ENGRANAJES RECTOS Y HELICOIDALES

Problema 1.

Un sistema de banda transportadora va a ser impulsado por un motor eléctrico que gira a 1200 rpm. La relación de velocidades entre los engranes que conectan el motor al transportador es de 1:3. El piñón tiene paso diametral 6, 18 dientes de 20º de altura completa, de acero de 180 BHN de dureza mínima en la superficie. Ambos engranajes son del mismo material y tienen cara de 2 pulgadas de ancho. Confiabilidad 99'9%.

a) ¿Cuál será la potencia máxima que puedan transmitir basada solo en la resistencia a flexión y usando el método de la AGMA?.

b) ¿Es seguro al desgaste, usando el método de la AGMA?

SOLUCIÓN

a) El esfuerzo admisible a flexión es: $s_{adm} = \dfrac{S_T K_L}{K_T K_R}$

S_T (Tabla 14-3) valor mínimo 180 BHN. acero S_T = 25000 psi, 170 MPa

K_L (figura 14-9) vida infinita 10^7 ciclos $K_L = 1$

K_T normalmente T<250 ºF (120ºC) $K_T = 1$

K_R (Tabla 14-7) confiabilidad 99'9% K_R = 1'25

Por tanto: $s_{adm} = \dfrac{S_T * 1}{1 * 1.25} = 20000 \text{ psi}, 136 \text{ MPa}$

Este esfuerzo debe ser igual o mayor que el esfuerzo a flexión que se produzca

El esfuerzo a flexión es: $s = \dfrac{W_t * K_a}{K_v} \dfrac{P}{F} \dfrac{K_s * K_m}{J}$

Debemos de obtener el valor de la carga trasmitida W_t , teniendo en cuenta que:
$s = s_{adm}$ =20000 psi = 136 MPa

$$W_t = \frac{s K_V F J}{K_a P K_s K_m}$$

K_v (fig 14-7); Factor dinámico.

Diámetro de paso $d = \dfrac{N}{P} = \dfrac{18}{6} = 3$ pulgadas

La velocidad de paso $v = \dfrac{p\, dn}{12} = 942 \dfrac{ft}{min}, 4.71 \dfrac{m}{s}$

Para un $Q_v \leq 5$, K_v=0'6.

F=2 pulg

J(fig 14.4) J = 0'32 (Suponemos la carga en un solo diente y en su punto más alto)

$N_g = N_p*3=18*3=54$ dientes

$N_p=18$ dientes

K_a(Tabla 1.2) K_a=1'2 (aplicación)

P=6 (Paso diametral)

K_S=1 (tamaño)

K_m(Tabla 14.6) K_m=1'6. (distribución de cargas)

F= 2"

Menos precisos.

Por tanto sustituyendo: $W_t = \frac{20000 * 0.6 * 2 * 0.32}{1.2 * 6 * 1 * 1.6} = 667 \text{ lb} = 3000 \text{ N}$

La potencia admisible será entonces: $HP = \frac{W_t v}{33000} = \frac{667 * 942}{33000} = 19.04 \text{ HP}$

b) El esfuerzo por contacto $s_C = C_P * \sqrt{\left(\frac{W_t * C_a * C_s * C_m * C_f}{C_v * F * d * I}\right)}$

C_P (Tabla 14.5) =2300 (Elástico)

Acero.

W_t =667 lb

$C_a = K_a$ =1'2 (Aplicación)

$C_s = K_s$ =1 (Tamaño)

$C_m = K_m$ =1'6 (Distribución)

C_f =1 (No tenemos información) (Condición de superficie)

$C_v = K_v$ =0'6 (Dinámico)

F=2 pulg

d=3 pulg

I (Formula), (geométrico) $I = \frac{\cos\phi_t * \operatorname{sen} f_t}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1}$

m_N =1 (Engranajes rectos)

m_G =3 (Relación de velocidad)

$\phi_t = 20^o$ $\cos\phi_t$ =0'94, $\operatorname{sen}\phi_t$ =0'34; Por tanto: $I = \frac{0.94 * 0.34}{2 * 1} * \frac{3}{3+1} = 0.12$

Con lo cual: $s_C = 2300 * \sqrt{\frac{667 * 1'2 * 1 * 1'6}{0'6 * 2 * 3 * 0'12}} = 125228 \text{ psi}$

Y el esfuerzo admisible por contacto es: $s_{c\,adm} = \frac{S_C C_L C_H}{C_T C_R}$

S_C (Tabla 14-4) valor mínimo; Acero 180 BHN {85000 psi}

$C_L = K_L$=1 (Duración)

C_H=1 (dureza). (Sólo para engrane)

$C_T = K_T$ =1 (Temperatura)

$C_R = K_R$ =1'25 (Confiabilidad)

Por tanto: $s_{C\,adm} = \frac{85000 * 1 * 1}{1 * 1.25} = 68000 \text{ psi}$

Comparando

σ_C=125228 psi $\sigma_{C\,adm}$=68000 psi

Como $\sigma_C > \sigma_{C\ adm}$ el esfuerzo al que está sometido por desgaste es mayor que el admisible. Por tanto, no son seguros al desgaste. Se podría calcular la potencia máxima que podría transmitir basada en el criterio de desgaste, tomando como σ_C la obtenida con $\sigma_{C\ adm}$, y despejando de la fórmula de σ_C el valor de W_t, y de este el de HP. O bien, tomar un acero con mayor resistencia, que resista los esfuerzos de desgaste calculados.

Problema 2.

Dos engranes helicoidales están montados en flechas separadas 6 pulgadas. El piñón tiene paso diametral de 6, paso diametral normal de 7 y ángulo de presión de 20º. La relación de velocidades de ½.

Determinar el número de dientes de cada engrane y el ángulo de presión normal.

SOLUCION

La relación de velocidad es ½: $\dfrac{1}{2} = \dfrac{N_p}{N_G} = \dfrac{d_p}{d_G}$ o $N_G = 2N_p$ o $d_G = 2\,d_p$

El paso circular del piñón es: $p = \dfrac{p}{P} = \dfrac{p}{6} = 0.524$ pulg

Según Tabla 13.5:

$$d_p = \frac{N_p}{P_n \cos ?} \quad \rightarrow \quad \cos ? = \frac{N_p}{d_p P_n} = \frac{P}{P_n}$$

$$d_G = \frac{N_G}{P_n \cos ?} \quad \rightarrow \quad \cos ? = \frac{N_G}{d_G P_n}$$

