

11126
12



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLÁN

DESARROLLO DE SOFTWARE PARA EL ANALISIS DE
ENGRANES DE DIENTES RECTOS

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :

JUAN DAVID CASTILLO BLANCO

ASESOR M. EN I. FELIPE DIAZ DEL CASTILLO RODRIGUEZ

CUAUTITLÁN IZCALLI, EDO. DE MEX.

2003

A



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

FES CUAUTITLAN

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
P R E S E N T E

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Determinación del potencial por el cultivo de la planta de
"Siempreviva"."

que presenta el pasante: Juan José García Mijares
con número de cuenta: 1111111111 para obtener el título de:
Ingeniero en Agronomía

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el
EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuatitlán Izcalli, Méx. a 11 de Mayo de 2003

PRESIDENTE Ing. José García Mijares
VOCAL Ing. Carlos Martínez Arce
SECRETARIO J. Polio Díaz y Castillo Rodríguez
PRIMER SUPLENTE Ing. Leopoldo López Díaz
SEGUNDO SUPLENTE Ing. Víctor Hugo López Arce

B

AGRADECIMIENTOS:

A mi padre y familia, por su apoyo y confianza.

A mi asesor, por su paciencia, dedicación, compromiso y gusto por su trabajo.

A mi Universidad, Por brindarme las herramientas requeridas para mi desempeño profesional, además de una conciencia de responsabilidad, hacia la sociedad y hacia mi país.

CONTENIDO

- Introducción. 1
- Objetivos. 4

CAPITULO 1

ENGRANES RECTOS

- 1.1 Designación de variables. 5
- 1.2 Tipos de engranes. 6
- 1.3 Teoría de los dientes de engranes. 12
- 1.4 Nomenclatura de los dientes de engranes. 22
- 1.5 Interferencia y rebaje. 26
- 1.6 Fabricación de engranes. 30

CAPITULO 2

DISEÑO DE ENGRANES DE DIENTES RECTOS MEDIANTE NORMAS AGMA

- 2.1 Carga en engranes rectos. 37
- 2.2 Esfuerzos en engranes rectos. 40
- 2.3 Esfuerzos superficiales. 55
- 2.4 Materiales para engranes. 58
- 2.5 Resistencia de los materiales. 60
- 2.6 Diseño de engranes rectos. 68

CAPITULO 3

DESARROLLO DE SOFTWARE.

- 3.1 Programación orientada a objetos. 71
- 3.2 Desarrollo del software. 74

D

CAPITULO 4
USO Y PRUEBA DEL SOFTWARE

4.1 Instalación del software.	76
4.2 Uso del software.	77
• Conclusiones.89
• Bibliografía.	90

E

INTRODUCCIÓN.

Los engranes (o engranajes) sirven para transmitir un momento flexionante y velocidad angular en conjunto potencia, en una amplia variedad de aplicaciones.

Hoy en día los engranes ya están muy estandarizados en lo que se refiere a forma y tamaño de los dientes. La *American Gear Manufacturers Association*. (AGMA) apoya investigaciones en el diseño, materiales y manufactura de engranes, publicando normas para su diseño, fabricación y ensamble. En este trabajo se seguirán los métodos y recomendaciones de la AGMA que se definen en las normas.

Los engranes tienen un largo historial, desde épocas muy remotas se han utilizado cuerdas y elementos fabricados de madera para solucionar los problemas de transporte, impulsión, elevación y movimiento. En la china ancestral, la *carroza que apunta hacia el sur*, que en tiempos prebíblicos supuestamente cruzaba el desierto de Gobi, contenía engranes.

El inventor de los engranajes en todas sus formas fue Leonardo da Vinci, quien a su muerte en la Francia de 1519, dejó para nosotros sus valiosos dibujos y esquemas de muchas de los mecanismos que hoy utilizamos diariamente.

La forma más básica de un engrane es una pareja de ruedas, una de ellas provista de barras cilíndricas y la otra formada por dos ruedas unidas por barras cilíndricas.

En la figura 1, se aprecia un mecanismo para repeler ataques enemigos, consiste de espas al nivel del techo movidas por un eje vertical, unido a un "engranaje", el movimiento lo producen soldados que giran una rueda a nivel del piso, provocando que los enemigos que han alcanzado el techo sean expulsados. En este mecanismo se muestra la transmisión entre dos ejes paralelos, uno de ellos es el eje motor y el otro el eje conducido.

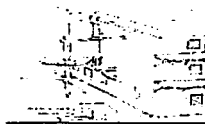


Figura 1 Dispositivo para defensa diseñado por Leonardo Da Vinci

Leonardo se dedicó mucho a la creación de máquinas de guerra para la defensa y el ataque, sus materiales son madera, hierro y cuerdas, las que se elaboran en forma rudimentaria, pero sus esquemas e invenciones trascienden el tiempo y nos enseñan las múltiples alternativas que nos brindan mecanismos básicos de palancas, engranes y poleas unidas entre sí, en una máquina cuyo diseño geométrico es notable.

En la figura 2, se puede apreciar la transmisión trasera para un carro, el eje vertical mueve el "engrane" que impulsa las ruedas hacia adelante o atrás. En este mecanismo los ejes están perpendiculares entre sí. Se puede deducir que la posición entre los ejes es de gran importancia al diseñar la transmisión.



Figura 2 Transmisión para carro de Leonardo Da Vinci

Las situaciones son principalmente tres: ejes paralelos, ejes que se cortan y ejes que se cruzan. Un ejemplo de esta última situación se aprecia en la figura 3, en donde una manivela mueve un elemento que llamaremos tornillo sinfín el que a su vez mueve la rueda unida a él. En este caso, el mecanismo se utiliza como grúa para subir un balde. Los ejes se encuentran en una posición ortogonal, o sea, se cruzan a 90 grados.

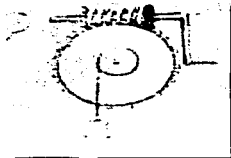
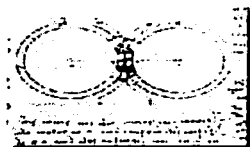


Figura 3 Tornillo sinfín de Leonardo Da Vinci

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Los engranes propiamente, son ruedas provistas de dientes que posibilitan que dos de ellas se conecten entre sí. Leonardo nos entrega el siguiente esquema en donde se indican los tres diámetros que definen el tamaño del diente.



**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Figura 4 Plano de Leonardo Da Vinci en donde define características de un engrane

No fue hasta la revolución industrial que las máquinas los requirieron y las técnicas de fabricación permitieron la creación de dientes como los conocemos ahora, con dientes especialmente conformados, moldeados o cortados en discos de metal. Los dientes de un engrane impulsor se insertan, enlazándose con precisión, en los espacios entre los dientes que son impulsados, ejerciendo una fuerza perpendicular al radio de el eje. Por consiguiente se transmite momento flexionante y debido a que el engrane está girando, también se transmite potencia.

El capítulo 1 del presente trabajo presenta brevemente los diferentes tipos de engranes, como son: engranes helicoidales, bihelicoidales, mecanismos de gusano (o sin fin) y cónicos, se presenta toda la teoría de engranes rectos así como su nomenclatura y los aspectos relacionados a su fabricación. En el capítulo 2, se analizan las cargas en el diente así como los esfuerzos a flexión y esfuerzos superficiales, se presentan los materiales recomendados por AGMA para fabricación de engranes y se analizan los coeficientes recomendados por AGMA para calcular la resistencia del material, al ser usado para fabricar engranes. En el capítulo 3 se presentan las principales ideas de la programación orientada a objetos y se presenta la forma como se estructura el software, para finalmente, en el capítulo 4, presentar lo relacionado a el software en sí como son: la instalación y el uso del software.

OBJETIVOS.

Los objetivos principales del presente trabajo son:

- ❖ Presentar el análisis de los engranes de dientes rectos.
- ❖ Desarrollar un software, para liberar al diseñador de cálculos repetitivos, sin pretender prescindir del criterio y conocimiento necesario para interpretar los resultados y optimizar el diseño.

CAPITULO 1.

ENGRANES RECTOS

1.1 DESIGNACIÓN DE VARIABLES.

Para engranes se usa una terminología especializada por lo que se presenta la tabla 1.1, en donde se enlistan las variables usadas en este trabajo.

Tabla 1.1 Variables utilizadas

Símbolo	Variable	Unidades Ips	Unidades Si
a	Cabeza(addendum)	in	m
b	Raíz(dedendum)	in	m
C	Distancia entre centros	in	m
C_r	Factor de acabado superficial	Ninguna	Ninguna
C_H	Factor de dureza	Ninguna	Ninguna
C_p	Coefficiente elástico	Ninguna	Ninguna
d	Diámetro de paso	in	m
F	Ancho de la cara	in	m
HBS	Dureza de Brinell	Ninguna	Ninguna
I	Factor geométrico superficial AGMA	Ninguna	Ninguna
J	Factor geométrico de flexión AGMA	Ninguna	Ninguna
K_a, C_a	Factor de aplicación	Ninguna	Ninguna
K_H	Factor de flexión del aro	Ninguna	Ninguna
K_I	Factor de engrane intermedio o loco	Ninguna	Ninguna
K_L, C_L	Factor de vida	Ninguna	Ninguna
K_m, C_m	Factor de distribución de carga	Ninguna	Ninguna
K_R, C_R	Factor de confiabilidad	Ninguna	Ninguna
K_v, C_v	Factor de tamaño	Ninguna	Ninguna
K_T, C_T	Factor de temperatura	Ninguna	Ninguna
K_V, C_V	Factor dinámico	Ninguna	Ninguna
m	Módulo	-	mm
M	Momento, función de momento	lb-in	N-m
m_p	Razón de contacto	Ninguna	Ninguna
m_v	Razón de velocidad angular	Ninguna	Ninguna
N	Número de ciclos o número de dientes	Ninguna	Ninguna
N_b, N_c	Factores de seguridad a flexión o al contacto	Ninguna	Ninguna

P_b	Paso base	in	m
P_c	Paso circular	in	m
P	Paso diametral	1/in	-
Q_v	Índice de calidad del engrane	Ninguna	Ninguna
r	Radio de paso	in	m
S_{fb}	Resistencia a la fatiga por flexión corregido	psi	Pa
S'_{fb}	Resistencia a la fatiga por flexión sin corregir	psi	Pa
S_{fe}	Resistencia a la fatiga superficial corregida	psi	Pa
S'_{fe}	Resistencia a la fatiga superficial sin corregir	psi	Pa
T	Par de torsión	lb-in	N-m
V	Velocidad en la línea de paso	in/sec	m/sec
W	Fuerza total en los dientes del engrane	lb	N
W_r	Fuerza radial en los dientes del engrane	lb	N
W_t	Fuerza tangencial en los dientes del engrane	lb	N
X_1, X_2	Coefficientes de modificación de la altura de la cabeza	Ninguna	Ninguna
Y	Factor de deformación de Lewis	Ninguna	ninguna
Z	Longitud de acción	in	m
ϕ	Ángulo de presión	Grados	Grados
ρ	Radio de curvatura	in	m
σ_b	Esfuerzo a flexión	psi	Pa
σ_c	Esfuerzo superficial	psi	Pa
ω	Velocidad angular	rad/sec	rad/sec

1.2. TIPOS DE ENGRANES

1.2.1 Engranés rectos.

Son los de contorno cilíndrico en el que los dientes son paralelos al eje de simetría del engrane. Un engrane cilíndrico recto (o de espuela) en ingles, spur gear, es la rueda dentada más simple y de menor costo de fabricación. Los engranes rectos, solo pueden conectarse si sus ejes de rotación son paralelos en la figura 1.1 se muestra uno de estos engranes.

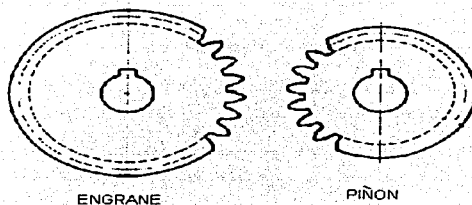


Figura 1.1 Engrane común recto

1.2.2 Engranajes helicoidales.

En estas ruedas cilíndricas, la configuración de sus dientes es la de una hélice con un ángulo de orientación ψ respecto al eje de el engrane, como se muestra en la figura 1.2 en la figura 1.3 se ilustra un par de engranes helicoidales de orientación opuesta, dos engranes helicoidales cruzados de la misma orientación, pueden conectarse con sus eje formando un cierto ángulo. Los ángulos de hélice pueden diseñarse de modo que permitan un cierto ángulo de desvío entre los ejes de rotación no intersectantes.

Los engranes helicoidales son de manufactura más costosa que los engranes rectos, pero ofrecen ciertas ventajas. Son de operación más silenciosa que los rectos, debido al contacto más suave y gradual entre las superficies anguladas de los dientes cuando estos entran en contacto. En los engranes rectos los dientes entran en contacto inmediato en todo el ancho de cara. El impacto repentino de diente contra diente produce una vibración peculiar, que se oye como el gemido característico de los engranes rectos en operación, el cual no se percibe en los engranes helicoidales cuando trabajan. De igual modo, para los mismos diámetros de engrane y paso diametral, un engrane helicoidal es más resistente debido a la forma un poco más gruesa del diente, en un plano perpendicular al eje de rotación.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

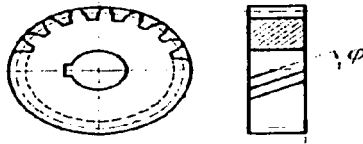


Figura 1.2 Engrane helicoidal

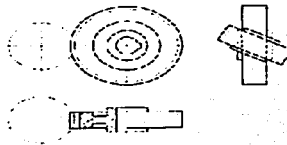


Figura 1.3 Par de engranes helicoidales de orientación opuesta

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.2.3 Engranes bihelicoidales (o espinales)

Se constituyen, en principio, al unir cara a cara, dos engranes helicoidales de idéntico paso diametral o diámetro, pero con orientaciones opuestas, montadas sobre el mismo eje o árbol. Los dos conjuntos de dientes en esquina suelen formarse en la misma pieza base para engrane (*gear blank*). La configuración de dientes angulados en un mismo sentido, en forma de *espina de arenque* (en inglés, *herringbone*), es la que da su nombre a estos engranes espinales; llamados también de dientes en V. Su conveniencia respecto a los helicoidales simples, es la cancelación interna del empuje axial que se manifiesta en engranajes de este tipo, pues en cada mitad helicoidal de una rueda dentada, se presenta una carga axial opuesta a la de la otra, de modo que no se necesitan cojinetes contra el empuje axial sino sólo de soporte transversal, para el eje. Este tipo de engranes son mucho más costosos que los helicoidales, y tienden a ser utilizados para aplicaciones de transmisión de grandes potencias, como en la impulsión de barcos, en donde las pérdidas por fricción derivadas de cargas axiales, resultarían prohibitivas.

1.2.4 Mecanismos de gusano (o sin fin)

Este mecanismo se compone de un tornillo cilíndrico o hiperbólico y de una rueda (corona) de diente helicoidal cilíndrica o acanalada. Es muy eficiente como reductor de velocidad, dado que una vuelta del tornillo provoca un pequeño giro de la corona. Es un mecanismo que tiene muchas pérdidas por roce entre dientes, esto obliga a utilizar metales de bajo coeficiente de roce y una lubricación abundante, se suele fabricar el tornillo (gusano) de acero y la corona de bronce. En la figura 1.4 se aprecia un ejemplo de este tipo de mecanismo.

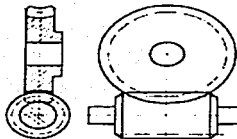


Figura 1.4 Mecanismo de tornillo sin fin

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Si el ángulo de hélice se aumenta lo suficiente, el engrane helicoidal se convierte en un gusano o sin fin (del nombre de tornillo sin fin), en inglés *worm*, el cual tiene sólo un diente (el filete) dispuesto continuamente alrededor de casquillo o pieza cilíndrica, con varias vueltas, como sucede con la roscas de un tornillo. Dicho elemento se conecta a un elemento especial llamado **engrane de gusano** (o **corona de sinfin**), cuyo eje de rotación es perpendicular al del gusano, como se ve en la figura 1.4 como el gusano (elemento impulsor) tiene sólo un diente, la relación de engranajes es igual a la unidad dividida entre el número de dientes de el engrane. Los dientes del mecanismo de gusano no son de curva involuta sobre toda la cara, lo cual significa que la distancia intercentrales debe mantenerse exactamente fija para garantizar la acción conjugada.

Los elementos de un mecanismo de gusano (sinfin y rueda) no se manufacturan independientemente, sino en conjuntos específicos. Tienen la ventaja de poseer relaciones de engranaje muy altas, un pequeño volumen de conjunto, y pueden soportar muy altas

cargas, especialmente en sus formas de simple o doble envolvente. De simple envolvente significa que los dientes de el engrane recubren periféricamente el filete del gusano. De doble envolvente indica que el gusano también envuelve el dentado del engrane, lo que hace que el sinfín tenga forma de reloj de arena. Ambas técnicas aumentan el área de contacto entre el gusano y el engrane, y aumentan así la capacidad de carga y también el costo. Una desventaja en cualquier mecanismo de sinfín es que tiene muy altos deslizamientos y cargas de empuje, lo cual lo hace que su eficiencia baje a un nivel de 40 % a 85 %

1.2.5 Engranajes cónicos e hipoidales.

Cuando se requiere una transmisión entre ejes oblicuos o cualquier ángulo, incluso de 90° los engranes cónicos (o biselados) en inglés *bevel gears*, pueden ser la solución. Así como los engranes cilíndricos comunes se basan en cilindros rodantes en contacto, los engranes cónicos lo hacen en conos rodantes conectados.

El ángulo entre los ejes de rotación de los conos, y los ángulos en el vértice de éstos pueden tener cualesquiera valores compatibles, en tanto que coincidan los vértices de las superficies cónicas. Si no lo hacen ocurre un desparejamiento de velocidad en la interfaz. El vértice (o ápice) de cada cono tiene un radio de rotación nulo, y por lo tanto velocidad igual a cero. Todos los otros puntos de la superficie cónica tendrán velocidades diferentes de cero.

1.2.5.1 Engranajes cónicos rectos.

Un engrane cónico provisto de dientes con borde rectilíneo que apunte hacia la misma posición en su eje, es un engrane cónico recto, tales engranes suelen llamarse "engranes cónicos" a secas la figura 1.5 ilustra este tipo de engranes.

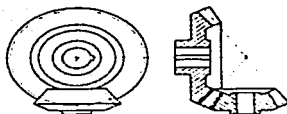


Figura 1.5 Engrane cónico recto

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.2.5.2 Engranés cónicos espirales.

Si los dientes de un engrane cónico no son rectos sino curvos, y siguen una configuración de espiral en la superficie cónica, se tiene un engrane cónico espiral (o engrane espiral a secas), análogo a un engrane helicoidal. En ambos tipos de rueda dentada los ejes de los conos deben cortarse y sus vértices coincidir. Las ventajas y desventajas de los engranes cónicos rectos y espirales, son semejantes a los de los engranes cilíndricos rectos y helicoidales.

