

13  
25



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
"CUAUTITLÁN"

**ANÁLISIS Y FALLAS  
DE ENGRANES**

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :  
MARTIN MENDEZ SANDOVAL

Director de Tesis  
I.M.E. ERIC PAREDES VILLANUEVA





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 está 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.

## INDICE

PAGINA

OBJETIVO E INTRODUCCION .....	VII
-------------------------------	-----

## CAPITULO 1

TIPOS DE ENGRANES .....	1
1.1.- Engranés Rectos .....	1
1.2.- Engranés Helicoidales .....	1
1.3.- Engranés sin fin .....	2
1.4.- Engranés Internos .....	3
1.5.- Cremalleras .....	3
1.6.- Engranés Cónicos o Angulares .....	3

## CAPITULO 2

DISEÑO DE ENGRANES .....	11
2.1.- Engranés Cilíndricos Rectos .....	11
2.2.- Engranés Helicoidales .....	40
2.3.- Engranés Cónicos .....	45

## CAPITULO 3

MATERIALES DE ENGRANES .....	59
------------------------------	----

## C A P I T U L O 4

CLASIFICACION DE LAS FALLAS DE LOS ENGRANES .....	61
4.1.- Desgaste .....	61
4.2.- Fatiga de la Superficie .....	62
4.3.- Fluencia Plástica .....	62
4.4.- Ruptura .....	63

## C A P I T U L O 5

DESGASTE DE ENGRANES Y FALLAS POR DESGASTE .....	64
5.1.- Desgaste Normal .....	66
5.2.- Desgaste Moderado .....	67
5.3.- Desgaste Destructivo .....	67
5.4.- Rayadura .....	69
5.5.- Desgaste de Interferencia .....	71
5.6.- Desgaste Abrasivo .....	71
5.7.- Desgaste Corrosivo .....	73
5.8.- Descamación .....	74
5.9.- Quemadura .....	74

## C A P I T U L O 6

FALLAS POR FATIGA DE LA SUPERFICIE .....	81
6.1.- Picadura Inicial .....	82
6.2.- Picadura Destructiva .....	83
6.3.- Desconchamiento .....	84

## C A P I T U L O 7

FALLAS POR FLUENCIA PLASTICA .....	95
7.1.- Martillado y Rodadura .....	95
7.2.- Ondulación .....	97
7.3.- Riscos .....	98

## C A P I T U L O 8

FALLAS POR RUPTURA .....	106
8.1.- Ruptura por Fatiga .....	106
8.2.- Ruptura a partir del Desgaste Intenso .....	110
8.3.- Ruptura por Sobrecarga .....	111
8.4.- Agrietamiento .....	112

## C A P I T U L O 9

ESTADISTICA DE TIPOS Y CAUSAS DE FALLAS DE ENGRANES .....	125
9.1.- Tipos de Falla .....	127
9.2.- Causas de Falla .....	128
CONCLUSION .....	130
APENDICE .....	136
BIBLIOGRAFIA .....	145

## OBJETIVO E INTRODUCCION

Las transmisiones por engranaje, han adquirido amplia aplicación en las distintas ramas de la construcción de maquinaria. En muchas máquinas, por ejemplo en las máquinas de cortar metal, Automóviles, Aparatos Elevadores y Transportadores, Instalaciones Marinas, etc., las transmisiones por engranajes hallan empleo tanto en los mecanismos principales como en los auxiliares.

La amplia aplicación de las transmisiones por engranajes, se debe a: su alto rendimiento, compacidad, seguridad de funcionamiento y sencillez del mismo y facilidad de mantenimiento.

Los engranes pueden fallar de muy diferentes maneras y salvo el aumento del nivel de vibración y ruido, la falla total es frecuentemente la primera y única indicación de dificultades.

A pesar de la variedad de formas en que pueden fallar los engranes, las fallas de servicio, son ocurrencias relativamente raras.

Esta tesis trata primordialmente de los tipos y causas comunes de fallas de engranes y los procedimientos empleados para analizarlas. Sin embargo, primeramente se repasan brevemente los tipos principales de engranes, así como el diseño y materiales más ampliamente usados.

## CAPITULO 1

## TIPOS DE ENGRANES

Los engranes son un tipo de elementos de máquinas que transmiten movimiento y energía. El tipo de engrane y las características específicas del diseño, determinan no solamente las características de operación de un engrane, sino también si puede fallar prematuramente. Los tipos de engranes se describen en los párrafos siguientes:

1.1. Engranes Rectos (Fig. 1). Se usan para transmitir movimiento entre flechas paralelas o entre una flecha y una cremallera. Los dientes de un engrane recto son radiales, espaciados uniformemente alrededor de la periferia exterior y paralelos a la flecha sobre la cual se monta el engrane.

El contacto entre los dientes de un engrane recto, es la línea recta paralela a los ejes rotativos, en un plano tangente a los cilindros de avance de los engranes. (un cilindro de avance es el cilindro imaginario en un engrane que gira sin patinar sobre un cilindro de avance o plano de avance de otro engrane).

1.2. Engranes Helicoidales (Fig. 2a). Se usan para transmitir movimiento entre flechas paralelas o cruzadas o entre una flecha y una cremallera casando dientes que se encuentran a lo largo de una hélice a un ángulo con respecto al eje de la flecha. Debido a este ángulo, el engranaje de los dientes ocurre en tal forma que dos o más dientes de cada engrane están siempre en contacto. Esta condición permite una

acción más suave que la de los engranes rectos. Sin embargo, a diferencia de los engranes rectos, los engranes helicoidales generan empuje axial, que causa ligera pérdida de energía y requiere cojinetes de empuje.

1.2.1. Engranés Helicoidales Dobles (Fig. 3a.). Se usan para transmitir movimiento entre flechas paralelas. En estos engranes, los dientes engranan progresivamente y dos o más dientes comparten la carga en cualquier momento. Debido a que tienen hélices derecha e izquierda, estos engranes generalmente no están sujetos a empuje lateral.

1.2.2. Engranés Helicoidales de Ejes Cruzados. Transmiten movimiento entre flechas que no son paralelas y no se intersectan (Fig. 3b). La acción entre los dientes que engranan tiene un efecto de cuña, que da por resultado deslizamiento sobre los flancos de los dientes. Estos engranes tienen baja capacidad de conducción de carga, pero son útiles cuando las flechas deben girar en ángulo entre sí.

1.3. Engrane sin fin. Generalmente es un juego de engranes que funcionan en ángulo recto, consistente de un sin fin o gusano y un engrane helicoidal. En la Fig. 4 se muestra un juego de engranes de doble envoltura. Estos engranes se usan cuando la relación de velocidad del mismo impulsor y la velocidad del miembro impulsado es grande y cuando se requiere una transmisión compacta en ángulo recto.

Si un engrane como el que se muestra en la Fig. 4 engrana con un gusano recto, la combinación se conoce como de envoltura sencilla.



1.4. Engranajes Internos. Se usan para transmitir movimiento entre flechas paralelas. Los dientes de los engranes internos son similares a la forma de los engranes rectos y los engranes helicoidales, pero apuntan hacia dentro hacia el centro del engrane. (Ver Fig. 5a). Las aplicaciones comunes de los engranes internos incluyen transmisiones traseras de vehículos pasados, sistemas de engranes planetarios y dispositivos reductores de velocidad. Algunas veces se usan engranes internos en diseños compactos, debido a que la distancia central entre el engrane interno y su piñón con el que engrana es más pequeña que la que exigirían dos engranes externos. La relación entre un engrane interno y un piñón, se ilustra en la Fig. 5 (b).

1.5. Cremalleras. Una cremallera es un engrane cuyos dientes están colocados en línea recta (círculo de avance de radio infinito). Los dientes pueden estar a ángulo recto con respecto al borde de la cremallera y engranar con un engrane recto (Fig. 1b) o puede estar a otro ángulo y engranar con un engrane helicoidal (Fig. 2b).

1.6. Engranajes Cónicos o Angulares. Transmiten movimiento rotativo entre flechas no paralelas que usualmente se encuentran a  $90^\circ$  entre sí.

1.6.1. Engranajes Rectos Cónicos. (Fig. 6a). Tienen dientes rectos que si se prolongaran interiormente se intersectarían en la intersección de los ejes del piñón y el engrane. Así pues, la acción entre los dientes que engranan se asemeja a la de dos conos que giran sobre sí (véase en la Fig. 7 los ángulos y la terminología). El uso de engranes cónicos rectos, se limita por lo general a transmisiones que

operan a bajas velocidades y en las que el ruido no es importante.

1.6.2. Engranés Cónicos Espirales (Fig. 6b). Tienen dientes curvos y oblicuos situados a lo largo de una espiral en ángulo con respecto a la flecha. De la inclinación de los dientes resulta un engranaje gradual y acción de traslapeo o contacto de línea continua, es decir, dos o más dientes están en contacto en todo momento. Debido a este engranaje continuo, la carga se transmite más uniformemente del engrane impulsor al engrane impulsado que con engranes cónicos rectos. Los engranes cónicos espirales también tienen mayor capacidad de carga que la de los engranes cónicos rectos. Los engranes cónicos espirales, se prefieren sobre los rectos para operar a velocidades mayores de 1000 pies superficiales por minuto y especialmente para engranes muy pequeños.

1.6.3. Engranés Cónicos Zerol (Fig. 6c). Son engranes cónicos de dientes curvos con ángulo espiral de cero. Difieren de los cónicos espirales porque sus dientes no son oblicuos. Se usan de la misma manera que los engranes cónicos espirales y tienen una resistencia un tanto mayor que los engranes cónicos rectos.

1.6.4. Engranés Cónicos Hipoidales (Fig. 6d). Son similares a los engranes cónicos espirales en apariencia general, siendo la diferencia importante que en el juego de engranes hipoidales el eje del piñón está un tanto desviado del eje del engrane. Esta característica proporciona muchas ventajas del diseño.

El funcionamiento de los engranes hipoidales, es aún más uniforme y silencioso que los engranes cónicos espirales y son más fuer-

tes. Sin embargo sufren más acción deslizando a lo largo de los ejes de perfil del diente que los engranes cónicos espirales y para muchas aplicaciones pueden requerir lubricantes de presión extrema.

ANEXO DE FIGURAS

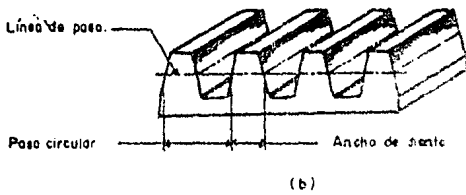
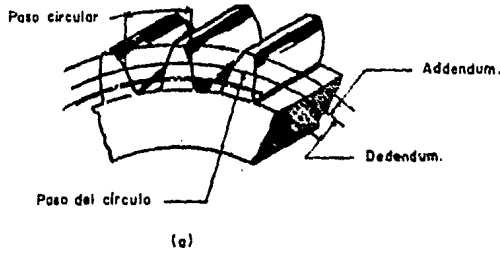


FIG. 1. SECCIONES:  
(a). ENGRANE RECTO Y (b). CREMALLERA RECTA.

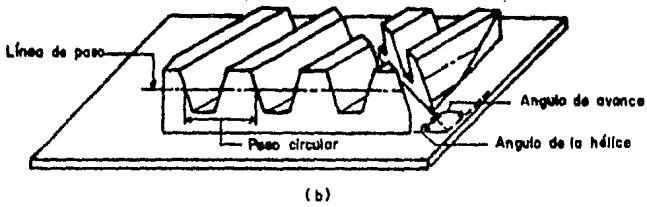
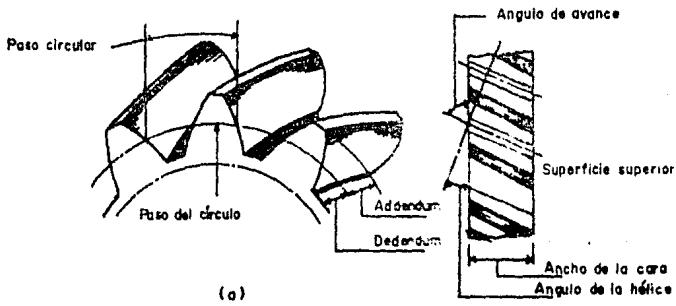


FIG. 2. SECCIONES:  
(a). ENGRANE HELICOIDAL Y (b). CREMALLERA.

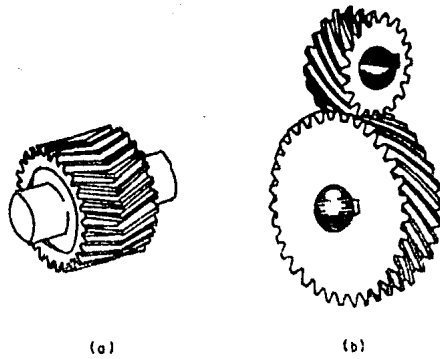


FIG. 3.(a).ENGRANE DE ESPINA DE PESCAO DE HELICES OPUESTAS CON DIENTES MULTIPLES PARA ELIMINAR EMPUJE.  
(b).ENGRANES HELICOIDALES DE EJES CRUZADOS.

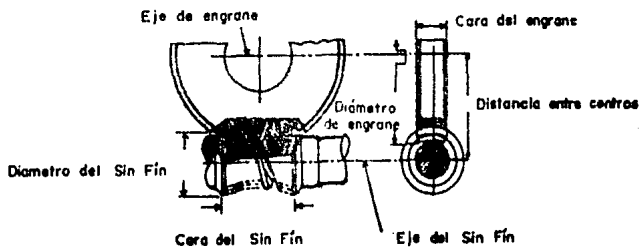


FIG. 4.ENGRANE SIN FIN. ENGRANE SIN FIN-FIJO Y SIN FIN EN UN DOBLE ENVOLVENTE.

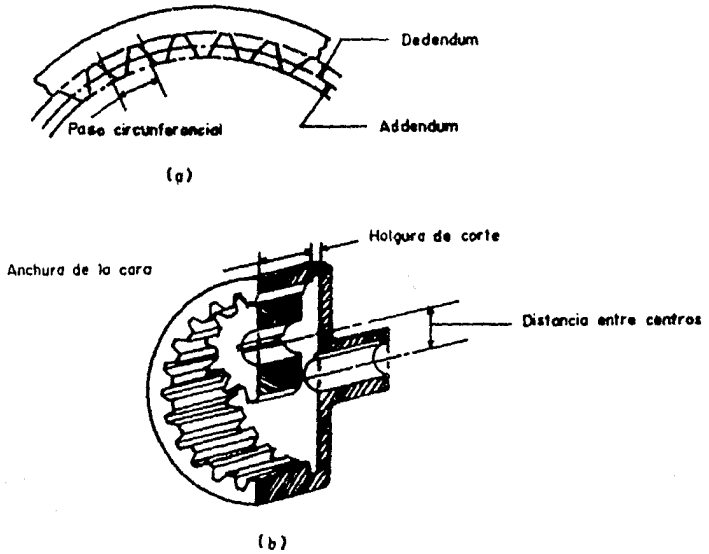


FIG. 5. a). SECCION DE UN ENGRANE RECTO TIPO INTERNO.  
b). RELACION ENTRE UN ENGRANE INTERNO Y UN PIÑON.

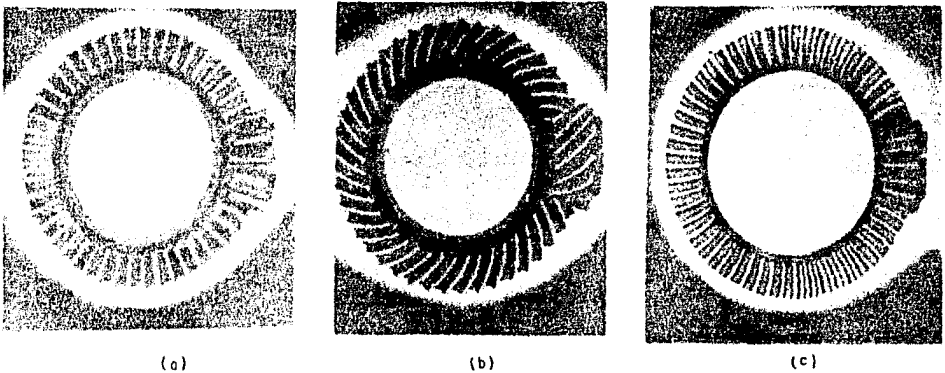
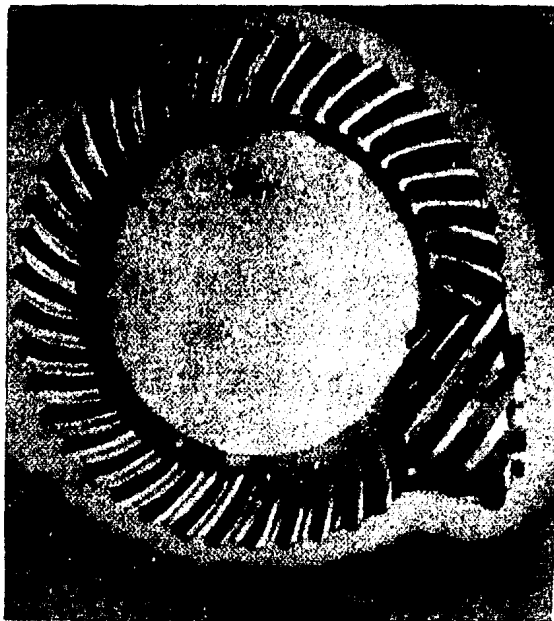


FIG. 6. TIPOS DE ENGRANES CONICOS:  
a). RECTO, b). ESPIRAL, c). ZEROL, d). HIPOIDAL.



(d)

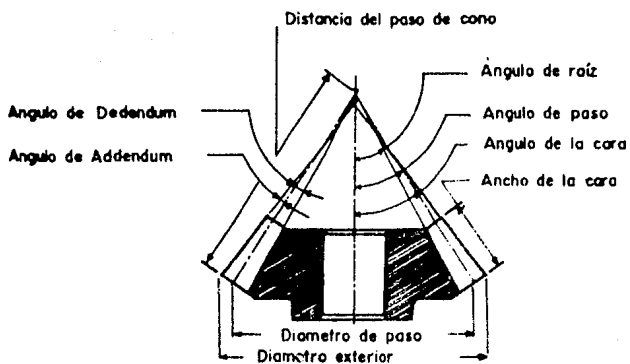


FIG. 7. TERMINOLOGÍA Y ANGULOS PARA ENGRANE CÓNICO DERECHO.



