

编号: 80813

上海交大译丛

船用齿轮传动设计计算

670 教研组齿轮传动研究组

上海交通大学技术资料情报室

1979. 7.

目 录

- | | |
|------------------------------|-------------|
| 1. 美国船舶建造规范
(33.29 减速齿轮) | 1977 |
| 2. 日本船舶建造规范
(第四章 传动装置) | 1976 |
| 3. 英国船舶建造规范
(第五章 齿轮) | 1978 |
| 4. 法国船舶建造规范
(减速齿轮(17章5节)) | 1975 |
| 5. 挪威船舶建造规范
(第五节 减速齿轮) | 1975 |
| 6. 波兰船舶建造规范
(齿轮和离合器联轴节) | 1974 |
| 7. ISO 齿轮强度计算式 | 会田 俊夫 |
| 8. 船用齿轮轮齿弯曲应力计算方法现代化 | F. A. THOMA |



美国船舶建造规范

减速齿轮

33.29.1 概述

本规范是针对标准齿高的渐开线齿形的齿轮。它适用于表面硬化的齿轮，即表面淬火和整体淬火的齿轮组合或小齿轮硬度约为大齿轮硬度 1.2 倍的整体淬火的齿轮组合。但是，如果测得的小齿轮轮齿的硬度在最小的规定范围，大齿轮的硬度在最大的规定范围，齿轮被认为是可以的。表面硬化齿轮的齿芯硬度，对氮化和表面渗碳钢应为 $HB285$ 对于感应淬硬钢应为 $HB300$ 。对非标准齿高渐开线轮齿齿形的齿轮要按每种情况另行考虑。对于直齿轮和锥齿轮也要另行考虑，那种受双向弯曲的，如行星和为轮轮齿的材料许用应力 S_u 值，限定为由图 33.6、33.7 和 33.8 给定数值的 70%。所有齿轮按承受原动机的最大持续稳定扭矩设计。

为了减小弹性变形和保持齿轮安装精度，齿轮箱体要具有坚固的结构。所设计齿轮箱应能承受下列诸力而不致引起有害变形：静负荷，传动功率时引起的以及航行中船体运动产生的动态力，引起装在箱体内齿轮的惯性效应，因而产生的力。一般船舶所引起的动态力可认为水平方向为 $1g$ ，垂直方向为 $2g$ 。

33.29.2 规格

制造厂或造船厂要提供完整的规格，并一式四份，说明以下的布置和细则供批准

总体布置

轴承负荷图

部件装配

齿轮箱体细则

套轴、齿轮轴和轮毂

小齿轮

大齿轮和齿圈

大齿轮焊接结构细则

对于齿圈和轮毂的过盈量

原始齿条齿形简图

齿形设计（见 33.29.6 图 33.9）或计算资料

联轴节

连接螺栓

润滑装置及喷油器的布置

33.29.3 资料

应提供包括以下资料的齿轮细节。

每个小齿轮的最大持续马力

每个小齿轮在最大持续功率下的每分钟转数

包括化学成分、室温下物理性能和齿轮热处理在内，大齿轮、小齿轮、联接零件、轴、套轴和齿轮箱体的材料。

轴承的长度和直径

斜齿间退刀槽长度，如为双斜齿

小齿轮轴承内端面间距离

有效齿宽和总齿宽

螺旋角（齿斜角）

法面压力角

端面压力角

端面工作压力角

列齿轮和大齿轮工作节圆直径

小齿轮和大齿轮工作节圆外径

小齿轮的根圆直径

基圆直径

齿顶高

齿根高

端面径节

法面基节

小齿轮和大齿轮齿数

匹配齿轮之间的中心距

在回转平面内作用线长度

当比值 $p_{nd}=1.0$ 时的小齿轮齿根圆角半径

导程轴向修正或导程失配，如有这样，供参考

轮齿粗加工和精加工方法

齿面光洁度

轮齿硬度范围，包括芯部硬度和表面到芯部的硬化层总深度

回转部件的重量

意外情况资料

主机和减速齿轮间联轴节型式

制造厂推荐的滑油品种和粘度

(33.29.4) 齿轮轴

齿轮轴直径可按下列公式确定

$$d = 2.42 \sqrt{(bT)^2 + (mM)^2} \text{ mm}; d = 0.10 \sqrt{(bT)^2 + (mM)^2} \text{ in}$$

