



ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Introdução aos Elementos de Máquinas

PMR 3307 – A24

Projeto de engrenagens Dimensionamento AGMA

Exercício orientado

2023.2



ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Projeto segundo a AGMA

Exercício

Dimensionamento das engrenagens de um Redutor



4

PMR-3307



ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Projeto segundo a AGMA

Exercício

Observação

Referência: Capítulos 13, 14 e 15 do Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition, McGraw-Hill Primis, 2006



ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Projeto segundo a AGMA

Exercício

Dimensionamento das engrenagens de um Redutor



3

PMR-3307



ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

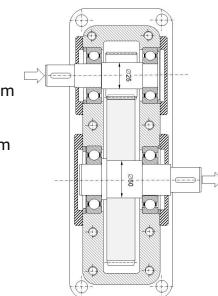
Projeto segundo a AGMA

Exercício

O projeto simplificado de um redutor de um estágio é apresentado na figura abaixo

Dados operacionais:

- Relação de redução de 1:3
- Potência transmitida (H): 4,0 kW a 1.850 rpm
- A redução é feita com um único par de engrenagens, ambas montadas centradas em eixos curtos, suportados por mancais de elementos rolantes.
- O sistema operará enclausurado com carregamento suave, sem choque



PMR-3307



ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Projeto segundo a AGMA

Exercício

Dados: **Pinhão**

⇒ cilíndrico de dentes retos

⇒ comercial, fabricado por geração e acabamento convencional (não são retificados)

⇒ **Módulo 4**

A norma DIN 780 - Módulos (m) normalizados

0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
1	1,25	1,50	1,75			
2	2,25	2,50	2,75			
3	3,25	3,50	3,75			
4	4,5					
5	5,5					
6	6,5					
7	8	9				
10	11	12	13	14	15	16
20	22	24	27	30	33	36
50	55	60	65	70	75	

Esse é um valor definido pelo projetista, pode ser modificado em função das restrições dimensionais do projeto ou falta de resistência para suportar os esforços

7

PMR-3307



ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Projeto segundo a AGMA

Exercício

Dados: **Pinhão**

⇒ cilíndrico de dentes retos

⇒ comercial, fabricado por geração e acabamento convencional (não são retificados)

⇒ **Módulo 4**

⇒ **ângulo de pressão de 20°**

Ângulos de pressão Normalizados

14,5° - 17,5° - 20° - 22,5° - 25°

8

PMR-3307



ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Projeto segundo a AGMA

Exercício

Dados: **Pinhão**

⇒ cilíndrico de dentes retos

⇒ comercial, fabricado por geração e acabamento convencional (não são retificados)

⇒ **Módulo 4**

⇒ **ângulo de pressão de 20°**

⇒ **12 dentes**

$$Z_{\min} = \frac{2}{\sin \alpha_0}$$

Número de dentes do pinhão	Número de dentes da engrenagem					
	0	5	10	15	20	25
8					12	34
9						
10					12	33
11					23	93
12	16	17	20	27	50	57
13						
14	26	27	34	53	207	*
15	45	49	69	181	*	
16	101	121	287	96		
17	*	*	*	*		

Número mínimo de dentes para evitar problemas de interferência

9

PMR-3307

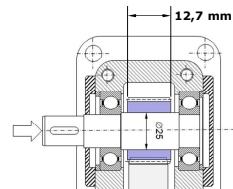


Projeto segundo a AGMA

Exercício

Dados: **Pinhão**

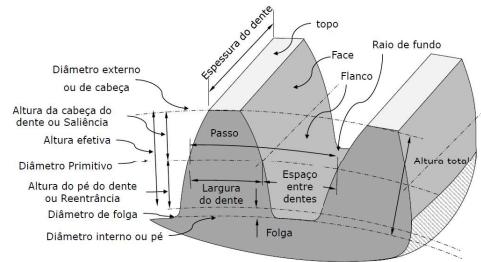
- ✓ cilíndrico de dentes retos
- ✓ comercial, fabricado por geração e acabamento convencional (não são retificados)
- ✓ **Módulo 4**
- ✓ ângulo de pressão de 20°
- ✓ 12 dentes
- ✓ espessura do dente de 12,7 mm
- ✓ grau de qualidade (Qv) 8
- ✓ fabricado em aço grau 1
- ✓ material: ANSI 1045
- ✓ dureza integral de 84 HB
- ✓ relação de Poisson é 0,29
- ✓ Módulo de Young: 206 Gpa
- ✓ O perfil dos dentes é sem coroa



Projeto segundo a AGMA

Exercício

➤ Definindo a geometria do pinhão e da engrenagem



Norma ISO

	p/ Pinhão	p/ Engrenagem
Z	$Z_1 = 12$ dentes	$Z_2 = 36$ dentes
m	Normalizados	Normalizados
t_0	$t_0 = s_0 + l_0$	$t_0 = s_0 + l_0$
s_0	$s_0 = (\pi/2) * m$	$s_0 = (\pi/2) * m$
l_0	$l_0 = (\pi/2) * m$	$l_0 = (\pi/2) * m$
d_0	$d_0 = m * Z$	$d_0 = m * Z$
a_0	$a_0 = (d_0 + d_0)/2$	$a_0 = (d_0 + d_0)/2$
h	$h = h_k + h_f + s_k$	$h = h_k$
h_k	$h_k = m$	$h_f = 1,25 * m$
h_f	$h_f = 1,25 * m$	$h = h_k + h_f$
h_z	$h_z = 2,25 * m$	$h_z = h_k + h_f$
S_k	$S_k = d_0 - (h_f + d_f)$	$d_k = d_k + 2 * m$
d_k	$d_k = d_0 + 2 * m = m * (Z + 2)$	$d_f = d_k - 2 * s_k$
d_f	$d_f = d - 2,5m$	$d_g = d_f - 2 * s_k$
d_g	$d_g = d * \cos \phi$	$d_g = d_g$
ϕ	$\phi = 20^\circ$	Normalizados
i	$i = Z_2/Z_1 = \omega_1/\omega_2$	$i = Z_2/Z_1$
t_e	$t_e = m * \pi * \cos \alpha_0$	$t_e = s_0 + l_0$
ϵ	$\epsilon = \frac{\sqrt{R_{a1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{a2}^2 - R_{b2}^2} - 2s_k \sin \alpha_0}{m * \cos \alpha_0}$	
α_0	$\alpha_0 = 20^\circ$	
i	$i = 3$	
t_e	$t_e = s_0 + l_0$	
ϵ	$\epsilon = 12,7$ mm	



Projeto segundo a AGMA

Exercício

Primeiro passo: Definir a geometria do pinhão e da engrenagem

Dados:

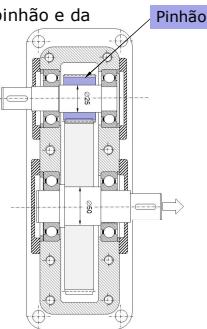
⇒ Relação de redução de 1:3

⇒ Módulo 4

⇒ 12 dentes no pinhão

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow 3 = \frac{Z_2}{12} \Rightarrow 3 * 12 = Z_2 = 36$$



Projeto segundo a AGMA

Exercício

Norma ISO

Número de dentes	Z	$Z = d_0/m$
Módulo	m	$m = d_0/Z$
Passo	t_0	$t_0 = d_0/Z$
Largura do dente	s_0	$t = (\pi/2) * m$
Espaço entre dentes	l_0	$l_0 = t_0/2 = (m, \pi, \cos \alpha_0)/2 = t_0 - t$
Diâmetro primitivo	d_0	$d_0 = m * Z$
Distância entre centros	a_0	$a_0 = m * (Z_1 + Z_2)/2$
Altura comum do dente	h	$h = h_k + h_f + s_k$
Altura da cabeça do dente	h_k	$h_k = m$
Altura do pé do dente	h_f	$h_f = 1,25 * m$
Altura do dente / efetiva	h_z	$h_z = 2,25 * m$
folga	S_k	$S_k = d_0 - (h_f + d_f)$
Diâmetro externo	d_k	$d_k = d_0 + 2 * m = m * (Z + 2)$
Diâmetro do pé do dente	d_f	$d_f = d - 2,5m$
Diâmetro de base	d_g	$d_g = d * \cos \phi$
Ângulo de pressão	ϕ	$\phi = 20^\circ$
Relação de transmissão	i	$i = Z_2/Z_1 = \omega_1/\omega_2$
passo na linha de engrenamento	t_e	$t_e = m * \pi * \cos \alpha_0$
Grau de recobrimento	ϵ	$\epsilon = \frac{\sqrt{R_{a1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{a2}^2 - R_{b2}^2} - 2s_k \sin \alpha_0}{m * \cos \alpha_0}$

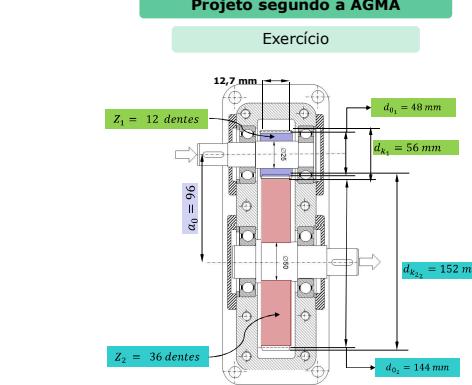


Projeto segundo a AGMA

Exercício

Projeto segundo a AGMA

Exercício



Projeto segundo a AGMA

Exercício

Dados: **Engrenagem**

✓ cilíndrica de dentes retos

✓ comercial, fabricado por geração e acabamento convencional (não são retificados)

✓ **Módulo 4**

✓ ângulo de pressão de 20°

✓ dentes

✓ espessura do dente de 12,7 mm

✓ grau de qualidade (Qv) 8

✓ fabricado em aço grau 1

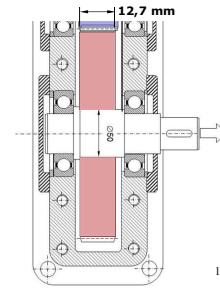
✓ material: ANSI 1045

✓ dureza integral de 84 HB

✓ relação de Poisson é 0,29

✓ Módulo de Young: 206 Gpa

✓ O perfil dos dentes é sem coroa



Projeto segundo a AGMA

Exercício

➤ Definindo a geometria do pinhão e da engrenagem

Dados:

⇒ Relação de redução de 1:3

⇒ Módulo 4

⇒ $Z_1 = 12$ dentes

⇒ $Z_2 = 36$ dentes

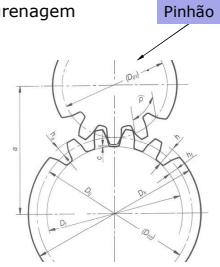
Cálculo do diâmetro primitivo

$$d_0 = m * Z$$

p/ Pinhão **p/ Engrenagem**

$$d_{01} = 4 * 12 \quad d_{02} = 4 * 36$$

$$d_{01} = 48 \text{ mm} \quad d_{02} = 144 \text{ mm}$$



Trabalhando com a Equação AGMA

➤ As equações de Lewis/Barth são a base do sistema AGMA

$$\sigma = K_V \frac{W_t}{F m Y}$$

A metodologia AGMA utiliza duas equações

tensões de deformação

$$\sigma = W_t K_O K_V K_S \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_j}$$

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W_t K_O K_V K_S \frac{K_H}{d_{w1}} \frac{Z_R}{b Z_l}}$$

$$\sigma < \sigma_{total}$$

$$\sigma_{total} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{(K_T K_R)}$$

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

**Equação AGMA**

- As equações de Lewis/Barth são a base do sistema AGMA

$$\sigma = K_v \frac{W_t}{F m Y}$$

A metodologia AGMA utiliza duas equações

tensões de deformação

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_j}$$

$$\sigma < \sigma_{total}$$

$$\sigma_{total} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{(K_T K_R)}$$

tensões de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_H Z_R}{d_{w_1} b Z_l}}$$

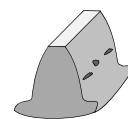
$$\sigma < \sigma_{ctotal}$$

$$\sigma_{ctotal} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício



- AGMA – Falha por flexão associada a fadiga

$$\sigma = k_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_j}$$

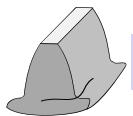
- Carregamento transversal
- Fator geométrico para flexão
- módulo
- Espessura do dente
- Fator de espessura
- Fator de resistência a flexão
- Fator de distribuição de carga
- Fator de sobrecarga
- Fator dinâmico

20

PMR-3307

**Equação AGMA**

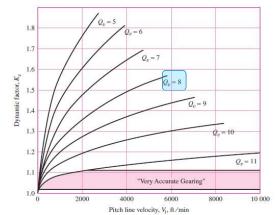
Exercício



- falha por flexão

$$\sigma = k_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_j}$$

Fator dinâmico



$Q_v = \text{grau de precisão das engrenagens}$

$$K_v = \frac{3,56 + \sqrt{V}}{3,56}$$

22

PMR-3307

**Fator Dinâmico Kv**

- Equações para o fator dinâmico:

⇒ Rpm: 1850

⇒ grau de qualidade (Qv) 8.

