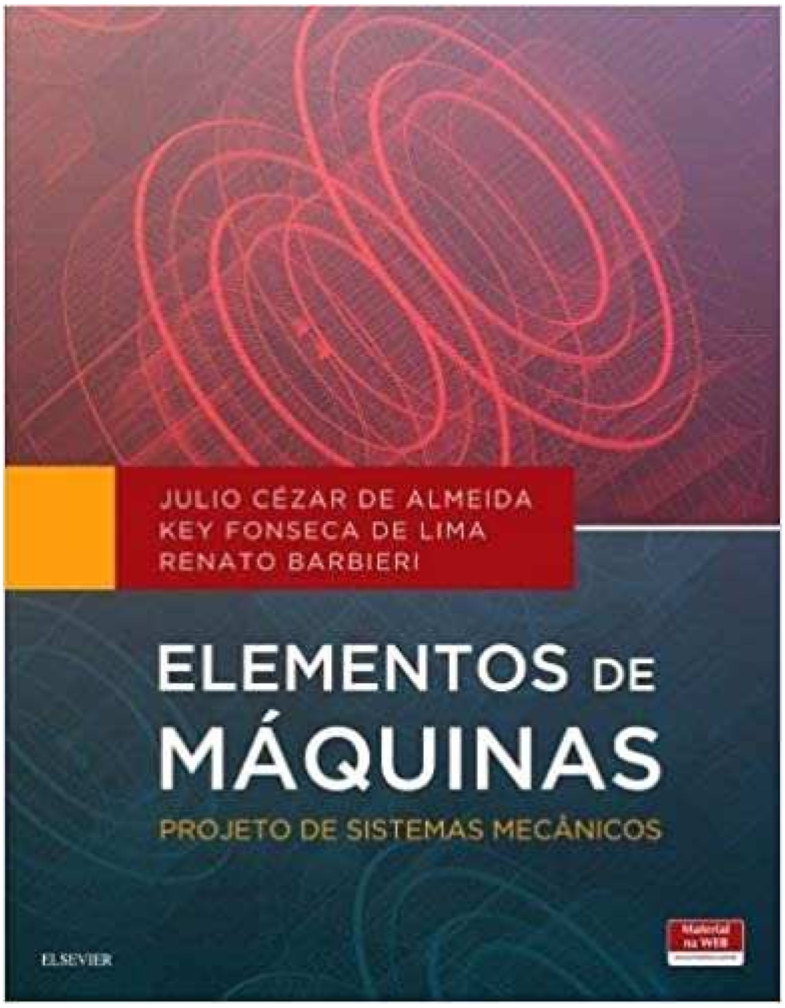
2020

Engrenagens Helicoidais
Problemas Resolvidos

Prof. Dr. Eng. Julio Almeida

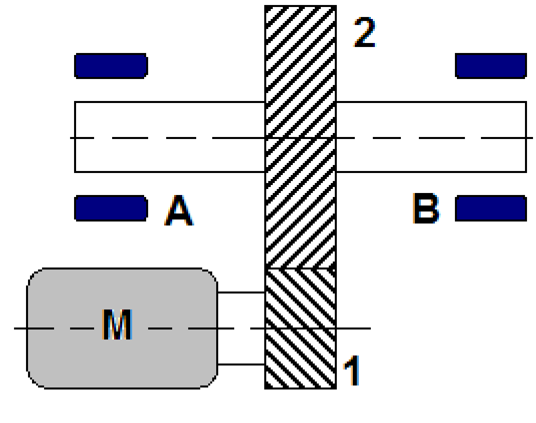
Soluções baseadas na teoria, equações e tabelas do Livro – Elementos de Máquinas – Projeto de Sistemas Mecânicos dos autores: Julio Almeida, Key Fonseca e Renato Barbieri – Editora ELSEVIER.



Exemplo 1.1 - Determinar o módulo das componentes radial, tangencial e axial dos esforços atuantes nos dentes da engrenagem motora do sistema de transmissão ilustrado.