1.2.5.3 Engranés Hipoidales.

Si los ejes de rotación por conectar no son paralelos y no se cortan, es imposible utilizar engranajes cónicos. Un engranaje hipoidal sí permite esa conexión. Sus engranajes están basados en superficies denominadas hiperboloides de revolución. (El término hipoidal es una contracción de hiperboloidal) y son parecidos a los cónicos. (En inglés se llaman hypoid gears). En un engrane hipoidal el perfil de sus dientes curvos no es de curva involuta la figura 1.6 muestra un esquema de este tipo de engranes.

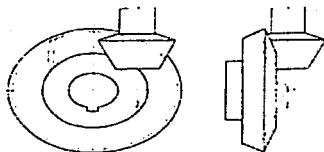


Figura 1.6 Engrane hipoidal

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.3 TEORÍA DE LOS DIENTES DE ENGRANES.

La manera de mas sencilla de transferir movimiento giratorio de una flecha a otra es, un par de cilindros en giro. Puede ser un conjunto externo de cilindros en giro, como se muestra en la figura 1.7a, o un conjunto interno, como en la figura 1.7b. Este mecanismo funcionará bastante bien cuando hay suficiente fricción en la interfaz en rodamiento. No habrá deslizamiento entre dos cilindros hasta que la fuerza de fricción máxima disponible en la unión se vea superada por la necesidades de transferencia de par de torsión.

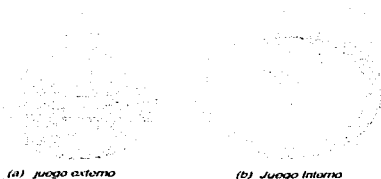


Figura 1.7 Cilindros en rodamiento

Los inconvenientes principales del mecanismo de transmisión con cilindros en rodamiento son su relativamente baja capacidad de par de torsión, así como la posibilidad de deslizamiento. Para efectos de tiempo, algunas transmisiones requieren un faseo absoluto de las flechas de entrada y salida. Para ello se necesita la adición de algunos dientes de acoplamiento a los cilindros en rodamiento. Entonces se convierten en engranes, según se observa en la figura 8, y juntos constituyen un engranaje. Cuando dos engranes se colocan en acoplamiento para formar un engranaje como éste, de manera convencional se hace referencia al menor de ellos como **piñón** y como **engrane** al otro.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Figura 1.8 Un engranaje externo

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

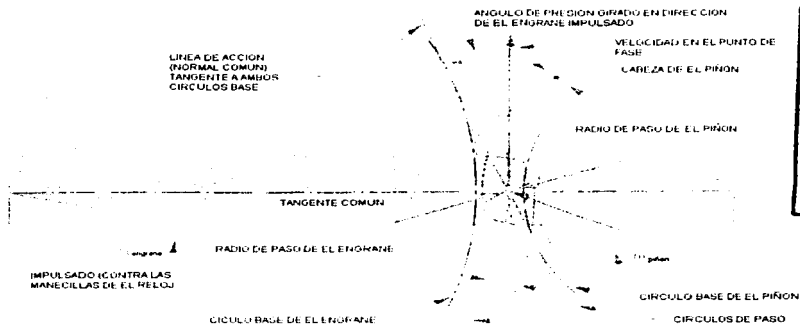
1.3.1 Ley Fundamental de los engranes.

El concepto general es que los dientes de cualquier forma evitarán deslizamientos extraordinarios. Los viejos molinos de harina impulsados por agua y los molinos de viento funcionaban con engranes de madera, cuyos dientes eran simples espigas de madera insertas en el aro de los cilindros. Aun pasando por alto lo burdo de estos primeros ejemplos de engranaje, no había posibilidad alguna de transmisión uniforme de la velocidad, ya que la geometría de las espigas o "dientes" violaba la ley fundamental de los engranes, que dice que *la razón de la velocidad angular entre los engranes de un engranaje (o tren de engranes) debe mantenerse constante a través del acoplamiento*. La razón de velocidad angular o simplemente la relación de velocidad m_v , se define como la relación de giro de el engrane de entrada con la velocidad del engrane de salida de un solo par de engranes

$$m_v = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} = \pm \frac{r_{salida}}{r_{entrada}} \dots\dots\dots 1.1$$

Los radios de paso de la ecuación 1.1 son los de los cilindros de rodamiento a los cuales agregamos los dientes. El signo positivo o negativo toma en consideración los conjuntos de cilindros internos o externos, según se aprecia en la figura 1.7a y 1.7b. Un conjunto externo invierte la dirección de rotación entre cilindros, lo que requiere un signo negativo. Un

engranaje interno (igual que una transmisión por banda o cadena) tendrá la misma dirección de rotación en sus flechas de entrada y salida y requiere un signo positivo en la ecuación 1a. La superficie de los cilindros de rodamiento se convierte en círculos de paso, y sus diámetros en diámetros de paso de los engranes. El punto de contacto entre cilindros ocurre en la línea de centros, según se observa en la figura 1.9, y este punto se conoce como punto de paso.



**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Figura 1.9 Geometría de contacto ángulo de presión de dientes de curva involuta

Un engranaje es en esencia de dispositivo que sirve para intercambiar par de torsión por velocidad, o viceversa. Una aplicación común de engranaje reduce la velocidad e incrementa el par de torsión para impulsar cargas pesadas, como la transmisión de un automóvil. Otras aplicaciones requieren de un incrementos en la velocidad, para lo cual debe aceptarse una reducción en el par de torsión. En cualquier caso, por lo general es deseable mantener una razón constante entre engranes mientras giran. Cualquier variación en la razón se mostrará como una oscilación en la velocidad y en el par de torsión de salida, incluso si la entrada es constante a lo largo del tiempo.

A fin de que resulte cierta la ley fundamental de los engranes, en dientes acoplados los contornos del diente del engrane deben ser los conjugados uno del otro. Es posible emplear

un número infinito de pares conjugados posibles, pero sólo unas cuantas curvas han visto un aplicación práctica como dientes de engrane. La cicloide tiene algunas aplicaciones en dientes de engrane, pero la mayor parte tienen como forma la curva involuta de una circunferencia.

1.3.2 La curva involuta de los dientes

La curva involuta de un círculo es la que se genera al desarrollar una cuerda tensa de un cilindro, según se observa en la figura 1.10, de donde se puede notar lo siguiente:

1. La cuerda siempre es tangente al círculo base.
2. El centro de curvatura de la curva de involuta está siempre en el punto de tangencia de la cuerda con el círculo base.
3. Una tangente a la curva involuta siempre será normal a la cuerda, que es el radio instantáneo de curvatura de la curva de la involuta.



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 1.10 Desarrollo de la curva involuta de un círculo

La figura 1.9 muestra dos curvas involutas de cilindros separados en contacto, es decir, "acoplados" que representan dientes de engrane. Los cilindros a partir de los cuales se producen las cuerdas se conocen como círculos base de los engranes respectivos. Obsérvese que los círculos base son necesariamente menores que los círculos de paso, que

están, en los radios de los cilindros originales de rodamiento, r_p y r_g . El diente del engrane debe proyectarse a la vez por debajo y por encima de la superficie del cilindro de rodamiento (círculo de paso) y la curva involuta sólo existe fuera del círculo base. La altura de diente que sobresale por encima del círculo de paso se conoce como la altura de la cabeza, que se muestra como a_p y a_g para el piñón y el engrane respectivamente.

Éstos son iguales para dientes estándar, de engranes de profundidad total.

Hay una **tangente común**, en ambas curvas de dientes de curva involuta, en el punto de contacto, y una normal común, perpendicular a la tangente común. Advierta que la normal común coincide de hecho con las "cuerdas" de ambas curvas involutas, que son colineales.

Por lo que la **normal común**, que también es la **línea de acción** pasa a través del **punto de paso**, independientemente de dónde, en el acoplamiento, están ambos dientes en contacto. El punto de paso tiene la misma velocidad lineal, tanto en el piñón como en el engrane, conocida como la **velocidad en la línea de paso**. El ángulo entre la línea de acción y el vector de velocidad es el **ángulo de presión ϕ**

1.3.3 Angulo de presión

El ángulo de presión ϕ en un engranaje se define como el ángulo entre la línea de acción (normal común) y la dirección de la velocidad en el punto de paso, de manera que la línea de acción sea girada ϕ grados en la dirección de rotación del engrane impulsado según se observa en la figura 1.9 y 1.11. Los ángulos de presión en los engranajes han sido normalizados a unos cuantos valores por los fabricantes de engranes. Estos se definen como la distancia central nominal para el conjunto de engranes al cortarse. Los valores estándar son 14.5, 20 y 25° siendo 20° el de uso más común y 14.5° obsoleto ahora. Es posible fabricar cualquier ángulo de presión específico, pero su costo sería difícil de justificar, si se compara con el de los engranes en existencia, con ángulos de presión estándar. Deberán fabricarse herramientas de corte especiales. Los engranes que van a operar juntos deben estar cortados con el mismo ángulo de presión nominal.

1.3.4 Geometría del acoplamiento

La figura 1.11 muestra un par de formas de dientes de curva involuta en dos posiciones, justo al principio del contacto y en el momento de desaparecer el contacto. Las normales comunes en ambos puntos de contacto siguen pasando a través del mismo punto de paso. Es esta propiedad de la curva involuta que hace que se obedezca la ley fundamental de los engranes. Conforme los dientes entran y salen de contacto de trabajo, se mantiene constante la razón del radio del engrane impulsor al radio del impulsado.

De esta observación sobre el comportamiento de la curva involuta podemos volver a enunciar la **ley fundamental de los engranes** de una manera más formal desde el punto de la cinemática, de la forma: *la normal común de los perfiles de los dientes, en todos los puntos de contacto dentro del acoplamiento, siempre deberán pasar a través de un punto fijo sobre la línea de centros, conocido como punto de paso.* La razón de velocidad de engranaje será entonces una constante, definida por la razón de los radios respectivos de los engranes en el punto de paso.

Los puntos de inicio y de terminación del contacto definen el acoplamiento (contacto de trabajo) del piñón y del engrane. La distancia a lo largo de la línea de acción entre estos dos puntos dentro del acoplamiento se conoce como longitud de acción Z , definida por las intersecciones de los círculos de la cabeza respectivos con la línea de acción, según se observa en la figura 1.11. La distancia a lo largo de la línea de paso dentro del acoplamiento es el arco de acción, y los ángulos subtendidos entre este punto y la línea de centros son el ángulo de ataque y el ángulo de salida. Por razones de claridad en la figura 1.11, estos solo se ilustran en el engrane, pero hay ángulos similares para el piñón. El arco de acción tanto de los círculos de paso, del piñón y el engrane deben ser de la misma longitud, para un cero deslizamiento entre los cilindros de rodamiento teóricos. La longitud de la acción Z se calcula a partir de la geometría del engrane del piñón:

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \phi)^2} - C \sin \phi \dots \dots \dots 1.2$$

donde r_p y r_g son los radios del círculo de paso, y a_p y a_g las alturas de la cabeza de piñón y de engrane, respectivamente. C es la distancia central y ϕ es el ángulo de presión

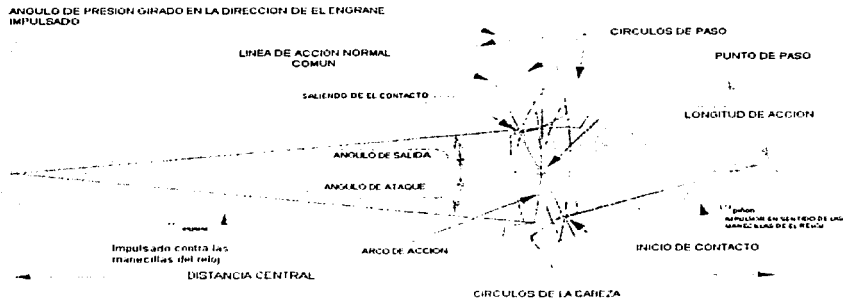


Figura 1.11 Longitud de acción, arco de acción y ángulos de ataque y de salida durante el acoplamiento de un engrane y piñón

1.3.5 Piñón y cremallera

Si se incrementa sin límite el diámetro del círculo base de un engrane, su círculo base se convertirá en una línea recta. Si la "cuerda" enrollada alrededor de ese círculo base para generar la curva involuta siguiera en su sitio, una vez agrandado el círculo base en un radio infinito la cuerda pivotaría en el infinito y generarías una curva involuta que sería una línea recta. Este engrane lineal se conoce como cremallera. La figura 1.12 muestra un piñón y cremallera y la geometría de una cremallera estándar de profundidad total sus dientes son trapecoides, pero aun así son curvas involutas verdaderas. Este hecho facilita la creación de una herramienta de corte para generar dientes de curva involuta en engranes circulares, al maquinar con precisión una cremallera y endureciéndolos para cortar dientes en otros engranes. Se trata de otra ventaja de la forma de diente de curva involuta. Al girar la pieza de engrane con respecto al cortador de cremallera y al mismo tiempo moviendo axialmente al cortador hacia delante y hacia atrás sobre la pieza del engrane, se formara o generara un diente real de curva involuta sobre el engrane circular.

La aplicación mas común del piñón y cremallera es la conversión de un movimiento rotatorio o lineal, o viceversa. También impulsa al revés, por lo que requiere freno si se aplica para sujetar una carga. Un ejemplo de su empleo es la dirección de piñón y cremallera en los automóviles. El piñón está sujeto en el extremo inferior de la columna de la dirección, gira con el volante. La cremallera se acopla con el piñón y tiene libertad de desplazarse hacia la izquierda o hacia la derecha, en respuesta al movimiento angular



Figura 1.12 Un piñón y cremallera

1.3.6 Modificación de la distancia entre centros

Cuando en un cilindro se han cortado dientes de curva involuta (o cualquier diente) con respecto a un círculo base particular, a fin de crear un solo engrane, todavía no tenemos un círculo de paso. El círculo de paso solo nace cuando acoplamos este engrane con otro, creando un par de engranes, es decir, un engranaje. Habrá un rango de distancias de centro a centro en las cuales podemos conseguir acoplamiento entre engranes. También habrá una distancia central ideal, que nos dará los diámetros de paso nominales para los cuales se diseñaron los engranes. Sin embargo, las limitaciones en los procesos de manufactura dan una probabilidad baja de que podamos exactamente conseguir lo anterior, es decir, esta distancia central ideal, en todos los casos. Lo mas probable es que existirá algún error en la distancia entre centros, aun si este es pequeño.

Si la forma del diente del engrane no es una curva involuta, entonces un error en la distancia entre centros causara variaciones, es decir, "oscilaciones" de la velocidad de salida. La velocidad angular de salida no será entonces constante para una velocidad de

entrada constante, lo que viola la ley fundamental de los engranes. Sin embargo, **con una forma de diente de curva involuta**, los errores en la distancia entre centros no afectan a la razón de velocidades. Esta es la principal ventaja de la curva involuta sobre todas las demás formas posibles de dientes, y esta es la razón por la cual prácticamente es de uso universal para dientes de engranes. La figura 1.13 muestra lo que ocurre cuando en un engranaje de curva involuta se modifica la distancia entre centros. Obsérvese que la normal común sigue pasando a través del punto de paso y a través también de todos los puntos de contacto dentro del acoplamiento. Solo el ángulo de presión queda afectado por el cambio en la distancia entre centros.

La figura 1.13 también muestra los ángulos de presión para dos distancias entre centros distintas. Conforme se incrementa la distancia entre centros, también se incrementará el ángulo de presión, y viceversa. Es el resultado de un cambio o de un error en la distancia entre centros en la utilización de dientes de curva involuta. Advierta que la ley fundamental de los engranes sigue siendo aplicable en el caso de modificaciones en la distancia entre centros. La normal común sigue siendo tangente a los dos círculos base y sigue pasando a través del punto de paso. El punto de paso se ha movido, en proporción a los desplazamientos de la distancias entre centros y a los radios de paso. La razón de velocidad no se ha modificado, a pesar del desplazamiento de la distancia entre centros. De hecho, la razón de velocidad en engranes de curva involuta queda determinada por la razón entre sus diámetros de círculo base, que una vez cortado el engrane no son modificables.

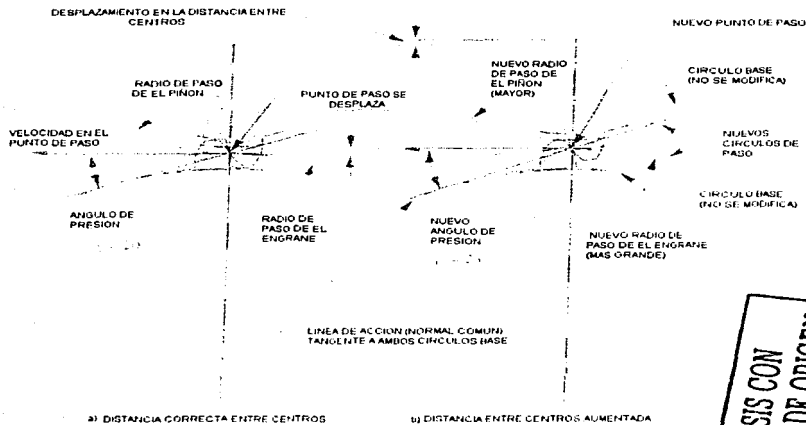


Figura 1.13. Un cambio en la distancia entre centros de engranes de curva involuta solo modifica el ángulo de presión y los diámetros de paso

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1.3.7 Huelgo o juego

Otro factor afectado al modificar la distancia entre centros C es el **huelgo**. Al incrementar C se aumentara el huelgo y viceversa. El huelgo se define como *el espacio (holgura) entre dientes acoplados medido a lo largo de la circunferencia del círculo de paso*. Las tolerancias de fabricación impiden un huelgo igual a cero, ya que no es posible que todos los dientes tengan exactamente las mismas dimensiones ya que deben acoplarse sin trabarse. Por lo que, debe existir alguna pequeña diferencia entre el espesor del diente y el aneho del espacio, (figura 1.14). Siempre que el engranaje se opere con un par de torsión no alternante, el huelgo no debería ser problema. Sin embargo, siempre que el par de torsión cambie de signo, los dientes se saldrán de contacto y se moverán de un lado a otro:

recorrerán la holgura del juego y los dientes golpean con ruido y vibración notable. Además de aumentar los esfuerzos y el desgaste, el huelgo en algunas aplicaciones llega a causar un error indeseable de posición.

En servomecanismos, cuando hay motores impulsores, por ejemplo, superficies de control de una aeronave, el huelgo provoca cierto "golpeteo" potencialmente destructor, en el cual el sistema de control trata en vano de corregir errores de posición debidos al "movimiento por huelgo" en el sistema de transmisión mecánica. Estas aplicaciones necesitan dos engranes **antihuelgo** juntos sobre la misma flecha, que giran ligeramente en su ensamble (o mediante resortes) uno respecto al otro, de manera de amortiguar el movimiento. En aplicaciones menos críticas, como la transmisión de la hélice de un barco, el huelgo, al invertirse el par de torsión, ni siquiera se notara.

