

8033146

渐开线圆柱齿轮传动的 强度计算

苏联国家标准 ГОСТ 21354-75



煤炭工业出版社

工具书

TH13-65
11
(18)

TH132-41-65 8033146

2

苏 联 国 家 标 准

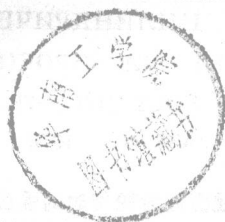
渐开线圆柱齿轮传动的 强 度 计 算

ГОСТ 21354—75

孟惠荣 余梦生译



C8033146



煤炭工业出版社

内 容 提 要

本书已作为苏联国家标准提供了渐开线圆柱齿轮的新的强度计算方法。新的强度计算方法包括以下几个方面：(1) 齿面接触疲劳计算，(2) 最大载荷作用下的接触强度计算，(3) 齿根弯曲疲劳计算，(4) 少循环弯曲疲劳计算，(5) 最大载荷下的弯曲强度计算。对于氮化、渗碳和碳氮共渗的齿轮，尚须进行深部接触强度验算。标准不仅列出了强度校核公式，同时还列出了ISO强度计算方法所缺少的设计计算公式。

Государственный Стандарт Союза ССР ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗВОЛЬВЕНТНЫЕ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

ГОСТ 21354—75

Москва 1976

渐开线圆柱齿轮传动的强度计算

苏联国家标准 ГОСТ 21354—75

孟惠荣 余梦生译

煤炭工业出版社 出版

(北京安定门外和平北路16号)

煤炭工业出版社印刷厂 印刷

新华书店北京发行所 发行

开本787×1092¹/₁₆

印张3¹/₂

字数 79 千字

印数1—10,500

1980年10月第1版

1980年10月第1次印刷

书号15035·2321 定价0.50元

译 序

本书对渐开线圆柱齿轮的强度计算提供了新的统一的计算方法，已作为苏联国家标准 ГOCT21354—75 于 1976 年颁布，并规定自 1977 年 1 月 1 日起生效。目前苏联教材、科技书籍和工程界都已开始采用本标准所推荐的新方法计算渐开线圆柱齿轮的强度。

本标准所用的有关齿轮术语名称、主要代号等均已采用国际标准 ISO/701 及 ISO/R1122 的规定；计算采用了国际单位制（SI 制）。主要强度公式的基本结构形式亦与国际标准化组织文件 ISO/TC60/WG 6199—201 规定的形式相符；但计算的具体内容和方法，以及各系数值、材料许用值等等数据（除个别系数采用 ISO 数据外），绝大部分都是根据苏联国内研究成果制订的，对影响齿轮承载能力的因素考虑较为详尽，具有自己的观点和风格。参加本标准制订工作的基本上都是苏联齿轮研究领域中较著名的学者或科技工作者。

原书印刷错误较多，不便另加译注说明，译文已一一作了订正；但限于译者水平，工作中难免存在缺点或错误，希同志们多加指正。

译 者

1978 年于北京

苏联国家标准

渐开线圆柱齿轮 传动强度计算

ГОСТ

21354—75

经苏联部长会议国家标准委员会1975年12月15日第3905号决议批准

本标准适用于模数等于和大于1 mm的钢制齿轮组成的外啮合齿轮传动。

标准规定了齿轮传动轮齿工作表面的接触疲劳和轮齿弯曲疲劳计算公式的结构。

允许在结构公式中引入某些附加系数,用以考虑那些在本标准中没有列入,但对齿轮传动的强度有重要影响的各个因素。

本标准符合经互会 (СЭВ) 标准 PC2204—69 所推荐的要求。

1. 概 述

1.1 与齿轮传动的几何学和运动学有关的术语和代号均遵照ГОСТ16530—70和ГОСТ16531—70。

1.2 齿轮传动几何参数的计算方法遵照ГОСТ16532—70。

1.3 有关齿轮传动轮齿工作表面强度和轮齿弯曲强度的计算方法,以及本标准所规定的计算公式中的各系数值,均列于荐用附录1、2、3、4。

2. 轮齿工作表面接触疲劳计算

2.1 节点处计算接触应力 (σ_H), MPa (kgf/mm^2), 由下式确定

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{w_{H1}}{d_{w1}} \frac{u+1}{u}} \quad (1)$$

并应满足下述条件

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (2)$$

注: 也允许在齿廓其它特征点上确定接触应力。

式中 Z_H ——考虑轮齿共轭表面在节点处的形状的系数;

Z_M ——考虑共轭齿轮材料机械性能的系数, $\text{N}^{1/2}/\text{mm}$ ($\text{kgf}^{1/2}/\text{mm}$);

Z_ϵ ——考虑接触线总长的系数;

d_{w1} ——小齿轮节圆直径, mm;

u ——传动比^①。

2.2 单位计算圆周力 (w_{H1}), N/mm (kgf/mm), 由下式确定

① 照ISO原件, u 应译为“齿数比”——译者。

$$w_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{b_w} K_{Ha} K_{H\beta} K_{HV} \quad (3)$$

式中 F_{Ht} ——齿面接触疲劳计算时的初始计算圆周力, N (kgf);
 K_{Ha} ——齿面接触疲劳计算时, 考虑载荷在轮齿间分配的系数;
 $K_{H\beta}$ ——齿面接触疲劳计算时考虑载荷沿接触线长度分布不均的系数;
 K_{HV} ——齿面接触疲劳计算时, 考虑啮合中产生动载的系数;
 b_w ——齿圈工作宽度, mm。