d = 所考虑截面的轴径 mm 或 in

Y = 屈服强度(相对伸长 = 0.2% $ASTME-8$) kg/mm^2 或 磅/吋²

公制单位

吋/磅单位

$$b = 0.073 + (19.5/Y)$$

$$b = 0.073(27,800/Y)$$

$$m = 121/(42.2 + Y)$$

$$m = 172,000/(60,000 + Y)$$

T = 对持续使用的最大额定扭矩 $kg-cm$ 或 $lb-in$

M = 所考虑截面的弯矩 $kg-cm$ 或 $lb-in$

注 1. 齿轮采用压配或热配或采用键联接配合, 该配合部分轴的直径增量不低于 10%。

2. 当所考虑的倒车扭矩超过正车扭矩时, 按轴系传递的倒车功率来确定齿轮和联轴节的所需尺寸。

3. 在套轴这特殊情况下, 所受的应力幅度较小, 并且没有弯矩, 其最小轴径可按下列方程式确定

公制单位

吋/磅, 单位

$$d = 2.42 \sqrt[3]{bT}$$

$$d = 0.1 \sqrt[3]{bT}$$

$$b = 0.053 + 19.1/Y$$

$$b = 0.053 + 27.200/Y$$

33.29.5 齿面应力

有效接触应力指标 K 应等于或小于许用接触应力指标 K_a 。

$$K = (W_t/F_c)(l/d)[(M_g \pm 1)/M_g] \leq K_a \left\{ \begin{array}{l} + \text{用于外齿轮} \\ - \text{用于内齿轮} \end{array} \right.$$

W_t = 轮齿切向载荷 $kg(lb)$

$$= 1.452 p(10^6)/N_p d \quad \text{公制}$$

$$= 126.05 p(10^6)/N_p d \quad \text{英制}$$

p = 小齿轮传递马力 (一对齿轮) 公制或英制

N_p = 小齿轮转速 rpm

d = 小齿轮工作节圆直径 $mm(in)$

F_c = 有效齿宽 $mm(in)$ (这是匹配沿齿轮节线测量的最窄的宽度, 对双斜齿轮除去退刀槽)

M_g = 速比

$$K_a = K_1 K_2 C_v (S_{ac} \times 10^{-3})^2 / c_o c_m \quad \text{公制}$$

$$= K_1 K_2 C_v (S_{ac} \times 10^{-4})^2 / c_o c_m \quad \text{英制}$$

K_1 = 使用系数 见表 33.1

K_2 = 硬度比系数, 对于表面硬化或整体淬硬的小齿轮与整体淬硬大齿轮配对时 见图 33.1

S_{ac} = 许用接触应力数值, 见图 33.2 和 33.3, 此外, 最小拉伸强度不低于图 33.4 所示数值, 其他材料在使用方面应作特殊考虑。

C_v = 动载系数

$$\begin{aligned}
&= [5.56 / (5.56 + v^{\frac{1}{2}})]^{\frac{1}{2}} && \text{对于 } v < 15.24 \text{ m/s} \\
&= [78 / (78 + v^{\frac{1}{2}})]^{\frac{1}{2}} && \text{对于 } v < 3000 \text{ ft/min} \\
&= (28.5 + v^{\frac{1}{2}}) / 42 && \text{对于 } v \geq 15.24 \text{ m/s} \\
&= (400 + v^{\frac{1}{2}}) / 590 && \text{对于 } v \geq 3000 \text{ ft/min}
\end{aligned}$$

v = 节线速度 $\text{m/s}(\text{ft/min})$

c_o = 过载系数, 见表 33.2

c_m = 载荷分配系数

$$= 1.2 + [211 \varepsilon_a \delta C_{HC} / (\omega_r / F_r)] \quad \text{公制}$$

$$= 1.2 + [\varepsilon_a \delta C_{HC} (3 \times 10^6) / (\omega_r / f_r)] \quad \text{英制}$$

ε_a = 端面接触比 (端面重合度)

$$= Z / p_s \text{ 或}$$

$$= 2H \text{ 由图 33.5 选取}$$

H = 斜齿轮轮齿刚性修正系数

Z = 回转平面内作用线长度 $\text{mm}(\text{in})$

对于外齿轮

$$Z = 0.5 [\sqrt{d_0^2 - (d \cos \theta_{t,w})^2} + \sqrt{D_0^2 - (D \cos \theta_{t,w})^2}] - C_d \varepsilon \theta_{t,w}$$

对于内齿轮

$$Z = 0.5 [\sqrt{d_0^2 - (d \cos \theta_{t,w})^2} - \sqrt{D_0^2 - (D \cos \theta_{t,w})^2}] + C_d \sin \theta_{t,w}$$

d_0 = 小齿轮外径 $\text{mm}(\text{in})$

$\theta_{t,w}$ = 端面工作压力角

D_0 = 大齿轮外径 $\text{mm}(\text{in})$

D = 大齿轮工作节圆直径 $\text{mm}(\text{in})$

C_d = 匹配齿轮之间中心矩 $\text{mm}(\text{in})$

p = 基节 $\text{mm}(\text{in})$

$$= p \cos \theta_{t,w}$$

p = 周节 $\text{mm}(\text{in})$

$$= \pi d / N$$

N = 齿数

C_{HC} = 螺旋角修正

$$= 0.35 \text{ 螺旋轴向修正具有轴向导程修正。}$$

$$= 1.00 \text{ 螺旋轴向修正没有轴向导程修正。}$$

δ = 小齿轮在节圆上弹性变形

对于单个齿啮合情况——单斜齿轮

$$\delta = \left(\frac{p}{N_p} \right) c \left(\frac{16.163 L^4}{F_e d^5} + \frac{214.962 F_e}{d^3} \right) \quad \text{公制}$$

$$= \left(\frac{p}{N_p} \right) c \left(\frac{0.001 L^4}{F_e d^5} + \frac{0.0133 F_e}{d^3} \right) \quad \text{英制}$$