El ángulo de hélice: $\cos ? = \dfrac{P}{P_n} = \dfrac{6}{7}$ $? = 31º$

El ángulo de presión normal: $\operatorname{tg}\phi_n = \operatorname{tg}\phi_t \cos ? = \operatorname{tg}20º * \cos 31º \rightarrow \phi_n = 17.3º$

$$\frac{d_p + d_G}{2} = 6 \quad \rightarrow \quad d_p + d_G = 12$$

$d_G=2*d_P$ Por tanto: $3*d_P=12$ $\rightarrow$ $d_P=4$ pulg $d_G=8$ pulg

$$N_p = d_p P_N \cos ? = 4 * 7 * \frac{6}{7} = 24 \text{ dientes} : \; N_G = d_G P_N \cos ? = 8 * 7 * \frac{6}{7} = 48 \text{ dientes}$$

Problema 3. (TRIMESTRAL 92/93)

Se han instalado en un soporte de elevadores, un par de engranajes rectos de 20º de profundidad completa, que tienen paso diametral normal 5, son fabricados de acero SAE 1040 rolados en caliente 180 BHN con ancho de cara de tres pulgadas. El piñón gira a 2000 rpm, tiene 20 dientes, y la relación de velocidad es de 1/5. Determinar la potencia máxima en caballos que pueda ser transmitida para una seguridad de tres, antes de producirse fluencia en el material. Duración infinita, confiabilidad 99'9% índice de nivel de exactitud en la transmisión es 5, en montaje menos rígido. Ángulo de presión tangencial $\phi_t = 20º$

SOLUCION.

a) Usando la ecuación de Lewis, basado solo en efectos dinámicos.
b) Con el método de AGMA, basado solo en la resistencia a flexión.

a) La fuerza según Lewis es: $s = \dfrac{W_t * P}{K_v * F * Y}$ $\qquad W_t = \dfrac{s * K_v * F * Y}{p}$

Donde: s (Tabla A-20) SAE 1040 HR $\rightarrow$ Sy=290 Mpa = 42 Kpsi
Factor de seguridad =3, s_{adm} =97 Mpa = 14 Kpsi.

$$V = \frac{p * dn}{12} = \frac{p * 4 * 2000}{12} = 2094 \frac{ft}{min} \qquad d = \frac{N}{P} = \frac{20}{5} = 4 \text{ pulg}$$

K_V=1200/(1200+V)=0'364
F= 3 pulg
Y (Tabla 14.2, N=20 dientes) $\rightarrow$ 0'322
P = (5 pulg)

$$W_t = \frac{14000 * 0'364 * 3 * 0'322}{5} = 984.5 \text{ lb}$$

$$\text{La potencia maxima ser : } HP = \frac{W_t * v}{33000} = \frac{984.5 * 2094}{33000} = 62.5 \text{ HP}$$

b) Por la fórmula de AGMA solo a resistencia a la flexión.

El esfuerzo realizado es: $s = \dfrac{W_t * K_a * P_d * K_s * K_m}{K_v * F * J}$

El esfuerzo admisible es: $s_{adm} = \dfrac{S_t * K_L}{K_T * K_R} * s = s_{adm}$

S_t (Tabla 14-3) 80 BHN $\rightarrow$ 25000 psi
K_L=1 (Duración)
K_T=1 (Temperatura)
K_R=1'25 (Confiabilidad)

Factor de seguridad = 3 $\qquad s_{adm} = \dfrac{25000 * 1}{1 * 1.25 * 3} = 6666.7$ psi

Despejando la carga transmitida de la primera fórmula: $W_t = \dfrac{s_{adm} * K_v * F * J}{K_a * P_d * K_s * K_m}$

s_{adm} = 6666'7 psi
K_v con V=2094 ft/min y Q_v=5 $\rightarrow$ K_v=0'52
F = 3 pulg
J = (Fig 14.4) N_g = 5 N_P =5*20=100 dientes $\rightarrow$ J=0'335
K_a(Tabla 1.2) = 2
P = 5
K_s= 1

K_m (Tabla 14.6) menos rígido $\rightarrow$ $K_m = 1'62$

La carga transmitida es: $W_t = \dfrac{6666.7 * 0.52 * 3 * 0.335}{2 * 5 * 1 * 1.62} = 215.06\ \text{lb}$

La potencia es: $HP = \dfrac{W_t v}{33000} = \dfrac{215.06 * 2094}{33000} = 13.64\ \text{HP}$

Problema 4. SEPTIEMBRE 92/93. TRIMESTRAL 93/94

Proyectar los dientes para un par de engranajes cilíndricos rectos. El material será acero. La potencia a transmitir 40 HP. La velocidad de rotación del piñón. np=1150 rpm. La relación de transmisión e=2.5. La distancia aproximada entre ejes de 220 mm. Los dientes están tallados al cero son de seguridad funcional del 90%, montaje preciso, choque uniforme en el motor y la carga está aplicándose en los dos sentidos; el coeficiente de seguridad de n=2.

SOLUCIÓN:

a) Estimar geometría y número de dientes:

$$\frac{1}{2}(d_p + d_G) = 220 \qquad \frac{d_G}{d_p} = 2.5 = \frac{N_G}{N_P}$$

Además:

$$d_p = m * N_p \qquad d_G = m * N_G$$

$$\frac{1}{2}(m * N_p + m * 2.5 N_p) = 220$$

$$m * N_p (1 + 2.5) = 440 \qquad \Rightarrow \qquad m N_p = \frac{440}{3.5} = 125.714$$

m (normalizado) = 6
N_p (Debe ser ≥17) = 21

$$d_p = m N_p = 6 * 21 = 126\ \text{mm} \qquad N_G = 2.5 N_p = 52.6 \approx N_G = 53$$

$$d_G = m N_G = 6 * 53 = 318\ \text{mm} \qquad c = \frac{1}{2}(126 + 318) = 222\ \text{mm} \approx 220\ \text{mm}$$

b) Estimación de materiales por desgaste

La fórmula AGMA de esfuerzo es: $s_c = C_p \sqrt{\left(\dfrac{W_t C_a C_s C_m C_f}{C_v F d I}\right)}$

$$C_p \rightarrow (\text{tabla 14.5}) < \begin{matrix}\text{Acero}\\ \text{Acero}\end{matrix} > 191 \quad \left(\sqrt{\text{MPa}}\right)$$

$$W_t \rightarrow W_t = \frac{H * 60000}{\pi * d_p * n} = \frac{40 * 746 * 2 * 60000}{\pi * 1150} = 7866.14\ \text{N}$$

$C_a \rightarrow$ (tabla 1.2) 1.5
$C_s \rightarrow 1$

$C_m \rightarrow$ (tabla 14.6) Montaje preciso F=3"=75 mm 1.34

$$F = (3 \div 5)p = 4\pi m = 4\pi 36 = 75.4 \text{ mm} = 2.97 \approx 3" = 76{,}2 \text{ mm}$$

$C_f \rightarrow 1$

$$C_V \rightarrow (\text{fig } 14.7) < V = \frac{p\, d_p n}{12} = \frac{p \frac{126}{25.4} 1150}{12} = 1493.5 \frac{ft}{min} > C_V = 0.71$$