2.3 许用接触应力 (σ_{HP}), MPa (kgf/mm²), 由下式确定

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} Z_R Z_V K_L K_{xH} \quad (4)$$

式中 σ_{Hlim} ——在给定的应力变化循环数时的齿面接触疲劳极限, MPa (kgf/mm²);
 S_H ——轮齿工作表面接触疲劳计算时的安全系数;
 Z_R ——考虑轮齿共轭表面粗糙度的系数;
 Z_V ——考虑圆周速度的系数;
 K_L ——考虑润滑影响的系数;
 K_{xH} ——轮齿工作表面接触疲劳计算时考虑齿轮尺寸的系数。

3. 轮齿弯曲疲劳计算

3.1 轮齿计算弯曲应力 (σ_F), MPa (kgf/mm²), 由下式确定

$$\sigma_F = Y_F Y_s Y_\beta \frac{w_{Ft}}{m} \quad (5)$$

并须满足下列条件

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (6)$$

式中 Y_F ——齿形系数;
 Y_s ——考虑轮齿重合度的系数;
 Y_β ——考虑轮齿螺旋角的系数;
 m ——模数, mm。

3.2 单位计算圆周力 (w_{Ft}), N/mm (kgf/mm), 由下式确定

$$w_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_w} K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} \quad (7)$$

式中 F_{Ft} ——轮齿弯曲疲劳计算时的初始计算圆周力, N (kgf);
 K_{Fa} ——轮齿弯曲疲劳计算时考虑载荷在轮齿间分配的系数;
 $K_{F\beta}$ ——轮齿弯曲疲劳计算时考虑载荷沿接触线长度分布不均的系数;
 K_{Fv} ——弯曲疲劳计算时考虑啮合中所产生动载的系数;
 b_w ——齿圈工作宽度, mm。

3.3 许用轮齿弯曲应力 (σ_{FP}), MPa (kgf/mm²), 由下式确定

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} Y_R Y_S Y_{zF} \quad (8)$$

式中 σ_{Flim} ——在给定的应力变化循环数时的轮齿弯曲疲劳极限, MPa (kgf/mm²);

S_F ——轮齿弯曲疲劳计算时的安全系数;

Y_R ——考虑轮齿过渡表面粗糙度影响的系数;

Y_S ——考虑齿根应力集中的系数;

K_{xF} ——轮齿弯曲疲劳计算时考虑齿轮尺寸的系数。

荐用附录 1

齿轮传动轮齿工作表面强度和

轮齿弯曲强度的计算方法

此荐用方法适用于由钢制齿轮组成的传递动力用的外啮合齿轮传动, 齿轮的基准齿形符合 ГOCT13755—68 的要求, 传动在有润滑的闭式箱体内工作, 圆周速度不超过 25m/s, 周围空气温度从 -40℃ 至 +100℃, 传动为与主机装为一体的或制成独立装置的形式。

本荐用方法不适用于以下情况的传动: 在进行强度计算时必须考虑某些对齿轮传动强度具有重要影响的附加因素的那些传动, 以及其强度必须在试验基础上或用相似法可靠地确定的那些传动。

1. 概 述

1.1 与齿轮传动的几何学和运动学有关的术语和代号均遵照 ГOCT16530—70 和 ГOCT16531—70。

1.2 强度计算中所用的有关齿轮传动几何参数和运动参数的计算方法, 遵照 ГOCT 16532—70。

1.3 强度计算的种类列于表 1 中。

1.4 强度计算所用的原始数据列于表 2 中。

1.5 按字母顺序排列的各参数代号见表 20。

1.6 计算公式用国际单位制 (SI 制), 以及从此制中取它的十进制倍数或十进制小数表示。

当公式或数值用国际制单位以外的计量单位表示时, 则用括号的形式列出, 以供参考。

表 1

计 算 方 法 的 种 类	目 的
轮齿工作表面强度计算种类	
接触疲劳计算	防止轮齿工作表面疲劳剥落
在最大载荷作用下的接触强度计算 (简称接触强度计算)	防止表层残余变形或脆性破坏
轮齿弯曲强度计算种类	

续表

计 算 方 法 的 种 类	目 的
弯曲疲劳计算	防止轮齿疲劳折断
少循环弯曲疲劳计算	防止受平稳载荷或冲击载荷的轮齿在少循环时疲劳折断
最大载荷时的弯曲强度计算	防止轮齿残余变形或脆性折断

注: 对可以逆向运转的齿轮传动, 若其工作条件 (载荷的大小、载荷作用的持续程度、齿轮转数等等) 随回转方向的改变而同时改变时, 则齿轮轮齿每一工作侧面均应按单独的传动进行轮齿工作表面强度计算。