Dados : torque fornecido pelo motor = 600 kgf.cm

z_1 = 20, z_2 = 40, m = 2.5mm



Solução:

Diâmetro primitivo do pinhão e ângulo de pressão no plano transversal:

$$d_{p1} = \frac{mz_1}{cos\psi} = \frac{2.5(20)}{cos20} = 53.21mm$$

$$cos\psi = \frac{tan\alpha}{tan\alpha_t} \Longrightarrow cos20 = \frac{tan20}{tan\alpha_t} \Longrightarrow \alpha_t = 21.18^o$$

Esforço tangencial atuante no pinhão:

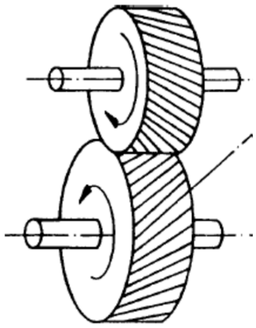
$$T = F_T\frac{d_{p1}}{2} \Longrightarrow 600 = F_T\frac{5.321}{2} \Longrightarrow F_T = 225.52\ kgf$$

Componentes de esforços radial e axial atuante no pinhão:

$$F_R = F_T tan\alpha_t = 225.52 \tan 21.18 = 87.38\ kgf$$

$$F_A = F_T tan\psi = 225.52 \tan 20 = 82.1\ kgf$$

__Exemplo 1.2__ - Um par de engrenagens cilíndricas helicoidais apresenta um módulo de 5 mm, um ângulo de pressão de 20º, um ângulo de hélice de 25º e uma largura de 72 mm. Determinar: a) os passos normal, transversal e axial; b) o módulo e o ângulo de pressão no plano transversal; c) a verificação das condições de interferência no pinhão e na coroa. Dados: pinhão com 20 dentes e coroa com 36 dentes.



Solução:

Módulo e ângulo de pressão no plano transversal:

$$m_t = \frac{m}{cos\psi} = \frac{5}{cos25^o} = 5.52\,mm$$

$$cos\psi = \frac{tan\alpha}{tan\alpha_t} \Longrightarrow cos25 = \frac{tan20}{tan\alpha_t} \Longrightarrow \alpha_t = 21.88^o$$

Passos normal, transversal e axial das engrenagens:

$$p_n = m\pi = 5\pi = 15.71\,mm$$

$$p_n = p_t cos\psi \Longrightarrow 15.71 = p_t cos25 \Longrightarrow p_t = 17.33\,mm$$

$$p_n = p_x sen\psi \Longrightarrow 15.71 = p_x sen25 \Longrightarrow p_x = 37.17\,mm$$

Interferência do pinhão (k = 1, dada a condição de não haver rebaixamento dos dentes):

$$z_1{}^2 + 2z_1z_2 = \frac{4kcos\psi(z_2 + kcos\psi)}{sen^2\alpha_t}$$

$$z_1{}^2 + 2z_1(36) = \frac{4cos25(36 + cos25)}{sen^2 21.88^o}$$

$$z_1{}^2 + 72z_1 - 963.39 = 0$$

$$z_1 = 11.53$$

$$z_1' = -83.53$$

Se considera, como resposta válida, apenas a raiz positiva. Desta forma, pinhões confeccionados acima de 12 dentes, não apresentam problemas de interferência quando colocados para engrenar com uma coroa helicoidal de 36 dentes. Não existe assim, para o presente exemplo, problemas de interferência para com o pinhão helicoidal proposto (o qual apresenta 20 dentes).

Interferência da coroa (k = 1, dada a condição de não haver rebaixamento dos dentes):

$$z_2 = \frac{{z_1}^2 sen^2 \alpha_t - 4k^2 cos^2 \psi}{4k cos\psi - 2z_1 sen^2 \alpha_t}$$

$$z_2 = \frac{20^2 sen^2 21.88^o - 4cos^2 25}{4cos25 - 2(20) sen^2 21.88^o} = -27.1$$

Para o caso de cálculos de interferência na coroa se pode afirmar que em todas as circunstâncias nas quais a resposta da referida expressão resultar num valor “negativo”, não haverá qualquer problema de interferência para com a engrenagem analisada. Trata-se de uma situação para a qual a referida expressão “perde” a sua validade matemática. Não existe assim, para o presente exemplo, problemas de interferência para com a coroa proposta.

Exemplo 1.3 - Determinar, segundo Lewis, o módulo preliminar para um pinhão helicoidal com 15 dentes, largura = 2 x passo axial, ângulo de hélice de 30º, e um fator de sobrecarga de 1.25, transmitir uma potência de 1500 W a 500 rpm. Supor uma tensão admissível de 220 MPa.

