

Slides das Aulas

Capítulo 14

Engrenagens cilíndricas Parte I

Análise de Tensões

Prof. Jorge Luiz Erthal
jorgeerthal@gmail.com

Atualizado em 23/08/2018

• RICHARD G. BUDYNAS • J. KEITH NISBETT

ELEMENTOS DE MÁQUINAS DE SHIGLEY

10ª EDIÇÃO



Sumário

14-1	Equação de flexão de Lewis	717
14-2	Durabilidade superficial	726
14-3	Equações de tensão AGMA	729
14-4	Equações de resistência AGMA	730
14-5	Fatores geométricos I e J (Z_I e Y_J)	735
14-6	Coeficiente elástico C_p (Z_E)	739
14-7	Fator dinâmico K_v	739
14-8	Fator de sobrecarga K_o	740
14-9	Fator de condição de superfície C_f (Z_R)	742
14-10	Fator de tamanho K_s	742
14-11	Fator de distribuição de carga K_m (K_H)	743
14-12	Fator de razão de dureza C_H (Z_W)	744
14-13	Fatores de ciclagem de tensão Y_N e Z_N	746
14-14	Fator de confiabilidade K_R (Y_2)	746
14-15	Fator de temperatura K_T (Y_θ)	748
14-16	Fator de espessura de aro (borda) K_B	748
14-17	Fatores de segurança S_F e S_H	749
14-18	Análise	749
14-19	Projeto de um par de engrenagens	760

Símbolos (1)

Símbolo*	Nome	Encontrado em
C_e	Fator de correção do alinhamento de engrenamento	Equação (14–35)
$C_f(Z_R)$	Fator de condição da superfície	Equação (14–16)
$C_H(Z_W)$	Fator de razão de dureza	Equação (14–18)
C_{ma}	Fator de alinhamento de engrenamento	Equação (14–34)
C_{mc}	Fator de correção de carga	Equação (14–31)
C_{mf}	Fator de distribuição de carga de face	Equação (14–30)
$C_p(Z_E)$	Coefficiente elástico	Equação (14–13)
C_{pf}	Fator de proporção do pinhão	Equação (14–32)
C_{pm}	Modificador da proporção do pinhão	Equação (14–33)
d	Diâmetro primitivo	Exemplo 14–1
d_p	Diâmetro primitivo, pinhão	Equação (14–22)
d_G	Diâmetro primitivo, engrenagem (coroa)	Equação (14–22)
$F(b)$	Largura de face líquida do membro mais estreito	Equação (14–15)
f_p	Acabamento superficial do pinhão	Figura 14–13
H	Potência	Figura 14–17

Símbolos (2)

Símbolo*	Nome	Encontrado em
H_B	Dureza Brinell	Exemplo 14-3
H_{BG}	Dureza Brinell da engrenagem (coroa)	Seção 14-12
H_{BP}	Dureza Brinell do pinhão	Seção 14-12
hp	Potência em hp	Exemplo 14-1
h_t	Profundidade completa do dente da coroa	Seção 14-16
$I(Z_I)$	Fator geométrico da resistência de crateramento	Equação (14-16)
$J(Y_J)$	Fator geométrico da resistência à flexão	Equação (14-15)
K_B	Fator de espessura de aro (borda)	Equação (14-40)
K_f	Fator de concentração de tensão para fadiga	Equação (14-9)
$K_m (K_H)$	Fator de distribuição de carga	Equação (14-30)
K_o	Fator de sobrecarga	Equação (14-15)
$K_R (Y_Z)$	Fator de confiabilidade	Equação (14-17)
K_s	Fator de tamanho	Seção 14-10
$K_T (Y_\theta)$	Fator de temperatura	Equação (14-17)
K_v	Fator dinâmico	Equação (14-27)

Símbolos (3)

Símbolo*	Nome	Encontrado em
m	Módulo	Equação (14–15)
m_B	Razão de reforço	Equação (14–39)
m_F	Razão de contato da face	Equação (14–19)
m_G	Razão de engrenamento (nunca menor que 1)	Equação (14–22)
m_N	Razão de compartilhamento de carga	Equação (14–21)
m_t	Módulo transversal	Equação (14–15)
N	Número de ciclos de tensão	Figura 14–14
N_G	Número de dentes na coroa	Equação (14–22)
N_P	Número de dentes do pinhão	Equação (14–22)
n	Velocidade em rev/min	Equação (13–34)
n_p	Velocidade do pinhão em rev/min	Exemplo 14–4
P	Passo diametral	Equação (14–2)
P_d	Passo diametral transversal	Equação (14–15)
P_N	Passo normal de base	Equação (14–24)
P_n	Passo circular normal	Equação (14–24)

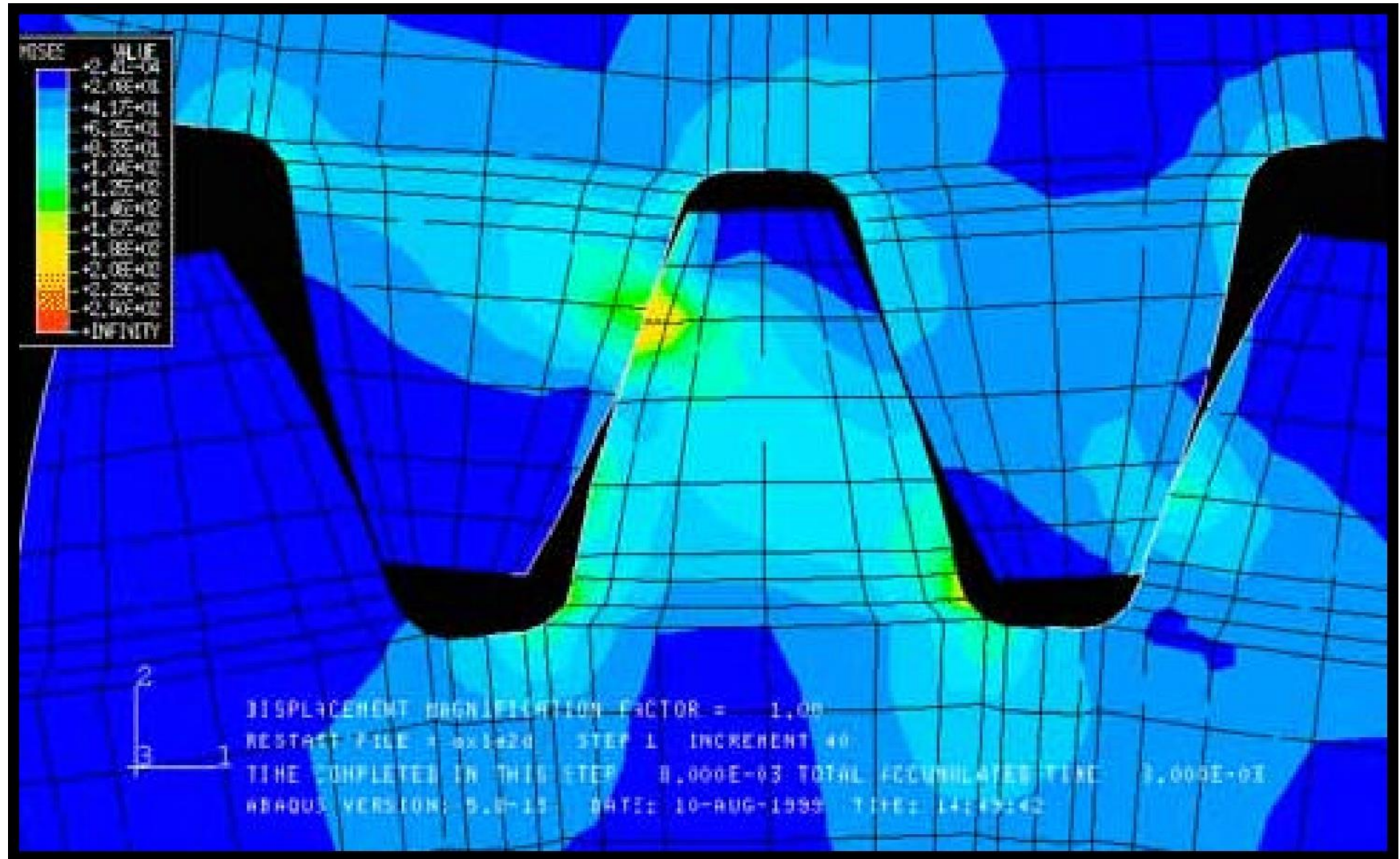
Símbolos (4)

Símbolo*	Nome	Encontrado em
p_x	Passo axial	Equação (14–19)
Q_v	Número de qualidade	Equação (14–29)
R	Confiabilidade	Equação (14–38)
R_a	Raiz da média dos quadrados da rugosidade	Figura 14–13
r_f	Raio do adoçamento de dente	Figura 14–1
r_G	Raio do círculo primitivo, coroa	no padrão
r_P	Raio do círculo primitivo, pinhão	no padrão
r_{bp}	Raio do círculo de base do pinhão	Equação (14–25)
r_{bG}	Raio do círculo de base da coroa	Equação (14–25)
S_C	Resistência de endurance superficial de Buckingham	Exemplo 14–3
S_c	Resistência de endurance superficial AGMA	Equação (14–18)
S_t	Resistência à flexão da AGMA	Equação (14–17)
S	Vão entre mancais	Figura 14–10
S_l	Distância do pinhão ao centro do vão	Figura 14–10
S_F	Fator de segurança – flexão	Equação (14–41)

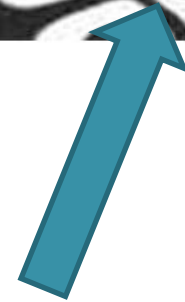
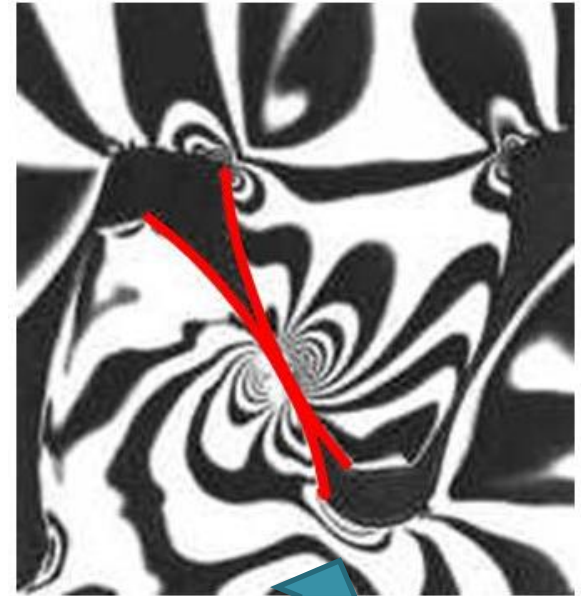
Símbolos (5)

Símbolo*	Nome	Encontrado em
S_H	Fator de segurança – crateramento	Equação (14–42)
W^t ou W_t	Carga transmitida	Figura 14–1
Y_N	Fator de ciclagem de tensão para a resistência à flexão	Figura 14–14
Z_N	Fator de ciclagem de tensão para a resistência de crateramento	Figura 14–15
β	Expoente	Equação (14–44)
σ	Tensão de flexão, AGMA	Equação (14–15)
σ_C	Tensão de contato das relações de Hertz	Equação (14–14)
σ_c	Tensão de contato das relações da AGMA	Equação (14–16)
σ_{adm}	Tensão de flexão admissível, AGMA	Equação (14–17)
$\sigma_{c,adm}$	Tensão de contato admissível, AGMA	Equação (14–18)
ϕ	Ângulo de pressão	Equação (14–12)
ϕ_n	Ângulo de pressão normal	Equação (14–24)
ϕ_t	Ângulo de pressão transversal	Equação (14–23)
ψ	Ângulo de hélice	Exemplo 14–5

Pontos de falha em engrenagens



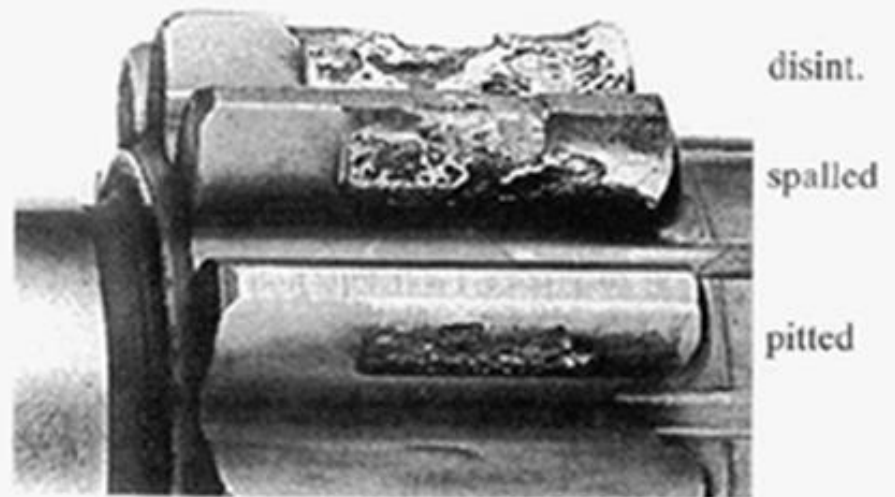
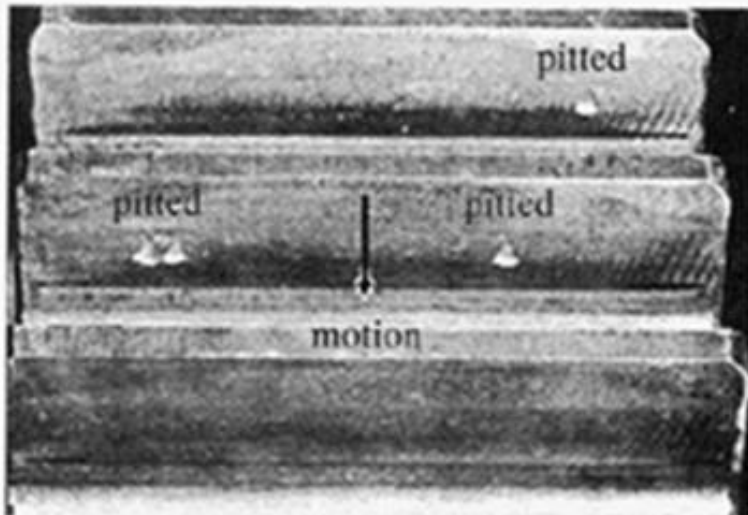
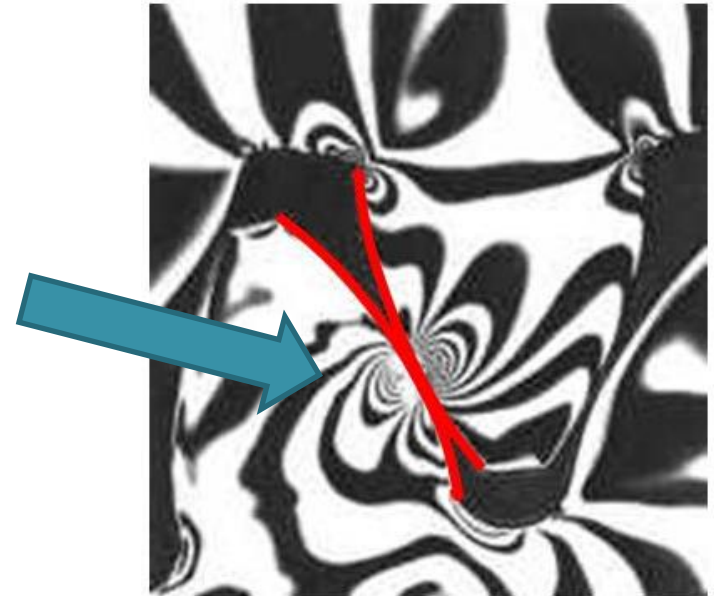
1-Falha por ruptura na raiz do dente