## CAPITULO 2

## DISEÑO DE ENGRANES

## 2.1. ENGRANES CILINDRICOS RECTOS.

## 2.1.1. Análisis de Fuerzas

Antes de iniciar el análisis de las fuerzas que actúan en los trenes de engranes, se explicará la notación que se usará. Se asigna el número 1 al bastidor o armazón de la máquina, el engrane de entrada se designa por 2 y los engranes sucesivos se designarán con los números 3, 4, etc., hasta llegar a último engrane del tren. Además, pueden intervenir varios ejes y por lo general, habrá uno o dos engranes montados en cada árbol. Así como otros elementos. Se designarán los ejes con las letras minúsculas a, b, c, etc.

Con esta notación, la fuerza ejercida por el engrane 2 contra el engrane 3 se representa por  $F_{23}$ . La fuerza del engrane 2 contra el eje a, será  $F_{2a}$ . Además,  $F_{a2}$  representará la fuerza ejercida por el árbol a contra el engrane 2. También será necesario emplear subíndices para indicar direcciones de los ejes coordenados, se indicarán de ordinario por las letras x, y y z. y las direcciones radial y tangencial por los subíndices r y t. Adoptando esta notación.

$$F_{43}^t$$

Es la componente tangencial de la fuerza que ejerce el engrana 4 contra

el engrane 3.

La figura 1a muestra un piñón montado sobre un eje a, que gira en el sentido del reloj, a  $n_2$  rpm, y que mueve a otro engrane, montado en el eje b, a  $n_3$  rpm. Las reacciones entre dientes conectados, ocurren a lo largo de la línea de presión. En la figura 1b, el piñón aparece separado de la rueda y del eje, y sus efectos se han sustituido por fuerzas. Así  $F_{a2}$  y  $T_{a2}$  son la fuerza y el momento de rotación, respectivamente, ejercidos por el árbol a contra el piñón 2.  $F_{32}$  es la fuerza ejercida por el engrane 3 contra el piñón. Usando un enfoque similar se obtiene el diagrama de cuerpo libre de la rueda (figura 1c).

En la figura 2, se ha trazado de nuevo dicho diagrama para el piñón y se han descompuesto las fuerzas en sus componentes tangenciales y radiales. Ahora se definirá,

$$W_t = F_{32}^t \quad (a)$$

como la carga transmitida. La carga a transmitir es realmente la componente útil, porque la componente radial  $F_{32}^r$  no es efectiva, ya que no transmite potencia. Se ve que el momento de rotación aplicado y la carga transmitida están relacionados por

$$T = \frac{d}{2} W_t \quad 1$$

ecuación en la cual se han empleado  $T = T_{a2}$  y  $d = d_2$  para obtener una relación general.

Si ahora se designa la velocidad en la línea de paso por  $V$ , -  
siendo  $V = \pi dn/12$  y estando expresada en pie/min. la carga tangen-  
cial se puede obtener por la ecuación

$$hp = \frac{W_t V}{33000} \quad 2$$

En el sistema métrico gravitacional, se tiene  $V = \pi dn/10^3$   
estando  $d$  en mm y resultando  $V$  en m/min. La ecuación para la carga —  
tangencial será

$$W_t = \frac{4.5 (10)^3 P}{\pi dn} \quad 3$$

donde  $W_t$  = carga transmitida, kgf

$P$  = potencia, CV.

$d$  = diámetro del engrane, mm.

$n$  = velocidad, rpm.

La fórmula correspondiente en el S.I. es

$$W_t = \frac{60 (10)^3 P}{\pi dn} \quad 4$$

donde  $W_t$  = carga transmitida, KN.

$P$  = potencia, KW.

$d$  = diámetro del engrane, mm.

$n$  = velocidad, rpm

### 2.1.2. Esfuerzos en los Dientes.

Las consideraciones que siguen, deben tenerse como importantes factores limitadores del diseño, al especificar la capacidad de una transmisión de engranes:

- 1.- El calor generado durante la operación.
- 2.- La falla de los dientes por ruptura.
- 3.- La falla por fatiga en la superficie de los dientes.
- 4.- El desgaste abrasivo en la superficie de éstos.
- 5.- El ruido resultante de velocidades altas o de cargas fuertes.

Se estudiará la resistencia de los dientes de engrane con base en tres clases de falla posibles. Estas son la falla estática, debida a esfuerzos por flexión, la falla por fatiga debida también a esfuerzo por flexión y la falla por fatiga en la superficie, derivada de esfuerzos de contacto o hertzianos.

El objetivo particular de esta sección, es obtener una relación para el esfuerzo por flexión que se produce en el diente. Wilfred Lewis, fue el primero que presentó una fórmula para calcular este esfuerzo en dientes de engranes, en la que interviene la forma de los dientes. Esta fórmula fue publicada en 1892 y sigue siendo fundamental para la mayor parte del diseño de engranes en la actualidad.

Para deducir la ecuación de Lewis, observe la figura 3a que presenta un voladizo con dimensiones de su sección transversal  $F$  y  $t$ , con longitud  $l$  y una carga  $W_t$ , distribuida uniformemente en toda

la distancia  $F$ . El módulo sección es  $I/c = F t^2/6$ , y por tanto, el esfuerzo por flexión es.

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6W_t l}{F t^2} \quad (a)$$

Refiriéndose a la figura 3b, se supone que el esfuerzo máximo que se tiene en un diente, ocurre en el punto a. Por triángulos semejantes puede escribirse

$$\frac{t/2}{x} = \frac{l}{t/2} \quad \circ \quad x = \frac{t^2}{4l} \quad (b)$$

Reordenando la ecuación (a),

$$\sigma = \frac{6W_t l}{F t^2} = \frac{W_t}{F} \frac{1}{t^2/6l} = \frac{W_t}{F} \frac{1}{t^2/4l} \frac{1}{\frac{4}{6}} \quad (c)$$

Si se sustituye el valor de  $x$  de la ecuación (b) en la (c), y se multiplican el numerador y el denominador por el paso circular  $p$ , se tiene-

$$\sigma = \frac{W_t p}{F \left(\frac{t}{6}\right) x p} \quad (d)$$

Haciendo  $y = 2x/3p$ , resulta

$$\sigma = \frac{W_t}{F p y} \quad 5$$

Esto termina el desarrollo de la ecuación original de Lewis. Al factor y se le llama Factor de Forma de Lewis y puede obtenerse mediante una representación gráfica del diente de engrane, o bien, por computación digital.

Al aplicar esta ecuación, se emplea el paso diametral para determinar los esfuerzos. Para hacer esto, se sustituye  $P = \pi / P$  y  $Y = \pi Y$  en la ecuación 5. Lo anterior da

$$\sigma = \frac{W_t P}{F Y} \quad 6$$

En la tabla 1 se dan los valores del factor de forma Y

La ecuación 6 puede utilizarse para obtener una estimación rápida del tamaño del engrane, introduciendo la resistencia del material, dividida entre un factor de seguridad adecuado, en vez del esfuerzo por flexión  $\sigma$ .

No debe emplearse para diseño final, porque como se demostrará en secciones posteriores, se necesitan elaboraciones considerables para lograr que la ecuación conduzca a engranes confiables de alto rendimiento.

#### Suposiciones

- 1.- La ecuación de Lewis, se resuelve usando la componente -

tangencial de la carga. Si se considera la componente radial, ésta — produciría un esfuerzo de compresión uniforme, al cual debería sumarse le el esfuerzo por flexión. Por tanto, el efecto de la componente radial, es aumentar la compresión y disminuir la tensión. Esto se aprecia claramente en la fotografía de la figura 4, en la cual se ve que — es mayor el esfuerzo en el lado de compresión.

2.- Se supone que el máximo esfuerzo, ocurre cuando la carga está aplicada en la punta del diente. Si se cortan los engranes con — suficiente precisión, la condición de carga en la punta no es la peor, porque habrá otro par de dientes en contacto cuando se presente tal — condición. El examen de los dientes barridos o desprendidos, demues— tra que las cargas más fuertes ocurren cerca de la parte media del — diente. Por lo tanto, el esfuerzo máximo se produce probablemente — cuando un solo par de dientes soporta la carga completa y en un punto— en el que otro par de dientes está a punto de entrar en contacto. Si— son importantes el tamaño y el peso, debe suponerse esta condición.

3.- Se supone que la carga tangencial  $W_t$  está uniformemente— distribuida por toda la cara del engrane. Sin embargo, los engranes— y sus ejes de soporte se fabrican con materiales elásticos, los cuales se deforman por efecto de las cargas. En consecuencia, es de esperar que ocurran deflexiones en los dientes de los engranes, deformación — torsional en el cuerpo de engrane y deformaciones por flexión en el — eje de soporte. El efecto de tales deformaciones es ocasionar una dis— tribución no uniforme de la carga. Cuando es grande la relación del — ancho de cara al paso circular ( $F/p$ ), por ejemplo mayor que 6, proba— blemente deban considerarse estas deformaciones.

4.- Se desprecian los efectos de la concentración del esfuerzo. En la época de Lewis no se usaban factores de concentración de esfuerzos, pero las investigaciones recientes indican que es aconsejable utilizarlos.

### 2.1.3.- Estimación del Tamaño de los Engranés.

Para analizar un juego de engranes, con objeto de determinar la confiabilidad correspondiente a una vida especificada o el factor de seguridad contra una falla dada, es necesario conocer el tamaño de los engranes y los materiales de que están fabricados. En esta sección interesará principalmente obtener una estimación preliminar del tamaño de los engranes que se requieren para soportar una carga dada. Posteriormente esos resultados servirán como punto de partida para un análisis más elaborado. En forma alternativa, puede aplicarse el método para obtener una estimación rápida de la resistencia a la flexión de un engrane.

Se modificará primero la ecuación de Lewis (ecuación 6) incorporando un factor de velocidad  $K_v$  en el denominador. Esto da la siguiente expresión para el esfuerzo por flexión en el diente:

$$\sigma = \frac{w_t P}{K_v F Y} \quad 7$$

El objeto del factor de velocidad, es tener en cuenta el hecho de que la fuerza instantánea que actúa entre dientes en contacto es un poco mayor que la carga transmitida  $w_t$ , debido a imperfecciones de los per



files de los dientes y a los efectos dinámicos provenientes de la elasticidad de los dientes y del eje durante el trabajo. Muchos diseñadores usan la ecuación de Barth para  $K_v$  al estimar el tamaño de los engranes. Esta ecuación es

$$K_v = \frac{600}{600+V} \quad 8$$

en la cual  $V$  es la velocidad en la línea de paso en pies por minuto.

Al resolver la ecuación 7 se selecciona el factor de forma  $Y$  para el piñón si ambos engranes son del mismo material. Si la rueda es de material menos resistente que el piñón, tiene que resolverse dos veces la ecuación, una para el piñón y otra para la rueda.

Para estimar el tamaño de engrane, debe usarse un factor de seguridad comprendido entre 3 y 5; además, en el caso de engranes ordinarios, debe basarse en la resistencia de fluencia del material. Cuando hay efectos de choque o de vibración, deben usarse factores de seguridad mayores.

Por lo general, el ancho de la cara,  $F$ , debe ser igual a 3 a 5 veces el paso circular.

A menos que los requisitos cinemáticos indiquen otra cosa, debe usarse siempre el menor número de dientes indicado en la tabla 2. Esto conducirá al engranaje o juego de engranes más pequeño y evitará la interferencia o el rebaje de los dientes.

#### 2.1.4. Esfuerzo de Fatiga en los Dientes.

Puede hacerse una segunda modificación a la ecuación de Lewis, cambiando el factor de forma  $Y$  por el factor geométrico  $J$ . Entonces, la ecuación será

$$\sigma = \frac{W_t P}{K_V F J} \quad 9$$

Ahora se desea investigar los factores  $K_V$  y  $J$  con mayor detalle, de manera que la ecuación 9 dé resultados mucho más exactos que los que es posible obtener mediante las relaciones de la sección anterior.

#### Carga Dinámica.

El factor de velocidad  $K_V$ , llamado también Factor Dinámico - (AGMA), tiene por objeto tomar en cuenta lo siguiente:

- 1.- El efecto del espaciamiento entre dientes y de los errores de su perfil.
- 2.- El efecto de la velocidad en la línea de paso y la velocidad angular, ( rpm ).
- 3.- La inercia y la rigidez de todos los elementos rotatorios.
- 4.- La carga transmitida por pulgada de ancho de cara.

### 5.- La rigidez del diente.

Para los engranes cilíndricos cuyos dientes se terminan mediante herramienta del tipo sinfín o cepilladora, la AGMA recomienda la fórmula.

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V}} \quad 10$$

En cambio debe usarse la ecuación 10 para dientes inexactos, como los engranes de dientes cortados con fresadora.

Si los engranes tienen dientes con un acabado de cepillado o rectificado de alta precisión, y cuando están sujetos a carga dinámica apreciable, el factor dinámico de la AGMA es

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V}}} \quad 11$$

En ambas ecuaciones,  $V$  es la velocidad en la línea de paso en pies por minuto.

Cuando en los engranes se acaban sus dientes por cepillado o rectificado de alta precisión y no hay carga dinámica apreciable, la AGMA recomienda el factor dinámico  $K_v = 1$ . En consecuencia, si en el diseño intervienen engranes de alta exactitud, el diseñador deberá decidir entonces si hay o no una carga dinámica apreciable. Para ha-

cerlo, deben examinarse las máquinas motriz e impulsada. Si los engranes están entre un motor y un ventilador, es dudoso que pudiera desarrollarse una carga dinámica apreciable. En cambio, sería de esperar una carga dinámica considerable si los engranes estuvieran, por ejemplo, entre un motor de gasolina de un cilindro y la hoja de una sierra de cadena.

#### Concentración de Esfuerzos.

Una investigación fotoelástica realizada por Dolan y Broghamer hace más de 30 años, es todavía la fuente de información primaria sobre la concentración de esfuerzos. Para los dientes de engranes helicoidales de evolvente de  $20^\circ$  y para los engranes cilíndricos de dientes rectos con las mismas características, estos investigadores establecieron la siguiente fórmula para el factor geométrico de concentración de esfuerzo.

$$K_t = 0.18 + \left(\frac{t}{r_f}\right)^{0.15} \left(\frac{t}{l}\right)^{0.45} \quad 12$$

y para los dientes de evolvente de  $25^\circ$

$$K_t = 0.14 + \left(\frac{t}{r_f}\right)^{0.11} \left(\frac{t}{l}\right)^{0.50} \quad 13$$

donde el significado de las cantidades  $t$ ,  $r_f$  y  $l$  es el ilustrado en la

figura 3b. Sus valores pueden obtenerse mediante una delineación del contorno del diente o por computación digital.

En la mayor parte de los casos de diseño de engranes,  $K_f \approx K_t$ , debido al alto grado de sensibilidad a las ranuras,  $q$ , de los materiales de los engranes. Si hubiera duda respecto a que deba usarse  $K_t$  o  $K_f$  en el análisis, siempre se puede quedar en el lado de la seguridad usando  $K_t$ .

En investigaciones acerca del efecto de la relación de contacto, se ha descubierto que ya se han obtenido valores de  $K_f$  para dientes de  $20^\circ$  y altura completa. Independientemente de lo tediosa que pueda ser la tarea, es necesario resolver la ecuación 12 ó la 13 cuando tiene que investigarse otras formas de dientes sin embargo, hay un método menos preciso de obtener un valor estimado para  $K_f$ . Se comienza por suponer que el espesor del diente en su base es la mitad del paso circular, es decir,

$$t \approx \frac{p}{2} \quad (a)$$

Entonces, en la tabla 2, debe notarse que el radio estándar del filete o entalle del diente es

$$r_f = \frac{0.300}{p} = \frac{0.300}{\pi/p} = 0.0956 p \quad (b)$$

de manera que, por las ecuaciones (a) y (b)

$$\frac{r_f}{t} = \frac{0.0956p}{0.5p} = 0.191$$

Ahora se recurre a la tabla 3 y se encuentra que  $K_t = 1.53$ , en correspondencia con  $r/d = 0.191$  y  $D/d = 3$ . También, usando  $q = 0.95$  de la figura 5, se tendrá

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0.95 (1.53 - 1) = 1.50$$

que representa un valor seguro de  $K_p$ , a usar cuando no se dispone de valores tabulados y no puede utilizarse la ecuación 12 ni la 13.

#### Factor Geométrico

La forma del diente, el punto de aplicación de la carga crítica, la concentración del esfuerzo y el método por el que es compartida la carga por pares de dientes en contacto, son factores que se toman en cuenta mediante un factor geométrico.

La figura 6, muestra un par de circunferencias de paso que hacen contacto en P. El piñón impulsor gira en el sentido del reloj y mueve a la rueda en sentido contrario, alrededor de  $O_3$ . El contacto comenzará en el punto A, donde el flanco del piñón toca la punta del diente de la rueda. Si la relación de contacto es mayor que la unidad, entonces ya habrá otro par de dientes en contacto en un punto como D. A medida que prosigue la rotación, el par que está en contacto en D se moverá a B, punto en el que se separarán, mientras que el par

de que estaba en A se moverá a C. Así pues, de C a D sólo habrá un par de dientes en contacto.

Al punto C se les conoce como el punto más bajo de contacto de un solo diente sobre el piñón. Al punto D se le llama punto más alto de contacto de un solo diente.

Si los dientes se hubieran formado con la más alta precisión y con un acabado de superficie de alta calidad, entonces sería muy probable que los dos pares de dientes embonantes compartieran la carga durante el período en que ambos pares están en contacto. Lo anterior significa que se ejercerá la carga crítica sobre un diente del piñón en D, el punto más alto de contacto de un solo diente.

Si los dientes no fueran de la más alta precisión, entonces no es probable que los dientes compartan la carga, lo cual significa que la máxima se ejercerá en la punta del diente del piñón en B.

La AGMA ha definido un método para determinar si los dientes comparten la carga o no. Este método se basa en la precisión con la que se corten los dientes, así como en la deformación probable del diente durante la rotación. Sin embargo, el método requiere que se conozcan en detalle todos los errores de maquinado o acabado y que se tenga un criterio basado en una experiencia considerable. Por consiguiente, se supondrá generalmente que la carga actúa en la punta, a menos que se sepa con certeza que los engranes están fabricados con la más alta precisión.

Como la concentración del esvuerzo depende de la configuración geométrica del diente, el Factor Geométrico J de la AGMA se define como

$$J = \frac{Y}{K_f} \quad 14$$

expresión en la que Y es similar al factor de forma de Lewis, pero incluye también las componentes de flexión y de compresión de la carga. La información proporcionada por la AGMA contiene un procedimiento para determinar este factor; dicho procedimiento se empleó para determinar los datos de los diagramas de la figura 7, que serán satisfactorios para la mayor parte de las formas de diente.