$Q_v \approx 7$

$$d_p = \frac{126}{25.4} = 4.96"$$

I=(engranajes externos)

$$I = \frac{\cos\phi_t \operatorname{sen}\phi_t}{2 m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{\cos 20 * \operatorname{sen} 20}{2 * 1} \frac{2.5}{2.5 + 1} = 0.12$$

Engranes rectos $m_N = 1$ $\phi_t = 20º$ $m_G = 2.5$

Por tanto, sustituyendo

$$s_c = 191 * 10^3 \sqrt{\frac{7866.14 * 1.5}{0.71} \frac{1}{0.0762 * 0.126} \frac{1.34 * 1}{0.12}} = 839 \text{ MPa}$$

La fórmula AGMA del esfuerzo admisible es: $s_{C_{adm}} = \dfrac{S_C * C_L * C_H}{C_T * C_R}$

Tomamos como:

$\sigma_{c\,adm} = \sigma_c = 839$ MPa

$C_L = 1$ (duración indefinida)

$C_H = 1$ (dureza sólo para el engrane)

$C_T = 1$ (temperatura < 250ºF)

$C_R = 0{,}85$ (confiabilidad 90%)

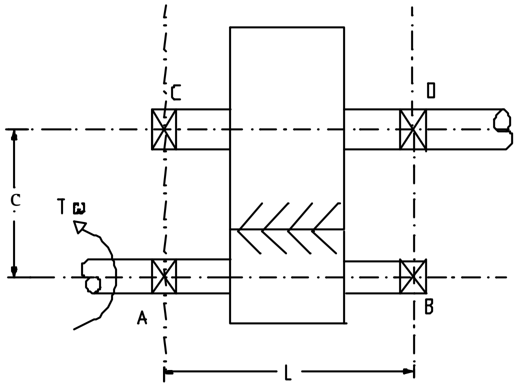
Despejando la resistencia: $S_C = \dfrac{83931 * 0.85}{131} = 713.15$ MPa

$$\begin{matrix}\text{Tomamos un ACERO} \\ \text{(tabla 14 - 4) 240 BHN}\end{matrix} > S_C = 720 \text{ MPa}$$

Problema 5.

Se desea proyectar una transmisión a través de dos engranajes helicoidales con una capacidad de potencia de 13 HP, y una vida probable de 5000 horas. La distancia entre ejes será de 230 mm, la velocidad del piñón de 1000 rpm y la relación de transmisión $m_G = n_p/n_G = 4$. El diseño se efectuará suponiendo siempre unas características medias en cuanto al montaje y al choque, considerando además que la carga se aplica en un solo sentido los cálculos se realizaran para un coeficiente de seguridad de n=1'5 y una seguridad funcional del 90%, especificándose todas las características de los engranajes. Se recomienda un ancho de cara mayor o igual a dos veces el paso axial. Diseñar solo a desgaste.

a) Estudio cinemático
b) Estudio a resistencia



SOLUCIÓN:

a) Estudio cinemático
Determinaremos el número y características de los dientes

$$\text{Por lo tanto} \quad d_G = \frac{m_n}{\cos?} m_G * N_p$$

Sustituyendo

$$d = \frac{1}{2}\left(\frac{m_n}{\cos?} m_G N_p + \frac{m_n}{\cos?} N_p\right) = \frac{1}{2}\frac{m_n * N_p}{\cos?}(m_G + 1)$$

$$\text{Para } m_G = 4 \text{ y } d = 230 mm$$

$$230 = \frac{1}{2} m_n * \frac{N_p}{\cos?}(4+1) \Rightarrow m_n \frac{N_p}{\cos?} = 92$$

$$c = \frac{1}{2}(d_G + d_p); m_G = \frac{N_G}{N_p} \qquad d_p = m * N_p = \frac{m_n}{\cos?} N_p \qquad d_G = m * N_G = \frac{m_n}{\cos?} N_G$$

Si tomamos
m_n =6 (normalizado) y

ψ =20º(valor medio) $\rightarrow \quad N_p = \dfrac{92 * \cos 20º}{6} = 14.4$

Si Np = 14 y $\quad m_n = 6 \rightarrow ? = \arccos \dfrac{6 * 14}{92} = 24.07º$

Definimos:
Np = 14 $\qquad N_G$ = 14*4 = 56 $\qquad m_n$ = 6 $\qquad \psi$ = 24º

b) Estudio a Resistencia. (PIÑÓN)
Comprobaremos el piñón que es el mas desfavorable
A desgaste

El esfuerzo al que está sometido es: $s_c = C_p \sqrt{\dfrac{W_t C_a}{C_v} \dfrac{C_s}{F * d} \dfrac{C_m C_f}{I}}$

Siendo

C_p = Tabla 14-5 (Acero) C_p = 2300 Coeficiente elástico
W_t carga transmitida

$$W_t = \frac{33000H}{V} = \frac{33000 * 13}{948} = 452.5 \text{ lb}$$

$$H = 13HP$$

$$V = \frac{\pi * d_p * n_p}{12} = \frac{\pi * 3'62 * 1000}{12} = 948 \text{ft/min}$$

$$d_p = \frac{m_n}{\cos ?} N_p = \frac{0'006}{\cos 24} 14 = 0'092m = 3'62''$$

C_a Factor de aplicación C= 1
C_v Factor velocidad. Para $Q_v \leq 5$; V =948 ft/min $\rightarrow$figura 14-7 C_v =0'62
C_s Factor de tamaño C_s =1

F Ancho de cara $F \geq 2p_x = 2\frac{P_n}{\text{sen} ?} = \frac{2\pi\, m_n}{\text{sen} ?} = \frac{2\pi\, 6}{\text{sen}24''} = 92.67$ mm

Tomamos F = 100 mm =3'937"
d_p=3'62"
C_m= Factor de distribución de carga
C_m= Tabla 14.6 (Menos rígido, F=3'937")$\rightarrow$ C_m =1'65
C_f Factor de estado C_f = 1
I Factor geométrico

$$I = \frac{\text{sen}\,\phi_t \cos\phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1}$$

En engranes helicoidales

$$\cos ? = \frac{\text{tg}\phi_N}{\text{tg}\phi_t} \Rightarrow \phi_t = \text{arctg}(\frac{\text{tg}20''}{\cos 24''}) = 21.74^{\circ}$$