Tensões de Flexão

2-Falha por desgaste superficial na face do dente

Tensões de Compressão



2-Falha por desgaste superficial na face do dente

Pitting



2-Falha por desgaste superficial na face do dente

Pitting



Método AGMA

- A AGMA (American Gear Manufacturers Association) fornece um **método** recomendado para o projeto de engrenagens.
 - Leva em conta dois modos de falha:
 - Tensões de contato (desgaste)
 - Tensões de flexão
 - Incorpora uma série de fatores modificadores para levar em conta diversas situações.
 - Fornece muito dos detalhes em tabelas e figuras.
-

Método AGMA

FLEXÃO DE ENGRENAGEM DE DENTES RETOS
Com base na ANSI/AGMA 2001-D04 (unidades do sistema americano)

$$d_p = \frac{N_p}{P_d}$$

$$V = \frac{\pi d n}{12}$$

$$W^t = \frac{33\,000 H}{V}$$

$$\sigma = W^t K_a K_s K_r K_m \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J}$$

Equação de tensão de flexão de engrenagem
Equação (14-15)

1 [ou Equação (a), Seção 14-10]; p. 742, 743
Equação (14-30); p. 743
Equação (14-40); p. 748
Figura 14-6; p. 737
Equação (14-27); p. 740
Tabela abaixo

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R}$$

Equação de resistência de endurance de flexão de engrenagem
Equação (14-17)

$0,99(S_t)_{10^7}$ Tabelas 14-3, 14-4; p. 732
Figura 14-14; p. 747
Tabela 14-10, Equação (14-38); p. 747, 748
1 se $T < 250^\circ\text{F}$

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma}$$

Fator de segurança de flexão
Equação (14-41)

Lembre-se de comparar S_F com S_H^2 ao decidir se a flexão ou o desgaste é o fator de risco para o funcionamento. Para engrenagens com coroa, compare S_F com S_H^3 .

Tabela de fatores de sobrecarga, K_o

Fonte de potência	Máquina acionada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque leve	1,25	1,50	2,00
Choque médio	1,50	1,75	2,25

Fig. 14-17

DESGASTE DE ENGRENAGENS DE DENTES RETOS
Com base no ANSI/AGMA 2001-D04 (unidades do sistema americano)

$$d_p = \frac{N_p}{P_d}$$

$$V = \frac{\pi d n}{12}$$

$$W^t = \frac{33\,000 H}{V}$$

$$\sigma_c = C_p \left(W^t K_a K_s K_r K_m \frac{C_f}{d_p F} \right)^{1/2}$$

Equação para a tensão de contato de engrenagens
Equação (14-16)

1 [ou Equação (a), Seção 14-10]; p. 742, 743
Equação (14-30); p. 743
Equação (14-23); p. 737
Equação (14-27); p. 740
Equação (14-13), Tabela 14-8; p. 727, 741
Tabela abaixo

$$\sigma_{c,adm} = \frac{S_c Z_N C_H}{S_H K_T K_R}$$

Resistência de endurance de contato de engrenagens
Equação (14-18)

$0,99(S_c)_{10^7}$ Tabelas 14-6, 14-7; p. 734, 735
Figura 14-15; p. 747
Seção 14-12, apenas engrenagem (coroa); p. 744, 745, 746
Tabela 14-10, Equação (14-38); p. 747, 748
1 se $T < 250^\circ\text{F}$

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H / (K_T K_R)}{\sigma_c}$$

Fator de segurança para desgaste
Equação (14-42)

Apenas engrenagem (coroa)

Lembre-se de comparar S_F com S_H^2 ao decidir se a flexão ou o desgaste é o fator de risco para o funcionamento. Para engrenagens com coroa, compare S_F com S_H^3 .

Tabela de fatores de sobrecarga, K_o

Fonte de potência	Máquina acionada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choques leves	1,25	1,50	2,00
Choques médios	1,50	1,75	2,25

Fig. 14-18

AGMA - Tensões de Flexão

$$\sigma = \begin{cases} W^t K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J} & \text{(unidades dos sistema americano)} \\ W^t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} & \text{(unidades SI)} \end{cases} \quad (14-15)$$

US	SI	
σ (lbf/pol ²)	σ (N/mm ²)	Tensão de flexão
W^t (lbf)	W^t (N)	Força tangencial transmitida
K_o		Fator de sobrecarga
K_v		Fator dinâmico
K_s		Fator de tamanho
P_d (dentes/pol)		Passo Diametral transversal
F (pol)	b (mm)	Largura da face mais estreita
K_m	K_H	Fator de distribuição de carga
K_B		Fator de espessura de aro
J	Y_J	Fator geométrico para flexão
	m_t (mm)	Módulo métrico transversal

Fator de Sobrecarga K_o

- Leva em conta a probabilidade de aumento da carga tangencial nominal devido a uma aplicação específica.
- Valores recomendados:

Tabela de fatores de sobrecarga, K_o

Fonte de potência	Máquina acionada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choques leves	1,25	1,50	2,00
Choques médios	1,50	1,75	2,25

Fator Dinâmico K_v

- Leva em conta o aumento da força com a **velocidade**
- Afetado pela qualidade de **fabricação** das engrenagens
- Um conjunto de *números de qualidade*, Q_v define tolerâncias para engrenagens fabricadas para uma precisão especificada.
- Números de qualidade de 3 a 7 incluem a maioria das engrenagens comerciais.
- Números de qualidade de 8 a 12 se referem a engrenagens de precisão.

Fator Dinâmico K_v

- Equação do Fator Dinâmico

$$K_v = \begin{cases} \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B & V \text{ em ft/min} \\ \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B & V \text{ em m/s} \end{cases} \quad (14-27)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (14-28)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3}$$

- Ou retirado diretamente da Fig. 14-9
- Velocidade máxima recomendada para um dado número de qualidade,

$$(V_t)_{\max} = \begin{cases} [A + (Q_v - 3)]^2 & \text{em ft/min} \\ \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} & \text{em m/s} \end{cases} \quad (14-29)$$

Fator Dinâmico K_v

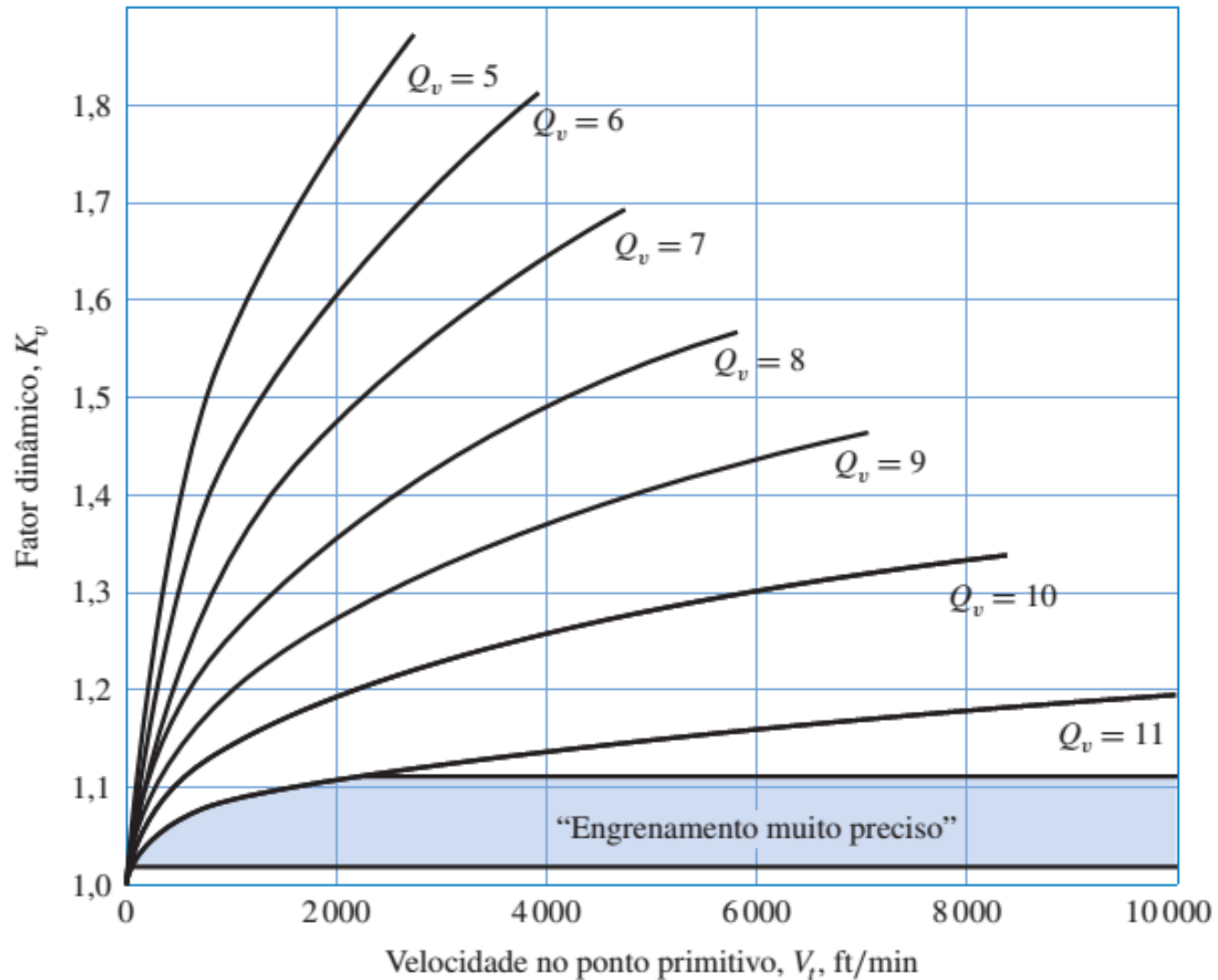


Figura 14-9 Fator dinâmico K_v . As equações para essas curvas são dadas pela Equação (14-27) e os pontos de extremidade pela Equação (14-29). *Fonte:* ANSI/AGMA 2001-D04, anexo A.

Fator de Tamanho K_s

- Leva em conta o efeito de tamanho na fadiga e a não uniformidade do material em peças maiores.
- AGMA não estabelece fatores de tamanho.
- **Para engrenagens normais: $K_s = 1$.**

Fator de Distribuição de Carga K_m (K_H)

- Leva em conta a **distribuição não uniforme de carga** em toda a linha de contato.
- Depende da montagem e da largura da face.
- Atualmente é definido **somente** para:
 - Relação entre a largura do pinhão e o diâmetro primitivo, $F/d_p \leq 2$
 - Engrenagens montadas **entre mancais**.
 - Larguras até 40 polegadas.
 - Contato em toda a largura do membro mais estreito.

Fator de Distribuição de Carga K_m (K_H)

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (14-30)$$

Fator de correção de carga:

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dentes sem coroamento} \\ 0,8 & \text{para dentes coroados} \end{cases} \quad (14-31)$$

Fator de proporção do pinhão:

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0,025 & F \leq 1 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F & 1 < F \leq 17 \text{ in} \quad \text{US} \\ \frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,0207F - 0,000228F^2 & 17 < F \leq 40 \text{ in} \\ \frac{b}{10d} - 0,025 & b \leq 25 \text{ mm} \\ \frac{b}{10d} - 0,0375 + 4,92(10^{-4})b & 25 < b \leq 425 \text{ mm} \quad \text{SI} \\ \frac{b}{10d} - 0,1109 + 8,15(10^{-4})b - 3,53(10^{-7})b^2 & 425 < b \leq 1000 \text{ mm} \end{cases} \quad (14-32)$$

Fator de Distribuição de Carga K_m (K_H)

Modificador da proporção do pinhão:

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para pinhão montado no intervalo entre mancais com } S_1/S < 0,175 \\ 1,1 & \text{para pinhão montado no intervalo entre mancais com } S_1/S \geq 0,175 \end{cases} \quad (14-33)$$

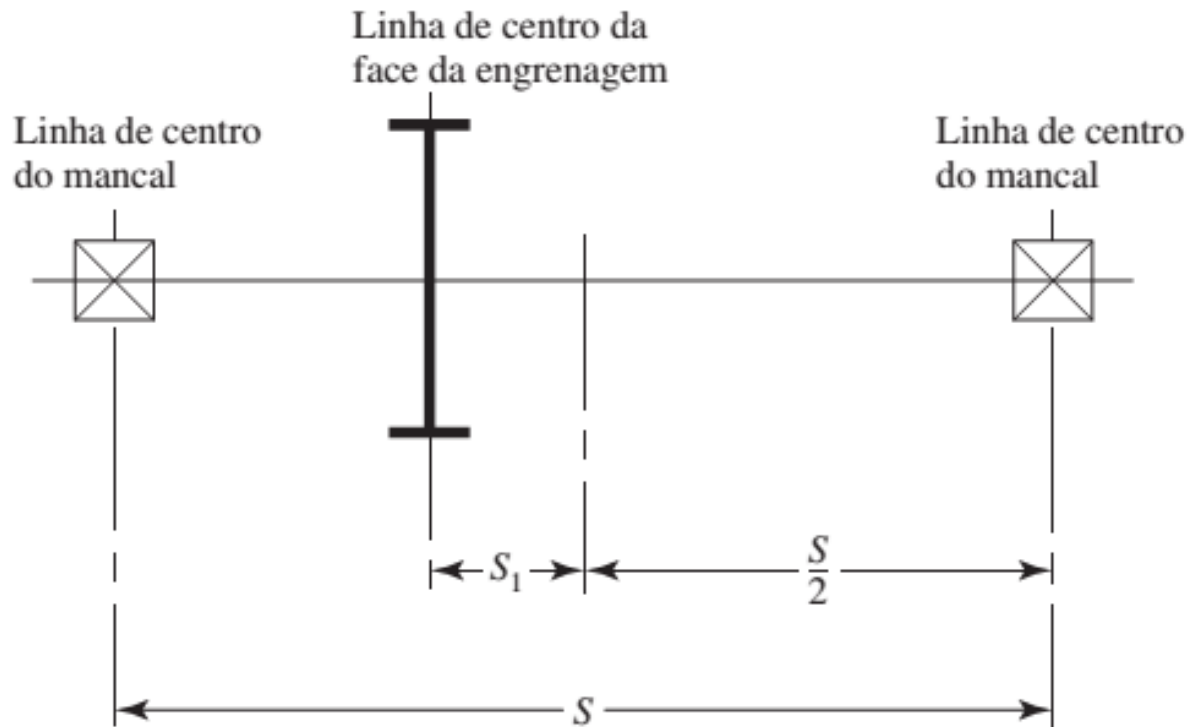


Figura 14-10 Definição das distâncias S e S_1 utilizadas na avaliação de C_{pm} , Equação (14-33).

