

DESGASTE DE ENGRANE RECTO
ANSI / AGMA 2001-C95

$$d_p = \frac{N_p}{P_d} = \frac{2C}{m_G \pm 1} \quad \begin{array}{l} + \text{Engranés externos} \\ - \text{Engranés internos} \end{array}$$

$$V = \frac{\pi d n}{12}$$

$$W' = \frac{33\,000 H}{V}$$

Ecuación
del esfuerzo
de contacto
AGMA

$$\sigma_c = C_p \left(W' K_O K_V K_S \frac{K_m}{d_{pf}} \frac{C_F}{I} \right)^{1/2} \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2} \frac{m_G}{m_G \pm 1}$$

Tabla 14-8

1 (o bien, ecuación (a) sección 14-10)

Ec. (14-30)

1

Tabla de abajo o tabla 29.1
p. 29.4 SHMD

Ec. (14-27)

$0.99(S_c)_{10^7}$ Tablas 14-6 y 14-7

Límite de
durabilidad
por contacto
AGMA

Figura 14-15

Sección 14-12, engrane únicamente

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

Ecs. (14-38)

1 si $T < 250^\circ \text{F}$

Factor
de seguridad
al desgaste

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H / (K_T K_R)}{\sigma_c}$$

Recuerde comparar S_F con S_H^2 cuando decida si la amenaza a la función es por flexión o por desgaste. Para engranes coronados compare S_F con S_H^3 .

Tabla de factores de sobrecarga

Fuente de potencia	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Figura 14-17

Mapa de caminos de las ecuaciones de desgaste AGMA, ANSI/AGMA 2001-C95.

FLEXIÓN DE ENGRANES RECTOS ANSI / AGMA 2001-C95

$$d_p = \frac{N_p}{P_d} = \frac{2C}{m_G \pm 1} \quad \begin{array}{l} + \text{ Engranés externos} \\ - \text{ Engranés internos} \end{array}$$

$$V = \frac{\pi d n}{12}$$

$$W' = \frac{33\,000 H}{V}$$

Ecuación
del esfuerzo
flexionante
AGMA

$$\sigma = W' K_O K_V K_S \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J}$$

Tabla en la figura 14-17

$0.99(S_t)_{10^7}$ Tablas 14-3 y 14-4

Ecuación
del límite
de durabilidad
en flexión
AGMA

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R}$$

1 si $T < 250^\circ \text{ F}$

Factor
de seguridad
en flexión

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma}$$

Recuerde comparar S_F con S_H^2 cuando decida si la amenaza a la función es por flexión o desgaste. Para engranes coronados compare S_F con S_H^3 .

Tabla de factores de sobrecarga

Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Figura 14-18

Mapa de caminos de las ecuaciones de flexión AGMA, ANSI/AGMA 2001-C95.

Simbolos, sus nombres y
ubicaciones*

Símbolo	Nombre	Dónde se encuentra
b	Ancho neto de la cara del elemento más angosto	Ec. (14-16)
C_e	Factor de corrección de la alineación del acoplamiento	Ec. (14-35)
C_f	Factor de la condición superficial	Ec. (14-16)
C_H	Factor de la relación de durezas	Ec. (14-18)
C_{ma}	Factor de alineación del acoplamiento	Ec. (14-34)
C_{mc}	Factor de corrección de carga	Ec. (14-31)
C_{mf}	Factor de distribución de carga en la cara	Ec. (14-30)
C_p	Coefficiente elástico	Ec. (14-13)
C_{pf}	Factor de proporción del piñón	Ec. (14-32)
C_{pm}	Modificador de proporción del piñón	Ec. (14-33)
d	Diámetro de paso de operación del piñón	Ec. (14-1)
d_p	Diámetro de paso, piñón	Ec. (14-22)
d_G	Diámetro de paso, corona	Ec. (14-22)
E	Módulo de elasticidad	Ec. (14-10)
F	Ancho neto de la cara del elemento más angosto	Ec. (14-15)
f_p	Acabado superficial del piñón	Fig. 14-13
H	Potencia	Fig. 14-17
H_B	Dureza Brinell	Ej. 14-3
H_{BG}	Dureza Brinell de la corona	Sec. 14-12
H_{BP}	Dureza Brinell del piñón	Sec. 14-12
hp	Caballos de potencia	Ej. 14-1
h_t	Altura completa del diente del engrane	Sec. 14-16
I	Factor geométrico de resistencia a la picadura	Ec. (14-16)
J	Factor geométrico de resistencia a la flexión	Ec. (14-15)
K	Factor de contacto de carga para resistencia a la picadura	Ec. (7-72)
K_B	Factor de espesor del aro	Ec. (14-40)
K_f	Factor de concentración de esfuerzo por fatiga	Ec. (14-9)
K_m	Factor de distribución de carga	Ec. (14-30)
K_O	Factor de sobrecarga	Ec. (14-15)
K_R	Factor de confiabilidad	Ec. (14-17)
K_S	Factor de tamaño	Sec. 14-10
K_T	Factor de temperatura	Ec. (14-17)
K_V'	Factor dinámico	Ec. (14-17)
m	Módulo métrico	Ec. (14-15)
m_B	Relación de apoyo	Ec. (14-34)
m_G	Relación de engranes (nunca menor que 1)	Ec. (14-22)
m_N	Relación de distribución de carga	Ec. (14-21)
N	Número de ciclos de esfuerzo	Fig. 14-14
N_G	Número de dientes de la corona	Ec. (14-22)
N_p	Número de dientes del piñón	Ec. (14-22)
n	Velocidad	Ej. 14-1
n_p	Velocidad del piñón	Ej. 14-4
P	Paso diametral	Ec. (14-2)
P_d	Paso diametral del piñón	Ec. (14-15)
P_N	Paso base normal	Ec. (14-24)
P_n	Paso circular normal	Ec. (14-24)
P_x	Paso axial	Ec. (14-19)
Q_V	Número del nivel de precisión de la transmisión	Ec. (14-29)
R	Confiabilidad	Ec. (14-38)
R_a	Raíz media cuadrática de la rugosidad	Fig. 14-13
r_f	Radio del entalle del diente	Fig. 14-1
r_G	Radio del círculo de paso, corona	En norma
r_p	Radio del círculo de paso, piñón	En norma
r_{bp}	Radio del círculo de base del piñón	Ec. (14-25)

Tabla 14-1

Símbolos, sus nombres y ubicaciones* (continuación)

Símbolo	Nombre	Dónde se encuentra
r_{bG}	Radio del círculo de base del engrane	Ec. (14-25)
S_C	Resistencia a la fatiga superficial de Buckingham	Ej. 14-3
S_c	Resistencia a la fatiga superficial AGMA	Ec. (14-18)
S_t	Resistencia a la flexión AGMA	Ec. (14-17)
S	Claro entre cojinetes	Fig. 14-10
S_1	Desplazamiento del piñón desde el centro del claro	Fig. 14-10
S_F	Factor de seguridad, flexión	Ec. (14-41)
S_H	Factor de seguridad, picaduras	Ec. (14-42)
W' o W_i^\dagger	Carga transmitida	Fig. 14-1
Y_N	Factor de ciclos de esfuerzo para resistencia a la flexión	Fig. 14-14
Z_N	Factor de ciclos de esfuerzo para resistencia a la picadura	Fig. 14-15
β	Exponente	Ec. (14-44)
σ	Esfuerzo flexionante	Ec. (14-2)
σ_C	Esfuerzo de contacto a partir de relaciones hertzianas	Ec. (14-14)
σ_c	Esfuerzo de contacto a partir de relaciones AGMA	Ec. (14-16)
σ_{perm}	Esfuerzo flexionante permisible	Ec. (14-17)
$\sigma_{c, perm}$	Esfuerzo de contacto permisible, AGMA	Ec. (14-18)
ϕ	Ángulo de presión	Ec. (14-12)
ϕ_t	Ángulo de presión transversal	Ec. (14-23)
ψ	Ángulo de la hélice en el diámetro de paso estándar	Ej. 14-2

* Debido a que en la norma ANSI/AGMA 2001-C95 se introdujo una cantidad significativa de nomenclatura nueva, este resumen y las referencias se proporcionan para su utilización hasta que el vocabulario del lector haya aumentado.

† Véase la razón de su preferencia siguiendo la ecuación (a), sección 14-1.

Tabla 14-2

Valores del factor de forma de Lewis Y. (Los valores son para un ángulo normal de presión de 20°, dientes de altura completa y paso diametral igual a la unidad en el plano de rotación.)

