



ME56A – Diseño de Elementos de Máquinas
Dpto. Ingeniería Mecánica
Prof. Roberto Corvalán
25 de Octubre de 2005
Ayudante: Felipe Figueroa G.

Auxiliar N°5: Engranajes Rectos

P1.- Una caja reductora de engranajes rectos funciona conectada a un motor de 40[HP] a 1125[rpm]. Los engranajes son de altura completa, con un ángulo de presión $\phi_t=20^\circ$. Los engranajes tienen 22 y 60 dientes. El paso diametral es $P=4[\text{dtes/in}]$ y el ancho de la cara es $F=3.25[\text{in}]$. La vida útil esperada es de 5 años, con uso las 24 horas del día, que corresponde a aproximadamente a 3×10^9 revoluciones del piñón. El valor de calidad de la precisión de transmisión es $Q_v=6$. Para construir ambos engranajes se utiliza acero SAE 4340 grado 1, endurecidos completamente para obtener una dureza tanto superficial como interna de 275 Brinell. La carga es por impacto moderado y la transmisión de potencia es uniforme. Se pide una confiabilidad del 99%. Suponga que tanto el piñón como la corona poseen ejes de 2[in] de diámetro. Por necesidades de lubricación el reductor opera bajo condiciones de temperatura menores a 120[°C].

- a) Calcule el diámetro de paso para ambos engranajes, la velocidad de línea y la carga transmitida.
- b) Calcule, según el método AGMA, el esfuerzo por flexión σ , el esfuerzo por flexión permitido σ_{perm} , el factor de seguridad por flexión S_F , el esfuerzo por desgaste σ_c , el esfuerzo permitido por desgaste $\sigma_{c,\text{perm}}$ y el factor de seguridad por desgaste para el piñón S_H . ¿Cuál es el modo de falla más probable para este engranaje?
- c) Lo mismo que para la parte b), pero esta vez para la corona.

$$\phi_N = 20^\circ$$

$$N_G = 60 \text{ [DTS]}$$

$$N_P = 22 \text{ [DTS]}$$

$$P = 4 \text{ [DTS/IN]}$$

$$F = 3,25 \text{ [IN]} \quad (\text{ANCHO DE LA CARGA})$$

$$n = 1125 \text{ [RPM]}$$

$$H = 40 \text{ [HP]}$$

$$\text{Vida útil} = 3 \cdot 10^9 \text{ [REV]}.$$

$$Q_V = 6$$

Acero 4340 ENDURECIDA COMPLETAMENTE, GRADO 1.

T. TECNICO \rightarrow 275 BRINELL NÚCLEO Y SUPERFICIE.

CARGA POR IMPACTO MODERADO, TRANSMISIÓN DE POTENCIA UNIFORME.

CUNEIFABILIDAD 0,99

— —

~~PARTE a):~~

$$d_P = \frac{N_P}{P} = \frac{22 \text{ [DTS]}}{4 \text{ [DTS/IN]}} = 5,5 \text{ [IN]}$$

$$d_G = \frac{N_G}{P} = \frac{60 \text{ [DTS]}}{4 \text{ [DTS/IN]}} = 15 \text{ [IN]}$$

$$V = \frac{\pi \cdot d_P \cdot n}{12} = \frac{\pi \cdot 5,5 \text{ [IN]} \cdot 1125 \text{ [RPM]}}{12} = 1619,884 \left[\frac{\text{FT}}{\text{MIN}} \right]$$

$$W_f = \frac{33000 \cdot H}{V} = \frac{33000 \cdot 40}{1619,884} = 814,8732 \text{ [LBF]}$$

ESFUERZO FLEXIÓN:

$$\sigma = W_f \cdot K_a \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{P_D}{F} \cdot \frac{K_M \cdot K_B}{J}$$

R) PARA EL PUNO:

2/7

FACTOR DE SOBRECARGA:

FUENTE DE POTENCIA UNIFORME, IMPACTO MODERADO

$$\Rightarrow K_0 = 1,25$$

FACTOR DE VELOCIDAD:

$$Q_v = 6$$

$$B = 0,25 (12 - Q_v)^{2/3} = 0,25 \cdot 6^{2/3} = 0,8255 \quad \left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} \text{Ec 14-28}$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0,8255) = 59,772$$

$$\Rightarrow K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B = \left(\frac{59,772 + \sqrt{1619,884}}{59,772} \right)^{0,8255} = 1,53 //$$