Fator de Distribuição de Carga K_m (K_H)

- Fator de alinhamento do engrenamento, C_{ma}
 - Pode ser obtido pela Eq. (14–34) com a Tabela 14–9

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (14-34)$$

(ver Tabela 14–9 para valores A, B e C)

Tabela 14–9 Constantes empíricas A , B e C para a Equação (14–34). Largura de face F em polegadas (in).*

Condição	A	B	C
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	$-0,765(10^{-4})$
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,0158	$-0,930(10^{-4})$
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,0128	$-0,926(10^{-4})$
Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas.	0,00360	0,0102	$-0,822(10^{-4})$

Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

*Ver ANSI/AGMA 2101-D04, p. 20-22, para formulação SI.

- Ou pode ser lido diretamente da **Figura 14–11**.

Fator de Distribuição de Carga K_m (K_H)

- Fator de alinhamento do engrenamento, C_{ma}

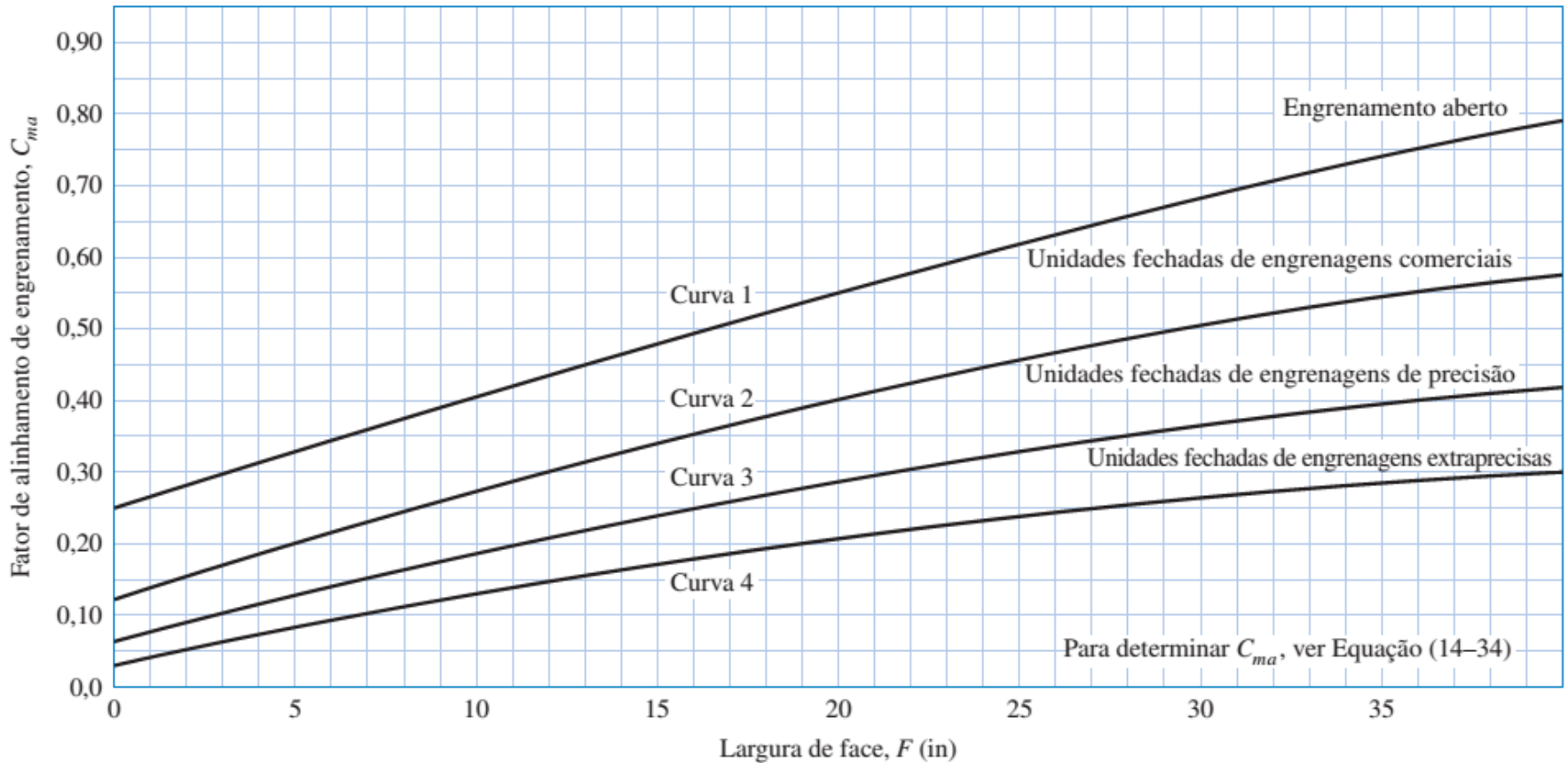


Figura 14-11 Fator de alinhamento de engrenamento C_{ma} . Equações de ajuste de curva na Tabela 14-9. Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

Fator de Distribuição de Carga K_m (K_H)

- Fator de correção do alinhamento do engrenamento, C_e

$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{para engrenamento ajustado na montagem, ou quando a} \\ & \text{compatibilidade é melhorada por lapidação, ou ambos} \\ 1 & \text{para todas as outras condições} \end{cases} \quad (14-35)$$

Fator de Espessura do Aro K_B

- Leva em conta a flexão do aro, quando aplicável.

$$K_B = \begin{cases} 1,6 \ln \frac{2,242}{m_B} & m_B < 1,2 \\ 1 & m_B \geq 1,2 \end{cases} \quad (14-40)$$

Razão de esforço: $m_B = \frac{t_R}{h_t}$ (14-39)

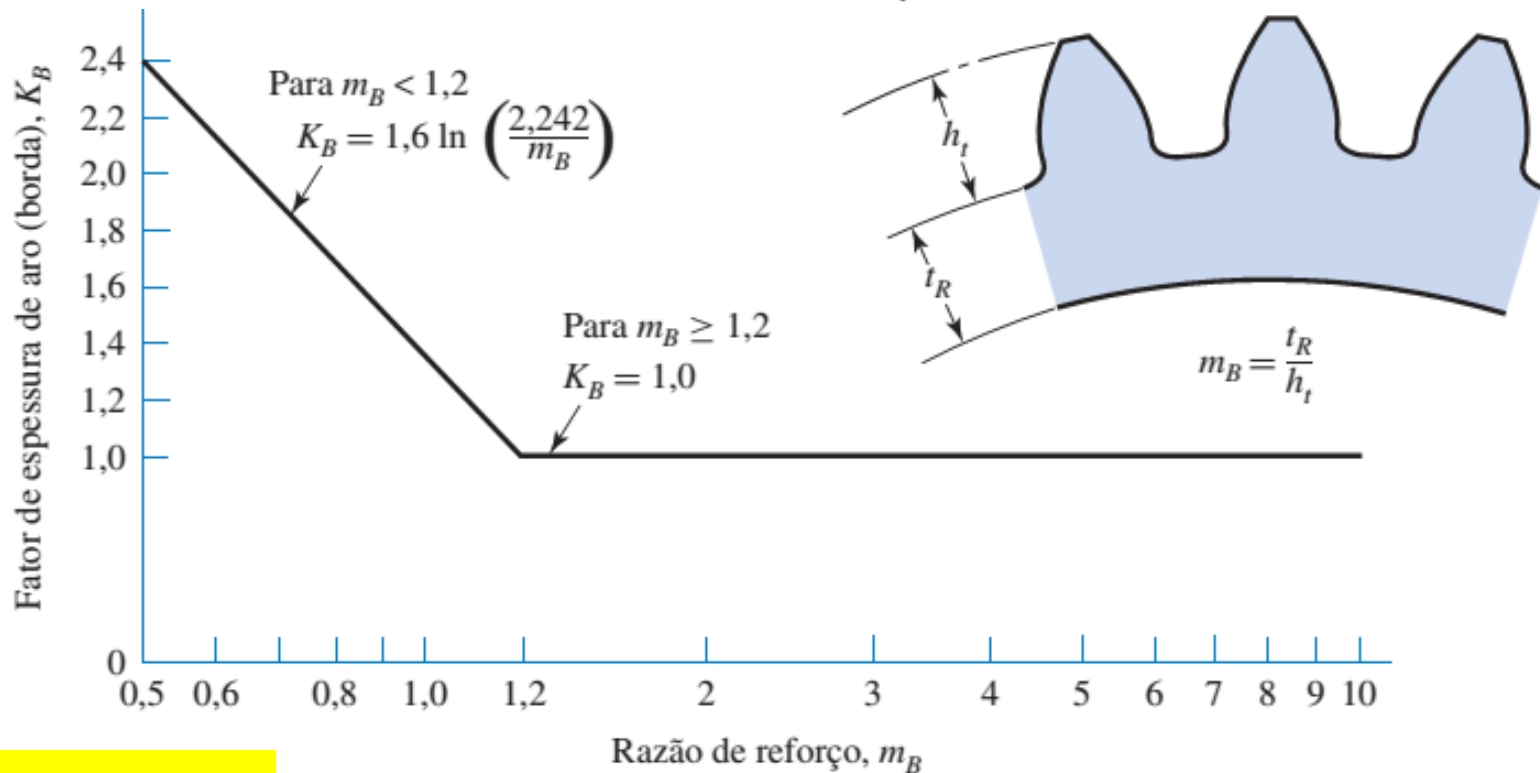


Figura 14-16

Fator Geométrico J (Y_J)

- Leva em conta a forma do dente na equação de tensão de flexão
- **Para o Sistema Inglês:**

- modificação no fator de forma de Lewis Y ;
- fator de concentração de tensão à fadiga K_f ;
- *razão de compartilhamento de carga* do dente m_N
- A equação AGMA para o fator geométrico é

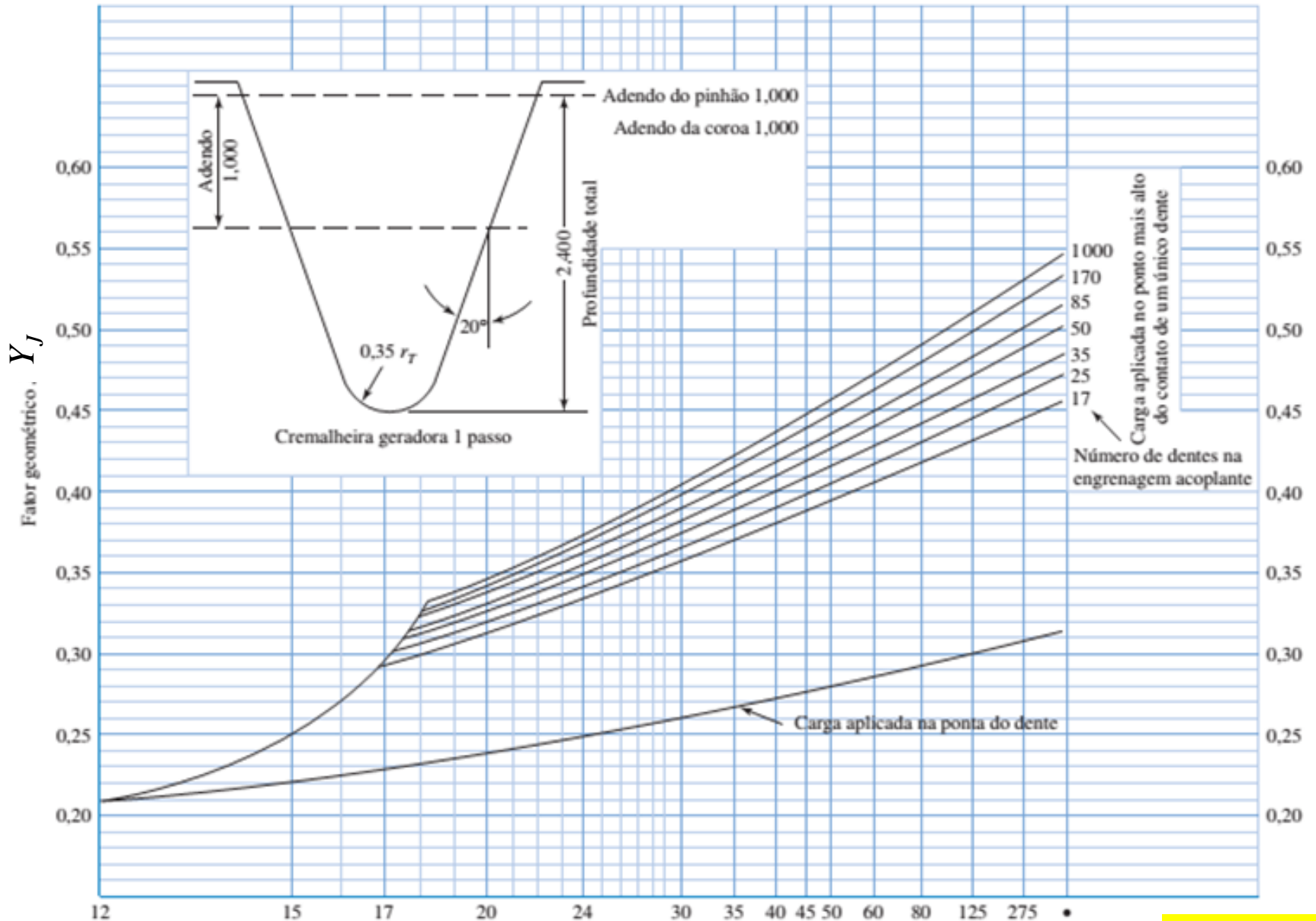
$$J = \frac{Y}{K_f m_N} \quad (14-20)$$

$$m_N = \frac{P_N}{0.95Z} \quad (14-21)$$

- Valores para Y e Z são obtidos nas normas AGMA.
- **Para os casos comuns de engrenagens de dentes retos, com ângulo de pressão 20° , Y_J pode ser lido diretamente da Fig. 14–6.**
- **Para engrenagens de dentes helicoidais com ângulo de pressão normal 20° , utilize as Figuras 14–7 e 14–8.**

Fator Geométrico J (Y_J)

Dentes retos com ângulo de pressão 20°



Número de dentes para o qual Y_J é desejado

Fator Geométrico J (Y_J)

Dentes helicoidais com ângulo de pressão 20°

- Obtenha J' da Fig. 14–7, que assume que a outra engrenagem possui 75 dentes.
- Obtenha o fator multiplicador da Fig. 14–8 para outra engrenagem com número de dentes diferente de 75.
- Obtenha Y_J multiplicando J' pelo fator multiplicador.

