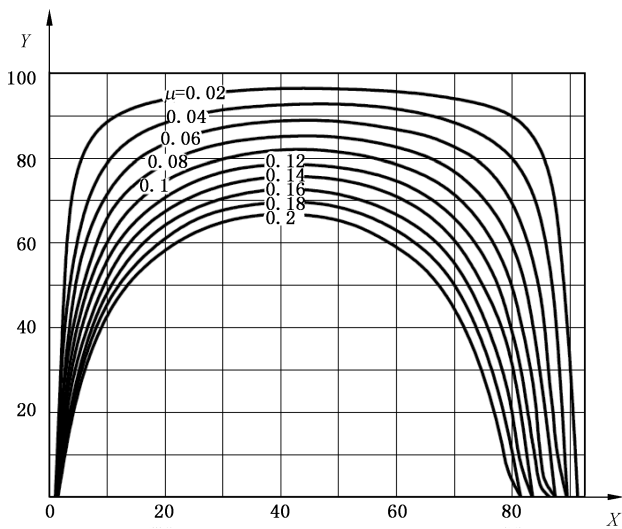
β_{w2} —— 螺旋齿轮节圆螺旋角,单位为度($^\circ$);

ρ_z —— 摩擦角,单位为度($^\circ$)。

C.2.2 摩擦系数及确定方法

摩擦系数(μ)主要受载荷影响,滑动速度的影响较小。在载荷较小时,摩擦系数往往较高;而在载荷较大时,摩擦系数则相应降低。在平均载荷范围内,摩擦系数往往较高。未润滑齿轮的摩擦系数比较高;添加适当的内部润滑剂,可在无外部润滑的条件下显著降低其摩擦系数;但只有存在外部润滑剂,才能使摩擦系数变得很小。通常情况下,未增强、半结晶热塑性塑料的摩擦系数明显低于非晶塑料、纤维增强塑料。通常可根据摩擦系数和蜗杆导程角估算轮齿发热情况。金属蜗杆与塑料螺旋齿轮啮合,脂润滑状态下,摩擦系数约为 0.1~0.2。

图 C.1 为蜗杆驱动时啮合效率(η_z)、蜗杆导程角(γ)和摩擦系数(μ)的函数关系。在实际应用中,一般达不到图示的效率,为尽可能地提高效率,宜尽可能提高蜗杆表面粗糙度。当交错轴螺旋齿轮副的传动效率低于 50%时,会发生自锁现象。



标引符号说明：
 X —— 蜗杆导程角 $[\gamma(^{\circ})]$ ；
 Y —— 啮合效率 (η_z) ；
 μ —— 摩擦系数。

图 C.1 交错轴螺旋齿轮副啮合效率 (η_z) 、蜗杆导程角 (γ) 和摩擦系数 (μ) 的函数关系

附 录 D
(资料性)
计算示例

D.1 示例 1-圆柱齿轮传动

D.1.1 已知参数

图 D.1 为示例 1 圆柱齿轮传动示意图,已知参数如下。

法向模数	$m_n=1.0\text{ mm}$
小齿轮齿数	$z_1=17$
大齿轮齿数	$z_2=39$
法向压力角	$\alpha_n=20^\circ$
分度圆螺旋角	$\beta=0^\circ$
小齿轮变位系数	$x_1=0.259$
大齿轮变位系数	$x_2=-0.259$
小齿轮齿宽	$b_1=8\text{ mm}$
大齿轮齿宽	$b_2=6\text{ mm}$
小齿轮材料	POM
大齿轮材料	POM
输出转矩	$T_2=1.0\text{ N}\cdot\text{m}$
输入转速	$n_1=1\,000\text{ r/min}$
载荷循环次数	$N_L=10^7$
使用系数	$K_A=1.0$
润滑剂	脂润滑
环境温度	$T_0=25\text{ }^\circ\text{C}$
啮合时间比	$t_{ED}=1$