Para las formas de dientes poco comunes, puede usarse el valor estimado  $K_f = 1.5$ , junto con un factor Y de la tabla 1, cuando no se disponga de tiempo para calcular valores exactos. El factor geométrico aproximado es entonces

$$J = \frac{Y}{K_f} = \frac{Y}{1.5} = 0.667 Y \quad 15$$

#### 2.1.5.- Resistencia a la Flexión.

Una vez obtenido el esvuerzo por medio de la ecuación de Lewis modificada, será interesante compararlo con la resistencia del diente para determinar si existe un factor de seguridad adecuado.



Cuando se desea la resistencia estática del diente, se usa  $S_y$  si el material tiene resistencia de fluencia; de lo contrario se usa  $S_{ut}$ .

Se han ideado ciertas simplificaciones para calcular los límites de resistencia a la fatiga de los aceros para engranes.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad 16$$

en la cual  $S_e$  = límite de fatiga del diente de engrane,  $\text{kgf/cm}^2$ .

$S'_e$  = límite de fatiga de la probeta de viga rotatoria,  $\text{kgf/cm}^2$ .

$k_a$  = factor de superficie.

$k_b$  = factor de tamaño.

$k_c$  = factor de confiabilidad.

$k_d$  = factor de temperatura.

$k_e$  = Factor de modificación por concentración del esfuerzo.

$k_f$  = Factor de efectos diversos.

Acabado de la Superficie.

El factor de superficie  $k_a$  debe corresponder siempre a un acabado de máquina, aun cuando el flanco del diente sea esmerilado o cepillado. La razón de lo anterior es que generalmente no se rectifican el fondo del espacio entre dientes, probablemente por los efectos de debilitamiento. Por conveniencia, en la figura 8 se representa una gráfica de los factores de superficie correspondientes.

Tamaño.

Se recordará que el factor de tamaño  $k_b$ , depende de si el elemento considerado es mayor o menor que la probeta estándar de viga-rotatoria ( $d=0.30$  plg). Para los dientes de engranes esta transición ocurre a un paso diametral de 5 dte/plg. Por tanto se usa

$$k_b = \begin{cases} 1.00 & P > 5 \\ 0.65 & P \leq 5 \end{cases}$$

17

Confiabilidad.

Los factores de confiabilidad se aplican de la tabla 4.

Temperatura.

A menudo, en el diseño de engranes, un factor importante es la temperatura del lubricante o del engrane. En tanto no se disponga-

de más información, se sugiere emplear la relación empírica.

$$k_d = \begin{cases} 1.00 & T \leq 160^\circ \text{ F} \\ \frac{620}{460+T} & T > 160^\circ \text{ F} \end{cases} \quad 15$$

en la cual T es la temperatura máxima del lubricante (°F). Se recomienda esta relación tanto para engranes cilíndricos rectos como para engranes helicoidales.

### Concentración de Esfuerzos.

En la mayor parte de los estudios anteriores, se usó el factor de concentración del esfuerzo como factor reductor de la resistencia, adoptando para  $k_e$  un valor menor que la unidad. Como se ha usado  $k_f$  como factor incrementador del esfuerzo en la ecuación de Lewis modificada,  $k_e = 1.00$  para los engranes.

### Efectos Diversos.

Los engranes que giran siempre en el mismo sentido y que no son engranes libres o locos, están sujetos a una fuerza que actúa siempre sobre el mismo lado del diente. De manera que la carga de fatiga se repite pero no se invierte; por lo tanto, se dice que el diente está sujeto a flexión en un solo sentido. Si se hace un juego de diagramas de Goodman modificados para los aceros de dureza Brinell, comprendida entre 140 y 450, se halla que el límite de fatiga efectivo o en -

un solo sentido varía únicamente entre 40 y 50% más que el límite de fatiga  $S_g$ . Por lo anterior, es conveniente utilizar en el diseño de engranes, el factor de efectos diversos  $k_f$ , para modificar el límite de fatiga en los casos de flexión unidireccional de los dientes de un engrane. Así pues,

$$k_f = \begin{cases} 1.00 & \text{flexión invertida alternativamente.} \\ 1.40 & \text{flexión repetida en un solo sentido.} \end{cases} \quad 19$$

La flexión completamente invertida o bidireccional ocurre cuando los engranes son locos y se presenta en cualquier rueda dentada que puede girar en uno u otro sentido.

Hierro Fundido.

En el caso de engranes de hierro deben usarse los límites de resistencia a la fatiga de la Tabla 5. Estos valores están totalmente corregidos por acabado de superficie, pero no por tamaño, temperatura ni efectos diversos. Probablemente no deban usarse los hierros fundidos de bajos grados si se desea tener alta confiabilidad. En todo caso debe evaluarse, en un programa de pruebas de laboratorio, el factor de confiabilidad  $k_c$  para hierros colados, porque la variación de las propiedades mecánicas, puede ser bastante grande.

### 2.1.6.- Factor de Seguridad.

La fórmula

$$n_G = K_O K_m n$$

20

puede emplearse para calcular el factor de seguridad  $n_G$  de los engranes. En esta fórmula,  $K_O$  es el factor de sobrecarga. Los valores recomendados por la AGMA aparecen en la Tabla 6. El factor  $K_m$  es un factor de distribución de la carga establecido por la AGMA, que toma en cuenta la posibilidad de que la fuerza que actúa sobre un diente pueda no estar distribuida uniformemente a todo el ancho de la cara. Se usa la Tabla 7 para determinar  $K_m$ . En la ecuación 20, el factor  $n$  es el factor de seguridad ordinario. La AGMA utiliza  $n \geq 2$  para las cargas de fatiga.

### 2.1.7.- Durabilidad de la Superficie.

En las secciones anteriores, se estudiaron el esfuerzo y la resistencia de un diente de engrane sujeto a acción flexionante, y también la forma de prevenir la posibilidad de que se rompa el diente por sobrecargas estáticas o por efecto de fatiga. En esta sección se estudiará la falla en las superficies de los dientes de engranes, a la que generalmente se llama Desgaste. Una Picadura es una fatiga superficial debida a muchas repeticiones de esfuerzos de contacto intensos. Otras fallas de superficie son la Escarificación, que es una falla por falta de lubricación y la abrasión que se manifiesta en desgas

te, debido a la presencia de materias extrañas.

Para asegurar una vida satisfactoria, los engranes deben diseñarse de manera que los esfuerzos dinámicos que actúan sobre la superficie queden dentro del límite de fatiga superficial del material. En muchos casos, la primera manifestación visible del desgaste, aparece cerca de la línea de paso; esto es razonable porque la máxima carga dinámica ocurre cerca de esta área.

Para obtener una expresión para el esfuerzo de contacto en la superficie se empleará la teoría de Hertz.

$$P_{\text{máx}} = -\frac{2F}{\pi b l} \quad 21$$

en la cual  $P_{\text{máx}}$  = esfuerzo de compresión en la superficie, lb/plg<sup>2</sup>, o bien kgf/cm<sup>2</sup>.

F = fuerza presionante de los cilindros, lb; o bien kgf.

l = longitud de los cilindros, plg; o bien, cm. y b se obtiene de la siguiente ecuación 22.

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l} \frac{\left[ \frac{(1 - \mu_1^2)}{E_1} \right] + \left[ \frac{(1 - \mu_2^2)}{E_2} \right]}{\left( \frac{1}{d_1} \right) + \left( \frac{1}{d_2} \right)}} \quad 22$$

en la cual  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $E_1$  y  $E_2$  son las constantes elásticas, y  $d_1$  y  $d_2$  son los diámetros, respectivamente, de los dos cilindros.

Para adaptar estas relaciones a la notación usada en los engranes, se sustituye a  $F$  con  $W_t / \cos \phi$  a  $d$  con  $2r$  y a  $l$  con el ancho de cara  $F$ . Con estos cambios puede sustituirse el valor de  $b$  dado por la ecuación 22 en la ecuación 21. Cambiando  $P_{m\acute{a}x}$  por  $\sigma_H$ , el Esfuerzo de Compresión en la Superficie (Esfuerzo de Hertz) resulta ser

$$\sigma_H^2 = \frac{W_t}{\pi F \cos \phi} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{\left[ (1 - \mu_1^2) / E_1 \right] + \left[ (1 - \mu_2^2) / E_2 \right]} \quad 23$$

expresión en la cual  $r_1$  y  $r_2$  son los valores instantáneos de los radios de curvatura en los perfiles del piñón y de la rueda, respectivamente, en el punto de contacto. Tomando en cuenta la repartición de la carga en el valor de  $W_t$  que se use, puede resolverse la ecuación 23 para determinar el esfuerzo de Hertz para cualquiera de los puntos o para todos ellos, desde el principio hasta el final del contacto del diente. Por supuesto, sólo existe rodamiento puro en el punto de paso. En cualquier otro lugar el movimiento es una combinación de rodamiento y deslizamiento. En la ecuación 23 no se considera ninguna acción de deslizamiento en la evaluación del esfuerzo.

Como ejemplo de la aplicación de esta fórmula, suponga que se desea hallar el esfuerzo de contacto cuando se tienen dos dientes en contacto en el punto de paso. Los radios de curvatura  $r_1$  y  $r_2$  de los perfiles de los dientes, cuando se tocan en el punto de paso, son

$$r_1 = \frac{d_p \sin \phi}{2} \quad r_2 = \frac{d_g \sin \phi}{2} \quad (a)$$

expresión en la cual  $\phi$  es el ángulo de presión. Entonces.

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2}{\text{sen } \phi} \left( \frac{1}{d_P} + \frac{1}{d_G} \right) \quad (b)$$

Definiendo la relación de velocidad  $m_G$  como

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P} \quad 24$$

la ecuación (b) puede escribirse en la forma

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2}{\text{sen } \phi} \frac{m_G + 1}{m_G} \quad (c)$$

después de reordenar y de aplicar la ecuación (c), la ecuación 23 se transforma en

$$\sigma_h = \sqrt{\frac{W_t}{F d_P} \frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \mu_P^2}{E_P} + \frac{1 - \mu_G^2}{E_G} \right)} \frac{1}{\frac{\cos \phi \text{ sen } \phi}{2} \frac{m_G}{m_G + 1}}} \quad 25$$

Expresión en la cual los subíndices P y G aplicados a  $\mu$  y E se refieren al piñón y a la rueda, respectivamente.



Al segundo término del radial, se le llama Coeficiente Elástico  $C_p$ . En consecuencia, la fórmula  $C_p$  es

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \mu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \mu_G^2}{E_G} \right)}} \quad 26$$

Se han calculado valores de  $C_p$  para diversas combinaciones de materiales, y se presentan en la Tabla 8.

El factor de Configuración Geométrica  $I$  para engranes cilíndricos es el denominador del tercer término del radical de la ecuación 25. Por tanto,

$$I = \frac{\cos \phi \operatorname{sen} \phi}{2} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad 27$$

expresión que es válida para los engranes cilíndricos exteriores. Para engranes interiores el factor es

$$I = \frac{\cos \phi \operatorname{sen} \phi}{2} \frac{m_G}{m_G - 1} \quad 28$$

Ahora recuerde que se usó un factor de velocidad  $K_v$  en la ecuación del esfuerzo por flexión para tener en cuenta el hecho de que

la fuerza entre los dientes es realmente mayor que la carga transmitida, a causa del efecto dinámico. También debe usarse tal factor en la ecuación del esfuerzo de compresión de superficie, exactamente por las mismas razones. Cuando se usa en dicha fórmula, el factor de velocidad se designa por  $C_v$  pero tiene los mismos valores y, en consecuencia  $C_v = K_v$ ; se utilizan las mismas fórmulas.

Con las ecuaciones 26 y 28 y la adición del factor de velocidad, la ecuación 25 puede escribirse en la siguiente forma más conveniente

$$\sigma_H = C_P \sqrt{\frac{W_t}{C_v F_d P I}} \quad 29$$

### 2.1.8 Resistencia a la Fatiga en la Superficie.

El límite de fatiga superficial de los aceros, expresado en kilolibras por pulgada cuadrada, se calcula por medio de la fórmula

$$S_{fe} = 0,4H_B - 10 \text{ kip/plg}^2 \quad 30$$

en la cual  $H_B$  es le número de dureza Brinell de la menos dura de las dos superficies en contacto.

La AGMA recomienda que se modifique el límite de fatiga de superficie en forma bastante similar a la usada para el límite de fatiga por flexión. La ecuación es

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fe} \quad 31$$

donde  $S_H$  = límite de fatiga superficial corregido, o resistencia hertziana.

$C_L$  = factor de duración o vida.

$C_H$  = factor de relación de dureza; se emplea 1.0 para engranes cilíndricos.

$C_T$  = factor de temperatura; se usa 1.0 para temperaturas menores que 120°C.

$C_R$  = factor de confiabilidad.

El Factor de Modificación de la Vida,  $C_L$ , se emplea para incrementar la resistencia cuando se usa el engrane en períodos cortos; use la Tabla 9. El factor de Modificación de la confiabilidad,  $C_R$ , - como lo presenta la AGMA considera que los valores de  $C_R$  son aproximadamente iguales a los de la Tabla 9.

El Factor de Relación de Dureza,  $C_H$ , lo incluyó probablen-

te la AGMA para tener en cuenta las diferencias de resistencia debidas a que uno de los engranes en contacto pudiera ser menos duro que el otro. Sin embargo, para los engranes cilíndricos  $C_H = 1$ .

La AGMA no hace recomendación alguna acerca de los valores a usar para el Factor de Temperatura  $C_T$ , cuando la temperatura sobrepasa los  $120^\circ\text{C}$  ( $250^\circ\text{F}$ ), excepto en cuanto que implica que probablemente deba usarse un valor  $C_T > 1.0$ .

Los factores de seguridad contra fallas en la superficie deben seleccionarse siguiendo los lineamientos descritos en la sección 6 y la ecuación 20. La AGMA utiliza los símbolos  $C_o$  y  $C_m$  para designar los factores de sobrecarga y de distribución de la carga, pero sus valores son iguales a los de  $K_o$  y  $K_m$ . Deben emplearse estos factores en el numerador de la ecuación 29 como factores de multiplicación de la carga.

Como se ha hecho notar, nada puede sustituir satisfactoriamente a un programa completo de pruebas de laboratorio para verificar los resultados analíticos. Esto sucede de manera especial en el diseño de engranes para larga duración. Los métodos analíticos que se presentan aquí, son útiles para obtener una respuesta general y para esbozar posibles soluciones cuando se topa con dificultades.

#### 2.1.9.- Disipación del calor.

Generalmente, la pérdida de potencia en cada conexión de —

dientes de engranes cilíndricos es menor que el 1% de la potencia transmitida. La magnitud de esta pérdida depende de los materiales de los engranes, del sistema de dientes, de la lubricación de la naturaleza de la superficie de los dientes y de la velocidad en la línea de paso. Además se tiene una pérdida de potencia en los cojinetes que puede ser hasta del 1 ó 2 %. Cuando el engranaje se instala en un alojamiento o carcasa, se sugiere agregar la pérdida en los engranes a la de los cojinetes y aplicar la ecuación 32.

$$H = C A (T_H - T_A) \quad 32$$

Donde H = Calor disipado, Kcal/h.

C = Coeficiente de radiación y convección combinadas -  
Kcal/(h) (m<sup>2</sup>) (°C).

A = Área de la superficie del alojamiento m<sup>2</sup>.

T<sub>H</sub> = Temperatura superficial del mismo, °C.

T<sub>A</sub> = Temperatura del aire ambiente, °C.

A veces es necesario dirigir una corriente de aceite de enfriamiento (o refrigerante) contra los dientes para eliminar el calor generado. Una regla práctica aplicable en ocasiones es utilizar un valor de 1 litro/min. de aceite refrigerante por cada 100 caballos (CV) transmitidos, o bien, 1 galón/min. por cada 400 hp. a transmitir.

## 2.2.- ENGRANES HELICOIDALES.

### 2.2.1. Análisis de Fuerzas.

La figura 9 es una vista tridimensional de las fuerzas que actúan sobre un diente de engrane helicoidal. El punto de aplicación de las fuerzas está en el plano de paso y en el centro de la cara del engrane. Por la configuración geométrica de la figura, las tres componentes de la fuerza total (normal) en el diente,  $W$ , son:

$$W_r = W \sin \phi_n$$

$$W_t = W \cos \phi_n \cos \psi$$

33

$$W_a = W \cos \phi_n \sin \psi$$

donde  $W$  = fuerza total

$W_r$  = componente radial

$W_t$  = componente tangencial, denominada también Carga Transmitida.

$W_a$  = componente axial, llamada también Carga de Empuje.

Generalmente  $W_t$  es conocida y las otras fuerzas son las que hay que determinar. En este caso no es difícil encontrar que

$$W_r = W_t \tan \varphi_t \quad 41$$

$$W_e = W_t \tan \psi$$

34

$$W = \frac{W_t}{\cos \varphi_n \cos \psi}$$

### 2.2.2.- Análisis de la Resistencia.

Se repetirán aquí expresiones para los esfuerzos por flexión y de superficie en engranes cilíndricos rectos, pues se aplican también a los engranes helicoidales:

$$\sigma = \frac{W_t P_t}{K_v F J} \quad 35$$

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t}{C_v F C_p I}} \quad 36$$

donde  $\sigma$  = esfuerzo por flexión, lb/plg<sup>2</sup>

$\sigma_H$  = esfuerzo de compresión de la superficie, lb/plg<sup>2</sup>

$W_t$  = carga transmitida, lb.

$P_t$  = paso diametral transversal, dte/plg.

$K_v = C_v$  = factor dinámico o de velocidad.

$d_p$  = diámetro de paso del piñón, plg.

$J$  = factor geométrico (flexión).

$I$  = Factor geométrico (durabilidad de la superficie).

Para engranes helicoidales el factor de velocidad generalmente se toma como

$$K_V = C_V = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V}}} \quad 37$$

donde  $V$  es la velocidad en la línea de paso en pies por minuto.

En los factores geométricos para engranes helicoidales, debe tenerse en cuenta el hecho de que el contacto ocurre a lo largo de una línea diagonal, a través de la cara del diente, y que generalmente se trata el paso transversal en vez del paso normal. La carga más desventajosa ocurre cuando la línea de contacto corta la punta del diente, pero el extremo no cargado refuerza al mismo.