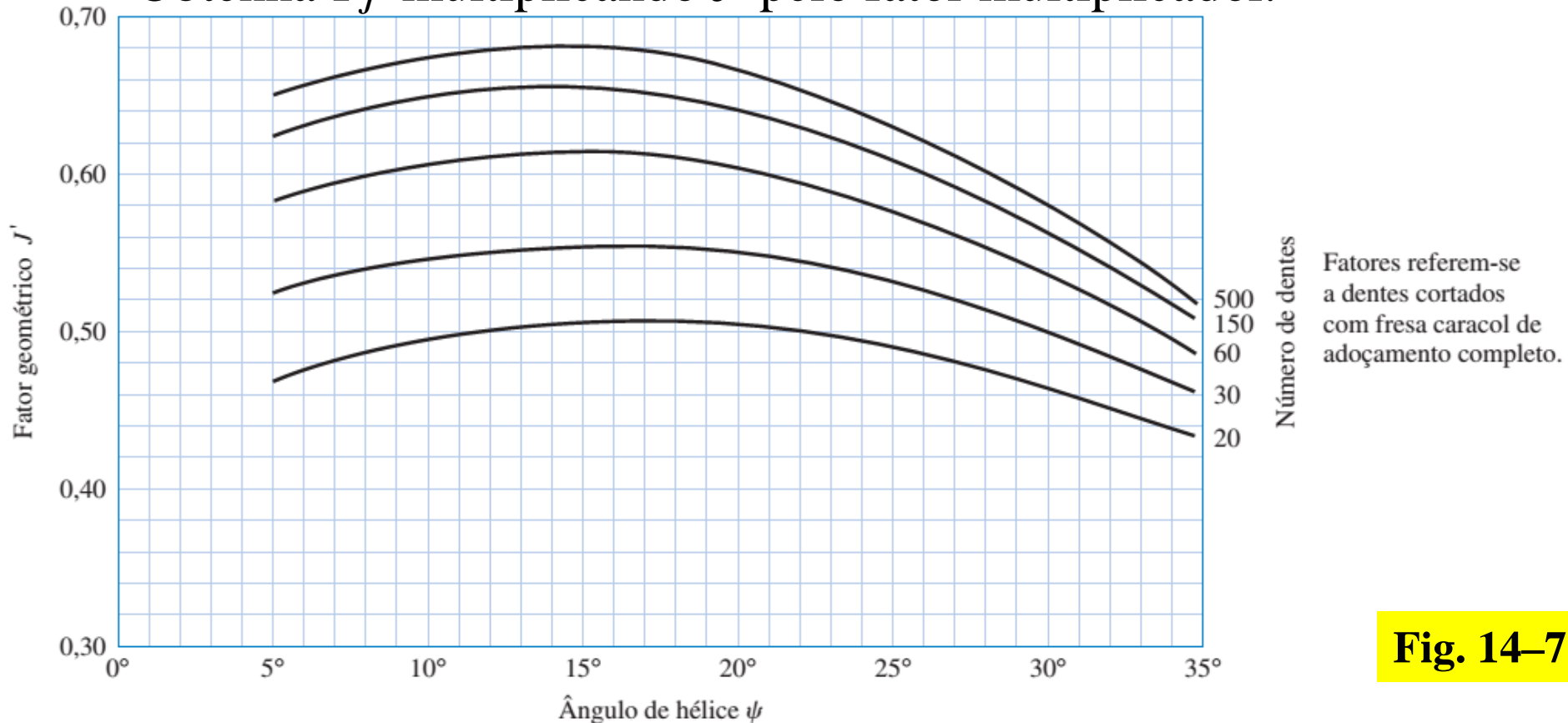


Fig. 14–7

Fator multiplicador de J'

Dentes helicoidais com ângulo de pressão 20°

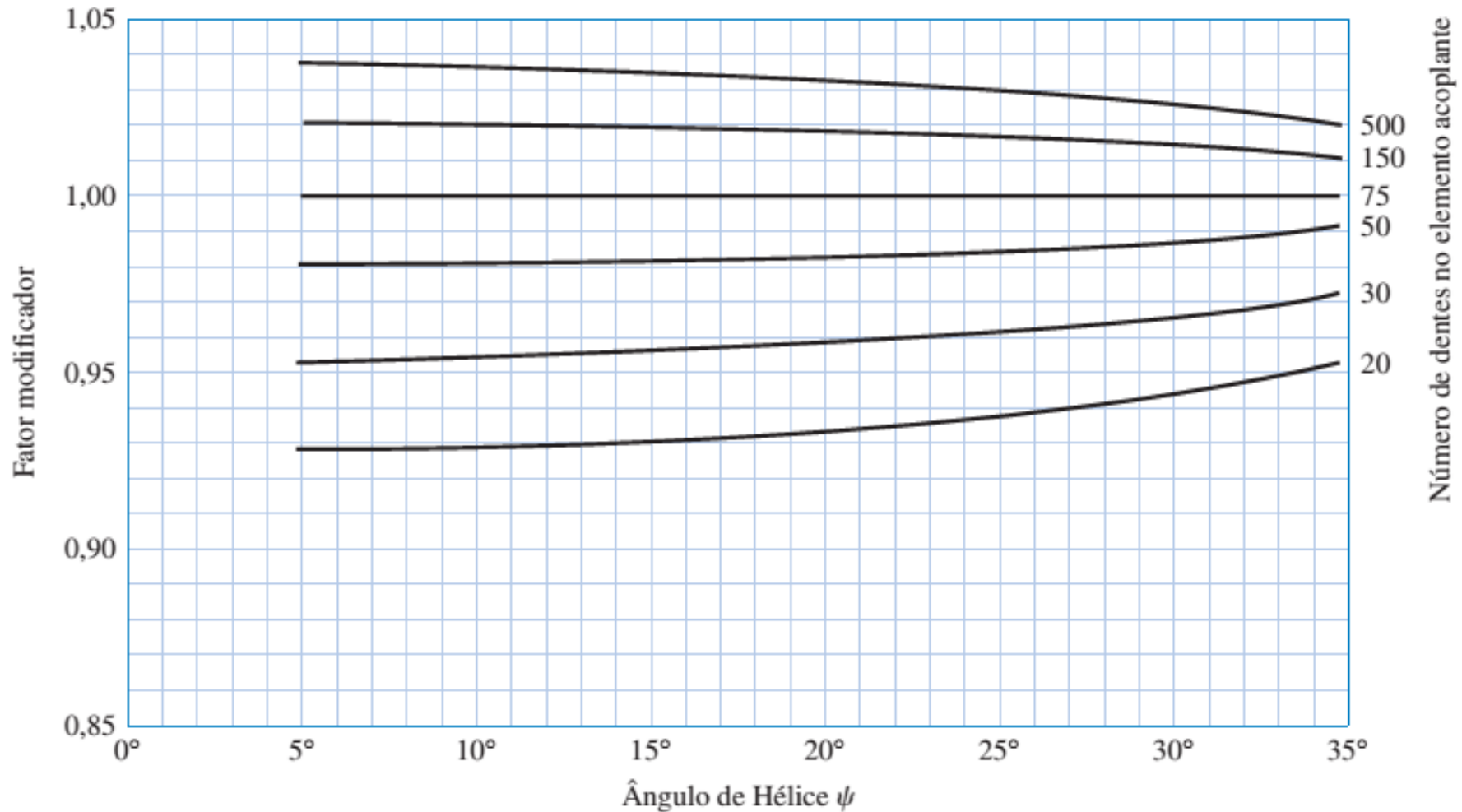


Figura 14–8 Multiplicadores de fatores J' para uso com a Figura 14–7 na determinação de Y_J

Tensão de Flexão Admissível

$$\sigma_{adm} = \begin{cases} \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R} & \text{(unidades dos sistema americano)} \\ \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z} & \text{(unidades SI)} \end{cases} \quad (14-17)$$

US	SI	
$\sigma_{adm} \text{ (lbf/pol}^2\text{)}$	$\sigma_{adm} \text{ (N/mm}^2\text{)}$	Tensão de flexão admissível
$S_t \text{ (lbf/pol}^2\text{)}$	$S_t \text{ (N/mm}^2\text{)}$	Resistência à fadiga na flexão
	Y_N	Fator de ciclagem para tensões de flexão
K_T	Y_θ	Fator de temperatura
K_R	Y_Z	Fator de confiabilidade
	S_F	Fator de segurança AGMA (razão de tensão)

Resistência à Fadiga em Flexão - S_t

- A AGMA utiliza números de tensão admissível (*allowable stress numbers*) no lugar da resistência (*strengths*).
- Vamos nos referir a eles como **resistência** por coerência com o texto do livro.
- Os valores de resistência das engrenagens devem ser utilizados **somente para engrenagens** e não devem ser comparados com outro tipo de resistência de material.
- Valores representativos de resistência à flexão estão apresentados na Tabela 14-3 para engrenagens de aço e na Tabela 14-4 para engrenagens de ferro fundido e bronze..
- Figuras 14-2, 14-3 e 14-4 são usadas conforme indicado nas tabelas.
- As tabelas assumem cargas repetidas aplicadas em **10^7 ciclos** e **0.99 de confiabilidade**.

Resistência à Flexão para Engrenagens de Aço

Tabela 14–3 Resistência à flexão S_f , aplicada repetidamente a 10^7 ciclos e confiabilidade de 0,99 para engrenagens de aço.

Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de tensão de flexão admissível S_p ² psi (MPa)		
			Grau 1	Grau 2	Grau 3
Aço ³	Endurecido por completo	Ver Figura 14–2	Ver Figura 14–2	Ver Figura 14–2	—
	Endurecido ⁴ por chama ⁴ ou indução com padrão ⁵ tipo A	Ver Tabela 8*	45 000 (310)	55 000 (380)	—
	Endurecido ⁴ por chama ⁴ ou indução com padrão ⁵ tipo B	Ver Tabela 8*	22 000 (151)	22 000 (151)	—
	Carbonetado e endurecido	Ver Tabela 9*	55 000 (380)	65 000 ou 70 000 ⁶ (448 ou 482)	75 000 (517)
	Nitretado ^{4,7} (aços endurecidos por completo)	83,5 HR 15N	Ver Figura 14–3	Ver Figura 14–3	—
Nitralloy 134M, Nitralloy N, e 2,5% de cromo (sem alumínio)	Nitretado ^{4,7}	87,5 HR 15N	Ver Figura 14–4	Ver Figura 14–4	Ver Figura 14–4

Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

Resistência à Flexão para Engrenagens de Aço

Notas: Ver a ANSI/AGMA 2001-D04 para as referências citadas nas notas 1 a 7.

¹A dureza deve ser equivalente àquela do diâmetro de raiz no centro do espaço do dente e largura de face.

²Ver as Tabelas 7 a 10 no que concerne aos fatores metalúrgicos principais para cada grau de tensão de engrenagens de aço.

³O aço selecionado deve ser compatível com o processo selecionado de tratamento térmico e dureza requerida.

⁴Os números de tensão admissíveis indicados podem ser utilizados com as profundidades de camada prescritas em 16.1.

⁵Ver a Figura 12 para os padrões de dureza tipo A e B.

⁶Se a bainita e as microfissuras estão limitadas a níveis de grau 3, 70000 psi pode ser utilizado.

⁷A capacidade de sobrecarga de engrenagens nitretadas é pequena. Como a forma da curva efetiva S-N é nivelada, a sensibilidade a choques deve ser investigada antes de dar prosseguimento ao projeto.[7]

*As Tabelas 8 e 9 da ANSI/AGMA 2001-D04 são tabulações claras dos fatores metalúrgicos principais a afetar S_f e S_c de engrenagens de aço endurecidas por chama e por indução (Tabela 8), carbonetadas e endurecidas (Tabela 9).

Resistência à Flexão para Engrenagens de Ferro Fundido e Bronze

Tabela 14-4 Resistência à flexão S_f aplicada repetidamente a engrenagens de ferro e engrenagens de bronze a 10^7 ciclos com 0,99 de confiabilidade.

Material	Designação do material ¹	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima típica ²	Número de tensão de flexão admissível, S_f , ³ psi (MPa)
Ferro fundido cinza ASTM A48	Classe 20	Como fundido	–	5000
	Classe 30	Como fundido	174 HB	8500
	Classe 40	Como fundido	201 HB	13 000
Ferro dúctil (nodular) ASTM A536	Grau 60-40-18	Recozido	140 HB	22 000–33 000 (151–227)
	Grau 80-55-06	Temperado e revenido	179 HB	22 000–33 000 (151–227)
	Grau 100-70-03	Temperado e revenido	229 HB	27 000–40 000 (186–275)
	Grau 120-90-02	Temperado e revenido	269 HB	31 000–44 000 (213–275)
Bronze		Fundido em areia	Resistência mínima à tração 40 000 psi	5700 (39)
	ASTM B-148 Liga 954	Tratado termicamente	Resistência mínima à tração 90 000 psi	23 600 (163)

Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

Notas:

¹Ver ANSI/AGMA 2004-B89, *Gear Materials and Heat Treatment Manual*.

²A dureza medida deve ser equivalente àquela que seria medida no diâmetro de raiz no centro do espaço do dente e largura de face.

³Os valores menores devem ser utilizados para propósitos gerais de projeto. Os valores superiores podem ser utilizados quando: É usado material de alta qualidade. O tamanho da seção e o projeto permitem máxima resposta ao tratamento térmico. É efetuado controle de qualidade apropriado por meio de inspeção adequada. A experiência de operação justifica os seus usos.

Temperatura de Nitretação e Dureza Obtida

Tabela 14-5 Temperatura nominal utilizada na nitretação e durezas obtidas.