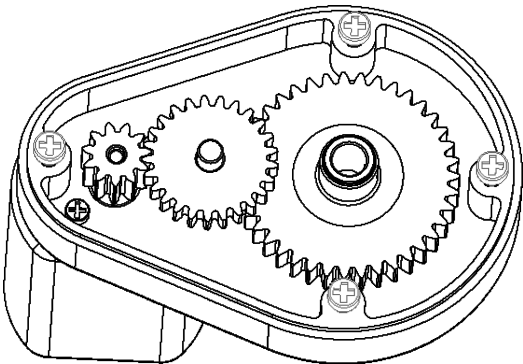


图 D.1 圆柱齿轮传动示意图

D.1.2 基本参数

小齿轮分度圆直径	$d_1=17.000\text{ mm}$
大齿轮分度圆直径	$d_2=39.000\text{ mm}$
小齿轮基圆直径	$d_{b1}=15.975\text{ mm}$
大齿轮基圆直径	$d_{b2}=36.648\text{ mm}$
小齿轮节圆直径	$d_{w1}=17.000\text{ mm}$
大齿轮节圆直径	$d_{w2}=39.000\text{ mm}$
名义切向力	$F_t=51.282\text{ N}$
切向速度	$v=0.89\text{ m/s}$

D.1.3 轮齿温度的校核

齿数比	按 $u=z_2/z_1$ 计算	$u=2.294\approx 2.3$
传递功率		$P=45.65\text{ W}$
摩擦系数	查表 3	$\mu=0.09$
小齿轮齿顶重合度	按公式(11)计算	$\epsilon_1=0.91$
大齿轮齿顶重合度	按公式(11)计算	$\epsilon_2=0.65$
端面重合度		$\epsilon_a=1.56$
轮齿损耗因子	按公式(10)计算	$H_v=0.184\ 5$
齿根传热系数	查表 4	$k_{Tr}=2\ 100\text{ K}\cdot\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^{0.75}\cdot\text{mm}^{1.75}/\text{W}$
齿面传热系数	查表 4	$k_{Tf}=9\ 000\text{ K}\cdot\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^{0.75}\cdot\text{mm}^{1.75}/\text{W}$
齿轮箱壳体热阻	查表 5	$R=0$
小齿轮齿根温度	按公式(7)计算	$T_{r1}=42.03\text{ }^\circ\text{C}\approx 42\text{ }^\circ\text{C}$
小齿轮齿面温度	按公式(8)计算	$T_{f1}=97.99\text{ }^\circ\text{C}\approx 98\text{ }^\circ\text{C}$
大齿轮齿根温度	按公式(7)计算	$T_{r2}=32.42\text{ }^\circ\text{C}\approx 32\text{ }^\circ\text{C}$
大齿轮齿面温度	按公式(8)计算	$T_{f2}=56.82\text{ }^\circ\text{C}\approx 57\text{ }^\circ\text{C}$

D.1.4 齿根弯曲疲劳强度校核

齿根载荷系数	按公式(14)计算	$K_F=1$
小齿轮载荷作用角	按公式(43)计算	$\alpha_{an1}=35.07^\circ$
大齿轮载荷作用角	按公式(43)计算	$\alpha_{an2}=25.14^\circ$
小齿轮当量齿轮辅助角	按公式(44)计算	$\gamma_{a1}=1.63^\circ$
大齿轮当量齿轮辅助角	按公式(44)计算	$\gamma_{a2}=1.14^\circ$
小齿轮当量齿轮载荷作用于齿顶圆时的载荷作用角	按公式(45)计算	$\alpha_{Fan1}=33.438^\circ$
大齿轮当量齿轮载荷作用于齿顶圆时的载荷作用角	按公式(45)计算	$\alpha_{Fan2}=24.00^\circ$
小齿轮危险截面处的法向弦长	按公式(46)计算	$s_{Fn1}=2.025\text{ mm}$