Los factores  $J$  para  $\phi_n = 20^\circ$  se muestran en la figura 10. - La AGMA publica también factores  $J$  para  $\phi_n = 15^\circ$  y  $\phi_n = 22^\circ$ .

Los factores geométricos  $I$  para engranes helicoidales y bi-helicoidales se calculan de la ecuación.

$$I = \frac{\sin \phi_t \cos \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad 38$$



para engranes externos. (Se utiliza el signo menos en el denominador del segundo término, cuando se trata de engranes internos) En esta ecuación  $\phi_t$  es el ángulo de presión transversal y  $m_N$  es la razón o relación de compartición de carga y se halla con la fórmula.

$$m_N = \frac{P_N}{0.95 Z} \quad 39$$

Aquí  $P_N$  es el paso base normal; se relaciona con el Paso Circular Normal  $P_n$  por la ecuación,

$$P_N = P_n \cos \phi_n \quad 40$$

La cantidad  $Z$  es la longitud de la línea de acción en el plano transversal; se la obtiene en forma más conveniente a partir de una representación de los dos engranes, pero también es posible hallarla por la ecuación.

$$Z = \sqrt{(r_P + a)^2 - r_{bP}^2} + \sqrt{(r_G + a)^2 - r_{bG}^2} - (r_P + r_G) \sin \phi_t \quad 41$$

donde  $r_P$  y  $r_G$  son los radios de paso, y  $r_{bP}$  y  $r_{bG}$  los radios de las circunferencias de base, respectivamente, del piñón y la rueda. Deben tomarse ciertas precauciones al utilizar la ecuación 41. Los perfiles de los dientes no son conjugados por debajo de la circunferencia de base y, en consecuencia, si

$$\sqrt{(r_p + a)^2 - r_{bP}^2}, \text{ ó bien, } \sqrt{(r_G + a)^2 - r_{bG}^2}$$

es mayor que  $(r_p + r_G) \text{ sen } \varphi_t$ , ese término se sustituye por  $(r_p + r_G) - \text{sen } \varphi_t$ . Además, el radio exterior efectivo es algunas veces menor que  $r + a$ , debido a la eliminación de rebabas o al redondeo de las puntas de los dientes. Cuando esto sucede debe usarse siempre el radio exterior efectivo en vez de  $r + a$ .

Los factores de corrección y modificación de los engranes helicoidales son iguales a los correspondientes a los engranes cilíndricos rectos, excepto por los factores de distribución de carga  $K_m$  y  $C_m$  (Tabla 10), y el factor de relación de dureza  $C_H$  (Figura 11). Con estos cambios, la ecuación 16 da el límite de resistencia a la fatiga en flexión, la ecuación 20 el factor de seguridad y las ecuaciones 30 y 31 el límite de fatiga en la superficie.

## 2.3.- ENGRANES CONICOS.

### 2.3.1.- Análisis de Fuerzas.

Al determinar las cargas sobre el eje y los cojinetes en el caso de aplicaciones de engranes cónicos, la práctica usual es utilizar la carga tangencial (o a transmitir) que habría si todas las fuerzas estuviesen concentradas en el punto medio del diente. En tanto que la fuerza resultante real, se produce en algún sitio entre el punto medio y el extremo mayor del diente, se comete sólo un pequeño error al adoptar esta hipótesis. Para la carga transmitida lo anterior da

$$W_t = \frac{T}{r_{med}} \quad 42$$

donde  $T$  es el par de torsión y  $r_{med}$  es el radio de paso del engrane considerado en el punto medio del diente.

Las fuerzas que actúan en el centro del diente, se indican en la figura 12. La fuerza resultante  $W$  tiene tres componentes, una fuerza tangencial  $W_t$ , una fuerza radial  $W_r$  y una fuerza axial  $W_a$ . Por Trigonometría, se obtiene de la figura

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \gamma \quad 43$$

$$W_a = W_t \tan \phi \sin \gamma \quad 44$$

Las tres fuerzas  $W_t$ ,  $W_r$  y  $W_a$  son perpendiculares entre sí y pueden

utilizarse para determinar las cargas en los apoyos, utilizando los métodos de la Estática.

### 2.3.2.- Esfuerzo y Resistencia a la Flexión.

En un montaje típico de engranes cónicos, como el de la Figura 13, uno de los engranes con frecuencia se monta por fuera de los cojinetes. Esto significa que las deflexiones del eje pueden ser más pronunciadas y tener un efecto mayor sobre el contacto de los dientes. Hay otra dificultad que se presenta al calcular el esfuerzo en los dientes de engranes cónicos; es el hecho de que los dientes están ahuecados. Por tanto, para lograr un contacto de línea perfecto, pasando por el centro del cono, los dientes deben flexionarse más en el extremo mayor que en el menor. Para lograr esta condición se requiere que la carga sea proporcionalmente superior en el extremo mayor. Debido a esta carga variable a través de la cara del diente, es deseable tener un ancho de cara razonablemente corto.

La ecuación para el esfuerzo por flexión en engranes cilíndricos se utiliza también en el caso de los cónicos y se repetirá aquí por conveniencia:

$$\sigma = \frac{W_t P}{K F J V}$$

45

donde las relaciones están basadas en el extremo mayor de los dientes.

Precaución: La carga transmitida  $W_t$  deben calcularse utilizando el radio de paso en el extremo mayor de los dientes en la ecuación 45. Debe notarse que esta carga a transmitir no es la misma que se usó en el análisis de fuerzas (sección 2,3,1) aunque el símbolo es el mismo.

El factor geométrico  $J$  es diferente para los engranes cónicos debido a que se utilizó el sistema de adendos largo y corto, y a que los dientes son ahusados. Utilice la figura 14.

Los factores de modificaciones y de corrección para los engranes cónicos son los mismos que para los engranes cilíndricos, excepto por el factor de distribución de la carga  $K_m$  (tabla 11).

### 2.3.3.- Durabilidad de la Superficie.

El esfuerzo de contacto hertziano para los engranes cónicos está dado por la ecuación

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t}{C_v F_d I_p}} \quad 46$$

donde de nuevo, todos los valores corresponden al extremo mayor de los dientes.

Como el contacto entre dientes de engranes cónicos, tiende a estar localizado, el coeficiente elástico  $C_p$  debe basarse en un análi-

sis hertziano de esferas de contacto, en vez de cilindros. Esto produce valores ligeramente distintos. Por lo tanto, habrá que utilizar la tabla 12.

La Figura 15 es un diagrama del factor geométrico I para engranes cónicos. Todos los demás factores pueden obtenerse por los métodos del punto 1.

## ANEXO DE FIGURAS

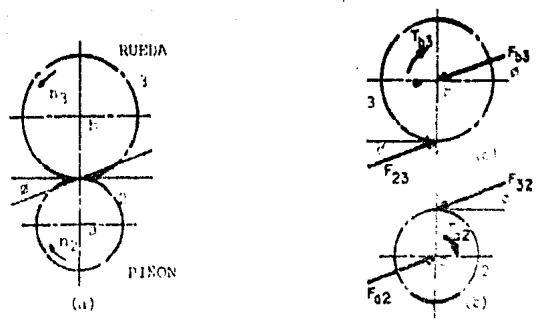


FIG. 1 DIAGRAMAS DE CUERPO LIBRE PARA ILUSTRAR LAS FUERZAS QUE ACTUAN ENTRE DOS ENGRANES DE UN TREN SIMPLE.

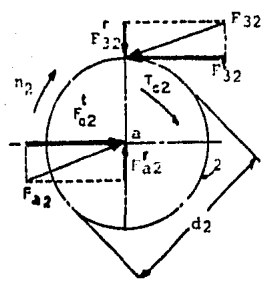


FIG.2 DESCOMPOSICION DE LAS FUERZAS EN UN ENGRANE.



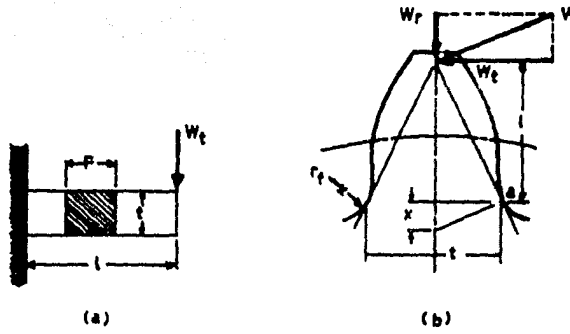


FIG. 3.

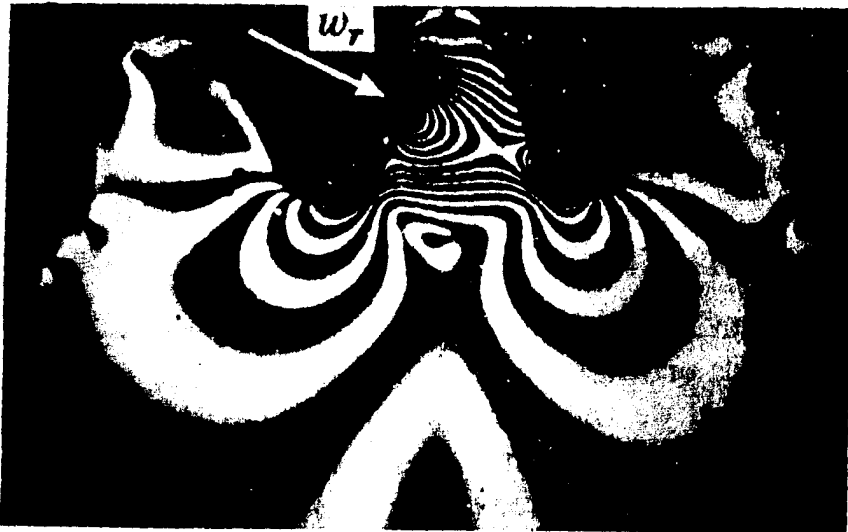


FIG. 4. DISTRIBUCION DEL ESFUERZO EN UN DIENTE DE ENGRANE DETERMINADA POR PROCEDIMIENTOS FOTOELASTICOS.

# TESIS CON FALLAS DE ORIGEN

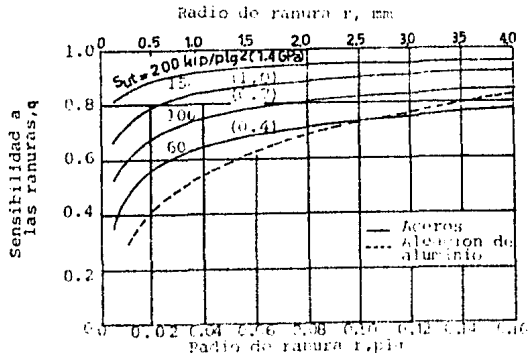


FIG. 5 DIAGRAMA DE SENSIBILIDAD A LAS RANURAS PARA ACEROS Y ALEACIONES DE ALUMINIO FORJADO UNS A92004-T, SOMETIDOS A CARGAS FLEXIONANTES Y AXIALES INTERMITENTES ALTERNATIVAMENTE. EN EL CASO DE RANURAS DE RANURA GUARDAS SE USARON LOS VALORES DE  $q$  CORRESPONDIENTES A  $r = 0.16$  y  $1.6$  (4 mm).

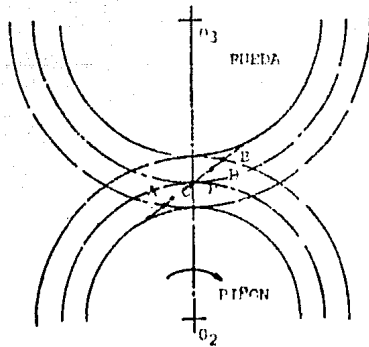


FIG. 6 SI LOS DIENTES NO FUERAN DE LA MÁXIMA PRECISIÓN, ENTONCES NO ES PROBABLE QUE LOS DIENTES COMPARTAN LA CARGA, LO CUAL SIGNIFICA QUE LA MÁXIMA DEFORMACIÓN SE PRODUCE EN LA PUNTA DEL DIENTE DEL PIÑÓN, EN P.

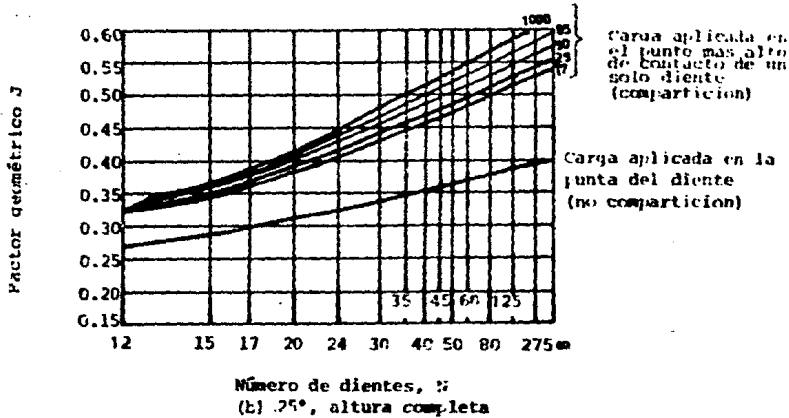
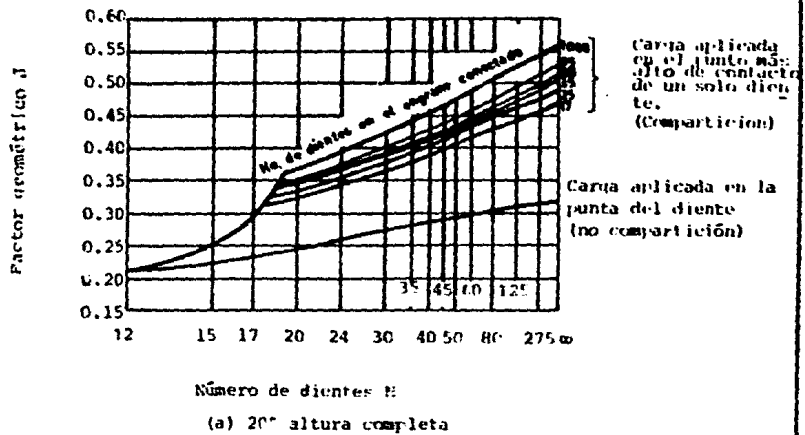


FIG. 7 FACTORES GEOMETRICOS ( $J$ ) PARA ENGRANES CILINDRICOS CON BASE EN  $r_f = 0,35/P$ . LA ABCISA ES EL NUMERO DE DIENTES DEL ENGRANE PARTICULAR CUYO FACTOR DE CONFIGURACION GEOMETRICA SE DESEA.

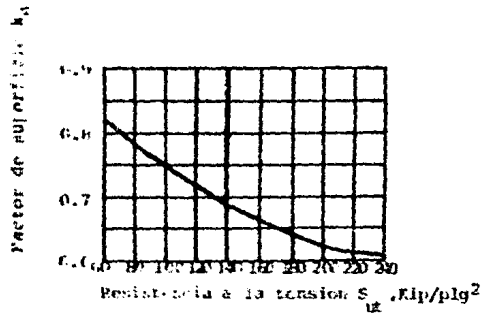


FIG. 8 FACTORES DE ACABADO EN SUPERFICIE  $k_f$  PARA DIENTES DE ENGRANES COSTADOS, ACIPULCANS Y ESMERILLADOS.

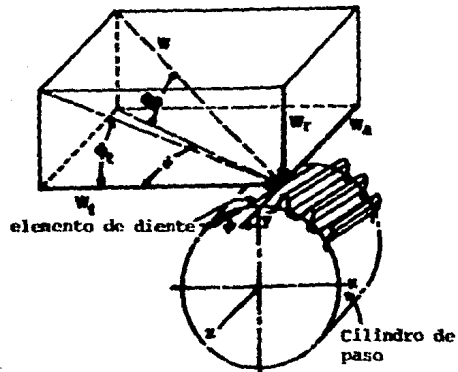
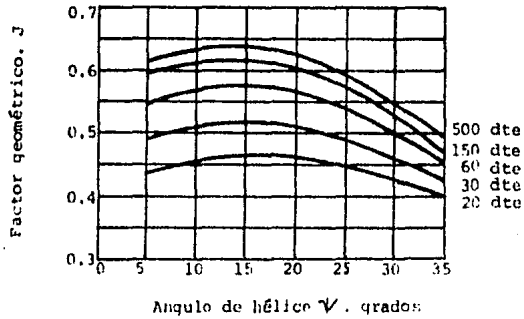
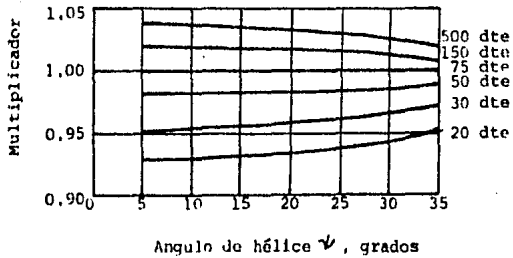


FIG. 9 FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE UN DIENTE DE ENGRANE HELICOIDAL CON SESCO A LA DEFECHA.



(a)



(b)

FIG. 10 FACTORES GEOMETRICOS PARA ENGRANES HELICOIDALES Y BIHELICOIDALES CON UN ANGULO DE PRESTON NORMAL DE  $20^\circ$ . a) FACTORES GEOMETRICOS PARA ENGRANES CONECTADOS A UNO DE 75 DIENTES. b) MULTIPLICADORES DEL FACTOR J A EMPLEAR CUANDO SE UTILICEN NUMEROS DE DIENTES DISTINTOS DE 75 EN EL ENGRANE CONECTADO.

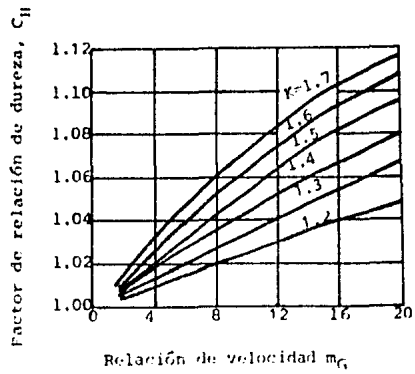


FIG. 11 FACTOR DE RELACION DE DUPEZA  $C_H$  PARA ENGRANES HELICOIDALES. EL FACTOR  $K$  ES EL COCIENTE DE LA DUPEZA BRINELL DEL PIÑON Y LA DUPEZA BRINELL DE LA RUEDA. Use  $C_H = 1.00$  CUANDO  $K \leq 1.2$ .