Aço	Temperatura antes da nitretação, °F	Nitretação, °F	Dureza, escala Rockwell C	
			Superfície	Núcleo
Nitralloy 135*	1150	975	62–65	30–35
Nitralloy 135M	1150	975	62–65	32–36
Nitralloy N	1000	975	62–65	40–44
AISI 4340	1100	975	48–53	27–35
AISI 4140	1100	975	49–54	27–35
31 Cr Mo V9	1100	975	58–62	27–33

Resistência à Flexão para Aços Endurecidos por Completo

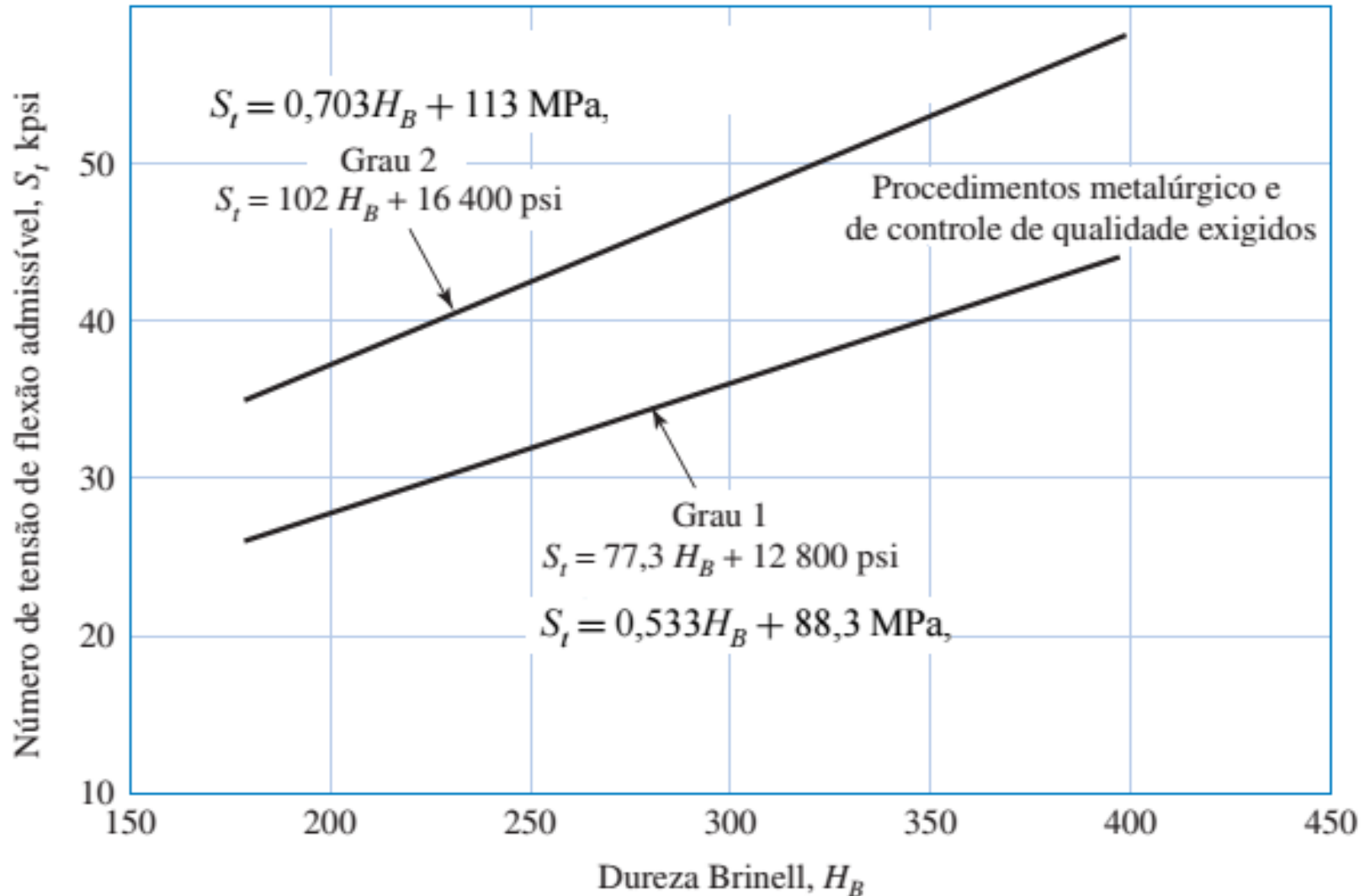


Figura 14-2 Número de tensão de flexão admissível para aços endurecidos por completo.

Fig. 14-2

Resistência à Flexão para Engrenagens de Aço Endurecidas totalmente por Nitretação (AISI 4140 e 4340)

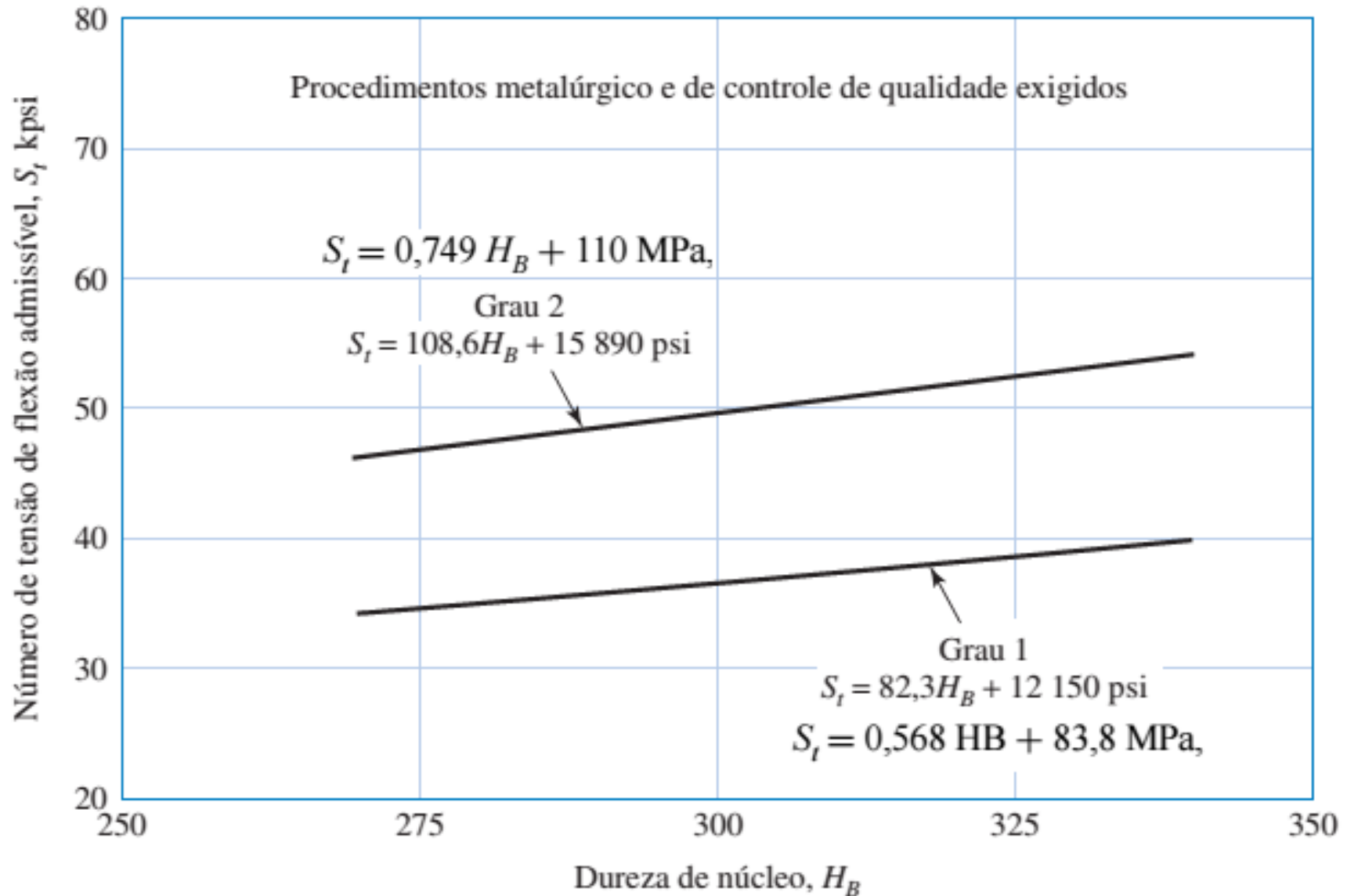


Fig. 14-3

Resistência à Flexão para Engrenagens de Aço Nitretado

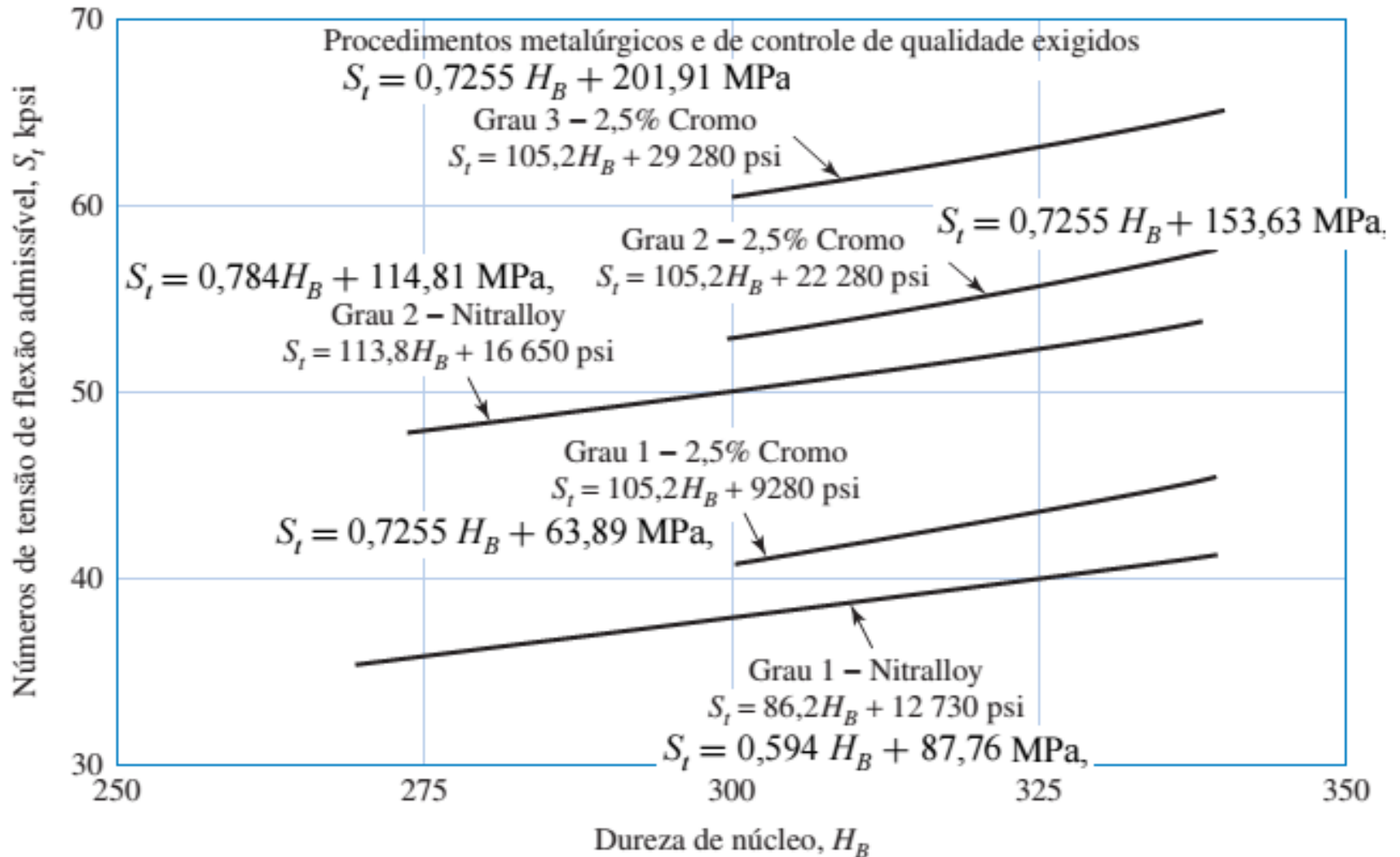


Figura 14-4 Números de tensão de flexão admissíveis para engrenagens de aço nitretado, S_t .

Fig. 14-4

Fator de Ciclagem para Tensões de Flexão - Y_N

- Resistências AGMA são para **10^7 ciclos**
- Leva em conta outros ciclos de projeto
- Fig. 14–14 fornece Y_N para flexão

Fator de Ciclagem para Tensões de Flexão - Y_N

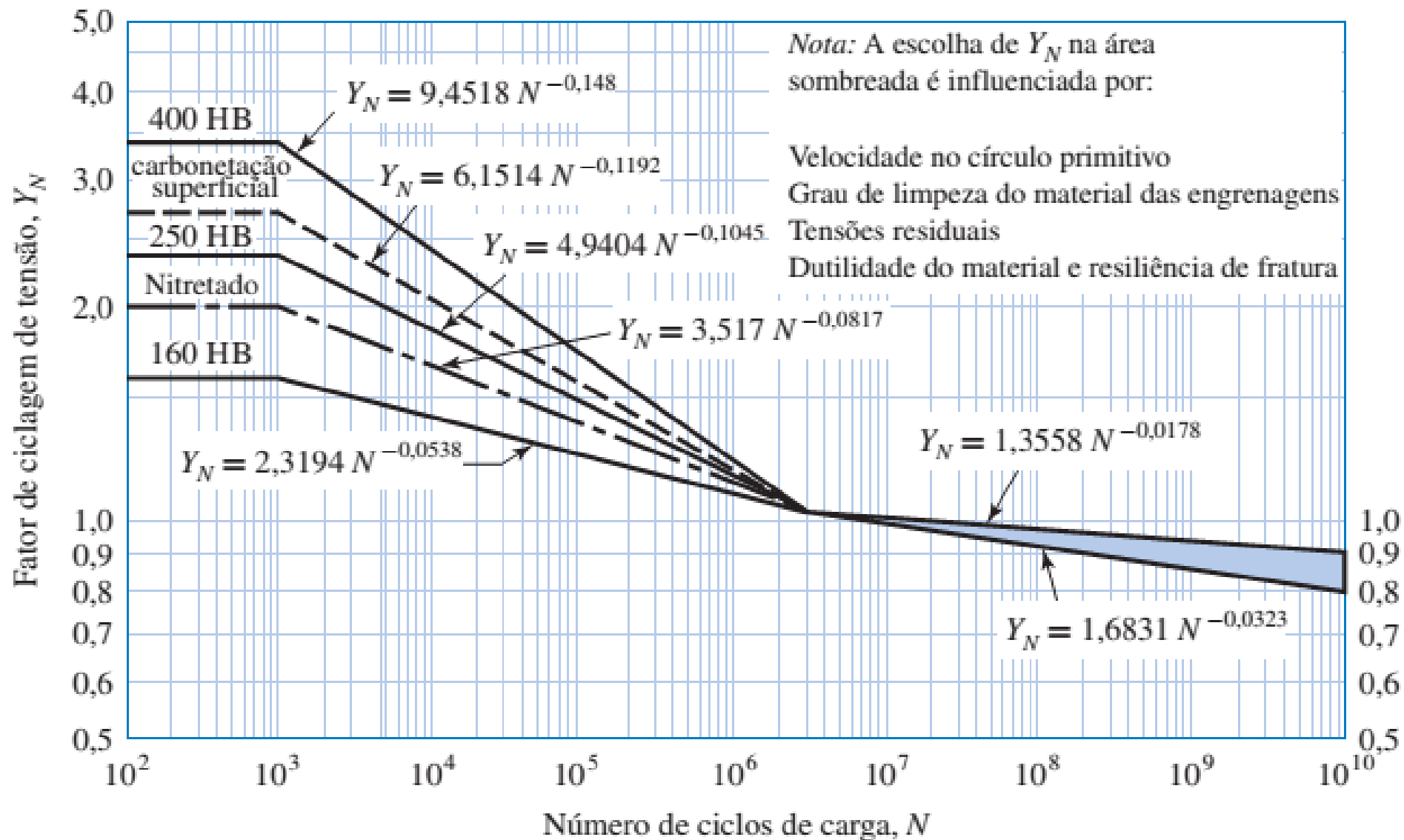


Figura 14-14 Fator de ciclagem de tensão Y_N para a resistência de flexão sob carregamento repetido.
 Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

Fator de Temperatura K_T (Y_θ)

- AGMA não estabelece valores para este fator.
- Para temperaturas até 250°F (120°C), $Y_\theta = 1$.