Solução:

Equação de Lewis:

$$\sigma = \frac{K_O F_T cos\psi}{bYm} \leq \frac{\sigma_{esc}}{CS}$$

Largura da engrenagem como função do módulo:

$$p_n = m\pi$$

$$p_n = p_x sen\psi \Longrightarrow m\pi = p_x sen30 \Longrightarrow p_x = 6.2832(m)$$

$$b = 2p_x = 12.566(m)$$

Fator de Lewis:

$$Y = 0.289$$

Força tangencial como função do módulo:

$$T = \frac{N}{2\pi f} = \frac{1500}{2\pi\left(\frac{500}{60}\right)} = 28.65\ Nm$$

$$d_p = \frac{mz}{cos\psi} = \frac{m(15)}{cos30} = 17.32(m)$$

$$T = F_t \frac{dp_1}{2} \Longrightarrow 28.65 = F_t \frac{17.32(m)}{2} \Longrightarrow F_t = \frac{3.308}{m}$$

Aplicando os resultados parciais na equação de Lewis:

$$220(10^6) = \frac{1.25\left(\frac{3.308}{m}\right)cos30}{(12.566m)0.289(m)}$$

$$m = 1.65\ mm$$

$$m_{padronizado} = 2.0\ mm$$

Exemplo 1.4 - *Um pinhão helicoidal tem módulo 3.0 mm, 17 dentes, ângulo de pressão 20º, ângulo de hélice de 30º, b = 2.1.p_x e transmite 2 kW a 400 rpm. Calcule a tensão de flexão atuante nos dentes do pinhão. Supor Q_v = 8, J = 0.40 e engrenagens de média precisão.*

Solução: *define-se inicialmente o torque atuante no pinhão e sua correspondente força tangencial:*

$$T = \frac{N}{2\pi f} = \frac{2000}{2\pi\left(\frac{400}{60}\right)} = 47.75\ Nm$$

$$d_p = \frac{mz}{cos\psi} = \frac{3(17)}{cos30} = 58.89\ mm$$

$$T = F_t\frac{dp_1}{2} \Longrightarrow 47.75 = F_t\frac{0.05889}{2} \Longrightarrow F_t = 1621.67\ N$$

Coeficientes para os quais não se tem informações e, consequentemente, devem ser assumidos como iguais à unidade:

$$K_o = K_B = 1.00$$

Velocidade tangencial das engrenagens e fator dinâmico:

$$v = \frac{\pi d_p n}{60} = \frac{\pi(0.05889)400}{60} = 1.23\ m/s$$

$$B = 0.25(12 - Q_V)^{2/3} = 0.25(12 - 8)^{2/3} = 0.63$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0.63) = 70.72$$

$$K_V = \left(\frac{A + \sqrt{200v}}{A}\right)^B = \left(\frac{70.72 + \sqrt{200(1.23)}}{70.72}\right)^{0.63} = 1.13$$

Fator de distribuição de carga:

$$p_n = m\pi = 9.42\ mm$$

$$p_n = p_x sen\psi \Longrightarrow 9.42 = p_x sen30 \Longrightarrow p_x = 18.84\ mm$$

$$b = 2.1p_x = 39.56\ mm$$

$$K_m = 1.60$$

Fator de tamanho das engrenagens (b = 39.56 mm = 1.56 in):

$$Y = 0.302$$

$$m_t = \frac{m}{cos\psi} = \frac{3}{cos30^o} = 3.46\ mm$$

$$P_t = \frac{25.4}{m_t} = 7.34\ dtes/in$$

$$K_s = 1.192\left(\frac{b\sqrt{Y}}{P_t}\right)^{0.0525}$$

$$K_s = 1.192\left(\frac{1.56\sqrt{0.302}}{7.34}\right)^{0.0525} = 1.06$$

Tensão AGMA:

$$\sigma_{AGMA} = K_O F_T K_V K_S \frac{1}{bm_t}\frac{K_m K_B}{J}$$

$$\sigma_{AGMA} = (1.0)1621.67(1.13)(1.06)\frac{1}{39.56(3.46)}\frac{(1.6)}{0.40} = 56.76\ MPa$$

Exemplo 1.5 – Um pinhão helicoidal de 20º, ângulo de hélice 30º, 20 dentes, módulo 3 mm, aciona uma engrenagem de 32 dentes, ambos de ferro fundido (E = 105 GPa e v = 0.29). Calcule a tensão de contato atuante se o pinhão gira a 1000 rpm, a largura da face é de 60 mm e a potência a transmitir é de 10 kW. Supor Q_V = 7 e razão de divisão de carga = 0.70.