1.3.8 Movimiento relativo de los dientes

El movimiento relativo entre dientes de curva involuta en el punto de paso es rodamiento puro. Habrá deslizamiento combinado con rodamiento en puntos sobre el diente alejados del punto de paso. El deslizamiento promedio en un acoplamiento de dientes de curva involuta, es de alrededor de 9%. Los esfuerzos superficiales se ven incrementados por el componente de deslizamiento.

1.4 NOMENCLATURA DE LOS DIENTES DE ENGRANE

La figura 1.14, muestra dos dientes de un engrane que definen la nomenclatura estándar. El **circulo de paso** y el **circulo base** ya fueron definidos antes. La altura del diente se define por la altura de cabeza (adendo) y la altura de la raíz (dedendo), que están referidas al circulo de paso nominal. La altura de la raíz es ligeramente mayor a la altura de la cabeza, a fin de incluir una pequeña holgura entre la punta de un diente en acoplamiento (**circulo de la cabeza**) y la parte inferior del espacio del diente del otro (**circulo de raíz**). El **espesor del diente** se mide del circulo de paso al **ancho del espacio** del diente es ligeramente superior al espesor del diente. La diferencia entre estas dimensiones es el **huelgo**. El **ancho de la cara del diente** se mide a lo largo del eje del engranaje. El **paso circular** es la longitud de arco a lo largo de la circunferencia del circulo de paso, medido desde un punto

en un diente hasta el mismo punto en el siguiente. El **paso circular** define el tamaño del diente. La definición de paso circular P_c es

$$P_c = \frac{\pi d}{N} \dots \dots \dots 1.3a$$

donde d = diámetro de paso y N = número de dientes. El paso del diente también se mide a lo largo de la circunferencia del círculo base y se conoce como el paso de base P_b

$$P_b = P_c \cos \theta \dots \dots \dots 1.3b$$

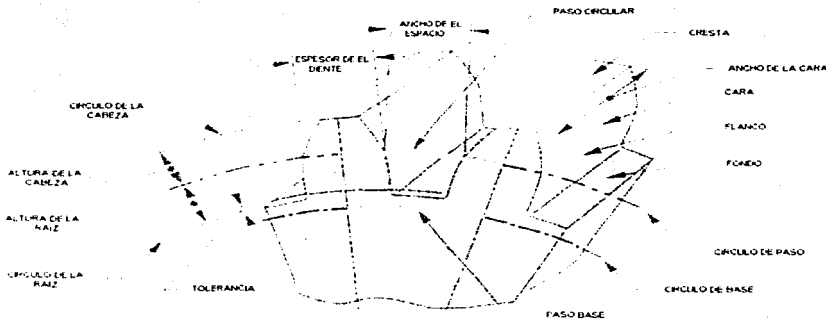


Figura 1.14. Nomenclatura de los dientes de engranes

Las unidades de P_c son pulgadas o milímetros. Una manera más práctica de definir el tamaño del diente es relacionándolo directamente con el diámetro d del círculo de paso, no con su circunferencia. El **paso diametral** P es

$$P = \frac{N}{d} \dots \dots \dots 1.4a$$

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Las unidades de P son recíprocas de pulgadas, es decir número de dientes por pulgada. Esta medida se aplica únicamente en engranes de especificación estadounidense. Combinando las ecuaciones 1.3 a y 1.4a, se obtiene la razón entre el paso circular y el paso diametral.

$$P = \frac{\pi}{P_d} \dots\dots\dots 1.4b$$

En el sistema SI, que se aplica en engranes métricos, se define un parámetro conocido como **modulo**, que es recíproco del paso diametral, con el diámetro de paso d medido en milímetros.

$$m = \frac{d}{N} \dots\dots\dots 1.4c$$

Las unidades del modulo son milímetros. Lo malo es que los engranes métricos no son intercambiables con los engranes estadounidenses, a pesar de que ambos tienen formas de dientes de curva involuta, ya que son distintos los tamaños estándar de dientes. En Estados Unidos se especifican los tamaños de los dientes de engrane en función del paso diametral. La conversión aproximada de un estándar al otro es

$$m = \frac{25.4}{P} \dots\dots\dots 1.4d$$

Para efectos de cálculo, la razón de velocidad conviene expresarla en términos de los diámetros de paso, las velocidades de giro, torque, o los números de dientes de los engranes que se enlazan, así:

$$m_i = \frac{\omega_p}{\omega_G} = \frac{rpm_p}{rpm_G} = \frac{d_G}{d_p} = \frac{N_G}{N_p} = \frac{T_p}{T_G} \dots\dots\dots 1.5$$

1.4.1 Dientes estándar para engranes.

Los dientes estándar de profundidad total tienen la misma altura de cabeza de piñón y del engrane, siendo la altura de la raíz ligeramente mayor, para proporcionar holgura. Las dimensiones del diente estándar se definen en función del paso diametral. La figura 1.15 muestra sus formas para los tres ángulos de presión estándar. La figura 1.16 muestra tamaños reales de dientes estándar de profundidad total con ángulo de presión de 20° desde $P = 4$ hasta $P = 80$. Advierta la razón inversa entre P y el tamaño del diente.

Aunque no hay ninguna restricción teórica en los valores posibles de paso diámetro, se ha definido un conjunto de valores estándar con base en las herramientas de corte de engrane disponibles.

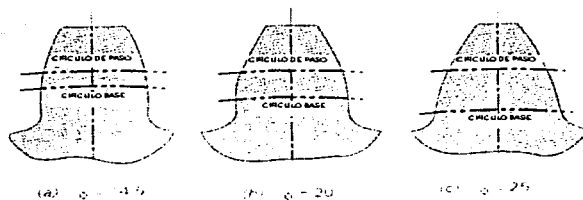
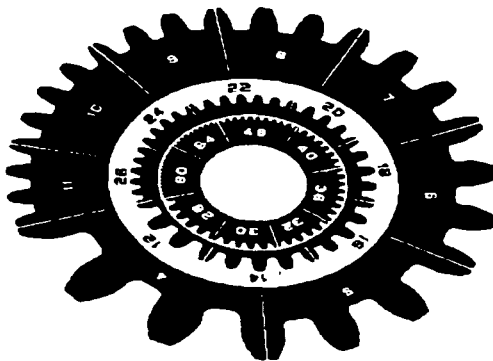


Figura 1.15 Perfiles de dientes AGMA de profundidad total para tres ángulos de presión



**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Figura 1.16 Tamaños reales de dientes de engrane para varios pasos diametrales

1.5 INTERFERENCIA Y REBAJE

La forma de curva involuta del diente se define únicamente por fuera del círculo base. En algunos casos, la altura de la raíz será lo suficientemente grande para extenderse por debajo del círculo base. En este caso, entonces la porción del diente que queda por debajo del círculo base no será una curva involuta, e interferirá con la punta del diente del engrane acoplado, que es una curva involuta. Si el engrane se corta con un conformador estándar de engranes, es decir, con una "fresa" la herramienta de corte también interferirá con la porción del diente por debajo del círculo base cortando, eliminando el material que este interfiriendo. Esto da como resultado en un diente rebajado, según se observa en la figura 1.17 El rebaje debilita el diente por eliminar material de su raíz. Tanto el momento y el corte máximos del diente cargado como viga en voladizo ocurren en esta parte. Un rebaje severo causara una falla prematura del diente.

Esta interferencia y su correspondiente rebaje se evitan mediante la eliminación de engranes que tengan muy pocos dientes. Si un piñón tiene muchos de dientes, estos serán pequeños en comparación con el diámetro de dicho piñón. Según se reduzca el numero de dientes para un diámetro de piñón fijo, los dientes deberán hacerse mayores Llegando a cierto punto, la altura de la raíz excederá la distancia radial entre el círculo base

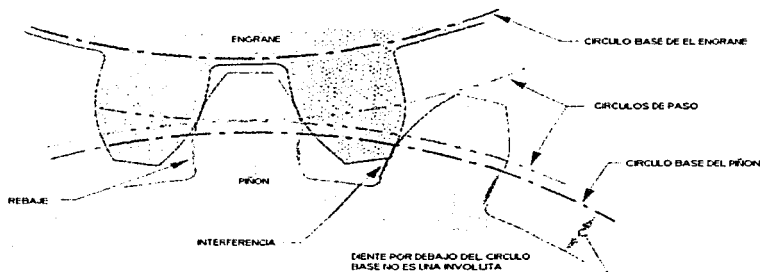


Figura 1.17 Interferencia a y rebaje de dientes en la parte inferior del círculo base

Y el círculo de paso, lo que producirá la interferencia. Se debe calcular el número mínimo de dientes de profundidad total, la requerida para evitar interferencia en un piñón sobre una cremallera estándar, a partir de

$$N_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \phi} \dots \dots \dots 1.6$$

La tabla 1.2, muestra el número mínimo de dientes requeridos para evitar el rebaje sobre una cremallera estándar, en función del ángulo de presión.

Tabla 1.2. Número mínimo de dientes de piñón para evitar interferencia entre piñón de profundidad total y una cremallera de profundidad total

ÁNGULO DE PRESIÓN (GRADOS)	NÚMERO MÍNIMO DE DIENTES
14.5	32
20	12
25	12

La tabla 1.3 muestra el número mínimo de dientes de piñón de profundidad total utilizables en una selección de engranes de profundidad total de varios tamaños (para $\phi = 20$) Conforme el engrane acoplado se hace más pequeño, el piñón puede tener menos dientes, para evitar que aparezca interferencia.

Tabla 1.3 Número mínimo de dientes de piñón para evitar la interferencia entre un piñón de profundidad total de 20° y engranes de profundidad total de diversos tamaños

DIENTES MÍNIMOS DEL PIÑÓN	DIENTES MÁXIMOS DE EL ENGRANE
17	1 309
16	101
15	45
14	26
13	16

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

1.5.1 Formas de diente de desigual altura de cabeza

A fin de evitar la interferencia en piñones pequeños, se debe modificar la forma del diente en relación con el estándar, de profundidad total, de la figura 1.18, de igual altura de cabeza, tanto en el piñón como el engrane, a una forma de curva involuta con una altura de cabeza mas larga sobre el piñón y una mas corta en el engrane. Esto se conoce como **engrane de perfil desplazado**. AGMA define los coeficientes de modificación de cabeza, x_1, x_2 , que siempre sumaran cero, como iguales en magnitud y de signo opuesto. El coeficiente positivo x_1 , se aplica a incrementar la altura de cabeza del piñón y el x_2 negativo reduce, en la misma cantidad, la altura de cabeza de el engrane. La profundidad total del diente se conserva igual. El efecto neto es desplazar los círculos de paso alejándolos del círculo base del piñón, eliminando la porción no involuta del diente del piñón por debajo del círculo base. Los coeficientes estándar son ± 0.25 y ± 0.50 que suman/restan 25 o 50% de la altura de la cabeza estándar, respectivamente. El límite en este procedimiento ocurre cuando el diente de el piñón se hace puntiagudo.

Aplicar esta técnica aporte beneficios secundarios, el diente de el piñón se hace más grueso en su base y por lo tanto, más resistente. El diente de el engrane se debilita de manera correspondiente, pero, en vista de que un diente de engrane de profundidad total, es más resistente que el diente de piñón correspondiente de profundidad total, se alcanza una resistencia prácticamente igual para ambos dientes. Una desventaja de las formas de dientes de desigual altura de cabeza es un incremento de la velocidad de deslizamiento en la punta de el diente. El porcentaje de deslizamiento entre dientes de altura desigual, es entonces superior, que al correspondiente a los engranes de igual altura de cabeza. Esto incrementa los esfuerzos superficiales en el diente. También, debido a velocidades superiores de deslizamiento, aumentan las perdidas por fricción en el acoplamiento. En razón a las desventajas asociados a altas velocidades de deslizamiento, se recomienda evitar más de un 25% de incremento en la longitud de cabeza, en dientes de piñón de engranes rectos o helicoidales. La figura 1.18 muestra los contornos de dientes de forma de curva involuta de perfil desplazado.

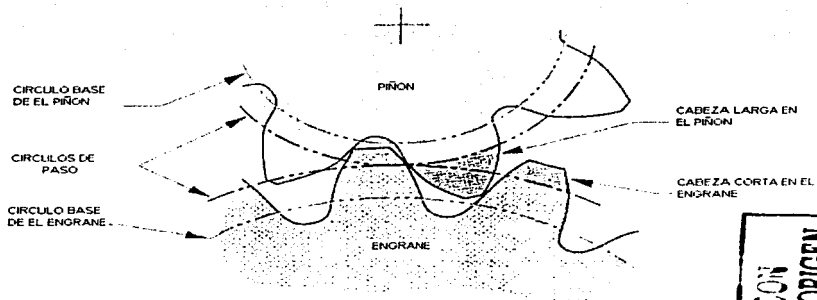


Figura 1.18 Dientes de engrane de perfil desplazado, con un carga larga y una corta a fin de evitar interferencia y rebaje

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

1.5.2 Razón de contacto.

La razón de contacto m_p define el número promedio de dientes en contacto en cualquier instante. Esto se calcula a partir de

$$m_p = \frac{Z}{P_b} \dots \dots \dots 1.7$$

Donde: Z la longitud de la acción y P_b es el paso base, que en función de el paso diametral .

$$m_p = \frac{PZ}{\pi \cos \phi} \dots \dots \dots 1.8$$

Si la razón de contacto es igual a 1, entonces un diente termina el contacto justo en el instante que el siguiente lo inicia. Esto no es deseable, porque pequeños errores en espaciado del diente causarán oscilaciones en velocidad, vibración y ruido. Además, la carga quedará aplicada sobre la punta del diente, lo que genera el momento a flexión mayor posible. A relaciones de contacto superiores a 1, hay la posibilidad de que la carga sea compartida entre dientes. Para relaciones de contacto entre 1 y 2, comunes en el caso de engranes rectos, todavía quedarán momentos durante el acoplamiento donde un par de

dientes tomará la totalidad de la carga. Esto, sin embargo, ocurrirá hacia el centro de la región de acoplamiento, donde la carga se aplica sobre una posición inferior dentro del diente, en vez de sobre su punta. Este punto se conoce como el **punto más elevado de contacto de un solo diente** (HPSTC). La razón mínima de contacto aceptable para una operación sin oscilaciones es 1.2. Se prefiere una razón de contacto mínimo de 1.4, y cifras superiores son aún mejores. La mayor parte de los engranajes rectos tendrán relaciones de contacto entre 1.4 y 2. La ecuación 1.8 muestra que para dientes más pequeños (P mayor) un ángulo de presión mayor, la razón de contacto también será mayor.

1.6 FABRICACIÓN DE ENGRANES.

Hay varios métodos para fabricar engranes, que es posible dividir en conformación y maquinado. El maquinado se divide además en operaciones de desbaste y de terminado. El conformado se refiere a fundición directa, moldeo, estirado o extrusión de formas de dientes en materiales fundidos, en polvos o ablandados por calor. El desbastado y terminado, son técnicas de eliminación de material en el corte o rectificación de la forma de diente a partir de una pieza sólida a temperatura ambiente. A menudo se recurre a métodos de desbastado únicamente, sin ninguna operación subsecuente para engranes de no precisión. A pesar de su nombre, los procesos de desbastado crean un diente de engrane liso y preciso, solo cuando se requiere una precisión elevada y una operación silenciosa, se justifica el costo adicional de operaciones secundarias de acabado.

1.6.1 Conformación de dientes de engrane.

En todas las operaciones de conformación de dientes, los dientes de el engrane se forman todos a la vez, a partir de un molde o un dado, en el cual se han maquinado la forma de los dientes. la precisión de los dientes dependerá totalmente de la calidad de el dado o el molde y en general es muy inferior a la que se logra del desbastado o terminado. La mayor parte de estos métodos tienen costos de herramienta elevados, lo que solo los hace adecuados en la producción de cantidades altas.

Fundición.

Los dientes se funden en arena o en dados, en diversos metales, su ventaja es su bajo costo, ya que la forma de el diente está incorporada al molde. Después de la fundición por lo

general no se hace ninguna operación de terminado sobre los dientes, aunque pudiera hacerse. Los dientes resultantes son de baja precisión y sólo sirven para aplicaciones no críticas, como juguetes y pequeños aparatos domésticos o en revolventoras de cemento, cuyo juego excesivo y ruido no estarán en contra de la operación. La fundición en molde o arena es una forma económica de obtener dientes de engrane de baja calidad en cantidades pequeñas, ya que los costos de herramental son razonables, pero el terminado superficial y la precisión de dimensiones son muy pobres. La fundición en moldes a presión proporciona un mejor terminado o acabado superficial, y mayor precisión que la fundición en arena, pero tiene elevados costos de herramental, requiriendo grandes volúmenes de producción para justificar su uso.

Fundición a la cera perdida.

Llega a proporcionar engranes razonablemente precisos en una amplia variedad de materiales. El molde se fabrica de un material refractario, que permite la fundición de materiales con alta temperatura de fusión. La precisión es función del patrón maestro original usado para fabricar el molde.

Sinterizado.

Metales en polvo (PM) se conforman a presión en un molde de metal en forma de engrane, se retiran y se les da un tratamiento térmico (se sinterizan) para aumentar su resistencia. Estos engranes de polvo de metal tienen una precisión similar a los engranes fundidos a presión, pero sus propiedades físicas pueden controlarse a través de la mezcla de diversos polvos metálicos. Esta técnica se destina a engranes de pequeñas dimensiones.

Moldeo a presión.

Se emplea en la fabricación de engranes no metálicos en varios tipos de termoplásticos, como el Nylon y el acetal. Se trata de engranes de baja precisión y pequeñas dimensiones, pero tienen la ventaja de su bajo costo y tener la capacidad de operar a cargas ligeras sin lubricante.

Extrusión.

Se emplea para formar dientes en varillas largas, que después se cortan a longitudes útiles y se maquinan para elaborar barrenos centrales, los cuñeros, etc. En vez de acero comúnmente se extruyen materiales no ferrosos como las aleaciones de aluminio y de cobre.

Estirado en frío.

Los dientes se forman sobre varillas de acero al estirarlas a través de dados endurecidos. El trabajo en frío incrementa la resistencia, y reduce la ductilidad. Estas varillas a continuación se cortan en longitudes útiles y los barrenos centrales, cuñeros, etc se maquinan.

Estampado.

El material laminado se estampa en forma de dientes para fabricar engranes de baja calidad a bajo costo y en altas cantidades. Tanto el acabado superficial como la precisión son deficientes.