Fator de Confiabilidade K_R (Y_Z)

- Leva em conta distribuições estatísticas de falhas de fadiga do material.
- Não leva em conta variação de carga.
- Use Tabela 14–10
- Sendo a confiabilidade R altamente não-linear, use as expressões (14-38) para interpolação,

$$Y_Z = \begin{cases} 0.658 - 0.0759 \ln(1 - R) & 0.5 < R < 0.99 \\ 0.50 - 0.109 \ln(1 - R) & 0.99 \leq R \leq 0.9999 \end{cases} \quad (14-38)$$

Confiabilidade	(Y_Z)
----------------	-----------

0.9999	1.50
--------	------

0.999	1.25
-------	------

0.99	1.00
------	------

0.90	0.85
------	------

0.50	0.70
------	------

Tabela 14–10

AGMA - Tensões de Contato

$$\sigma_c = \begin{cases} C_p \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_m}{d_p F} \frac{C_f}{I}} & \text{(unidades dos sistema americano)} \\ Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}} & \text{(unidades SI)} \end{cases} \quad (14-16)$$

US	SI	
σ_c (lbf/pol ²)	σ_c (N/mm ²)	Tensão de contato
C_p ($\sqrt{\text{lbf/pol}^2}$)	Z_E ($\sqrt{\text{N/mm}^2}$)	Coefficiente elástico
C_f	Z_R	Fator de condição superficial
d_p (pol)	d_{w1}	Diâmetro primitivo do pinhão
I	Z_I	Fator geométrico para contato

Os demais parâmetros já foram definidos na equação de flexão.

Coeficiente Elástico - C_p (Z_E)

- Convertendo para termos das engrenagens, obtém-se a *tensão superficial de compressão (tensão de Hertz)*

$$\sigma_C^2 = \frac{W^t}{\pi F \cos \phi} \frac{1/r_1 + 1/r_2}{(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2} \quad (14-11)$$

- Localização crítica: linha primitiva, sendo

$$r_1 = \frac{d_P \sin \phi}{2} \quad r_2 = \frac{d_G \sin \phi}{2} \quad (14-12)$$

- Definindo *coeficiente elástico* do denominador da Eq. (14-11),

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_P^2}{E_P} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)}} \quad (14-13)$$

Tabela A-5 Constantes físicas de materiais

Tabela A-5 Constantes físicas de materiais.

Material	Módulo de elasticidade E		Módulo de rigidez G		Coeficiente de Poisson ν	Peso unitário w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/in ³	lbf/ft ³	kN/m ³
Alumínio (todas as ligas)	10,4	71,7	3,9	26,9	0,333	0,098	169	26,6
Berílio – cobre	18,0	124,0	7,0	48,3	0,285	0,297	513	80,6
Bronze	15,4	106,0	5,82	40,1	0,324	0,309	534	83,8
Aço carbono	30,0	207,0	11,5	79,3	0,292	0,282	487	76,5
Ferro fundido (cinza)	14,5	100,0	6,0	41,4	0,211	0,260	450	70,6
Cobre	17,2	119,0	6,49	44,7	0,326	0,322	556	87,3
Madeira de pinheiro (pseudotsuga)	1,6	11,0	0,6	4,1	0,33	0,016	28	4,3
Vidro	6,7	46,2	2,7	18,6	0,245	0,094	162	25,4
Inconel	31,0	214,0	11,0	75,8	0,290	0,307	530	83,3
Chumbo	5,3	36,5	1,9	13,1	0,425	0,411	710	111,5
Magnésio	6,5	44,8	2,4	16,5	0,350	0,065	112	17,6
Molibdênio	48,0	331,0	17,0	117,0	0,307	0,368	636	100,0
Metal de Monel	26,0	179,0	9,5	65,5	0,320	0,319	551	86,6
Níquel – prata	18,5	127,0	7,0	48,3	0,322	0,316	546	85,8
Aço níquel	30,0	207,0	11,5	79,3	0,291	0,280	484	76,0
Bronze – fósforo	16,1	111,0	6,0	41,4	0,349	0,295	510	80,1
Aço inoxidável (18-8)	27,6	190,0	10,6	73,1	0,305	0,280	484	76,0
Ligas de titânio	16,5	114,0	6,2	42,4	0,340	0,160	276	43,4

Coeficiente Elástico - C_p (Z_E)

- Obtido da Eq. (14-13) ou da Tabela 14-8.

$$Z_E = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_P^2}{E_P} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2} \quad (14-13)$$

Tabela 14-8 Coeficiente elástico C_p (Z_E), $\sqrt{\text{psi}}$ ($\sqrt{\text{MPa}}$).

Material do pinhão	Módulo de elasticidade do pinhão E_p psi (MPa)*	Material da coroa e módulo de elasticidade E_G , lbf/in ² (MPa)*					
		Aço	Ferro maleável	Ferro nodular	Ferro fundido	Bronze alumínio	Bronze estanho
		30×10^6 (2×10^5)	25×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	24×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	22×10^6 ($1,5 \times 10^5$)	$17,5 \times 10^6$ ($1,2 \times 10^5$)	16×10^6 ($1,1 \times 10^5$)
Aço	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	25×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	24×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	22×10^6 ($1,5 \times 10^5$)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronze alumínio	$17,5 \times 10^6$ ($1,2 \times 10^5$)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronze estanho	16×10^6 ($1,1 \times 10^5$)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fator de Condição da Superfície C_f (Z_R)

- Leva em conta defeitos no acabamento superficial
- Nenhum valor atualmente dado pela AGMA
- **Para engrenagens comerciais normais, $Z_R = 1$**

Fator Geométrico para Resistência ao Desgaste I (Z_I)

- Denominado pela AGMA de *fator geométrico de resistência ao crateramento*

$$Z_I = \begin{cases} \frac{\cos \phi_t \operatorname{sen} \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{engrenagens externas} \\ \frac{\cos \phi_t \operatorname{sen} \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{engrenagens internas} \end{cases} \quad (14-23)$$

razão de transmissão: $m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P}$ (14-22)

razão de compartilhamento de carga: **dentes retos** $m_N = 1$

dentes helicoidais $m_N = \frac{p_N}{0,95Z}$ (14-21)

passo normal de base: $p_N = p_n \cos \phi_n$ (14-24)

comprimento de ação transversal:

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{1/2} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{1/2} - (r_P + r_G) \operatorname{sen} \phi_t \quad (14-25)$$

raio de base: $r_b = r \cos \phi_t$ (14-26)

Tensão de Contato Admissível

$$\sigma_{c,adm} = \begin{cases} \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{K_T K_R} & \text{(unidades dos sistema americano)} \\ \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} & \text{(unidades SI)} \end{cases} \quad (14-18)$$

US	SI	
$\sigma_{c adm} (lbf/pol^2)$	$\sigma_{c adm} (N/mm^2)$	Tensão de contato admissível
$S_c (lbf/pol^2)$	$S_c (N/mm^2)$	Resistência à fadiga na compressão
Z_N		Fator de ciclagem para tensões de contato
C_H	Z_W	Fator de razão de dureza
K_T	Y_θ	Fator de temperatura
K_R	Y_Z	Fator de confiabilidade
S_H		Fator de segurança AGMA (razão de tensão)

Resistência à Fadiga de Contato - Engrenagens de Aço

S_c

Tabela 14-6 Resistência ao contato S_c aplicado repetidamente a 10^7 ciclos de carga com 0,99 de confiabilidade para engrenagens de aço.

Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de tensão de contato admissível, ² S_c , psi (σ_{HP} , MPa)		
			Grau 1	Grau 2	Grau 3
Aço ³	Endurecido ⁴ por completo	Ver Figura 14-5	Ver Figura 14-5	Ver Figura 14-5	—
	Endurecido por chama ⁵	50 HRC	170 000 (1172)	190 000 (1310)	—
	ou indução ⁵	54 HRC	175 000 (1206)	195 000 (1344)	—
	Carbonetado e endurecido ⁵	Ver Tabela 9*	180 000 (1240)	225 000 (1551)	275 000 (1896)
	Nitretado ⁵ (aços endurecidos por completo)	83.5 HR15N	150 000 (1035)	163 000 (1123)	175 000 (1206)
		84.5 HR15N	155 000 (1068)	168 000 (1158)	180 000 (1240)
2,5% de cromo (sem alumínio)	Nitretado ⁵	87.5 HR15N	155 000 (1068)	172 000 (1186)	189 000 (1303)
Nitralloy 135M	Nitretado ⁵	90.0 HR15N	170 000 (1172)	183 000 (1261)	195 000 (1344)
Nitralloy N	Nitretado ⁵	90.0 HR15N	172 000 (1186)	188 000 (1296)	205 000 (1413)
2,5% de cromo (sem alumínio)	Nitretado ⁵	90.0 HR15N	176 000 (1213)	196 000 (1351)	216 000 (1490)

Resistência à Fadiga de Contato - S_c Engrenagens de Ferro Fundido e Bronze

Tabela 14-7 Resistência de contato S_c correspondente a 10^7 ciclos de carga aplicada repetidamente com 0,99 de confiabilidade para engrenagens de ferro e bronze.

Material	Designação do material ¹	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima típica ²	Número de tensão de contato admissível, ³ S_c , psi (σ_{HP} , MPa)
Ferro fundido cinza ASTM A48	Classe 20	Como fundido	–	50 000–60 000 (344–415)
	Classe 30	Como fundido	174 HB	65 000–75 000 (448–517)
	Classe 40	Como fundido	201 HB	75 000–85 000 (517–586)
Ferro dúctil (nodular) ASTM A536	Grau 60–40–18	Recozido	140 HB	77 000–92 000 (530–634)
	Grau 80–55–03	Temperado e revenido	179 HB	77 000–92 000 (530–634)
	Grau 120–90–02	Temperado e revenido	229 HB	92 000–112 000 (634–772)
Bronze	–	Fundido em areia	Resistência à tração mínima 40 000 psi	30 000 (206)
	ASTM B–148 Liga 954	Tratado termicamente	Resistência à tração mínima 90 000 psi	65 000 (448)

Resistência à Fadiga de Contato - S_c Engrenagens de Aço Endurecidas por Completo

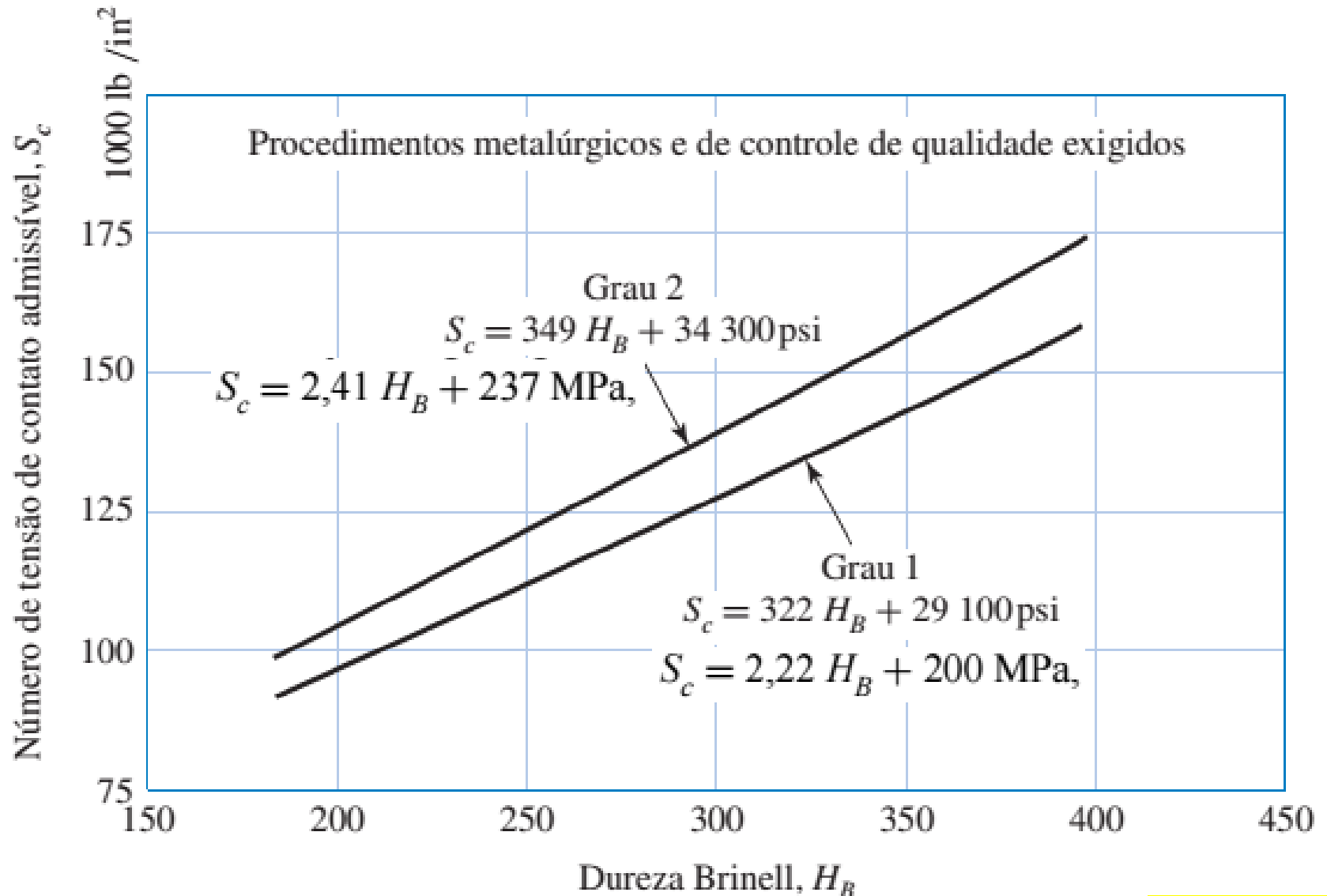


Figura 14-5 Resistência à fadiga de contato S_c a 10^7 ciclos e com 0,99 de confiabilidade para engrenagens de aço endurecidas por completo.

