

$$GRR20 := (1 \ 2 \ 8 \ 4 \ 0 \ 5)$$

1) Potência da transmissão

$$P := \frac{(GRR20^{(1)} \cdot 100kW + GRR20^{(2)} \cdot 10kW + GRR20^{(3)} \cdot 1kW + GRR20^{(4)} \cdot 100W + GRR20^{(5)} \cdot 10W + GRR20^{(6)} \cdot 1W)_1}{10} = 12.84$$

1) Calcule a relação de transmissão da prova baseado em seu número de matrícula (05).

$$i_{nom} := \begin{cases} i \leftarrow \frac{GRR20^{(4)} \cdot 100 + GRR20^{(5)} \cdot 10 + GRR20^{(6)}}{GRR20^{(1)} \cdot 100 + GRR20^{(2)} \cdot 10 + GRR20^{(3)}} \\ i \leftarrow \frac{1}{i} \text{ if } i < 1 \end{cases} \quad i_{nom} = 3.164 \quad \text{Relação de transmissão deste aluno.}$$

Dimensionamento de correia em V

Dados da transmissão

$$d := 5.4in = 137.16 \cdot mm$$

Diâmetro da polia motora

$$D := 16in = 406.4 \cdot mm$$

Diâmetro da polia conduzida

$$L_{ww} := 2400mm = 94.488 \cdot in$$

$$L_c := 45mm$$

Acrescimento no comprimento perimetral desde o diâmetro interno para correias perfil C

$$m' := 168 \cdot \frac{gm}{m}$$

Massa específica da correia

$$\mu_{\alpha} := 0.5123$$

Coefficiente de atrito da correia

$$\omega := 3510 \cdot rpm$$

Velocidade angular da polia motora

$$K_s := 1.25$$

Fator de serviço

$$FS_{min} := 1.$$

Fator de segurança mínimo

$$\eta_c := 94\%$$

Rendimento da transmissão por correias

Solução da transmissão:

$$i_c := \frac{D}{d} = 2.963$$

Relação de transmissão da redução

$$v := \omega \cdot \frac{d}{2} = 25.21 \frac{m}{s}$$

Velocidade da correia

$$\omega_1 := \frac{\omega}{i_c} = 1185 \cdot rpm$$

Rotação de saída do redutor por correias

$$T_m := \frac{P}{\omega} = 34.934 \cdot N \cdot m$$

Torque do motor

$$T_{sc} := T_m \cdot i_c \cdot \eta_c = 97.297 \cdot N \cdot m$$

Torque na saída do redutor por correias

$$L_p := L + L_c = 2.445 \cdot m$$

Comprimento primitivo da correia

$$C_{ww} := \frac{1}{4} \cdot \left[L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D + d) + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D + d) \right]^2 - 2 \cdot (D - d)^2} \right] = 784 \cdot mm \quad \text{Distância entre centros}$$

$$\theta_d := \pi - 2 \cdot \arcsin\left(\frac{D - d}{2 \cdot C}\right) = 160.2 \cdot \text{deg}$$

Ângulo de abraçamento da polia motora

$$\theta_d = 2.796 \cdot \text{rad}$$

$$\theta_D := 2 \cdot \pi - \theta_d = 199.8 \cdot \text{deg}$$

Ângulo de abraçamento da polia maior

$$F_{1_2} := e^{\mu \alpha \cdot \theta_d} = 4.19$$

Relação máxima entre as forças de entrada e saída

$$F_c := m' \cdot v^2 = 106.8 \cdot \text{N}$$

Tensão na correia devido a força centrífuga

$$P_{\text{tab}} := 2.1 \cdot \text{kW}$$

Potência tabelada para a velocidade de projeto

$$\frac{D-d}{C} = 0.343$$

$$K_1 := .95$$

Fator do ângulo de abraçamento da polia

$$K_2 := 1.0$$

Fator de comprimento

$$P_a := P_{\text{tab}} \cdot K_1 \cdot K_2 = 1.995 \cdot \text{kW}$$

Potência admissível

$$P_{\text{efe}} := P \cdot K_s \cdot \text{FS}_{\text{min}} = 16.051 \cdot \text{kW}$$

Potência efetiva

$$N_c := \text{ceil}\left(\frac{P_{\text{efe}}}{P_a}\right) = 9$$

Número de correias arredondando para cima

$$T_{\text{efe}} := \frac{P_{\text{efe}}}{\omega} = 43.7 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Torque a ser transmitido

$$\Delta F := \frac{T_{\text{efe}} \cdot 2}{d \cdot N_c} = 70.7 \cdot \text{N}$$

Diferencial de tensão nas correias para transmissão de força

Cálculo da pré-carga pela tensão máxima da correia

$$F_1 := F_c + \Delta F \cdot \frac{F_{1_2}}{F_{1_2} - 1} = 200 \text{ N}$$

Carga de tração na correia do lado mais tensionado

$$F_2 := F_1 - \Delta F = 129 \text{ N}$$

Tensão do lado menos tensionado

$$F_{\text{pc}} := \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c = 57.6 \cdot \text{N}$$