Solução: *coeficientes para os quais não se tem informações e, consequentemente, devem ser assumidos como iguais à unidade:*

$$K_B = K_o = 1.00$$

Torque atuante no pinhão e sua correspondente força tangencial:

$$T = \frac{N}{2\pi f} = \frac{10000}{2\pi\left(\frac{1000}{60}\right)} = 95.49\,Nm$$

$$d_p = \frac{mz}{cos\psi} = \frac{3(20)}{cos30} = 69.28\,mm$$

$$T = F_t\frac{dp_1}{2} \Rightarrow 95.49 = F_t\frac{0.0692}{2} \Rightarrow F_t = 2759.82\,N$$

Velocidade tangencial das engrenagens e fator dinâmico:

$$v = \frac{\pi d_p n}{60} = \frac{\pi(0.0692)1000}{60} = 3.62\,m/s$$

$$B = 0.25(12 - Q_V)^{2/3} = 0.25(12 - 7)^{2/3} = 0.73$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0.73) = 65.12$$

$$K_V = \left(\frac{A + \sqrt{200v}}{A}\right)^B = \left(\frac{65.12 + \sqrt{200(3.62)}}{65.12}\right)^{0.73} = 1.287$$

Fator geométrico (I):

$$cos\psi = \frac{tan\alpha}{tan\alpha_t} \Rightarrow cos30 = \frac{tan20}{tan\alpha_t} \Rightarrow \alpha_t = 22.8^o$$

$$I = \frac{cos\alpha_t\ sen\alpha_t}{2m_N}\frac{i}{i+1} = \frac{cos22.8^o\ sen22.8^o}{2(0.70)}\frac{1.6}{1.6+1} = 0.157$$

Fator de distribuição de carga:

$$K_m = 1.70$$

Fator de tamanho das engrenagens (b = 60 mm = 2·36 in):

$$Y_1 = 0.320$$

$$m_t = \frac{m}{cos\psi} = \frac{3}{cos30^o} = 3.46\,mm$$

$$P_t = \frac{25.4}{m_t} = 7.34\,dtes/in$$

$$K_s = 1.192\left(\frac{b\sqrt{Y}}{P_t}\right)^{0.0525}$$

$$K_s = 1.192\left(\frac{2.36\sqrt{0.302}}{7.34}\right)^{0.0525} = 1.09$$

Coeficiente elástico:

$$Cp = 10^{-3}\sqrt{\frac{1}{\pi\left[\frac{(1-\upsilon_1{}^2)}{E_1}+\frac{(1-\upsilon_2{}^2)}{E_2}\right]}}$$

$$Cp = 10^{-3}\sqrt{\frac{1}{\pi\left[\frac{(1-0.29^2)}{105(10^9)}+\frac{(1-0.29^2)}{105(10^9)}\right]}} = 135.1\,MPa$$

Tensão de contato atuante nas engrenagens:

$$\sigma_C = Cp\sqrt{K_O F_T K_V K_S \frac{K_m}{bd_{p1}I}}$$

$$\sigma_C = 135.1\sqrt{(1.0)2759.82(1.287)(1.09)\frac{1.7}{60(69.28)0.157}} = 429\,MPa$$

Exemplo 1.6 – Considere um redutor formado por engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, acionado diretamente por um motor de 74.6 kW/1120 rpm, com uma redução de 2:1. Supondo z_1 = 18 e m = 8 mm, determinar pelo <u>critério da resistência</u> a mínima largura necessária para as engrenagens.

Dados : Q_v = 8 / durezas do pinhão e coroa = 235 e 200 HB

pinhão de aço endurecido por completo grau 1

coroa de aço endurecido por completo grau 2

acionamento uniforme e choques moderados ψ = 25°

K_m = 1.3 / confiabilidade esperada = 90% / K_s = 1.09

<u>Solução</u>: define-se inicialmente o torque atuante no pinhão e sua correspondente força tangencial (74600 W = 101.36 CV):

$$T = 71620\frac{N}{n} = 71620\frac{101.36}{1120} = 6481.61\,kgf.cm$$

$$d_p = \frac{mz}{cos\psi} = \frac{8(18)}{\cos 25^o} = 158.89\,mm$$

$$T = F_t\frac{dp_1}{2} \Rightarrow 6481.61 = F_t\frac{15.89}{2} \Rightarrow F_t = 815.8\,kgf = 8003.1\,N$$