$$V_{tmax} = \frac{A + (Q_v - 3)^2}{200}$$

► Sistema métrico

$$\begin{aligned} B &= 0,25 (12 - Q_v)^{2/3} \\ B &= 0,25 (12 - 8)^{2/3} \\ B &= 0,25 (4)^{2/3} \\ B &= 0,25 (2,53) \\ B &= 0,63 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A &= 50 + 56 (1 - B) \\ A &= 50 + 56 (1 - 0,63) \\ A &= 50 + 56 (0,37) \\ A &= 50 + 20,72 \\ A &= 70,72 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{tmax} &= \frac{70,72 + (8 - 3)^2}{200} \\ V_{tmax} &= \frac{70,72 + 25}{200} \\ V_{tmax} &= 0,47 \text{ m/s} \\ 1 \text{ m/s} &= 196,85 \text{ ft/min} \\ V_{tmax} &= 7677,16 \text{ ft/min} \end{aligned}$$

**Equação AGMA**

Exercício



- AGMA – Falha por flexão associada a fadiga

$$\sigma = 1,6 K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_j}$$

- Carregamento transversal
- Fator geométrico para flexão
- módulo
- Espessura do dente
- Fator de espessura
- Fator de resistência a flexão
- Fator de distribuição de carga
- Fator de sobrecarga
- Fator dinâmico

26

PMR-3307

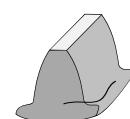
PMR-3307

7677.16

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício



- falha por flexão

$$\sigma = k_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_j}$$

→ Fator dinâmico

$$K_v = \left(\frac{A \sqrt{200V}}{A} \right)^B$$

Onde: $V = \text{velocidade tangencial a linha de pitch [m/s]}$,

$$A = 50 + 56 (1 - B)$$

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

$$V_{tmax} = \frac{A + (Q_v - 3)^2}{200}$$

→ Índice de precisão de transmissão

PMR-3307

**Fator Dinâmico Kv**

- Equações para o fator dinâmico:

► Sistema métrico

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B$$

- Onde:

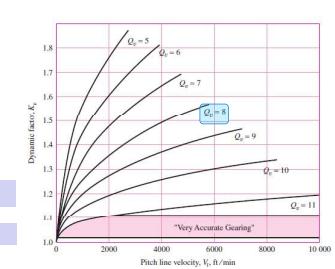
$$A = 50 + 56 (1 - B)$$

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

$$V_{tmax} = (A + (Q_v - 3))^2 \text{ [ft/min]}$$

$$1 \text{ m/min} = 3.28084 \text{ ft/min}$$

$$V_{tmax} = \frac{A + (Q_v - 3)^2}{200}$$

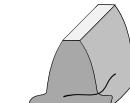


24

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício



- falha por flexão

$$\sigma = K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_j}$$

→ Fator de sobrecarga

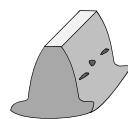
Table of Overload Factors, K_o $K_A = K_o$

Driven Machine

Power source	Uniform	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.75
Light shock	1.25	1.50	2.00
Medium shock	1.50	1.75	2.25
		$K_A = 1$	

27

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício

► AGMA – Falha por flexão associada a fadiga

$$\sigma = 1,6 \cdot 1 \cdot K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Carregamento transversal

→ Fator geométrico para flexão
→ módulo
→ Espessura do dente
→ Fator de espessura
→ Fator de resistência a flexão
→ Fator de distribuição de carga
→ Fator de sobrecarga
→ Fator dinâmico

28

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator de distribuição de carga
 $K_{H\beta} = 1 + 1(C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$
→ Fator de proporção do pinhão

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{b}{10d} - 0,0025 & \rightarrow b \leq 25,4 \text{ mm (1 pol.)} \\ \frac{b}{10d} - 0,0375 + 0,0125b & 25,4 < b \leq 431,8 \text{ mm (17 pol.)} \\ \frac{b}{10d} - 0,1109 + 0,0207b - 0,000228b^2 & 431,8 < b \leq 1.016 \text{ mm (40 pol.)} \end{cases}$$

onde: s_0 = largura da face do dente
 b = espessura da engrenagem

31

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício

► falha por flexão

$$S_1 = 0 \quad \frac{S_1}{S} = 0 \Rightarrow$$

Diagrama de engrenagem com dimensões s_0 (largura do dente), b (espessura da engrenagem), S (diâmetro da face), S_1 (diâmetro da face) e S_2 (diâmetro da base).

$K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 C_{pm} + C_{ma} C_e)$

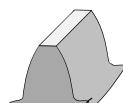
→ Fator modificador da proporção do pinhão
Como a engrenagem está montada no eixo

$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \Rightarrow \frac{S_1}{S} < 0,175 \\ 1,1 & \Rightarrow \frac{S_1}{S} \geq 0,175 \end{cases}$

$K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 + 1 + C_{ma} C_e)$

34

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator de distribuição de carga
 $K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$
→ Fator de correção do alinhamento da malha
→ Fator de alinhamento da malha
→ Fator modificador da proporção do pinhão
→ Fator de proporção do pinhão
→ Fator de correção da carga
→ Fator de distribuição de carga na face

29

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício

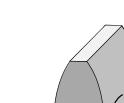
► falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator de distribuição de carga
 $K_{H\beta} = 1 + 1(C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$
→ Fator de proporção do pinhão
 $C_{pf} = \frac{b}{10d} - 0,0025$
 $C_{pf} = \frac{12,7}{10 \cdot 12,7} - 0,0025$
 $C_{pf} = 0,1 - 0,0025$
 $C_{pf} = 0,0975$
 $K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 C_{pm} + C_{ma} C_e)$

32

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator de distribuição de carga
 $K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$
→ Fator de correção da carga
 $C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{Dentes não coroados} \\ 0,8 & \text{Dentes coroados (geometria corrigida)} \end{cases}$
Definido no projeto

30

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator de distribuição de carga
 $K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 C_{pm} + C_{ma} C_e)$
→ Fator modificador da proporção do pinhão
Como a engrenagem está montada no eixo

Diagrama de engrenagem com dimensões s_0 (largura do dente), b (espessura da engrenagem), S (diâmetro da face), S_1 (diâmetro da face) e S_2 (diâmetro da base).

$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \Rightarrow \frac{S_1}{S} < 0,175 \\ 1,1 & \Rightarrow \frac{S_1}{S} \geq 0,175 \end{cases}$

33

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator de distribuição de carga
 $K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 * 1 + C_{ma} C_e)$
→ Fator de alinhamento da mesh

Diagrama de engrenagem com dimensões s_0 (largura do dente), b (espessura da engrenagem), S (diâmetro da face), S_1 (diâmetro da face) e S_2 (diâmetro da base).

$C_{ma} \cong 0,14$

Gráfico de $K_{H\beta}$ em função de b (em polegadas) para diferentes condições de engrenagem:

Condição	A	B	C
Open gearing	0,267	0,0167	-0,753 (10^{-4})
Commercial, enclosed units	0,127	0,0158	-0,920 (10^{-4})
Precision, enclosed units	0,0575	0,0128	-0,924 (10^{-4})
Extrapolation enclosed gear units	0,00360	0,0102	-0,922 (10^{-4})

*See AGMA 6004-2104, pg. 21-22, for SI formulas.