Pré carga na correia

$$\text{FS} := \frac{P_a \cdot N_c}{P_{\text{efe}}} = 1.119$$

Fator de segurança do projeto

$$F_m := 2 \cdot (F_{\text{pc}} + F_c) \cdot N_c \cdot \cos\left(\frac{\pi - \theta_d}{2}\right) = 2.914 \cdot \text{kN}$$

Carga aplicada nos mancais

Cálculo da vida da correia

$$K_b := 576 \cdot \text{lb} \cdot \text{in} = 65.079 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Da tabela 17-16

$$F_{b1} := \frac{K_b}{d} = 474 \text{ N}$$

Tensão devida a flexão na polia menor

$$F_{b2} := \frac{K_b}{D} = 160 \text{ N}$$

Tensão devida a flexão na polia maior

$$T_1 := F_1 + F_{b1} = 674 \text{ N}$$

Tensão de pico na entrada da polia motora

$$T_2 := F_1 + F_{b2} = 360 \text{ N}$$

Tensão de pico na saída da polia conduzida

$$K := 5309 \cdot \text{N} \quad b := 10.926$$

Coefficientes de vida da tabela 17-17

$$N_p := \frac{1}{\left(\frac{K}{T_1}\right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2}\right)^{-b}} = 6.194 \times 10^9$$

$$N_{pv} := 10^9$$

Numero de passes da correia pela transmissão maior que a validade da tabela, logo usar o valor máximo de 10^9

$$t := \frac{N_p \cdot L_p}{v} = 26943 \cdot \text{hr} \quad t = 9.699 \times 10^7 \cdot \text{s}$$

Vida das correias

4) Calcule uma transmissão de dentes helicoidais objetivando a relação de transmissão da prova, com o menor número de dentes no pinhão, fabricado pelo processo de geração, sem que ocorra nenhum recorte no pé do dente, para:

$\beta := 22.5 \text{deg}$ ângulo de hélice
 $\alpha_n := 20 \text{deg}$ ângulo de pressão
 $c := .25$ Folga no fundo do dente
 $\eta_e := 98\%$ Eficiência das engrenagens

$E := 207 \text{GPa}$ Módulo de elasticidade do material

$\nu := .29$ Coeficiente de Poisson

Dureza do pinhão: 58-60 HRC

Dureza da coroa: 360-400 HB

Qualidade das engrenagens: ISO 7;

Pinhão e coroa simetricamente montados entre os mancais

Aplicação será a usinagem por torneamento de metais

$$\alpha_t := \text{atan}\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) = 21.502 \cdot \text{deg}$$

ângulo de pressão transversal

$$\beta_b := \text{atan}\left(\tan(\beta) \cdot \cos(\alpha_t)\right) = 21.076 \cdot \text{deg}$$

ângulo de hélice de base

$$k := (1 + c) = 1.25$$

Fator de profundidade do dente

$$z_{\min} := \frac{2 \cdot k \cdot \cos(\beta)}{\sin(\alpha_t)^2} = 17.191$$

Número mínimo de dentes

$$z_1 := 18 \quad z_2 := \text{ceil}(i_{\text{nom}} \cdot z_1) = 57$$

Número de dentes

$$i_e := \frac{z_2}{z_1} = 3.167$$

Relação de transmissão efetiva

$$\omega_s := \frac{\omega_1}{i_e} = 374 \text{rpm}$$

rotação de saída da transmissão

$$T_s := T_{sc} \cdot i_e \cdot \eta_e = 302 \text{N} \cdot \text{m}$$

Torque de saída do reedutor

$$Y_M := 4 \cdot \text{MPa}$$

Fator geométrico, dureza 56 HRC

$$\psi_d := 1.6$$

Fator de largura

$$\phi'1 := \sqrt[3]{\frac{4 \cdot T_{sc} \cdot (i_e + 1)}{Y_M \cdot \psi_d \cdot i_e}} = 43.091 \cdot \text{mm}$$