表 2

原 始 数 据		代 号	接触疲劳 计 算	接触强度 计 算	弯曲疲劳 计 算	少循环弯 曲疲劳 计 算	最大载荷 时的弯曲 强度计算	备 注
1. 齿数	小 齿 轮	z_1	+	-	+	+	-	
	大 齿 轮	z_2	+	-	+	+	-	
2. 模数, mm		m	+	-	+	+	-	
3. 螺旋角, 度		β	+	-	+	+	-	
4. 变位系数	小 齿 轮	x_1	+	-	+	+	-	
	大 齿 轮	x_2	+	-	+	+	-	
5. 齿圈工作宽度, mm		b_w	+	-	+	+	-	
6. 传动比		i	+	-	-	-	-	
7. 中心距, mm		a_w	+	-	-	-	-	
8. 节圆直径, mm	小 齿 轮	d_{w1}	+	-	+	+	-	计算方法按照 ГОСТ16532—70, 允许按图线 (图23) 确定 $\frac{d_a - d_u}{2m}$ 的值, 按图线 (图19) 确定 $\frac{\varepsilon_a}{z}$ 的值
	大 齿 轮	d_{w2}	+	-	+	+	-	
9. 顶圆直径, mm	小 齿 轮	d_{a1}	-	-	+	+	-	
	大 齿 轮	d_{a2}	-	-	+	+	-	
10. 单对齿啮合 上界限点处的圆直 径, mm	小 齿 轮	d_{u1}	-	-	+	+	-	
	大 齿 轮	d_{u2}	-	-	+	+	-	
11. 端面重合度		ε_a	+	-	+	+	-	
12. 由轮齿节圆 齿顶高确定的端面 重合度分量	小 齿 轮	ε_{a1}	+	-	-	-	-	
	大 齿 轮	ε_{a2}	+	-	-	-	-	
13. 轴向重合度		ε_β	+	-	+	+	-	
14. 齿廓修形		-	+	-	+	-	-	
15. 传动精度等级, 按照 ГОСТ 1643—72		-	+	-	+	+	-	
16. 啮合基节极 限偏差的绝对值, 按照 ГОСТ 1643—72, μm	小 齿 轮	f_{pb1}	-	-	+	+	-	
	大 齿 轮	f_{pb2}	-	-	+	+	-	

续表

原始数据		代号	接触疲劳 计算	接触强度 计算	弯曲疲劳 计算	少循环弯 曲疲劳 计算	最大载荷 时的弯曲 强度计算	备 注
17. 表面粗糙度, 按照ГОСТ 2789—73, μm	小 齿 轮	—	+	—	+	+	—	
	大 齿 轮	—	+	—	+	+	—	
18. 圆周速度, m/s		V	+	—	+	+	—	
19. 人字齿轮的两半人字齿之间的 槽宽, mm		b_z	+	—	+	+	—	
20. 载荷循环图 $T_1 = f(n_{n1})$		—	+	+	+	+	+	载荷循环图在坐标系 (图1)中为阶梯形直 线或平滑曲线, 纵坐标 表示按递减顺序排列的 作用载荷 T_1 , 横坐标 表示在传动总工作期间 内载荷作用的总循环次 数 n_{n1}
21. 钢号	小 齿 轮	—	+	+	+	+	+	
	大 齿 轮	—	+	+	+	+	+	
22. 强化处理 ^① 方法	小 齿 轮	—	+	+	+	+	+	
	大 齿 轮	—	+	+	+	+	+	
23. 强化层深度 mm	小 齿 轮	δ_{y1}	+	—	+	+	+	
	大 齿 轮	δ_{y2}	+	—	+	+	+	
24. 齿面硬度 (平均)	小 齿 轮	H_1	+	+	+	+	+	
	大 齿 轮	H_2	+	+	+	+	+	
25. 齿心硬度 (平均)	小 齿 轮	$H_1^{\text{心部}}$	—	—	+	+	+	
	大 齿 轮	$H_2^{\text{心部}}$	—	—	+	+	+	
26. 材料的屈服 极限, $\text{MPa}(\text{kgf}/\text{mm}^2)$	小 齿 轮	σ_{T1}	—	+	—	—	—	
	大 齿 轮	σ_{T2}	—	+	—	—	—	

注: 符号“+”表示所列的计算方法需要该项原始数据, 符号“—”表示无此需要。

①指表面硬化处理等——译者。

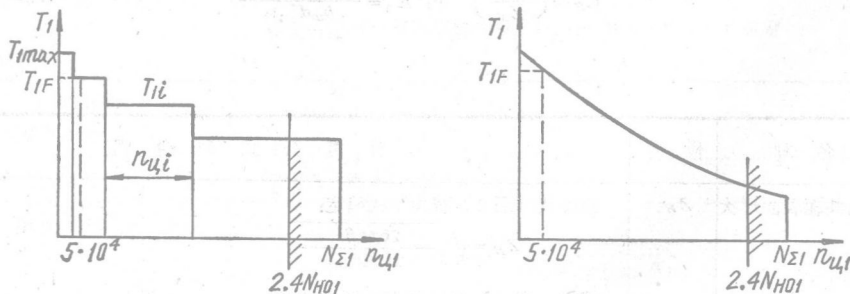


图1 载荷循环图举例

2. 接触疲劳计算

2.1 将节点处的计算接触应力 (σ_H), MPa (kgf/mm²), 和许用接触应力 (σ_{HP}), MPa (kgf/mm²), 作比较时, 须满足下列条件

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{w_{H1}}{d_{w1}} \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP} \quad (1)$$

式中 w_{H1} ——单位计算圆周长, N/mm (kgf/mm)。

$$w_{H1} = \frac{F_{H1}}{b_n} K_{Ha} K_{H\beta} K_{Hv} = \frac{2000 T_{1H}}{b_w d_{w1}} K_{Ha} K_{H\beta} K_{Hv} \quad (2)$$

式 (1) 和 (2) 中的各值由表 3 确定。

注: 计算应力 σ_H 亦可按下式用中心距 a_w 和小齿轮转矩 T_{1H} 表达:

$$\sigma_H = 22.4 Z_H Z_M Z_\epsilon \frac{1}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H}}{b_w} \frac{(u+1)^3}{u} K_{Ha} K_{H\beta} K_{Hv}} \quad (3)$$