FACTOR DE FORMA:

$$K_s = 1,192 \left(\frac{F \cdot Y}{P} \right)^{0,0535}$$

(Si $K_s < 1$, entonces $K_s = 1$)

$$K_s = 1,192 \left(\frac{3,25 \sqrt{0,339}}{4} \right)^{0,0535} \quad \left. \begin{array}{l} \text{FACTOR DE FORMA DE LEWIS, TABLA 14-2} \\ \end{array} \right\} = 1,14 //$$

FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA:

$$K_m = 1 + C_{mc} (C_{PF} C_{PM} + C_{MA} \cdot C_e) \quad \text{Ec (14-30)}$$

$$C_{mc} = 1 \quad (\text{DTS SIN CORONA})$$

$$C_{PF} = \frac{F}{10d} = 0,0375 + 0,0125 \cdot F = \frac{3,25}{10 \cdot 5,5} = 0,0375 + 0,0125 \cdot 3,25 = 0,062$$

$$C_{PM} = 1,1$$

$$C_{MA} = A + BF + CF^2 = 0,127 + 0,0158 \cdot 3,25 + (-0,093 \cdot 10^{-4}) \cdot 3,25^2 = 0,178$$

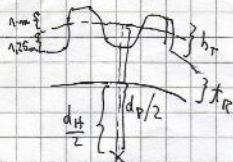
(SOPONEMOS UNIDAD COMERCIAL CERRADA EN LA TABLA 14-9)

$$C_e = 1$$

$$\Rightarrow K_m = 1 + 1 \cdot (0,062 \cdot 1,1 + 0,178 \cdot 1) = 1,246$$

Factor del espesor del arco: K_B

317



$$h_T = 1 \cdot m + 1,25 \cdot m = \frac{2,25}{P} = 0,5625 [m]$$

$$t_R = \frac{d_P}{2} - \frac{1,25}{P} - \frac{d_H}{2} = \frac{5,5}{2} - \frac{1,25}{4} - \frac{2}{2} = 1,4375 [m]$$

Relación Arco:

$$m_B = \frac{t_R}{h_T} = \frac{1,4375}{0,5625} = 2,55$$

$$m_B < 1,2$$

$$(K_{B_{max}} = 2,4)$$

$$m_B \geq 1,2$$

$$K_B = \left[1,6 L_n \left(\frac{2,242}{m_B} \right) \right]$$

$$\Rightarrow K_B = 1$$

Factor Geométrico J (ver Figura 14-16)

$$N_p = 22 [barras]$$

$$J = 0,345$$

ent

$$\Rightarrow \sigma = \left(\frac{W^T \cdot P}{F} \right) \cdot K_a \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{J}$$

$$\sigma = \left(\frac{1814,8732 [N] [1/m]}{3,25 [m]} \right) \cdot 1,25 \cdot 1,53 \cdot 1,14 \cdot \frac{1,246 \cdot 1}{0,345} = 7,897 [ksi]$$

RESISTENCIA A LA FLEXIÓN.

4/7

$$\sigma_{\text{perm}} = S_T \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}$$

ESFUERZO PERMISIBLE MATERIAL S_T :

DE LA FIGURA 14-3, SABIENDO QUE LA DUREZA ES ~~170~~²⁷⁵ HB, GRADO 1

$$\Rightarrow S_T = 35 \text{ [Kpsi]}$$

FACTOR DE LOS CICLOS DE CARGA Y_N :

DE LA FIGURA 14-14, SABIENDO QUE EL NÚMERO DE CICLOS ES $3 \cdot 10^9$

$$\Rightarrow Y_N = 0,85$$

FACTOR DE TEMPERATURA K_T

$$K_T = 1 \quad (T < 250 [^\circ\text{F}] = 120 [^\circ\text{C}] \text{ POR LUBRICACIÓN})$$

FACTOR DE CONFIABILIDAD K_R .

DE LA TABLA 14-10 a ES 14-38, PARA CONFIABILIDAD DE 99%

$$K_R = 1$$

$$\Rightarrow \sigma_{\text{perm}} = 35 \text{ [Kpsi]} \cdot \frac{0,85}{1,1} = 29,75 \text{ [Kpsi]}$$

EL FACTOR DE SEGURIDAD POR FLEXIÓN QUEDA COMO:

$$S_F = \frac{\sigma_{\text{perm}}}{\sigma} = \frac{29,75}{7,897} = 3,77$$

DESGASTE:

ESFUERZO DE CONTACTO:

$$\sigma_c = C_P \left(W^T \cdot K_a \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_M}{d \cdot F} \cdot \frac{C_F}{I} \right)^{1/2}$$

FACTOR DE ELASTICIDAD C_P .