ϕ_N = ángulo de presión normal = 20º
ψ =24º
m_N =P_N/0'95Z
donde el paso de base normal es
$P_N = p_N * \cos\phi_n = \pi * m_n * \cos\phi_n$ = 3'14*6*cos20º=17'713 mm

$$Z = \sqrt{(r_p + a)^2 - r_{b_p}^2} + \sqrt{(r_G + a)^2 - r^2_{b_G}} - (r_p + r_G)\text{sen}\,\phi_t$$

$$r_p = \frac{d_p}{2} = \frac{3'62''}{2} = \frac{92mm}{2} = 46 \text{ mm}$$

$$r_G = m_G r_p = 4 * 46 = 184$$

$$r_{b_p} = \frac{d_p}{2}\cos\phi_t = 46\cos 21.74^{\circ} = 42.73 \text{ mm}$$

r_{b_p} = 42,73mm circunferencia de base

$$r_{b_G} = m_G r_{b_p} = 4 * 42.73 = 170.936 \text{ mm circunferencia de base}$$

$$\text{Tabla 136}[\phi_n = 20º]a = 0'3683 * p_x = 0'3683p \frac{6}{\text{sen}24"} = 17.065 \text{ mm}$$

Sustituyendo

$$Z = \sqrt{(46+17.06)^2 - 42.73^2} + \sqrt{(184+17.06)^2 - 170.936^2} - (46+184)\text{sen}21.74º = 67.04 \text{ mm}$$

$$m_N \frac{P_N}{0.95 * Z} = \frac{17.713}{0.95 * 67.04} = 0.278$$

Y así: $I = \frac{\text{sen}21.74\cos 21.74}{2 * 0'278} * \frac{4}{4+1} = 0'495$

Sustituyendo obtenemos el esfuerzo o desgaste

$$s_c = 2300 \sqrt{\frac{4'525 * 1}{0'62} \frac{1}{3'937 * 3'62} \frac{1'65 * 1}{0'495}} = 31272 \text{ psi}$$

El esfuerzo admisible a desgaste: $s_{c_{adm}} = \frac{S_C C_L C_H}{C_T C_R}$

σ_c = 31272 lb
C_L Factor de duración.
Debe durar: n= 50000*h*1000 rpm*60 m/h=3*10^8 rev

Figura 14.8 (3*10^8 rev) $\rightarrow$ C_L = $(1'4488*\mathbf{3*}10^8)^{-0'023}$ = 0'925
C_H Factor de dureza C_H = 1
C_T Factor de temperatura C_T =1
C_R Factor de confiabilidad para 90% C_R = 0'85
Así la resistencia del material debe de ser:

$$S_C = \frac{s_{c_{adm}} C_T C_R}{C_L C_H} = \frac{31272 * 1 * 0'85}{0'925 * 1} = 28738 \text{ Psi}$$

Como nos piden un coeficiente de seguridad de 1'5

S_C = 28738 * 1'5 = 43107 Psi

Tabla 14.4; S_C= 43107 lb
Por tanto, mirando en acero templado o revenido de 180 BHN, obtenemos un S_C entre 85-95000 Psi.

Problema 6. Final diciembre 95/96, junio 94/95

Un par de engranes helicoidales de un elevador y montaje externo exacto, con un ángulo de presión de 20º y profundidad completa, un ángulo de hélice de 25º, tienen un paso diametral normal 5, están fabricados de acero SAE 1050 estirado en frío endurecido superficialmente, con un ancho de cara de 3 pulgadas, y un índice de nivel de exactitud medio. El piñón gira a 2000 rpm, tiene 20 dientes y la relación de velocidad es de

1 a 5.

Determinar la potencia máxima en caballos que pueda ser transmitida. Duración 600 horas, con un 99.9% de fiabilidad.

SOLUCIÓN:

a) Estudio cinemático (Tabla 13.5)

$$d_p = \frac{N_p}{P_n \cos ?} = \frac{20}{5\cos 25^o} = 4.41 \text{ pulg} \qquad N_p = 20 \text{ dientes}$$

$$d_G = \frac{N_G}{P_n \cos ?} = \frac{100}{5\cos 25} = 22.05 \text{ pulg} \qquad N_G = 100 \text{ dientes}$$

b) Estudio de resistencia. El piñón es el más desfavorable. Comprobaremos a desgaste.

A DESGASTE

El esfuerzo es $s_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a}{C_v} \frac{C_s}{F_d} \frac{C_m C_f}{I}}$

Siendo $C_p = \text{tabla } 14.5 < \begin{matrix}\text{Acero}\\ \text{Acero}\end{matrix} > C_p = 2300 \sqrt{\text{psi}}$

W_t = La ponemos en función de la potencia, que es lo que queremos calcular

$$W_t = \frac{33000H}{V} = \frac{33000H}{2309} \text{ (H en HP)}$$

$$V = \frac{p\, d_p n_p}{12} = \frac{p * 4.41 * 2000}{12} = 2309 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

C_a = factor de aplicación $\quad C_a$ = tabla 1.2 = 2

C_v = factor de velocidad $\text{fig } 14.7 < \begin{matrix} V = 2309 \\ Q_v = 7\end{matrix} > C_v = 0.62$

C_S tamaño $\quad C_s = 1$

F ancho de cara $\quad F = 3$ pulg

$d_p = 4.41$ pulg

C_m distribución de carga

$$\text{fig } 14.6 < \begin{matrix}\text{Montaje exacto} \\ F = 3''\end{matrix} > C_m = 1.23$$

C_f estado de superficie $\; C_f = 1$

I factor geométrico $I = \frac{\cos\phi_t \text{ sen } \phi_t}{2 m_N} \frac{m_G}{m_G + 1}$ (engranes externos)

$\phi_n = 20^o\; m_G = 5 \qquad \psi = 25^o\; \cos ? = \frac{\text{tg}\,\phi_n}{\text{tg}\,\phi_t} \rightarrow \phi_t = \text{arctg}\frac{\text{tg}20^o}{\cos 25^o} = 21.88^o$

la relación de repartición de carga en los dientes, es $m_N = \frac{p_N}{0.95Z}$

y el paso de base normal, para un módulo de 6

$$p_N = p_n \cos\phi_n = \pi * m_n * \cos\phi_n = \pi * 6 * \cos 20 = 17.713$$

y la longitud de la línea de acción en el plano transversal,

$$Z = \sqrt{(r_p + a)^2 - r^2{}_{bp}} + \sqrt{(r_G + a)^2 + r^2_{b_G}} - (r_p + r_G)\text{sen}\,\phi_t$$

Los radios de paso son: $r_p = \frac{4.41}{2} = 2.205''$ $\qquad r_G = \frac{22.05}{2} = 11.025''$

Los radios de base son: $r_{b_p} = r_p \cos\phi_t = 2.205 * \cos 21.88 = 2.05''$

$$r_{bG} = m_G * r_{bp} = 5 * 2.05 = 10.25''$$

Y el adendo para un modulo estimado de 6:

tabla (13.6) $\phi_n = 20º \quad a = 0.3683 * p_x = 0.3683 \frac{\pi\, m}{\text{sen}?} = 0.3683 \frac{\pi * 6}{\text{sen}25º} = 16.43$