2.1.1 在个别情况下, 对于直齿传动, 如考虑取 $Z_M = 275 (86.6)$ 和 $K_{Ha} = 1$, 则式 (1) 的形式为

$$\sigma_H = 12298 Z_H Z_\epsilon \frac{1}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H}}{b_w} \frac{u+1}{u} K_{H\beta} K_{Hv}} \quad (4)$$

$$\left(\sigma_H = 3872 Z_H Z_\epsilon \frac{1}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H}}{b_w} \frac{u+1}{u} K_{H\beta} K_{Hv}} \right)$$

2.1.2 在个别情况下, 对于直齿传动, 如 $x_s = x_1 + x_2 = 0$ 和 $Z_H = 1.76$, 则式 (4) 的形式为

$$\sigma_H = 21644 Z_\epsilon \frac{1}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H}}{b_w} \frac{u+1}{u} K_{H\beta} K_{Hv}} \quad (5)$$

$$\left(\sigma_H = 6818 Z_\epsilon \frac{1}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H}}{b_w} \frac{u+1}{u} K_{H\beta} K_{Hv}} \right)$$

2.2 取输入传动中作用循环数超过 $0.03 N_{HE}$ 的最大载荷作为初始计算载荷 (T_{1H}), Nm (kgf·m), 其中 N_{HE} ——考虑全部作用载荷在内的当量应力变化循环数, 由表 7 中节 1.2.2 确定。

注: 在实际计算中亦可采用接触应力系数的关系式:

$$C_H = \left(\frac{\sigma_H}{Z_M} \right)^2 \text{ 和 } K_0 = \frac{2 T_{1H} (u+1)}{b_w d_{w1}^2 u}$$

表 3

参数名称	代号	计算公式和说明
1. 考虑轮齿共轭表面形状的系数	Z_H	由图线 (图 2) 或由下式确定: $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2 \alpha_{tw}}}$ 式中 β_b——基圆柱上的螺旋角; α_{tw}——啮合角。 β_b 和 α_{tw} 的计算方法见 ГОСТ 16532—70

参 数 名 称	代 号	计 算 公 式 和 说 明
2. 考虑共轭齿轮材料机械性能的系数, $N^{\frac{1}{2}}/\text{mm}$ ($\text{kgf}^{\frac{1}{2}}/\text{mm}$)	Z_M	$Z_M = 275(86.6)$ 在一般情况下可由下式确定 $Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi(1-\nu^2)} \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}}$ 式中 ν ——泊桑比; E_1, E_2 ——分别为小齿轮和大齿轮材料的弹性模量, $\text{MPa}(\text{kgf}/\text{mm}^2)$ 。
3. 考虑接触线总长的系数	Z_ε	由图线(图3)或由下式确定 对于直齿传动 $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$ 对于斜齿传动和人字齿传动: 当 $\varepsilon_\beta \geq 0.9$ 时, $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$
4. 初始计算圆周力, $N(\text{kgf})$	F_{Ht}	$F_{Ht} = \frac{2000T_{1H}}{d_{w1}} = \frac{2000T_{2H}}{d_{w2}}$
5. 考虑载荷在轮齿间分配的系数	K_{Ha}	对于直齿传动, $K_{Ha} = 1$ 对于斜齿传动和人字齿传动, 系数 K_{Ha} 由图线(图4)确定
6. 考虑载荷沿齿圈宽度分布的系数	$K_{H\beta}$	$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1)K_{Hw}$ 注: 1. 系数 $K_{H\beta}$ 的概略值可按图线(图5)确定。 2. 在补充给出传动的结构参数时, 系数 $K_{H\beta}$ 可以按参考附录3确定。
6.1 考虑传动工作初期载荷沿齿圈宽度分布不均的系数	$K_{H\beta}^0$	对于直齿传动和斜齿传动, 当 $\psi_{ba} \leq 1.3$ 时 $K_{H\beta}^0 = 1 + \frac{0.4b_w\gamma_\Sigma C_{\Sigma t}}{W_{Hm}} + K_k \left(\frac{b_w}{d_{w1}} \right)^2$ 式中若单位载荷沿齿圈宽度方向上的分布简图的最大纵坐标值位于转矩的输入端, 则 $K_k = 0.14$ 。若情况相反, 则取 $K_k = -0.08$ 对于相对于支承对称布置的人字齿传动, 当功率从一端输入, 小齿轮仅和一个大齿轮相啮合, 以及 $\psi_{ba} = \frac{b_w}{d_{w1}} > 1.3$ 时, 系数 $K_{H\beta}^0$ 可由图线(图6)或由下式确定 $K_{H\beta}^0 = 1 + 0.12(\psi_{ba} + 0.4 \frac{b_k}{d_{w1}})^{2.86}$
6.1.1 齿轮轴线在啮合平面上的投影之间的夹角和	γ_Σ	$\gamma_\Sigma = \gamma_w + \gamma_\Delta$ 式中 γ_w ——按照传动简图根据全部零件的变形由计算确定的角度; γ_Δ ——根据传动精度等级由计算确定的角度。
6.1.2 共轭轮齿的总单位刚度, $N/\text{mm}^2(\text{kgf}/\text{mm}^2)$	$G_{\Sigma t}$	对于直齿传动 $G_{\Sigma t} = 14000(1400)$ 对于斜齿传动和人字齿传动, $G_{\Sigma t}$ 可按图线(图7)确定
6.1.3 单位平均圆周力, $N/\text{mm}(\text{kgf}/\text{mm})$	w_{Hm}	$w_{Hm} = \frac{F_{Ht}}{b_w} K_{Ha}$
6.2 考虑轮齿跑合的系数	K_{Hw}	按图线(图8)决定
7. 考虑啮合中所产生的动载的系数	K_{Hv}	$K_{Hv} = 1 + \nu_H = 1 + \frac{w_{Hv} b_w d_{w1}}{2000T_{1H} K_{Ha} K_{H\beta}}$ 式中 ν_H ——动载增量。