Coeficientes para os quais não se tem informações e, consequentemente, devem ser assumidos como iguais à unidade:

$$K_B = Y_\theta = Y_N = 1.00$$

Velocidade tangencial das engrenagens e fator dinâmico:

$$v = \frac{\pi d_p n}{60} = \frac{\pi(0.1589)1120}{60} = 9.32\,m/s$$

$$B = 0.25(12 - Q_V)^{2/3} = 0.25(12-8)^{2/3} = 0.63$$

$$A = 50 + 56(1-B) = 50 + 56(1-0.63) = 70.72$$

$$K_V = \left(\frac{A+\sqrt{200v}}{A}\right)^B = \left(\frac{70.72+\sqrt{200(9.32)}}{70.72}\right)^{0.63} = 1.35$$

Fator geométrico (J):

$$J_1 = 0.49(0.93) = 0.46$$

$$J_2 = 0.54(0.96) = 0.52$$

Fator de sobrecarga (acionamento uniforme e choques moderados):

$K_o = 1.25$

Fator de confiabilidade:

$Y_Z = 0.658 - 0.0759\ln(1 - R)$

$Y_Z = 0.658 - 0.0759\ln(1 - 0.9) = 0.833$

Tensão AGMA:

$$\sigma_{AGMA} = K_O F_T K_V K_S \frac{1}{bm_t}\frac{K_m K_B}{J}$$

$$m_t = \frac{m}{cos\psi} = \frac{8}{\cos 25^o} = 8.83\ mm$$

$$\sigma_{AGMA1} = (1.25)8003.1(1.35)(1.09)\frac{1}{b(8.83)}\frac{(1.3)}{0.46} = \frac{4711.44}{b}$$

$$\sigma_{AGMA2} = (1.25)8003.1(1.35)(1.09)\frac{1}{b(8.83)}\frac{(1.3)}{0.52} = \frac{4167.81}{b}$$

Tensões admissíveis de flexão AGMA:

$S_{t1} = 0.533\ HB + 88.3 = 0.533(235) + 88.3 = 213.56\ MPa$

$S_{t2} = 0.703\ HB + 113 = 0.703(200) + 113 = 253.60\ MPa$

Largura mínima das engrenagens com os dados do pinhão:

$$CS_{F1} = \frac{S_{t1}Y_N}{Y_\theta Y_Z \sigma_{AGMA}} \geq 1.5$$

$$1.5 = \frac{213.56(1)}{(1)(0.833)\frac{4711.44}{b}}$$

$b = 27.66\ mm$

Largura mínima das engrenagens com os dados da coroa:

$$CS_{F2} = \frac{S_{t2}Y_N}{Y_\theta Y_Z \sigma_{AGMA}} \geq 1.5$$

$$1.5 = \frac{253.60(1)}{(1)(0.833)\frac{4167.81}{b}}$$

$b = 20.54\ mm$

Prevalecendo como resposta, uma largura <u>mínima</u> necessária de 27·66 mm para as engrenagens·

Exemplo 1.7 – Um dispositivo para manobra de portões trabalha com um pinhão helicoidal de aço endurecido por completo grau 1 (dureza de 200 HB) à 600 rpm, acionando uma coroa de FoFo Classe 20, com uma relação de transmissão de 4. Supor engrenagens de média precisão.

Sendo:	z_1 = 16	b = 2.0 p_x	
	m = 5 mm	ψ = 20°	
	acionamento leve e choques moderados		Q_v = 6
	E_1 = 210 GPa	E_2 = 105 GPa	$\nu_1 = \nu_2$ = 0.3
	10^8 ciclos	$R(x)$ = 90%	

Determinar, pelo critério da resistência, a máxima potência que poderá ser transmitida pelo conjunto.