Sustituyendo

$$Z = \sqrt{(2.205 + 16.43)^2 - 2.05^2} + \sqrt{(11.025 + 16.43)^2 - 10.25^2} - (2.205 + 11.025)\text{sen}21.88$$

$$Z = 18.5219 + 24.3886 - 4.5577 = 38.35$$

$$I = \frac{\cos 21.88 * \text{sen}21.88}{2 * 0.4862}\frac{5}{5+1} = 0.2963 \qquad m_N = \frac{17.713}{0.95 * 38.35} = 0.4862$$

Para SAE 1050 CD $\rightarrow$197 BHN
(tabla A.20)

$$(\text{Tabla } 14 - 4) \text{ Para } 197 \text{ BHN} \quad S_C \approx < \begin{matrix} 700 \text{ MPa} \\ 100 \text{ KPsi} \end{matrix} >$$

Por tanto, según AGMA $\quad s_{c_{adm}} = \frac{S_C C_L C_H}{C_T C_R}$

$$C_L = (600 \text{ horas}, 2000 \text{ rpm} * 60 \frac{\text{min}}{\text{h}}) = 7.2 * 10^7 \text{ rev}$$

$$(\text{figura}14 - 8)\ C_L = 1.4488 N^{-0.023} = 0.9556$$

C_H = 1 (Dureza)
C_T = 1 (Temperatura)
C_R (tabla 14.7) 99.9 % $\rightarrow$ 1.25 (Confiabilidad)

$$s_{c_{adm}} = \frac{100 * 10^3 * 0.9556}{1 * 1.25} = 76.45 \text{ kpsi}$$

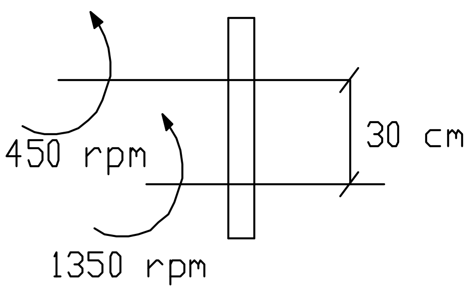
Igualando $s_c = s_{c_{adm}} = 76.45$ kpsi

Podemos despejar W_t $\qquad W_t = \dfrac{33000H}{2309} = \dfrac{s_c^2}{C_p^2} \dfrac{C_v F d I}{C_a C_s C_m C_f}$

$$H = \frac{2309}{33000} \frac{76450^2}{2300^2} \frac{0.51 * 3 * 4.41 * 0.2963}{2 * 1 * 1.23 * 1} = 58.83 \text{ HP}$$

Problema 7. CUATRIMESTRAL 95/96, SEPTIEMBRE 96/97)

Se ha de realizar la transmisión de 32 HP con un par de engranajes rectos entre dos ejes que están a una distancia aproximada (se puede ajustar) de 30 cm. Uno de los ejes gira a 1350 rpm, y el otro queremos que lo haga a 450 rpm, con choque uniforme. Los engranajes se prevé fabricarlas de acero, para un montaje preciso, y una seguridad funcional del 99%, en servicio continuo de 6 meses (entre paradas de mantenimiento). Se ha de considerar un coeficiente de seguridad de n = 2,5.
Diseñar para flexión y desgaste.



SOLUCION

a) Estimar geometría y nº dientes.

$$\frac{1}{2}\left(d_p + d_G\right) = 300 \text{ mm} \qquad \frac{n_p}{n_G} = \frac{1350}{450} = 3 = \frac{N_G}{N_p} = \frac{d_G}{d_p}$$

Como $\qquad d_p = m * N_p \qquad d_G = m * N_G$

$$\frac{1}{2}(m * N_p + 3 * N_p) = 300 \qquad m * N_p (1 + 3) = 2 * 300 \qquad m * N_p = 150$$

Adoptamos m = 8 (normalizado) Tabla 13.3

$N_p(\geq 17)$ $\quad N_p = 150/8 = 18,75 \rightarrow \begin{cases} N_p = 19 \text{ dientes} \\ N_G = 19*3 = 57 \text{ dientes} \end{cases}$

$$\left.\begin{array}{l} d_p = 8*19 = 152 \text{ mm} \\ d_G = 8*57 = 456 \text{ mm} \end{array}\right\} \quad C = ½ (152 + 456) = 308 \text{ mm.}$$

b) Comprobación por desgaste:

El esfuerzo AGMA: $\sigma_c = C_p \sqrt{\dfrac{W_t C_a}{C_v} \dfrac{C_s}{F d} \dfrac{C_m C_f}{I}}$

C_P (tabla 14-5) → (Acero) 191 $\sqrt{MPa}$

La carga a transmitir para los 32 HP.

$$W_t = \frac{H * n}{V} = \frac{32 * 746 * 60}{\pi * 0{,}152 * 1350} = 2221 \text{ N}$$

C_a = 1 (Aplicación choque uniforme)
C_s = 1 (Tamaño)
C_m= 1 (Tabla 14.6) (Distribución de carga)

$$\left.\begin{array}{l} F = (3\div 5p) = 4*\pi*m = 100{,}53 \text{ mm} \rightarrow 100 \text{ mm} \\ \text{Montaje preciso} \end{array}\right\} \rightarrow \quad 1{,}35$$

C_f = 1 (Superficie)
C_v= (Figura 14.7) (dinámico).

$$\left.\begin{array}{l} v = \dfrac{\pi * d_p * n}{60} = 10{,}75 \text{ m/s} \\ Q \approx 8 \end{array}\right\} \rightarrow 0{,}72$$

F = 100 mm (Entre 9m < F < 14m), (72 < F <112)
d_p = 152 mm
I = (Engranajes externos rectos)

$$I = \frac{\cos\phi_t \operatorname{sen}\phi_t}{2 m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{\cos 20º \operatorname{sen} 20º}{2 * 1} \frac{3}{3+1} = 0{,}12$$

m_N = 1 $\quad \phi_t = 20°$ (Estimamos) $\quad m_G$ = 3

Sustituyendo $\quad \sigma_c = 191 * 10^3 \sqrt{\dfrac{2221 * 1}{0{,}72} \dfrac{1}{0{,}1 * 0{,}152} \dfrac{1{,}35 * 1}{0{,}12}} = 288{,}6 \text{ MPa}$

El esfuerzo admisible AGMA $\quad \sigma_{cadm} = \dfrac{S_c C_L C_H}{C_T C_R}$

Tomamos $\sigma_{c\,adm} = \sigma_c$ = 288,6 Mpa

$C_L = 1{,}4488\ N^{-0{,}023} = 1{,}4488\ (34{,}99 * 10^7)^{-0{,}023} = 0{,}921$

$$N^\circ \text{ de ciclos } (1350 \text{ rpm} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{h}} * \frac{24 \text{ h}}{1 \text{ dÍa}} * \frac{30 \text{ dias}}{1 \text{mes}} * 6 \text{ meses}) = 34{,}99 * 10^7$$

