

# VII. Engranés cónicos y tornillos sinfín

## Objetivos:

1. Describir brevemente los diferentes engranes cónicos existentes.
2. Discutir las ecuaciones de la AGMA empleadas para el diseño y análisis de engranes cónicos rectos.
3. Comprender como se realiza el diseño de una transmisión empleando engranes cónicos rectos.
4. Revisar las recomendaciones de la AGMA para el diseño y análisis de engranes de tornillo sin fin.

## 1. Engranés cónicos: descripción general

Los engranes cónicos se clasifican como sigue:

-Engranés cónicos rectos. Son usados para velocidad de paso de hasta 1000 ft/min (5 m/s), el nivel de ruido en estos engranes es elevado.



-Engranés cónicos espirales. Son usado para velocidades mayores a las que suelen trabajar los engranes rectos. El nivel de ruido es menor que el de los engranes rectos producto del acoplamiento gradual de los dientes (similar a los engranes helicoidales).



-Engranés cónicos Zerol. Los dientes son curvos pero el ángulo en espiral es cero. Usualmente son usado en vez de los engranes rectos porque el nivel de ruido en estos es menor. Presentan una carga de empuje inferior a los helicoidales ya que el ángulo de espiral es cero.

# VII. Engranés cónicos y tornillos sinfín

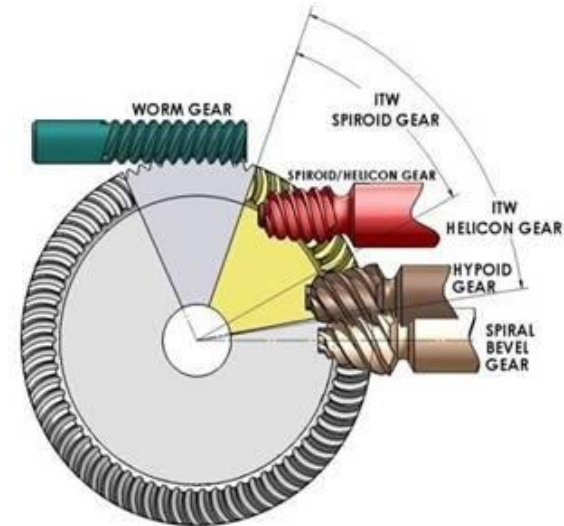
## 1. Engranés cónicos: descripción general



-Engranés hipoidales. Se emplean cuando se tienen ejes no alineados completamente a  $90^\circ$ . La acción en el diente es una combinación de movimiento rodante y deslizante (hay más fricción).



-Engranés espiroidales. El piñón es similar a un tornillo sin fin.



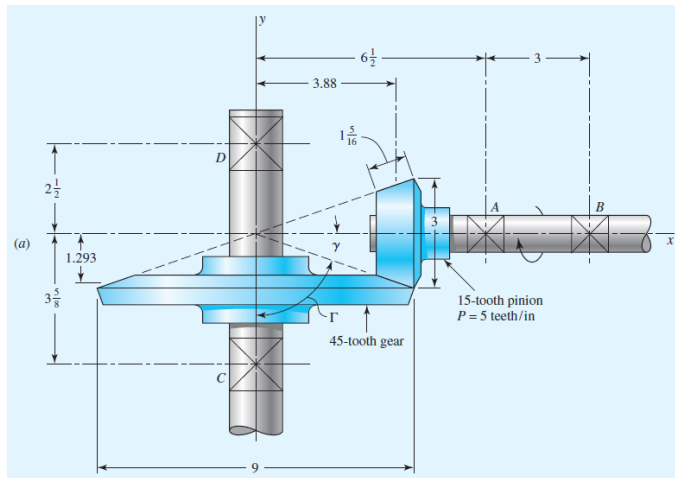
## 2. Esfuerzos y resistencias AGMA para los engranes cónicos rectos

Hay dos dificultades principales que se tienen cuando se consideran los engranes cónicos rectos:

-Deflexión del eje. Típicamente uno de los engranes tiene que ser montado hacia afuera de los rodamientos, lo cual hace que la deflexión del eje sea más pronunciada y presente un mayor efecto en el contacto del diente.

# VII. Engranés cónicos y tornillos sinfín

## 2. Esfuerzos y resistencias AGMA para los engranes cónicos rectos



-Deflexión del diente. En vista de que los dientes son cónicos, hay más deflexión en la sección más pequeña del diente y eso causa que la línea de contacto no sea uniforme. Esta dificultad es parcialmente subsanada, al hacer que el ancho de cara sea pequeño.

En la tabla 15-1 de su libro de texto puede ver la descripción de la nomenclatura empleada.