Onde b é a espessura da engrenagem (em polegadas)

36

PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator de distribuição de carga

$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$

$C_{ma} = A + B \left(\frac{b}{25,4} \right) + C \left(\frac{b}{25,4} \right)^2$

Condition A B C

Open gearing 0,247 0,0167 $-0,765(10^{-4})$

Commercial, enclosed units 0,127 0,0158 $-0,930(10^{-4})$

Precision, enclosed units 0,0675 0,0128 $-0,926(10^{-4})$

Extrapolation enclosed gear units 0,0360 0,0102 $-0,822(10^{-4})$

*See ANSI/AGMA 2101-04, pp. 20-22, for SI formulation.

$K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 * 1 + 0,14 * C_e)$

37

PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = 1,6 \ 1 \ 1,24 \ Y_X \ K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Carregamento transversal

→ Fator geométrico para flexão

→ módulo

→ Espessura do dente

→ Fator de espessura

→ Fator de resistência a flexão

→ Fator de distribuição de carga

→ Fator de sobrecarga

→ Fator dinâmico

40

PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator ajuste da espessura

h_z

l_R

$m_b = \frac{l_R}{h_z}$

43

PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator de distribuição de carga

$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$

$C_{ma} = 0,127 + 0,0158 \left(\frac{12,7}{25,4} \right) - 0,930 \left(\frac{12,7}{25,4} \right)^2$

$C_{ma} = 0,127 + 0,0158 (0,5) - 0,930 (0,5)^2$

$C_{ma} = 0,127 + 0,0079 - 0,00002325$

$C_{ma} = 0,1349$

$C_{ma} = 0,14$

$K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 * 1 + 0,14 * C_e)$

$C_e = 0,8 \Rightarrow \text{para engrenagens ajustadas na montagem, ou ajustadas por lapidação ou ambas}$

$C_e = 1 \Rightarrow \text{para qualquer outra condição}$

$K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 * 1 + 0,14 * 1)$

38

PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator de distribuição de carga

$K_{H\beta} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$

$C_e = 1$

$C_{ma} = 0,14$

$C_{pm} = 1$

$C_{pf} = 1$

$C_{mc} = 1$

$K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 * 1 + 0,14 * 1)$

$K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 + 0,14)$

$K_{H\beta} = 1 + 1(0,2375)$

$K_{H\beta} = 1 + 0,2375$

$K_{H\beta} = 1,2375$

39

PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = 1,6 \ 1 \ 1,24 \ 1 \ K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Carregamento transversal

→ Fator geométrico para flexão

→ módulo

→ Espessura do dente

→ Fator de espessura

→ Fator de resistência a flexão

→ Fator de distribuição de carga

→ Fator de sobrecarga

→ Fator dinâmico

42

PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

→ Fator ajuste da espessura

$h_{z_1} = 9 \text{ mm}$

l_R

$m_b = \frac{l_R}{h_{z_1}}$

$m_b = \frac{6,5}{9}$

$m_b = 0,72$

$r_{k_1} = \frac{d_{k_1}}{2} = \frac{56}{2} = 28 \text{ mm}$

$r_{k_1} = r_{k_1} - h_{z_1} = 28 - 9 = 19 \text{ mm}$

$r = 12,5 \text{ mm}$

$tr = r_{k_1} - r = 19 - 12,5 = 6,5 \text{ mm}$

45

Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

$$\sigma = K_v K_A K_{H\beta} Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_J}$$

Número de dentes

$Z_1 = 12 \text{ dentes}$

Módulo

$m = 4$

Passo

$t_0 = 12,57 \text{ mm}$

Largura do dente

$s_0 = 6,28 \text{ mm}$

Espaço entre dentes

$l_0 = 2,28 \text{ mm}$

Dâmetro primitivo

$d_0 = 48 \text{ mm}$

Distância entre centros

$a_0 = 96$

Salinência - Altura da cabeça do dente

$h_{k_1} = 4 \text{ mm}$

Reentrância - altura do pé do dente

$h_{f_1} = 5 \text{ mm}$

Altura efetiva do dente

$h = 9 \text{ mm}$

Dâmetro externo

$d_k = 56 \text{ mm}$

Dâmetro de folga ou base

$d_f = 38 \text{ mm}$

Folga

$d_g = 38 \text{ mm}$

Angulo de pressão

$\alpha_0 = 20^\circ$

Relação de transmissão

$i = 3$

passo na linha de engrenamento

$t_e = 12,57 \text{ mm}$

Norma ISO p/ Pinhão

$Z = 12$

$m = 4$

$t_0 = 12,57 \text{ mm}$

$s_0 = 6,28 \text{ mm}$

$l_0 = 2,28 \text{ mm}$

$d_0 = 48 \text{ mm}$

$a_0 = 96$

$h_{k_1} = 4 \text{ mm}$

$h_{f_1} = 5 \text{ mm}$

$h = 9 \text{ mm}$

$d_k = 56 \text{ mm}$

$d_f = 38 \text{ mm}$

$d_g = 38 \text{ mm}$

$\alpha_0 = 20^\circ$

$i = 3$

$t_e = 12,57 \text{ mm}$

44

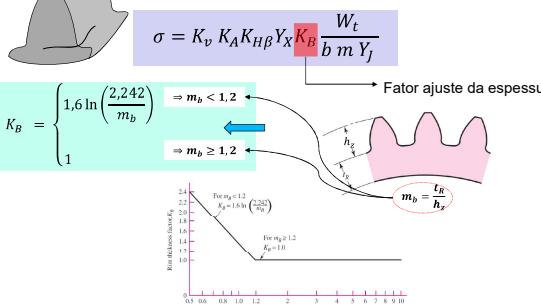
PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