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

14-3 Ecuaciones del esfuerzo AGMA

En la metodología AGMA se emplean dos ecuaciones fundamentales del esfuerzo, una para el esfuerzo flexionante y la otra para la resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto). En la terminología AGMA, se les llama *números de esfuerzo* y se designan mediante

la letra minúscula σ , en lugar de la minúscula griega σ que se ha utilizado en este libro (y que se continuará usando). Las ecuaciones fundamentales son

$$\sigma = \begin{cases} W' K_O K_V' K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J} \\ W' K_O K_V' K_s \frac{1}{bm_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \end{cases} \quad (14-15)$$

donde en la primera ecuación se emplean unidades habituales en Estados Unidos, y en la segunda unidades SI. Asimismo,

W' es la carga tangencial transmitida

K_O es el factor de sobrecarga

K_V' es el factor dinámico

K_s es el factor de tamaño

P_d es el paso diametral transversal

F es el ancho de la cara del elemento más angosto

K_m es el factor de distribución de la carga

K_B es el factor del espesor del aro

J es el factor geométrico para resistencia a la flexión (que incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle K_f)

Para formulaciones en unidades SI,

b es el ancho neto de la cara del elemento más angosto

m_t es el módulo métrico transversal

K_H es el factor de distribución de carga

Y_J es el factor geométrico para resistencia a la flexión (incluyendo el factor de concentración de esfuerzo en el entalle de la raíz K_f)

Antes de tratar de asimilar el significado de todos estos términos en la ecuación (14-15) téngalos en cuenta como una sugerencia de la AGMA respecto a estos puntos, que el diseñador debe considerar *ya sea que siga o no la norma voluntaria*. Dichas observaciones incluyen:

- Magnitud de la carga transmitida.
- Sobrecarga.
- Aumento dinámico de la carga transmitida.
- Tamaño.
- Geometría: paso y ancho de la cara.
- Distribución de la carga a lo largo de los dientes.
- Soporte del aro del diente.
- Factor de forma de Lewis y concentración de esfuerzo en el entalle de la raíz.

La ecuación fundamental para la resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto) se expresa como

$$\sigma_c = \begin{cases} C_p \sqrt{W' K_O K_V' K_s \frac{K_m C_f}{dF} \frac{1}{I}} \\ Z_E \sqrt{W' K_O K_V' K_s \frac{K_H Z_R}{d_{w1} b Z_I}} \end{cases} \quad (14-16)$$

donde en la primera ecuación se usan las unidades habituales en Estados Unidos y en la segunda unidades SI. Asimismo,

C_p es un coeficiente elástico (lbf/pulg²)^{0.5}

W' es la carga tangencial transmitida

K_O es el factor de sobrecarga
 K_V es el factor dinámico
 K_s es el factor de tamaño
 K_m es el factor de distribución de la carga
 C_f es el factor de condición superficial
 d es el diámetro de paso del *piñón*
 F es el ancho de la cara del elemento más angosto

En la formulación SI,

Z_E es un coeficiente elástico (N/mm^2)^{0.5}
 K_H es el factor de distribución de la carga
 Z_R es el factor de condición superficial para resistencia a la picadura
 d_{w1} es el diámetro de paso del *piñón*
 b es el ancho de la cara del elemento más angosto
 Z_I es el factor geométrico para resistencia a la picadura

La evaluación de todos los factores se explica en las secciones que siguen. El desarrollo de la ecuación (14-16) se aclara en la segunda parte de la sección 14-5.

Figura 14-2

Número de esfuerzo flexionante permisible para aceros completamente endurecidos. Las ecuaciones en unidades SI son $\sigma_{fp} = 0.533H_B + 88.3$ MPa, grado 1 y $\sigma_{fp} = 0.703H_B + 113$ MPa, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95 Y 2101-C95.)

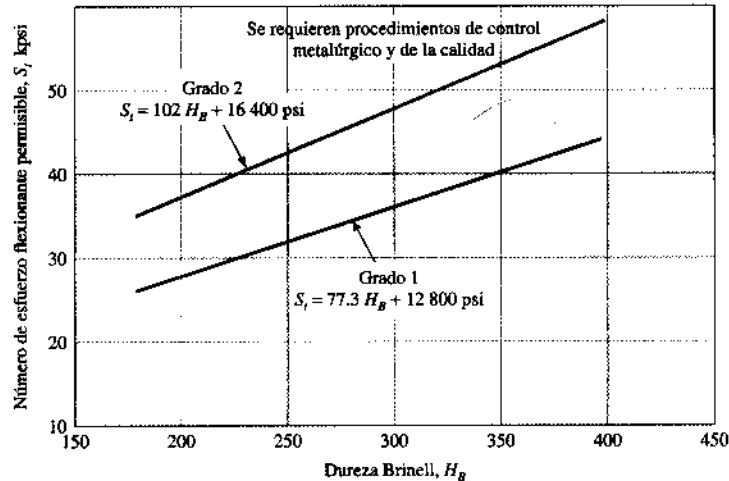


Figura 14-3

Número de esfuerzo flexionante permisible para engranes de acero nitrurado endurecido completamente (es decir, AISI 4140, 4340), S_n . Las ecuaciones en unidades SI son $\sigma_{fp} = 0.568H_B + 83.8$ MPa, grado 1 y $\sigma_{fp} = 0.749H_B + 110$ MPa, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95 y 2101-C95.)

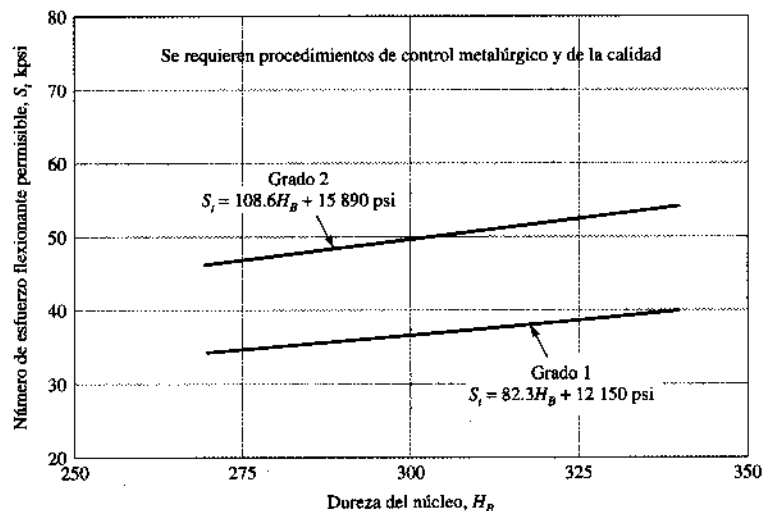


Figura 14-4

Números de esfuerzo flexionante permisible para engranes de acero nitrurado S_t . Las ecuaciones en unidades SI son $\sigma_{FP} = 0.594H_B + 87.76$ MPa, Nitralloy, grado 1; $\sigma_{FP} = 0.784H_B + 114.81$ MPa, Nitralloy, grado 2; $\sigma_{FP} = 0.7255H_B + 63.89$ MPa, 2.5% cromo, grado 1; $\sigma_{FP} = 0.7255H_B + 153.63$ MPa, 2.5% cromo, grado 2; $\sigma_{FP} = 0.7255H_B + 201.91$ MPa, 2.5% cromo, grado 3. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95 y 2101-C95.)

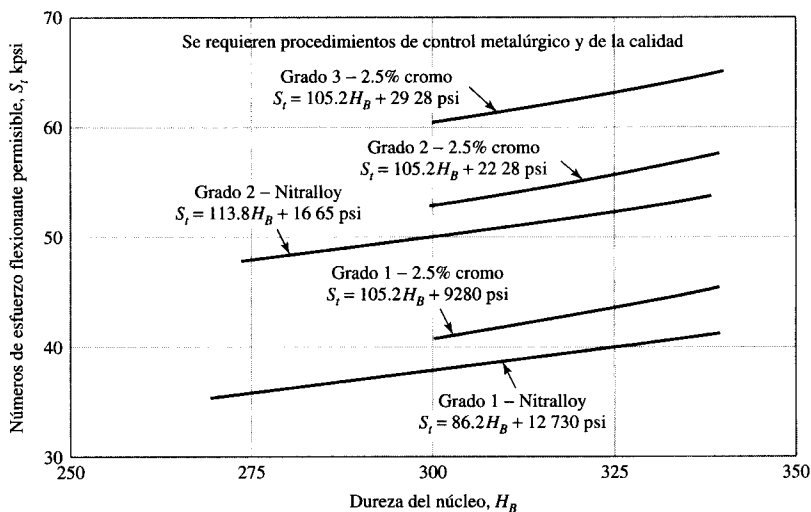


Tabla 14-3

Resistencia a la flexión repetidamente aplicada S_t a 10^7 ciclos y confiabilidad 0.99 para engranes de acero (Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95.)

Designación de material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de esfuerzo flexionante permisible S_t , ² psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero ³	Endurecido completamente	Véase la figura 14-2	Véase la figura 14-2	Véase la figura 14-2	—
	Endurecido por flama ⁴ o por inducción ⁴ con patrón del tipo A ⁵	Véase la tabla 8*	45 000	55 000	—
	Endurecido por flama ⁴ o por inducción ⁴ con patrón tipo B ⁵	Véase la tabla 8*	22 000	22 000	—
	Carburizado y endurecido	Véase la tabla 9*	55 000	65 000 o 70 000 ⁶	75 000
	Nitrurado ^{4,7} (aceros completamente endurecidos)	83.5 HR—15N	Véase la figura 14-3	Véase la figura 14-3	
Nitralloy 135M, Nitralloy N y 2.5% cromo (sin aluminio)	Nitrurado ^{4,7}	87.5 HR15N	Véase la figura 14-4	Véase la figura 14-4	Véase la figura 14-4

Notas: Véase la norma ANSI/AGMA 2001-C95 para referencias citadas en las notas 1-7.