Ecuación fundamental de esfuerzo de contacto  $\sigma_c$  y de esfuerzo de flexión  $\sigma$

$$\sigma_c = C_p \left( \frac{W^t K_0 K_v K_m C_s C_{xc}}{F d_p I} \right)^{1/2} \quad (\text{sistema inglés})$$

$$\sigma_H = Z_E \left( \frac{1000 W^t K_A K_v K_H \beta Z_x Z_{xc}}{b d Z_1} \right)^{1/2} \quad (SI)$$

$$\sigma = \frac{W^t}{F} P_d K_0 K_v \frac{K_s}{K_x} \frac{K_m}{J} \quad (\text{sistema inglés})$$

$$\sigma_F = \frac{1000 W^t}{b} \frac{K_A K_v}{m_{et}} \frac{Y_x K_H \beta}{Y_\beta Y_J} \quad (SI)$$

Ecuación de resistencia (esfuerzo permisible) al esfuerzo de contacto  $s_{wc}$  y de resistencia al esfuerzo asociado a la flexión  $s_{wt}$

$$s_{wc} = \frac{s_{ac} C_L C_H}{S_H K_T C_R} \quad (\text{sistema inglés})$$

# VII. Engranés cónicos y tornillos sinfín

## 2. Esfuerzos y resistencias AGMA para los engranes cónicos rectos

Ecuación de resistencia (esfuerzo permisible) al esfuerzo de contacto  $s_{wc}$  y de resistencia al esfuerzo asociado a la flexión  $s_{wt}$

$$\sigma_{wc} = \frac{\sigma_H \lim Z_{NT} Z_W}{S_H K_\theta Z_Z} \quad (SI)$$

$$s_{wt} = \frac{s_{at} K_L}{S_F K_T K_R} \quad (\text{sistema inglés})$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_F \lim Y_{NT}}{S_F K_\theta Y_Z} \quad (SI)$$

## 3. Factores de corrección de las ecuaciones de esfuerzo y resistencia de la AGMA para engranes cónicos rectos

Factor de sobre carga  $K_0$  ( $K_A$ )

Este factor se utiliza para contabilizar la posibilidad de que cargas externas excedan a la carga transmitida  $W^t$ . Para ver algunos valores típicos del factor de sobre carga puede referirse a la tabla 15-2 del texto.

Factor de seguridad asociado al esfuerzo de contacto  $S_H$  y factor de seguridad relacionado con el esfuerzo asociado a la flexión  $S_F$

Los factores de seguridad se usan para tomar en cuenta elementos no cuantificables que afectan a los esfuerzos.

- ✓ Cuando se diseña, el factor de seguridad se convierte en un factor de diseño.
- ✓ Cuando se analiza, el factor de seguridad es la razón de resistencia corregida a esfuerzo corregido.
- ✓ Cuando se comparan los factores de seguridad, se debe comparar  $S_F$  con  $S_H^2$ .

Factor dinámico  $K_v$

El factor dinámico es usado para contabilizar desviaciones de la velocidad angular uniforme producto de imprecisiones en la manufactura y el acoplamiento de engranes.

# VII. Engranés cónicos y tornillos sinfín

## 3. Factores de corrección de las ecuaciones de esfuerzo y resistencia de la AGMA para engranes cónicos rectos

### Factor dinámico $K_v$

El número de nivel de exactitud en la transmisión  $Q_v$  es usado para indicar la precisión de la manufactura.

$K_v$  puede ser determinado de la figura 15-5 a partir de  $Q_v$  y de la velocidad lineal de paso  $v_t$ .

Recuerde que la velocidad de paso de piñón en ft/min estará dada por:

$$v_t = \pi d_p n_p / 12$$

Donde  $d_p$  es el diámetro de paso del piñón en pulgadas, y  $n_p$  es el número de revoluciones por minuto del piñón.

Si no desea emplear la figura 15-5, también puede emplear las siguientes expresiones:

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{v_t}}{A} \right)^B$$

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

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3}$$

Expresiones para  $v_t$  y  $K_v$  en el sistema internacional puede encontrarlas en la sección 15-3 de su libro de texto.

### Factor de tamaño para la resistencia a la picadura $C_s(Z_x)$

#### *Sistema inglés*

$$C_s = \begin{cases} 0.5 & F < 0.5 \text{ in} \\ 0.125F + 0.4375 & 0.5 \text{ in} \leq F \leq 4.5 \text{ in} \\ 1 & F > 4.5 \text{ in} \end{cases}$$

# VII. Engranés cónicos y tornillos sinfín

## 3. Factores de corrección de las ecuaciones de esfuerzo y resistencia de la AGMA para engranes cónicos rectos

Factor de tamaño para la resistencia a la picadura  
 $C_s(Z_x)$

$$Z_x = \begin{cases} 1 & b < 12.7 \text{ mm} \\ 0.00492b + 0.4375 & 12.7 \text{ in} \leq b \leq 114.3 \text{ in} \\ 1 & b > 114.3 \text{ in} \end{cases} \quad SI$$

Factor de tamaño para la flexión  $K_s(Y_x)$

$$K_s = \begin{cases} 0.4867 + 0.2132/P_d & 0.5 \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \leq P_d \leq 16 \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \\ 0.5 & P_d > 16 \text{ dientes/in} \end{cases}$$

Expresiones para  $Y_x$  (SI) puede apreciarlas en la sección 15-3 de su libro de texto.