▶ falha por flexão



PMR-3307

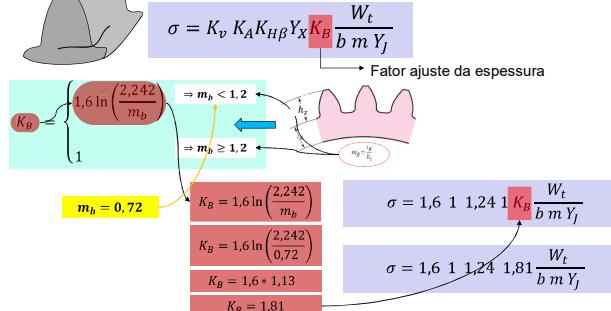
46



Equação AGMA

Exercício

▶ falha por flexão



PMR-3307

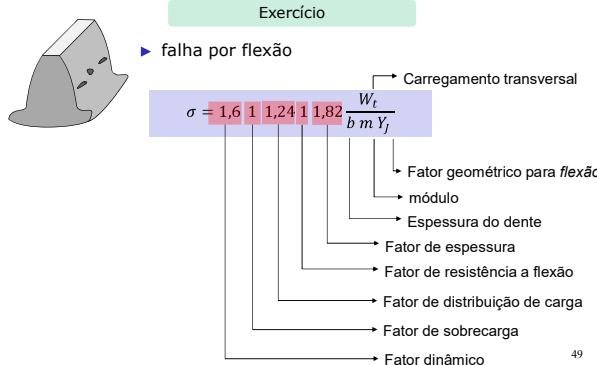
48



Equação AGMA

Exercício

▶ falha por flexão



PMR-3307

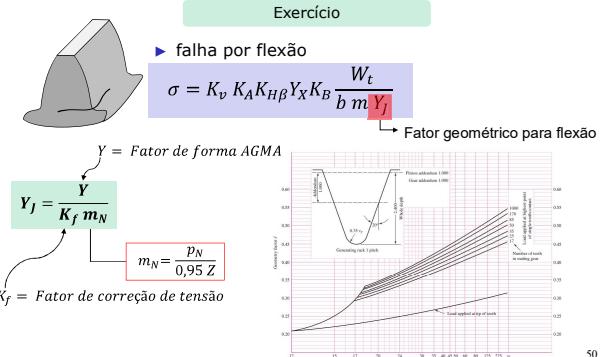
49



Equação AGMA

Exercício

▶ falha por flexão



PMR-3307

50



Equação AGMA

Exercício

▶ falha por flexão



PMR-3307

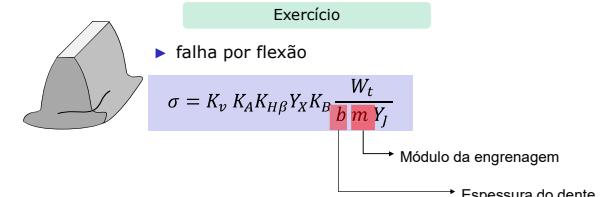
52



Equação AGMA

Exercício

▶ falha por flexão



Dados do problema

⇒ Módulo 4

⇒ espessura do dente de 12,7 mm (0,5 pol.)

53

PMR-3307

PMR-3307

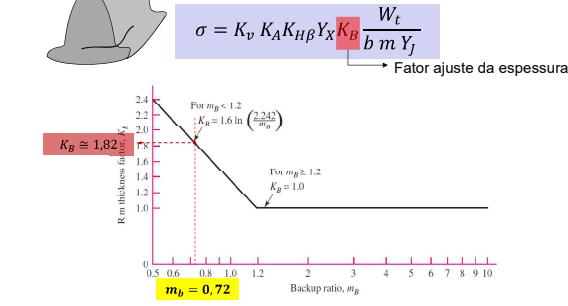
54



Equação AGMA

Exercício

▶ falha por flexão



PMR-3307

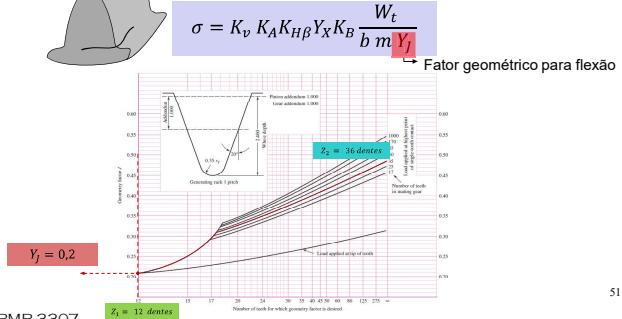
48



Equação AGMA

Exercício

▶ falha por flexão



PMR-3307

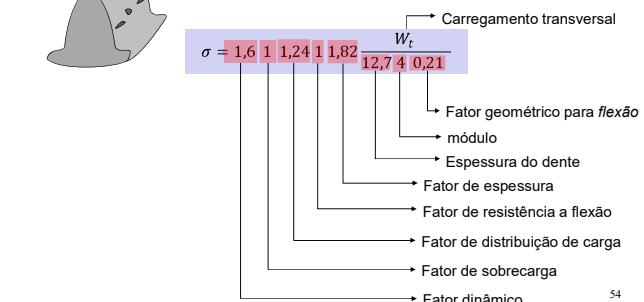
51



Equação AGMA

Exercício

▶ falha por flexão



PMR-3307

54



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

$\sigma = K_v K_A K_H \beta Y_X K_B \frac{W_t}{b m Y_f}$

$W_t = \frac{60.000 H}{\pi d n}$ Carregamento transversal

Potência [kW] $W_t = \frac{60.000 \cdot 4}{\pi \cdot 12.7 \cdot 1850} = 240000$

Rotação [rpm] $W_t = \frac{240000}{\pi \cdot 23495} = 3.25$

Diâmetro da engrenagem [mm] $W_t = \frac{240000}{\pi \cdot 23495} = 3.25$

⇒ Rpm: 1850

⇒ Potência transmitida (H): 4,0 kW

$d_{01} = 48 \text{ mm}$

$W_t = 3.25$

55

PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

$\sigma = 1,6 \ 1 \ 1,24 \ 1 \ 1,82 \ 3,95 \ 12,7 \ 4 \ 0,21$

Carregamento transversal

Fator geométrico para flexão

módulo

Espessura do dente

Fator de espessura

Fator de resistência a flexão

Fator de distribuição de carga

Fator de sobrecarga

Fator dinâmico

56



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

$\sigma = 1,6 \ 1 \ 1,24 \ 1 \ 1,82 \ 3,95 \ 12,7 \ 4 \ 0,21$

$\sigma = 1,6 \ 1 \ 1,24 \ 1 \ 1,82 \ 3,95 \ 12,7 \ 4 \ 0,21$

$\sigma = 3,61 \ 12,7 \ 4 \ 0,21$

$\sigma = 3,61 \ 3,95 \ 10,67$

$\sigma = 3,61 * 0,37$

$\sigma = 3,61 * 0,37$

$\sigma_{flexão} = 1,34 \text{ MPa}$

57

PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

► falha por flexão

$\sigma = k_v K_o K_H K_B K_s \frac{W_t}{b m Y_f}$

$\sigma = 1,34 \text{ MPa}$

► Critério de falha por flexão

$\sigma_{flexão} < \sigma_{total}$

$\sigma_{total} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{(K_T K_R)}$

58

PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

► Critério de falha por flexão

$\sigma_{total} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{(K_T K_R)}$

Fator de confiabilidade

Tensão de ciclos de fadiga a flexão

Fator de temperatura

Fator de segurança a flexão

Máxima Tensão de flexão admissível pela AGMA

59



Equação AGMA

Exercício

► Critério de falha por flexão

$\sigma_{total} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{(K_T K_R)}$

Máxima Tensão AGMA admissível de flexão

Dados: Pinhão

- óleo lubrificado de dentes retos
- construído a partir de geração e acabamento convencional (não são retificados)
- Módulo: 4
- ângulo de pressão de 20°
- 12 dentes
- espessura do dente de 12,7 mm
- grau de qualidade (Qv) 8
- fabricado em **apo grau 1**
- material: aço 1045
- dureza: 180 HB
- relação de Poisson: 0,29
- Módulo de Young: 206 Gpa
- O perfil dos dentes é sem coroa