Estimativa de diâmetro do pinhão

$$m_t' := \frac{\phi'1}{z_1} = 2.394 \cdot \text{mm}$$

Valor mínimo do módulo para vida de superfície $> 10^7$

$m_n' := m_t \cdot \cos(\beta) = 2.212 \cdot \text{mm}$	Módulo normal mínimo	
$m_n := 2.5 \text{mm}$	Módulo normal da transmissão	
$m_t := \frac{m_n}{\cos(\beta)} = 2.706 \cdot \text{mm}$	Módulo transversão da transmissão	
$p_t := m_t \cdot \pi = 8.501 \cdot \text{mm}$	Passo transversal	
$p_{bt} := p_t \cdot \cos(\alpha_t) = 7.909 \cdot \text{mm}$	Passo de base transversal	
$s_t := \frac{p_t}{2} = 4.251 \cdot \text{mm}$	Espessura transversal do dente no diâmetro primitivo	
$\phi_1 := m_t \cdot z_1 = 48.708 \cdot \text{mm}$	$\phi_2 := m_t \cdot z_2 = 154.241 \cdot \text{mm}$	Diâmetro primitivo
$r_1 := \frac{\phi_1}{2} = 24.354 \cdot \text{mm}$	$r_2 := \frac{\phi_2}{2} = 77.12 \cdot \text{mm}$	Raio primitivo
$a := r_1 + r_2 = 101.474 \cdot \text{mm}$	$\frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m_t = 101.474 \cdot \text{mm}$	Distância entre centros
$b' := \psi_d \cdot \phi_1 = 77.932 \cdot \text{mm}$	largura estimada	
$b := 80 \text{mm}$	Largura definida.	
$h := (2 + c) \cdot m_n = 5.625 \cdot \text{mm}$	Altura do dente	
$\phi_{1a} := \phi_1 + 2 \cdot m_n = 53.708 \cdot \text{mm}$	$\phi_{2a} := \phi_2 + 2 \cdot m_n = 159.241 \cdot \text{mm}$	Diâmetro de adendo
$\phi_{1b} := \phi_1 \cdot \cos(\alpha_t) = 45.318 \cdot \text{mm}$	$\phi_{2b} := \phi_2 \cdot \cos(\alpha_t) = 143.506 \cdot \text{mm}$	Diâmetro de base
$z_{1v} := \frac{z_1}{\cos(\beta)^3} = 22.826$	$z_{2v} := \frac{z_2}{\cos(\beta)^3} = 72.282$	Número virtual de dentes
$\epsilon_\alpha := \frac{\sqrt{\left(\frac{\phi_{1a}}{2}\right)^2 - \left(\frac{\phi_{1b}}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{\phi_{2a}}{2}\right)^2 - \left(\frac{\phi_{2b}}{2}\right)^2} - a \cdot \sin(\alpha_t)}{p_{bt}} = 1.483$		Razão de condução
$\epsilon_\beta := \frac{b \cdot \tan(\beta)}{\pi \cdot m_t} = 3.898$		Recobrimento axial
$F_t := \frac{T_{sc}}{r_1} = 3.995 \cdot \text{kN}$	Força tangencial	
$y_M := \frac{a \cdot F_t}{r_1 \cdot r_2 \cdot b} = 2.698 \cdot \text{MPa}$	Fator MAAG Geométrico	
$K_1 := 1 - \nu^2 = 0.916$	$K_2 := K_1$	
$y_E := \frac{E \cdot E}{\pi \cdot (K_1 \cdot E + K_2 \cdot E)} = 36 \cdot \text{GPa}$	Fator de elasticidade dos materiais	
$y_\alpha := \frac{2}{\sin(2 \cdot \alpha_t)} = 2.932$	Fator do ângulo de pressão:	
$y_\epsilon := \frac{\cos(\beta_b)}{\epsilon_\alpha} = 0.629$	Fator das linhas de contato	
$\sigma_{HB} := \sqrt{y_M \cdot y_E \cdot y_\alpha \cdot y_\epsilon} = 423.2 \cdot \text{MPa}$	Tensão de contato básica	$\beta_b = 0.368$

$$v_t := \omega \cdot r_1 = 8.952 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$k_d := 1$$

$$k_b := \frac{b}{\phi_1} = 1.642$$

$$k_e := 1.25$$

$$k_s := 1.25$$

$$\sigma_H := \sqrt{Y_M \cdot Y_E \cdot Y_\alpha \cdot Y_\epsilon \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_s} = 529 \cdot \text{MPa}$$

Cálculo da tensão de flexão:

$$h_{tf} := h = 5.625 \cdot \text{mm}$$

$$\rho_f := .35 \cdot m_n = 0.875 \cdot \text{mm}$$

$$z_{1v} = 22.826$$

$$Y_F := 2.68$$

$$Y_\beta := 1 - \frac{\beta}{120 \text{deg}} = 0.813$$

$$\sigma_{bf} := \frac{F_t}{b \cdot m_n \cdot \epsilon_\alpha} \cdot Y_F \cdot Y_\beta = 29.34 \cdot \text{MPa}$$

$$t := \sqrt{\frac{6 \cdot h_{tf} \cdot m_n}{Y_F}} = 5.611 \cdot \text{mm}$$

$$K_t := .18 + \left(\frac{t}{\rho_f}\right)^{.15} \cdot \left(\frac{t}{h_{tf}}\right)^{.45} = 1.5$$

$$q := 1$$

$$K_{t_f} := 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1.5$$

$$\sigma_f := \sigma_{bf} \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_s \cdot K_{t_f} = 68.76 \cdot \text{MPa}$$

Velocidade tangencial

Engrenagem grau de qualidade ISO 8, com dureza superficial abaixo de 350 Brinell

Relação entre largura e diâmetro da engrenagem

Pinhão em simétrico aos mancais

Acionamento por motor elétrico com carga de usinagem por fresa em aço

Tensão de contato em serviço

Altura a ser considerada para cálculo

Arredondamento no pé do dente

Numero de dentes virtuais para consulta do Y.F

Fator de forma de Maag

Fator de hélice

Tensão de flexão básica

Estimativa da espessura na raiz do dente pelo Y.F, apenas para calcular o Kt

Dos ensaios de fotoelasticidade

Fator tomando conservativamente como 1

Fator de concentração de tensões

Tensão de flexão no pé do dente em operação

1·kW

o de