Factor de distribución de carga  $K_m(K_{H\beta})$

Es empleado para tomar en cuenta la distribución no uniforme de carga a lo largo de la línea de contacto.

$$K_m = K_{mb} + 0.0036F^2$$

Donde:

$$K_{mb} = \begin{cases} 1 & \text{Ambos miembros montados separados} \\ 1.10 & \text{Uno de los miembros montados separados} \\ 1.25 & \text{Ninguno de los miembros montados separados} \end{cases}$$

Aquí la frase “miembro montado separado” significada que el engrane esta en medio de dos cojinetes.

Expresiones para  $K_{H\beta}$  (SI) puede apreciarlas en la sección 15-3 de su libro de texto.

Factor de coronamiento por picadura  $C_{xc}(Z_{xc})$

$$C_{xc} = Z_{xc} = \begin{cases} 1.5 & \text{dientes coronados} \\ 2 & \text{dientes no coronados} \end{cases}$$

# VII. Engranés cónicos y tornillos sinfín

## 3. Factores de corrección de las ecuaciones de esfuerzo y resistencia de la AGMA para engranes cónicos rectos

Factor de curvatura, en el sentido longitudinal, de la resistencia a la flexión  $K_x = Y_\beta$

Para engranes cónicos rectos:

$$K_x = Y_\beta = 1$$

Factor geométrico de resistencia a la picadura  $I (Z_I)$

Se usa para tomar en cuenta la geometría de las superficies del diente (radios instantáneos de curvatura) y el área de contacto entre las dos superficies.

La figura 15-6 muestra el factor geométrico  $I$  para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de  $20^\circ$  y para ejes que se interceptan a  $90^\circ$ . Aquí el factor dependerá del número de dientes del piñón y del número de dientes de la rueda.

Factor geométrico de resistencia a la flexión  $J (Y_J)$

Se usa para tomar en cuenta la geometría del diente y la localización de la carga transmitida.

La figura 15-7 muestra el factor  $J$  para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de  $20^\circ$  y para ejes que se interceptan a  $90^\circ$ . Aquí el factor dependerá del número de dientes del piñón y del número de dientes de la rueda; y será diferente para piñón y rueda a menos que tengan el mismo número de dientes.

Factor de ciclos de esfuerzo para la resistencia a la picadura  $C_L (Z_{NT})$

Es usado para tomar en cuenta ciclos diferentes a  $10^7$ .

$$C_L = \begin{cases} 2 & 10^3 \leq N_L < 10^4 \\ 3.4822N_L^{-0.0602} & 10^4 \leq N_L \leq 10^{10} \end{cases}$$

Donde  $N_L$  es el número de ciclos. En vez de emplear las expresiones anteriores también podría usar el gráfico mostrado en la figura 15-8.

Para ver las expresiones para  $Z_{NT}$  (SI) refiérase a la sección 15-3 de su libro de texto.

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 3. Factores de corrección de las ecuaciones de esfuerzo y resistencia de la AGMA para engranes cónicos rectos

Factor de ciclos de esfuerzo asociados a la resistencia a la flexión  $K_L$  ( $Y_{NT}$ )

Es usado para tomar en cuenta ciclos diferentes a  $10^7$ .

$$K_L = \begin{cases} 2.7 & 10^2 \leq N_L < 10^3 \\ 6.1514N_L^{-0.1192} & 10^3 \leq N_L < 3 \times 10^6 \\ 1.683N_L^{-0.0323} & 3 \times 10^3 \leq N_L \leq 10^{10}, \text{critico} \\ 1.3558N_L^{-0.0178} & 3 \times 10^3 \leq N_L \leq 10^{10}, \text{general} \end{cases}$$

Donde  $N_L$  es el número de ciclos. En vez de emplear las expresiones anteriores también podría usar el gráfico mostrado en la figura 15-9.

Para ver las expresiones para  $Y_{NT}$  (SI) refiérase a la sección 15-3 de su libro de texto.

Factor de relación de durezas  $C_H$  ( $Z_W$ )

Este factor es usado para tomar en cuenta la diferencia de dureza entre la corona y el piñón.

$$C_H = 1 + B_1 \left( \frac{N_G}{N_P} - 1 \right) \quad 1.2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1.7$$

$$C_H = 1 \quad \frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1.2$$

$$B_1 = 0.00898(H_{BP}/H_{BG}) - 0.00829$$

Donde  $N$  es el número de dientes y  $H$  la dureza Brinell. Los sub índices  $G$  y  $P$ , hacen referencia a rueda y a piñón, respectivamente. La gráfica de la expresión anterior puede encontrarla en la figura 15-10 de su texto.

Expresiones para  $Z_W$  puede encontrarlas en la sección 15-3 del libro de texto.

Cuando el piñón este endurecido superficialmente a una dureza de 48HRC o mayor y la rueda este endurecida entre  $180 \leq H_B \leq 400$ , debe emplear la figura 15-11 del libro de texto para determinar  $C_H$ .