Fig. 14-5

Fator de Ciclagem para Tensões de Contato - Z_N

- Resistências AGMA são para 10^7 ciclos
- Leva em conta outros ciclos de projeto
- Fig. 14–15 fornece Z_N para tensões de contato

Fator de Ciclagem para tensões de contato - Z_N

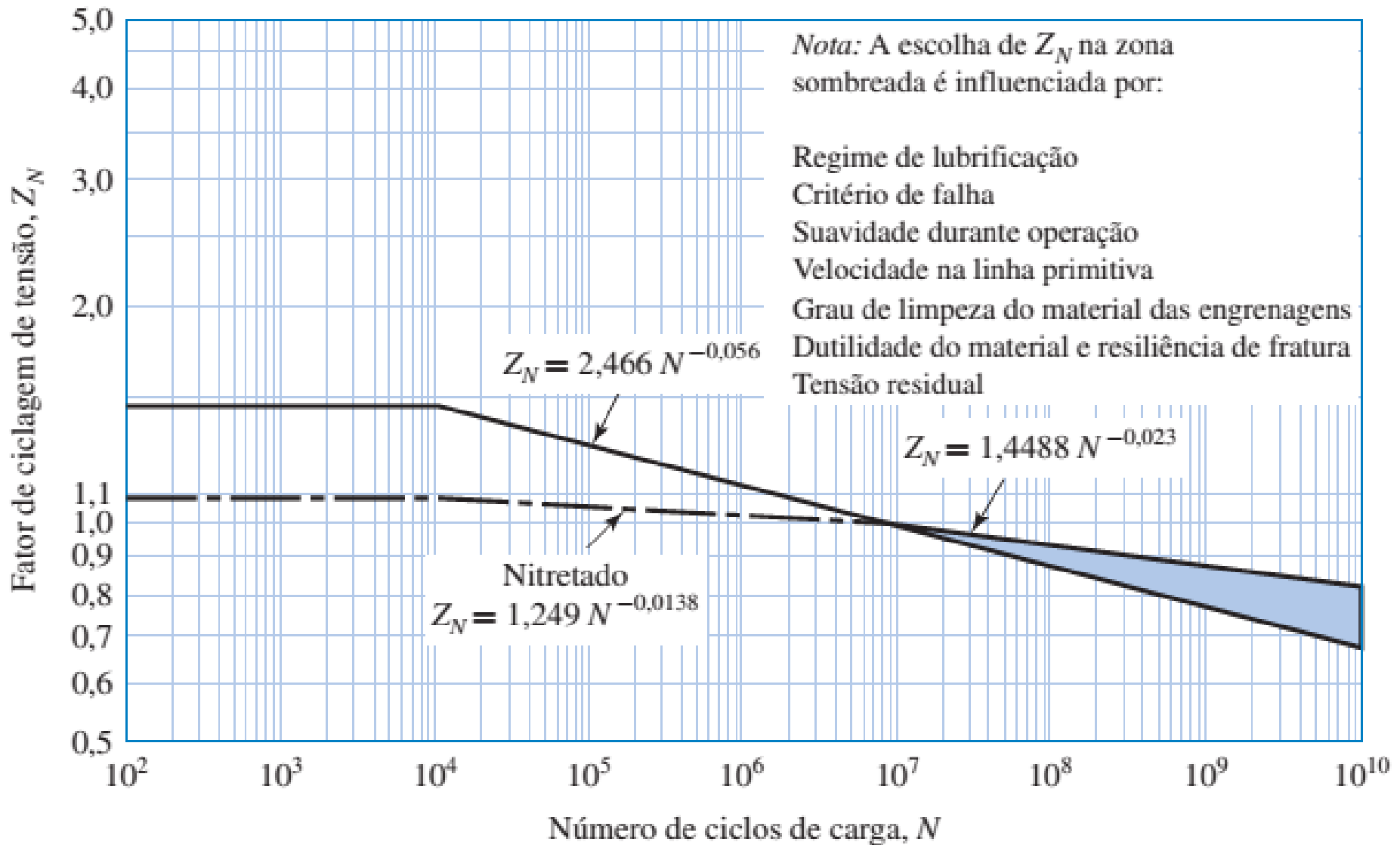


Figura 14-15 Fator de ciclagem de tensão para a resistência ao crateramento, Z_N . Fonte: ANSI/AGMA 2001-D04.

Fator de Razão de Dureza - C_H (Z_W)

- Uma vez que o pinhão é submetido a mais ciclos do que a coroa, muitas vezes é endurecido mais do que a coroa.
- Leva em conta a diferença entre a dureza do pinhão e da coroa.
- **Z_W é aplicado somente à coroa e $Z_W = 1$ para o pinhão.**
- Para a coroa,

$$Z_W = 1,0 + A'(m_G - 1,0) \quad (14-36)$$

$$A' = 8,98(10^{-3}) \left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8,29(10^{-3}) \quad 1,2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1,7$$

$$A' = 0 \quad \frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1,2,$$

$$A' = 0,00698 \quad \frac{H_{BP}}{H_{BG}} > 1,7$$

- Eq. (14-36) é apresentada na Fig. 14-12 na forma de gráfico.

Fator de Razão de Dureza - C_H (Z_W)

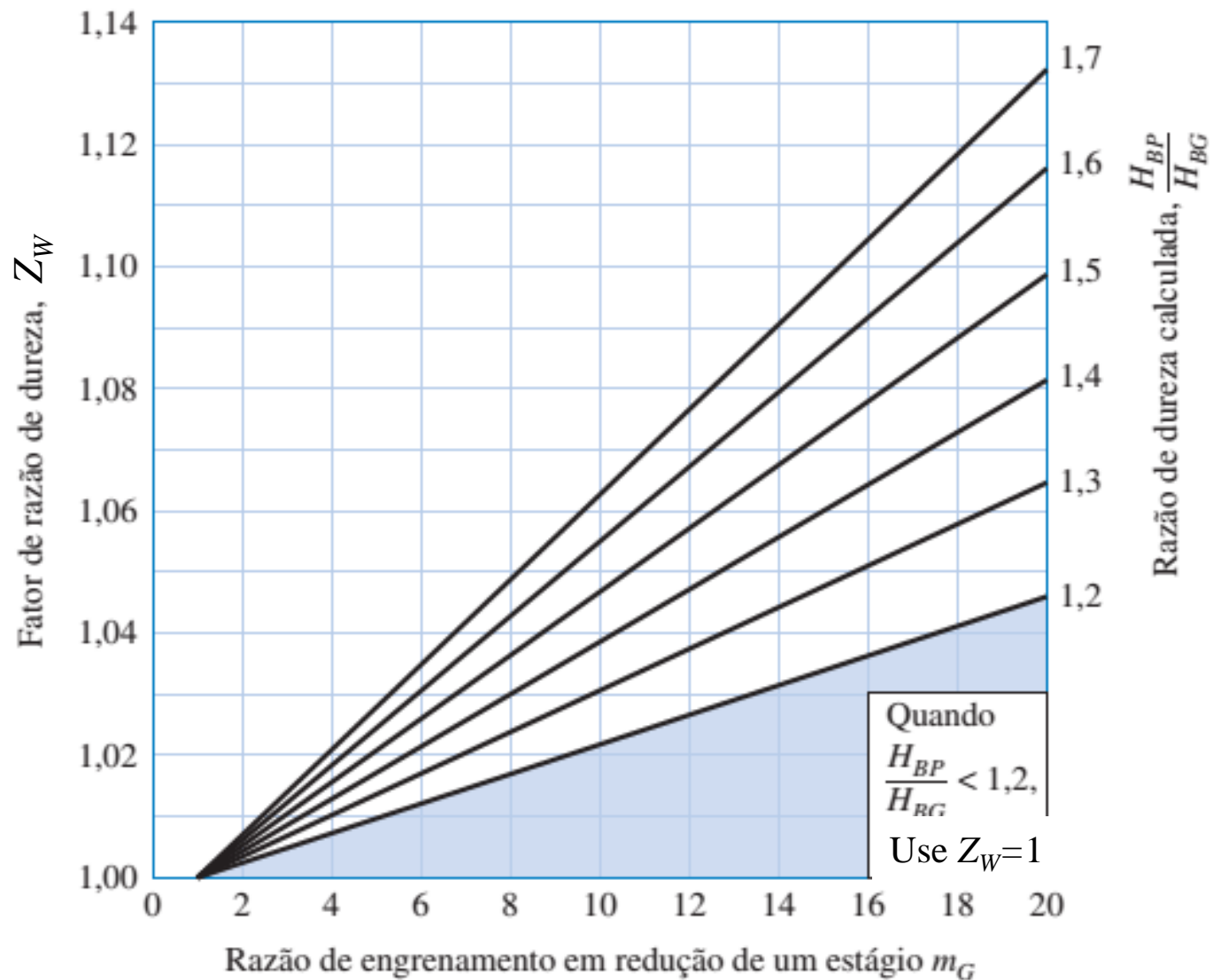


Figura 14-12 Fator de razão de dureza Z_W (aço endurecido por completo)

Fator de Razão de Dureza - C_H (Z_W)

- Pinhões com superfície endurecida a 48 Rockwell C ou maior, engrenados com engrenagens endurecidas por completo, causam encruamento na coroa. Neste caso

$$Z_W = 1 + B'(450 - H_{BG}) \quad (14-37)$$

$$B' = 0,00075e^{-0,0112 f_p}$$

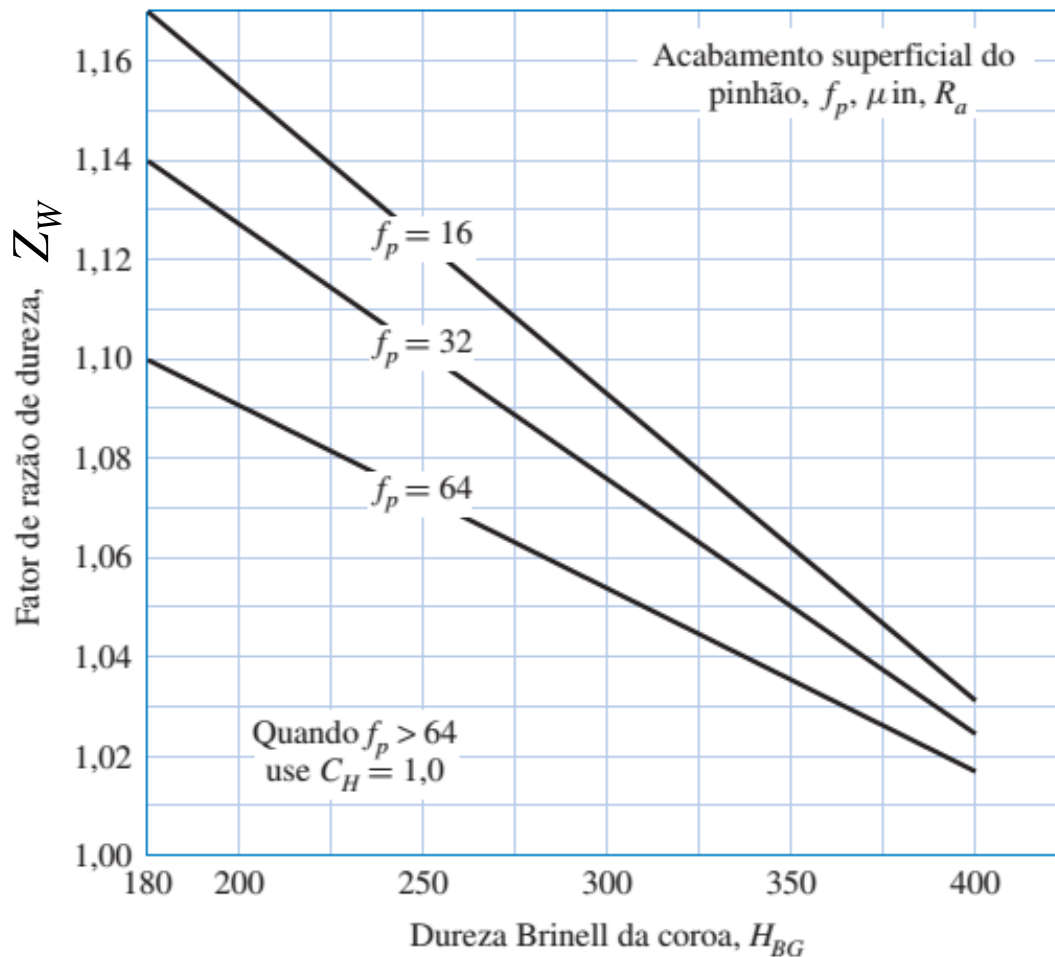


Fig. 14-13

Fator de Temperatura K_T (Y_θ)

- AGMA não estabelece valores para este fator.
- Para temperaturas até 250°F (120°C), $Y_\theta = 1$.

Fator de Confiabilidade K_R (Y_Z)

- Leva em conta distribuições estatísticas de falhas de fadiga do material.
- Não leva em conta variação de carga.
- Use Tabela 14–10
- Sendo a confiabilidade R altamente não-linear, use as expressões (14-38) para interpolação,

$$Y_Z = \begin{cases} 0.658 - 0.0759 \ln(1 - R) & 0.5 < R < 0.99 \\ 0.50 - 0.109 \ln(1 - R) & 0.99 \leq R \leq 0.9999 \end{cases} \quad (14-38)$$

Confiabilidade	(Y_Z)
----------------	-----------

0.9999	1.50
--------	------

0.999	1.25
-------	------

0.99	1.00
------	------

0.90	0.85
------	------

0.50	0.70
------	------

Tabela 14–10

Fatores de Segurança S_F e S_H

- Incluídos como fatores de projeto nas equações das resistências
- Podem ser calculados e usados como fator de segurança.

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma} = \frac{\text{resistência à flexão corrigida por completo}}{\text{tensão de flexão}} \quad (14-41)$$

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H / (K_T K_R)}{\sigma_c} = \frac{\text{resistência de contato corrigida por completo}}{\text{tensão de contato}} \quad (14-42)$$

- Ou podem ser igualados à unidade e utilizar a solução pelo fator de segurança tradicional $n = \sigma_{\text{all}} / \sigma$

Comparação dos Fatores de Segurança

- A tensão de flexão é linear com a força transmitida.
- A tensão de contato não é linear com a força transmitida.
- Para comparar os fatores de segurança dos diferentes modos de falha, para determinar qual deles é o crítico,
 - Compare S_F com S_H^2 para contato linear ou helicoidal
 - Compare S_F com S_H^3 para contato esférico

Sumário para flexão do dente

Fig. 14-17

FLEXÃO DE ENGRENAGEM DE DENTES RETOS Com base na ANSI/AGMA 2001-D04 (unidades do sistema americano)

$$d_p = \frac{N_p}{P_d}$$

$$V = \frac{\pi d n}{12}$$

$$W' = \frac{33\,000 H}{V}$$

$$\sigma = W' K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J}$$

1 [ou Equação (a), Seção 14-10]; p. 742, 743

Equação (14-30); p. 743

Equação (14-40); p. 748

Figura 14-6; p. 737

Equação (14-27); p. 740

Tabela abaixo

Tabela de fatores de sobrecarga, K_o

Máquina acionada

Fonte de potência	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque leve	1,25	1,50	2,00
Choque médio	1,50	1,75	2,25

$0,99(S_t)_{10^7}$ Tabelas 14-3, 14-4; p. 732

Equação de resistência de endurance de flexão de engrenagem Equação (14-17)

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R}$$

Figura 14-14; p. 747

Tabela 14-10, Equação (14-38); p. 747, 748

1 se $T < 250^\circ\text{F}$

Fator de segurança de flexão Equação (14-41)

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma}$$

Lembre-se de comparar S_F com S_H^2 ao decidir se a flexão ou o desgaste é o fator de risco para o funcionamento. Para engrenagens com coroa, compare S_F com S_H^3 .