大齿轮危险截面处的法向弦长	按公式(46)计算	$s_{Fn2} = 2.026 \text{ mm}$
小齿轮齿根应力计算中载荷作用于齿顶圆时的弯曲力臂	按公式(48)计算	$h_{Fa1} = 1.999 \text{ mm}$
大齿轮齿根应力计算中载荷作用于齿顶圆时的弯曲力臂	按公式(48)计算	$h_{Fa2} = 1.916 \text{ mm}$
小齿轮齿廓系数	按公式(42)计算	$Y_{Fa1} = 2.6$
大齿轮齿廓系数	按公式(42)计算	$Y_{Fa2} = 2.7$
小齿轮辅助值	按公式(54)计算	$L_{a1} = 1.013$
大齿轮辅助值	按公式(54)计算	$L_{a2} = 1.057$
小齿轮齿根圆角半径	按公式(47)计算	$\rho_{F1} = 0.409 \text{ mm}$
大齿轮齿根圆角半径	按公式(47)计算	$\rho_{F2} = 0.534 \text{ mm}$
小齿轮缺口参数	按公式(55)计算	$q_{s1} = 2.479$
大齿轮缺口参数	按公式(55)计算	$q_{s2} = 1.896$
小齿轮应力修正系数	按公式(53)计算	$Y_{Sa1} = 1.74$
大齿轮应力修正系数	按公式(53)计算	$Y_{Sa2} = 1.625$
弯曲强度计算的重合度系数	按公式(56)计算	$Y_{\epsilon} = 0.7308$
弯曲强度计算的螺旋角系数	按公式(57)计算	$Y_{\beta} = 1$
齿根形状系数	按 4.4.7 取值	$Y_f = 1$
轮缘厚度系数	查图 8 取值	$Y_B = 1$
小齿轮齿根应力	按公式(13)计算	$\sigma_{F1} = 21.19 \text{ N/mm}^2$
大齿轮齿根应力	按公式(13)计算	$\sigma_{F2} = 27.40 \text{ N/mm}^2$
试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限	查图 9b)取值	$\sigma_{Flim1} = 35 \text{ N/mm}^2$
试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限	查图 9b)取值	$\sigma_{Flim2} = 37 \text{ N/mm}^2$
应力修正系数	按 4.4.9 取值	$Y_{ST} = 2$
小齿轮齿根应力极限	按 $\sigma_{FG} = Y_{ST} \cdot \sigma_{Flim}$ 计算	$\sigma_{FG1} = 70 \text{ N/mm}^2$
大齿轮齿根应力极限	按 $\sigma_{FG} = Y_{ST} \cdot \sigma_{Flim}$ 计算	$\sigma_{FG2} = 74 \text{ N/mm}^2$
小齿轮齿根弯曲最小安全系数	按 4.4.9 取值	$S_{Fmin1} = 2.0$
大齿轮齿根弯曲最小安全系数	按 4.4.9 取值	$S_{Fmin2} = 2.0$
小齿轮许用齿根应力	按公式(58)计算	$\sigma_{FP1} = 35 \text{ N/mm}^2$
大齿轮许用齿根应力	按公式(58)计算	$\sigma_{FP2} = 37 \text{ N/mm}^2$
$\sigma_{F1} < \sigma_{FP1}$, 小齿轮局部齿根应力小于许用齿根应力;		
$\sigma_{F2} < \sigma_{FP2}$, 大齿轮局部齿根应力小于许用齿根应力。		

D.1.5 齿面接触强度校核

节点区域系数	按公式(61)计算	$Z_H = 2.5$
小齿轮材料弹性模量		$E_1 = 2\ 100 \text{ N/mm}^2$
大齿轮材料弹性模量		$E_2 = 2\ 500 \text{ N/mm}^2$
小齿轮材料的泊松比	按公式(A.3)计算	$\nu_1 = 0.453$
大齿轮材料的泊松比	按公式(A.3)计算	$\nu_2 = 0.438$
弹性系数	按公式(60)计算	$Z_E = 20.22$

轴向重合度		$\epsilon_{\beta}=0$
接触强度计算的重合度系数	按公式(62)计算	$Z_{\epsilon}=0.9$
接触强度计算的螺旋角系数	按 4.5.5 取值	$Z_{\beta}=1$
齿面载荷系数	按公式(63)计算	$K_H=K_A=1$
齿面接触应力	按公式(59)计算	$\sigma_H=38.6 \text{ N/mm}^2$
小齿轮的试验齿轮的齿面接触疲劳极限	查图 13 取值	$\sigma_{Hlim1}=40 \text{ N/mm}^2$
大齿轮的试验齿轮的齿面接触疲劳极限	查图 13 取值	$\sigma_{Hlim2}=50 \text{ N/mm}^2$
粗糙度系数	按 4.5.7 取值	$Z_R=1$
齿面接触强度最小安全系数	按 4.5.7 取值	$S_{Hmin}=1.4$
小齿轮的齿面许用接触应力	按公式(64)计算	$\sigma_{HP1}=28.6 \text{ N/mm}^2$
大齿轮的齿面许用接触应力	按公式(64)计算	$\sigma_{HP2}=35.7 \text{ N/mm}^2$
$\sigma_H > \sigma_{HP1}$, 小齿轮齿面接触应力超出齿面许用接触应力;		
$\sigma_H > \sigma_{HP2}$, 大齿轮齿面接触应力超出齿面许用接触应力。		