# VII. Engranés cónicos y tornillos sinfín

## 3. Factores de corrección de las ecuaciones de esfuerzo y resistencia de la AGMA para engranes cónicos rectos

### Factor de temperatura $K_T(K_\theta)$

Este factor toma en cuenta los cambios en la resistencia del material producto del aumento de temperatura.

$$K_T = \begin{cases} 1 & 32^\circ F \leq t \leq 250^\circ F \\ (460 + t)/710 & t > 250^\circ F \end{cases}$$

Donde  $t$  es la temperatura de operación. Expresiones similares para  $K_\theta$  pueden encontrarlas en la sección 15-3 de su texto.

### Factores de confiabilidad $K_R(Z_Z)$ y $C_R(Y_Z)$

Estos factores son empleados para confiabilidades diferentes a 0.99,  $K_R$  es la corrección para la resistencia a la flexión y  $C_R$  la corrección a la resistencia al contacto. Estos factores pueden encontrarlos en la tabla 15-3 de su libro de texto o bien por medio de las siguientes expresiones:

$$C_R = \sqrt{K_R}$$

$$K_R = \begin{cases} 0.70 - 0.15 \log(1 - R) & 0.90 < R < 0.99 \\ 0.5 - 0.25 \log(1 - R) & 0.99 < R < 0.9999 \end{cases}$$

### Coefficiente elástico para la resistencia a la picadura $C_p(Z_E)$

$$C_p = \left[ \frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2}$$

Aquí:  $E$  se refiere al modulo de elasticidad y  $\nu$  la razón de Poisson. Donde los sub índices  $p$  y  $G$  se refieren a piñón y a rueda de forma respectiva.

### Resistencias o esfuerzos permitidos de contacto $S_{ac}$ y de flexión $S_{at}$

$S_{ac}$  es la propiedad del material bajo cargas cíclicas de compresión. Los valores para este factor los puede encontrar en las tablas 15-4, 15-5; en la figura 15-12; y en las ecuaciones 15-22.

# VII. Engranés cónicos y tornillos sinfín

## 3. Factores de corrección de las ecuaciones de esfuerzo y resistencia de la AGMA para engranes cónicos rectos

Resistencias o esfuerzos permitidos de contacto  $S_{ac}$  y de flexión  $S_{at}$

Ha de decirse que los valores de  $S_{ac}$  están basados en  $10^9$  ciclos y una confiabilidad de 0.99.

$S_{at}$  es la propiedad del material bajo cargas cíclicas de tensión. Los valores para este factor los puede encontrar en las tablas 15-6, 15-7; en la figura 15-13; y en las ecuaciones 15-23.

Ha de decirse que los valores de  $S_{at}$  están basados en  $10^7$  ciclos y una confiabilidad de 0.99.

Cuando existen cargas invertidas (engranes libres o locos), la AGMA recomienda se use el 70% de los valores de resistencia permitida.

## 4. Análisis de los engranes cónicos rectos.

Las figuras 15-14 y 15-15 resumen el *road map* a seguir en el análisis de estos engranes. Prácticamente al pie de página donde se encuentra la figura 15-14 se puede ver una tabla de conversión de durezas Rockwell C a durezas Brinell.

Favor vea el ejemplo 15-1.

**STRAIGHT-BEVEL GEAR WEAR**  
 BASED ON ANSI/AGMA 2003-B97 (U.S. customary units)

<u>Geometry</u>	<u>Force Analysis</u>	<u>Strength Analysis</u>
$d_p = \frac{N_p}{P_d}$	$W^t = \frac{2T}{d_{av}}$	$W^t = \frac{2T}{d_p}$
$\gamma = \tan^{-1} \frac{N_p}{N_G}$	$W^r = W^t \tan \phi \cos \gamma$	$W^r = W^t \tan \phi \cos \gamma$
$\Gamma = \tan^{-1} \frac{N_G}{N_p}$	$W^a = W^t \tan \phi \sin \gamma$	$W^a = W^t \tan \phi \sin \gamma$

$$d_{av} = d_p - F \cos \Gamma$$

Gear contact stress

$$S_c = \sigma_c = C_p \left( \frac{W^t}{F d_p I} K_o K_v K_m C_s C_{xc} \right)^{1/2}$$

At large end of tooth  
 Table 15-2, p. 783  
 Eqs. (15-5) to (15-8), p. 784  
 Eq. (15-11), p. 785  
 Eq. (15-12), p. 785  
 Eq. (15-9), p. 785  
 Fig. 15-6, p. 786  
 Eq. (15-21), p. 790

Gear wear strength

$$S_{wc} = (\sigma_c)_{all} = \frac{s_{ac} C_L C_H}{S_H K_T C_R}$$

Tables 15-4, 15-5, Fig. 15-12, Eq. (15-22), pp. 790–792  
 Fig. 15-8, Eq. (15-14), p. 787  
 Eqs. (15-16), (15-17), gear only, p. 788  
 Eqs. (15-19), (15-20), Table 15-3, pp. 789, 790  
 Eq. (15-18), p. 788

Wear factor of safety

$$S_H = \frac{(\sigma_c)_{all}}{\sigma_c}, \text{ based on strength}$$

$$n_w = \left( \frac{(\sigma_c)_{all}}{\sigma_c} \right)^2, \text{ based on } W^t; \text{ can be compared directly with } S_F$$