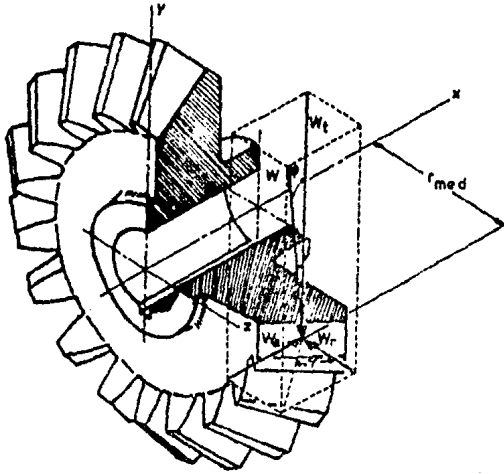


FIG. 12 FUERZAS ENTRE DIENTES DE ENGRANES CONICOS.

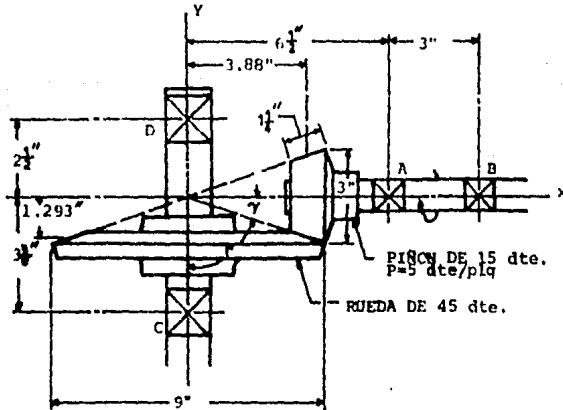


FIG. 13.

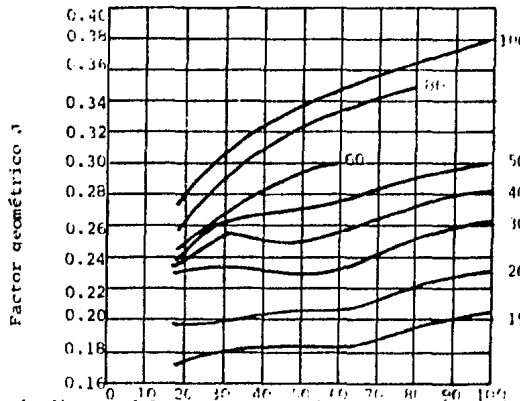


FIG. 14 FACTORES GEOMETRICOS  $J$  PARA ENGRANES CONICOS RECTOS CORRESPONDEN A UN ANGULO ENTRE EJES DE  $56^\circ$ , UN ANGULO DE LLENADO DE  $20^\circ$  Y UNA HORMIGA  $\phi = 0.240/P$  pto.

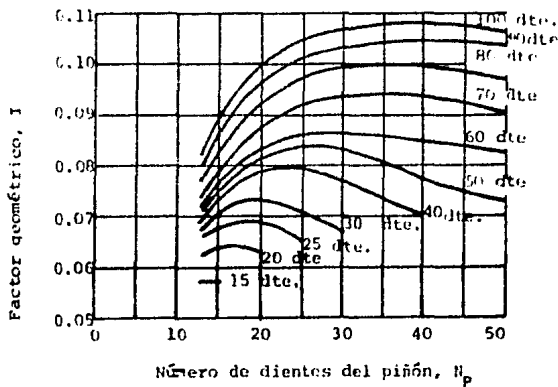


FIG. 15 FACTORES GEOMETRICOS  $I$  PARA ENGRANES CONICOS RECTOS CON UN ANGULO DE PRESION DE  $20^\circ$  Y EJES A  $90^\circ$



## CAPITULO 3

## MATERIALES DE ENGRANES

Se usa una variedad de hierros colados, materiales de metalurgia en polvo, aleaciones no ferrosas y materiales no metálicos para engranes, pero los aceros son los materiales más ampliamente usados, se debe a su alta proporción de resistencia a peso y relativamente bajo costo.

Entre los aceros de endurecimiento integral de uso extendido, se encuentran el 1040, 1060, 4140 y 4340. Estos aceros también se pueden cementar efectivamente por calentamiento de inducción. Entre los aceros carburizantes usados para engranes, se encuentran el 4320, 4620, 4820 y 8620. Algunos engranes de acero de uso especial, son cementados mediante carbonitruración o nitruración. Otros engranes de uso especial, como los que se usan en equipo químico o de procesamiento de alimentos, se fabrican de aceros inoxidable o aleaciones de base níquel por su resistencia a la corrosión o a su propiedad de satisfacer normas sanitarias o ambas cosas. Los engranes destinados a operar a temperaturas elevadas pueden fabricarse de aceros para herramientas o aleaciones a alta temperatura.

La mayoría de los engranes se fabrican de aceros al carbono y aleaciones bajas, incluso aceros carburizantes y el número limitado de aceros de baja aleación que responden favorablemente a la nitruración. En general, los aceros seleccionados para aplicaciones de engranes deben satisfacer dos series de requisitos que no siempre son compatibles: o sea los que implican fabricación y procesamiento y los que

implican servicio. Los requisitos de fabricación y proceso incluyen maquinabilidad, forjabilidad y respuesta al tratamiento térmico, ya que afecta a la fabricación y el proceso. Los requisitos de servicio se refieren a la propiedad del engrane de funcionar satisfactoriamente bajo las condiciones de carga para la cual fue diseñado y de este modo abarcar todos los requisitos de propiedad mecánica, incluso resistencia a la fatiga y respuesta al tratamiento térmico, ya que afecta a estas y a otras propiedades.

La resistencia a la fatiga depende en parte de la limpieza del acero y de la naturaleza de inclusiones permisibles, la práctica de fusión también puede ser un factor en la selección del acero y puede justificar la selección de un acero producido por fusión en vacío o refinación de electroescoria. La forma de la fresa de la cual se maquina un engrane de acero, es otro factor que puede afectar su funcionamiento. Muchos engranes de trabajo pesado se maquinas de blancos forjados que se han procesado para proporcionar fluencia de grano compatible con patrón de carga, más bien que ser maquinados de blancos cortados de barra estirada en fábrica.

## CAPITULO 4

## CLASIFICACION DE LAS FALLAS DE LOS ENGRANES

El análisis sistemático de la falla de un engrane, se inicia con la clasificación de la falla por tipo. El tipo de falla se determina por la apariencia del engrane fallido y por el proceso o mecanismo de una falla. Después de que se ha establecido el mecanismo de una falla, resta determinar que causó la falla. En general el entendimiento de la falla es de considerable ayuda para aislar la causa o causas de ella.

Los tipos de fallas de engranes, se han agrupado en cuatro - clases generales: 1. Desgaste, 2. Fatiga de la superficie, 3. Fluencia Plástica y 4. Ruptura. Cada una de estas clases generales, se han subdividido para lograr una identificación más precisa y específica.

4.1.- Desgaste. Se define como pérdida de material a causa del contacto de las superficies de los dientes:

Este se clasifica como: 1.- Desgaste Normal (pulido)  
2.- Desgaste Moderado, 3.- Desgaste Destructivo. 4.- Rayadura (forma severa de desgaste corrosivo) cortadura, 5.- Desgaste por Interferencia, 6.- Desgaste Abrasivo, 7.- Desgaste Corrosivo, 8.- Descascaramiento, 9.- Quemadura y Decoloración.

El desgaste normal (pulido) no constituye una falla porque - implica pérdida de metal a una velocidad demasiado lenta para afectar el funcionamiento dentro de la expectativa de duración del engrane. Sin embargo, el desgaste normal es una clasificación útil en el análisis de fallas porque proporciona una base para la comparación. El desgaste de interferencia puede no tener consecuencia grave que no sea el funcionamiento ruidoso o que puede tener como resultado la picadura -- severa en el punto de interferencia o la ruptura del diente.

4.2.- Fatiga de la Superficie. Es la falla de un material como resultado de esfuerzos superficiales o subsuperficiales repetidos que exceden el límite de resistencia del material, se clasifica como: 1.- Picadura Inicial, 2.- Picadura Destructiva y 3.- Desconchamiento. La picadura inicial puede no constituir falla si es autocorregible y no progresiva.

4.3.- Fluencia Plástica. Es una deformación de la superficie resultante de la elasticidad de la superficie metálica bajo cargas pesadas, se clasifica como: 1.- Rodadura y Martillado, 2.- Ondulación y 3.- Formación de Riscos. La ondulación, o sea la formación de ondas en la superficie de ángulo recto con respecto a la dirección del deslizamiento no constituye falla a no ser que se permita que progrese.

Un tipo de falla de fluencia plástica que se acompaña de agrietamiento superficial y subsuperficial, se conoce como "Trituración de superficie", y se limita esencialmente a engranes de acero carburizado.

4.4.- Ruptura. Se define como una fractura del diente completo o de una parte importante del mismo y se clasifica como:

1.- Ruptura por Fatiga, 2.- Ruptura a partir del Desgaste - Intenso, 3.- Ruptura por Sobrecarga, 4.- Grietas por Enfriamiento y por Esmerilado. La ruptura por causa de desgaste intenso, es, por supuesto, un tipo esencial de falla de desgaste en la cual se desprende suficiente metal del diente por desgaste para reducir la resistencia del diente al nivel al que ocurre la fractura.

No es poco común que un engrane falle en más de una modalidad, Por ejemplo, por desgaste y ruptura o por fluencia plástica y ruptura. La falla por una o más modalidades puede ocurrir simultáneamente o una puede ser resultado de la naturaleza continuada o progresiva de la otra. La clasificación de los diferentes tipos de desgaste o falla, tiene por finalidad ayudar a distinguir entre causa y efecto, en evaluar el grado o progresión de una condición observada y a determinar la acción correctiva apropiada.

## CAPITULO 5

## DESGASTE DE ENGRANES Y FALLAS POR DESGASTE

El término "desgaste" como se aplica a los engranes, se refiere principalmente a la pérdida de metal de la superficie de los dientes de engranes, pero no se limita a ella y a la pérdida acompañante de perfil (aspereza) como resultado del contacto entre metal y metal a través de la película lubricante. El término desgaste abarca en general el desgaste normal o pulimiento, desgaste moderado, desgaste destructivo y rozadura, una forma de desgaste en la que ocurre daño mayor a las superficies del diente. La norma Americana B6. 12 extiende la clasificación para incluir desgaste abrasivo, rasguñadura, (forma severa de desgaste abrasivo), desgaste de interferencia, desgaste corrosivo, escamación y quemadura.

Lubricación y Desgaste de Dientes de Engranes. En muchos juegos de engranes cargados moderadamente a velocidades moderadas, se mantienen películas de lubricante relativamente gruesas entre los dientes de los engranes y no ocurre contacto de metal a metal. No ocurre desgaste (excepto al arrancar y parar) y las marcas originales de herramientas son visibles en los dientes aún después de largos períodos de funcionamiento.

Bajo condiciones de película integral, viscosidad del lubricante (a temperatura de la película y la presión ejercida sobre la película) es la propiedad la que determina la capacidad de carga de los dientes del engrane, así como la resistencia al movimiento entre las

superficies del diente.

En la práctica, no siempre es posible tener lubricación de película integral. Cuando las superficies están en descanso bajo presión, la película gruesa se sale del área de la presión porque el movimiento es necesario para establecer y mantener tal película.

Bajo condiciones de baja velocidad, carga pesada, temperaturas extremas, superficies relativamente ásperas e irregulares, escaso suministro de lubricante de viscosidad demasiado alta, puede haber solo una película parcial presente en el área cargada. En tales condiciones, habrá cierto grado de contacto de metal a metal entre las superficies.

Las superficies de los dientes de los engranes, no son lisas, sino onduladas, debido a las características inherentes de las máquinas herramientas utilizadas para cortarlas y acabarlas; sobrepuestas a las ondas, hay incontables asperezas diminutas. Cuando las superficies se unen bajo lubricación insuficiente, el contacto ocurre entre crestas de las ondas superficiales. Entonces, ocurre un número de acciones: cizallamiento de películas de superficie; fuerte frotamiento y deformación de metal; aradura de asperezas sobre la superficie del material más duro en el metal más suave, lo cual da por resultado el desprendimiento de partículas de desgaste y la creación de nuevas asperezas; y finalmente, la adhesión de áreas altas diminutas que se han frotado hasta quedar limpias. Las adhesiones diminutas se rompen inmediatamente conforme continúa el movimiento, pero se adhieren en otro punto de manera que el metal es transferido de una superficie a otra. Se forman nuevas asperezas, algunas de las cuales se desprenden para

formar partículas de desgaste. Estas acciones constituyen tanto el desgaste como la fricción.

5.1.- Desgaste Normal, llamado también pulimiento. Se define como la pérdida lenta de materiales a partir de las superficies de los dientes de engranes en contacto a una velocidad que no afecta el funcionamiento de manera importante dentro de la expectativa de duración de los engranes. La pérdida del metal es muy lenta y generalmente bastante uniforme. El desgaste normal en dientes de engranes de acero, tiene una apariencia que va desde gris opaca hasta bruñida. Se debe a una falta inherente de contraste, una superficie desgastada normalmente es difícil de fotografiar de manera significativa. En la figura 1, se muestra un piñón que muestra desgaste normal. Este piñón se fabricó de acero 8620 endurecido y se desmontó del lado posterior de un camión después de muchos ciclos de operación. El pulimiento se atribuyó a deslizamiento de alta velocidad.

Aunque el desgaste normal no entraña una forma muy benigna de desgaste adhesivo, obviamente, no constituye una falla. Para todo fin práctico, después de un período inicial en el cual ocurre desgaste a velocidad lenta, cesa el desgaste normal. En engranes de gusano, es deseable el desgaste normal, porque debe ocurrir algún desgaste antes de que se establezca un contacto adecuado de los dientes. Los juegos de engranes cónicos espirales frecuentemente se corren con un compuestro para asentar, para simular el desgaste normal antes de ponerlos en servicio.



5.2.- Desgaste Moderado. Se refiere a una pérdida de metal más rápida que el desgaste normal. El desgaste moderado no es necesariamente destructivo y puede desarrollarse en dientes de engranes cargados pesadamente. Puede ser autocorregible o puede indicar el inicio del desgaste destructivo. El desgaste moderado puede estar caracterizado por un incremento del nivel de ruido, pero generalmente no constituye una falla. La Figura 2, presenta desgaste moderado de los dientes de un engrane helicoidal fabricado de acero endurecido templado 4340.

5.3.- Desgaste Destructivo. Usualmente, resulta de carga que es excesiva para el lubricante empleado. El desgaste destructivo en un diente de engrane, se muestra en la Figura 3 a y el efecto del desgaste destructivo en el perfil de un diente de un engrane envolvente, se presenta en la Figura 3b. Este tipo de desgaste que es sinónimo del desgaste adhesivo, es causado por contacto directo del diente y no está relacionado con abrasivos, ni corrosión. Tal desgaste ocurre sobre la mayor parte de la cara del diente del engrane, excepto en la línea de avance; no es evidente otra forma de falla. En general, el desgaste destructivo, algunas veces llamado desgaste de sobrecarga, ocurre a bajas velocidades y cargas altas, únicamente. Se debe a que el desgaste destructivo destruye el perfil del diente del engrane, puede iniciar otros tipos de fallas. En consecuencia, es importante poder determinar la causa original, porque otros tipos de falla, tales como picadura debido a fatiga de la superficie, puede destruir también el perfil del diente.

Causas del Desgaste Destructivo (Sobrecarga). Como se indicó anteriormente, el desgaste destructivo generalmente está asociado -

a carga excesiva de los dientes para el lubricante que se está usando. Si la causa del desgaste se puede atribuir al lubricante, la sustitución por un aceite de mayor viscosidad o por un aceite que contenga aditivos de presión extrema ligera, debe ser eficaz para controlar o eliminar el desgaste. Por ejemplo, los engranes que se usan en pedestales de laminadoras, están sujetos a una combinación de cargas pesadas y cargas de choque extremas, lo cual dificulta el mantener una película de aceite eficaz entre los dientes del engrane impulsado a el engrane impulsor cuando se utilizan lubricantes comunes. Esta condición exige lubricantes de presión extrema. Si un lubricante mejorado no es efectivo para controlar el desgaste de sobrecarga en este caso, la causa del desgaste puede ser atribuible a factores de diseño o al uso de material inadecuado de engranes o ambas causas.

Hay aplicaciones en las cuales, debido a espacio insuficiente u otras limitaciones y factores inevitables, los engranes están cargados tan pesadamente, que es difícil mantener una lubricación eficaz entre las superficies que se frotan. Los engranes hipocoidales de aplicación en automotores tipifican esta condición. Sin embargo, la velocidad del desgaste, se puede controlar dentro de límites aceptables mediante el uso de lubricantes de presión extrema especiales que contienen aditivos diseñados para evitar la adhesión y la destrucción de la superficie.

El Desgaste Adhesivo asociado con sobrecarga y lubricación inadecuada, puede resultar del diseño marginal de los dientes, es decir, un diseño que no puede resistir satisfactoriamente cargas ligeras o normales debido a superficies que no soportan adecuadamente la carga. Usualmente, esta inadecuación se puede rastrear hasta superficies de

soporte de carga que son de tamaño insuficiente o dureza insuficiente, o ambas cosas. Sin embargo, un mal alineamiento y la carga excéntrica puede tener como resultado el desgaste de las superficies de dientes - de diseño adecuado.

La falla de piñón hipoidal que se muestra en la Figura 4a - fue atribuido a desgaste destructivo que incluía diseño marginal, alineamiento de montaje menos que óptimo, altas temperaturas superficiales resultantes de altas velocidades de operación y alta velocidad de deslizamiento de los dientes del engrane. El piñón funcionaba en ambas direcciones y los dientes estaban desgastados en ambos lados como filos de cuchillo en las puntas. Debido a que no hubo ruptura de los dientes severamente gastados, era evidente que las cargas altas no habían contribuido a la falla. En la figura 4b, se muestra un piñón de acero similar en una etapa aún más avanzada de desgaste destructivo; - los dientes de este piñón han desaparecido por completo.

5.4.- Rayadura. Entraña la remoción rápida del metal de las superficies de los dientes, causada por la ruptura de pequeñas partículas en contacto que se han unido entre sí como resultado del contacto de metal a metal.

La rayadura es una forma de desgaste adhesivo en el cual la superficie dañada exhibe una apariencia rastrillada y surcada o rasgada con marcas en dirección del deslizamiento en contraste con los surcos lisos o pulimiento de una superficie de diente desgastado por abrasión. En la rayadura, las crestas y raíces de los dientes se des-

gastan más, en tanto que el área de la línea de avance generalmente se conserva en su estado original.