参 数 名 称	代 号	计 算 公 式 和 说 明
7.1 单位动载圆周力, N/mm(kgf/mm)	w_{H0}	$w_{H0} = \delta_H \varepsilon_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}$ 注: 1. 如小齿轮与一大而重的、转动惯量为小齿轮 γ 倍的零件 (例如装在轴-小齿轮上并与此小齿轮直接靠近的大齿轮) 刚性地连接在一起, 则 w_{H0} 的值应增大至 $\sqrt{\frac{(1+u^2)\gamma}{u^2+\gamma}}$ 倍。 2. 若按公式算出的 w_{H0} 值超过表4所列的极限值, 则应取 w_{H0} 等于此极限值。
7.1.1 考虑齿轮传动型式 和齿顶修缘的影响的系数	δ_H	由表 5 确定
7.1.2 考虑小齿轮和大齿 轮齿啮合基节差的影响的 系数	ε_0	由表 6 确定

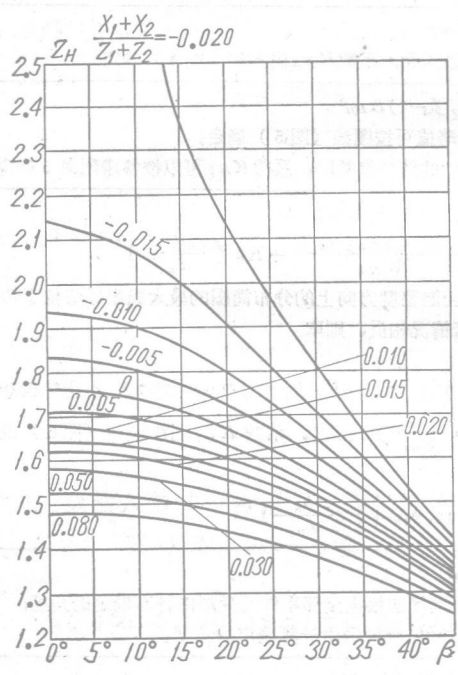


图 2 确定系数 Z_H 的图线

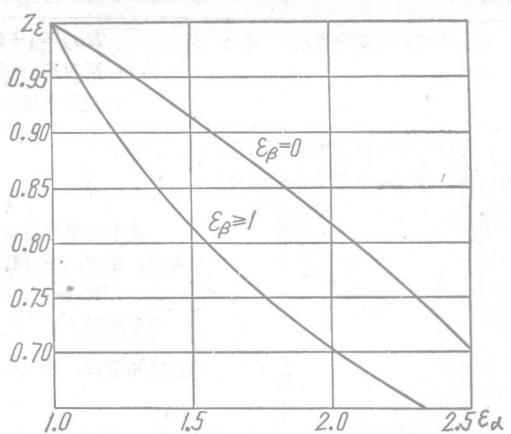


图 3 确定系数 Z_ϵ 的图线

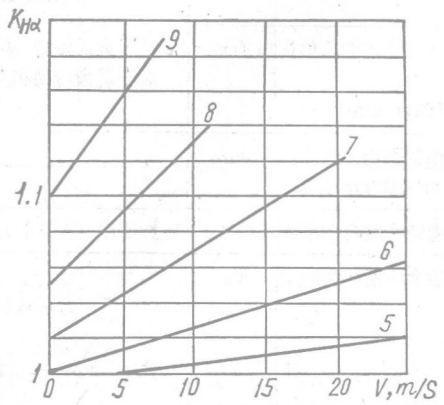
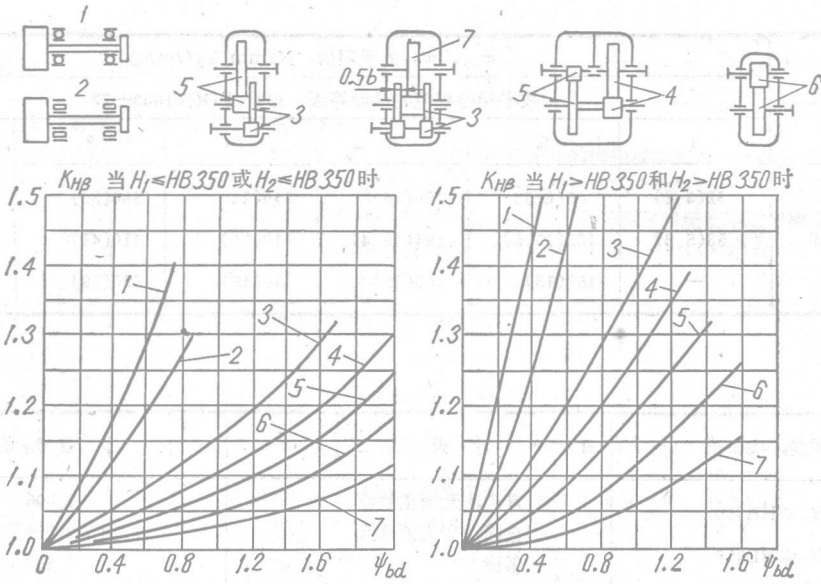