STRAIGHT-BEVEL GEAR BENDING  
 BASED ON ANSI/AGMA 2003-B97 (U.S. customary units)

Geometry	Force Analysis	Strength Analysis
$d_p = \frac{N_p}{P_d}$	$W^t = \frac{2T}{d_{av}}$	$W^t = \frac{2T}{d_p}$
$\gamma = \tan^{-1} \frac{N_p}{N_G}$	$W^r = W^t \tan \phi \cos \gamma$	$W^r = W^t \tan \phi \cos \gamma$
$\Gamma = \tan^{-1} \frac{N_G}{N_p}$	$W^a = W^t \tan \phi \sin \gamma$	$W^a = W^t \tan \phi \sin \gamma$

$d_{av} = d_p - F \cos \Gamma$

Gear bending stress

Table 15-2, p. 783

Eqs. (15-5) to (15-8), p. 784

Eq. (15-10), p. 785

Eq. (15-11), p. 785

Fig. 15-7, p. 786

Eq. (15-13), p. 785

At large end of tooth

$$S_t = \sigma = \frac{W^t}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_x J}$$

Gear bending strength

Table 15-6 or 15-7, pp. 791, 792

Fig. 15-9, Eq. (15-15), pp. 788, 787

$$S_{wt} = \sigma_{all} = \frac{s_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$$

Eqs. (15-19), (15-20), Table 15-3, pp. 789, 790

Eq. (15-18), p. 788

Bending factor of safety

$S_F = \frac{\sigma_{all}}{\sigma}$ , based on strength

$n_B = \frac{\sigma_{all}}{\sigma}$ , based on  $W^t$ , same as  $S_F$

# VII. Engranés cónicos y tornillos sinfín

## 5. Diseño de engranes cónicos rectos

Para realizar el diseño de engrane que buscan acoplarse hay dos grupos de categorías en las cuales podemos dividir las decisiones por tomar.

### Decisiones a priori

- ✓ Función: potencia, velocidad, confiabilidad, vida, factor de sobrecarga.
- ✓ Riesgo no cuantificable: factor de diseño.
- ✓ Sistema de dientes.
- ✓ Relación de engranes  $m_G: N_G, N_P$ .

### Decisiones de diseño

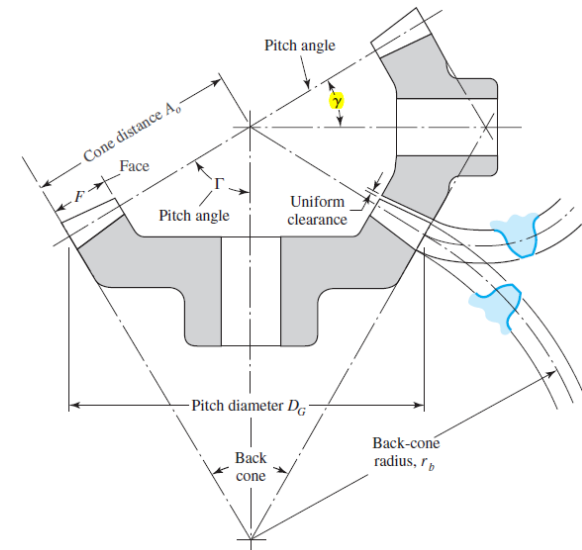
- ✓ Paso diametral y ancho de cara.
- ✓ Número de calidad  $Q_v$ .
- ✓ Material y dureza de la rueda.
- ✓ Material y dureza del piñón.

Ya que existen limitaciones en el ancho de cara de los engranes cónicos (debido a deflexiones de los dientes) se sugiere que el ancho de cara sea seleccionado de manera tal que:

$$F = \min(0.3A_0, 10/P_d)$$

Donde  $A_0$  es la distancia del cono y  $P_d$  el paso diametral.

$$A_0 = \frac{d_p}{2 \sin \gamma} = \frac{d_G}{2 \sin \Gamma}$$



Favor vea el ejemplo 15-2.

# VII. Engranés cónicos y tornillos sinfín

## **6. Ecuaciones de la AGMA, análisis, y diseño de los engranes de tornillo sin fin.**

Las secciones 15-6, 15-7, 15-8 tratan de forma condensada algunas de las recomendaciones de la AGMA relacionadas con el análisis y diseño de los engranes de tornillos sin fin. Favor leer y revisar.

Ver los ejemplos 15-3 y 15-4.

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

**Suposiciones:** tanto el piñón como la rueda son engranes cónicos de acero grado 1, la temperatura de operación de ambos engranes está por debajo de los  $250^\circ\text{F}$ .

**Ecuaciones básicas:**

$$\sigma_c = C_p \left( \frac{W^t K_0 K_v K_m C_s C_{xc}}{F d_p I} \right)^{1/2}, \sigma = \frac{W^t}{F} P_d K_0 K_v \frac{K_s K_m}{K_x J}, s_{wc} = \frac{s_{ac} C_L C_H}{S_H K_T C_R}, s_{wt} = \frac{s_{at} K_L}{S_F K_T K_R}, W^t = \frac{H}{v_t}$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

### Desarrollo:

En este problema lo que se desea determinar es la potencia máxima que puede alcanzar el engranaje para cumplir con que los factores de seguridad  $S_F$  y  $S_H$  del piñón y de la rueda sean por lo menos igual a la unidad.