D.1.6 摩擦磨损校核

有效齿廓长度	按 4.6 取值	$l_{F1}=2 \text{ mm}$
名义转矩		$T_1=0.436 \text{ N} \cdot \text{m}$
磨损系数	查表 7 取值	$k=1 \times 10^{-6} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$
平均线磨损量	按公式(66)计算	$W_m=0.056 \text{ mm}$
许用线磨损量	按公式(68)计算	$W_p=0.1 \text{ mm}$
$W_m < W_p$, 平均线磨损量小于许用线磨损量。		

D.1.7 轮齿变形校核

小齿轮齿根温度 T_r 下的弹性模量		$E_1=2\,500 \text{ N/mm}^2$
大齿轮齿根温度 T_r 下的弹性模量		$E_2=2\,600 \text{ N/mm}^2$
圆周方向上的齿顶变形量	按公式(71)计算	$\delta=0.050 \text{ mm}$
许用变形量	按 4.8 取值	$\delta_p=0.070 \text{ mm}$
$\delta < \delta_p$, 齿顶变形量小于许用变形量。		

D.1.8 峰值载荷校核

齿根温度 T_r 下屈服应力		$\sigma_y=60 \text{ N/mm}^2$
不发生屈服的最小安全系数	按 4.7 取值	$S_{Smin}=1.5$
峰值转矩下的许用局部齿根应力	按公式(70)计算	$\sigma_{FPs}=80 \text{ N/mm}^2$
峰值切向力		$F_{ts}=102.56 \text{ N}$
峰值转矩下的齿根应力	按公式(69)计算	$\sigma_{Fs}=56.51 \text{ N/mm}^2$
$\sigma_{Fs} < \sigma_{FPs}$, 峰值转矩下的齿根应力小于许用局部齿根应力。		

D.2 示例 2-交错轴螺旋齿轮传动

D.2.1 已知参数

图 D.2 为示例 2 交错轴螺旋齿轮传动示意图,已知参数如下。

法向模数	$m_n=0.7\text{ mm}$
法向压力角	$\alpha_n=20^\circ$
螺旋齿轮分度圆螺旋角	$\beta=5.03^\circ$
蜗杆头数	$z_1=1$
螺旋齿轮齿数	$z_2=43$
中心距	$a=19.1\text{ mm}$
蜗杆材料	钢
螺旋齿轮材料	POM
输入力矩	$T_1=0.1\text{ N}\cdot\text{m}$
输入转速	$n_1=250\text{ r/min}$
室温环境	$25\text{ }^\circ\text{C}$
润滑剂	脂润滑
使用寿命	$L_h=200\text{ h}$

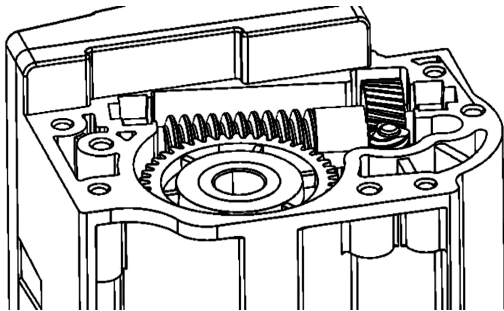


图 D.2 交错轴螺旋齿轮传动示意图

D.2.2 传动效率计算

螺旋齿轮节圆螺旋角		$\beta_{w2}=5.03^\circ$
法向节圆压力角		$\alpha_{wn}=20^\circ$
摩擦系数	按 5.5.2 取值	$\mu=0.1$
摩擦角	按公式(92)计算	$\rho_z=6.07^\circ$
蜗杆驱动时齿轮啮合效率	按公式(C.1)计算	$\eta_z=0.448$