对于单个齿啮合情况——双斜齿轮

$$\delta = \left(\frac{p}{N_p} \right) c \left(\frac{16,163 L^4}{F_c d^5} + \frac{161,626 F_c}{d^3} \right) \quad \text{公制}$$

$$= \left(\frac{p}{N_p} \right) c \left(\frac{0,001 L^4}{F_c d^5} + \frac{0,010 F_c}{d^3} \right) \quad \text{英制}$$

对于多个齿啮合情况——单斜齿轮

$$\delta = \left(\frac{n p}{N_p} \right) c \left(\frac{214,962 F_c}{d^3} \right) \quad \text{公制}$$

$$= \left(\frac{n p}{N_p} \right) c \left(\frac{0,0133 F_c}{d^3} \right) \quad \text{英制}$$

对于多个齿啮合情况——双斜齿轮

$$\delta = \left(\frac{n p}{N_p} \right) c \left(\frac{161,626 F_c}{d^3} \right) \quad \text{公制}$$

$$= \left(\frac{n p}{N_p} \right) c \left(\frac{161,626 F_c}{d^3} \right) \quad \text{英制}$$

$C=1$ 对整块式小齿轮和挖空式小齿轮当 $d_i \leq 0,3 d$ 时,

$= d^4 / (d^4 - d_i^4)$, 对挖空式小齿轮当 $d_i > 0,3 d$ 时,

d_i = 小齿轮孔径

L = 全齿宽, 对于双斜齿轮包括退刀槽在内,

n = 啮合齿数目

当单个小齿轮和两个大齿轮啮合时, 在链式轮系布置中, 如果小齿轮中心相对大齿轮连心线的偏置大于 20° 时, 在小齿轮上可作纯弯曲力考虑。

总变形

一般, 不论啮合齿轮数目多少, δ 不超过 $0,025^{\text{mm}}$ ($0,001 \text{ in}$), 考虑到给予螺旋角修正 (轴向导程的修正) 时, 可以超过这个数值。

33.29.6 轮齿弯曲应力

计算单位载荷 U 应等于或低于许用单位载荷 U_a ,

$$U = W_t P_{na} / F_c \leq U_a$$

P_{na} = 法向径节 $\text{mm}^{-1} (\text{in}^{-1})$

$$= P_d / \cos \Psi$$

P_d = 端面径节 $\text{mm}^{-1} (\text{in}^{-1})$

Ψ = 螺旋角

$$U_a = J S_{at} / 2,25 c_0 c_m \cos \Psi$$

S_{at} = 材料许用应力, 见图 33.6、33.7 和 33.8, 其他材料在使用上应作特殊的考虑。

J = 几何系数, 且由以下方程式算得或从美国齿轮制造者协会 (AGMA) 226,01 中适当的曲线选取

$$= Y_c \cos^2 \Psi / K_f m_N$$

K_f = 理论应力修正系数

$$= H_1 + [(t/r_1)^{0,1} (t/h)^{0,1}]$$

h = 计算所得或从轮齿廓线图上量得的距离

r_f = 当比值 $p_{nd}=1.0$ 时的小齿轮齿根圆角半径 $mm(in)$

t = 轮齿的最高应力截面的宽度 $mm(in)$ 见轮齿廓线图 33.9。

H_1 , L_1 和 M_1 的数值可由下表查得, 对于其他的压力角, H_1 , L_1 和 M_1 的数值可由插值法或外推法求得

压力角	H_1	L_1	M_1
$14\frac{1}{2}$	0.22	0.20	0.40
20	0.18	0.15	0.45
25	0.14	0.11	0.50

m_N = 载荷分布率

$$= p_N / 0.95 Z$$

p_N = 法面基节

$$= \pi \cos \theta_n / p_{nd}$$

θ_n = 法面压力角

Y_c = 形状系数

$$([\cos \theta L_n / \cos \theta_n][(1.5/X_{en}) - (\tan \theta L_n/t)])^{-1}$$

X = 从轮齿廓线图量得 $mm(in)$

θL_n = 在轮齿顶部法向载荷压力角度

$$= [\cos^{-1}(d_{be}/d_{oe})] - (t_L/d_{oe})(57.3)$$

d_{be} = 对相当齿数的小齿轮圆直径 $mm(in)$

d_{oe} = 对相当齿数的小齿轮的外径

t_L = 沿量外径测得的齿宽 毫米(in)

* 对数值 $p_{nd}=1.0$ 时, 该值见 AGMA 225.01 附录 B

C_n = 倾斜系数。 C_n 是齿顶加载时引起的齿根弯矩对沿轮齿倾斜接触线相应加上同样强度负荷时引起的齿根弯矩之比率。图 33.10 所示的值适于轴向重合度为 2 或更大的, 且包括适当齿廓和齿顶修缘的标准斜齿轮设计。