La potencia como recordará dependerá de la carga transmitida, y esta a su vez del esfuerzo permitido calculado a partir de la resistencia corregida y de los factores de seguridad.

De esta manera para determinar la potencia, se requiere primero de los factores de corrección para los esfuerzos y resistencias del piñón y de la rueda.

### Factor de sobre carga $K_0$

De acuerdo con el enunciado del problema se supondrá  $K_0 = 1$ .



# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

### Desarrollo:

Factor de seguridad asociado al esfuerzo de contacto  $S_H$  y factor de seguridad relacionado con el esfuerzo asociado a la flexión  $S_F$

De acuerdo con el enunciado del problema se supondrá  $S_F = S_H = 1$ .

Factor dinámico  $K_v$

A partir del diámetro de paso y del número de dientes se determinan los diámetros de paso:

$$d_P = \frac{N_P}{P} = \frac{20 \text{ dientes}}{6 \text{ dientes/in}} \cong 3.333 \text{ in}$$
$$d_G = \frac{N_G}{P} = \frac{60 \text{ dientes}}{6 \text{ dientes/in}} \cong 10 \text{ in}$$

A partir del diámetro de paso del piñón y del número de revoluciones por minuto se puede estimar la velocidad de paso lineal:

$$v_t = \frac{\pi d_p n_P}{12}$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

**Desarrollo:**

Factor dinámico  $K_v$

$$v_t = \pi(3.333 \text{ in})(900 \text{ rev/min})/12 \cong 785.40 \text{ ft/min}$$

Y con la velocidad lineal de paso y la calidad del engrane se puede encontrar el factor dinámico  $K_v$ :

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3}, A = 50 + 56(1 - B)$$

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

$$A \cong 50 + 56(1 - 0.825) \cong 59.77$$

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{v_t}}{A} \right)^B$$

$$K_v = \left( \frac{59.77 + \sqrt{785.40}}{59.77} \right)^{0.825} \cong 1.373$$

Factor de tamaño para la resistencia a la picadura  $C_s$

Para  $F = 1.25 \text{ in}$ :

$$C_s = 0.125F + 0.4375$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

### Desarrollo:

Factor de tamaño para la resistencia a la picadura  $C_s$

$$C_s = 0.125(1.25) + 0.4375 \cong 0.594$$

Factor de tamaño para la flexión  $K_s$

Para un paso diametral de 6 dientes/in:

$$K_s = 0.4867 + 0.2132/P_d$$

$$K_s = 0.4867 + (0.2132/6) \cong 0.522$$

Factor de distribución de carga  $K_m$

Para un ancho de cara de 1.25 pulgadas y estando uno de los miembros, montado separado y el otro no ( $K_{mb} = 1.10$ ):

$$K_m = K_{mb} + 0.0036F^2$$

$$K_m = 1.10 + 0.0036(1.25)^2 \cong 1.106$$

Factor de coronamiento por picadura  $C_{xc}$

En vista de que los dientes no están coronados:

$$C_{xc} = 2$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

**Desarrollo:**

Factor de ciclos de esfuerzo para la resistencia a la picadura  $C_L$

Para  $N_{LP} = 1 \times 10^9$ :

$$C_L = 3.4822N_L^{-0.0602}$$

$$C_{LP} = 3.4822(1 \times 10^9)^{-0.0602} \cong 1$$

En vista de que en el punto de paso

$$V = |\omega_P r_P| = |\omega_G r_G|$$

Y recordando que:  $\omega = 2\pi n$ ,  $r = d/2$ ,  $P = N/d$

$$|n_P N_P| = |n_G N_G|$$

$$n_G = n_P \frac{N_P}{N_G}$$

$$\left( \frac{\text{Ciclos o revoluciones}}{\text{tiempo}} \right)_G = \left( \frac{\text{Ciclos o revoluciones}}{\text{tiempo}} \right)_P \frac{N_P}{N_G}$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

### Desarrollo:

Factor de ciclos de esfuerzo para la resistencia a la picadura  $C_L$

Y para un mismo tiempo de operación

$$\text{Ciclos o revoluciones}_G = \text{Ciclos o revoluciones}_P \frac{N_P}{N_G}$$

$$\text{Ciclos o revoluciones}_G = \frac{1 \times 10^9}{3}$$

$$C_{LG} = 3.4822 \left( \frac{1 \times 10^9}{3} \right)^{-0.0602} \cong 1.069$$

Factor de ciclos de esfuerzo asociados a la resistencia a la flexión  $K_L$

Para  $N_{LP} = 1 \times 10^9$ ,  $N_{LG} = 1 \times 10^9/3$ :

$$K_L = 1.683 N_L^{-0.0323}$$

$$K_{LP} = 1.683 (1 \times 10^9)^{-0.0323} \cong 0.862$$

$$K_{LG} = 1.683 \left( \frac{1 \times 10^9}{3} \right)^{-0.0323} \cong 0.893 \quad 21$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