¹ La dureza debe ser equivalente a la del diámetro de la raíz en el centro del espacio del diente y del ancho de la cara.

² Véanse las tablas 7 a la 10 para factores metalúrgicos importantes para cada grado de esfuerzo de engranes de acero.

³ El acero seleccionado debe ser compatible con el proceso de tratamiento térmico seleccionado y dureza requerida.

⁴ Los números de esfuerzo permisible indicados se pueden usar con profundidades de la superficie tratada prescritas en 16.1

⁵ Véase la figura 12 para el tipo A y B de patrones de dureza.

⁶ Si la bainita y las microgrietas se limitan a niveles de grado 3, se puede usar 70 000 psi.

⁷ La capacidad de sobrecarga de engranes nitrurados es baja. Como la forma de la curva S-N efectiva es plana, la sensibilidad al impacto se debe investigar antes de proceder con el diseño. [7]

* Las tablas 8 y 9 de la norma ANSI/AGMA 2001-C95 son tabulaciones completas de los factores metalúrgicos principales que afectan a S_t y S_c de engranes de acero endurecidos por inducción (tabla 8) y carburizados y endurecidos (tabla 9).

Tabla 14-4

Resistencia a la flexión repetidamente aplicada S , para engranes de hierro y bronce a 10^7 ciclos y confiabilidad 0.99. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95.)

Material	Designación del material ¹	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima típica ²	Número de esfuerzo flexionante permisible, S_t , ³ psi
Fundición gris ASTM A48	Clase 20	Como sale de fundición	—	5 000
	Clase 30	Como sale de fundición	174 HB	8 500
	Clase 40	Como sale de fundición	201 HB	13 000
Hierro dúctil (nodular) ASTM A536	Grado 60-40-18	Recocido	140 HB	22 000-33 000
	Grado 80-55-06	Templado y revenido	179 HB	22 000-33 000
	Grado 100-70-03	Templado y revenido	229 HB	27 000-40 000
	Grado 120-90-02	Templado y revenido	269 HB	31 000-44 000
Bronce		Fundición en arena	Resistencia mínima a la tensión 40 000 lb/pulg ²	5 700
	Aleación 954 ASTM B-148	Tratada térmicamente	Resistencia mínima a la tensión 90 000 lb/pulg ²	23 600

Notas:

¹ Véase la norma ANSI/AGMA 2004-B89, *Gear Materials and Heat Treatment Manual*.

² La dureza medida debe ser equivalente a la que se medirá en el diámetro de la raíz en el centro del espacio del diente y el ancho de la cara.

³ Los valores menores se deben usar para fines de diseño generales. Los valores superiores se pueden usar cuando:

Se use material de alta calidad.

El tamaño y diseño de la sección permitan máxima respuesta al tratamiento térmico.

Se efectúa un control de la calidad adecuado mediante una inspección adecuada.

La experiencia de operación justifique su uso.

14-4 Ecuaciones de resistencia AGMA

En vez de utilizar el término *resistencia*, AGMA emplea datos denominados *números de esfuerzo permisible* y los designa con el símbolo S_a . Será menos confuso si se continúa la práctica en este libro de usar la letra mayúscula S para designar la resistencia y las letras minúsculas griegas σ y τ para el esfuerzo. Para dejar del todo claro este punto, se empleará el término *resistencia AGMA* en vez de la frase *números de esfuerzo permisible* utilizados por AGMA.

Siguiendo esta convención, los valores para la *resistencia a la flexión AGMA*, designados aquí como S_t , se proporcionan en las figuras 14-2, 14-3 y 14-4, y en las tablas 14-3 y 14-4. Ya que las resistencias AGMA no se identifican con otras resistencias (por ejemplo S_u , S_e o S_y) como suceden en otras partes de este libro, su empleo debe limitarse al análisis de problemas de engranes.

En el método AGMA las resistencias se modifican mediante diversos factores que producen valores limitantes del esfuerzo flexionante y de contacto. Con la misma notación de la ecuación (1-5), a las modificaciones resultantes se les denominará *esfuerzo flexionante permisible* σ_{perm} y *esfuerzo de contacto permisible* $\sigma_{c,perm}$. La ecuación para el esfuerzo flexionante permisible resulta

$$\sigma_{perm} = \begin{cases} \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R} \\ \frac{\sigma_{FP}}{S_F} \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z} \end{cases} \quad (14-17)$$

donde en la primera ecuación se emplean las unidades habituales de Estados Unidos y en la segunda unidades SI. Asimismo,

S_p, σ_{FP} son los esfuerzos flexionantes permisibles, lbf/pulg² (N/mm²)
 Y_N es el factor de ciclos de esfuerzo para esfuerzo flexionante
 K_T, Y_θ son los factores de temperatura
 K_R, Y_Z son los factores de confiabilidad
 S_F es el factor de seguridad AGMA, como relación de esfuerzos

La ecuación para el esfuerzo de contacto permisible $\sigma_{c, perm}$ está dada por

$$\sigma_{c, perm} = \begin{cases} \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{K_T K_R} \\ \frac{\sigma_{HP}}{S_H} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} \end{cases} \quad (14-18)$$

donde la primera ecuación está en las unidades habituales de Estados Unidos y la segunda en unidades SI. Asimismo,

S_c, σ_{HP} son los esfuerzos de contacto permisibles, lbf/pulg² (N/mm²)
 Z_N es el factor de vida de ciclos de esfuerzo
 C_H, Z_W son los factores de la relación de durezas para resistencia a la picadura
 K_T, Y_θ son los factores de temperatura
 K_R, Y_Z son los factores de confiabilidad
 S_H es el factor de seguridad AGMA, una relación de esfuerzos

Figura 14-5

Resistencia a la fatiga por contacto S_c a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0.99 para engranes de acero completamente endurecido. Las ecuaciones en unidades SI son $\sigma_{HP} = 2.22H_B + 200$ MPa, grado 1 y $\sigma_{HP} = 2.41H_B + 237$ MPa, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95 y 2101-C95.)

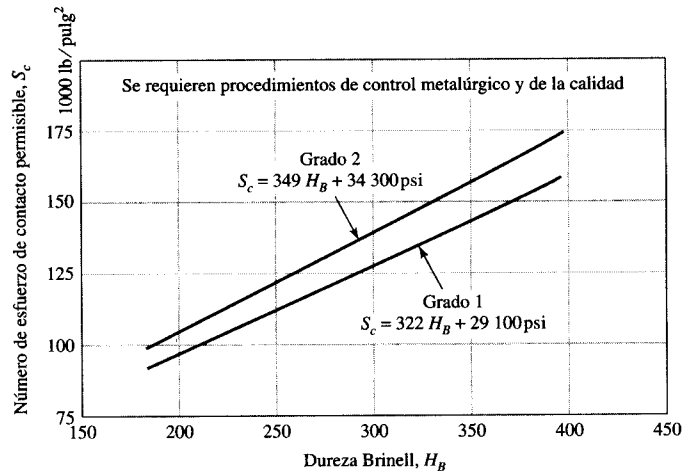


Tabla 14-5

Temperatura nominal empleada en la nitruración y durezas obtenidas.

Fuente: Darle W. Dudley, Handbook of Practical Gear Design, edición revisada, McGraw-Hill, Nueva York, 1984.

Acero	Temperatura antes de la nitruración, F	Nitruración, F	Dureza, escala Rockwell C	
			Superficie	Núcleo
Nitralloy 135*	1 150	975	62–65	30–35
Nitralloy 135M	1 150	975	62–65	32–36
Nitralloy N	1 000	975	62–65	40–44
AISI 4340	1 100	975	48–53	27–35
AISI 4140	1 100	975	49–54	27–35
31 Cr Mo V 9	1 100	975	58–62	27–33

* Nitralloy es una marca registrada de Nitralloy Corp., Nueva York, NY.

Tabla 14-6

Resistencia de contacto repetidamente aplicada S_c a 10^7 ciclos y confiabilidad 0.99 para engranes de acero.
(Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95).

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de esfuerzo de contacto permisible, S_c ² psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero ³	Endurecido completamente ⁴	Véase la figura 14-5	Véase la figura 14-5	Véase la figura 14-5	—
	Endurecido por flama ⁵	50 HRC	170 000	190 000	—
	o por inducción ⁵	54 HRC	175 000	195 000	—
	Carburizado y endurecido ⁵	Véase la tabla 9*	180 000	225 000	275 000
	Nitrurado ⁵ (aceros completamente endurecidos)	83.5 HR15N	150 000	163 000	175 000
		84.5 HR15N	155 000	168 000	180 000
2.5% cromo (sin aluminio)	Nitrurado ⁵	87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitralloy 135M	Nitrurado ⁵	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitralloy N	Nitrurado ⁵	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2.5% cromo (sin aluminio)	Nitrurado ⁵	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

Notas: Véase la norma ANSI/AGMA 2001-C95 para referencias citadas en las notas 1-5.