Metallurgical and quality control procedure required

Grade 2: $S_t = 102 \cdot H_B + 16400 \text{ psi}$

Grade 1: $S_t = 77.3 \cdot H_B + 12800 \text{ psi}$

~18 kPsi ≈ 120 MPa

Brinell hardness, H_B

PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

► Critério de falha por flexão

$\sigma_{total} = \frac{120}{S_F} \frac{Y_N}{(K_T K_R)}$

Fator de confiabilidade

Reliability $K_R (Y_f)$

0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Esse é um valor definido pelos requisitos do projeto ou por determinação de norma

$\sigma_{total} = \frac{\sigma_{flexão}}{S_F} \frac{Y_N}{(K_T 1)}$

61

PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

► Critério de falha por flexão

$\sigma_{total} = \frac{120}{S_F} \frac{Y_N}{(K_T 1)}$

Tensão de ciclos de fadiga a flexão

$\sigma_{total} = \frac{\sigma_{flexão}}{S_F} \frac{1}{(K_T 1)}$

Considerando vida infinita ($N > 10^7$)

62

PMR-3307



Equação AGMA

Exercício

► Critério de falha por flexão

$\sigma_{total} = \frac{120}{S_F} \frac{1}{(1 * 1)}$

Fator de temperatura

$K_t = 1$, para temperaturas de até 120°C

Para óleo ou temperatura de contato de até 120°C,

- $K_t = Y_f = 1$.
- Para temperaturas superiores $K_t = Y_f >> 1$ e deve-se providenciar alguma solução que permita troca de calor.

$\sigma_{total} = \frac{120}{S_F} \frac{1}{(1 * 1)}$

63

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício

► Critério de falha por flexão

$$\sigma_{total} = \frac{120}{S_F} \frac{1}{(K_T 1)}$$

→ Fator de segurança

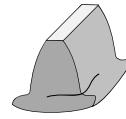
Aqui cabe uma observação:
Não havendo uma definição de norma para S_F então usa-se a equação de σ_{total} para determinar um.
No caso desta problema vamos definir

$$S_F = 2$$

$$\sigma_{total} = \frac{120}{2} \frac{1}{(1 * 1)}$$

64

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício

► Critério de falha por flexão

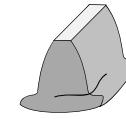
$$\sigma_{total} = \frac{120}{1} \frac{1}{(1 * 1)}$$

$$\sigma_{total} = \frac{120}{2} \frac{1}{(1 * 1)}$$

$$\sigma_{total} = \frac{120}{2}$$

$$\sigma_{total} = 60 \text{ MPa}$$

65

**Equação AGMA**

Exercício

► Critério de falha por flexão

$$\sigma_{total,flexão} = 60 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{flexão} < \sigma_{total}$$

$$\sigma_{flexão} = 1,34 \text{ MPa}$$

$$1,34 < 120$$

Não haverá falha por flexão

66

**Equação AGMA**

As equações de Lewis/Barth são a base do sistema AGMA

$$\sigma = K_v \frac{W_t}{F m Y}$$

A metodologia AGMA utiliza duas equações

tensões de deformação

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_j}$$

$$\sigma < \sigma_{total}$$

$$\sigma_{total} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{(K_T K_R)}$$

tensões de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_w b} \frac{Z_R}{Z_l}}$$

$$\sigma < \sigma_{c,total}$$

$$\sigma_{c,total} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício

► falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

→ Fator de superfície

→ Fator resistência para pitting

→ Espessura do dente

→ Diâmetro pitch do pinhão

→ Fator de distribuição de carga

→ Fator de resistência a flexão

→ Fator de sobrecarga

→ Fator dinâmico

→ Coeficiente elástico

68

PMR-3307

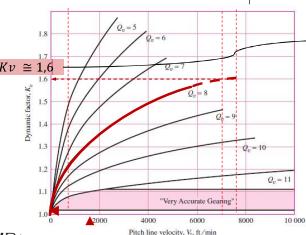
**Equação AGMA**

Exercício

► falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = 5,98 \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

→ Fator dinâmico



PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício

► falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = 5,98 \sqrt{1,6 K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

Table of Overload Factors, $K_A = K_o$

Driven Machine

Power source	Uniform	Moderate shock	Heavy shock
Light shock	1.00	1.25	1.75
Medium shock	1.25	1.50	2.00
	1.50	1.75	2.25

$K_A = 1$

$$\sigma_c = 5,98 \sqrt{1,6 Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

71

PMR-3307

Equação AGMA

Exercício

AISI 1045 Steel, Physical Properties Metric

Mechanical Properties	Metric
Hardness, Brinell	163
Hardness, Knoop	184
Hardness, Rockwell B	84
Hardness, Vickers	170
Tensile Strength, Ultimate	585 MPa
Tensile Strength, Yield	450 MPa
Elongation at Break	12 %
Reduction of Area	35 %
Modulus of Elasticity	206 GPa
Bulk Modulus	206 GPa
Poissons Ratio	0.29
Shear Modulus	80.0 GPa

$Z_E = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - v_p^2}{E_p} + \frac{1 - v_g^2}{E_g} \right)} \right]^{1/2}$

$Z_E = \left[\frac{1}{\pi \left(2 * \frac{0.92}{206} \right)} \right]^{1/2}$

$Z_E = 35.71^{1/2}$

$Z_E = 5.98$

$\sigma_c = 5.98 \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$

$Z_E = \left[\frac{1}{\pi \left(2 * 0.0045 \right)} \right]^{1/2}$

$Z_E = \left[\frac{1}{\pi \left(2 * 0.0089 \right)} \right]^{1/2}$

$Z_E = 0.028$

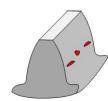
$Z_E = \left[\frac{1}{\pi \left(2 * 0.29^2 \right)} \right]^{1/2}$

$Z_E = \left[\frac{1}{\pi \left(2 * 0.29^2 \right)} \right]^{1/2}$

$Z_E = 0.028$

70

PMR-3307

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

$$K_S = Y_X = 1,192 \left(\frac{b \sqrt{V}}{P} \right)^{0.0535}$$

 $K_S = 1$ por recomendação da norma AGMA

$$\sigma_c = 5,98 \sqrt{1,611,124 \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