1.6.2 Maquinado.

La mayor parte de los engranes metálicos de la maquinaria para la transmisión de potencia se fabrican mediante un proceso de maquinado, a partir de piezas en bruto fundidas, forjadas o roladas en caliente. Los procesos de desbastado incluyen en fresado de la forma de el diente mediante cortadores de conformado, o la generación de la forma con un cortador de cremallera, un cortador conformador o una cabeza fresadora. Los procesos de acabado incluyen cepillado, bruñido, pulido, rectificado o esmerilado.

1.6.2.1 Procesos de desbastado.

Fresado de forma.

Requiere un cortador de fresa conformado, según se muestra en la figura 1.19 (identificado como 1). El cortador deberá estar fabricado con la forma del espacio de el diente de engrane para la geometría del diente y para el número de dientes de cada engrane en particular. El cortador giratorio se introduce en la pieza en bruto, cortando un diente a la vez, el engrane en bruto a continuación es girado un paso circular y se hace el corte de el siguiente diente. Dado que se necesita un cortador de forma distinta para cada tamaño de engranes que se fabrique, el costo de el herramental se torna elevado. A fin de reducir costos, a menudo el mismo cortador sirve para engranes de distintos tamaños, resultando errores de perfil para todos, excepto para un número dado de dientes. Este método es el menos preciso de los métodos de desbastado.

Generación por cremallera.

Es posible fabricar fácilmente un cortador de cremallera para cualquier paso de curva involuta, ya que la forma de su diente es un trapecoide (número 2). La cremallera endurecida y afilada, a continuación es pasada adelante y atrás a lo largo de el engrane en bruto, y alimentado hacia delante mientras gira alrededor de este, para generar el diente involuto sobre el engrane. Para completar la circunferencia tanto la cremallera como el engrane en bruto deben posicionarse periódicamente. Este reposicionamiento llega a producir errores en la geometría de el diente.

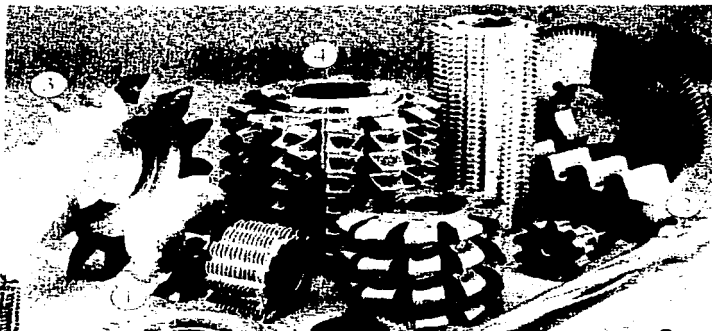


Figura 1.19 Un conjunto de herramientas de corte de engranes

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Conformación

Se utiliza una herramienta de corte con la forma de un engrane (número 3), que es recíprocada axialmente sobre un engrane en bruto a fin de cortar el diente, en tanto la pieza en bruto gira al rededor de la herramienta de conformado. Se trata de un proceso real de generación de forma, en el hecho de que la herramienta en forma de engrane corta con acoplamiento con el engrane en bruto. La precisión es buena pero cualquier error, aunque

ocurra solo en un diente del cortador conformador, será transferido directamente al engrane. Los engranes internos también se cortan siguiendo este método.

Cabeza fresadora.

Una cabeza fresadora (número 4), es análoga a un machuelo de rosca. sus dientes están formados a fin de coincidir con el espacio entre dientes y están interrumpidos por ranuras, para formar superficies de corte. Gira en un eje perpendicular al de la pieza de engrane en bruto, cortando y girando para generar los dientes. Se trata de el procesos más preciso de desbastado , ya que no requiere de ningún reposicionamiento de la herramienta o del material en bruto y cada diente es cortado por varios dientes de cabeza fresadora, promediando así cualquier error en la herramienta. Con esté método se consigue un excelente acabado superficial y es uno de los de más amplio uso para engranes de producción.

1.6.3 Procesos de terminado.

Cuando se requiere una precisión elevada, se llevan a cabo operaciones secundarias para engranes fabricados con algún método de desbaste. Las operaciones de acabado típicamente eliminan muy poco o nada de material, pero mejoran el acabado superficial y/o la dureza.

Cepillado.

Es similar a la conformación de el engrane, pero se sirve de herramientas de cepillado precisas, a fin de eliminar pequeñas cantidades de material de engranes desbastados, para corregir errores de perfil y mejorar acabado.

Rectificado.

Se usa una piedra de rectificado contorneada, que es pasada sobre la superficie maquinada de los dientes de engrane y controlada por computadora para eliminar pequeñas cantidades de material y mejorar el acabado superficial. También se aplica a engranes endurecidos después de desbastarlos, con el fin de corregir la distorsión producida por el tratamiento térmico.

Bruñido.

Hace pasar un engrane maquinado en bruto sobre un engrane especialmente endurecido. Las elevadas fuerzas aplicadas sobre la interfaz de el diente causan una fluencia plástica en

la superficie de el diente de el engrane, que a la vez que mejora el acabado también endurece por trabajo en frío, creando benéficos esfuerzos residuales a compresión.

Pulido y rectificado.

Ambos emplean un engrane o una herramienta en forma de engrane, con abrasivo para desbastar la superficie de el engrane por trabajar. En ambos casos, la herramienta abrasiva impulsa al engrane en lo que representa una operación de puesta en servicio inicial acelerada y controlado a fin de mejorar el acabado superficial y la precisión.

1.6.4 Calidad de el engrane.

El estándar 2000-A88 de AGMA define las tolerancias dimensionales para dientes de engranes, así como un índice de calidad Q_f , cuyo rango va desde la más baja calidad (3) hasta la precisión más elevada (16). El método de manufactura esencialmente determina el índice de calidad Q_f del engrane.

Los engranes conformados típicamente tendrán índices de calidad 3-4, los fabricados mediante métodos de maquinado generalmente quedan clasificados dentro de un rango Q_f de 5 a 7, si los engranes se terminan por cepillado o esmerilado, Q_f puede quedar en el rango de 8 a 11, el pulido y el rectificado pueden alcanzar índices superiores. Obviamente el costo de el engrane estará en función de Q_f .

La tabla 1.4, muestra los índices de calidad recomendados por AGMA para una diversidad de aplicaciones comunes de engranes. Otra forma de elegir un índice de calidad adecuado se basa en la velocidad lineal de los dientes de engrane en el punto de paso. Falta de precisión en el espaciado de los dientes causará impactos entre dientes y las fuerzas de impacto se incrementarían con la velocidad. La tabla 1.5 muestra los índices de calidad de engranes, recomendados, en función de la velocidad en la línea de paso en el acoplamiento de engranes. Rara vez se utilizan engranes rectos para aplicaciones a velocidades superiores a 10,000 ft/min o 50 m/s debido a ruidos y vibración excesivos. Se prefieren para estas aplicaciones engranes helicoidales

Tabla 1.4. Números de calidad de engranes AGMA recomendados para varias aplicaciones

APLICACIÓN	Q_v
Transmisión del tambor de una mezcladora De cemento	3-5
Horno de cemento	5-6
Transmisiones de acerías	5-6
Cosechadoras de maíz	5-7
Girás	5-7
Prensa troqueladora	5-7
Transportador de minas	5-7
Máquina de cajas de papel	6-8
Mecanismo medidor de gas	7-9
Taladro mecánico pequeño	7-9
Lavadora de ropa	8-10
Impresora	9-11
Mecanismo de computadora	10-11
Transmisión de auto	10-11
Transmisión de antena radar	10-12
Transmisión de propulsión marina	10-12
Transmisión de motor de aeronave	10-13
Giroscopio	12-14

La calidad de el engrane puede tener un efecto significativo en la forma en la que la carga es compartida entre dientes. Si los espaciados de los dientes no son precisos y uniformes, los dientes en acoplamiento no estarán todos en contacto simultaneo. Esto cancelará la ventaja de una razón de contacto grande.

Tabla 1.5 Números de calidad de engranes recomendados para la velocidad en la línea de paso

VELOCIDAD DE PASO	Q_v
0-800 ft/min	6-8
800-2000 ft/min	8-10
2000-4000 ft/min	10-12
Más de 4000 ft/min	12-14

CAPITULO 2

DISEÑO DE ENGRANES

2.1 CARGA EN ENGRANES RECTOS.

La figura 2.1 muestra un par de dientes de engrane. Los dientes están realmente en contacto (acoplados) en el punto de paso, pero en aras de la claridad se muestran separados.

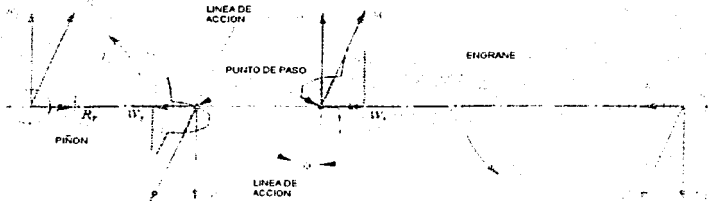


Figura 2.1 Fuerzas en el piñón y el engrane de un engranaje
(engranes separados para fines de ilustración, los puntos de paso están realmente en contacto)

El piñón está entregando un momento torsionante T_p al engrane. Ambos se muestran como diagramas de cuerpo libre. En el punto de paso la única fuerza que puede transmitirse de un diente a otro, despreciando la fricción, es la fuerza W_r que actúa en dirección radial y W_t en dirección tangencial.

La magnitud de la componente tangencial W_t se determina a partir de

$$W_t = \frac{T_p}{r_p} = \frac{2T_p}{d_p} = \frac{2PT_p}{N_p} \dots \dots \dots 2.1$$

Donde T_p es el par de torsión de la flecha del piñón, r_p el radio de paso, d_p el diámetro de paso, N_p el número de dientes y P el paso diametral del piñón.

La componente radial W_r es

$$W_r = W_t \tan \phi \dots \dots \dots 2.2$$

y la fuerza resultante W' es por tanto

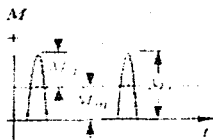
$$W' = \frac{W'_t}{\cos \phi} \dots \dots \dots 2.3$$

La ecuación 2.1 también se puede escribir para el engrane, dado que en el engrane y en el piñón la fuerza W' es igual y opuesta.

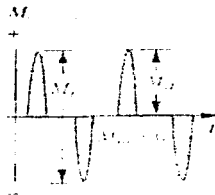
La fuerza de reacción R , así como sus componentes R_t y R_r en los pivotes son iguales y opuestas a las fuerzas a correspondientes que actúan en el punto de paso del engrane o piñón respectivo. Las fuerzas del piñón son iguales y opuestas a las que actúan sobre el engrane.

Dependiendo de la razón de contacto, los dientes, conforme giran a través del acoplamiento, pueden tomar toda o parte de la carga W'_t desde la punta del diente hasta un punto cercano al círculo raíz. Obviamente la condición de carga es peor cuando la carga actúa cerca de la punta del diente. Entonces, su componente tangencial W'_t tiene el mayor brazo de momento posible actuando sobre el diente, como viga en voladizo. El momento flexionante y la fuerza cortante transversal debidos a flexión ambos serán máximos en la raíz del diente. Para una razón de contacto > 1 , existirá un punto mas elevado de contacto en el diente en alguna parte debajo de la punta, y esto creara el momento flexionante máximo, en cualquier diente siempre que las precisiones el engrane sean lo suficientemente buenas para permitir compartir la carga. Si los dientes son de baja calidad, entonces habrá carga en la punta con un valor completo de W'_t independientemente de la relación de contacto.

Incluso si el momento torsionante T_p es constante en el tiempo, cada diente experimentará una carga repetida cada vez que un diente entra en acoplamiento, creando una situación de carga por fatiga. La función de elemento deflexión-tiempo de un engrane será como la que aparece en la figura 2.2a



a) MOMENTO REPETIDO EN UN DIENTE NO DE ENGRANE INTERMEDIO O LOCO



b) MOMENTO ALTERNANTE DE UN DIENTE INTERMEDIO O LOCO

Figura 2.2 Variación con respecto al tiempo del momento flexionante que actúa sobre los dientes de un engrane

En los engranes tiene alguna ventaja no usar valores enteros en la razón de engranes m_G .

$m_G = \frac{1}{m_G}$, a fin de evitar que cada m_G revoluciones un mismo diente entre en contacto

siempre con el mismo diente. Las relaciones no enteras distribuirán el contacto de manera más uniforme sobre todos los dientes.

Si para cambiar la dirección de salida se inserta un engrane intermedio o loco entre el piñón y el engrane, cada uno de los dientes del engrane intermedio o loco experimentará un momento totalmente alternante, según se observa en la figura 2.2b, ya que la fuerza H actúa en los lados opuestos de cada diente del engrane, en acoplamiento alterno. El rango M_r de la magnitud del momento sobre el engrane loco es el doble de los engranes no locos, haciendo que éste sea el engrane más cargado, aun cuando su momento medio sea igual a cero.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

2.2 ESFUERZOS EN ENGRANES RECTOS.

Existen dos modos de falla que afectan a los dientes de engranes, la **fractura por fatiga** debido a esfuerzos fluctuantes a flexión en la raíz del diente y la **fatiga superficial** (picaduras) sobre las superficies de los dientes. Al diseñarse los engranes deben tomarse en cuenta ambos modos de falla. La fractura por fatiga debida a la flexión se puede evitar con un diseño apropiado, manteniendo el estado de esfuerzos dentro de la línea de la línea Goodman modificada correspondiente al material. La fatiga superficial puede retardarse, también, con un buen diseño. A los engranes correctamente diseñados jamás se les deberá fracturar un diente en servicio normal (salvo cargas superiores a las que se previeron en el diseño) pero debe esperarse que finalmente fallaran debido a alguno de los mecanismos de desgaste. La picadura es el modo de falla más común, aunque llega a existir desgaste por abrasión o adhesivo (raspadura), especialmente si los engranes durante su servicio no están correctamente lubricados.

2.2.1 Esfuerzos a flexión

En 1892, Wilfred Lewis publicó un trabajo en que proponía un modelo de análisis para los dientes de un engrane, que conducía a una ecuación de diseño sumamente sencilla. El modelo se formulaba a partir de algunas suposiciones simplificadoras con las que se superaban las dificultades para determinar los esfuerzos antes mencionados. Las suposiciones de Lewis son:

- Un solo par de dientes soporta la carga a transmitir.
- La carga se aplica en el extremo más alejado del diente.
- La componente radial de la carga, H_r , se traslada al centro del diente siguiendo la dirección de la línea de acción.
- El diente se modela como una viga de resistencia uniforme, cuyo ancho en la base coincide con el del diente.

El modelo resultante se muestra en la figura 2.3.

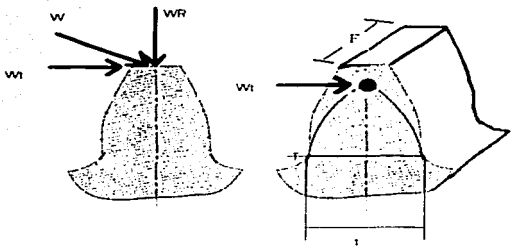


Figura 2.3 Modelo de Lewis para estimar la resistencia de un diente

Puede apreciarse que el diente tiene mayor resistencia que la viga que lo modela en todas sus secciones excepto en el segmento TC que constituye la zona crítica de análisis.

Para determinar la relación entre la carga W_t y los esfuerzos en esta sección, se aplica la fórmula de la flexión para vigas en voladizo.

$$\sigma_s = \frac{Mc}{I} \dots \dots \dots 2.4$$

Donde:

$$M = W_t h \dots \dots \dots \text{Momento flector.} \dots \dots \dots 2.5$$

$$I = \frac{Ft^3}{12} \dots \dots \dots \text{Momento de inercia en la base del diente.} \dots \dots \dots 2.6$$

F = anecho de cara.

Al sustituir las ecuaciones 2.5 y 2.6 en 2.4 se obtiene:

$$\sigma_s = \frac{6W_t h}{Ft^2} \dots \dots \dots \text{Esfuerzo sobre un diente de engrane.} \dots \dots \dots 2.7$$

Despejando la carga se obtiene:

$$W_t = \frac{\sigma_s Ft^2}{6h} \dots \dots \dots \text{Carga tangencial.} \dots \dots \dots 2.8$$

Si se introduce el paso circular en esta expresión se obtiene:

$$W_t = \frac{\sigma_b F_t}{6h} \frac{P_c}{P_c} = \sigma_b F P_c \left(\frac{t^2}{6h P_c} \right) = \sigma_b F P_c y \dots \dots \dots 2.9$$

Donde:

$$y = \frac{t^2}{6h P_c} \quad \text{Factor de forma o factor de Lewis} \dots \dots \dots 2.10$$

Esto completa el desarrollo del trabajo de Lewis. A la cantidad representada por y se le conoce como factor de forma, y es una cantidad adimensional. El factor de forma como su nombre lo indica, depende de la geometría y las proporciones del diente y no de su tamaño físico, ya que por ejemplo, un engrane con 30 dientes y ángulo de presión 20° , guarda la misma proporción entre las medidas de sus dientes, si éstos tienen paso diametral 2 que si tuvieran paso diametral 20.

La relación del paso diametral P con el paso circular P_c es:

$$P = \frac{\pi}{P_c} \dots \dots \dots 2.11$$

Que al sustituirse en la ecuación 2.9 queda:

$$W_t = \frac{\sigma_b F Y}{P} \quad \text{despejando} \quad \sigma_b = \frac{W_t P}{F Y} \dots \dots \dots 2.12$$

Donde se define:

$$Y = \pi y \dots \dots \dots 2.13$$

2.2.3 Ecuación de Lewis para engranes métricos.

La ecuación de Lewis, cuando se emplea con el Sistema Internacional, se expresa como sigue:

Sabiendo:

$$m = \frac{d}{N} \dots \dots \dots \text{ecuación 1.4c}$$

y que el paso circular

$$P_c = \frac{\pi m}{N} \dots \dots \dots \text{ecuación 1.3a}$$

En este caso se requiere que el diámetro se exprese en mm. El paso circular en función del modulo queda:

$$P_c = \pi m \dots \dots \dots 2.14$$

Al sustituir en la ecuación de Lewis,

$$W'_t = \sigma_b F m Y' \dots \dots \dots 2.15$$

ó

$$\sigma_b = \frac{W'_t}{F m Y'}$$

La ecuación de Lewis ya no se aplica en su forma original pero es la base para una versión mas moderna, según lo ha definido la AGMA, que retoma el trabajo de Lewis y de muchos otros. Los principios de la ecuación de Lewis siguen siendo validos, pero han sido aumentados con factores adicionales para tomar en consideración mecanismos de falla que sólo posteriormente fueron comprendidos. Su factor de forma Y' ha sido reemplazado por un nuevo factor geométrico J , que incluye los efectos de concentraciones de esfuerzos en el filete de la raíz. En tiempo de Lewis la concentración de esfuerzos todavía estaba pendiente de ser descubierta.