Esto se debe a que esencialmente hay contacto rodante en la línea de avance, con poca o ninguna acción deslizante. Si el alineamiento del engrane es correcto y la rayadura no es resultado de puntos altos aislados de las superficies del diente, las áreas rayadas se prolongan por todo el ancho de los dientes.

La rayadura es un síntoma de capacidad de carga inadecuada del lubricante; en este sentido, la rayadura es similar al desgaste destructivo. Algunas veces, especialmente cuando los engranes están mal alineados, el daño puede cesar y la superficie se puede volver más lisa conforme se extiende el área de contacto y más cara portadora de carga entra en contacto.

La rayadura, algunas veces tiene relación con un incremento de la temperatura del aceite suficiente para afectar la lubricación, por ejemplo, por reducir notablemente la viscosidad del aceite. El aumento en la temperatura puede surgir de un incremento en la velocidad de operación o carga o de un calentamiento de la entrada de aceite.

En la Figura 5, se muestran dos casos de rayadura. En la Figura 5a se muestra la rayadura inicial sobre un engrane helicoidal de cara ancha. Este engrane se fabricó de acero forjado 4340 que se endureció y templó a 300 Bhn. El engrane se terminó por medio de fresado y la rayadura se atribuyó a la presencia de puntos altos sobre los dientes del engrane a consecuencia de la operación de fresado. En la Figura 5 b se muestra rayadura moderada en un engrane recto, con un án

gulo de presión de 20°. Este engrane se fabricó de acero 3310 y, se carburizó, endureció y templó a Rockwell C 60 y se terminó por esmerilado. No se reportó la causa de la rayadura.

5.5.- Desgaste por Interferencia. Ocurre cuando los dientes del engrane casan inadecuadamente al iniciarse o concluirse el contacto. Es un tipo de desgaste por sobrecarga localizado en el cual toda la carga se concentra en el punto de engranamiento bajo en el perfil del flanco de impulsión con la cresta que casa o al desengranar el flanco impulsado y la cresta que casa. El desgaste de interferencia puede variar desde una línea ligera de desgaste, o picadura sin consecuencias graves excepto funcionamiento ruidoso hasta daño más severo; en el cual el flanco está escopleado y la cresta fuertemente enrollada, usualmente resultando una falla total del par.

El desgaste por interferencia, no es influido en grado alguno por la lubricación. Aunque su apariencia es similar a otros tipos de desgaste y rayadura, se puede distinguir de ellos por la ubicación del área dañada. El desgaste por interferencia usualmente se puede rastrear a errores de diseño, generación de dientes o alineamiento.

5.6.- Desgaste Abrasivo. Es el daño superficial causado por la presencia de partículas abrasivas en el lubricante. Las partículas pueden ser polvo no removido por completo del sistema, arena o escamas procedentes de la caja de engranes fundida, impurezas de aceite, par-

partículas abrasivas procedentes del medio en que funciona el engrane, o metal desprendido de las superficies del diente o de chumaceras. El desgaste abrasivo es mucho más común que el desgaste de sobrecarga. Un abrasivo común en engranes de automotores, es arena proveniente de cajas de hierro fundido. La mayoría de las cajas, se sumergen en un sellador del tipo de pintura antes de maquinaslos, con objeto de sellar fugas debidas a porosidad y para adherir cualquier arena residual de fundición a la superficie del metal. El desecho de desgaste, virutas de maquinado y contaminantes del ambiente, son otros tipos de abrasivos que frecuentemente se encuentran en los lubricantes.

La apariencia del desgaste abrasivo, depende del tamaño de la partícula y de la naturaleza del contaminante abrasivo. El polvo abrasivo, por ejemplo, forma una pasta con el lubricante que pule los dientes de los engranes a acabado de espejo; el daño a los contornos del diente, prevenir hasta que se acumula una cantidad apreciable de desecho de desgaste en la pasta citada.

Una forma severa potencial de desgaste abrasivo, se conoce como rasguño. Se caracteriza por líneas cortas como rasguños o marcas sobre las superficies en contacto de los dientes del engrane en la dirección del deslizamiento. El rasguño puede ser causado por rebabas o proyecciones en la superficie del diente o partículas extrañas duras incrustadas en la superficie del diente o partículas extrañas duras suspendidas en el lubricante. El rasguño debe diferenciarse de la rayadura porque aquél no es resultado de lubricación inadecuada. Si la causa del rasguñamiento se elimina en una etapa temprana, el daño puede ser leve y se puede evitar la destrucción progresiva.

5.7. Desgaste Corrosivo. Es un tipo de deterioro de la superficie - que es causado por reacción química del lubricante o de contaminantes- tales como agua o ácidos, con las superficies del diente del engrane.- Algunas veces la corrosión ataca a otras superficies del engrane tam- bién, lo cual hace que la causa del daño sea relativamente fácil de - distinguir. En la Figura 6, se muestra el desgaste corrosivo de un - engrane recto.

El desgaste corrosivo puede tener como resultado, la picadura de las superficies de contacto; la evidencia de tal picadura puede ser removida por el desgaste, en cuyo caso las superficies en contac- to, aparecen pulidas. Las fuentes potenciales de corrosión son nume- rosas. El ácido o el agua en el lubricante se encuentran entre las cau- sas más comunes. Los aditivos altamente activos de presión extrema, - son también una causa, especialmente cuando el engrane está cargado pe- sadamente. El engrane operará sin rayarse pero con una velocidad uni- forme y baja de desgaste corrosivo. El sobrecalentamiento de los adi- tivos acelera la acción corrosiva.

Frecuentemente, como resultado de la exposición a ácidos o - a la herrumbre, la corrosión se inicia antes de que el engrane se mon- te en una unidad. Los engranes de acero que retienen un óxido ligero- tenaz resultante del tratamiento térmico, tienen una resistencia razo- nablemente buena a la herrumbre, aun cuando hayan sido bañados en una- solución alcalina para remover los aceites del enfriamiento. Si el - óxido ligero se quita en una solución ligera de ácido fosfórico, segui- do de una capa de conversión con fosfato de manganeso o de hierro, se- puede mejorar aún la resistencia a la herrumbre. Los engranes que se- han esmerilado o amolado a chorro después del tratamiento térmico, tie-

nen superficies altamente reactivas y son más susceptibles a la herrumbre si se almacenan en una área húmeda sin la protección de un revestimiento contra la herrumbre. Los engranes que han sido levados en sustancias químicas fuertes y expuestas inadvertidamente a ellas por períodos prolongados pueden exhibir corrosión severa y se deben raspar.

5.8.- Descamación. Se clasifica como un tipo de desgaste en el cual el material se desprende de la superficie del diente en la forma de obleas o escamas muy delgadas y pequeñas. Inicialmente se caracteriza por una apariencia opaca y ligeramente áspera. Algunas se pueden detectar solo por la presencia de escamas del material en el lubricante. La descamación también puede ser un tipo de fatiga de superficie, pero más frecuentemente es un tipo de desgaste asociado con la acción de rodamiento y deslizamiento combinado. En general la descamación se limita a los aceros más suaves y a los bronces para engranes.

5.9.- Quemadura. Aunque no es un tipo de desgaste, puede dar por resultado, desgaste severo y deterioro superficial. La quemadura es sobrecalentamiento localizado a temperaturas elevadas causadas por fricción excesiva, resultante de sobrecarga, velocidad excesiva o lubricación inadecuada. Las temperaturas alcanzadas, son suficientes para causar la decoloración y sobretemplado o reendurecimiento de aceros endurecidos. La quemadura puede tener también un efecto adverso sobre las propiedades de fatiga y promover la falla por fatiga de la superficie.



## ANEXO DE FIGURAS



FIG. 1. PIRÓN HIPOIDAL HECHO DE ACERO 0620 CARBURADO Y ENDURECIDO EXHIBIENDO DESGASTE NORMAL ( PULIDO ).

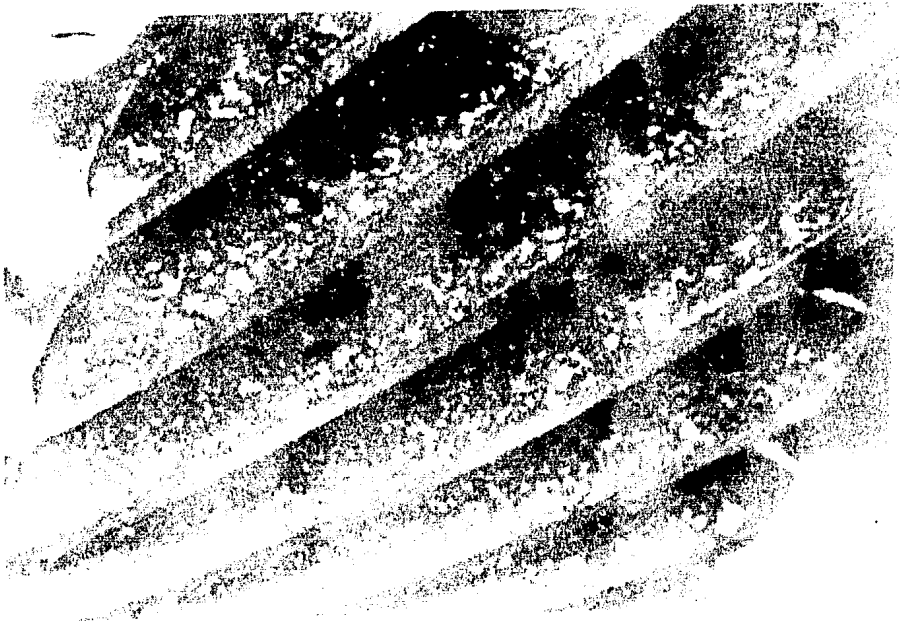
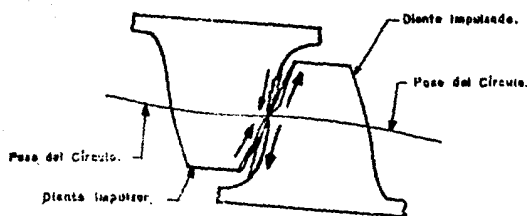


FIG. 2. ENGRANE HELICOIDAL HECHO DE ACERO 4340 ENDURECIDO Y TEMPLADO, EXHIBIENDO DESGASTE MODERADO.



(a)



(b)

FIG. 3.(a).DESGASTE DESTRUCTIVO SOBRE UN DIENTE DE ENGRANE.  
 (b).DIBUJO ESQUEMATICO DEL EFECTO DEL DESGASTE DESTRUCTIVO  
 SOBRE EL PERFIL DE UN ENGRANE ENVOLVENTE (CURVO).



(a)



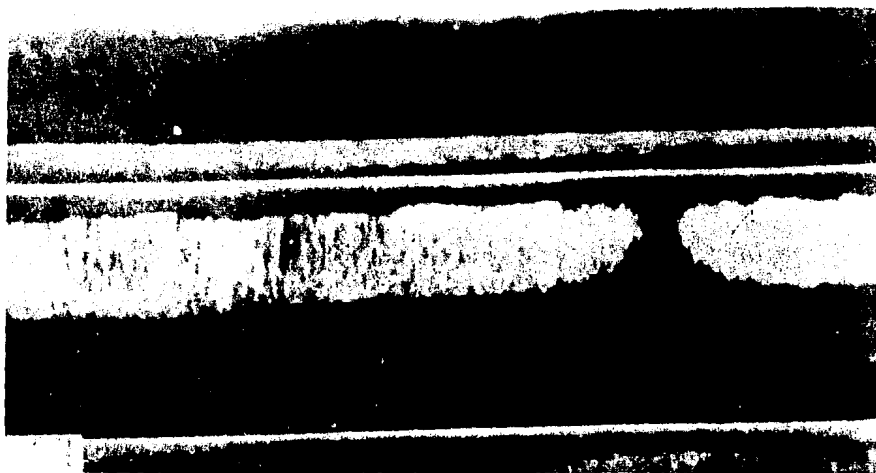
(b)

FIG. 4.(a). PIÑON HIPOIDAL DE ACERO CON DIENTES DESGASTADOS A UN NIVEL DE FILO DE CUCHILLO EN AMBOS LADOS.

(b). PIÑON DE ACERO SIMILAR CON DIENTES COMPLETAMENTE DESGASTADOS.



(a)



(b)

FIG. 5.(a), RAYADURA INICIAL SOBRE UN ENGRANE HELICODAL DE ACERO 4340 DE CARA ANCHA,

(b), RAYADURA MODERADA SOBRE UN ENGRANE RECTO DE ACERO 3310 CON ANGULO DE PRESION DE  $20^{\circ}$

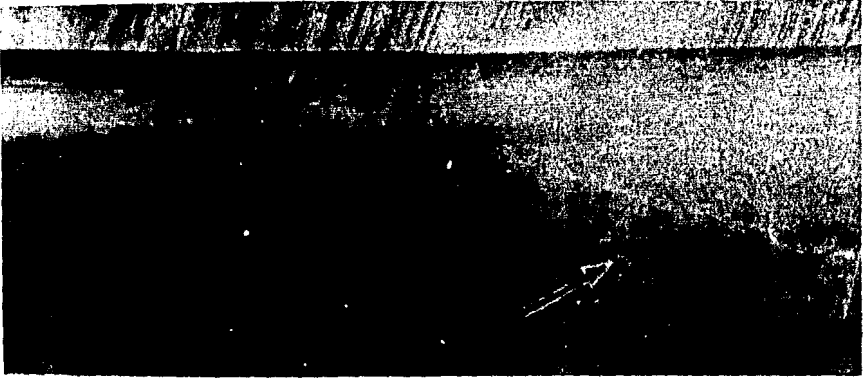


FIG. 6. DESGASTE CORROSIVO (MANCHAS EN LAS FLECHAS) SOBRE UN DIENTE DE UN ENGRANE RECTO.

## CAPITULO 6

## FALLAS POR FATIGA DE LA SUPERFICIE

Fatiga de la Superficie. Es la modalidad más común de falla de engranes y se caracteriza por grados variables de picadura y algunas veces descantillado de las superficies de los dientes. A diferencia del daño de desgaste, que (salvo por desgaste y corrosivo) está relacionado con lubricación inadecuada, la falla de fatiga de la superficie, puede ocurrir aun con lubricación correcta y resulta principalmente de esfuerzos repetidos.

Mecanismo de la Fatiga de Superficie. Cada vez que los dientes de un engrane engranan, girando y deslizándose mutuamente la superficie y la subsuperficie del metal está sujeta a esfuerzos de tensión, compresión y cizallamiento. La figura 1a muestra esquemáticamente los esfuerzos entre rodillos, que son similares a los que ocurren entre superficies de dientes de engranes. En la figura 1a, los rodillos están girando a la misma velocidad y el contacto entre ellos es comparable al contacto entre los dientes de engranes en la línea de avance, donde no hay deslizamiento. El contacto ocurre en una banda aplanada más bien que en una línea debido a la deformación elástica bajo la carga. La banda está en compresión, que es máxima en el centro. El metal se desplaza, formando salientes delante de la banda y detrás de ésta y este desplazamiento tiene como resultado esfuerzos de cizallamiento y de tensión en las áreas indicadas. La magnitud de los esfuerzos depende del módulo de elasticidad de los metales, de las fuerzas que presionan las superficies uniéndolas y de los radios de las superficies curvas. Cuanto menor sea el radio de una u otra superficie, más angos-

ta será la banda de contacto y mayor el esfuerzo unitario.

La figura 1b ilustra el contacto entre rodillos que giran a velocidades diferentes, lo cual es comparable al contacto entre dientes de engranes lejos de la línea de avance donde ocurre tanto deslizamiento como rodamiento. Las fuerzas friccionales se agregan a los esfuerzos que se muestran en la Figura 1a imponiendo los esfuerzos compresivos y de tensión superficiales adicionales. En el metal y alguna distancia abajo, la superficie está sujeta a compresión, tensión y cizallamiento cada vez que entra en contacto. Después de lo que generalmente es un gran número de repeticiones de esfuerzo, la falla de superficie puede ocurrir. Se forman grietas diminutas en la superficie y debajo de ésta, crecen y se unen (véase la Figura 2). Finalmente, se separan pequeños trozos de metal y se expulsan dejando picaduras. La fatiga de la superficie, puede ocurrir después de algunas revoluciones, si los esfuerzos son mayores que lo previsto, debido a las condiciones de carga.

6.1.- Picadura Inicial. Los puntos altos o asperezas en las superficies de los dientes de engranes nuevos, se esfuerzan mayormente aún bajo carga normal y las pequeñas áreas involucradas pueden sufrir fatiga en pocos ciclos y caer, dejando picaduras pequeñas. Cuando los puntos altos o asperezas están a una distancia de la línea de avance, donde ocurren deslizamiento y rodamiento, se pueden desgastar uniformemente durante el asentamiento antes de que pueda ocurrir la Fatiga y la picadura. Por otro lado, en la línea de avance o cerca de ella, donde hay rodamiento, pero poco o ningún deslizamiento, frecuentemente ocu-



re la picadura inicial. Esto se conoce frecuentemente como "picadura de línea de avance" (véase la figura 3). El hecho de que la dirección del deslizamiento se recienta en la línea de avance, también se cree - que sea un factor en la picadura de la línea de avance.

La picadura inicial puede ser correctiva en cuanto que cuando se eliminan las asperezas, se alivian los esfuerzos y cesa la picadura. Al ocurrir esto, usualmente se alisan las superficies con la - operación continuada.

6.2.- Picadura Destructiva. Los esfuerzos de contacto en las áreas - debajo de la línea de avance de las superficies de dientes de engranes impulsores, son más altos que los de cualquier otra parte, debido a - los radios más cortos de la curvatura del diente. A partir del punto - inicial de contacto, los esfuerzos superficiales decrecen conforme el - contacto se mueve hacia afuera porque aumentan los radios del diente.- En algún punto, el número de dientes en contacto, cambia de dos pares - a un par en engranes rectos de diseño usual y a un número reducido, - pero siempre más de un par, en engranes helicoidales. Aquí los esfuer - zos aumentan notablemente hasta un máximo y nuevamente empiezan a de - crecer conforme el contacto se mueve hacia afuera. Siempre que los - engranes están sobrecargados puede ocurrir falla de fatiga y picadura - destructiva de la superficie del metal, usualmente en áreas inferiores - a la línea de avance de los dientes impulsores y después de períodos - largos de funcionamiento (véase Figura 4) si la sobrecarga es suficien - temente grande. Sin embargo, este tipo de picadura se puede desarro - llar en un período relativamente breve de operación.