¹ La dureza será equivalente a la del inicio del perfil activo en el centro del ancho de la cara.

² Véanse las tablas 7 a la 10 para los factores metalúrgicos principales para cada grado de esfuerzo en engranes de acero.

³ El acero seleccionado debe ser compatible con el proceso de tratamiento térmico seleccionado y la dureza requerida.

⁴ Estos materiales se deben recocer o normalizar como un mínimo.

⁵ Los números de esfuerzo permisible indicados se pueden usar con las profundidades de la superficie tratada prescritas en 16.1

* La tabla 9 de la norma ANSI/AGMA 2001-C95 es una tabulación completa de los factores metalúrgicos principales que afectan a S_f y S_c de engranes de acero carburizados y endurecidos.

Los valores para el esfuerzo de contacto AGMA, designados aquí como S_c , se proporcionan en la figura 14-5 y en las tablas 14-5, 14-6 y 14-7 (véase la página 924).

Los números de esfuerzo permisible AGMA (resistencias) para esfuerzos flexionante y de contacto son para

- Carga unidireccional.
- 10 millones de ciclos de esfuerzo.
- Confiabilidad del 99%.

Los factores en esta sección también se evaluarán en secciones subsiguientes.

Cuando se tiene carga en dos sentidos (alternante), como con engranes secundarios libres, AGMA recomienda utilizar 70% de los valores S_c . Lo anterior equivale a $1/0.70 = 1.43$ como un valor de k_e en el ejemplo 14-2. La recomendación se ubica entre el valor de $k_e = 1.33$ para un lugar geométrico de falla de Goodman y $k_e = 1.65$ para un lugar geométrico de falla de Gerber.

14-5 Factores geométricos I y J (Z_f y Y_f)

Se ha visto cómo el factor Y se utiliza en la ecuación de Lewis para introducir el efecto de la forma del diente en la ecuación del esfuerzo. Los factores AGMA⁵ I y J tienen la meta de cumplir con el mismo objetivo de manera más elaborada.

⁵ Una referencia útil es AGMA 908-B89, *Geometry Factors for Determining Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth*.

Tabla 14-7

Resistencia de contacto repetidamente aplicado S_c a 10^7 ciclos y confiabilidad 0.99 para engranes de hierro y bronce. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95.)

Material	Designación del material ¹	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima típica ²	Número de esfuerzo de contacto permisible, S_c ³ psi
Fundición gris ASTM A48	Clase 20	Como sale de fundición	—	50 000-60 000
	Clase 30	Como sale de fundición	174 HB	65 000-75 000
	Clase 40	Como sale de fundición	201 HB	75 000-85 000
Hierro dúctil (nodular) ASTM A536	Grado 60-40-18	Recocido	140 HB	77 000-92 000
	Grado 80-55-06	Templado y revenido	179 HB	77 000-92 000
Bronce	Grado 100-70-03	Templado y revenido	229 HB	92 000-112 000
	Grado 120-90-02	Templado y revenido	269 HB	103 000-126 000
	—	Fundición en arena	Resistencia mínima a la tensión 40 000 psi	30 000
	Aleación 954 ASTM B-148	Tratado térmicamente	Resistencia mínima a la tensión 90 000 psi	65 000

Notas:

¹ Véase la norma ANSI/AGMA 2004-B89, *Gear Materials and Heat Treatment Manual*.

² La dureza debe ser equivalente a la del inicio del perfil activo en el centro del ancho de la cara.

³ Los valores inferiores se deben usar para fines de diseño general. Los valores superiores se pueden usar cuando:

Se utilice material de alta calidad.

El tamaño y diseño de la sección permitan máxima respuesta al tratamiento térmico.

El control de calidad se efectúe mediante una inspección adecuada.

La experiencia de operación justifique su empleo.

La determinación de I y J depende de la *relación de contacto de la cara* m_F , que se define como

$$m_F = \frac{F}{p_x} \quad (14-19)$$

donde p_x es el paso axial y F es el ancho de la cara. Para engranes rectos, $m_F = 0$.

Los engranes helicoidales con relación de contacto baja (RCB) con un ángulo de hélice pequeño o un ancho reducido de la cara, o ambos, tienen relaciones de contacto de la cara menores que la unidad ($m_F \leq 1$), por lo que no se considerarán aquí. Dichos engranes tienen un nivel de ruido no muy diferente al de los engranes rectos. En consecuencia, aquí sólo se analizarán engranes rectos con $m_F = 0$ y engranes convencionales con $m_F > 1$.

Factor geométrico J de resistencia a la flexión

El factor J AGMA emplea un valor modificado del factor de forma de Lewis, que se denota también por Y ; un *factor de concentración de esfuerzo por fatiga* K_f y una *relación de repartición de la carga* m_N . La ecuación resultante para J se expresa como

$$J = \frac{Y}{K_f m_N} \quad (14-20)$$

Resulta importante observar que el factor de forma Y de la ecuación (14-20) *no* es el factor de forma de Lewis en absoluto. Aquí el valor de Y se obtiene a partir de una composición generada del perfil del diente en el plano normal y se basa en el punto más alto de contacto con un solo diente.

El factor K_f de la ecuación (14-20) se llama *factor de corrección del esfuerzo* según AGMA. Se basa en una fórmula deducida a partir de una investigación fotoelástica de concentración de esfuerzo en dientes de engranes que se realizó hace más de 50 años.

La relación de repartición de la carga m_N resulta igual al ancho de la cara, dividido entre la longitud mínima total de las líneas de contacto. El factor depende de la relación transversal de contacto m_p , de la relación de contacto de la cara m_F , de los efectos de cualquier modificación del perfil y de la deflexión del diente. Para los engranes rectos, $m_N = 1.0$. Para los engranes helicoidales con una relación de contacto de la cara $m_F > 2.0$, una aproximación conservadora está dada por la ecuación

$$m_N \frac{p_N}{0.95Z} \quad (14-21)$$

donde p_N es el paso de base normal y Z es la longitud de la línea de acción en el plano transversal (distancia L_{ab} en la figura 13-16).

La figura 14-6 se utiliza para obtener el factor geométrico J para engranes rectos con un ángulo de presión de 20° y dientes de tamaño completo. Las figuras 14-7 y 14-8 se emplean para engranes helicoidales con un ángulo normal de presión de 20° y relaciones de contacto de la cara de $m_F = 2$ o mayores. Para otros engranes, consulte la norma AGMA.

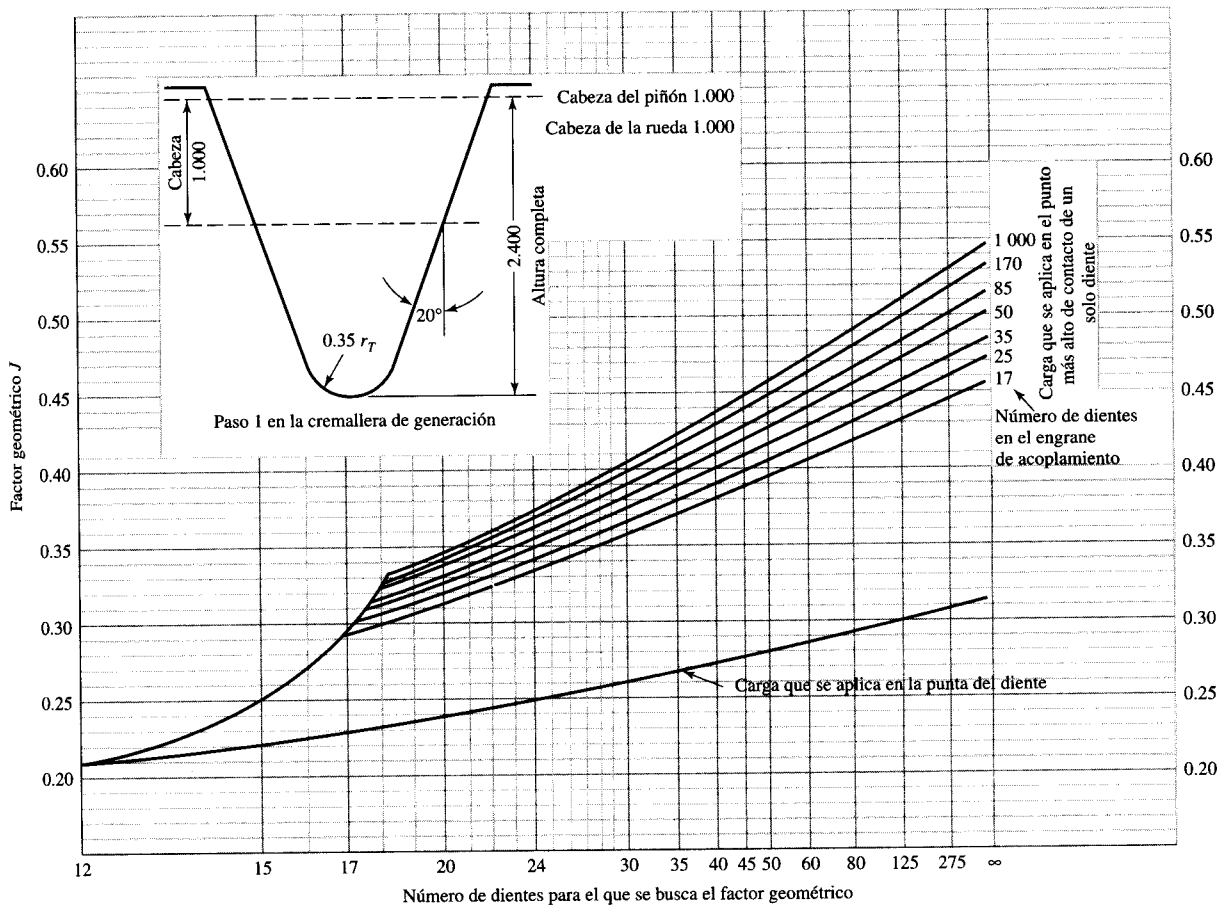
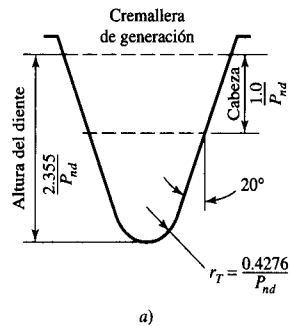