33.29.7 轮齿光洁度

通常, 齿轮的齿面光洁度, 其不平度不得大于 $0.813 \mu m (32 \mu in) RMS$ (均方根值)。但是, 低于 5000 马力的齿轮齿面光洁度, 其不平度大于 $0.813 \mu m (\mu in) RMS$ 时, 要特别重视考虑到制造厂推荐的润滑剂。

33.29.8 轮齿的接触

齿轮经试验后, 在检查时, 要显示出齿轮除端部倒角外, 沿横向设计接触线的 90% 基本上均匀接触。

完成了小齿轮和大齿轮, 要在两平面内进行动平衡, 每个平面内的残留不平衡量不得超过下式决定的数值。

对于 $150 \leq N \leq 700$

$$B = 8.89 w (10^9) / N^2 \quad \text{公制}$$

$$B=5600 w/N^2 \quad \text{英制}$$

对于 $N \geq 700$

$$B=12700 w/N \quad \text{公制}$$

$$B=8 w/N \quad \text{英制}$$

B = 最大的允许不平衡量 $g\text{-mm}(oz\text{-in})$

w = 转动部分的重量 $kg(lb)$

N = 零件最大的工作转速 (rpm)

小齿轮和大齿轮低于 150 转/分时，可在一个平面内做静平衡。当由于零件的尺寸、重量、速度或结构关系不能进行动平衡时，这种部件可做静平衡。

表 33.1

公制（英制）中的使用系数 K ,

驱 动 类 型	齿 轮 额 定 总 马 力		
	小于 1500	1501~6000	6001及以上
轻型高速往复式内燃机推进	45.51(3.20)		
中速往复式内燃机推进	36.98(2.60)	36.98(2.60)	25.60(1.80)
透平, 往复式内燃机, 电推进			25.60(1.80)
持续工作辅机	25.60(1.80)	25.60(1.80)	25.60(1.80)

表 33.2 有关齿轮传动的典型过载系数 C

驱 动 齿 轮 的 类 型	布 置	C
透平、电力推进装置	关 节 式	1.12
	关 节 链 式 轮 系	1.15
径 复 式 内 燃 机 推 进 装 置	4 和 5 缸采用非挠性联轴节	1.47
	6, 7, 8 和 9 缸采用非挠性联轴节	1.38
	10 或更多缸数采用非挠性联轴节	1.34
	4 和 5 缸采用扭转和横向挠性联轴节	1.30
	6, 7, 8 和 9 缸采用扭转和横向挠性联轴节	1.23
	10 或更多缸采用扭转和横向挠性联轴节	1.20
	任意缸数采用液力联轴节	1.12
透平辅机往复式内燃机辅机		1.10
		1.15