En cualquier momento, las áreas de dientes impulsores e impulsados en contacto entre sí, están sujetos a los mismos esfuerzos. Sin embargo, normalmente ocurre primero la picadura y se puede limitar a las áreas inferiores a la línea de avance de los dientes de los engranes impulsores. Hay dos razones para esto:

a) El engrane impulsor, que usualmente es de menor diámetro gira a más revoluciones y su menor número de dientes están sujetos a más esfuerzos repetidos.

b) En los dientes del engrane impulsor, la dirección del deslizamiento, es opuesta a la del rodamiento entre las superficies y el estiramiento resultante de la superficie metálica promueve el crecimiento de las grietas por fatiga y finalmente la formación de picaduras.

En la picadura destructiva (progresiva) las picaduras continúan formándose y se agrandan al desmoronarse los bordes o al romperse las picaduras una en otra. Finalmente, la forma del diente se puede destruir, el engrane se vuelve ruidoso y funciona ásperamente y si la condición progresa a un grado suficiente, los dientes se pueden fracturar.

6.3.- Desconchamiento. Un tipo de desconchamiento se puede considerar picadura destructiva, siendo la diferencia entre los dos cuestión de grado principalmente. En este tipo de desconchamiento, se une una serie de picaduras por falla del metal entre ellas y finalmente una par-

tícula relativamente grande de metal, se desconcha de la superficie. - Tal desconchamiento ocurre solo después de muchos ciclos de operación. Cuando el desconchamiento ocurre después de relativamente pocos ciclos, no está relacionado con picadura destructiva, sino frecuentemente es - resultado de defectos subsuperficiales, esfuerzo interno excesivo, debido a tratamiento térmico o sobrecargas excéntricas severas. Este - tipo de desconchamiento ocurre más comunmente a lo largo de los bordes superiores o ~~extremos~~ de dientes de engranes y las cavidades, resultante frecuentemente son mayores, más profundas y más nítidamente definidas que los desconchamientos asociados con picadura destructiva.

Sólo raramente se encuentran los dos tipos de desconchamiento en el mismo engrane. Una excepción, la de un piñón de acero de un juego de engranes hipoidales, se muestra en la Figura 5. La desconchadura grande visible arriba a la derecha, resultó de picadura destructiva que se originó en la línea de avance y arriba de ella. Sin embargo, el desconchamiento que ocurrió en los bordes de los dientes - (extrema izquierda en la Figura 5), fue el resultado de sobrecarga extrema en un lado del piñón que después se determinó haber sido causada por error dimensional.

Otro caso del tipo de desconchamiento asociado con picadura destructiva, se muestra en un diente de una flecha de un engrane planetario recto. En la Figura 6a.

Ambos dientes, muestran evidencia de picadura; el desconchamiento ocurrió cerca de la línea de avance de cada uno de estos dientes y en varios otros dientes de este engrane. La flecha del engrane se sujetó a 315 horas de prueba bajo fuerte carga de esfuerzo; la apa-

riencia general de los dientes del engrane indica buen alineamiento, porque el patrón de la picadura es uniforme. En la Figura 6b, se muestra una microfotografía de una sección a través del área desconchada del diente e ilustra el agrietamiento subsuperficial progresivo que precede a este tipo de desconchamiento.

La sobrecarga excéntrica extrema causará desconchamiento del borde del diente en un período relativamente breve de tiempo. La microfotografía de la Figura 7; muestra agrietamiento por fatiga subsuperficial, que posteriormente condujo al desconchamiento, en un engrane de motor de aviación, después de 4 horas de operación en un motor de banco de pruebas. El desconchamiento ocurrió en el borde del diente un área remota del área de contacto normal, en el flanco del diente. Este engrane se fabricó de acero AMS 6260 y se carburizó con gas. El agrietamiento se inició en la zona de transición entre la cementación carburizada y el núcleo.

Indicaciones semejantes a Desconchamiento. Ocasionalmente, las indicaciones semejantes al desconchamiento en dientes de engranes (especialmente en los bordes o la superficie de los dientes) se atribuyen incorrectamente a desconchamiento basándose tan solo en la apariencia. El engrane de acero carburizado que se muestra en la Figura 8. fue uno de varios que se retiraron del servicio cuando se observaron indicaciones semejantes a desconchamiento en las superficies y bordes de los dientes. El análisis metalúrgico completo de este engrane, reveló que tenía cementación de profundidad adecuada, dureza adecuada de la misma y de la microestructura y que las indicaciones semejantes a desconchamiento, habían sido causadas por escamación de un óxido adherente que cubría el engrane, cuyo origen no se pudo determinar. Dicha

capa se eliminó por medio de chorro de arena sin dañar los dientes del engrane. Después, se inspeccionaron los engranes mediante el método — de partícula magnética y se encontró que estaban libres de defectos,— tales como grietas u otros defectos superficiales. Se devolvieron al — servicio y se reportó que su funcionamiento era satisfactorio.

Desconchamiento y Fluencia Plástica. Un tipo de desconcha— miento no entraña fatiga de la superficie exclusivamente, sino más — bien refleja los efectos combinados por fatiga superficial y fluencia— plástica.

Fatiga Superficial y Lubricación. Aunque la Fatiga superfi— cial se asocia primeramente con resistencia y elasticidad de materia— les de engranes, puede no ser completamente independiente del lubrican— te. En experimentos controlados cuidadosamente, se ha demostrado que — la fatiga ocurre más temprano con algunos lubricantes que con otros.

En general, se conviene que la fatiga superficial está rela— cionada primordialmente con el diseño y material del engrane y que el— lubricante es un factor relativamente menor.

## ANEXO DE FIGURAS

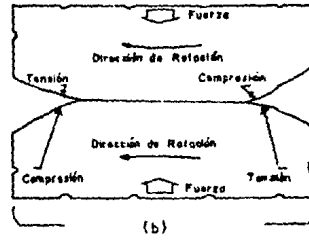
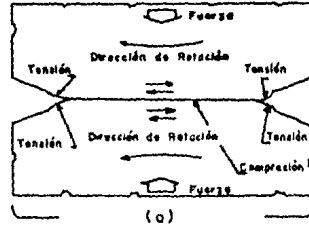


FIG. 1. DIBUJO ESQUEMATICO DEL MECANISMO DE FATIGA DE SUPERFICIE.  
 (a). RODILLOS QUE GIRAN A LA MISMA VELOCIDAD.  
 (b). RODILLOS QUE GIRAN A VELOCIDAD DIFERENTE.

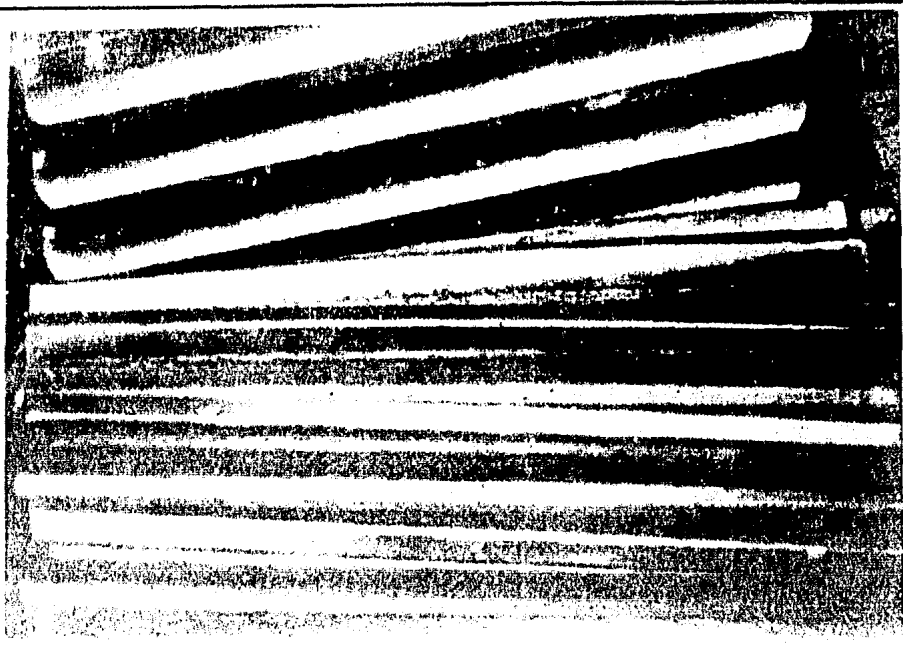


FIG. 2. MICROGRAFICA, A 1000X, DE UN ESPECIMEN DE SOPORTE DESGASTADO POR ACIDO QUE MUESTRA GRIETAS POR FATIGA QUE SE JUNTAN DEBAJO DE LA SUPERFICIE DE UN DIENTE DE UN ENGRANE DE ACERO. EL RESULTADO FINAL ES QUE PEQUEÑOS TROZOS DE METAL SE SEPARAN DE LA SUPERFICIE DEJANDO PEQUEÑOS ORIFICIOS.



FIG. 3. PICADURA INICIAL EN UN ENGRANE ESPIRAL DE ACERO. LA CORROSION SE CONFINO AL AREA DE LA LINEA DE INCLINACION Y NO EMPEORARA DESPUES DE MUCHOS MILLONES DE CICLOS DE TENSION.





(a)



(b)

FIG. 4. PICADURA DESTRUCTIVA EN (a) PIRON HELICOIDAL, Y (b) ENGRANE PUNTO DE ESPINA. LOS CUALES AMBOS ERAN ENGRANES IMPULSORES. EN AMBOS ENGRANES, LA CORROSION DESTRUCTIVA SE LIMITA A EL AREA DE DEPENDUM, QUE ES LA USUAL PARA LOS ENGRANES IMPULSORES.



FIG. 5. DOS TIPOS DE DESCONCHADO SOBRE EL PIÑÓN DE ACERO DE UN CONJUNTO DE ENGRANES HIPOIDALES; EN LA EXTREMA IZQUIERDA, DESCONCHADO DEBIDO A SOBRECARGA EXTREMA EN LOS BORDES DE LOS DIENTES; A LA EXTREMA DERECHA (GRAN MANCHA OSCURA), DESCONCHADO DEBIDO A CORROSION DESTRUCTIVA.



(a)



(b)

FIG. 6.(a).DESCONCHADO DEBIDO A PICADURA DESTRUCTIVA SOBRE UN DIENTE DEL EJE DE UN ENGRANE PLANETARIO RECTO. (b)MICROGRAFIA, A 100X, DE UNA SECCION NO EROSIONADA TOMADA A TRAVES DEL AREA DE DESCONCHADO, QUE MUESTRA AGRIETAMIENTO SUBSUPERFICIAL PROGRESIVO.

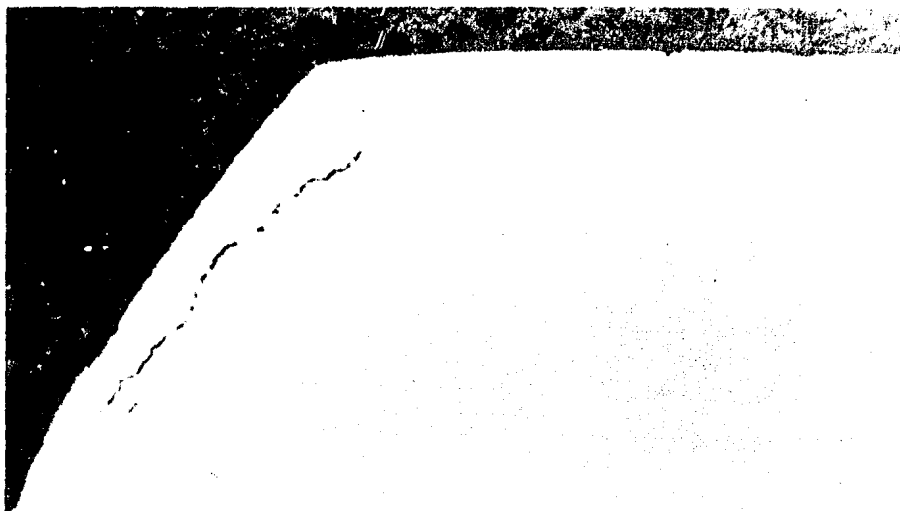


FIG. 7. ESTA MICROFOTOGRAFIA, MUESTRA UNA SECCION NO EROSIONADA DE UN DIENTE DE ACERO CARBURIZADO AMS 6260. EL AGRIETAMIENTO SE INICIO EN LA ZONA DE TRANSICION ENTRE LA CEMENTACION CARBURIZADA Y EL NUCLEO.

AGRIETAMIENTO SUBSUPERFICIAL QUE POSTERIORMENTE RESULTO EN DESCONCHADO EN EL BORDE DE UN DIENTE, DEBIDO A SOBRECARGA EXCENTRICA.



FIG. 8. INDICACIONES SEMEJANTES A DESCONCHAMIENTO SOBRE LOS BORDES DE LOS DIENTES DE UN ENGRANE DE ACERO CARBURIZADO. SE DETERMINO POR INDICACIONES QUE HABIAN SIDO CAUSADAS POR DESCAMACION (DESCASCARACION) DE UNA CAPA DE OXIDO ADHERENTE Y QUE NO AFECTA LA FUNCION DE EL ENGRANE.

## CAPITULO 7

## FALLAS POR FLUENCIA PLASTICA

El término "fluencia plástica" se refiere a la deformación superficial del metal del diente del engrane como resultado de elasticidad bajo cargas pesadas, cargas de impacto con frecuencia. Aunque más comunmente asociada con metales suaves y dúctiles, la falla por fluencia plástica también ocurre en aceros de endurecimiento integral y aceros cementados.

La fluencia plástica es siempre el resultado de cargar un engrane más allá de la resistencia al punto cedente del metal en la zona de contacto. Los tres tipos principales de fluencia plástica en engranes, son de rodadura y martillado, ondulación y de riscos. La fluencia plástica puede estar acompañada de daño por fatiga superficial, tal como picadura o desconchamiento destructivos, aunque la fluencia plástica y la fatiga son fenómenos claramente distintos. La fluencia plástica también puede preceder o acompañar a la ruptura.

7.1.- Martillado y Rodadura. Si la carga compresiva es alta, si la vibración causa altas crestas de carga o si la acción de los dientes produce carga de alto impacto, las superficies de los dientes, pueden experimentar rodadura y martillado, especialmente si son relativamente suaves. Estas se asemejan a lo que ocurre cuando la cabeza de un cincel o un remache, se martilla repetidamente. En los engranes estos efectos se caracterizan por aletas en los bordes superiores o extremos

de los dientes (no se deben confundir con rebabas de corte o virutas), por puntas de dientes muy redondeadas o por una depresión en la superficie del engrane impulsor al iniciarse el contacto de un solo diente con un risco levantado cerca de la línea de avance del engrane impulsado. Las partes restantes de los dientes usualmente se deforman en un grado considerable, antes de que ocurra la destrucción completa. Aunque la causa de la falla reside en el material del engrane o la carga o ambos, la mayor viscosidad del aceite, puede contribuir a amortiguar los golpes y con ello prolongar la duración del engrane. Los bordes de pluma en los extremos y superficies superiores de los dientes que se muestran en la Figura 1, fueron resultado de rodamiento y martillado de un metal de engranes que era demasiado para la aplicación que se pretendía.

Las fallas causadas por rodamiento y martillado, son fáciles de reconocer y en general, fáciles de corregir. Usualmente la corrección consiste en seleccionar un material de engranes un tanto más duro (y más fuerte) o para aceros de endurecimiento integral, especificar una dureza de superficie más alta o recurrir a un método de endurecimiento superficial, tal como el de flama o inducción para obtener una dureza superficial considerablemente más alta.

Aunque la falla de engranes de acero carburizado a causa de rodamiento y martillado relativamente no es común, tal falla puede ocurrir si la dureza superficial de los dientes del engrane carburizado es inferior a la estándar. Entre las causas comunes de dureza superficial baja son:

- a) Una superficie carburizada cementada con contenido de car

bono "pobre"

b) Descarburización de la superficie.

c) Omisión inadvertida de endurecer después de la carburización. Omisión que es más probable que ocurra cuando los engranes se carburizan y austenizan en tandas en diferentes hornos.

El daño por rodamiento y martillado se puede reducir, reduciendo la carga al engrane y con ello reduciendo la carga a los dientes o reduciendo la carga de choque, si tal choque se debe a alguna condición externa. En algunos casos, cuando la viscosidad del aceite ha sido demasiado baja (como resultado por ejemplo de funcionamiento a alta temperatura), ha sido posible detener la fluencia plástica cambiando a un aceite de viscosidad más alta. El aceite más viscoso ha proporcionado mayor amortiguamiento y una película de aceite con propiedad mejorada para reducir la fricción.

7.2.- Ondulación. (Véase la Figura 2). Es un patrón de forma semejante a ondas que aparece en la superficie del diente a ángulo recto con respecto a la dirección del deslizamiento y es causado por esfuerzos de cizallamiento (más bien que esfuerzos compresivos) en la superficie del metal. Algunas veces estos esfuerzos, se pueden aliviar cambiando a un lubricante de un coeficiente de fricción más bajo.

La ondulación ocurre mayormente en engranes hipoidales cementados. En general, ello no conduce a falla inmediata, sino más bien -

es una indicación de carga excesiva y debe servir como advertencia de posible falla futura.

La vibración, también se sabe que causa ondulación.

7.3.- Riscos. (Vease la Figura 3). Son la forma más severa de fluencia plástica, que puede ocurrir en piñones hipoidales de acero cementados y engranes sin fin de bronce. Usualmente, aparecen como líneas diagonales o riscos a través de la superficie del diente, pero se puede caracterizar por un patrón en forma de cola de pescado orientado en dirección del deslizamiento. Si progresa la formación de riscos, la superficie del metal se retrabaja continuamente, lo cual da por resultado picadura y falla final del tipo de fatiga. En general, la formación de riscos está asociada con carga excesiva o lubricación inadecuada o ambas cosas.

Fluencia Plástica y Picadura. El engrane de acero carburizado que se muestra en la figura 4a, falló por fluencia plástica y picadura destructiva. El engrane, de 4 pulgadas de diámetro y 1- 1/2 pulgada de ancho, se había fabricado de acero AMS 6260 y se carburizó hasta una profundidad de 0.025 a 0.035 pulg. Sin embargo, debido a error de maquinado, se quitó una cantidad excesiva de material de las caras de impulsión de los engranes (véase Figura 4b). Debido a que la cementación poco profunda fue incapaz de resistir las cargas a las que se sujeto, las caras de los dientes del engrane, se deformaron por fluencia plástica y se picaron severamente.