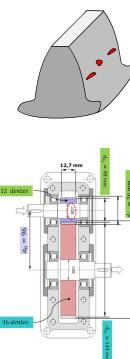
▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

$$K_m = K_{H\beta} = C_{mf} = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$$

↓ Fator de correção do alinhamento da malha
↓ Fator de alinhamento da malha
↓ Fator modificador da proporção do pinhão
↓ Fator de proporção do pinhão

↓ Fator de distribuição de carga na face

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

$$Z_l = I = \begin{cases} \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{external gears} \\ \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{internal gears} \end{cases}$$

$$m_N = 1 \quad m_G = \frac{Z_g}{Z_p} = \frac{d_{02}}{d_{01}} \quad d_{02} = 144 \text{ mm} \quad d_{01} = 48 \text{ mm}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por flexão

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

$$K_{H\beta} = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$$

$$K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 + 1 + 0,14 \cdot 1)$$

$$K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 + 0,14)$$

$$K_{H\beta} = 1 + 1(0,2375)$$

$$K_{H\beta} = 1 + 0,2375$$

$$K_{H\beta} = 1,2375$$

$$\sigma_c = 5,98 \sqrt{1,611,124 \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

$$W_t = \frac{60.000 H}{\pi d} \quad \begin{aligned} W_t &= \frac{60.000}{\pi 12.7 \cdot 1850} & W_t &= \frac{240000}{\pi 12.7 \cdot 1850} \\ &= 4 & W_t &= 3,25 \end{aligned}$$

$$W_t = \frac{240000}{\pi 23495} \quad W_t = 3,25$$

$$W_t = \frac{240000}{\pi 23495} \quad W_t = 3,25$$

$$\Rightarrow \text{Rpm: } 1850 \quad \Rightarrow \text{Potência transmitida (H): } 4,0 \text{ kW}$$

$$d_{01} = 48 \text{ mm} \quad \sigma_c = 5,98 \sqrt{1,611,124 \left(\frac{3,25}{5612,7} \right) \left(\frac{Z_r}{0,12} \right)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$



$$\begin{aligned} Z_l &= \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \\ m_N &= 1 \end{aligned}$$

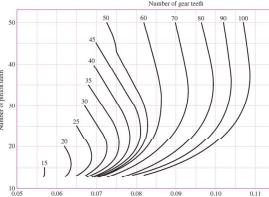
$$Z_l = \frac{\cos 20 \sin 20}{2} \frac{3}{4}$$

$$Z_l = \frac{0,9397 * 0,3420}{2} \frac{3}{4}$$

$$Z_l = \frac{0,3214}{2} \frac{3}{4}$$

$$Z_l = 0,16 * 0,75$$

$$Z_l = 0,12$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

$$Fator de distribuição de carga$$

$$K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 + 1 + 0,14 \cdot 1)$$

$$K_{H\beta} = 1 + 1(0,0975 + 0,14)$$

$$K_{H\beta} = 1 + 0,2375$$

$$K_{H\beta} = 1 + 0,2375$$

$$K_{H\beta} = 1,2375$$

$$\sigma_c = 5,98 \sqrt{1,611,124 \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

$$W_t = \frac{60.000 H}{\pi d} \quad \begin{aligned} W_t &= \frac{60.000}{\pi 12.7 \cdot 1850} & W_t &= \frac{240000}{\pi 12.7 \cdot 1850} \\ &= 4 & W_t &= 3,25 \end{aligned}$$

$$W_t = \frac{240000}{\pi 23495} \quad W_t = 3,25$$

$$W_t = \frac{240000}{\pi 23495} \quad W_t = 3,25$$

$$\Rightarrow \text{Rpm: } 1850 \quad \Rightarrow \text{Potência transmitida (H): } 4,0 \text{ kW}$$

$$d_{01} = 48 \text{ mm} \quad \sigma_c = 5,98 \sqrt{1,611,124 \left(\frac{3,25}{5612,7} \right) \left(\frac{Z_r}{0,12} \right)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_{H\beta} \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_l} \right)}$$

$$\rightarrow \text{Fator de superfície}$$

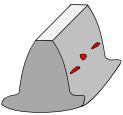
$$Z_r = 1 \text{ por recomendação da norma AGMA}$$

$$\sigma_c = 5,98 \sqrt{1,611,124 \left(\frac{3,25}{5612,7} \right) \left(\frac{1}{0,12} \right)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato



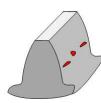
$$\sigma_c = Z_E \sqrt{K_v K_A Y_X K_H \beta \left(\frac{W_t}{d_w b} \right) \left(\frac{Z_r}{Z_I} \right)}$$

$$\begin{aligned} \sigma_c &= 5,98 \sqrt{1,6 \ 1 \ 1 \ 1,24 \left(\frac{3,25}{56 \ 12,7} \right) \left(\frac{1}{0,12} \right)} & \sigma_c &= 5,98 \sqrt{1,6 \ 1 \ 1 \ 1,24 (0,0046)(8,33)} \\ \sigma_c &= 5,98 \sqrt{1,98 (0,0046)(8,33)} \\ \sigma_c &= 5,98 \sqrt{1,6 \ 1 \ 1 \ 1,24 \left(\frac{3,25}{56 \ 12,7} \right) (8,33)} & \sigma_c &= 5,98 \sqrt{0,076} \\ \sigma_c &= 5,98 \sqrt{1,6 \ 1 \ 1 \ 1,24 \left(\frac{3,25}{711,2} \right) (8,33)} & \sigma_c &= 5,98 \cdot 0,2757 \\ \sigma_c &= 5,98 \sqrt{1,6 \ 1 \ 1 \ 1,24 \left(\frac{3,25}{711,2} \right) (8,33)} & \sigma_c &= 1,64 \text{ MPa} \\ \sigma_c &= 5,98 \sqrt{1,6 \ 1 \ 1 \ 1,24 \left(\frac{3,25}{711,2} \right) (8,33)} & \sigma_c &= 5,98 \sqrt{1,6 \ 1 \ 1 \ 1,24 \left(\frac{3,25}{711,2} \right) (8,33)} \end{aligned}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato



$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de confiabilidade
→ Fator de relação de durezas
→ Fator de resistência a fadiga por pitting
→ Fator de segurança para pitting
Máxima Tensão de contato admissível pela AGMA

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de confiabilidade

Reliability	$K_R (Y_z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Esse é um valor definido pelos requisitos do projeto ou por determinação de norma

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T 1)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de relação de durezas