对于表面硬化或整体硬化齿轮和整体硬化的
大齿轮配对的齿轮传动的硬度比系数 K_H
对方程式采用当 R_c 变成相当的 BHN

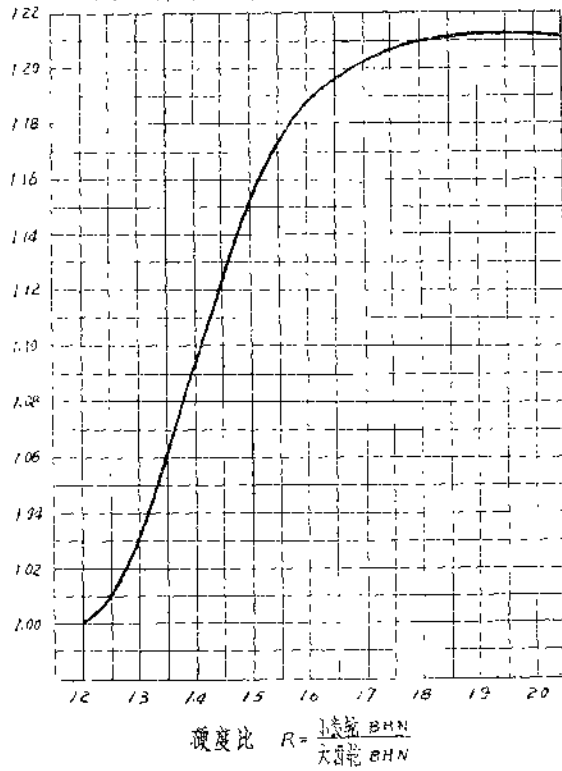


图 33.1

对于整体淬硬钢的许用接触应力 S_{ac} - 磅/吋²

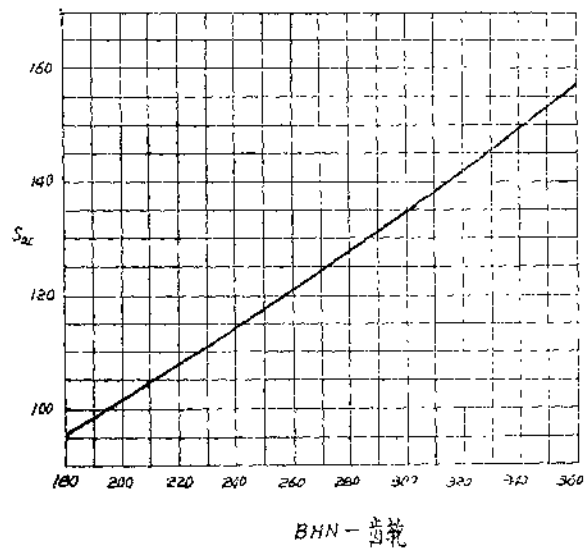


图 33.2(1)

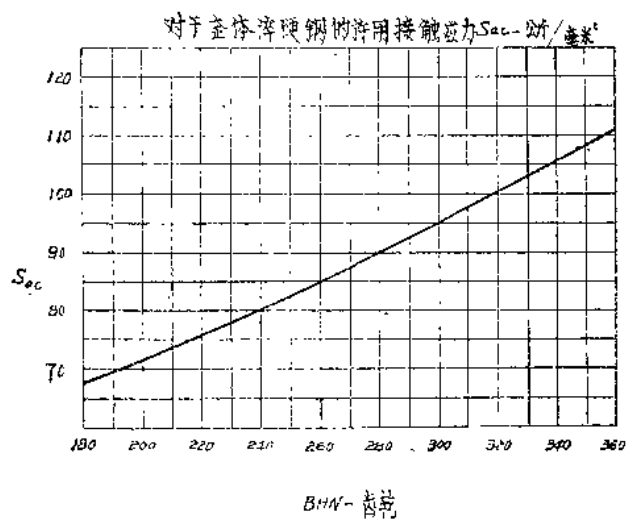


图 33.2(2)

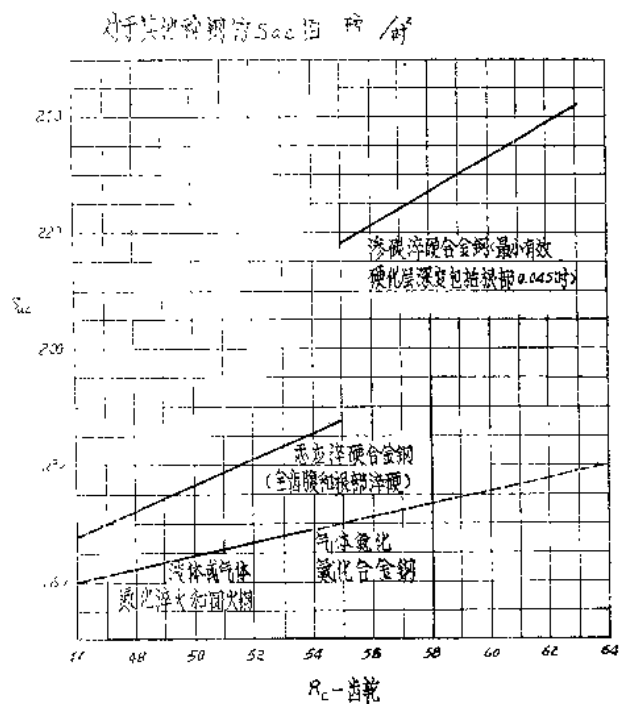


图 33.3(1)

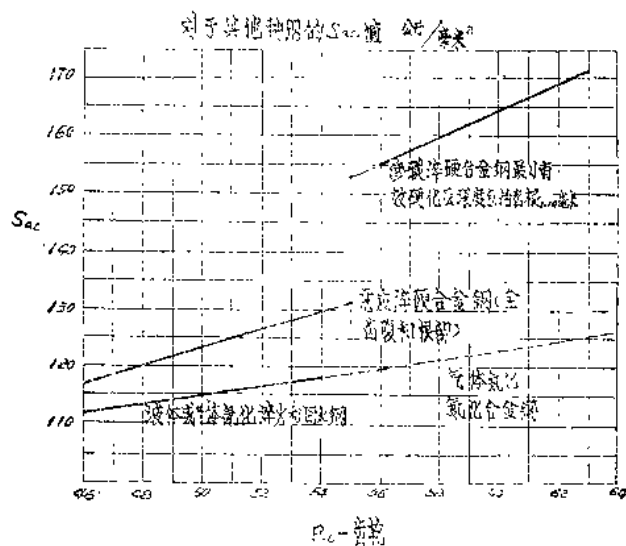


图 33.3(2)