DE LA TABLA 14-8:

$$C_P = \cancel{2000} \cdot \cancel{1.175} \cdot 2300 \text{ [ksi]}^2$$

FACTOR GEOMÉTRICO CONTRA LA PREDURA:

$$I = \frac{\cos(\phi_T) \cdot \sin(\phi_T)}{2 m_N} \cdot \frac{m_B}{m_G + 1}$$

 ϕ_T ES EL ÁNGULO DE PRESIÓN TRANSVERSAL:

$$\phi_T = \text{ArcTan} \left(\frac{\tan(\phi_N)}{\cos(\psi)} \right) \quad \text{CLARAMENTE } \phi_T = \phi_N \text{ PARA ENG. RECTOS.}$$

 $m_N = 1$ PARA ENG. RECTOS (EC. 14-21 PARA ENG. HELICOIDALES)

$$\Rightarrow I = \frac{\cos(20^\circ) \cdot \sin(20^\circ)}{2} = 0,161 \cdot \frac{30/11}{30/11 + 1} = 0,1178$$

FACTOR DE CONDICIÓN SUPERFICIAL: C_F K $C_F = 1$ (VER SECCIÓN 14-9)

$$\Rightarrow \sigma_c = \frac{\cancel{2000}}{2300} \text{ [ksi]}^2 \cdot \left(\frac{814,8732 \text{ [lbf]}}{5,5 \text{ [in]} \cdot 3,25 \text{ [in]}} \cdot 1,25 \cdot 1,53 \cdot 1,14 \cdot 1,246 \cdot \frac{1}{0,161} \right)^{1/2} = 63,79 \text{ [ksi]}^2$$

RESISTENCIA AL DESGASTE:

6/7

$$\sigma_{c,perm} = S_c \cdot \frac{Z_N \cdot C_H}{K_T \cdot K_R}$$

ESFUERZO PERMISIBLE DEL MATERIAL POR DESGASTE, S_c .

MATERIAL ENTAMENTE ENDURECIDO, GRADO 1, 275 HB.
DE LA FIGURA 14-5.

$$S_c = 322 \cdot H_B + 29100 \text{ [psi]} = 117,65 \text{ [ksi]}$$

Factor de los ciclos de carga, Z_N . (por picadura)
DE LA FIGURA 14-15, PARA $N = 3 \cdot 10^9$ [ciclos]

$$Z_N = 2,366 \cdot N^{-0,056} = 2,366 \cdot (3 \cdot 10^9)^{-0,056} = 0,7$$

Factor de Relación de la Dureza; C_H :

$$C_H = 1 + A' (m_G - 1)$$

$$A' = 8,98 (10^{-3}) \left(\frac{H_{B,P}}{H_{B,G}} \right) - 8,29 (10^{-3}) \quad \text{si: } 1,2 \leq \frac{H_{B,P}}{H_{B,G}} \leq 1,7$$

Si $\frac{H_{B,P}}{H_{B,G}} < 1,2 \Rightarrow A' = 0$ (igual DUREZA SUPERFICIAL EN PIÑÓN
Y ENGRANAJE)

$$\Rightarrow C_H = 1 \quad \Rightarrow \sigma_{c,perm} = 117,65 \text{ [ksi]} \cdot \frac{0,7 \cdot 1}{1 \cdot 1} = 82,355 \text{ [ksi]}$$

$$\Rightarrow S_H = \frac{\sigma_{c,perm}}{\sigma_c} = \frac{82,355}{63,79} = 1,29$$

LA NORMA DE AGMA ESPECIFICA QUE PARA COMPARAR LOS FACTORES DE SEGURIDAD SE DEBE COMPARAR S_H^2 CON S_F .

ENTONCES:

$$S_H^2 = (1,29)^2 = 1,67 < S_F = 3,77$$

⇒ El engranase fallará por desgaste (fatiga), antes que por flexión.

//
(PARTE c) QUENA PROPUESTA)

FELIPE FIGUEROA G.
18-V-2005