Órgãos de Máquinas
Dimensionamento à Fadiga – Aula TP 2

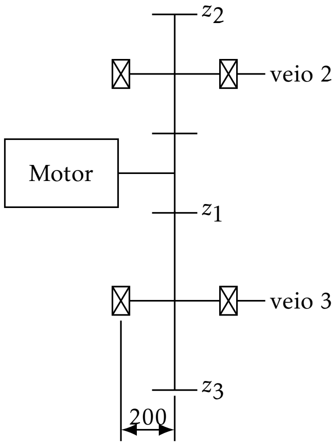
Carlos M. C. G. Fernandes

A Figura 1 representa uma transmissão por engrenagem normal com arquitetura "power split" que é acionada por um motor elétrico com uma potência nominal de 40 kW que roda à velocidade angular de 2500 rpm.

O pinhão z_1 está montado na extremidade do veio do motor. A rodas z_2 e z_3 estão montadas a meio-vão dos veios 2 e 3, respetivamente, fabricados em aço de construção Ck 45. A transmissão de momento torsor é assegurada através de um sistema escatel-chaveta em cada um dos veios. O fator de concentração de tensões prático devido ao escatel do veio é $K_f = 1.6$ para solicitações de flexão.

Cada um dos veios (2 e 3) está apoiado em dois rolamentos de esferas 6006 que distam entre si de 0.4 m.

Cada ponta de veio está sujeita a um momento torsor constante correspondente à utilização de 50% da potência nominal do motor.



Engrenagens
Geometria: $z_1 = 28$ $z_2 = 42$ $z_1 = 28$ $z_3 = 63$ $m = 2.5$ mm $b = 20$ mm $\alpha = 20°$ $\beta = 0°$ $h_a = m$ $h_f = 1.25m$
Material: Aço 16 MnCr 5 $\sigma_{ced} \geq 441$ MPa $E = 206$ GPa $\nu = 0.3$
Acabamento: Retificação forte

Veios
Geometria: $d = 30$ mm
Material: Aço Ck 45 $\sigma_R = 578$ MPa $\sigma_{ced} = 324$ MPa
Acabamento: Retificação
Rolamentos 6006
Anel exterior: $D = 55$ mm Anel interior: $d = 30$ mm Largura: $B = 13$ mm

Figura 1: Transmissão por engrenagem.

Estime o coeficiente de segurança do veio 3 para o dimensionamento à fadiga. Apresente todos os cálculos que efetuar. Comente o resultado obtido.

1 Resolução

1.1 Momento flector e torsor

$$F_{bn} = \frac{M_t}{r_b} = \frac{M_t}{r \cos\alpha} = 2322.77\,\mathrm{N} \tag{1}$$

$$M_f = R_A \times l = \frac{2322.77}{2} \times 0.2 = 232.28\,\mathrm{N\,m} \tag{2}$$

$$M_t = \frac{P}{\omega_3} = \frac{20000}{\frac{\pi \times 2500}{30 \times 2.25}} = 171.89\,\mathrm{N\,m} \tag{3}$$

1.2 Tensão nominal

$$\sigma = \frac{32 M_f}{\pi d^3} = \frac{32 \times 232280}{\pi \times 30^3} = 87.63\,\mathrm{MPa} \tag{4}$$

Considerando o momento torsor

$$\tau = \frac{16 M_t}{\pi d^3} = \frac{16 \times 171890}{\pi \times 30^3} = 32.423\,\mathrm{MPa} \tag{5}$$

1.3 Caracterizar solicitação cíclica

1.3.1 Flexão

Tensão média:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{min}}}{2} = 0 \tag{6}$$

Amplitude de Tensão:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{min}}}{2} = \sigma = 87.63\,\mathrm{MPa} \tag{7}$$

1.3.2 Torção

Tensão média:

$$\tau_m = \tau = 32.423\,\text{MPa} \tag{8}$$

Amplitude de Tensão:

$$\tau_a = 0 \tag{9}$$

1.4 Tensão limite de fadiga

Para aços com tensão de rotura $\sigma_R < 1400\,\text{MPa}$, a tensão limite de fadiga será $\sigma_{f0} = 0.5 \cdot \sigma_R$. Para o presente aço, será $\sigma_{f0} = 0.5 \times 578 = 289\,\text{MPa}$

1.5 Tensão limite de fadiga corrigida

$$\sigma_{f0}^c = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot \sigma_{f0} \tag{10}$$

Para um diâmetro compreendido entre $2.79 \leq d < 51\,\text{mm}$, a equação (11) permite determinar o fator para o efeito do tamanho. Alternativamente poderia ser determinado de forma gráfica.

$$C_2 = 1.24 \cdot d^{-0.107} = 1.24 \times 30^{-0.107} = 0.862 \tag{11}$$

A equação (12) permite determinar o fator para o efeito do acabamento superficial. Os coeficientes adequados para retificação podem ser consultados na Tabela 1.

$$C_3 = a \cdot {\sigma_R}^b = 1.58 \times 578^{-0.085} = 0.920 \tag{12}$$

Tabela 1: Coeficientes a considerar para cálculo do efeito do acabamento superficial.

Tipo	a / MPa	b
Retificado	1.58	-0.085
Maquinado	4.51	-0.265
Laminado	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

Os valores dos coeficientes de correção da tensão limite de fadiga para o caso em estudo estão definidos na Tabela 2. Neste caso não foram considerados outros fatores, pelo que $C_4 = 1$.

Tabela 2: Coeficientes de correção da tensão limite de fadiga.

Fator	Efeito	Valor
C_1	tipo de carga	1.000
C_2	tamanho	0.862
C_3	acabamento	0.920
C_4	outros	1.000

Neste caso teríamos uma tensão limite de fadiga corrigida $\sigma^c_{f0} = 1.000 \times 0.862 \times 0.920 \times 1 \times 289 = 229.12\,\text{MPa}$

1.6 Fator de concentração de tensões prático

Para uma solicitação de flexão o escatel-chaveta, tem um factor de concentração de tensões prático de $K_f = 1.6$.

1.7 Critério de fadiga

O critério de Soderberg é dado pela equação (13).

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{f0}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ced}} = 1 \tag{13}$$

Considerando uma solicitação biaxial:

$$\sigma^{eq}_{est} = \sigma_m + \frac{\sigma_{ced}}{\sigma^c_{f0}} \cdot K_f \cdot \sigma_a \tag{14}$$

$$\sigma^{eq}_{est} = 0 + \frac{324}{229.12} \times 1.6 \times 87.63 = 198.27\,\text{MPa} \tag{15}$$

1.8 Critério de Tresca

Aplicando o Critério de Tresca:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma^{eq}_{est}}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{198.27}{2}\right)^2 + 32.423^2} = \frac{\sigma_{ced}}{2 \cdot C.S} \Longleftrightarrow C.S = 1.55 \tag{16}$$

1.9 Comentário

O fator de segurança é adequado embora por vezes seja recomendado um valor de 2.