图 4 确定斜齿传动和
人字齿传动的系数 K_{Ha} 的图线
注: 曲线上的数字表示按工作平稳性规范的
精度等级(根据 ГОСТ1643—72)。

图 5 确定系数 $K_{H\beta}$ 的概略值的图线

注：曲线上的数字与简图中所示的传动型式的标号相对应。

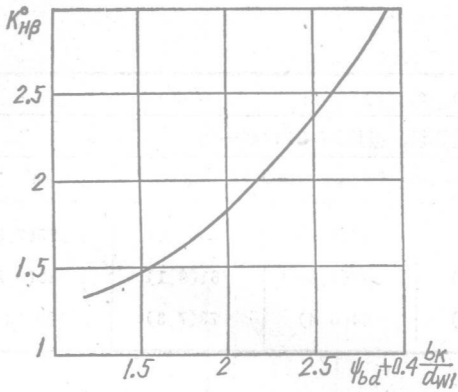
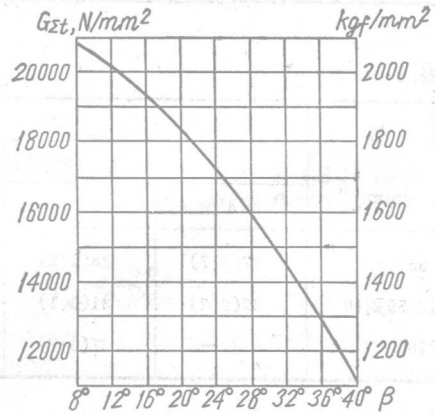
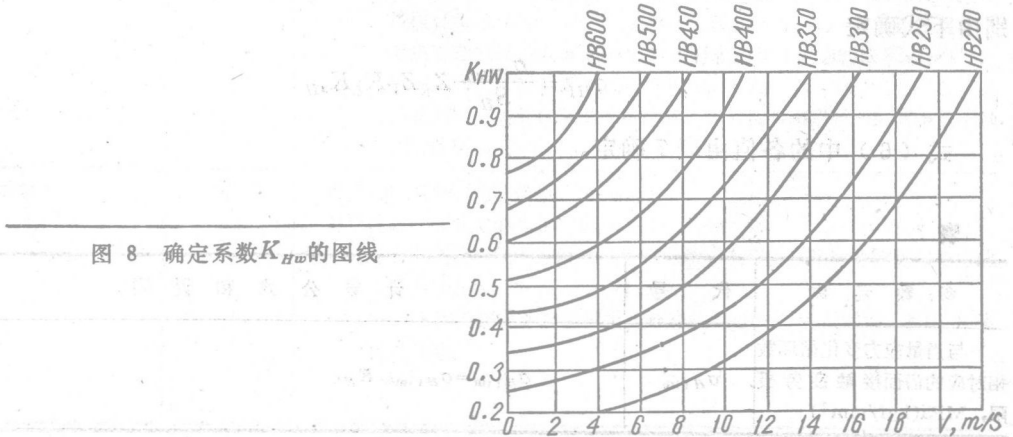
图 6 确定系数 $K_{H\alpha}$ 的图线图 7 确定斜齿传动和人字齿传动的单位刚度 G_{Σ} 的图线图 8 确定系数 K_{Hw} 的图线

表 4

模 数 m, mm	w_{HD}, w_{FD} 的极限值, N/mm(kgf/mm)					
	按平稳性规范的精度等级, 根据 ГОСТ1643—72					
	4	5	6	7	8	9
到3.55	32(3.2)	85(8.5)	160(16)	240(24)	380(38)	700(70)
超过3.55到10	53(5.3)	105(10.5)	194(19.4)	310(31)	410(41)	880(88)
超过10	—	150(15)	250(25)	450(45)	590(59)	1050(105)

表 5

齿面硬度, 按布氏	轮 齿 形 式	系 数 σ_H 的 值
硬度 $H_1 \leq \text{HB}350$ 或 $H_2 \leq \text{HB}350$	直齿, 无齿顶修缘	0.006
	直齿, 有齿顶修缘	0.004
	斜齿	0.002
硬度 $H_1 > \text{HB}350$ 和 $H_2 > \text{HB}350$	直齿, 无齿顶修缘	0.014
	直齿, 有齿顶修缘	0.010
	斜齿	0.004

表 6

模 数 m, mm	系 数 g_0 的 值					
	按平稳性规范的精度等级, 根据 ГОСТ1643—72					
	4	5	6	7	8	9
到3.55	17(1.7)	28(2.8)	38(3.8)	47(4.7)	56(5.6)	73(7.3)
超过3.55到10	22(2.2)	31(3.1)	42(4.2)	53(5.3)	61(6.1)	82(8.2)
超过10	—	37(3.7)	48(4.8)	64(6.4)	73(7.3)	100(10)

2.3 许用接触应力 (σ_{HP}), MPa (kgf/mm²), 对于直齿传动的小齿轮和大齿轮, 分别由下式确定

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} Z_R Z_V K_L K_{\Sigma H} \tag{6}$$