D.2.3 承载能力计算

使用系数	按 5.2.1 取值	$K_A=1.0$
齿数系数	按公式(74)计算	$K_Z=0.834$
螺旋齿轮节圆处名义切向力	按公式(73)计算	$F_{t2}=127.634\text{ N}$

蜗杆齿顶圆直径		$d_{a1}=9.384\text{ mm}$
蜗杆分度圆直径		$d_1=7.984\text{ mm}$
蜗杆分度圆处承载齿宽	按公式(75)计算	$b_m=4.931\text{ mm}$
蜗杆轴向模数	按公式(76)计算	$m_{x1}=0.703\text{ mm}$
特征载荷值	按公式(72)计算	$C=9.778\text{ N/mm}^2$
啮合点滑动速度	按公式(78)计算	$v_{gw}=0.105\text{ m/s}$
POM 许用特征载荷值	查图 17 取值	$C_P=11\text{ N/mm}^2$
特征载荷值计算安全系数	按公式(77)计算	$S_C=1.12$

D.2.4 齿根强度校核

载荷循环次数		$N_L=69\ 767$
螺旋齿轮剪切疲劳强度的最小安	按 5.3.1 取值	$S_{\tau\min}=1.3$
全系数		
POM 材料的拉伸疲劳强度	查图 19 取值	$\sigma_{Tlim}=42\text{ N/mm}^2$
剪切疲劳强度	按 $\tau_{Flim}=0.75 \cdot \sigma_{Tlim}$ 计算	$\tau_{Flim}=31.5\text{ N/mm}^2$
蜗杆齿顶圆直径		$d_{a1}=9.384\text{ mm}$
蜗杆基圆直径		$d_{b1}=1.87\text{ mm}$
蜗杆节圆直径		$d_{w1}=7.984\text{ mm}$
蜗杆基圆螺旋角		$\beta_{b1}=69.402^\circ$
螺旋齿轮齿顶圆直径		$d_{a2}=31.616\text{ mm}$
螺旋齿轮基圆直径		$d_{b2}=28.381\text{ mm}$
螺旋齿轮节圆直径		$d_{w2}=30.216\text{ mm}$
螺旋齿轮基圆螺旋角		$\beta_{b2}=4.726^\circ$
蜗杆齿顶啮合线长度	按公式(83)计算	$g_{an1}=2.038\text{ mm}$
螺旋齿轮齿顶啮合线长度	按公式(84)计算	$g_{an2}=1.787\text{ mm}$
法向基圆齿距		$p_{bn}=2.066\text{ mm}$
法平面重合度	按公式(82)计算	$\epsilon_n=1.851$
螺旋齿轮齿根承载能力计算的重	按公式(81)计算	$Y_{eS}=1$
合度系数		
螺旋齿轮分度圆直径		$d_2=30.216\text{ mm}$
螺旋齿轮端面压力角		$\alpha_{t2}=20.071^\circ$
蜗杆齿顶圆处的最小螺旋齿轮	按 $d_{x0}=2a-d_{a1}$ 计算	$d_{x0}=28.816\text{ mm}$
直径		
蜗杆齿顶圆处的螺旋齿轮端面压	按 $\alpha_{x0t}=\arccos\left(\frac{d_{b2}}{d_{x0}}\right)$ 计算	$\alpha_{x0t}=9.968^\circ$
力角		
螺旋齿轮分度圆处的端面齿厚	按 $s_{t2}=m_{t2} \cdot \left(\frac{\pi}{2}+2 \cdot x_2 \cdot \tan \alpha_n\right)$ 计算	$s_{t2}=1.104\text{ mm}$
蜗杆齿顶圆处的螺旋齿轮中部区	按公式(87)计算	$s_{da1}=1.436\text{ mm}$
域端面齿厚		
螺旋齿轮端面齿顶圆压力角	按 $\alpha_{at2}=\arccos\left(\frac{d_{b2}}{d_{a2}}\right)$ 计算	$\alpha_{at2}=26.145^\circ$

螺旋齿轮齿顶圆处的端面齿厚	按公式(88)计算	$s_{at2}=0.539\text{ mm}$
最大承载齿宽	按公式(86)计算	$b_{\max}=6.687\text{ mm}$
剪切面积	按公式(85)计算	$A_{\tau}=8.401\text{ mm}^2$
名义剪切应力	按公式(80)计算	$\tau_F=15.193\text{ N/mm}^2$
螺旋齿轮剪切疲劳强度的计算安全系数	按公式(79)计算	$S_{\tau}=2.073$
$S_{\tau}>S_{\tau\min}$,螺旋齿轮剪切疲劳强度满足要求。		