2.2.4 La ecuación de esfuerzos a flexión de la AGMA.

Según aparece definida en el estándar 2001-B88 de AGMA, sólo es válida para ciertas hipótesis respecto a la geometría del diente y del acoplamiento del engrane:

1. La razón de contacto m_p esta entre 1 y 2
2. No hay interferencia entre puntas y filetes de la raíz de dientes en acoplamiento y no hay rebaje del diente por encima del arranque teórico del perfil activo.
3. Ningún diente es puntiagudo.
4. Existe un juego distinto de cero.
5. Los filetes de las raíces son estándar, se suponen lisos y producidos por un proceso generatriz.
6. Se desprecian esfuerzos superficiales.

La primera suposición se presenta a pesar de la deseabilidad teórica de elevar las relaciones de contacto, dado que la distribución de la carga real entre dientes en estas situaciones está sujeto a factores de precisión y rigidez de los dientes difíciles de predecir lo que hace que el

problema sea indeterminado. La hipótesis 1 es por lo tanto conservadora tratándose de relaciones de contacto elevadas. La hipótesis 2 limita el análisis a combinaciones de piñón y engrane que obedezcan las limitaciones mínimas de dientes. Si para efectos de espacio se requiere de números menores de dientes, entonces deberá recurrirse a dientes de cabeza desigual y el método AGMA aplicado mediante el factor J apropiado en la ecuación. La hipótesis 3 se ocupa de los límites de piñones de cabeza desigual. La hipótesis 4 reconoce que los engranes que no tienen juego no funcionarán libremente entre sí, debido a excesiva fricción. La hipótesis 5 toma en consideración el uso de factores de concentración de esfuerzos para los filetes de las raíces con base en el trabajo hecho por Dolan y B. Broghammer. La hipótesis 6 se explica por sí misma. También, este método es sólo válido para dientes de engranajes externos. La geometría de los dientes de engranajes internos es lo suficientemente distinta para requerir otro procedimiento para el cálculo de los esfuerzos a flexión.

La ecuación de esfuerzos a flexión AGMA difiere ligeramente para los engranes de especificación norteamericana y SI, debido a la relación recíproca entre paso diametral y módulo.

$$\sigma_h = \frac{W_t P}{F J} \frac{K_a K_m}{K_f} K_s K_H K_I \dots \dots \dots 2.16 \text{ us}$$

$$\sigma_h = \frac{W_t}{F m J} \frac{K_a K_m}{K_f} K_s K_H K_I \dots \dots \dots 2.16 \text{ SI}$$

El núcleo de esta ecuación es la fórmula de Lewis, con su factor de forma J reemplazado por el factor geométrico actualizado J ; W_t , F y P tienen los mismos significados que la ecuación 2.4 y m es el módulo métrico. Los factores K son modificadores para tomar en consideración diversas condiciones.

2.2.5 Factor geométrico de la AGMA J .

LA AGMA, ha propuesto el uso de un factor cuyo valor depende de la geometría del diente y que sirve para evaluar el efecto de la concentración de esfuerzos cuando entran en contacto los dientes de un par de engranes.

Como la concentración de esfuerzos depende de la geometría el factor geométrico J de la AGMA se define a partir del factor de Lewis, es decir:

$$J = \frac{Y}{K_f m_m} \dots \dots \dots 2.17$$

Donde:

K_f = Factor de concentración de esfuerzos de Dolan.

m_m = Factor de relación de cargas.

Los factores de J son diferentes para el piñón y el engrane (identificados como P y G) de cada combinación de acoplamiento. Esto da como resultado distintos niveles de esfuerzo en los dientes de piñón y engrane.

Las tablas 2.1 a 2.8 son una réplica de los factores geométricos AGMA, pero para un subconjunto de combinaciones de dientes de engrane (el diente de profundidad total, y el diente de cabeza larga en un 25%), cada uno de ellos para dos ángulos de presión 20° y 25°, y tanto para carga en la punta como para carga en el punto mas elevado de contacto de un solo diente (HIPSTC). La letra U en las tablas indica que hay un rebaje con esa combinación, debido a interferencia entre la punta del diente del engrane y el flanco de la raíz del piñón.

Tabla 2.1 Factor geométrico J a flexión AGMA para dientes de profundidad total de 20° con carga en las puntas

DIENTES ENGRANE	DIENTES EN EL PIÑÓN															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0.24	0.24								
26	U	U	U	U	U	U	0.24	0.25	0.25	0.25						
35	U	U	U	U	U	U	0.24	0.26	0.25	0.26	0.26	0.26				
55	U	U	U	U	U	U	0.24	0.28	0.25	0.28	0.26	0.28	0.28	0.28		
135	U	U	U	U	U	U	0.24	0.29	0.25	0.29	0.26	0.29	0.28	0.29	0.29	0.29

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Tabla 2.2 Factor geométrico /a flexión AGMA para dientes de profundidad total de 20° con carga HPSTC

DIENTES ENGRANE	DIENTES EN EL PIÑÓN																	
	12		14		17		21		26		35		55		135			
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G		
12	U	U																
14	U	U	U	U														
17	U	U	U	U	U	U												
21	U	U	U	U	U	U	0.33	0.33										
26	U	U	U	U	U	U	0.33	0.35	0.35	0.35								
35	U	U	U	U	U	U	0.34	0.37	0.36	0.38	0.39	0.39						
55	U	U	U	U	U	U	0.34	0.40	0.37	0.41	0.40	0.42	0.43	0.43				
135	U	U	U	U	U	U	0.35	0.43	0.38	0.44	0.41	0.45	0.45	0.47	0.49	0.49		

Tabla 2.3 Factor geométrico /a flexión AGMA para dientes con cabeza larga de 25 % con 20° con carga en las puntas

DIENTES EN EL ENGRANE	DIENTES EN EL PIÑÓN																	
	12		14		17		21		26		35		55		135			
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G		
12	U	U																
14	U	U	U	U														
17	U	U	U	U	0.27	0.19												
21	U	U	U	U	0.27	0.21	0.27	0.21										
26	U	U	U	U	0.27	0.22	0.27	0.22	0.28	0.22								
35	U	U	U	U	0.27	0.24	0.27	0.24	0.28	0.24	0.28	0.24						
55	U	U	U	U	0.27	0.26	0.27	0.26	0.28	0.26	0.28	0.26	0.29	0.26				
135	U	U	U	U	0.27	0.28	0.27	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.29	0.28	0.30	0.28		

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Tabla 2.4 Factor geométrico J a flexión AGMA para dientes con cabeza
larga de 25 % con 20° con carga HPSTC

		DIENTES EN EL PIÑÓN																							
DIENTES EN EL ENGRANE		12			14			17			21			26			35			55			135		
		P	G	P	P	G	P	P	G	P	P	G	P	P	G	P	P	G	P	P	G	P	P	G	P
12		U	U																						
14		U	U	U	U																				
17		U	U	U	U	0.36	0.24																		
21		U	U	U	U	0.37	0.26	0.39	0.27																
26		U	U	U	U	0.37	0.29	0.39	0.29	0.41	0.30														
35		U	U	U	U	0.37	0.32	0.40	0.32	0.41	0.33	0.43	0.34												
55		U	U	U	U	0.38	0.35	0.40	0.36	0.42	0.36	0.44	0.37	0.47	0.39										
135		U	U	U	U	0.39	0.39	0.41	0.40	0.43	0.41	0.45	0.42	0.48	0.44	0.51	0.46								

Tabla 2.5 Factor geométrico J a flexión AGMA para dientes de profundidad total 25°
con carga en las puntas

		DIENTES EN EL PIÑÓN																							
DIENTES EN EL ENGRANE		12			14			17			21			26			35			55			135		
		P	G	P	P	G	P	P	G	P	P	G	P	P	G	P	P	G	P	P	G	P	P	G	P
12		U	U																						
14		U	U	0.28	0.28																				
17		U	U	0.28	0.30	0.30	0.30																		
21		U	U	0.28	0.31	0.30	0.31	0.31	0.31																
26		U	U	0.28	0.33	0.30	0.33	0.31	0.33	0.33	0.33														
35		U	U	0.28	0.34	0.30	0.34	0.31	0.34	0.33	0.34	0.34	0.34												
55		U	U	0.28	0.36	0.30	0.36	0.31	0.36	0.33	0.36	0.34	0.36	0.36	0.36										
135		U	U	0.28	0.38	0.30	0.38	0.31	0.38	0.33	0.38	0.34	0.38	0.36	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Tabla 2.6 Factor geométrico J a flexión agma para dientes de profundidad total de 25° con carga HPSTC

DIENTES EN EL ENGRANE	DIENTES EN EL PIÑÓN																	
	12		14		17		21		26		35		55		135			
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G		
12	U	U																
14	U	U	0.33	0.33														
17	U	U	0.33	0.36	0.36	0.36												
21	U	U	0.33	0.39	0.36	0.39	0.39	0.39										
26	U	U	0.33	0.41	0.37	0.42	0.40	0.42	0.43	0.43								
35	U	U	0.34	0.44	0.37	0.45	0.40	0.45	0.43	0.46	0.46	0.46						
55	U	U	0.34	0.47	0.38	0.48	0.41	0.49	0.44	0.49	0.47	0.50	0.51	0.51				
135	U	U	0.35	0.51	0.38	0.52	0.42	0.53	0.45	0.53	0.48	0.54	0.53	0.56	0.57	0.57		

Tabla 2.7 Factor geométrico J a flexión AGMA para dientes de cabeza larga 25 % de 25° con carga en las puntas

DIENTES EN EL ENGRANE	DIENTES EN EL PIÑÓN																	
	12		14		17		21		26		35		55		135			
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G		
12	0.32	0.20																
14	0.32	0.22	0.33	0.22														
17	0.32	0.25	0.33	0.25	0.34	0.25												
21	0.32	0.27	0.33	0.27	0.34	0.27	0.36	0.27										
26	0.32	0.29	0.33	0.29	0.34	0.29	0.36	0.29	0.36	0.29								
35	0.32	0.31	0.33	0.31	0.31	0.31	0.36	0.31	0.36	0.31	0.37	0.31						
55	0.32	0.34	0.33	0.34	0.34	0.34	0.36	0.34	0.36	0.34	0.37	0.34	0.38	0.34				
135	0.32	0.37	0.33	0.37	0.34	0.37	0.36	0.37	0.36	0.37	0.37	0.37	0.37	0.38	0.37	0.39		

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Tabla 2.8 Factor geométrico /a flexión AGMA para dientes de cabeza larga de 25 %
con 25° con carga HPSTC

DIENTES EN EL ENGRANE	DIENTES EN EL PIÑÓN															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	0.38	0.22														
14	0.38	0.25	0.40	0.25												
17	0.38	0.29	0.40	0.29	0.43	0.29										
21	0.38	0.32	0.41	0.32	0.43	0.33	0.46	0.33								
26	0.39	0.35	0.41	0.35	0.44	0.36	0.46	0.36	0.48	0.37						
35	0.39	0.38	0.41	0.39	0.44	0.39	0.47	0.40	0.49	0.41	0.51	0.41				
55	0.39	0.42	0.42	0.43	0.44	0.44	0.47	0.44	0.49	0.45	0.52	0.46	0.55	0.47		
135	0.40	0.47	0.42	0.48	0.45	0.49	0.48	0.49	0.50	0.50	0.53	0.51	0.56	0.53	0.59	0.55

La elección entre factores J cargados en la punta o en el punto más elevado de contacto de un solo diente, deberá basarse en la precisión de manufactura del engrane. Si las tolerancias de fabricación son pequeñas (engranes de alta precisión), entonces la distribución de carga entre dientes se puede suponer sin recurrir a las tablas HPSTC. De lo contrario, lo probable es que en el peor de los casos, solo un par de dientes tomará toda la carga en la punta.

Las graficas de las figuras 2.4 y 2.5 se tomaron del estándar AGMA 218.01 original al que le han sucedido dos nuevos estándares: AGMA 2001-1388, y AGMA 908-1389 (de donde fueron tomadas las tablas anteriores), pero los valores de J no cambian del estándar original (AGMA 218.01), y por tanto se muestran, con la finalidad de observar la variación de J con respecto al numero de dientes del piñón y/o del engrane, así como poder elegir el usar las tablas o las graficas (que son utilizadas en el software).

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

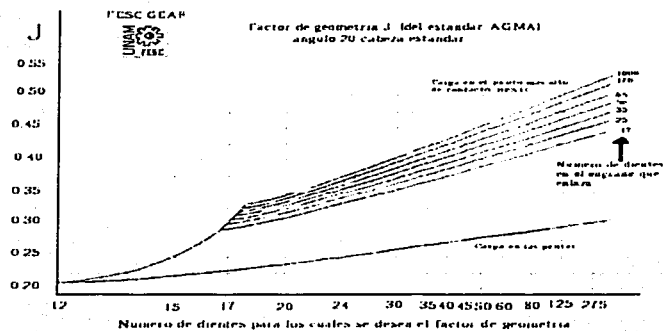


Figura 2.4 Factor de geometría J para engranes rectos de ángulo de presión de 20°

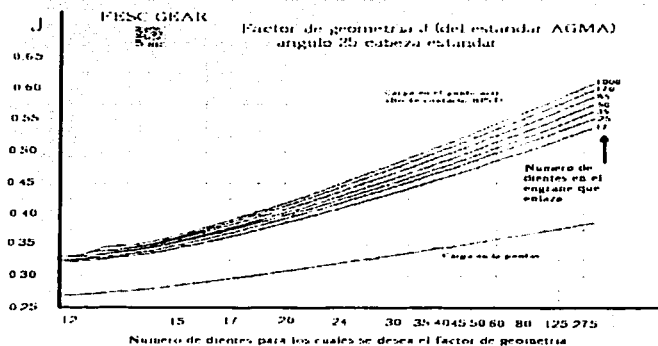


Figura 2.5 Factor de geometría J para engranes rectos de ángulo de presión de 25°

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

2. 2.6 Factor dinámico K_v .

El factor dinámico K_v trata de tomar en consideración cargas por vibración generadas internamente por impactos de diente contra diente inducidos por acoplamientos no conjugados de dientes de engrane. Estas cargas por vibración se conocen por **error de transmisión** y serán peores para engranes de baja precisión. Los engranes de precisión se acercarán más al ideal de un transmisión suave, y un par de torsión con una razón constante de velocidad. En ausencia de datos de prueba que definan el nivel de error de transmisión que debe esperarse en un diseño de engranes en particular, se deberá estimar el factor dinámico. AGMA proporciona curvas empíricas K_v como función de la velocidad en la línea de paso V_f . las ecuaciones empíricas para las curvas son:

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_f}} \right)^B \quad \dots \dots \dots 2.18a \text{ us}$$

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V_f}} \right)^B \quad \dots \dots \dots 2.18b \text{ SI}$$

Donde, V_f es la velocidad en la línea de paso del acoplamiento de engranes en pies por minuto (EU) o m/s (SI). Los factores A y B se definen de la forma:

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad \dots \dots \dots 2.19a$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^3}{4} \quad \text{para } 6 \leq Q_v \leq 11 \quad \dots \dots \dots 2.19b$$

En el cual Q_v es el índice de calidad del engrane de menor calidad en el acoplamiento. La velocidad en la línea máxima para las cuales los datos experimentales tienen sentido se determinan por:

$$V_{f_{max}} = [A + (Q_v - 3)]^2 \quad \dots \dots \dots 2.20us$$

$$V_{f_{max}} = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} \quad \dots \dots \dots 2.20SI$$

Para engranes con un $Q_v \leq 5$ se aplica una ecuación diferente:

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V_v}} \dots\dots\dots 2.21us$$

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200V_v}} \dots\dots\dots 2.21SI$$

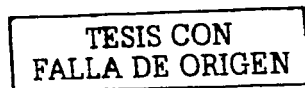
Esta relación sólo es válida para $V_v \leq 2500$ ft/min (13 m/s) para velocidades superiores deberán montarse engranes con Q_v superior.

2.2.7 Factor de distribución de carga K_m .

Cualquier desalineación axial o desviación axial en la forma del diente hará que la carga transmitida H_v quede no uniformemente distribuida sobre el ancho de la cara del diente del engrane. Este problemas se hace más pronunciado con anchos de cara más grandes. Una manera aproximada y conservadora de tomar en consideración una distribución de carga inferior a la uniforme es aplicar el factor K_m a fin de incrementar los esfuerzos en anchos de cara más grandes. Algunos valores sugeridos aparecen en la tabla 2.9. Una regla práctica útil es mantener el ancho de cara F de un engrane recto dentro de los límites $8/P < F < 16/P$ con un valor nominal de $12/P$. Esta razón se conoce como **factor de ancho de cara**.

Tabla 2.9 Factores de distribución de carga

Ancho de cara K_m	
in	(mm)
<2	(50) 1.6
6	(150) 1.7
9	(250) 1.8
≥ 20	(500) 2.0



2.2.8 Factor de aplicación K_a

El modelo de carga que se analizó en la sección 2.1 supuso que la carga transmitida H_t era uniforme a lo largo del tiempo. Los momentos fluctuantes sobre los dientes que se describieron en dicha sección se deben a los dientes al entrar y salir del acoplamiento bajo una carga uniforme o promedio. Si la máquina impulsora o impulsada tiene pares de torsión o fuerzas variando en el tiempo, entonces estás aumentarán la carga que sienten los dientes del engrane, en adición a los valores promedio.

En ausencia de una información definitiva sobre cargas dinámicas en máquinas impulsora e impulsadas, se puede aplicar un factor de aplicación K_a para incrementar el esfuerzo sobre el diente con base en el grado de "impacto" de la maquinaria conectada al tren de engranes. Por ejemplo, si el tren de engranes conecta un motor eléctrico a una bomba centrífuga de agua (siendo ambos dispositivos de operación continua) no es necesario incrementar las cargas promedio. Y $K_a = 1$. Pero si un motor de combustión interna de un solo cilindro impulsa una trituradora de piedra a través de un tren de engranes, tanto la fuente de energía como el dispositivo impulsado entregan cargas por impacto a los dientes del engrane, y $K_a > 1$. la tabla 2.10 muestra algunos valores sugeridos por AGMA para K_a con base en el nivel supuesto de carga por impacto en dispositivos impulsores e impulsados.