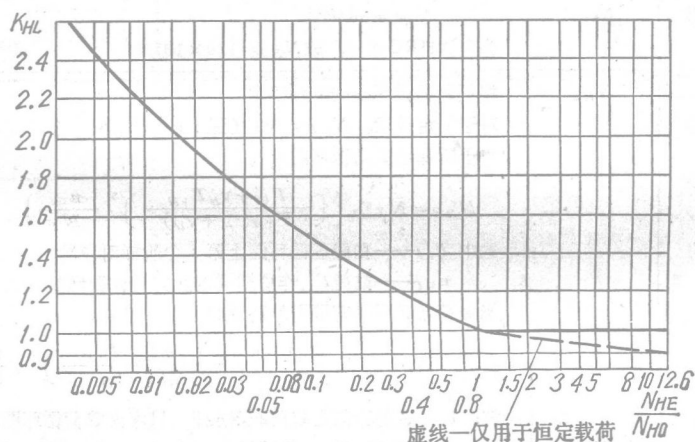
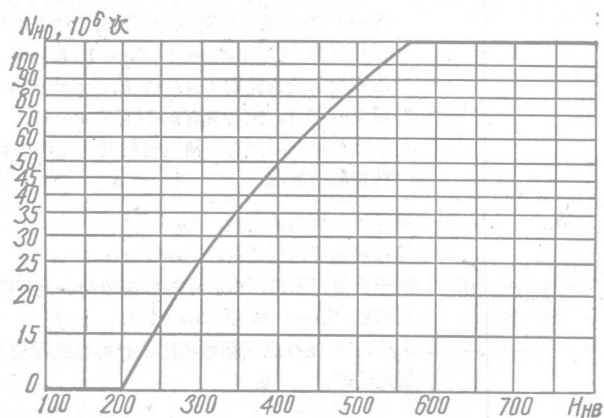
式 (6) 中的各值由表 7 确定。

表 7

参 数 名 称	代 号	计 算 公 式 和 说 明
1 与当量应力变化循环数 相对应的齿面接触疲劳极 限, MPa(kgf/mm ²)	σ_{Hlim}	$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlim0} K_{HL}$

参数名称	代号	计算公式和说明
1.1 与应力变化循环基数相对应的齿面接触疲劳极限 MPa(kgf/mm ²)	σ_{Hlimb}	由表 8 确定 注: 1. σ_{Hlimb} 的值如用所设计的齿轮或其模型经试验台试验或实物试验校正时, 就可以取得与表 8 所列的值不同。 2. 氮化齿轮的 σ_{Hlimb} 值仅适用于表面粗糙度不低于按 ГOCT 2789—73 规定的 7 级, 以及传动中轮齿的总接触斑点不低于按 ГOCT 1643—72 规定的 6 级精度。
1.2 寿命系数	K_{HL}	按图线 (图 9) 或按下式确定 $K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$ 当 $\frac{N_{HE}}{N_{HO}} > 1$ 时, 对于恒定载荷, 系数 K_{HL} 按公式 $K_{HL} = \sqrt[2.4]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$ 确定, 而所取值不应小于 0.9; 对于非恒定载荷, 取 $K_{HL} = 1$ 对于组织均匀的材料, 系数 K_{HL} 的选取不应大于 2.6 当表面强化时, 系数 K_{HL} 的选取不应大于 1.8
1.2.1 与长期疲劳极限相对应的应力变化循环基数	N_{HO}	由图线 (图 10) 或由下式确定 $N_{HO} = 30 H_{HB}^{2.4}$ 当 $H > \text{HRC}56$ 时, 取 $N_{HO} = 120 \times 10^6$
1.2.2 当量应力变化循环数	N_{HE}	根据载荷循环图的特性确定 对于恒定载荷, $N_{HE} = N_{\Sigma}$ (图 1) 对于阶梯形载荷循环图 $N_{HE} = N_{\Sigma} \sum_i \left\{ \left(\frac{T_{1i} + \nu_H T_{1H}}{T_{1H}(1 + \nu_H)} \right)^3 \frac{n_{ni}}{N_{\Sigma}} \right\}$ 式中 T_{1i} ——和载荷循环图上第 i 个阶梯对应的载荷 (图 1); n_{ni} ——载荷 T_{1i} 作用期间的应力变化循环数 (图 1)。 当载荷循环图具有平滑的特性时 $N_{HE} = N_{\Sigma} \int_{T_{1min}}^{T_{1max}} \left(\frac{T_1 + \nu_H T_{1H}}{T_{1H}(1 + \nu_H)} \right)^3 d \frac{n}{N_{\Sigma}}$ 注: 1. 在确定非恒定载荷的 N_{HE} 时, 只考虑载荷循环图中载荷作用循环数不超过 $2.4 N_{HO}$ 的那部分, 亦即当 $N_{\Sigma} > 2.4 N_{HO}$ 时, 取 $N_{\Sigma} = 2.4 N_{HO}$ (图 1)。 2. 在确定 N_{HE} 时可以不考虑载荷循环图中与总作用循环数小于 0.03 N_{HE} 的短期载荷相对应的那部分。对于此种载荷, 可按公式 (6) 进行校核计算, 此时取 $Z_R = 1$, $Z_V = 1$, $K_{xH} = 1$, $K_L = 1$, 以及对材料组织均匀的齿轮取 $K_{HL} = 2.6$, 和对表面强化的齿轮取 $K_{HL} = 1.8$ 。 3. 若 $\nu_H = 0.1$, 则计算 N_{HE} 时可取 $\nu_H = 0$ 。 4. 当载荷循环图具有平滑的特性时, 允许按参考附录 4 取其中某一种典型载荷状况。
2. 安全系数	S_H	对于材料组织均匀的齿轮, $S_H = 1.1$ 对于轮齿表面强化的齿轮, $S_H = 1.2$ 注: 1. 对于失效将引起严重后果的那些传动, 上列安全系数的值可以相应地增加到 $S_H = 1.25$ 和 $S_H = 1.35$ 。 2. S_H 的值如能按照实际数据用统计特性进行校正时, 就可以不按上述规定选取。