Figura 14-6

Factores geométricos J para engranes rectos. (Fuente: ANSI/AGMA 218.01.)



$$m_N = \frac{P_N}{0.95Z}$$

El valor de Z es para un elemento con los números indicados de dientes y un acoplamiento de 75 dientes

El espesor normal del diente del piñón y del diente de la corona, cada uno reducidos 0.024 pulg, para proporcionar 0.048 pulg de juego total, para un paso diametral normal

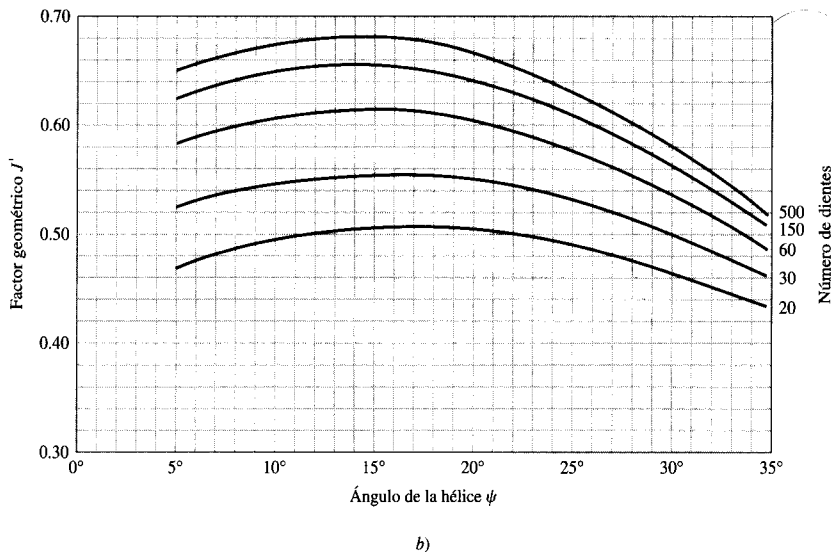


Figura 14-7

Factores geométricos J' para engranes helicoidales. (ANSI/AGMA 218.01.)

Factores geométricos I y Z_i de resistencia superficial

El factor I también se conoce como *factor geométrico de resistencia a la picadura*, según AGMA. Se inicia observando que la suma de los recíprocos de la ecuación (14-13) se expresan como

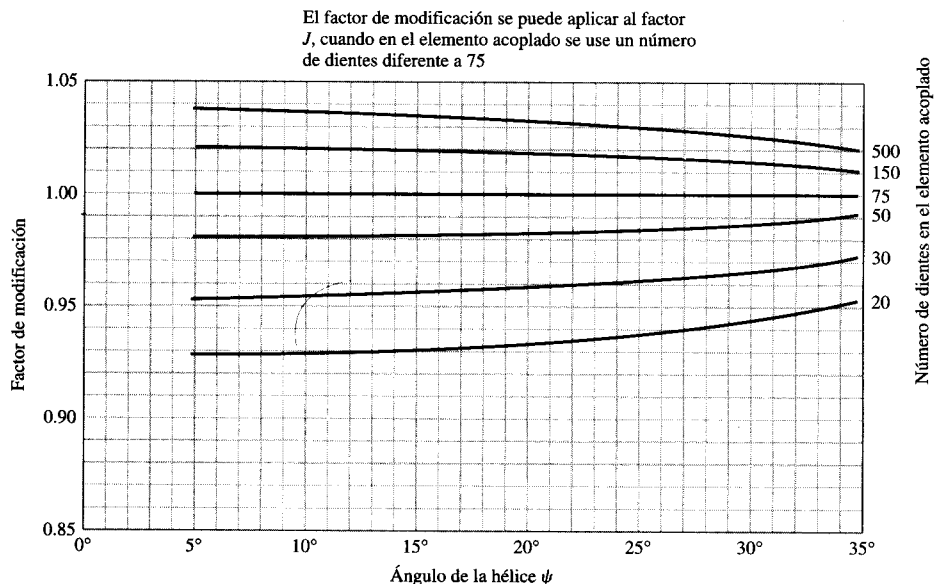
$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2}{\sin \phi_t} \left(\frac{1}{d_p} + \frac{1}{d_G} \right) \quad (a)$$

donde ϕ se ha reemplazado por ϕ_t , el ángulo de presión transversal, de manera que la relación se aplicará también a engranes helicoidales. Ahora se define la *relación de las velocidades* m_G como

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P} \quad (14-22)$$

Figura 14-8

Multiplicadores del factor J' para su uso con la figura 14-7, a fin de determinar J . (Fuente: ANSI/AGMA 218.01.)



Así, la ecuación (a) se escribe como

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{1}{d_p} \frac{1}{\sin \phi_t} \frac{m_G + 1}{m_G} \quad (b)$$

Luego se sustituye la ecuación (b) para la suma de los recíprocos en la ecuación (14-14). El resultado final se determina

$$\sigma_c = -\sigma_C = C_P \left[\frac{W^t}{d_p F} \frac{1}{\frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2} \frac{m_G}{m_G + 1}} \right]^{1/2} \quad (c)$$

El factor geométrico I para engranes rectos externos representa el denominador del segundo término entre corchetes en la ecuación (c). Agregando la relación de repartición de la carga m_N , se obtiene el factor válido para ambos engranes rectos y helicoidales. Por tanto, la ecuación se escribe como

$$I = \begin{cases} \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{engranes externos} \\ \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{engranes internos} \end{cases} \quad (14-23)$$

donde $m_N = 1$ para engranes rectos. Al resolver la ecuación (14-21) para m_N , observe que

$$p_N = p_n \cos \phi_n \quad (14-24)$$

donde p_n es el paso circular normal. Si no se hace una composición de los engranes, la cantidad Z , para su uso en la ecuación (14-21), se puede obtener mediante la expresión

$$Z = [(r_p + a)^2 - r_{bp}^2]^{1/2} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{1/2} - (r_p + r_G) \sin \phi_t \quad (14-25)$$

donde r_p y r_G son los radios de paso y r_{bP} y r_{bG} los radios del círculo base.⁶ El radio del círculo base está dado por

$$r_b = r \cos \phi_t \quad (14-26)$$

Se deben tomar ciertas precauciones al utilizar la ecuación (14-25). Los perfiles de los dientes no están conjugados debajo del círculo base, y en consecuencia, si uno o el otro de los dos primeros términos entre paréntesis rectangulares es mayor que el tercer término, entonces se debe reemplazar por el tercero. Además, el radio exterior efectivo algunas veces es menor que $r + a$, debido a la remoción de rebabas o redondeo de las puntas de los dientes. Cuando éste sea el caso, siempre se debe utilizar el radio exterior efectivo en vez de $r + a$.

14-6 Coeficiente elástico C_p (Z_E)

Los valores de C_p se calculan directamente mediante la ecuación (14-13) o se obtienen en la tabla 14-8.

14-7 Factor dinámico K'_v

Como se indicó antes, los factores dinámicos se emplean para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranes en movimiento. El *error de transmisión* se define como la desviación de la velocidad angular uniforme del par de engranes. Algunos de los efectos que producen errores de transmisión son:

- Imprecisiones producidas en la generación del perfil del diente; entre los que se incluyen errores en el espaciamento entre dientes, el avance del perfil y el acabado.
- Vibración de los dientes durante el acoplamiento debida a su rigidez.
- Magnitud de la velocidad en la línea de paso.
- Desequilibrio dinámico de los elementos rotatorios.
- Desgaste y deformación permanente de partes en contacto de los dientes.
- Desalineamiento del eje del engrane y la deflexión lineal y angular del eje.
- Fricción entre dientes.