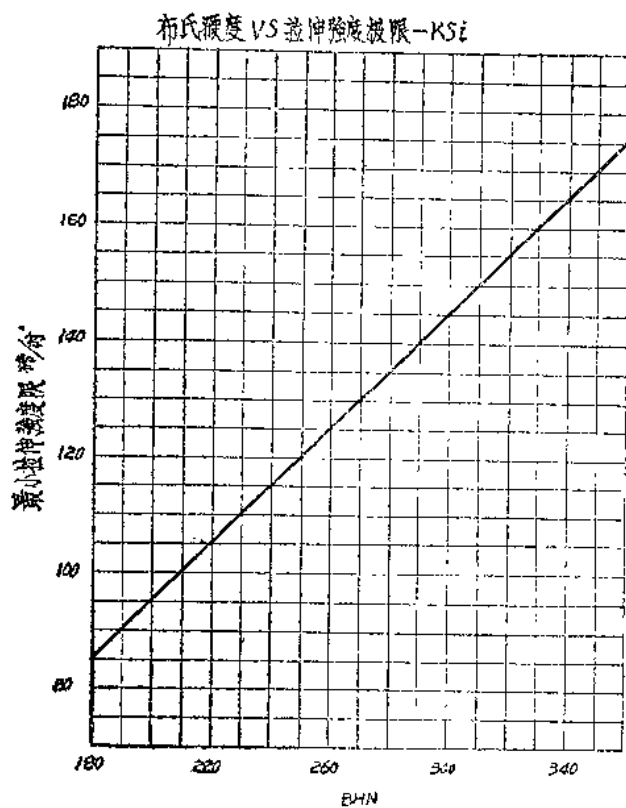


图 33.4(1)

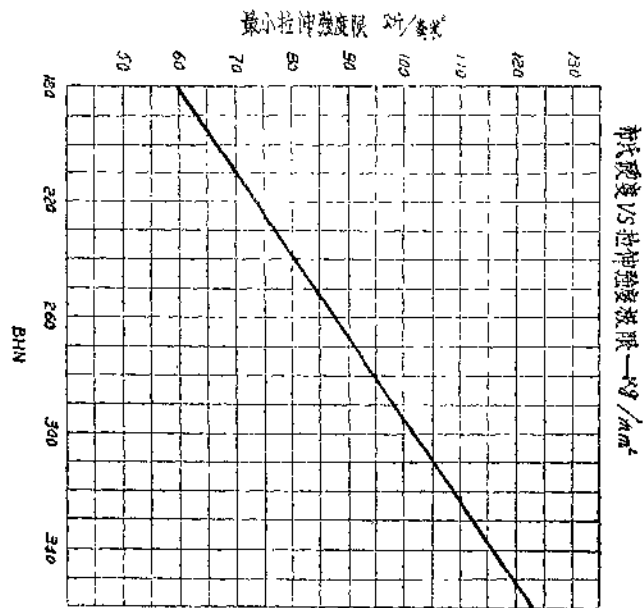


图 33.4(2)

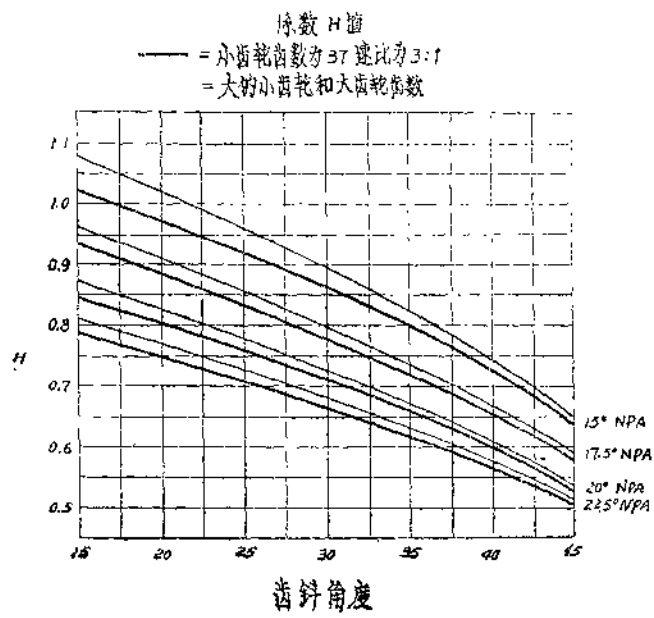


图 33.5

对于整体淬硬钢的许用材料应力 S_{ax} 磅/英寸²

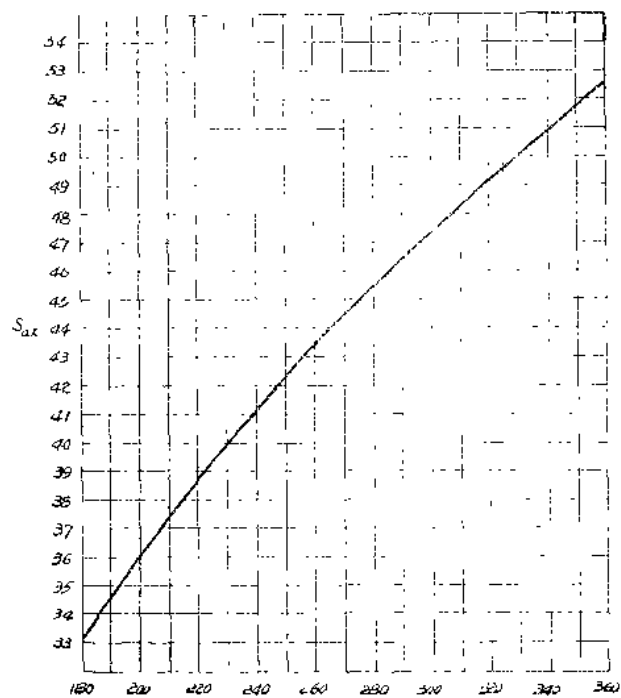


图 33.8(1)