C_H = 1 (sólo engranes)
C_T = 1 (temperatura < 250 ºF)
C_R = 1 (confiabilidad 99%)

Despejando $S_c = \dfrac{288{,}6 * 10^6 * 1 * 1}{0{,}921 * 1} = 313{,}3 \text{ MPa}$

Seguridad 2,5

S_C = 2,5 * 313,3 = **783,25 Mpa**
Acero 240 BHN S_t = (720-790) Mpa

c) Comprobación a flexión $s = \dfrac{W_t * K_a}{K_v} \dfrac{1}{F * m} \dfrac{K_s * K_m}{J}$

W_t = 2221 N K_a = 1,2 K_s = 1 K_m = 1,2 K_v = 0,72 F = 100 mm m = 8

J = (figura 14.4)

$$\left.\begin{array}{l} N_p = 19 \\ \\ N_G = 57 \end{array}\right\} \longrightarrow 0{,}330$$

$s = \dfrac{2221 * 1{,}2}{0'72} \dfrac{1}{0{,}1 * 8} \dfrac{1 * 1{,}2}{0{,}330} = 16826 \text{ Pa}$ y $s_{adm} = s = \dfrac{S_T * K_L}{K_T * K_R}$

$K_L = 1{,}4488 * (34{,}99 * 10^7)^{-0{,}023} = 0{,}921$

$$\left.\begin{array}{l} K_T = 1 \\ \\ K_R = 1 \end{array}\right\} S_T = \frac{16826 * 1 * 1}{0{,}921} = 18269 \text{ Pa} = 0{,}018 \text{ MPa}$$

Como tenemos un material a cálculo de desgaste escogemos el mismo si resiste a flexión

Acero 240 BHN S_T = (210 / 280) Mpa

Problema 8. (JUNIO 95/96. DICIEMBRE 96/97)

Un par de engranes de talla recta o cilíndricos con dientes de profundidad total a 20º debe diseñarse como parte del impulsor para una cortadora de madera que se va a utilizar para obtener pulpa que se usará en una fábrica de papel. La fuente de poder es un motor eléctrico que impulsa al piñón a 1750 rpm. El engrane debe girar entre 460 y 465 rpm. Los engranes deben transmitir 13 HP. Se desea un diseño exacto con un índice de calidad de 7 y con una distancia entre centros que no puede exceder de 130 mm. Especifique los valores geométricos y característicos de los engranes y realice el diseño a flexión y desgastes para que sea seguro a una vida útil previa a la fatiga de 200 horas; con una confiabilidad del 90%

SOLUCION

a) La relación de transmisión: $m_G = \frac{n_p}{n_G} = \frac{1750}{460} = 3{,}8$

Como $d_p = m * N_p$ $d_G = m * N_G$

$$\frac{1}{2}(m * N_p + m * 3{,}8 * N_p) = 130 \qquad m * N_p (1 + 3{,}8) = 260 \qquad m * N_p = 54{,}17$$

Adoptamos unos normalizados: m = 3 (normalizado) Tabla 13.3
$N_p \geq 17$ dientes = 18

$m * N_p = 3*18 = 54$

$d_p = m * N_p = 3*18 = 54$ mm
$d_G = 3{,}8*d_p = 205{,}2$ mm

$N_G = 3{,}8*18 = 68{,}4 \approx 68$ dientes $\rightarrow d_G = 3*68 = 204$ mm $\qquad m_G = \frac{n_p}{n_G} = \frac{68}{18} = 3{,}778$

C = ½ (54 + 204) = 129 mm

La velocidad de salida es: $n_G = \frac{n_p}{m_G} = \frac{1750}{3{,}778} = 463{,}23$ rpm

b) Comprobación por desgaste:

El esfuerzo AGMA: $s_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a}{C_v} \frac{C_s}{F d} \frac{C_m C_f}{I}}$

C_P (tabla 14-5) $\rightarrow$ (Acero) 191 $\sqrt{MPa}$ (coeficiente elástico)

$$W_t = \frac{H * n}{V} = \frac{13 * 746 * 60000}{p * 54 * 1750} * 2{,}5 = 1959 \text{ N}$$

C_a = 1,2 Tabla 1.2) (Aplicación choque uniforme)
C_s = 1 (Tamaño)

C_m = 1 (Tabla 14.6) (Distribución de carga)
F = (3÷5)p = 4 * π* m = 4*π*3 = 37.7 mm
ó
F = (8÷14)m = 11* m = 11* 3 = 33 mm
C_f = 1 (Superficie)

C_v = (Figura 14.7) (dinámico). $Q_v \approx 7$

$$v = \frac{p * d_p * n}{60} = = \frac{p * 0{,}054 * 1750}{60} = 4{,}95 \text{ m/s}$$

Por lo tanto $\rightarrow$ 0,76 (dinámico)

F = 0,040 m
d_p = 0,054m
I = (Engranajes externos rectos)

$$I = \frac{\cos\phi_t \operatorname{sen}\phi_t}{2\,m_N}\frac{m_G}{m_G+1} = = \frac{\cos 20º \operatorname{sen} 20º}{2*1}\frac{3{,}778}{3{,}778+1} = 0{,}127$$

m_N = 1 $\qquad \phi_t \approx 20°$ (Estimamos) $\qquad m_G$ = 3

Sustituyendo $\quad s_c = 191*10^3\sqrt{\frac{1959*1{,}2}{0{,}76}\frac{1}{0{,}040*0{,}054}\frac{1{,}2*1}{0{,}127}} = 702{,}583 \text{ MPa}$

El esfuerzo admisible , si lo igualamos al anterior queda: $\quad s_{cadm} = s_c = \frac{S_c C_L C_H}{C_T C_R}$

$C_L = 2{,}466\ N^{-0{,}056} = 2{,}466(2{,}1*10^7)^{-0{,}056} = 0{,}959$

$$(1750 \text{ rpm} * \frac{60 \text{ min}}{1\text{h}} * 200 \text{ h}) = 2{,}1*10^7 \text{ ciclos}$$

C_H = 1 (sólo engranes)
C_T = 1 (temperatura < 250 ºF)
C_R = 0,85 (confiabilidad 90%)
Despejando la resistencia: $\quad S_c = \frac{702{,}58*1*0{,}85}{0{,}959*1} = 622{,}7 \text{ MPa}$

Tomamos un acero de 180 BHN (590/660 MPa).