Tabla 2.10 Factores de aplicación K_a

Maquina impulsada	Maquina impulsora		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto severo
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o superior
Impacto ligero (motor multicilindro)	1.25	1.50	2.00 o superior
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o superior

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

2.2.9 Factor de tamaño K_S .

Los especímenes de prueba para generar datos de resistencia a la fatiga son relativamente pequeños (de un diámetro de alrededor de 0.3 in – 6.7 mm). En el caso de que la pieza que se esta diseñando sea mayor a esta cifra, llega a resultar más débil de lo que indican los datos de prueba. El factor K_S , permite una modificación del esfuerzo en el diente para tomar en consideración esta situación. Gran parte de los datos de resistencia de engranes disponible se ha generado a partir de pruebas de diente de engrane reales. AGMA todavía no ha establecido normas para factores de tamaño, y recomienda que K_S se defina con un valor de 1. Para dientes mas grandes pueden utilizarse los valores que se muestran en la tabla 2.11

Tabla 2.11 Factor de tamaño K_S

Paso Diametral	Modulo	factor
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

TESIS CON
FALLA DE ORIG

2.2.10 Factor de engrane intermedio o loco K_I .

Un engrane intermedio o loco está sujeto a la vez a más ciclos de esfuerzo por unidad de tiempo, y a cargas alternantes más elevadas que los engranes de no giro libre. Para tomar en consideración esta situación, se define en factor K_I a 1.42 para un engrane intermedio o loco o 1 para un engrane que no lo es. AGMA aplica la reciproca de ese factor para reducir la resistencia aparente de el material en el caso de que un engrane intermedio o loco.

2.2.11 Factor de espesor de aro K_A .

Este factor fue agregado recientemente por AGMA, a fin de tomar en consideración situaciones en las cuales un engrane de gran diámetro, fabricado con aro y radios en vez de ser un disco sólido tiene un aro de peralte reducido en comparación con la profundidad del diente. Estos diseños llegan a fallar a la fractura radial a través del aro, en vez de a través de la raíz de un diente. AGMA de fine la razón de respaldo m_H de la forma:

$$m_H = \frac{t_R}{h_f} \dots \dots \dots 2.22a$$

donde t_R es el espesor del aro, a partir del diámetro de la raíz del diente, hasta el diámetro interior del aro y h_f es la profundidad total del diente (suma de altura de cabeza y altura de raíz), según se muestra en la figura 2.6

A menudo esta razón sirve para definir el factor de peralte del aro a partir de:

$$\begin{aligned} K_H &= -2m_H + 3.4 & 0.5 \leq m_H \leq 1.2 \\ K_H &= 1.0 & m_H > 1.2 \end{aligned} \dots \dots \dots 2.22b$$

No se recomiendan relaciones de respaldo < 0.5 . los engranes de disco sólido siempre tienen un $K_H = 1$



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 2.6 Parametros para el factor de espesor de aroagma

2.3 ESFUERZOS SUPERFICIALES.

Los dientes de engranes acoplados sufren una combinación de rodamiento y deslizamiento en su interfaz. En el punto de paso, su movimiento relativo es rodamiento puro. El porcentaje de deslizamiento se incrementa con la distancia alejándose del punto de paso. A veces se toma un valor medio de deslizamiento del 9% para representar en movimiento combinado de rodamiento y deslizamiento. Estos esfuerzos son tridimensionales y tienen valores máximos ya sea en la superficie o ligeramente por debajo de ella, dependiendo de la cantidad de deslizamiento presente en combinación con el rodamiento. Dependiendo de la

velocidad superficial, de los radios de curvatura del diente y de la viscosidad del lubricante, en la interfaz se llega a presentar situación de viscosidad elasto-hidrodinámica (EHD) total o parcial, o una lubricación marginal. Si se provee suficiente lubricante limpio del tipo adecuado, a fin de crear por lo menos una lubricación EHD parcial, y si se evitan fallas superficiales debidas a mecanismos de falla adhesiva, abrasiva o corrosiva, el modo último de falla será la picadura y escamadura debidas a fatiga superficial.

Los esfuerzos superficiales fueron estudiados por primera vez de manera sistemática por Buckingham, quien reconoció que dos cilindros con el mismo radio de curvatura que los dientes de engrane en el punto de paso, y cargados radialmente en contacto en rodamiento, podrían aprovecharse para simular el contacto del diente del engrane y al mismo tiempo controlar las variables necesarias.

Su trabajo condujo al enunciado de una ecuación de esfuerzos superficiales en dientes de engranes, que ahora se conoce como la ecuación de Buckingham que sirve de base a la fórmula de la resistencia a la picadura de AGMA, que es:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m}{F l d} \frac{C_p C_f}{C_v} \dots \dots \dots} \quad 2.23$$

donde W_t es la fuerza tangencial sobre el diente, d es el diámetro de paso, F el ancho de cara e l es un factor geométrico superficial no adimensional para la resistencia a la picadura. C_p es un coeficiente elástico que toma en consideración las diferencias en constantes de los materiales del piñón y el engrane. Los factores C_a , C_m , C_f y C_v son iguales respectivamente, a K_a , K_m , K_f y K_v según fueron definidos para la ecuación de esfuerzos a flexión. Ahora se definirán los factores l , C_p y C_f nuevos.

2.3.1 Factor de geometría superficial.

Este factor toma en consideración los radios de curvatura de los dientes del engrane y el ángulo de presión.

AGMA define esta ecuación para l .

$$l = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_r} \pm \frac{1}{\rho_k} \right) d_p} \dots \dots \dots \quad 2.24$$

donde ρ_p y ρ_r son los radios de curvatura respectivamente de los dientes del piñón y el engrane. ϕ es el ángulo de presión y d_p es el diámetro de paso del piñón. El signo \pm toma en consideración engranajes externos o internos. En todas las expresiones se tomará el signo positivo para engranajes externos.

Los radios de curvatura de los dientes se calculan a partir de la geometría del acoplamiento.

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1+x_p}{\rho_d}\right)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - \frac{\pi}{\rho_d} \cos \phi \dots\dots 2.25$$

$$\rho_r = C \operatorname{sen} \phi \mp \rho_p$$

donde ρ_d es el paso diametral, r_p es el radio de paso del piñón, ϕ es el ángulo de presión, C es la distancia entre centros del piñón y el engrane, y x_p es coeficiente de cabeza el piñón, que es igual al porcentaje decimal de la elongación de cabeza para dientes con desigual altura de cabeza. En el caso de dientes estándar de profundidad total, $x_p = 0$, para dientes de cabeza larga del 25%, $x_p = 0.25$, etc. Advierta la elección de signo en la segunda ecuación 2.25, se usará el signo superior para engrane externo y el inferior para engrane interno.

2.3.2 coeficiente elástico C_p

El coeficiente toma en cuenta diferencias en materiales del diente y se determina a partir de:

$$C_p = \frac{1}{\sqrt{\pi \left[\left(\frac{1-\mu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1-\mu_r^2}{E_r} \right) \right]}} \dots\dots 2.26$$

Donde E_p y E_r son respectivamente los módulos de elasticidad para el piñón y el engrane, μ_p y μ_r son sus respectivos relaciones de Poisson. Las unidades para C_p son (psi)^{0.5} o (MPa)^{0.5}.

2.3.3 Factor de terminado superficial C_f .

Se aplica para tomar en consideración acabados superficiales anormalmente ásperos en los dientes del engrane. AGMA todavía no ha establecido normas para factores de acabado superficial y recomienda que C_f se defina igual a 1 para aquellos engranes que se fabriquen mediante métodos convencionales. Su valor se incrementa para tomar en consideración acabados superficiales extraordinariamente ásperos, o por la presencia conocida de esfuerzos residuales detrimentales.

2.4 MATERIALES PARA ENGRANES.

Sólo un número limitado de metales y aleaciones son adecuados para engranes que transmitan una potencia importante. Los aceros, hierros fundidos y maleables y los hierros nodulares son las selecciones más comunes para engranes. Se recomienda un endurecimiento superficial o un temple completo (en aquellos aceros que lo permitan) a fin de obtener resistencia mecánica suficiente y resistencia al desgaste. Donde se requiere una elevada resistencia a la corrosión, como en entornos marinos a menudo se utilizan broncees. La combinación de un engrane de broncee y un piñón de acero tiene ventajas en términos de compatibilidad y conformidad de materiales. A menudo también se usa esta combinación en entornos no marinos.

2.4.1 Hierros fundidos.

Se utilizan comúnmente para engranes. La fundición de hierro gris (CI) tiene ventajas de bajo costo, facilidad de maquinado, alta resistencia al desgaste y amortiguación interna (debido a inclusiones de grafito), lo que la hace acústicamente más silenciosa que los engranes de acero. Sin embargo, tiene una baja resistencia a la tensión, lo que obliga, para obtener una suficiente resistencia a la tensión, a dientes de mayor dimensión que en los dientes de acero. Los hierros nodulares tienen una resistencia a la tensión superior a la fundición de hierro gris, conservando las demás ventajas de maquinabilidad, resistencia al desgaste, amortiguamiento interno, pero son más costosos. A menudo se recurre a una combinación de un piñón de acero (para una buena resistencia en el miembro más esforzado) y un engrane de hierro fundido.

2.4.2 Aceros.

También son de uso común en engranes. En comparación con el hierro fundido tienen mejor resistencia a la tensión, y en aceros aleados su costo es competitivo. Necesitan un tratamiento térmico para obtener una dureza superficial que resista el desgaste, pero a veces se recurre a engranes de acero de bajo carbono para aplicaciones de baja carga y baja velocidad, o donde una larga vida no es una preocupación de importancia. Para el tratamiento térmico se necesita, un acero simple de medio o alto carbono (0.35 a 0.60% de C) o un acero aleado. Típicamente, los engranes pequeños se endurecen por temple completo y los más grandes se endurecen por llama o por inducción, para minimizar la distorsión. Los aceros con menor contenido de carbono se endurecen mediante carburización o nitrurado. Un engrane cementado tiene la ventaja de tener un núcleo tenaz y una superficie dura, pero si la cementación no es suficientemente profunda, los dientes llegan a fallar por fatiga a la fricción por debajo de la cementación en el material blando y más débil del núcleo. Si lo que se requiere es una alta precisión a menudo, en engranes endurecidos, resulta necesario aplicar métodos secundarios de acabado, como esmerilado, rectificado y pulido para eliminar distorsiones generadas por el tratamiento térmico.

2.4.3 Bronces.

Son los materiales no ferrosos más comúnmente usados en la manufactura de engranes. El menor módulo de elasticidad de estas aleaciones de cobre genera una mayor deflexión del diente y mejora la distribución de cargas entre dientes. Dado que el cobre y el acero operan bien juntos, frecuentemente se recurre a la combinación de un piñón de acero y un engrane de bronce.

2.4.4 Engranes no metálicos.

Se fabrican a menudo de termoplásticos moldeados por inyección, como el nylon y el acetal, algunas veces rellenos de materiales inorgánicos como el vidrio o el talco. A veces se agrega teflón al nylon o al acetal a fin reducir su coeficiente de fricción. También se agregan lubricantes secos como el grafito o bisulfuro de molibdeno (MoS_2) para permitir operación en seco. Durante mucho tiempo se han montado en algunos motores a gasolina engranes compuestos de fenólicos termoestables reforzados con tejido, para aplicaciones

como engranes de transmisión de árbol de levas impulsados por piñón de acero. Los engranes no metálicos producen muy poco ruido, pero su capacidad de par de torsión es limitada debido a la baja resistencia del material.

2.5 RESISTENCIA DE LOS MATERIALES.

Dado que ambos modos de falla de los engranes implican cargas por fatiga, se requiere información sobre la resistencia a la fatiga de los materiales, tanto en esfuerzos a flexión como para esfuerzos por contacto superficial. Existe información sobre resistencia a la fatiga de aleaciones para engranes, a razón de los extensos programas de pruebas llevados a cabo para esta aplicación en el último siglo. Los datos de prueba para resistencia a la fatiga de la mayor parte de los materiales para engranes han sido recopilados por la AGMA .

2.5.1 Resistencia a la fatiga por flexión AGMA de materiales para engranes.

Los datos AGMA publicados tanto de resistencia a la fatiga por flexión y superficiales son, en efecto, resistencias a la fatiga parcialmente corregidas, ya que fueron generadas con piezas debidamente dimensionadas, con la misma geometría, terminado superficial, etc., que los engranes que se diseñan. AGMA se refiere a las resistencias del material como esfuerzos permisibles, lo que no es consistente con reservar el término esfuerzo para los resultados de las cargas aplicadas y el término resistencia para referirse a propiedades del material, por tanto, designaremos los datos de resistencia a la fatiga a flexión AGMA como S_{fn} a fin de diferenciarlos de la resistencia a la fatiga totalmente sin corregir S_f . Todavía se deben de aplicar tres factores de corrección a los datos de resistencia a la fatiga a flexión AGMA, con fin de obtener lo que nosotros podemos designar como resistencia a la fatiga a flexión corregida para engranes, es decir, S_{fn} .

Los datos de resistencia a la fatiga a flexión AGMA, están todos ellos determinados a $1E7$ ciclos de esfuerzo repetido, y para un nivel de confiabilidad de 99%. Estas resistencias se comparan con el esfuerzo pico σ_n que se calcula a partir de la ecuación 2.5 según la carga W . El análisis de la línea de Goodman queda encapsulada en esta comparación directa, dado que los datos de resistencia se obtienen a partir de una prueba que proporciona un estado de esfuerzos fluctuante, idéntico al de la carga real de un engrane.

La fórmula de corrección para la resistencia a la fatiga a flexión de los engranes es:

$$S_{fn} = \frac{K_L}{K_T K_R} S'_{fn} \dots \dots \dots 2.27$$

donde S'_{fn} es la resistencia a la fatiga a flexión AGMA publicada como se definió arriba. S_{fn} es la resistencia corregida y los factores K son modificadores, que toman en consideración diversas condiciones.

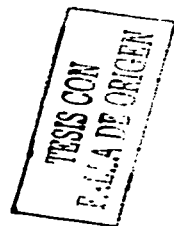
2.5.1.1 Factor de vida K_L

Dado que los datos de prueba están preparados para una vida de 1E7 ciclos, un ciclo de vida más largo o más breve requerirá la modificación de la resistencia a la fatiga a flexión, con base en la razón S-N del material. En este caso el número de ciclos de carga se define como el número de contactos de acoplamiento bajo carga, del diente del engrane que se está analizando.

Se muestran algunas ecuaciones, para resistencia a la fatiga a la tensión de aceros con varias resistencias a la tensión diferentes, según quedan definidos por sus números de dureza Brinell. Estas ecuaciones son aplicables para calcular el factor K_L apropiado para el número requerido de ciclos de carga N .

Tabla 2.12 Factor de vida de resistencia a la flexión de AGMA

DUREZA	ECUACIÓN $N < 10^7$	ECUACIÓN $N > 10^7$
160 HB	$K_L = 2.3194N^{-0.0538}$	$K_L = 2.3194N^{-0.0538}$
250 HB	$K_L = 4.9404N^{-0.1045}$	$K_L = 4.9404N^{-0.1045}$
Cementado por carburización	$K_L = 6.1514N^{-0.1192}$	$K_L = 1.6831N^{-0.0323}$
400 HB	$K_L = 9.4518N^{-0.148}$	$K_L = 1.3558N^{-0.0178}$



Aún no se ha generado información similar para materiales de engrane, distintos a este tipo de aceros.

2.5.1.2 Factor de temperatura K_T .

La temperatura del lubricante es una medida razonable de la temperatura del engrane. Para acero con temperaturas de aceite de hasta aproximadamente 120 °C (250 °F), K_T puede ser igual a 1. Para temperaturas superiores, se estima a K_T a partir de

$$K_T = \frac{-160 + T_F}{620} \dots\dots\dots 2.28$$

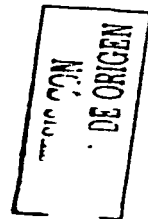
Donde T_F es la temperatura de el aceite en °F. Esta relación sólo es valida para el acero.

2.5.1.3 Factor de confiabilidad K_R .

Los datos de resistencia AGMA se basan en una probabilidad estadística de 1 falla cada 100 muestras (es decir una confiabilidad del 99%). Si esto es satisfactorio, se toma $K_R = 1$. Si lo que se desea es un factor de confiabilidad superior o inferior, K_R se define en algunos valores de la tabla 2.13

Tabla 2.13 Factor K_R de AGMA

PORCENTAJE DE CONFIABILIDAD	K_R
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50



2.5.1.4 Datos de resistencia a la fatiga por flexión.

La tabla 2.14 muestra la resistencia a la fatiga por flexión de AGMA para varios materiales para engranes de uso común. La norma AGMA también define las especificaciones de tratamiento térmico cuando son aplicables.

Tabla 2.14 Resistencias a la fatiga por fricción S'fb de AGMA para una selección de materiales para engranes

MATERIAL	CLASE AGMA	DESIGNACIÓN DEL MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA SUPERFICIAL MÍNIMA	RESISTENCIA A LA FATIGA POR FLEXIÓN Psi x 10 ³ MPa	
Acero	A1- A5		Temple completo	≤ 180 HB	25-33 170-230	
			Temple completo	240 HB	31-41 210-280	
			Temple completo	300 HB	36-47 250-325	
			Temple completo	360 HB	40-52 280-360	
			Temple completo	400 HB	42-56 290-390	
			Endurecido con llama o por inducción	Patrón del tipo A50-54 HRC	45-55 310-380	
			Endurecido con llama o por inducción	Patrón del tipo B	22 150	
			Carburizado y cementado	55-64 HRC	55-75 380-520	
				AISI 4140 Nitruado	84.615N 34-45 230-310	
				AISI 4340 Nitruado	83.515N 36-47 250-325	
Hierro Fundido	20	Clase 20	Como está fundido		5 35	
			Como está fundido	175 HB	8 69	
			Como está fundido	200 HB	13 90	
	40	Clase 40	Como está fundido			
	A-7-a	60-40-18		Recocido	140 HB	22-33 150-230
A-7-c	80-55-06		Templado y revenido	180 HB	22-33 150-230	
A-7-d	100-70-03		Templado y revenido	230 HB	27-40 180-280	
A-7-e	120-90-02		Templado y revenido	230 HB	27-40 180-280	
Hierro maleable	A-8-c	45007		165 HB	10 70	

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

(perlitico)

	A-8-c	50005		180 HB	13	90
	A-8-f	53007		195 HB	16	110
	A-8-i	80002		240 HB	21	145
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión 40 ksi mínima	5.7	40
	Al/Br 3	Aleación ASTM B-148 78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión 90 ksi mínimo	23.6	160

2.5.2 Resistencia a la fatiga superficial AGMA para materiales de engranes.

Identificaremos los datos de resistencia a la fatiga superficial AGMA publicados como S'_R . A fin de obtener la resistencia a la fatiga superficial corregida para engranes S'_{fc} , es necesario aplicar cuatro factores de corrección a los datos AGMA publicados.

$$S_R = \frac{C'_L C'_H}{C'_T C'_R} S'_R \dots \dots \dots 2.29$$

Los factores C son modificadores para tomar en consideración diversas condiciones. Los factores C'_T y C'_R son idénticos, respectivamente, al K_T y K_R . El ipso de vida C'_L tiene la misma finalidad de K_L pero hace referencia a un diagrama S-N distinto. C'_H es el factor de razón dureza relativo a la resistencia contra picadura. Estos dos factores se analizan a continuación.