**Desarrollo:**

Factor de relación de durezas  $C_H$

Debido a que  $H_{BP} = H_{BG} = 300$ :

$$C_H = 1 \quad \frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1.2$$

Factor de temperatura  $K_T$

En vista de que se ha supuesto que la temperatura de operación está por debajo de los  $250^\circ\text{F}$ :

$$K_T = 1$$

Factores de confiabilidad  $K_R$  y  $C_R$

Para una confiabilidad tanto del piñón como de la rueda de 0.999:

$$K_R = 0.5 - 0.25 \log(1 - R) \quad 0.99 < R < 0.9999$$

$$K_R = 0.5 - 0.25 \log(1 - 0.999) \cong 1.25$$

$$C_R = \sqrt{K_R}$$

$$C_R = \sqrt{1.25} \cong 1.118$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

**Desarrollo:**

Coeficiente elástico para la resistencia a la picadura

$C_p$

$$C_p = \left[ \frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2}$$

De la tabla 14-8 considerando que ambos engranes son de acero:  $E_p = E_G = 30 \times 10^6 \text{ psi}$ ,  $\nu_p = \nu_G = 0.30$ :

$$C_p \cong 2290.60 \sqrt{\text{psi}}$$

Resistencias de contacto  $S_{ac}$  y de flexión  $S_{at}$

Considerando que tanto el piñón como la rueda son de acero grado 1 con una dureza de 300 Brinell, empleando las ecuaciones 15-22 y 15-23:

$$S_{ac} = (341H_B + 23620)\text{psi}$$

$$S_{acP} = S_{acG} = (341 \cdot 300 + 23620)\text{psi} \cong 125920 \text{ psi}$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

**Desarrollo:**

Resistencias de contacto  $S_{ac}$  y de flexión  $S_{at}$

$$S_{at} = (44H_B + 2100)psi$$

$$S_{acP} = S_{acG} = (44 \cdot 300 + 2100)psi \cong 15300 psi$$

Calculo de cargas transmitidas que experimentan los engranes cuando  $S_F = S_H = 1$

Al ser los factores de seguridad igual a la unidad se tendrá, tanto para el piñón como para la rueda que:

$$\sigma_c = s_{wc} \rightarrow C_p \left( \frac{W^t K_0 K_v K_m C_s C_{xc}}{F d_p I} \right)^{1/2} = \frac{S_{ac} C_L C_H}{K_T C_R}$$

$$(W^t)_c = \left( \frac{S_{ac} C_L C_H}{K_T C_R C_p} \right)^2 \left( \frac{F d_p I}{K_0 K_v K_m C_s C_{xc}} \right)$$

$$\sigma = s_{wt} \rightarrow \frac{W^t}{F} P_d K_0 K_v \frac{K_s K_m}{K_x J} = \frac{S_{at} K_L}{K_T K_R}$$

$$(W^t)_t = \left( \frac{S_{at} K_L}{K_T K_R} \right) \left( \frac{F K_x J}{P_d K_0 K_v K_s K_m} \right)^{24}$$



# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

### Desarrollo:

Calculo de cargas transmitidas que experimentan los engranes cuando  $S_F = S_H = 1$

✓ Piñón:

$$s_{ac} = 125920 \text{ psi}, C_{LP} = 1, C_H = 1, K_T = 1, C_R \cong 1.118,$$

$$C_p = 2290.60\sqrt{\text{psi}}, F = 1.25 \text{ in}, d_p \cong 3.333 \text{ in}, I \cong 0.083,$$

$$K_0 = 1, K_v \cong 1.373, K_m \cong 1.106, C_s \cong 0.594, C_{xc} = 2,$$

$$s_{at} = 15300 \text{ psi}, K_{LP} \cong 0.862, K_R \cong 1.25, K_x = 1, J_P \cong 0.25,$$

$$P_d = 6 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}, K_s \cong 0.522$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

**Desarrollo:**

Calculo de cargas transmitidas que experimentan los engranes cuando  $S_F = S_H = 1$

✓ Piñón:

$$(W^t)_{cP} = \left( \frac{125920 \cdot 1 \cdot 1}{1 \cdot 1.118 \cdot 2290.60} \right)^2 \left( \frac{1.25 \cdot 3.333 \cdot 0.083}{1 \cdot 1.373 \cdot 1.106 \cdot 0.594 \cdot 2} \right) \quad (W^t)_{tP} \cong 693.25 \text{ lbf}$$

$$(W^t)_{cP} \cong 463.43 \text{ lbf}$$

$$(W^t)_{tP} = \left( \frac{15300 \cdot 0.862}{1 \cdot 1.25} \right) \left( \frac{1.25 \cdot 1 \cdot 0.25}{6 \cdot 1 \cdot 1.373 \cdot 0.522 \cdot 1.106} \right)$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

### Desarrollo:

Calculo de cargas transmitidas que experimentan los engranes cuando  $S_F = S_H = 1$