BHN-齿顶

对于整体淬硬钢的许用材料应力 S_{ax} 磅/英寸²

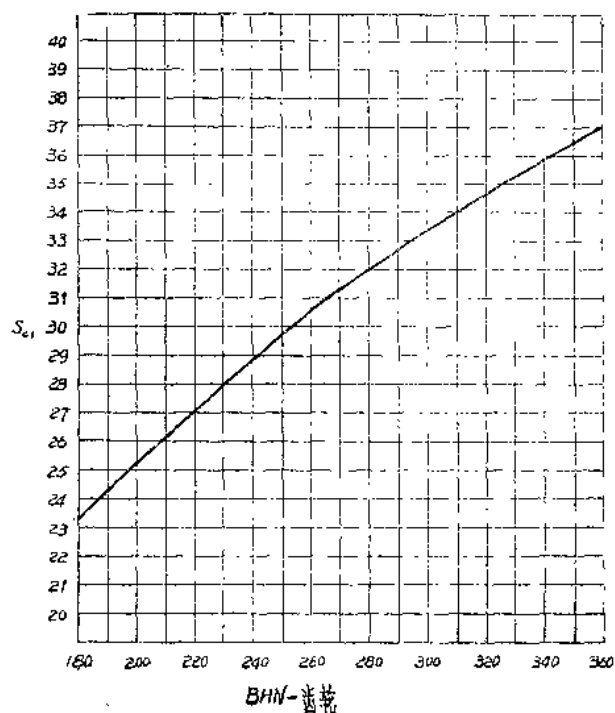


图 33.8(2)

BHN-齿顶

氮化合金钢的许用材料应力 S_{ax} 磅/吋²

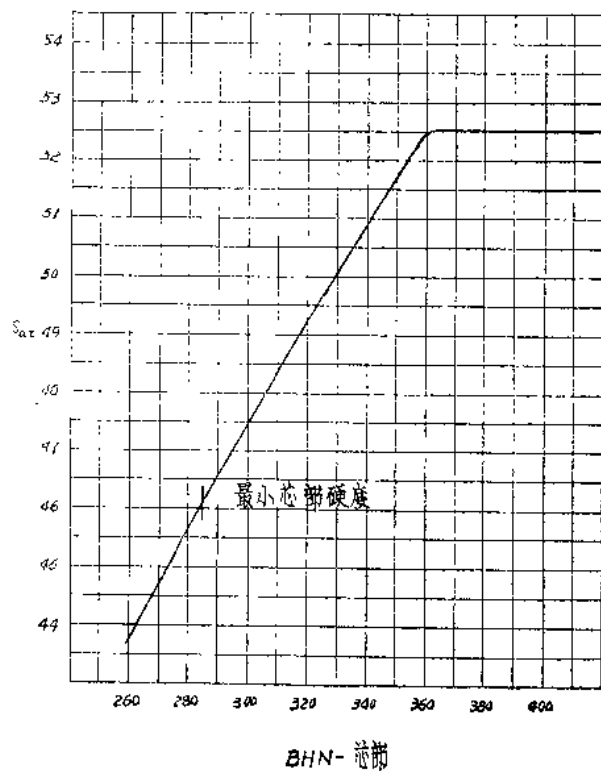


图 33.7(1)