D.2.5 齿面接触疲劳强度

齿面许用接触应力	查图 13 取值	$\sigma_{HP}=125\text{ N/mm}^2$
螺旋齿轮接触疲劳的最小安全系数	取值 1.0	$S_{H\min}=1.0$
轮齿法向力		$F_n=137.639\text{ N}$
螺旋齿轮齿面承载能力计算的重合度系数	按公式(93)计算	$Z_{\epsilon S}=0.735$
蜗杆材料的泊松比		$\nu_1=0.3$
螺旋齿轮材料的泊松比	查表 A.1 取值	$\nu_2=0.43$
蜗杆材料的弹性模量		$E_1=206\ 000\text{ N/mm}^2$
螺旋齿轮材料的弹性模量		$E_2=2\ 700\text{ N/mm}^2$
材料系数	按公式(96)计算	$Z_F=4.595\times 10^{-4}(\text{N/mm}^2)^{-1}$
蜗杆节圆螺旋线上的曲率半径	按公式(102)计算	$\rho_{n1}=11.031\text{ mm}$
螺旋齿轮节圆螺旋线上的曲率半径	按公式(103)计算	$\rho_{n2}=5.202\text{ mm}$
综合曲率半径	按公式(101)计算	$\bar{\rho}_n=3.535\text{ mm}$
当量齿轮的轴交角	按公式(98)计算	$\varphi=77.293^\circ$
辅助角	按公式(97)计算	$\vartheta=65.568^\circ$
长半轴系数	按公式(99)计算	$\eta=0.749$
短半轴系数	按公式(100)计算	$\xi=1.468$
接触椭圆的长半轴	按公式(94)计算	$a_h=0.520\text{ mm}$
接触椭圆的短半轴	按公式(95)计算	$b_h=0.266\text{ mm}$
平均齿面接触应力	按公式(90)计算	$\sigma_{Hm}=119.442\text{ N/mm}^2$
螺旋齿轮接触疲劳强度的计算安全系数	按公式(89)计算	$S_H=1.05$
$S_H>S_{H\min}$,螺旋齿轮剪切疲劳强度满足要求。		

参 考 文 献

[1] GB/T 10087 圆柱蜗杆基本齿廓

[2] GB/T 10226 小模数圆柱蜗杆基本齿廓

[3] GB/T 38192 注射成型塑料圆柱齿轮精度制 轮齿同侧齿面偏差和径向综合偏差的定义和允许值

[4] GB/T 43316.1 塑料 耐环境应力开裂(ESC)的测定 第1部分:通则

[5] GB/T 43316.3 塑料 耐环境应力开裂(ESC)的测定 第3部分:弯曲法

[6] VDI 2736 Part 1: 2016-07 Thermoplastic gear wheels; Materials, material selection, production methods, production tolerances, form design

[7] VDI 2736 Part 2: 2014-06 Thermoplastic gear wheels; Cylindrical gears Calculation of the load-carrying capacity

[8] VDI 2736 Part 3: 2014-05 Crossed helical gears; Mating cylindrical worm with helical gear Calculation of the load-carrying capacity

[9] VDI 2736 Part 4: 2016-07 Thermoplastic gear wheels; Determination of strength parameters on gears

[10] Ehrenstein, G.W. Mit Kunststoffen konstruieren. 3rd ed. Munich, Vienna: Carl Hanser Verlag, 2007

[11] Gunter Erhard. Designing with Plastics. Hanser Gardner Publications, Inc. 2006

[12] 欧阳志喜,石照耀编著. 塑料齿轮设计与制造. 北京:化学工业出版社,2011

[13] 周长江,钟志华,唐进元. 基于齿轮误差与柔度的弯曲强度计算力点研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版),2007, 34(7):35-38

[14] 胡新磊,刘怀举,魏沛堂,等.基于标称齿轮当量载荷的聚合物齿轮齿面承载能力评价方法[J]. 中国机械工程,2023,34(24):2927-2935