C) Comprobación a flexión $\qquad s = \frac{W_t * K_a}{K_v}\frac{1}{F*m}\frac{K_s*K_m}{J}$

W_t = 1959 N $\qquad K_a$ = 1,2 $\qquad K_s$ = 1 $\qquad K_m$ = 1,2 $\qquad K_v$ = 0,76
F = 0,040 m $\qquad$ m = 3
J = (figura 14.4)

$$\left.\begin{array}{l} N_p = 18 \\ N_G = 68 \end{array}\right\} \rightarrow 0{,}325$$

$$s = \frac{1959*1{,}2}{0'76}\frac{1}{0{,}04*3}\frac{1*1{,}2}{0{,}325} = 95174 \text{ Pa} \qquad \text{y} \qquad s_{adm} = s = \frac{S_T*K_L}{K_T*K_R}$$

$K_L = 1{,}6813*(2{,}1*10^7)^{-0{,}0323} = 0{,}976$
K_T = 1
K_R = 0,85

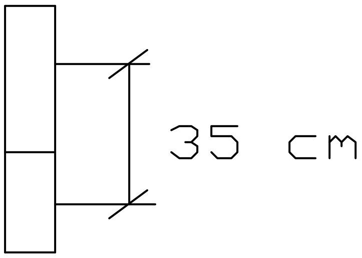
$$S_T = \frac{95174*1*0{,}85}{0{,}976} = 82887\text{Pa} = 0{,}082 \text{ MPa}$$

Acero 180 BHN S_T = 170 / 230 Mpa

Problema 9. FEBRERO 97/98. JUNIO 97/98

Se pretende realizar una transmisión dos ejes de maquinaria, distanciados aproximadamente 35 cm, mediante un par de engranes cilíndricos rectos de acero, para una potencia de 55 HP. La relación entre ejes es 3, y el piñón ha de girar a unas 950 rpm.
Los dientes se pueden tallar con un índice de exactitud de 7, el montaje es preciso, el choque uniforme y se necesita una seguridad funcional del 90%, con un coeficiente de seguridad de
n = 2. La vida estimada es de 7000 horas.

Definir las características de los engranes para este montaje. Diseñar para desgaste y flexión.



a) Estimar geometría y nº dientes.

$$\frac{n_p}{n_G} = \frac{950}{n_G} = 3 \quad \Rightarrow \quad n_G = \frac{950}{3} = 316{,}7 \text{ rpm} \qquad \frac{1}{2}(d_p + d_G) = 350 \text{ mm}$$

Como $d_p = m * N_p$ $\quad d_G = m * N_G$

$$\frac{1}{2}(m * N_p + 3 * N_p) = 350 \qquad m * N_p (1+3) = 2 * 350 \qquad m * N_p = 175 \text{ mm}$$

Adoptamos m = 6 (normalizado) Tabla 13.3

$N_p(\geq 17)$ $\quad N_p = 175/6 = 29{,}16$ $\left\{ \begin{array}{l} N_p = 29 \text{ dientes} \\ N_G = 29*3 = 87 \text{ dientes} \end{array} \right.$

$\left. \begin{array}{l} d_p = 6*29 = 174 \text{ mm} \\ d_G = 6*87 = 522 \text{ mm} \end{array} \right\}$ C = ½ (174 + 522) = 348 mm. $\qquad m_G = \frac{87}{29} = 3$

b) Comprobación por desgaste:

El esfuerzo AGMA $s_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a}{C_v} \frac{C_s}{F_d} \frac{C_m C_f}{I}}$

C_P (tabla 14-5) $\rightarrow$ (Acero) $191\sqrt{MPa} = 191 * 10^3 \sqrt{Pa}$

La carga a transmitir para los 55 HP

$$W_t = \frac{H * 60000}{p * d * n} = \frac{60000 * 55 * 746}{p * 0{,}174 * 950} = 4740.5\ \text{N}$$

C_a = 1,2 (Tabla 1.2)
C_s = 1 (Tamaño)
C_m = 1 (Tabla 14.6) (Distribución de carga)
F = (3÷5p) = 4*π*m = 4*π*6 = 75,4 mm ➔ 75 mm, Montaje preciso ➔C_m = 1,63
C_f = 1 (Superficie)

C_v= (Figura 14.7) (dinámico). Q_v = 7

$$v = \frac{\pi * d_p * n}{60} = \frac{\pi * 0{,}174 * 950}{60} = 8{,}65\ \text{m/s}$$

C_v = 0,68

F = 0,075 m
d_p = 0,174 m
I = (Engranajes externos rectos)

$$I = \frac{\cos\phi_t \operatorname{sen}\phi_t}{2 m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} = = \frac{\cos 20^\circ \operatorname{sen} 20^\circ}{2 * 1} \frac{3}{3+1} = 0{,}12$$

m_N = 1 $\phi_t \approx 20^\circ$ m_G = 3

Sustituyendo $s_c = 191 * 10^3 \sqrt{\frac{4740.5 * 1{,}2}{0.68} \frac{1}{0.075 * 0.174} \frac{1.63 * 1}{0.12}} = 563.6\ \text{MPa}$

El esfuerzo admisible, lo igualamos al anterior $s_{cadm} = \frac{S_c C_L C_H}{C_T C_R}$

$$N^\circ \text{ de ciclos} = 950\ \text{rpm} * \frac{60\ \text{min}}{1\text{h}} * 7000\ \text{h} = 399 * 10^6\ \text{ciclos}$$

$C_L = 2{,}466\ N^{-0{,}056} = 2{,}466\ (399*10^6)^{-0{,}056} = 0{,}813$
C_H = 1 (sólo engranes)
C_T = 1 (temperatura < 250 ºF)
C_R = 0,85 (confiabilidad 90%), (tabla 14.7)

Despejando $S_c = \frac{s_c C_T C_R}{C_L C_H} = \frac{563.6 * 1 * 0.85}{0.813 * 1} = 589.26\ \text{MPa}$

Seguridad = 2

$S_C = 2 * S_C = 1178.5$ MPa

c) Comprobación a flexión $s = \frac{W_t * K_a}{K_v} \frac{1}{F * m} \frac{K_s * K_m}{J}$

W_t = 4740.5 MPa
$K_a = 1{,}2 = C_a$ $K_v = 0{,}68 = C_v$ $K_s = C_s = 1$
$K_m = C_m = 1.63$
F = 0,075 m
m = 6

J = (figura 14.4)

$\left.\begin{array}{l} N_p = 29 \\ N_G = 87 \end{array}\right\} \rightarrow 0{,}39$

Sustituyendo: $s = \dfrac{4740.5 * 1{,}2}{0.68} \dfrac{1}{0.075 * 6} \dfrac{1 * 1.63}{0.39} = 77698 \text{ Pa}$

Si igualamos el esfuerzo admisible: $s_{adm} = s = \dfrac{S_T * K_L}{K_T * K_R}$

$K_L = 1{,}6831 * (399 * 10^6)^{-0{,}0323} = 0{,}888$

$K_T = 1$

$K_R = 0{,}85$

$n = 2$ (Seguridad)