Sumário para desgaste superficial

Fig. 14–18

DESGASTE DE ENGRENAGENS DE DENTES RETOS

Com base no ANSI/AGMA 2001-D04 (unidades do sistema americano)

$$d_p = \frac{N_p}{P_d} \quad V = \frac{\pi d n}{12}$$

$$W' = \frac{33\,000 H}{V}$$

$$\sigma_c = C_p \left(W' K_o K_v K_s \frac{K_m}{d_p F} \frac{C_f}{I} \right)^{1/2}$$

Equação para a tensão de contato de engrenagens Equação (14-16)

Equação (14-13), Tabela 14-8; p. 727, 741

Equação (14-27); p. 740

Tabela de fatores de sobrecarga, K_o

1 [ou Equação (a), Seção 14-10]; p. 742, 743

Equação (14-30); p. 743

Equação (14-23); p. 737

Equação (14-27); p. 740

Tabela abaixo

$$\sigma_{c,adm} = \frac{S_c Z_N C_H}{S_H K_T K_R}$$

Resistência de enduração de contato de engrenagens Equação (14-18)

$0,99(S_c)_{10^7}$ Tabelas 14-6, 14-7; p. 734, 735

Figura 14-15; p. 747

Seção 14-12, apenas engrenagem (coroa); p. 744, 745, 746

Tabela 14-10, Equação (14-38); p. 747, 748

1 se $T < 250^\circ F$

Fator de segurança para desgaste Equação (14-42)

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H / (K_T K_R)}{\sigma_c}$$

Apenas engrenagem (coroa)

Lembre-se de comparar S_F com S_H^2 ao decidir se a flexão ou o desgaste é o fator de risco para o funcionamento. Para engrenagens com coroa, compare S_F com S_H^3 .

Máquina acionada

Fonte de potência	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choques leves	1,25	1,50	2,00
Choques médios	1,50	1,75	2,25

Exemplo 14-4-SI

Exemplo 14-4 no SI

Um pinhão cilíndrico de dentes retos com 17 dentes, ângulo de pressão de 20 graus, roda a 1800 rpm e transmite 3 kW a uma engrenagem de disco de 52 dentes. O módulo normal é 2,5 mm, a largura de face é 38 mm e o padrão de qualidade é 6. As engrenagens são montadas entre mancais imediatamente adjacentes. O pinhão é feito de aço Grau 1 com dureza superficial de 240 Brinell e núcleo totalmente endurecido. A coroa é de aço Grau 1, também endurecida por completo, com dureza Brinell de 200 Brinell para ambos, superfície e núcleo. O coeficiente de Poisson vale 0,3, os fatores geométricos para flexão valem $Y_{JP}=0,3$ e $Y_{JG}=0,4$ e o módulo de Young vale 207 GPa. Assuma uma vida para o pinhão de 10^8 ciclos e confiabilidade de 0,90. Utilize $Y_N=1,3558N^{-0,0178}$ e $Z_N=1,4488N^{-0,023}$. O perfil do dente é sem coroamento. Trata-se de uma unidade redutora de engrenagem comercial fechada.

- Encontre o fator de segurança das engrenagens em flexão.
- Encontre o fator de segurança das engrenagens com relação ao desgaste.
- Examinando os fatores de segurança, identifique a ameaça para o engrenamento

montagem := "entre mancais imediatamente adjacentes, sem ajuste na montagem"

aro := "sem aro"

temperatura := "<120 C"

acabamento_superficial := "engrenagem comercial normal"

montagem := "entre mancais imediatamente adjacentes, sem ajuste na montagem"

aro := "sem aro"

temperatura := "<120 C"

acabamento_superficial := "engrenagem comercial normal"

número de dentes do pinhão:

$$N_P := 17$$

ângulo de pressão:

$$\varphi_t := 20 \text{ deg}$$

rotação do pinhão:

$$n_P := 1800 \text{ rpm}$$

potência:

$$H := 3 \text{ kW}$$

número de dentes da coroa:

$$N_G := 52$$

módulo transversal:

$$m_t := 2,5 \text{ mm}$$

largura:

$$b := 38 \text{ mm}$$

índice de qualidade:

$$Q_V := 6$$

material_pinhao := "aço Grau 1"

dureza superficial do pinhão: $HB_P := 240$

tratamento_pinhao := "totalmente endurecido"

material_coroa := "aço Grau 1"

dureza superficial da coroa: $HB_G := 200$

tratamento_coroa := "totalmente endurecido"

coeficiente de Poisson:

$$\nu_P := 0,3$$

$$\nu_G := 0,3$$

módulo de elasticidade:

$$E_P := 207 \text{ GPa}$$

$$E_G := 207 \text{ GPa}$$

fonte_de_potencia := "suave"

maquina_acionada := "uniforme"

vida para o pinhão:

$$N_{CP} := 10^8$$

confiabilidade:

$$R := 0,9$$

fator de ciclagem para resistência à fleção:

$$Y_N = 1,3558 \cdot N^{-0,0178}$$

fator de ciclagem para resistência ao desgaste:

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023}$$

coroamento := "sem coroa"

construcao := "unidade redutora comercial fechada"

CÁLCULO DA TENSÃO DE FLEXÃO DE TRABALHO:

diâmetros primitivos:

$$d_P := m_t \cdot N_P = 42,5 \text{ mm}$$

$$d_G := m_t \cdot N_G = 130 \text{ mm}$$

velocidade tangencial:

$$V := \frac{d_P}{2} \cdot n_P = 4,01 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

força tangencial:

$$W_t := \frac{H}{V} = 748,96 \text{ N}$$

fator de sobrecarga (tabela):

fonte_de_potencia = "suave"

$$K_o := 1$$

maquina_acionada = "uniforme"

fator dinâmico (eq. 14-27):

$$B := 0,25 \cdot \sqrt[3]{(12 - Q_v)^2} = 0,8255$$

$$A := 50 + 56 \cdot (1 - B) = 59,7730$$

$$K_v := \left(\frac{A + \sqrt[3]{200 \cdot \frac{V}{\frac{\text{m}}{\text{s}}}}}{A} \right)^B = 1,3771$$

velocidade tangencial máxima:

$$V_{max} := \frac{(A + (Q_v - 3))^2}{200} \frac{\text{m}}{\text{s}} = 19,702 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V = 4,006 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

fator de tamanho: Para engrenagens métricas padronizadas

$$K_s := 1$$

fator de distribuição de carga:

fator de correção de carga (Eq. 14-31):

$$\text{coroamento} = \text{"sem coroa"} \quad C_{mc} := 1$$

fator de proporção do pinhão (Eq. 14-32):

$$b = 38 \text{ mm} \quad \frac{b}{d_p} = 0,89 \quad C_{pf} := \frac{b}{10 \cdot d_p} - 0,0375 + 4,92 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{b}{\text{mm}} = 0,0706$$

modificador de proporção do pinhão (Eq. 41-33):

$$C_{pm} := 1$$

montagem = "entre mancais imediatamente adjacentes, sem ajuste na montagem"

fator de alinhamento (Eq. 14-34):

$$\text{construcao} = \text{"unidade redutora comercial fechada"} \quad A := 0,127$$

$$B := 0,0158$$

$$C := -0,930 \cdot 10^{-4}$$

$$C_{ma} := A + B \cdot \frac{b}{\text{in}} + C \cdot \left(\frac{b}{\text{in}} \right)^2 = 0,1504$$

fator de correção do alinhamento (Eq. 14-35):

$$C_e := 1$$

montagem = "entre mancais imediatamente adjacentes, sem ajuste na montagem"

fator de distribuição de carga (Eq. 14-30)

$$K_H := 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1,221$$

fator de espessura do aro (Eq. 14-40): $aro = \text{"sem aro"}$ $K_B := 1$

fator geométrico (Fig. 14-6): $N_P = 17$ $N_G = 52$ $Y_{JP} := 0,295$

$N_G = 52$ $N_P = 17$ $Y_{JG} := 0,39$

tensão de flexão (Eq. 14-15)

$$\sigma_{fP} := W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{b \cdot m_t} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_{JP}} = 44,94 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fG} := W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{b \cdot m_t} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_{JG}} = 33,99 \text{ MPa}$$

CÁLCULO DA TENSÃO DE FLEXÃO ADMISSÍVEL:

resistência à flexão (Fig. 14-2):

$material_pinhao = "aço\ Grau\ 1"$

$tratamento_pinhao = "totalmente\ endurecido"$

$HB_P = 240$

$$S_{tP} := (0,533 \cdot HB_P + 88,3) \text{ MPa} = 216,22 \text{ MPa}$$

$material_coroa = "aço\ Grau\ 1"$

$tratamento_coroa = "totalmente\ endurecido"$

$HB_G = 200$

$$S_{tG} := (0,533 \cdot HB_G + 88,3) \text{ MPa} = 194,9 \text{ MPa}$$

fator de cilclagem (Fig. 14-14):

$$N_{cP} = 1 \cdot 10^8$$

$$Y_{NP} := 1,3558 \cdot N_{cP}^{-0,0178} = 0,977$$

$$N_{cG} := N_{cP} \cdot \frac{N_P}{N_G} = 3,27 \cdot 10^7$$

$$Y_{NG} := 1,3558 \cdot N_{cG}^{-0,0178} = 0,996$$

fator de temperatura: $temperatura = "<120\ C"$ $Y_\theta := 1$

fator de confiabilidade (Tab. 14-10): $R = 0,9$ $Y_Z := 0,85$

tensão de flexão admissível (Eq. 14-17):

$$\sigma_{fadmP} := S_{tP} \cdot \frac{Y_{NP}}{Y_\theta \cdot Y_Z} = 248,47 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fadmG} := S_{tG} \cdot \frac{Y_{NG}}{Y_\theta \cdot Y_Z} = 228,47 \text{ MPa}$$

CÁLCULO DA TENSÃO DE CONTATO DE TRABALHO

coeficiente elástico (Tab. 14-8 ou Eq. 14-13):

$$\text{material_pinhao} = \text{"aço Grau 1"} \quad \nu_P = 0,3 \quad E_P = 207 \text{ GPa}$$

$$\text{material_coroa} = \text{"aço Grau 1"} \quad \nu_G = 0,3 \quad E_G = 207 \text{ GPa}$$

$$Z_E := \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_P^2}{E_P} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)}} = 190,27 \sqrt{\text{MPa}}$$

fator de condição da superfície: para engrenagens normais $Z_R := 1$

fator geométrico para desgaste (Eq. 14-23):

$$\text{razão de engrenamento: } m_G := \frac{N_G}{N_P} = 3,06$$

$$\text{razão de compartilhamento de carga: } m_N := 1$$

$$\text{fator geométrico para desgaste: } Z_I := \frac{\cos(\varphi_t) \cdot \sin(\varphi_t)}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = 0,12$$

tensão de contato de trabalho:

$$\sigma_{cP} := Z_E \cdot \sqrt{W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_H}{d_P \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{Z_I}} = 482,83 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cG} := Z_E \cdot \sqrt{W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_H}{d_P \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{Z_I}} = 482,83 \text{ MPa}$$

CÁLCULO DA TENSÃO DE CONTATO ADMISSÍVEL:

resistência ao contato (Fig. 14-5):

material_pinhao = "aço Grau 1"

tratamento_pinhao = "totalmente endurecido"

$HB_P = 240$

$$S_{cP} := (2,22 \cdot HB_P + 200) \text{ MPa} = 732,8 \text{ MPa}$$

material_coroa = "aço Grau 1"

tratamento_coroa = "totalmente endurecido"

$HB_G = 200$

$$S_{cG} := (2,22 \cdot HB_G + 200) \text{ MPa} = 644 \text{ MPa}$$

fator de cilclagem (Fig. 14-15):

$$N_{cP} = 1 \cdot 10^8 \quad Z_{NP} := 1,4488 \cdot N_{cP}^{-0,023} = 0,948$$

$$N_{cG} := N_{cP} \cdot \frac{N_P}{N_G} = 3,27 \cdot 10^7 \quad Z_{NG} := 1,4488 \cdot N_{cG}^{-0,023} = 0,973$$

fator de razão de dureza (Eq. 14-36):

pinhão: $Z_{WP} := 1$

coroa: $\frac{HB_P}{HB_G} = 1,2$

$$A' := 8,98 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{HB_P}{HB_G} - 8,29 \cdot 10^{-3} = 0,0025$$

$$Z_{WG} := 1 + A' \cdot (m_G - 1) = 1,005$$

tensão de contato admissível:

$$\sigma_{cadmP} := S_{cP} \cdot \frac{Z_{NP} \cdot Z_{WP}}{Y_\theta \cdot Y_Z} = 817,66 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cadmG} := S_{cG} \cdot \frac{Z_{NG} \cdot Z_{WG}}{Y_\theta \cdot Y_Z} = 741,07 \text{ MPa}$$

CÁLCULO DO FATOR DE SEGURANÇA PARA FLEXÃO

fator de segurança para flexão:

$$S_{FP} := \frac{\sigma_{fadmP}}{\sigma_{fP}} = 5,53$$

$$S_{FG} := \frac{\sigma_{fadmG}}{\sigma_{fG}} = 6,72$$

CÁLCULO DO FATOR DE SEGURANÇA PARA CONTATO

fator de segurança para contato:

$$S_{HP} := \frac{\sigma_{cadmP}}{\sigma_{cP}} = 1,69$$

$$S_{HP}^2 = 2,87$$

$$S_{HG} := \frac{\sigma_{cadmG}}{\sigma_{cG}} = 1,53$$

$$S_{HG}^2 = 2,36$$

Exemplo 14-5-SI

Exemplo 14-5 no SI

Um pinhão cilíndrico helicoidal com 17 dentes, ângulo de pressão de 20 graus, com um ângulo de hélice de 30 graus, roda a 1800 rpm e transmite 3 kW a uma engrenagem de disco helicoidal de 52 dentes. O módulo normal é 2,5 mm, a largura de face é 38 mm e o padrão de qualidade é 6. As engrenagens são montadas entre mancais imediatamente adjacentes. O pinhão e a coroa são fabricados em aço endurecido por completo, com dureza superficial e de núcleo de 240 Brinell no pinhão e 200 Brinell na coroa. A transmissão é suave, conectando um motor elétrico a uma bomba centrífuga.

Considere uma vida para o pinhão de 10^8 ciclos e confiabilidade de 0,90. Utilize as curvas superiores nas Figuras 14-14 e 14-15.

- (a) Encontre o fator de segurança das engrenagens em flexão.
- (b) Encontre o fator de segurança das engrenagens com relação ao desgaste.
- (c) Examinando os fatores de segurança, identifique o risco para cada engrenagem e para o engrenamento.