✓ Rueda:

$$\begin{aligned} s_{ac} &= 125920 \text{ psi}, C_{LG} = 1.069, C_H = 1, K_T = 1, C_R \cong 1.118, \\ C_p &= 2290.60 \sqrt{\text{psi}}, F = 1.25 \text{ in}, d_p \cong 3.333 \text{ in}, I \cong 0.083, \\ K_0 &= 1, K_v \cong 1.373, K_m \cong 1.106, C_s \cong 0.594, C_{xc} = 2, \\ s_{at} &= 15300 \text{ psi}, K_{LG} \cong 0.893, K_R \cong 1.25, K_x = 1, J_G \cong 0.202, \end{aligned}$$

$$P_d = 6 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}, K_s \cong 0.522$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

**Desarrollo:**

Calculo de cargas transmitidas que experimentan los engranes cuando  $S_F = S_H = 1$

✓ Rueda:

$$(W^t)_{cG} = \left( \frac{125920 \cdot 1.069 \cdot 1}{1 \cdot 1.118 \cdot 2290.60} \right)^2 \left( \frac{1.25 \cdot 3.333 \cdot 0.083}{1 \cdot 1.373 \cdot 1.106 \cdot 0.594 \cdot 2} \right) \quad (W^t)_{tG} \cong 580.29 \text{ lbf}$$

$$(W^t)_{cG} \cong 529.69 \text{ lbf}$$

$$(W^t)_{tG} = \left( \frac{15300 \cdot 0.893}{1 \cdot 1.25} \right) \left( \frac{1.25 \cdot 1 \cdot 0.202}{6 \cdot 1 \cdot 1.373 \cdot 0.522 \cdot 1.106} \right)$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

### Desarrollo:

Calculo de potencias que experimentan los engranes cuando  $S_F = S_H = 1$

Teniendo presente que la velocidad de paso lineal  $v_t \cong 785.40 \text{ ft/min}$  y recordando que:

$$W^t = \frac{H}{v_t} \rightarrow H = W^t v_t$$

✓ Piñón:

Para  $(W^t)_{cP} \cong 463.43 \text{ lbf}$  y  $(W^t)_{tP} \cong 693.25 \text{ lbf}$ :

$$H_{cP} = (463.43 \text{ lbf})(785.40 \text{ ft/min}) \cdot \left( \frac{1 \text{ hp}}{33000 \text{ lbf} \cdot \text{ft/min}} \right)$$
$$H_{cP} \cong 11.03 \text{ hp}$$

$$H_{tP} = (693.25 \text{ lbf})(785.40 \text{ ft/min}) \cdot \left( \frac{1 \text{ hp}}{33000 \text{ lbf} \cdot \text{ft/min}} \right)$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

### Desarrollo:

Calculo de potencias que experimentan los engranes cuando  $S_F = S_H = 1$

✓ Piñón:

$$H_{tP} \cong 16.50 \text{ hp}$$

✓ Rueda:

Para  $(W^t)_{cG} \cong 529.69 \text{ lbf}$  y  $(W^t)_{tG} \cong 580.29 \text{ lbf}$ :

$$H_{cG} = (529.69 \text{ lbf})(785.40 \text{ ft/min}) \cdot$$

$$\left( \frac{1 \text{ hp}}{33000 \text{ lbf} \cdot \text{ft/min}} \right)$$

$$H_{cG} \cong 12.60 \text{ hp}$$

# VII. Engranajes cónicos y tornillos sinfín

## 7. Ejemplo

Un piñón cónico recto no coronado tiene 20 dientes, un paso diametral de 6 dientes/pulgada, y un número de exactitud de transmisión de 6. Tanto el piñón como la rueda están hechos de acero completamente endurecido con una dureza Brinell de 300. La rueda tiene 60 dientes. El engranaje tiene una meta de vida de  $10^9$  revoluciones para el piñón con una confiabilidad de 0.999 para ambos engranes. El ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , y la velocidad del piñón es de 900 rev/min. El ancho de cara es de 1.25 pulgadas, y el ángulo de presión normal es de  $20^\circ$ . El piñón está montado por fuera de sus cojinetes y la corona está montada por separado. Con base a la resistencia a la flexión AGMA y a la durabilidad superficial de la AGMA, ¿cuál es la capacidad de potencia del engranaje?

Utilice un factor de sobrecarga  $K_0 = 1$ , y unos factores de seguridad  $S_F = S_H = 1$

**Desarrollo:**

Calculo de potencias que experimentan los engranes cuando  $S_F = S_H = 1$

✓ Rueda:

$$H_{tG} = (580.29 \text{ lbf})(785.40 \text{ ft/min}) \cdot$$

$$\left( \frac{1 \text{ hp}}{33000 \text{ lbf} \cdot \text{ft/min}} \right)$$

$$H_{tG} \cong 13.81 \text{ hp}$$

Consecuentemente, la potencia  $H$  que debe tener el engranaje para que todos los factores de seguridad sean iguales o mayores a la unidad será:

$$H = \min(H_{cP}, H_{tP}, H_{cG}, H_{tG}) \cong 11.03 \text{ hp}$$