Como un intento para obtener algún control sobre estos efectos, la AGMA ha definido un conjunto de *números de control de calidad*.⁷ Tales números definen las tolerancias para engranes de diversos tamaños fabricados con una clase de calidad específica. Las clases de la 3 a la 7 incluyen la mayoría de los engranes de calidad comercial. Las clases de la 8 a la 12 son de calidad de precisión. El *número de nivel de exactitud en la transmisión* Q_v de AGMA se puede considerar igual al número de calidad. Las siguientes ecuaciones para el factor dinámico se basan en estos números Q_v :

$$K'_v = \begin{cases} \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B & V \text{ en ft/min} \\ \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B & V \text{ en m/s} \end{cases} \quad (14-27)$$

donde

$$\begin{aligned} A &= 50 + 56(1 - B) \\ B &= 0.25(12 - Q_v)^{2/3} \end{aligned} \quad (14-28)$$

⁶ Para un desarrollo, véase Joseph E. Shigley y John J. Uicker Jr., *Theory of Machines and Mechanisms*, McGraw-Hill, Nueva York, 1980, p. 262.

⁷ AGMA 390.01.

Tabla 14-8

Coefficiente elástico C_p y Z_E . (Fuente: AGMA 218.01.)

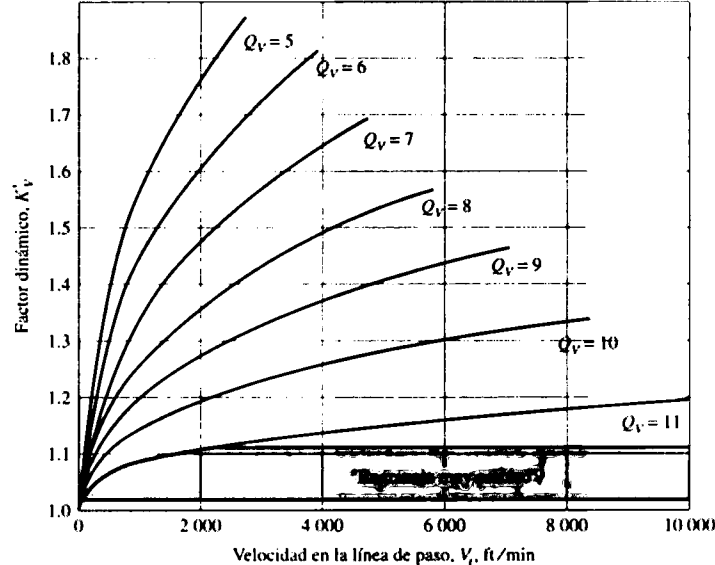
Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p		Material y módulo de elasticidad de la corona E_c , lb/pulg ² (MPa)					
	psi	MPa*	Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Fundición de hierro	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
			30×10^6 (2×10^5)	25×10^6 (1.7×10^5)	24×10^6 (1.7×10^5)	22×10^6 (1.5×10^5)	17.5×10^6 (1.2×10^5)	16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)		2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)		2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)		2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Fundición de hierro	22×10^6 (1.5×10^5)		2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)		1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)		1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Relación de Poisson = 0.30.

* Cuando se obtengan valores del módulo de elasticidad más exactos mediante pruebas de contacto con rodillo, éstos se pueden utilizar.

Figura 14-9

Factor dinámico K'_v . Las ecuaciones para estas curvas están dadas por la ecuación (14-27) y los puntos finales por la ecuación (14-29).
(Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95.)



y la velocidad máxima, que representa el punto final de la curva Q_v , se determina mediante

$$(V_f)_{\max} = \begin{cases} [A + (Q_v - 3)]^2 & \text{ft/min} \\ \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} & \text{m/s} \end{cases} \quad (14-29)$$

La figura 14-9 es una gráfica de K'_v , el factor dinámico, como una función de la velocidad en la línea de paso para la estimación gráfica de K'_v .

14-8 Factor de sobrecarga K_o

Este factor tiene como objetivo tomar en cuenta todas las cargas que se aplican de manera externa en exceso de la carga tangencial nominal W' en una aplicación particular. Ejemplos de ellas incluyen variaciones en el valor medio del par de torsión debidas al encendido de los cilindros en un motor de combustión interna o la reacción a las variaciones en el par de torsión en una transmisión de bomba de émbolo. Otros autores llaman a un factor similar factor de aplicación o factor de servicio. Dichos factores se establecen después de obtener una considerable experiencia de campo para una aplicación particular.*

14-9 Factores de la condición superficial C_f y Z_R

Tales factores se emplean sólo en la ecuación de la resistencia a la picadura y dependen de

- Acabado superficial, ya que se ve afectado por corte, cepillado, lapeado, esmerilado, granallado, aunque no es lo único que influye en él.
- Esfuerzos residuales.
- Efectos plásticos (endurecimiento por trabajo).

* Una lista completa de los factores de servicio se proporciona en Howard B. Schwerdtlin, "Couplings", cap. 29 en Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke (eds.), *Standard Handbook of Machine Design*, 2a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1966.

Las condiciones superficiales estándar para dientes de engranes aún no se han establecido. Cuando se sepa que existe un efecto perjudicial en el acabado superficial, AGMA sugiere para esos casos un valor de C_f mayor que la unidad.

14-10 Factor de tamaño K_s

Este factor refleja la falta de uniformidad de las propiedades del material, debida al tamaño y depende de

- Tamaño del diente.
- Diámetro de la pieza.
- Relación del tamaño del diente con el diámetro de la pieza.
- Ancho de la cara.
- Área del patrón de esfuerzo.
- Relación de la profundidad de la superficie con el tamaño del diente.
- Endurecibilidad y tratamiento térmico.

Los factores estándar de tamaño para dientes de engranes aún no se han establecido para casos donde haya un efecto perjudicial de tamaño. En esos casos AGMA recomienda un factor de tamaño mayor que la unidad. Si no hay efecto perjudicial de tamaño, se usa un valor unitario.

AGMA ha identificado y proporcionado un símbolo de localización para el factor de tamaño. Asimismo, sugiere $K_s = 1$, lo que hace a K_s un retenedor de posición en las ecuaciones (14-15) y (14-16) hasta que se reúna más información. Si se sigue la norma de esta manera, se considera como una falla concentrar todo su conocimiento. De la tabla 13-2, $l = 2.25/P$. El espesor del diente t en la figura 14-6 está dado en la sección 14-1, ecuación (a), como $t = \sqrt{4lx}$ donde x es $3Y/(2P)$ de la ecuación (14-9). De la ecuación (7-15), el diámetro equivalente d_r de una sección rectangular en flexión está dado por $d_r = 0.808 \sqrt{F_t}$. De la ecuación (7-10) $k_h = (d/0.30)^{-0.107}$. Haciendo notar que el factor K_s AGMA es el recíproco de k_h , el resultado de todas las sustituciones algebraicas corresponde a

$$K_s = \frac{1}{k_h} = 1.192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0.0535} \quad (a)$$

El factor K_s AGMA se puede considerar como el factor geométrico de Lewis incorporado en el factor de tamaño de Marin en fatiga. Se puede establecer el factor K_s AGMA igual a 1 o utilizar la ecuación anterior (a). Lo anterior es un punto que se debe analizar con su maestro. Se usará la ecuación (a) para recordarle que se tiene otra elección. Si K_s en la ecuación (a) es menor que 1, se emplea $K_s = 1$.

14-11 Factor de distribución de la carga K_m o K_H

Con el factor de distribución de la carga se modifican las ecuaciones de esfuerzo para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto. El ideal es ubicar el "claro medio" del engrane entre dos cojinetes en el lugar con pendiente cero cuando se aplica la carga. Sin embargo, lo anterior no siempre es posible. El procedimiento siguiente se aplica a

- Relación del ancho neto de la cara con el diámetro de paso del piñón $F/d \leq 2$.
- Elementos de engranes montados entre los cojinetes.
- Anchos de cara hasta de 40 pulg.
- Contacto, cuando está sometido a carga, a lo largo del ancho total del elemento más angosto.

El factor de distribución de la carga ante estas condiciones está dado por

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc} (C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (14-30)$$

Tabla 14-9

Constantes empíricas A , B y C para la ecuación (14-34), ancho de la cara F en pulgadas.*

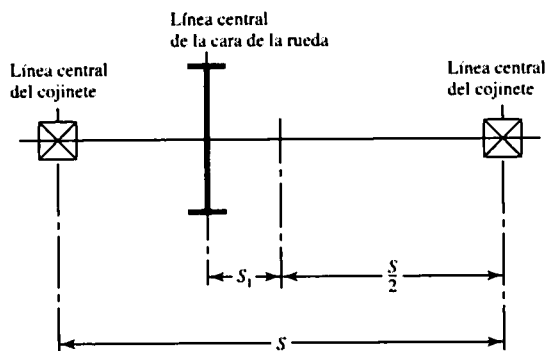
(Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95.)

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	$-0.765(10^{-4})$
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	$-0.093(10^{-4})$
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	$-0.926(10^{-4})$
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	$-0.822(10^{-4})$

* Véase la norma ANSI/AGMA 2101-C95, pp. 21-22, para la formulación en unidades SI.