Solução: coeficientes para os quais não se tem informações e, consequentemente, devem ser assumidos como iguais à unidade:

$$K_B = Y_\theta = 1.00$$

Velocidade tangencial das engrenagens e fator dinâmico:

$$d_p = \frac{mz}{cos\psi} = \frac{5(16)}{\cos 20^o} = 85.13\, mm$$

$$v = \frac{\pi d_p n}{60} = \frac{\pi(0.085)600}{60} = 2.67\, m/s$$

$$B = 0.25(12 - Q_V)^{2/3} = 0.25(12 - 6)^{2/3} = 0.825$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0.825) = 59.80$$

$$K_V = \left(\frac{A + \sqrt{200v}}{A}\right)^B = \left(\frac{59.80 + \sqrt{200(2.67)}}{59.80}\right)^{0.825} = 1.31$$

Fator geométrico (J):

$$J_1 = 0.50(0.93) = 0.465$$

$$J_2 = 0.61(0.99) = 0.60$$

Fator de distribuição de carga:

$$p_n = m\pi = 15.71\, mm$$

$$p_n = p_x sen\psi \Longrightarrow 15.71 = p_x sen20 \Longrightarrow p_x = 45.93\, mm$$

$$b = 2.0 p_x = 91.85\, mm$$

$K_m = 1.70$

Fator de tamanho das engrenagens (b = 91·85 mm = 3·62 in):

$Y_1 = 0.295$

$Y_2 \cong 0.358$

$$m_t = \frac{m}{cos\psi} = \frac{5}{\cos 20^o} = 5.32\, mm$$

$$P_t = \frac{25.4}{m_t} = 4.77\, dtes/in$$

$$K_s = 1.192\left(\frac{b\sqrt{Y}}{P_t}\right)^{0.0525}$$

$$K_{s1} = 1.192\left(\frac{3.62\sqrt{0.295}}{4.77}\right)^{0.0525} = 1.14$$

$$K_{s2} = 1.192\left(\frac{3.62\sqrt{0.358}}{4.77}\right)^{0.0525} = 1.144$$

Fator de sobrecarga (acionamento leve e choques moderados):

$K_o = 1.50$

Tensões AGMA:

$$\sigma_{AGMA} = K_O F_T K_V K_S \frac{1}{bm}\frac{K_m K_B}{J}$$

$$\sigma_{AGMA1} = (1.50)F_T(1.31)(1.14)\frac{1}{91.85(5.32)}\frac{(1.7)}{0.465} = 0.017F_T$$

$$\sigma_{AGMA2} = (1.50)F_T(1.31)(1.144)\frac{1}{91.85(5.32)}\frac{(1.7)}{0.60} = 0.013F_T$$

Tensões admissíveis de flexão AGMA:

$S_{t1} = 0.533\, HB + 88.3 = 0.533(200) + 88.3 = 194.90\, MPa$

$S_{t2} = 5000\, psi = 34.47\, MPa$

Fator de confiabilidade:

$Y_Z = 0.658 - 0.0759\ln(1 - R)$

$Y_Z = 0.658 - 0.0759\ln(1 - 0.9) = 0.833$

Fator de ciclos (para o caso da coroa, considera-se a relação de transmissão sobre o número de ciclos previsto em projeto):

$$Y_{N1} = 1.3558N^{-0.0178} = 1.3558(10^8)^{-0.0178} = 0.977$$

$$Y_{N2} = 1.3558N^{-0.0178} = 1.3558(\frac{10^8}{4})^{-0.0178} = 1.001$$

Força tangencial limite com os dados do pinhão:

$$CS_{F1} = \frac{S_{t1}Y_N}{Y_\theta Y_Z \sigma_{AGMA}} \geq 1.5$$

$$1.5 = \frac{194.90(0.977)}{(1)(0.833)0.017F_T}$$

$$F_T = 8964.4\ N$$

Força tangencial limite com os dados da coroa:

$$CS_{F2} = \frac{S_{t2}Y_N}{Y_\theta Y_Z \sigma_{AGMA}} \geq 1.5$$

$$1.5 = \frac{34.47(1.001)}{(1)(0.833)0.013F_T}$$

$$F_T = 2124.2\ N$$

Prevalecendo como resposta, a força tangencial de 2124.2 N. Com esse valor, se torna possível, enfim, definir a potência máxima admissível para o par de engrenagens:

$$T = F_t\frac{dp_1}{2} = \frac{N}{2\pi f}$$

$$2124.2\left(\frac{0.085}{2}\right) = \frac{N}{2\pi\left(\frac{600}{60}\right)}$$

$$N = 5.67\ kW$$

Exemplo 1.8 – Um par de engrenagens cilíndricas helicoidais, ângulo de pressão 20°, ângulo de hélice de 15° e módulo 6 mm, foi projetado para transmitir 2500 W a 660 rpm. Para um par com 20 e 40 dentes, respectivamente, determinar pelo critério da pressão, o coeficiente de segurança por fadiga por contato. Considerar Q_v = 7, uma largura de 100 mm, um fator de sobrecarga de 1.25, engrenagens de média precisão e uma expectativa de vida 10^7 ciclos.