- Os valores para o fator de razão de dureza C_H são obtidos através da equação: $C_H = 1 + A'(m_g - 1)$
- Onde: $A' = 8,98 \times 10^{-3} \left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8,29 \times 10^{-3}$
- Se $\left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) < 1,2$ então $A' = 0$
- Se $\left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) > 1,7$ então $A' = 0,00698$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato



$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de relação de durezas

AISI 1045 Steel, Physical Properties	
Metric	7.87 g/cc
Mechanical Properties	Metric
Hardness, Brinell	163
Hardness, Knoop	104
Hardness, Rockwell B	84
Hardness, Vickers	170
Tensile Strength, Ultimate	585 MPa
Tensile Strength, Yield	450 MPa
Elongation at Break	12 %
Reduction of Area	35 %
Modulus of Elasticity	206 GPa
Bulk Modulus	163 GPa
Poissons Ratio	0.29
Shear Modulus	80.0 GPa



$$\begin{aligned} H_{BP} &= H_{BG} = 84 \text{ HB} \\ \left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) &= \left(\frac{84}{84} \right) = 1 < 1,2 \text{ então } A' = 0 \\ C_H &= 1 + 0(m_g - 1) \\ C_H &= 1 \end{aligned}$$

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N 1}{(K_T 1)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

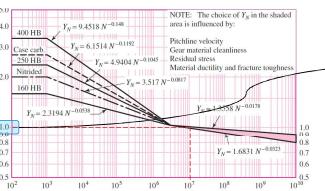
$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de resistência a fadiga por pitting



$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de resistência a fadiga por pitting

Considerando vida infinita ($N > 10^7$)

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{1 * 1}{(1 * 1)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de confiabilidade

Reliability	$K_R (Y_z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Esse é um valor definido pelos requisitos do projeto ou por determinação de norma

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T 1)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

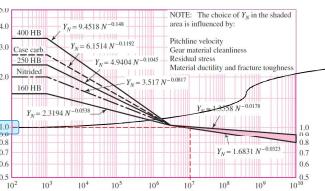
$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de resistência a fadiga por pitting



$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de resistência a fadiga por pitting

Considerando vida infinita ($N > 10^7$)

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{1 * 1}{(1 * 1)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de confiabilidade

Reliability	$K_R (Y_z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Esse é um valor definido pelos requisitos do projeto ou por determinação de norma

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T 1)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

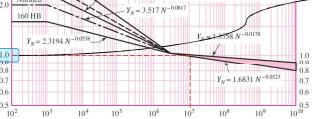
$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de segurança para pitting



$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de segurança para pitting

Considerando vida infinita ($N > 10^7$)

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{1 * 1}{(1 * 1)}$$

**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de confiabilidade

Reliability	$K_R (Y_z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Esse é um valor definido pelos requisitos do projeto ou por determinação de norma

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T 1)}$$

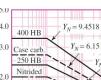
**Equação AGMA**

Exercício

▶ falha por fadiga de contato

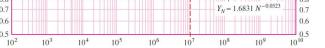
$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de segurança para pitting



$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

→ Fator de segurança para pitting

Considerando vida infinita ($N > 10^7$)

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{1 * 1}{(1 * 1)}$$

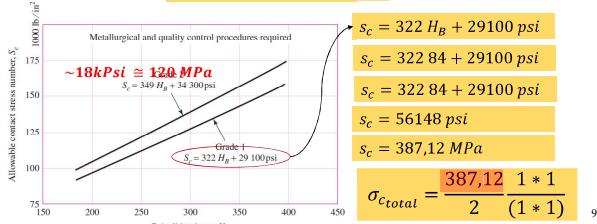
**Equação AGMA**

Exercício

- falha por fadiga de contato

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

Máxima Tensão de contato admissível pela AGMA

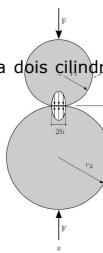
**Equação AGMA**

Considerações sobre a durabilidade da superfície

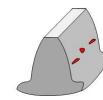
- falha por fadiga de contato

Durabilidade da superfície

- Empregando a teoria de contato de Hertz para dois cilindros temos: $p_{max} = \frac{2F}{\pi b l}$
- Onde:
 - p_{max} = maior pressão de contato
 - F = força aplicada nos cilindros
 - l = comprimento dos cilindros
 - $b = \left(\frac{2F[(1 - v_1^2)/E_1] + [(1 - v_2^2)/E_2]}{(1/d_1) + (1/d_2)} \right)^{\frac{1}{2}}$



94

**Equação AGMA**

Exercício

- falha por fadiga de contato

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{(K_T K_R)}$$

$$\sigma_{c_{total}} = \frac{387,12}{2} \frac{1 * 1}{(1 * 1)}$$

$$\sigma_{c_{total}} = 193,12 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = 1,64 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c < \sigma_{c_{total}}$$

Não haverá falha por fadiga de contato

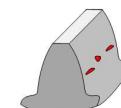
92

**Equação AGMA**

Considerações sobre a durabilidade da superfície

- falha por fadiga de contato

- Um dos modos de falha de engrenagens está relacionado a fadiga superficial dos dentes, pitting.
- Este é formado pela ação cíclica das tensões de



93

PMR-3307



Considerações sobre a durabilidade da superfície

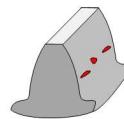
Durabilidade da superfície

- A equação $\sigma_c^2 = \frac{W_t}{\pi F \cos \phi} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{[(1 - v_1^2)/E_1] + [(1 - v_2^2)/E_2]}$
- apresenta quatro termos elásticos, dois para a engrenagem e dois para o pinhão
- O que permite a AGMA definir um coeficiente elástico C_p

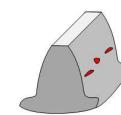
$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - v_p^2}{E_p} + \frac{1 - v_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2}$$

- Substituindo temos:

$$\sigma_c = -C_p \left[\frac{K_v W_t}{F \cos \phi} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right]^{1/2}$$



97

**FIM**

95

PMR-3307

**Equação AGMA**

Considerações sobre a durabilidade da superfície

- falha por fadiga de contato

- Um dos modos de falha de engrenagens está relacionado a fadiga superficial dos dentes, pitting.
- Este é formado pela ação cíclica das tensões de



$$\sigma_c^2 = \frac{W_t}{\pi F \cos \phi} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{[(1 - v_1^2)/E_1] + [(1 - v_2^2)/E_2]}$$

► Esta equação pode ser resolvida para todos os ponto de contato durante o engrenamento

- Apesar do contato apresentar rolamento e escorregamento, será considerado que este será somente de rolamento

$$r_1 = \frac{d_p \sin \phi}{2}$$

$$r_2 = \frac{d_G \sin \phi}{2}$$

► Onde:

- d_p = diâmetro pitch do pinhão
- d_G = diâmetro pitch da engrenagem

96