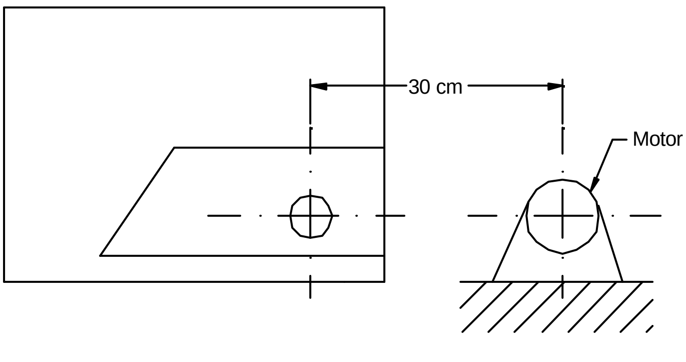
$$S_T = \frac{s * K_T * K_R}{K_L} * n = 0{,}15 \text{ MPa}$$

Para Sc=1178.5 Mpa, necesitamos un acero de dureza mínima 400 BHN ó un acero endurecido en la superficie.

Problema 10. (Febrero 2000)

Tenemos que transmitir 32 HP al eje de una máquina herramienta, mediante un motor situado a una distancia aproximada de 30 cm. El motor tiene una velocidad nominal de 1400 rpm, y el eje debe girar a 2100 rpm.

Diseñar una transmisión mediante engranajes cilindricos rectos de acero para un mes de duracion, montage exacto, choque uniforme en el motor, calidad de la transmision Qv = 7. La confiabilidad es suficiente con el 0,90.



SOLUCION

a) Estimar geometría y nº dientes.

$$\frac{1}{2}\left(d_p + d_G\right) = 300 \text{ mm} \qquad \frac{n_G}{n_P} = \frac{2100}{1400} = 1{,}5$$

$$d_p = m * N_p$$

$$d_G = m * N_G$$

$$N_p * 1{,}5 = N_G$$

$$600 = m * N_p + m * N_p * 1{,}5 = m * N_p * 2{,}5$$

Adoptamos módulo = 6

$$N_P = \frac{600}{6 * 2{,}5} = 40 \text{ dientes}$$

N_G = 40 * 1,5 = 60 dientes

d_p = 6*40 = 240 mm

d_G = 6*60 = 360 mm

$\left.\begin{array}{l} d_p = 6*40 = 240 \text{ mm} \\ d_G = 6*60 = 360 \text{ mm} \end{array}\right\}$ C = ½ (240 + 360) = 300 mm.

d) Comprobación a desgaste:

El esfuerzo AGMA: $s_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a}{C_v} \frac{C_s}{F d} \frac{C_m C_f}{I}}$

C_P (tabla 14-5) $\rightarrow$ (Acero) 191 $\sqrt{\text{MPa}}$

La carga a transmitir para los 12 HP.

$$W_t = \frac{H * n}{V} = \frac{60000 * 32 * 746}{\pi * 240 * 2100} = 905 \text{ N}$$

C_a = 1,2 (Tabla 1.2) (Aplicación choque uniforme)
C_s = 1 (Tamaño)
C_m = 1,4 (Tabla 14.6) (Distribución de carga)

$\left.\begin{array}{l} F = (3 \div 5p) = 4*\pi*m = 75{,}36 \text{ mm} \rightarrow 75{,}4 \text{ mm} \\ \text{Montaje exacto} \end{array}\right\} \rightarrow 1{,}4$

C_f = 1 (Superficie)
C_v = (Figura 14.7) (dinámico).

$\left.\begin{array}{l} v = \dfrac{\pi * d_p * n}{60} = \dfrac{\pi * 0{,}24 * 2100}{60} = 26{,}39 \text{ m/s} \\ Qv = 7 \end{array}\right\} \rightarrow 0{,}57$

I = (Engranajes externos rectos)

$$I = \frac{\cos\phi_t \operatorname{sen}\phi_t}{2 m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{\cos 20^o \operatorname{sen} 20^o}{2 * 1} \frac{1{,}5}{1{,}5 + 1} = 0{,}096$$

m_N = 1 $\phi_t = 20°$ (Estimamos) m_G = 1,5

Sustituyendo $\sigma_c = 191 * 10^3 \sqrt{\frac{905 * 1,2}{0,57} \frac{1}{0,0754 * 0,24} \frac{1,4 * 1}{0,096}} = 237 \, MPa$

El esfuerzo admisible AGMA $\quad s_{cadm} = \frac{S_c C_L C_H}{C_T C_R}$

Tomamos $\sigma_{c\,adm} = \sigma_c = 237$ Mpa

$C_L = 1,4488\ N^{-0,023} = 1,4488\ (9,072 * 10^7)^{-0,023} = 0,95$

$$N^\circ \text{ de ciclos } (2100 \text{ rpm} * \frac{60 \text{ min}}{1 h} * \frac{24 h}{1 día} * \frac{30 \text{ dias}}{1 mes} * 1 mes) = 9,072 * 10^7$$

$C_H = 1$ (sólo engranes)
$C_T = 1$ (temperatura < 250 ºF)
$C_R = 0,85$ (confiabilidad 90%)

Despejando $S_c = \frac{237 * 10^6 * 1 * 0,85}{0,95 * 1} = 212 \, MPa$

Acero Templado 180 BHN $\qquad S_t = (590\text{-}660)$ Mpa

e) Comprobación a flexión $s = \frac{W_t * K_a}{K_v} \frac{1}{F * m} \frac{K_s * K_m}{J}$

$W_t = 339$ N $\quad K_a = 1,2 \quad K_s = 1 \quad K_m = 1,4 \quad K_v = 0,57 \quad F = 75,4$ mm $\quad m = 6$

J = (figura 14.4)

$$\left.\begin{array}{l} N_p = 40 \\ N_G = 60 \end{array}\right\} \longrightarrow 0,41$$

$$\sigma = \frac{905 * 1,2}{0'57} \frac{1}{0,0754 * 0,006} \frac{1 * 1,4}{0,41} = 14,4 \, MPa \quad y \quad s_{adm} = s = \frac{S_T * K_L}{K_T * K_R}$$

K_L = (Fig 14.9) $= 1,3558\ N^{-0,0178} = 1,3558\ (9,072 * 10^7)^{-0,0178} = 0,978$

$$\left.\begin{array}{l} K_T = 1 \\ K_R = 0,85 \end{array}\right\} \quad S_T = \frac{14,4 * 10^6 * 1 * 0,85}{0,93} = 13,2 \, MPa$$

Como tenemos un material elegido a cálculo de desgaste escogemos el mismo si resiste a flexión

Acero Templado 180 BHN $\qquad S_T = (170 / 230)$ Mpa >> 13,2 Mpa