参数名称	代号	计算公式和说明
3.考虑共轭齿面粗糙度的系数	Z_R	对于小齿轮和大齿轮共用的 Z_R 值, 可以根据表面粗糙度的等级, 按齿轮副中表面较粗糙的那个齿轮来取用 对于 7 级 ($R_a 1.25 \sim 0.63$), $Z_R = 1$ 对于 6 级 ($R_a 2.5 \sim 1.25$), $Z_R = 0.95$ 对于 5 级和 4 级 ($R_a 40 \sim 10$), $Z_R = 0.9$
4.考虑圆周速度的系数	Z_V	按图线 (图11) 或下式确定 当 $H \leq HB350$ 时, $Z_V = 0.85v^{0.1}$ 当 $H > HB350$ 时, $Z_V = 0.925v^{0.05}$ 当 $v \leq 5\text{m/s}$ 时, $Z_V = 1$
5.考虑润滑影响的系数	K_L	$K_L = 1$
6.考虑齿轮尺寸的系数	K_{xH}	按图线 (图12) 或下式确定 $K_{xH} = \sqrt{1.07 - 10^{-4}d_w}$ 当 $d_w \leq 700\text{mm}$ 时, 取 $K_{xH} = 1$

图 9 确定系数 K_{HL} 的图线图 10 确定应力变化循环基数 N_{H0} 的图线

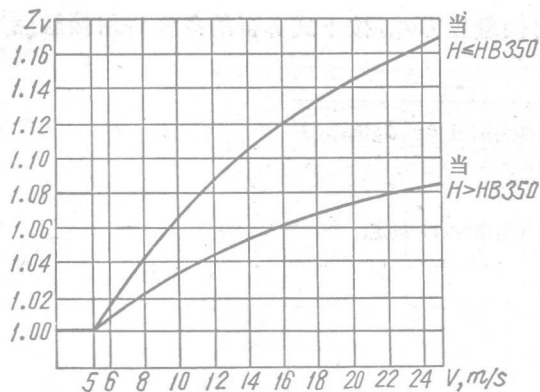


图 11 确定系数 Z_v 的图线

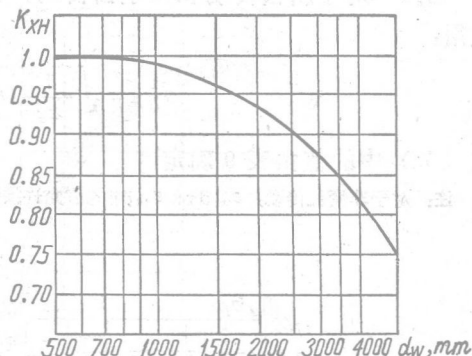


图 12 确定系数 K_{xH} 的图线

表 8

轮齿热处理和化学-热处理方法	齿面平均硬度	钢 种	计算 σ_{Hlimb} , MPa(kgf/mm ²), 值的公式
1.退火, 正火或调质	小于 HB350	碳钢和合金钢	$\sigma_{Hlimb} = 2H_{HB} + 70$ ($\sigma_{Hlimb} = 0.2H_{HB} + 7$)
2.整体淬火	HRC38~50		$\sigma_{Hlimb} = 18H_{HRC} + 150$ ($\sigma_{Hlimb} = 1.8H_{HRC} + 15$)
3.表面淬火	HRC40~50		$\sigma_{Hlimb} = 17H_{HRC} + 200$ ($\sigma_{Hlimb} = 1.7H_{HRC} + 20$)
4.渗碳和渗氮	大于 HRC56	合 金 钢	$\sigma_{Hlimb} = 23H_{HRC}$ ($\sigma_{Hlimb} = 2.3H_{HRC}$)
5.氮化	HV550~750		$\sigma_{Hlimb} = 1050$ ($\sigma_{Hlimb} = 105$)

注: 硬度单位HRC和HB, HV和HB 之间的换算关系见图线 (图13和图14)。

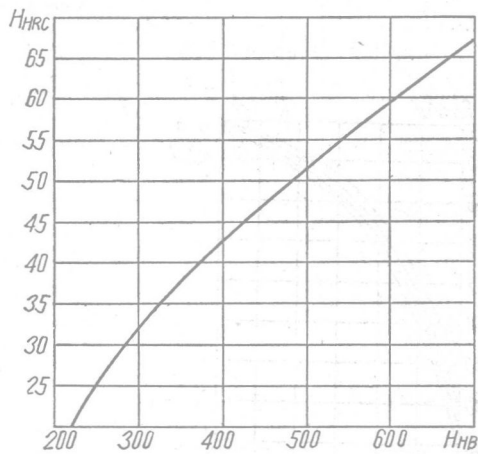


图 13 硬度单位HB和 HRC的换算关系图线

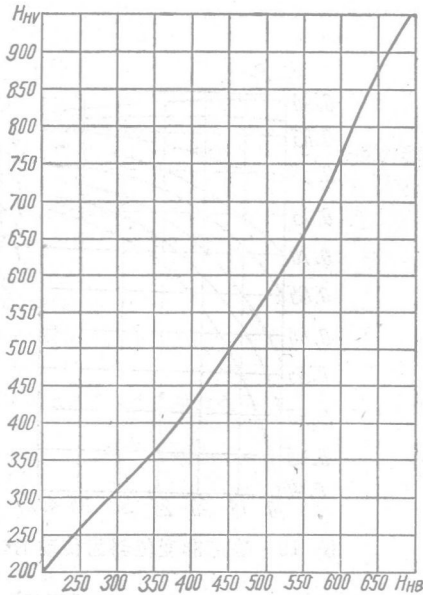


图 14 硬度单位HB和HV的换算关系图线