Figura 14-10

Definiciones de las distancias S y S_1 utilizadas en la evaluación de C_{pm} , ecuación (14-33). (Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95.)



donde

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dientes sin coronar} \\ 0.8 & \text{para dientes coronados} \end{cases} \quad (14-31)$$

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0.025 & F \leq 1 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F & 1 < F \leq 17 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0.1109 + 0.020F - 0.000228F^2 & 17 < F \leq 40 \text{ pulg} \end{cases} \quad (14-32)$$

Observe que para valores de $F/(10d) < 0.05$, se usa $F/(10d) = 0.05$.

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S < 0.175 \\ 1.1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S \geq 0.175 \end{cases} \quad (14-33)$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (\text{véase la tabla 14-9 para los valores de } A, B \text{ y } C) \quad (14-34)$$

$$C_e = \begin{cases} 0.8 & \text{para engranajes ajustados durante el ensamble} \\ & \text{o si la compatibilidad se mejora lapeando,} \\ 1 & \text{o ambos para todas las otras condiciones} \end{cases} \quad (14-35)$$

Véase la figura 14-10 para las definiciones de S y S_1 , para su uso con la ecuación (14-33) y la figura 14-11 para la gráfica de C_{ma} .

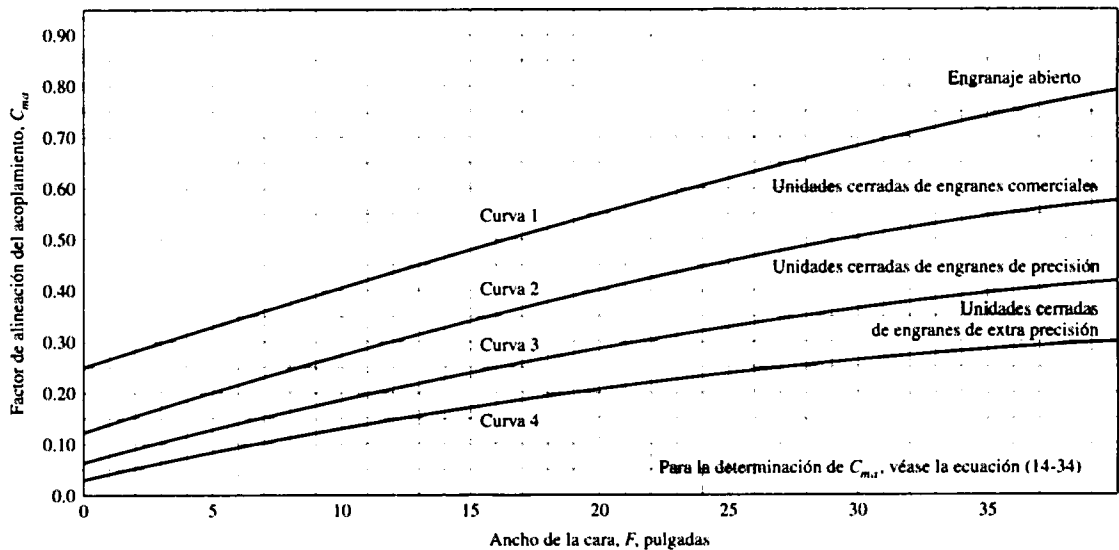


Figura 14-11

Factor de alineación del acoplamiento C_{mu} . Ecuaciones del ajuste de la curva en la tabla 14-9. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95.)

14-12 Factor de relación de la dureza C_H

Por lo general, el piñón tiene un número de dientes menor que la corona y en consecuencia se somete a más ciclos de esfuerzo de contacto. Si ambos se endurecen completamente, entonces se obtiene una resistencia superficial uniforme haciendo el piñón más duro que la rueda. Se da un efecto similar cuando el piñón endurecido se acopla superficialmente con un engrane endurecido por completo. El factor de la relación de la dureza C_H se usa *sólo para la corona*. Su objetivo consiste en ajustar las resistencias superficiales para este efecto. Los valores de C_H se obtienen mediante la ecuación

$$C_H = 1.0 + A'(m_G - 1.0) \quad (14-36)$$

donde

$$A' = 8.98(10^{-3}) \left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8.29(10^{-3}) \quad 1.2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1.7$$

Los términos H_{BP} y H_{BG} representan los grados de dureza Brinell (bola de 10 mm a una carga de 3000 kg) del piñón y la corona, respectivamente. El término m_G simboliza la relación de la velocidad y está dado por la ecuación (14-22). Véase la figura 14-12 para una gráfica de la ecuación (14-36). Para

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1.2, A' = 0$$

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} > 1.7, A' = 0.00698$$

Cuando se operan piñones endurecidos superficialmente, con durezas 48 escala Rockwell C (Rockwell C48) o más duras, con ruedas endurecidas por completo (180-400 Brinell), se desarrolla un endurecimiento por trabajo. El factor C_H es una función del acabado superficial del piñón f_p y de la dureza de la corona acoplada. En la figura 14-13 se presentan las relaciones:

$$C_H = 1 + B'(450 - H_{BG}) \quad (14-37)$$

Figura 14-12

Factor de relación de la dureza C_H
(acero completamente endurecido).
(Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95.)

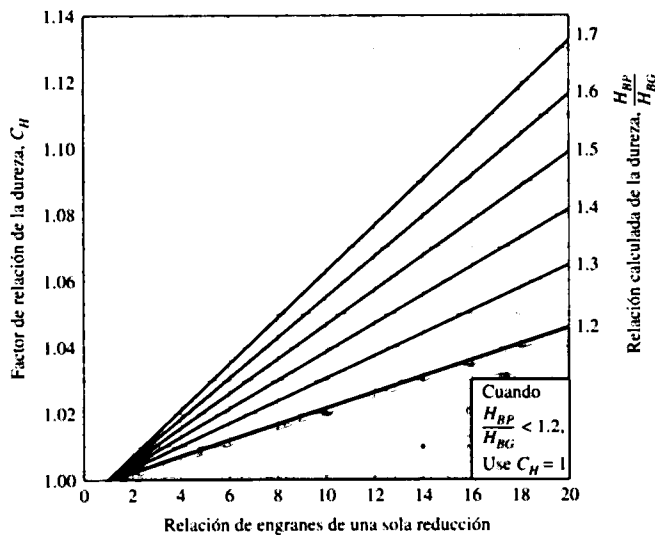
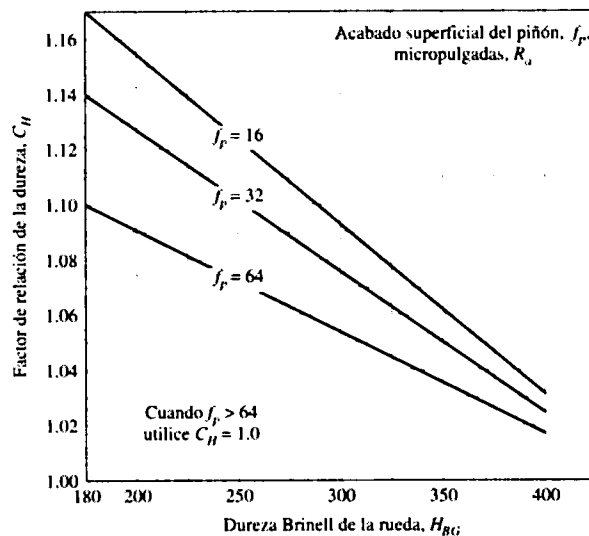


Figura 14-13

Factor de relación de la dureza C_H
(piñón de acero endurecido
superficialmente). (Fuente: ANSI/
AGMA 2001-C95.)



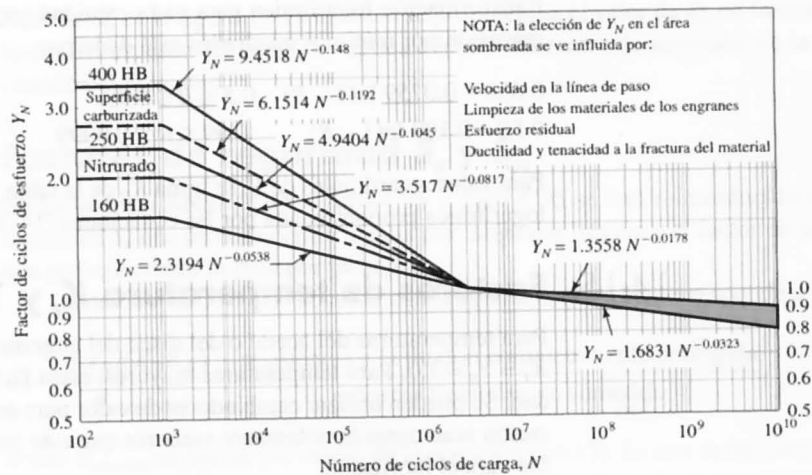
donde $B' = 0.00075 \exp[-0.0112 f_p]$ y f_p es el acabado superficial del piñón, expresado como la raíz media cuadrática de la rugosidad R_a en μpulg .