2.5.2.1 Factor de vida superficial C'_L

Dado que los datos de prueba de fatiga superficial publicados corresponden a una vida de 1E7 ciclos, un ciclo de vida más largo o más corto requerirá la modificación de la resistencia a la fatiga superficial, con base en la razón S-N correspondiente a el material. En número de ciclos se define como el número de contactos de acoplamiento, bajo carga, de el diente del engrane que se está analizando. A continuación se muestran las ecuaciones que se utilizan para calcular el factor C'_L apropiado para un cierto número de cargas.

$$C'_L = 2.466N^{-0.056} \dots \dots \dots 2.30a$$

$$C_f = 1.4488N^{-0.023} \dots\dots\dots 2.30b$$

La AGMA propone usar la ecuación 2.30b para aplicaciones comerciales y la 2.30a para aplicaciones críticas, donde es permisible poca picadura y desgaste del diente y donde se requiere suavidad de operación y bajos niveles de vibración. Estas ecuaciones solo son validas para el acero y por desgracia, aún no se desarrollan formulas para materiales distintos.

2.5.2.2 Factor de razón de dureza C_H .

Este factor es función de la razón de el engrane y de la dureza relativa del piñón y del engrane. C_H es el numerador de la ecuación 2.29 y siempre es ≥ 1.0 , por lo que actua para incrementar la resistencia aparente de el engrane. Toma en consideración situaciones en las cuales los dientes del piñón son más duros que los dientes de el engrane y, por lo tanto, durante el periodo de rodamiento endurecen por trabajo la superficie de los dientes de el engrane. C_H sólo se aplica a la resistencia de los dientes de el engrane y no de el piñón. Se sugiere en el estándar dos formulas para su calculo. La elección de una o de la otra dependerá de la dureza relativa de los dientes del piñón o del engrane.

Para piñones con temple total que operan con engranes con temple total:

$$C_H = 1 + A(m_G - 1) \dots\dots\dots 2.31$$

Donde m_G es la razón de engranes y A se determina a partir de:

$$\text{Si } \frac{HB_p}{HB_g} < 1.2 \text{ entonces } A = 0 \dots\dots\dots 2.32a$$

$$\text{Si } 1.2 \leq \frac{HB_p}{HB_g} \leq 1.7 \text{ entonces } A = 0.00898 \frac{HB_p}{HB_g} - 0.00829 \dots\dots\dots 2.32b$$

$$\text{Si } \frac{HB_p}{HB_g} > 1.7 \text{ entonces } A = 0.00698 \dots\dots\dots 2.32c$$

Donde HB_p y HB_g son Las durezas Brinell del piñón y de el engrane respectivamente. Para piñones endurecidos superficialmente (>48 HRC) que operan contra engranes endurecidos en su masa, C_H se determina a partir de

$$C_H = 1 + B(450 - HB_{ci}) \dots \dots \dots 2.33$$

$$B = 0.00075e^{-0.0112R_a} \dots \dots \dots 2.34us$$

$$B = 0.00075e^{-0.0452R_a} \dots \dots \dots 2.34SI$$

Donde R_q es la aspereza superficial media cuadrática de los dientes del piñón.

La tabla 2.15 muestra las resistencias a la fatiga superficial AGMA para varios materiales de engranes de uso común. El estándar AGMA define las especificaciones de tratamiento térmico para aceros cementados. para obtener los valores de resistencia de la tabla, el material deberá especificarse para que cumpla con dicha norma.

Tabla 2.15 Resistencias a la fatiga superficial S'fc de AGMA para una selección de materiales

MATERIAL	CLASE AGMA	DESIGNACIÓN DEL MATERIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA SUPERFICIAL L MÍNIMA	RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL Psi x 10 ³ MPa	
Acero	A1- A5		Temple completo	≤ 180 HB	85-95 590-660	
			Temple completo	240 HB	105-115 720-790	
			Temple completo	300 HB	120-135 830-930	
			Temple completo	360 HB	145-160 1000-1100	
			Temple completo	400 HB	155-170 1100-1200	
			Endurecido con llama o por inducción	50 HRC	170-190 1200-1300	
			Endurecido con llama o por inducción	54 HRC	175-195 1200-1300	
			Curburizado y cementado	55-64 HRC	180-225 1250-1300	
			AISI 4140	Nitrurado	84.615N	155-180 1100-1250
			AISI 4340	Nitrurado	83.515N	150-175 1050-1200
			Nitralloy 135M	Nitrurado	90.015N	170-195 1170-1350



		Nitralloy N	Nitrurado	90.015N	195-205	1340-1410
		Cromo al 2.5%	Nitrurado	87.515N	155-172	1100-1200
Hierro Fundido	20	Clase 20	Como está fundido		50-60	340-410
	30	Clase 30	Como está fundido	175 HB	65-70	450-520
	40	Clase 40	Como está fundido	200 HB	75-85	520-590
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	77-92	530-630
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	77-92	530-630
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	92-112	630-770
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500
	A-8-e	50005		180 HB	78	540
	A-8-f	53007		195 HB	83	570
	A-8-i	80002		240 HB	94	650
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión 40 ksi mínima	30	450
	Al/Br 3	Aleación ASTM B-148 78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión 90 ksi mínimo	65	450

2.5.2.3 Lubricación de los engranes.

Con la sola excepción de los engranes de plástico con cargas muy pequeñas, todos los engranes deben lubricarse, a fin de evitar la falla prematura debido a algún modo de falla superficial, como el desgaste abrasivo o adhesivo. Es importante controlar la temperatura de la interfaz de acoplamiento, para eliminar ralladuras y raspaduras en los dientes. Los lubricantes eliminan calor además de separar las superficies del metal, reduciendo fricción y desgaste. Debe suministrarse suficiente lubricante para transferir el calor de fricción hacia el entorno, y no permitir temperaturas excesivas en el acoplamiento.

El procedimiento usual y preferido es proveer un baño de aceite al encerrar los engranes en una caja de engranes. La caja está parcialmente llena de un lubricante apropiado, de manera que por lo menos uno de los miembros del engranaje quede parcialmente sumergido (la caja

jamás se llena totalmente de aceite) la rotación de los engranes transportara en lubricante hacia los acoplamientos, manteniendo aceitados los engranes no sumergidos. El aceite debe mantenerse limpio y libre de contaminantes, y debe ser cambiado periódicamente. Un arreglo mucho menos deseable que a veces, que a veces se aplica en situaciones donde no es practica una caja de engranes, es la aplicación periódica de lubricante en forma de grasa en los engranes cuando se detienen para servicio. La grasa es simplemente aceite de petróleo suspendido en una emulsión de jabón. Esta emulsión de jabón hace muy poco para eliminar el calor y solo es aceptable para aplicaciones de baja velocidad y poca carga. Los lubricantes para engranes son típicamente aceites en base de petróleo con varias viscosidades, dependiendo de la aplicación. Los aceites ligeros (10-30 W) se aplican a veces a engranes con velocidades los suficientemente elevadas o cargas lo suficientemente bajas para promover una lubricación elastohidrodinámica. En engranes de elevada carga y/o baja velocidad, o a aquellos con componentes de deslizamiento importantes a veces requieren lubricantes de presión extrema (EP). Típicamente se trata de aceites para engranes de 80 a 90 W, con aditivos del tipo ácidos grasos, que aportan alguna protección contra raspaduras en situaciones de lubricación marginal.

2.6 DISEÑO DE ENGRANES RECTOS.

El diseño de engranes por lo general requiere de alguna iteración. Típicamente no existe información suficiente en el enunciado de el problema para resolver directamente todas las incógnitas. Deberán suponerse los valores de algunos parámetros y llevar a cabo una selección de prueba. Hay muchos procedimientos posibles.

Por lo general están definidas la razón de engranes y bien la potencia y la velocidad, o el par de torsión y la velocidad de una de las flechas. Los parámetros que quedan a determinar son los diámetros de paso del piñón y de el engrane, el paso diametral, el ancho de la cara, los materiales y los factores de seguridad. Deberán de tomarse algunas decisiones de diseño en relación con la precisión de acoplamiento que se requiere, el número de ciclos, el ángulo de presión, la forma de el diente (estándar o de cabeza larga), el método de manufactura de el engrane (en lo que se refiere a consideraciones de terminado superficial), el rango de

temperatura de operación y la confiabilidad deseada. Con por lo menos una información preliminar sobre estos factores, puede iniciarse el proceso de diseño.

Para resumir, se necesitarán calcular factores de seguridad tanto para fallas por fatiga a flexión como por fatiga superficial. Estás se investigan en cualquier orden, pero una mejor estrategia es calcular primero esfuerzos a flexión, por que al aumentar la dureza superficial de el material tiene un mayor efecto sobre la vida al desgaste que sobre la resistencia a flexión. Por lo que si el material sobrevive a esfuerzos a flexión, Es posible ajustar su dureza para mejorar su vida al desgaste, sin tener que hacer ningún otro cambio en el diseño. También, el aumentar el tamaño de el diente tiene un efecto más importante en la resistencia a flexión que sobre la vida al desgaste, y en los cálculos el tamaño del diente es la principal variable.

Antes de llevar a cabo cualquier calculo de esfuerzos, deben determinarse las cargas. Se puede determinar la carga tangencial sobre los dientes a partir de el par de torsión conocido sobre la fecha y un radio de paso supuesto para el piñón o para su engrane. Un radio de paso más grande reduce la carga de el diente, pero incrementa la velocidad en la línea de paso, por tanto, deberá llegarse a un punto razonable entre estos dos factores. También un radio de paso pequeño llega a dar como resultado un piñón con muy pocos dientes, que no pueda evitar interferencias, dependiendo del paso diametral o del módulo seleccionado. Una vez, seleccionado un paso diametral de prueba, sirve como primera elección el diámetro más pequeño de piñón aceptable, a fin de mantener reducido el tamaño de todo el conjunto. El primer intento de diseño deberá hacerse con un diente estándar para reducir costos, si el diseño necesita ser menor de lo que puede permitir un diente estándar, se podrá investigar una forma con cabeza larga.

Dado que la resistencia a la flexión de el diente de engrane está directamente relacionada con el tamaño de este, un punto común de inicio para el calculo de los esfuerzos es suponer valores para un paso diametral o módulo, y también para el ancho de la cara y a continuación resolver el esfuerzo a flexión.

A continuación se seleccionara un material de prueba, y se calculará su resistencia a la fatiga a flexión corregida. Si el factor de seguridad es demasiado grande o demasiado pequeño, se ajustarán los valores supuestos y se repite el calculo, hasta que converja a una solución aceptable. A continuación se calculan los esfuerzos superficiales y la resistencia a

la fatiga superficial, y se determina un factor de seguridad contra desgaste. De ser necesario, en ese momento se puede ajustar la dureza del material, repetir todo el proceso con valores ajustados, ya sea del paso, del ancho de cara o de ambos.

Una estrategia útil es adecuar los factores de seguridad para la falla a flexión, a fin de que sean superiores a los de falla superficial. La falla a flexión es súbita y catastrófica, resultado en la rotura de el diente y la inutilización de la máquina. La fatiga superficial da advertencias audibles y los engranes pueden seguir operando durante cierto tiempo después de que empiece el ruido y antes de reemplazarse. Por lo que, la falla superficial es el límite de diseño más deseable en la vida de el engrane

CAPITULO 3

DESARROLLO DE SOFTWARE

3.1 PROGRAMACIÓN ORIENTADA A OBJETOS.

La programación orientada a objetos (POO) es una forma de programación que utiliza objetos, ligados mediante mensajes, para las solución de problemas. puede considerarse como una extensión natural de la programación estructurada en un intento de potenciar los conceptos de modularidad y reutilización de código.

3.1.1 Mecanismos básicos de la POO

Los mecanismos básicos de la programación orientada a objetos son: objetos, mensajes, métodos y clases.

Objetos

Un programa tradicional se compone de procedimientos y de datos. Un programa orientado a objetos se compone solamente de objetos. Un objeto es una encapsulación genérica de datos y de los procedimientos para manipularlos, dicho de otra forma, un objeto es una entidad que tiene atributos particulares, las propiedades, y unas formas de operar sobre ellos, los métodos. Por tanto, un objeto contiene, por una parte, operaciones que definen su comportamiento, y por otra, variables manipuladas por estas operaciones que definen su estado.

Por ejemplo, una ventana del sistema operativo Windows es un objeto. El color de fondo de la ventana, el ancho, el alto, etc. son propiedades. Las rutinas, lógicamente transparentes al usuario, que permiten maximizar la ventana, minimizarla, etc. son métodos

Mensajes

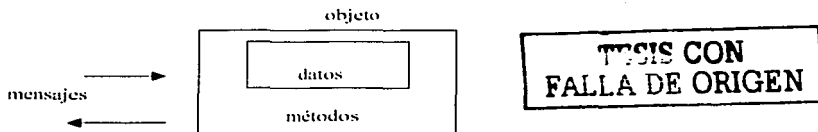
Cuando se ejecuta un programa orientado a objetos, los objetos están recibiendo, interpretando y respondiendo a mensajes de otros objetos. Esto marca una clara diferencia con respecto a los elementos de datos pasivos de los sistemas tradicionales. Por ejemplo, un mensaje esta asociado con un procedimiento, de tal forma que cuando un objeto recibe un mensaje, la respuesta a ese mensaje es ejecutar el procedimiento asociado. este procedimiento recibe el nombre de método.

Otro ejemplo, cuando un usuario quiere maximizar una ventana Windows, lo que hace es simplemente pulsar el botón de la misma que realiza esta acción

Métodos

Un método se implementa en una clase de objetos y determina como tiene que actuar el objeto cuando recibe un mensaje. En adición, las propiedades permitirán almacenar información para dicho objeto. Un método puede también enviar mensajes a otros objetos solicitando una acción o información.

La estructura más interna de un objeto está oculta para otros usuarios y la única conexión que tiene con el exterior son los mensajes. Los datos que están dentro de un objeto solamente pueden ser manipulados por los métodos asociados al propio objeto.



La ejecución de un programa orientado a objetos realiza fundamentalmente tres cosas:

1. Crea los objetos necesarios
2. Los mensajes enviados a unos y a otros objetos dan lugar a que se procese internamente la información.
3. Finalmente, cuando los objetos no son necesarios, son borrados liberándose la memoria ocupada por los mismos.

Clases

Una clase es un tipo de objetos definido por el usuario. Una clase equivale a la generalización de un tipo específico de objetos. Por ejemplo, por ejemplo un molde para hacer pan, el molde es la clase y los panes los objetos.

3.1.2 características de la POP

Las características fundamentales de la POO son : abstracción, encapsulamiento, herencia y polimorfismo.

Abstracción

Por medio de la abstracción conseguimos no detenernos en los detalles concretos de las cosas que no interesen en cada momento, sino generalizar y concentrarse en los aspectos que permitan tener una visión global del tema. Por ejemplo, el estudio de un ordenador podemos realizarlo a nivel de sus circuitos eléctricos, en términos de corriente, tensión, etc. o a nivel de transferencia entre registros, centrándose así el estudio en flujo de información entre las unidades que lo componen (memoria, unidad aritmética, unidad de control, registros, etc.), sin importarnos el comportamiento de los circuitos electrónicos que componen estas unidades.

Encapsulamiento

Esta característica permite ver un objeto como una caja negra en la que se ha metido de alguna manera toda la información relacionada con dicho objeto. Esto nos permitirá manipular los objetos como unidades básicas, permaneciendo oculta su estructura interna.

La abstracción y la encapsulación están representadas por la clase. La clase es una abstracción, por que en ella se definen las propiedades de un determinado conjunto de objetos con características comunes, y es una encapsulación, porque constituye una caja negra que encierra tanto los datos que almacena el objeto como los métodos que permiten manipularlos.

Herencia

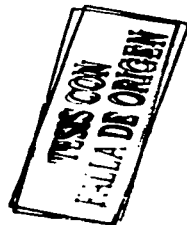
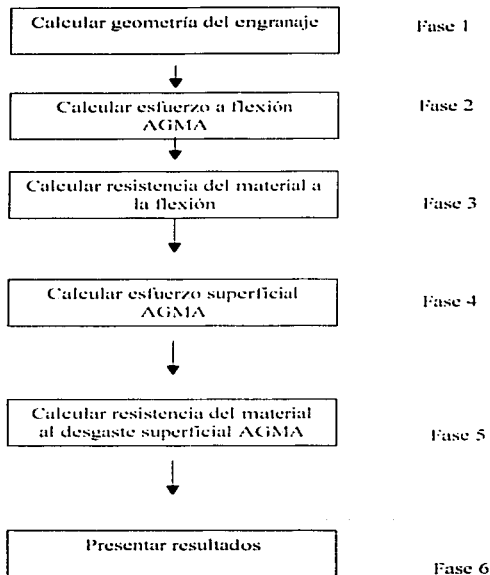
La herencia es el mecanismo para compartir automáticamente métodos y datos entre clase y subclases de objetos.

Polimorfismo

Este polimorfismo admite implementar múltiples formas de un mismo método, dependiendo cada una de ellas de la clase sobre la que se realice la implementación. Esto hace que se pueda acceder a una variedad de métodos distintos (todos con el mismo nombre) utilizando exactamente el mismo medio de acceso.

3.2 DESARROLLO DEL SOFTWARE.

La secuencia de funcionamiento del software es la siguiente.



3.2.1 Fase 1

Esta primera fase es la encargada de realizar los cálculos geométricos del engranaje como son:

Relación de velocidad, número de dientes del piñón y engrane, diámetros de paso, paso base, paso circular, altura de raíz, altura de cabeza, profundidad de trabajo, tamaño de diente, holgura, diámetros exteriores de piñón y engrane, longitud de acción

3.2.2 Fase 2

Aquí el software calcula el esfuerzo a flexión AGMA en los dientes del engranaje, calculando los valores de los coeficientes K de la ecuación AGMA correspondiente.

3.2.3 Fase 3

Será necesario en esta fase seleccionar el material con el que se desea diseñar el engrane, de una lista de materiales sugeridos por AGMA para fabricación de estos. una vez seleccionado el material, será necesario determinar los parámetros de diseño, como son: número de ciclos de trabajo, temperatura de funcionamiento, y el nivel de confiabilidad del diseño.

3.2.4 Fase 4

Una vez que se ha diseñado satisfactoriamente a flexión (esfuerzo a flexión menor a la resistencia del material) se calcula el esfuerzo superficial AGMA del engranaje.

3.2.5 Fase 5

Esta fase calcula la resistencia del material a la fatiga superficial, para lo cual es necesario determinar la relación de dureza entre los materiales del piñón y del engrane.

3.2.6 Fase 6

Esta última fase presenta los resultados, ya sea que se haya calculado en el sistema internacional, o en el sistema inglés.

CAPITULO 4

INSTALACIÓN Y USO DEL SOFTWARE

4.1 INSTALACIÓN DEL SOFTWARE

4.1.1 Requerimientos del sistema

Para la instalación y buen desempeño del programa, es necesario sistema un operativo Windows 9X, 2000, Millenium, XP, NT, y los siguientes requerimientos mínimos de sistema: 32 MB de memoria RAM, Unidad de CD-ROM, 140 MB de espacio en disco duro.