Dados: pinhão e coroa de aço endurecido por completo grau 1 (dureza de 220 HB), E = 200 GPa, $\nu = 0.3$, R(x) = 95%; razão de divisão de carga = 0.68.

Solução: coeficientes para os quais não se tem informações e, consequentemente, devem ser assumidos como iguais à unidade:

$$K_B = Y_\theta = 1.00$$

Diâmetro primitivo do pinhão:

$$d_p = \frac{mz}{cos\psi} = \frac{6(20)}{\cos 15^o} = 124.23\,mm$$

Torque atuante no pinhão e sua correspondente força tangencial:

$$T = \frac{N}{2\pi f} = \frac{2500}{2\pi\left(\frac{660}{60}\right)} = 36.17\,Nm$$

$$T = F_t\frac{dp_1}{2} \Longrightarrow 36.17 = F_t\frac{0.124}{2} \Longrightarrow F_t = 583.38\,N$$

Velocidade tangencial das engrenagens e fator dinâmico:

$$v = \frac{\pi d_p n}{60} = \frac{\pi(0.124)660}{60} = 4.29\,m/s$$

$$B = 0.25(12 - Q_V)^{2/3} = 0.25(12-7)^{2/3} = 0.73$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0.73) = 65.12$$

$$K_V = \left(\frac{A + \sqrt{200v}}{A}\right)^B = \left(\frac{65.12 + \sqrt{200(4.29)}}{65.12}\right)^{0.73} = 1.31$$

Fator geométrico (I):

$$m_t = \frac{m}{cos\psi} = \frac{6}{cos15^o} = 6.21\,mm$$

$$cos\psi = \frac{tan\alpha}{tan\alpha_t} \Longrightarrow cos15 = \frac{tan20}{tan\alpha_t} \Longrightarrow \alpha_t = 20.65^o$$

$$I = \frac{cos\alpha_t\ sen\alpha_t}{2m_N}\frac{i}{i+1} = \frac{cos20.65\ sen20.65}{2(0.68)}\frac{2}{2+1} = 0.162$$

Fator de distribuição de carga:

$$K_m = 1.70$$

Fator de tamanho das engrenagens (b = 100 mm = 3.94 in):

$$Y_1 = 0.320$$

$$P_t = \frac{25.4}{m_t} = 4.09\ dtes/in$$

$$K_s = 1.192\left(\frac{b\sqrt{Y}}{P_t}\right)^{0.0525}$$

$$K_{s1} = 1.192\left(\frac{3.94\sqrt{0.320}}{4.09}\right)^{0.0525} = 1.155$$

Coeficiente elástico:

$$Cp = 10^{-3}\sqrt{\frac{1}{\pi\left[\frac{(1-v_1{}^2)}{E_1}+\frac{(1-v_2{}^2)}{E_2}\right]}}$$

$$Cp = 10^{-3}\sqrt{\frac{1}{\pi\left[\frac{(1-0.3^2)}{200(10^9)}+\frac{(1-0.3^2)}{200(10^9)}\right]}} = 187.03\ MPa$$

Tensão de contato:

$$\sigma_C = Cp\sqrt{K_O F_T K_V K_S \frac{K_m}{bd_{p1}I}}$$

$$\sigma_C = 187.03\sqrt{(1.25)583.38(1.31)(1.155)\frac{1.7}{100(124.23)0.162}} = 180.56\ MPa$$

Tensão admissível de contato AGMA:

$$S_{c1} = 2.22\ HB + 200 = 2.22(220) + 200 = 688.4\ MPa$$

Fator de confiabilidade:

$$Y_Z = 0.658 - 0.0759\ln(1 - R)$$

$$Y_Z = 0.658 - 0.0759\ln(1 - 0.95) = 0.885$$

Fator de ciclos:

$$Z_{N1} = 1.0$$

Coeficiente de segurança por fadiga de contato:

$$CS_C = \frac{S_C Z_N C_H}{Y_\theta Y_Z \sigma_C} = \frac{688.4(1)(1)}{(1)(0.885)180.56} = 4.31$$