14-13 Factores de los ciclos de carga Y_N y Z_N

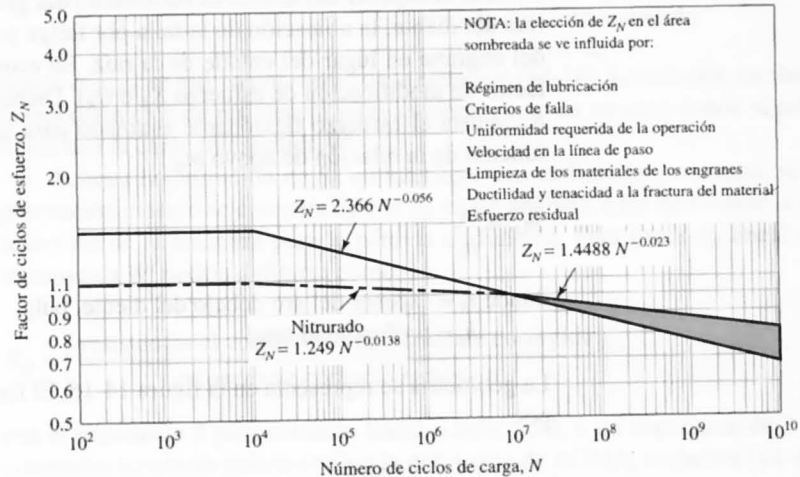
Las resistencias AGMA, según se dan en las figuras 14-2 a la 14-4 y en las tablas 14-3 y 14-4 para fatiga por flexión, y en la figura 14-5 y en las tablas 14-5 y 14-6 para fatiga por esfuerzo de contacto se basan en 10^7 ciclos de carga aplicados de manera repetida. El objetivo de los factores de los ciclos de carga Y_N y Z_N es modificar la resistencia AGMA para vidas que no sean para 10^7 ciclos. Los valores para dichos factores se dan en las figuras 14-14 y 14-15. Observe que para ciclos 10^7 , $Y_N = Z_N = 1$ en cada gráfica. Asimismo, observe que las ecuaciones para Y_N y Z_N cambian a ambos lados del valor de 10^7 ciclos. Para metas de vida ligeramente mayores que 10^7 ciclos, la corona acoplada quizá se someta a menos de 10^7 ciclos y las ecuaciones para $(Y_N)_P$ y $(Y_N)_G$ pueden ser diferentes. El mismo comentario se aplica a $(Z_N)_P$ y $(Z_N)_G$.

Figura 14-14

Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Y_N . (Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95.)

**Figura 14-15**

Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura Z_N . (Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95.)



14-14 Factores de confiabilidad K_R y Y_Z

El factor de confiabilidad toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material. Las variaciones de la carga no se abordan aquí. Las resistencias AGMA S_t y S_c se basan en una confiabilidad de 99%. La tabla 14-10 se basa en datos desarrollados por la Marina Estadounidense para fallas por fatiga para esfuerzos flexionantes y de contacto.

La relación funcional entre K_R y la confiabilidad es notablemente no lineal. Cuando se requiera hacer una interpolación, la interpolación lineal es demasiado burda. Una

Tabla 14-10

Factores de confiabilidad K_R y Y_Z .

(Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95.)

Confiabilidad	K_R , Y_Z
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

transformación logarítmica para cada cantidad produce una serie lineal. Un ajuste de regresión por mínimos cuadrados está dado por

$$\begin{aligned} 0.658 - 0.0759 \ln(1 - R) & \quad 0.5 \leq R \leq 0.99 \\ 0.50 - 0.109 \ln(1 - R) & \quad 0.99 \leq R \leq 0.9999 \end{aligned} \quad (14-38)$$

Para valores cardinales de R , se toma K_R de la tabla. De otra manera use la interpolación logarítmica proporcionada por las ecuaciones (14-38).

14-15 Factores de temperatura K_T y Y_θ

Para temperaturas del aceite o del disco del engrane hasta de 250°F (120°C), se emplea $K_T = Y_\theta = 1.0$. Para temperaturas mayores, estos factores deben ser mayores que la unidad. Se pueden utilizar cambiadores de calor para asegurar que las temperaturas de operación sean considerablemente menores que este valor, puesto que lo anterior es deseable para el lubricante.

14-16 Factor de espesor del aro K_B

Cuando el espesor del aro no es suficiente para proporcionar soporte completo para la raíz del diente, la ubicación de la falla por fatiga por flexión, puede ser a través del aro del engrane en lugar del entalle de la raíz. En esos casos, se recomienda el uso de un factor de modificación de esfuerzo K_B o (t_R). Dicho factor, el *factor del espesor del aro* K_B , ajusta el esfuerzo flexionante estimado para un engrane con aro delgado. Es una función de la relación de apoyo m_B ,

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (14-39)$$

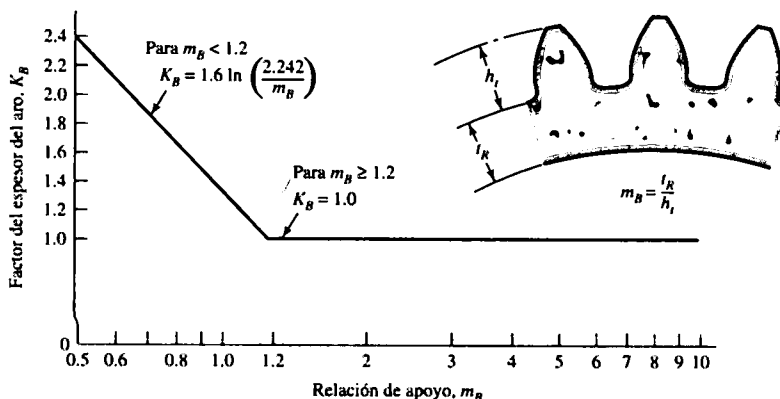
donde t_R = espesor del aro debajo del diente, pulg
 h_t = profundidad total

La geometría se representa en la figura 14-16. El factor del espesor del aro K_B está dada por

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases} \quad (14-40)$$

Figura 14-16

Factor del espesor del aro K_B .
 (Fuente: ANSI/AGMA 2001-C95.)



Asimismo, en la figura 14-16 también se proporciona el valor de K_B en forma gráfica. El factor del espesor del aro K_B se aplica además del factor de inversión de la carga 0.70 cuando sea aplicable.

14-17 Factores de seguridad S_F y S_H

En las normas ANSI/AGMA 2001-C95 y 2101-C95 se han reintroducido el factor de seguridad S_F que protege contra la falla por fatiga por flexión y el factor de seguridad S_H que protege contra la falla por picadura.

La definición de S_F , de acuerdo con la ecuación (14-17), corresponde a

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma_{\text{someto}}}_{\text{someto}} = \frac{\text{resistencia a la flexión completamente corregida}}{\text{esfuerzo flexionante someto}} \quad (14-41)$$

donde σ_{someto} se estima por medio de la ecuación (14-15). Es una definición de resistencia sobre esfuerzo en un caso donde el esfuerzo es lineal con la carga transmitida.

La definición de S_H , de acuerdo con la ecuación (14-18), es

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H / (K_T K_R)}{\sigma_{\text{someto}}}_{\text{someto}} = \frac{\text{resistencia al contacto completamente corregida}}{\text{esfuerzo de contacto someto}} \quad (14-42)$$

donde σ_{someto} se estima por medio de la ecuación (14-16). Lo anterior, también representa una definición de resistencia sobre esfuerzo, pero en un caso donde el esfuerzo *no* es lineal con la carga transmitida W' .

Aunque la definición de S_H no interfiere con su función propuesta, se requiere de precaución cuando se compare S_F con S_H en un análisis, a fin de evaluar la naturaleza y severidad de la amenaza para la pérdida de función. Para hacer S_H lineal con la carga transmitida W' podría definirse como

$$S_H = \left(\frac{\text{resistencia al contacto completamente corregida}}{\text{esfuerzo de contacto someto}} \right)^2 \quad (14-43)$$

con el exponente 2 para contacto lineal o helicoidal, o un exponente de 3 para dientes coronados (contacto esférico). Con la definición de AGMA, ecuación (14-42), compare S_F con S_H^2 (o S_H^3 para dientes coronados) cuando trate de identificar con confianza la amenaza para la pérdida de función.

La función del factor de sobrecarga K_O consiste en incluir desviaciones predecibles de la carga más allá de W' basadas en la experiencia. Un factor de seguridad tiene como objetivo tomar en cuenta elementos que no se pueden cuantificar, además de K_O . Cuando se diseña un acoplamiento de engranes, la cantidad S_F se convierte en un factor de diseño $(S_F)_d$ dentro del significado usado en este libro. La cantidad S_F que se calculó como parte de una evaluación de adecuación significa un factor de seguridad. Esto se aplica también a la cantidad S_H .

14-18 Análisis

La descripción del procedimiento AGMA es muy detallado. La mejor descripción es un "mapa de caminos" para fatiga por flexión y por esfuerzo de contacto. En la figura 14-17 se presenta la ecuación del esfuerzo de contacto, la ecuación del límite de resistencia a la fatiga por contacto y el factor de seguridad S_H . En la figura 14-18 se identifica la ecuación del esfuerzo flexionante AGMA, la resistencia a la fatiga en la ecuación de flexión y el factor de seguridad S_F . Cuando se analiza un problema de engranes, esta figura es una referencia útil.

El siguiente ejemplo de un análisis de acoplamiento de engranes tiene el fin de hacer más familiares todos los detalles presentados respecto al método AGMA.