对于氮化合金钢的许用材料应力 S_{ax} 公斤/厘米²

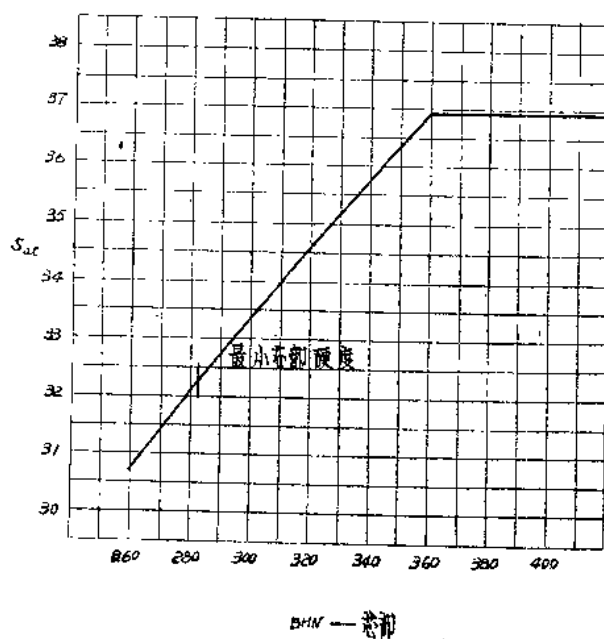
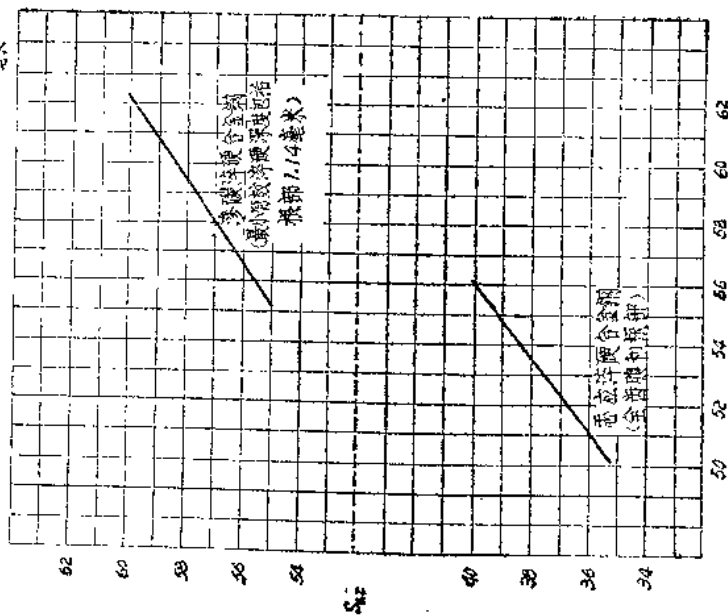


图 33.7(2)

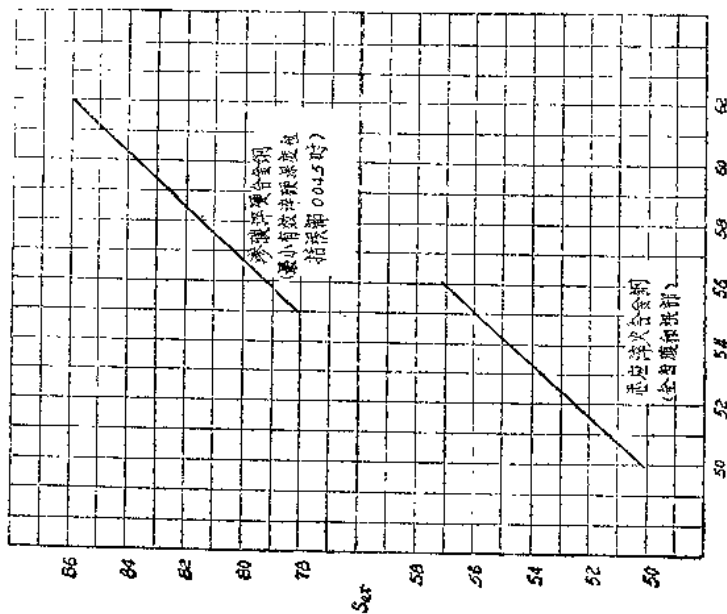
对于渗碳淬硬和毛拉淬硬合金钢的许用应力 S_{cr} 公斤/毫米²



HRC —齿靴

图 33.8(1)

对于渗碳淬硬和毛拉淬硬合金钢的许用材料应力 S_{cr} 公斤/毫米²



HRC —齿靴

图 33.8(2)

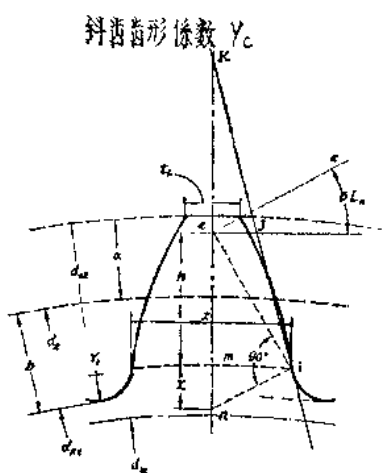
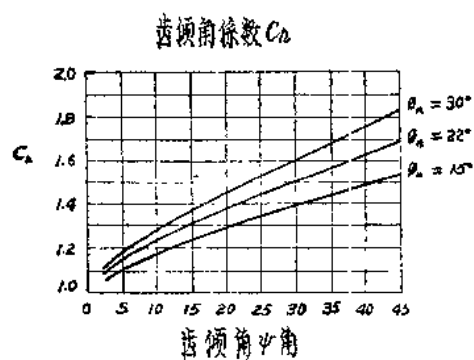


图 33.9



当 \$\psi > 50^\circ\$ 时方程式 \$C_H = (1 - \sqrt{\psi/100} (1 - \sqrt{\psi/50}))^2\$

不适用 \$\psi\$ = 负载线倾角

$$\tan \psi = \tan \psi \sin \alpha$$

图 33.10

花家寿译 黄尚义校