4.1.2 Instalación

Inserte el CD-ROM en la unidad correspondiente, abra o explore la unidad; aparecerán dos directorios *dcom98* y *package*.

Si la maquina en la que será instalado el programa no tiene el componente *dcom98* será necesario instalarlo, para lo cual abra el directorio *dcom98* y el archivo *dcom98.exe* Windows lo instalara automáticamente, será necesario reiniciar Windows. O si se prefiere este componente esta disponible en la dirección electrónica <http://www.microsoft.com/com/dcom/dcom98/download.asp>

Para saber si la maquina tiene este componente instalado busque la carpeta *dcom98* mediante *inicio, buscar*, este deberá aparecer en la carpeta *windows*

Una vez instalado el componente o si este ya se encuentra en la computadora destino de FESC GEAR abra la carpeta *package* y haga doble clic en el icono *setup.exe* la instalación se hará automáticamente

4.2 USO DEL SOFTWARE.

Una vez instalado el software y para iniciar el programa haga clic en *inicio*, *programas*, *fesc gear*, el programa mostrara una pantalla de bienvenida, figura 4.1



Figura 4.1 Pantalla de bienvenida

El software fue desarrollado para diseñar engranes de dientes rectos en el sistema Ingles y en el sistema internacional, Figura 4.2.

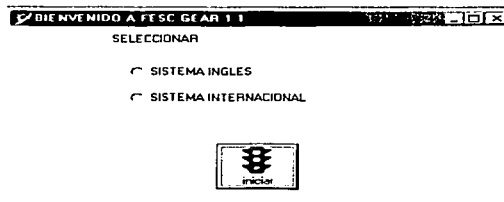
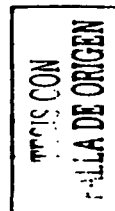


Figura 4.2 Selección del sistema de unidades



Los datos necesarios para iniciar el programa son potencia en Hp para el sistema Ingles y kW para el sistema internacional, las revoluciones requeridas o transmitidas por el piñón y para el engrane, el ángulo de presión (20° o 25°) y si se diseña un engrane o un piñón, figura 4.3

The screenshot shows the 'EL ST GEAR' software interface. At the top, there is a menu bar with 'ARCHIVO' and 'AYUDA'. The main area contains several input fields and options:

- 'POTENCIA A TRANSMITIR EN Kw' with a text input field.
- 'RPM DEL PIÑON' with a text input field.
- 'RPM DEL ENGRANE' with a text input field.
- 'ANGULO DE PRESION' with a dropdown menu currently set to '20°'.
- Radio buttons for 'ENGRANE' and 'PIÑON', with 'PIÑON' selected.
- A 'cancela' button with a trash can icon.
- A status bar at the bottom left showing '12:15 p.m.' and a logo.

On the right side of the screenshot, there is a tilted rectangular stamp that reads 'HECHO CON AUTOCAD DE ORIGEN'.

Figura 4.3 Datos de inicio

La potencia a transmitir debe estar en el rango de 0 a 250 Hp para el sistema Ingles y de 0 a 190 kw para el sistema internacional, las revoluciones por minuto requeridas para el piñón y para el engrane, estas, dentro del rango de 1 a 3600 rpm.

El programa sugerirá un número de dientes mínimo en el piñón para evitar interferencia entre dientes, así también un paso diametral (S. Ingles) o un modulo (S.I.) y un ancho de cara (mm o in), figura 4.4

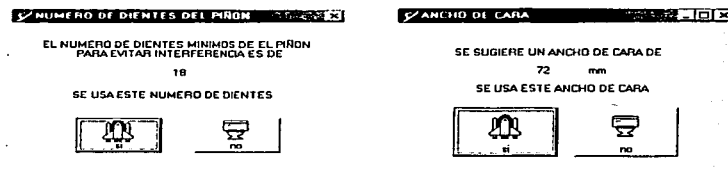


Figura 4.4 Número de dientes y ancho de cara

Pudiendo el usuario aceptar la sugerencia o elegir valores distintos para el calculo. figura 4.5.



Figura 4.5 Captura de valores

Una vez que se han ingresado o aceptado los valores para ancho de cara, número de dientes y haber seleccionado un paso diametral estándar o módulo, el software calcula la geometría del engranaje finalizando la primera fase. Se presentan los valores de distancia entre centros y diámetros exteriores, pudiendo el usuario recalcular si la geometría calculada no es satisfactoria, figura 4.6.

TRABAJOS CON CALIDAD DE ORIENTE

LA GEOMETRÍA CALCULADA ES LA SIGUIENTE

DIAMETRO EXTERIOR DE EL ENGRANE

640 mm

DIAMETRO EXTERIOR DE EL PRON

320 mm

DISTANCIA ENTRE CENTROS

448 mm

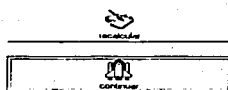


Figura 4.6 Presentación de geometría calculada

Si la geometría es aceptada se pasa a la fase dos del programa que es calcular el esfuerzo a flexión bajo los estándares AGMA.

Es necesario por tanto determinar los coeficientes K_a , K_m , K_s , K_H , K_t , y K_v por lo que se solicitan los parámetros requeridos para calcular los coeficientes como son:

El número de calidad con el que se desea diseñar el engranaje, figura 4.7

SELECCIONE NUMERO DE CALIDAD

NUMEROS DE CALIDAD AGMA RECOMENDADOS PARA
MATERIAS ALUSIÓNICAS

APLICACION			
<input type="checkbox"/> MEZCLADORA DE CEMENTO	Q-3	<input type="checkbox"/> TALADRO MECANICO	Q-8
<input type="checkbox"/> MOLINO DE CEMENTO	Q-4	<input type="checkbox"/> LAVADORA DE PAPA	Q-9
<input type="checkbox"/> AZUCARERA	Q-5	<input type="checkbox"/> MURIELOJA	Q-10
<input type="checkbox"/> ESTRECHADORA DE MAIZ	Q-6	<input type="checkbox"/> MECANISMO DE EMPLUMADORA	Q-11
<input type="checkbox"/> BALAS	Q-6	<input type="checkbox"/> TRANSMISION DE ALTOZ	Q-11
<input type="checkbox"/> PRESA TROQUELADORA	Q-6	<input type="checkbox"/> TRANSMISION DE ANTESA PASTAR	Q-11
<input type="checkbox"/> TRANSPORTADOR DE BARRA	Q-7	<input type="checkbox"/> TRANSMISION DE PRESIONADOR MARIÑA	Q-12
<input type="checkbox"/> MAQUINA DE CAJAS DE PAPEL	Q-7	<input type="checkbox"/> TRANSMISION DE MOTOR DE RECONOVINE	Q-13
<input type="checkbox"/> MECANISMO MEDIDOR DE GAS	Q-8	<input type="checkbox"/> SIROSCOPIO	Q-16

EDM FERRAR

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 4.7 Número de calidad

El factor de aplicación seleccionado la opción adecuada, figura 4.8.

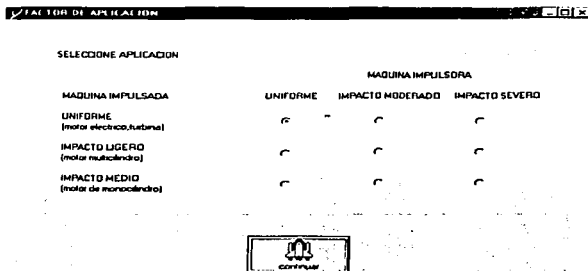


Figura 4.8 Factor de aplicación

Indicar si el engrane será de aro o no y si lo es especificar el espesor de aro para calcular el coeficiente en particular, figura 4.9

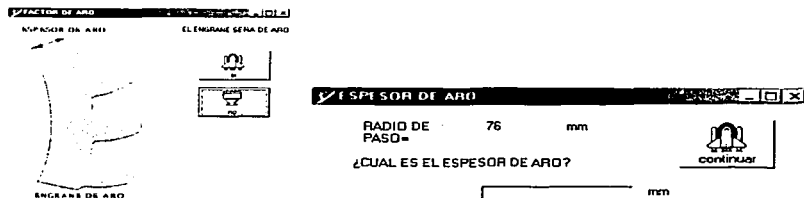
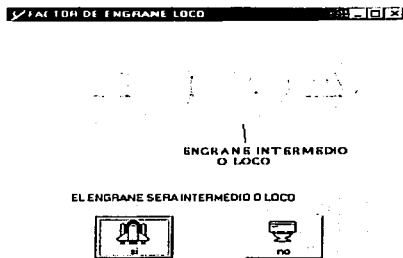


Figura 4.9 Factor de aro

Indicar si el engrane será intermedio o "loco", figura 4.10



TESTIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 4.10 Factor de engrane intermedio o "loco"

El factor de geométrico J a flexión AGMA se seleccionará de la grafica adecuada, la cual será presentada por el programa dependiendo del ángulo de presión que previamente se selecciono, figura 4.11.

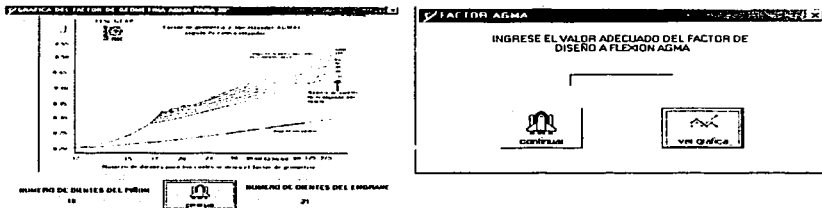


Figura 4.11 Factor geométrico a flexión AGMA

Se calcula la resistencia del material a la flexión, por lo tanto es necesario determinar el material que se desea usar para el diseño, seleccionándolo de un menú emergente figura 4.12. los materiales están agrupados en cinco grandes grupos los cuales son:

- ❖ Acero.
- ❖ Hierro Fundido.
- ❖ Hierro nodular.
- ❖ Hierro maleable
- ❖ Bronce.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

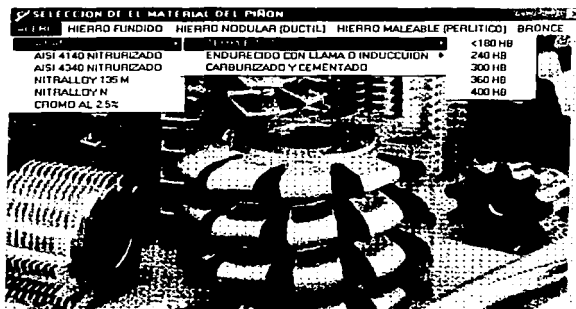


Figura 4.12 Esfuerzo a flexion AGMA

Si el usuario selecciona acero en cualquiera de sus modalidades. el programa requerirá de el parámetros para calcular los factores esto debido a que para el acero existen métodos y ecuaciones para calcular estos factores. En caso contrario si se desea diseñar en materiales distintos al acero será necesario ingresar los factores manualmente.

Si el material es distinto del acero se tendrán que ingresar los valores de los coeficientes K_L , K_T , K_R . Figura 4.13

FACTOR K1

INGRESE EL VALOR DE KL

CONTINUAR

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Figura 4.13 Coeficientes para materiales distintos al acero

Los parámetros requeridos para el acero son: numero de ciclos para diseño el programa tomara como primer valor un millón de ciclos pudiendo el usuario modificar este valor. figura 4.14.

NUMERO DE CICLOS PARA DISEÑO

EL NUMERO DE CICLOS PARA EL DISEÑO ES

UN MILLON DE CICLOS

OTRO VALOR

CONTINUAR

Figura 4.14 Ciclos para diseño

La temperatura de funcionamiento esta en grados $^{\circ}F$ en el rango de 200° a 700° y de 0 a $370^{\circ} C$ figura 4.15

FACTOR DE TEMPERATURA

LA TEMPERATURA DE FUNCIONAMIENTO ES

CONTINUAR

Figura 4.15 Temperatura de funcionamiento

El factor de confiabilidad K_R seleccionando el porcentaje de confiabilidad deseado figura 4.16

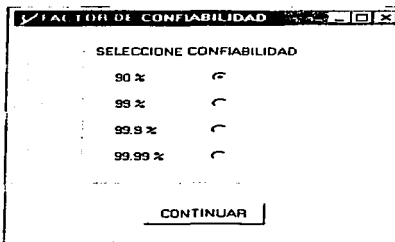
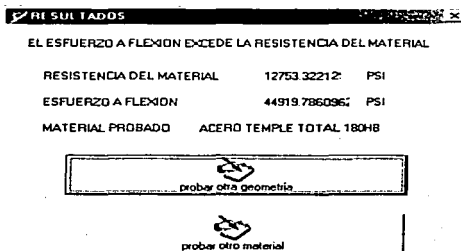


Figura 4.16 Factor de confiabilidad

Se muestran ahora los resultados del programa, si el esfuerzo es mayor que la resistencia del material, figura 4.17, se deberá elegir un nuevo cálculo o intentar con un nuevo material. Si la resistencia del material es mayor que el esfuerzo, figura 4.18, se podrá diseñar para esfuerzo superficial, imprimir los resultados, realizar un nuevo cálculo o salir del programa.



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Figura 4.17 Esfuerzo a flexión mayor que la resistencia del material

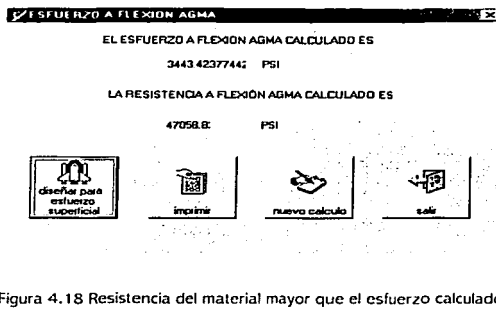


Figura 4.18 Resistencia del material mayor que el esfuerzo calculado

Si se elige diseñar para esfuerzo superficial, entonces se pasa a la fase cuatro del programa, que consiste en calcular el esfuerzo superficial AGMA en los dientes del engrane. Empezando por el factor de dureza C_{11} , para lo cual es necesario saber el material del piñón (que ya ha sido determinado) y el material del engrane figura 4.19

Si el material es acero las opciones para otros materiales aparecerán desactivadas, de igual manera si se eligió otro material

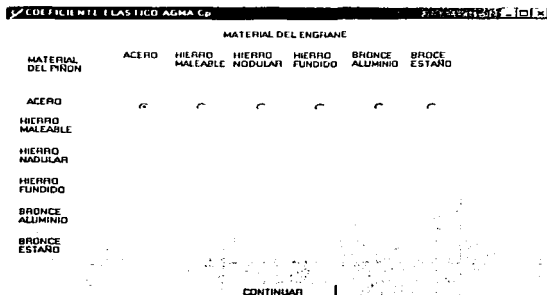


Figura 4.19 Materiales de piñón y engrane

Siendo estos todos los datos requeridos si el material es acero.

Para la fase cinco se requiere ingresar los valores de: C_1 y C_{11} , si el material no es acero, figura 4.20

Figura 4.20 Factores C

Si el esfuerzo superficial AGMA excede la resistencia del material, se podrá probar un nuevo material, realizar un nuevo calculo, imprimir el resultado (a criterio del diseñador a veces es aceptable un cierto valor excedido del esfuerzo a superficial sobre la resistencia del material) o salir del programa, figura 4.21.

RESULTADOS EXCEDIDOS




EL ESFUERZO SUPERFICIAL EXCEDE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

RESISTENCIA DEL MATERIAL	191764.705	PSI
ESFUERZO SUPERFICIAL	220570.55705E	PSI
MATERIAL USADO	ACERO TEMPLE TOTAL 400HB	

PRECIS CON FALLA DE ORIGEN

Figura 4.21 Esfuerzo superficial mayor a la resistencia del material.

Si los esfuerzos son menores que las resistencias del material se presentan los resultados del calculo, en dos divisiones: resultados geométricos y de diseño. Para el sistema de unidades sobre el que se haya diseñado, pudiendo imprimir los resultados, realizar los cálculos de un nuevo diseño o salir del programa, figura 4.22.

RESULTADOS FINALES SISTEMA INGLES				
RESULTADOS				
				
NUEVO CALCULO	IMPRIMIR	SALIR		
RESULTADOS				
DIENTES DEL PIÑON	18		ADENDO	0.25 in
DIENTES DEL ENGRANE	24		DEDENDO	0.5 in
DIAMETRO DE PASO PIÑON	4.5	in	PROFUNDIDAD DE TRABAJO	0.5625 in
DIAMETRO DE PASO ENGRANE	6	in	HOLGURA	0.0625 in
RPM DEL PIÑON	3400		D EXT DEL P	5 in
RPM DEL ENGRANE	2500		D EXT DEL G	6.5 in
PASO CIRCULAR	0.7854	in	DIST ENTRE CENTROS	5.25 in
PASO BASE	0.73803436	in	LONGITUD DE ACCION	1.155635570 in
			VELOCIDAD DE PASO	4005.54 ft/min

07:16 p.m.

Figura 4.22 Resultados finales

TRABAJA CON
FALLA DE ORIGEN

CONCLUSIONES

Al finalizar este trabajo se puede concluir lo siguiente:

- La programación orientada a objetos nos permite desarrollar programas en un ambiente gráfico, lo cual proporciona una interfaz mucho más amigable que la programación lineal o estructurada.
- El uso de un software de análisis como el desarrollado en el presente trabajo, aumenta la productividad de un ingeniero, al disminuir el tiempo requerido para el diseño, permitiendo optimizar el trabajo al probar diferentes combinaciones de geometría y materiales.
- El uso de la computadora reduce el tiempo invertido en realizar cálculos, proporcionando rapidez y versatilidad.
- El conocimiento del tema así como del software usado, deben ser un ente indivisible. No es recomendable suponer que la computadora hará todo, por bueno o malo que sea el software usado.
- Siempre debe estar presente el criterio del técnico o ingeniero que usa un software cualquiera que este sea.

FALLA DE ORIGEN

BIBLIOGRAFÍA

- ❖ Norton, Robert L. *Diseño de máquinas*. Prentice Hall, México 2001
- ❖ Cevallos, Feo. Javier. *Enciclopedia de Microsoft Visual Basic 6* AlfaOmega, México 2000
- ❖ Microsoft Corporation. *Microsoft Visual Basic manual del programador* España 1998
- ❖ Microsoft Corporation. *Microsoft Visual Basic referencia del lenguaje* España 1998
- ❖ Microsoft Corporation. *Microsoft Visual Basic referencia de controles* España 1998
- ❖ Cevallos, Feo Javier *Visual Basic 6 curso de Programación* México 2000
- ❖ Virgil Morning Faires *Diseño de elementos de máquinas* Limusa México 1999
- ❖ Joseph Edwar Shigley *Diseño en ingeniería mecánica* Mc Graw Hill Mexico 1993