Fluencia Plástica y Desconchamiento. El engrane lateral de un diferencial, de acero carburizado, que se muestra en la Figura 5, falló por una combinación de fluencia plástica y desconchamiento. Esta falla se atribuyó al uso de un acero carburizante (4027) se produjo una dureza de núcleo inadecuada (Rockwell C 22 a 27) para soportar la cementación carburizada indefinidamente. El engrane fallido se desmontó de un vehículo después de 18,698 millas de servicio. La acción correctiva, consistió en cambiar el material del engrane a acero 8625 con una dureza de núcleo de aproximadamente Rockwell C 40.

Fluencia Plástica y Agrietamiento. El extremo ranurado de una flecha de cola (véase la Figura 6) falló como resultado de cargas torsionales excesivamente altas durante el arranque de un motor recíproco radial de aviación. La falla ocurrió por una combinación de fluencia plástica severa. La flecha de cola, que era de unas 14 pulgadas de largo y 3 de diámetro, se había fabricado de acero AMS 6263. El extremo ranurado se carburizó a una profundidad de 0.015 a 0.025 pulg. La dureza de la superficie de los dientes ranurados se requería que fuera equivalente a Rockwell C 60 a 63. La falla se atribuyó a sobrecarga torsional.

Trituración de la cementación, que también combina fluencia plástica y agrietamiento. Es una forma de falla de fluencia plástica que ocurre en engranes carburizados. La causa más común de esta carburización, es insuficiente profundidad de cementación para una dureza de núcleo y carga dadas, aunque la condición también puede resultar de sobrecarga severa o de un gran radio de curvatura del perfil del diente. En la trituración de la cementación el metal duro de ésta, se fuerza hacia el metal más suave del núcleo, el cual se deforma plástica-

mente. La trituration de la cementación, está acompañada de agrietamiento. Las grietas se prolongan desde la superficie hacia el material del núcleo y frecuentemente avanzan a través de la cara del diente del engrane sin evidencia de picadura. En general las grietas no se limitan a las partes de la cabeza y la raíz del diente, sino se extienden sobre la mayor parte de la superficie del diente.

La Trituración de la cementación, se corrige comunmente aumentando la profundidad de la cementación carburizada. La selección de un acero con mayor posibilidad de endurecimiento, permite el tratamiento térmico a mayor dureza del núcleo y mayor resistencia, lo cual también puede eliminar la causa de la trituration.

## ANEXO DE FIGURAS

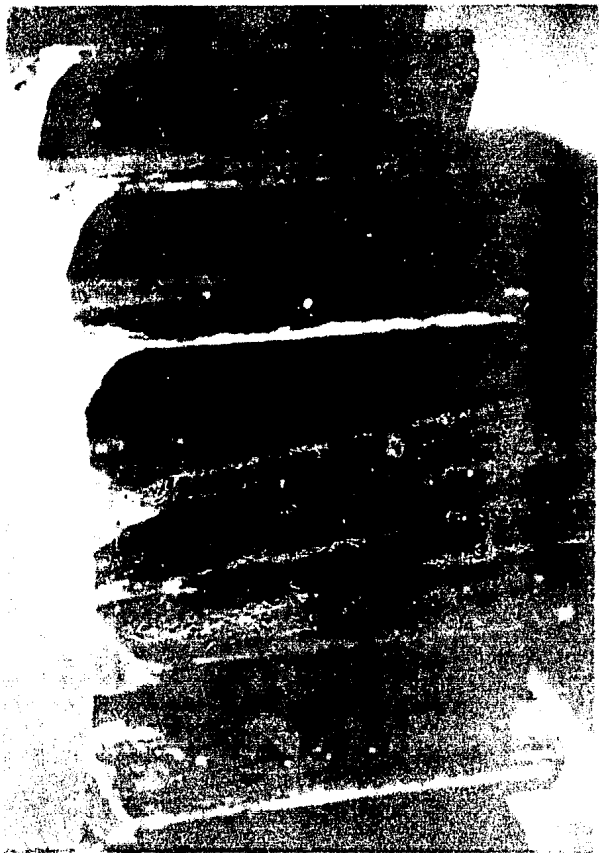


FIG. 1. UN EJEMPLO DE RODAMIENTO Y MARTILLADO EN EL CUAL LOS BORDES Y LOS EXTREMOS SUPERIORES DE LOS DIENTES DE ENGRANE DE ACERO SE HAN DEFORMADO EN FILOS COMO PLUMAS.

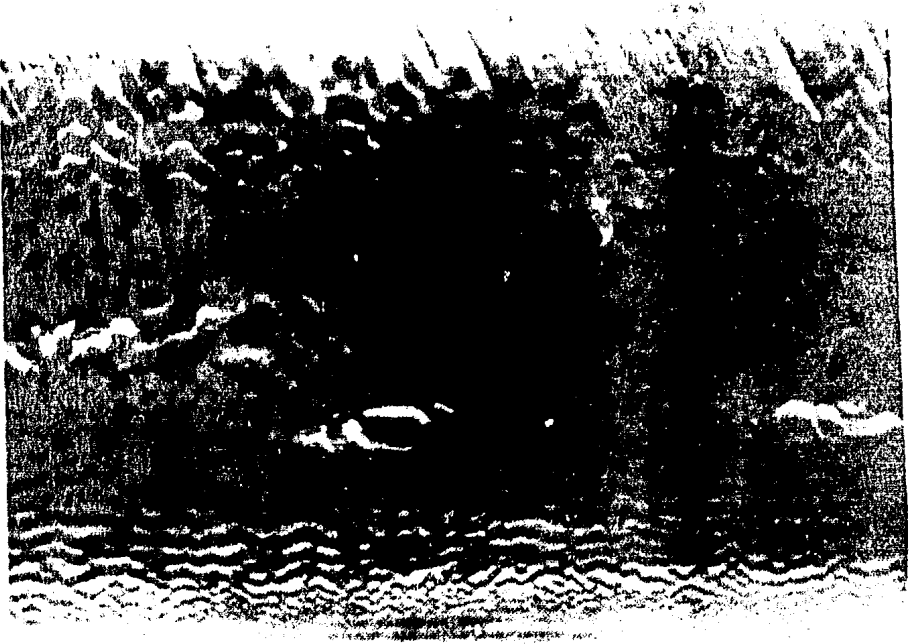
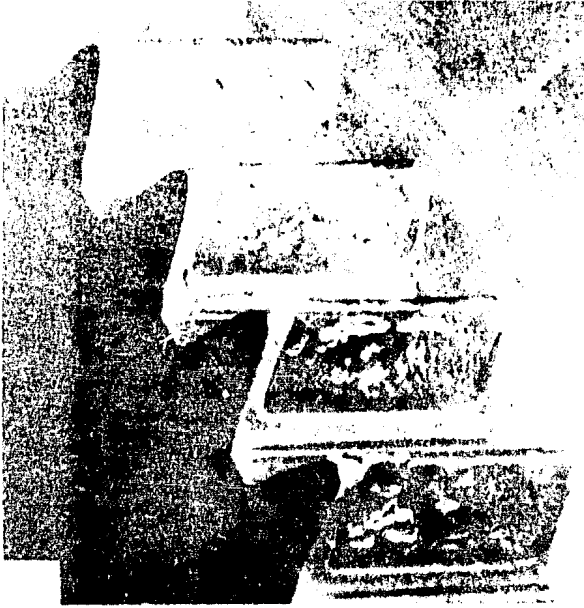


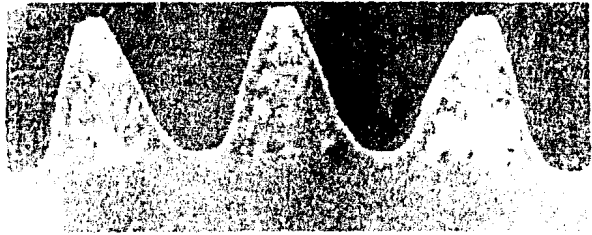
FIG. 2. ONDULACION, UN PATRON EN FORMA DE ONDAS SOBRE LA SUPERFICIE DE UN DIENTE DE ENGRANE EN ANGULO RECTO CON RESPECTO A LA DIRECCION DEL DESLIZAMIENTO



FIG. 3. RISCOS SOBRE UN ENGRANE HIPOIDE PESADAMENTE CARGADO HECHO DE ACERO ENDURECIDO.



(a)



(b)

FIG. 4.(a) FALLA QUE INVOLUCRA TANTO FLUENCIA PLASTICA COMO PICADURA DESTRUCTIVA SOBRE LOS DIENTES DE UN ENGRANE DE ACERO CARBURIZADO AMS 6260. (b) CARA TERMINAL DEL ENGRANE EROSIONADA POR ACIDO, QUE MUESTRA UNA REMOCION EXCESIVA DE MATERIAL DE LAS CARAS IMPULSORAS DE LOS DIENTES.



FIG. 5. FALLA DE DENTES QUE INVOLUCRA TANTO FLUENCIA PLÁSTICA COMO DESCONCHAMIENTO LA DUREZA DEL NÚCLEO DE ESTE ENGRANE DE ACERO CARBURIZADO 4027 NO FUE LO SUFICIENTEMENTE ALTA COMO PARA SOPORTAR UNA CARGA NORMAL EN EL SERVICIO.

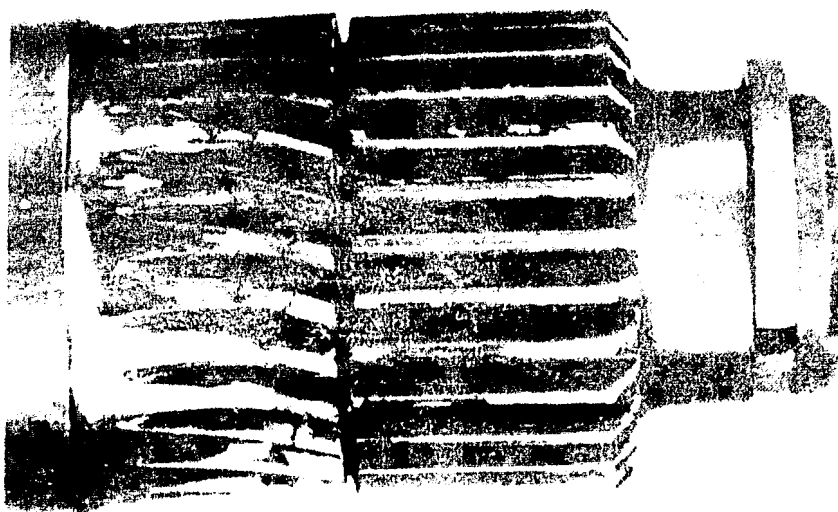


FIG. 6. EXTREMO RANURADO DE UNA FLECHA DE COLA DE ACERO AMS 6263, CARBURIZADO A UNA PROFUNDIDAD DE 0.015 A 0.025 PULG., QUE MUESTRA FALLA QUE IMPLICA FLUENCIA PLÁSTICA Y AGRIETAMIENTO DE LOS DIENTES RANURADOS. LA FALLA FUE CAUSADA POR SOBRECARGA DE TORSIÓN.

## CAPITULO 8

## FALLAS POR RUPTURA

Ruptura. Se refiere por lo general a la fractura de todo un engrane, del diente o a una parte sustancial del mismo.

8.1.- Ruptura por Fatiga. Los dientes de engranes, se cargan como vigas voladizas con carga aplicada a lo largo de las superficies de contacto. A los dientes del engrane, se les da forma de tal modo que la carga aplicada causa el máximo esfuerzo de flexión en el área de la raíz del diente. De esta manera, cualquier diente que se rompe en la raíz, ha fallado a causa de flexión. En alguna falla de fatiga por flexión, una grieta que se inicia en la raíz se puede prolongar hacia arriba en dirección de la punta del diente. Tal grieta usualmente se puede rastrear hasta su origen por marcas de playa en la superficie de la fractura.

La ruptura por fatiga, es el tipo más común de falla de ruptura. Los esfuerzos de flexión repetidos que exceden el límite de resistencia del material y que causan la ruptura por fatiga, pueden resultar de una variedad de factores, incluso diseño deficiente, desalineamiento, sobrecarga y elevadores de tensión inadvertidos, tales como muescas o defectos superficiales o subsuperficiales.

La mayoría de los engranes diseñados para resistencia máxima a la fatiga, se cementan mediante carburización, tratamiento destinado



a proporcionar una capa superficial extremadamente dura y resistente, — soportada por un núcleo tenaz. Esta combinación proporciona una capa superficial que está en un estado de compresión residual como resultado de las diferentes velocidades de expansión y contracción de la cementación y el núcleo durante el endurecimiento. Debido a que las fallas por fatiga de engranes, se inician en superficies sujetas a esfuerzos de tensión altos, los esfuerzos residuales compresivos en la cementación carburizada, que son balanceados por esfuerzos de tensión correspondientes en el núcleo, deben ser excedidos antes de que se pueda iniciar una grieta por fatiga. Las ventajas de la carburización, — se pueden cancelar, no obstante, si se altera esta relación de esfuerzo óptimo como ocurre en un engrane diseñado con intersecciones de ángulo agudo que, cuando se carburizan se endurecen íntegramente esencialmente, estas áreas endurecidas íntegras, están propensas a ruptura por fatiga.

Ubicación de la Ruptura del Diente. En las fallas que involucran ruptura de dientes de engranes, la ubicación de la ruptura en el diente, puede ser importante para ayudar a determinar la causa de la falla o para establecer el mecanismo de la falla. Los lugares en los cuales se rompen los dientes comúnmente, son: filetes o raíces, bordes o extremos o superficies superiores.

La carga de contacto máximo en engranes generalmente ocurre a media cara del diente y es posible que se originen fracturas en esas regiones. Cuando ocurre ruptura en los filetes de raíz, generalmente es indicación de sobrecarga severa. La aspereza de las fracturas de los filetes de raíz que se muestra en la Figura 1a, indica que fueron causadas por cargas de choque individuales o por cargas de alto nivel.

relativamente poco numerosas. Las fracturas por fatiga, se pueden originar también en filetes de raíz, que son las partes de los dientes - sujetas al más alto esfuerzo de flexión. Las marcas de playa relativamente lisas de las superficies de la fractura en la Figura 1b, son ca-racterísticas de la propagación lenta de la grieta.

La Figura 2, muestra ruptura en un extremo de un diente de - un engrane, típica de la resultante de desalineamiento. Entre las - causas comunes de desalineamiento, se encuentra una desviación excesiva cuando se cortaron los dientes, de flexión elástica de la flecha o - de la caja del engrane, claro de cojinete excesivo e inexactitudes en - el alineamiento del barreno.

La ruptura por fatiga en las superficies superiores de los - dientes, tal como se muestra en los dientes del piñón de la Figura 3, - ocurre en engranes fuertemente cargados con un perfil de diente que no permite la deflexión del diente bajo carga. La superficie superior - del diente, es el primer punto de contacto y por consiguiente es la - más vulnerable a la fractura. La solución a este problema, es modifi-car el diseño para aliviar la cabeza del piñón y la raíz del piñón.

Ruptura por fatiga, causada por Elevadores de Esfuerzo. Las muescas mecánicas en forma de surcos o marcas de herramienta y las - muescas metalúrgicas en forma de defectos superficiales y subsuperfi-ciales, son elevadores comunes de esfuerzo que pueden contribuir a rup-tura por fatiga de dientes de engranes. En general, el origen de tales elevadores de tensión, se puede encontrar en el proceso defectuoso o - material defectuoso, aunque las características del diseño, tales como radios de filete inadecuados en las raíces de los dientes, constituyen

también muescas mecánicas que promueven la falla por ruptura.

La figura 4, muestra una fractura por fatiga que fue causada por una canal o corte en el área del filete de raíz del diente de un engrane recto. Dicha canal indicada por la flecha en la Figura 4, se generó durante el cepillado por defecto de la herramienta. El engrane recto, hecho de forja de acero AMS 6260 fue carburizado, endurecido y templado después del maquinado. Sin embargo, el perfil defectuoso de la raíz, no se descubrió en la inspección final. La fractura que se muestra en la Figura 4, ocurrió por fatiga de flexión; el origen de la fractura, fue la muesca en el lado cargado (izquierdo) del diente. La fractura se propagó transversalmente por el diente.

Radios de filete demasiado pequeños en las raíces de los dientes del engrane dieron por resultado la falla que se muestra en la Figura 5. Las grietas que se crearon en las raíces del diente de este engrane de acero carburizado, progresaron radialmente hacia dentro en dirección del centro del engrane. La Figura 6, es relativamente poco común. La ruptura del diente de esta ranura interna, fue causada por un defecto originado durante la forja. El defecto, conocido como estallido de forja, se produjo bien por debajo de la superficie y no se descubrió en la prueba no destructiva aplicada a este engrane. El estallido de forja ocupó el área rodeada por las flechas en la Figura 6.

Es probable que las inclusiones sean los elevadores metalúrgicos de tensión más comunes. La falla por fatiga que se muestra en la Figura 7, se originó en la inclusión subsuperficial indicada por la flecha. En este caso, el agrietamiento por fatiga, se inició en la corona del engrane, más bien que en los dientes del mismo. La grieta -

se detectó por inspección de partícula magnética después de la prueba del motor.

Otro tipo de elevador de esfuerzo metalúrgico que se puede desarrollar en los dientes de engranes de acero carburizado o nitrurado y que conduce a la ruptura por fatiga, es el agrietamiento en la entrecara de la cementación y el núcleo, como se muestra en la Figura 8. Las grietas mostradas, resultaron de la transformación de austenita retenida en este engrane de acero carburizado cuando el engrane se refrigeró después del tratamiento térmico. Las grietas tienen forma de media luna y cuando se sujetan a carga, progresan en fatiga a través de la sección del diente, hasta que ocurre la ruptura. Estas grietas se conocen como grietas de enfriamiento "interno" y se pueden desarrollar también como resultado de enfriar a una velocidad demasiado drástica a partir de una temperatura demasiado alta.

8.2.- Ruptura a partir del Desgaste Intenso. Este tipo de ruptura, se clasifica más apropiadamente como falla por desgaste, debido al papel de la ruptura en falla final es principal. Así, por ejemplo, el desgaste abrasivo o corrosivo fuerte, puede remover suficiente metal del engrane para reducir la sección del diente y la capacidad de soporte de carga del diente al punto de que es inevitable la ruptura. La picadura severa, causada por fatiga de superficie, puede conducir también a la ruptura.

8.3.- Ruptura por Sobrecarga. Puede involucrar fatiga o no; desde el punto de vista del análisis de fallas, la distinción es muy importante.

La ruptura por sobrecarga que no implica fatiga, no es un tipo común de falla, pero puede resultar de:

- a) Sobrecarga de choque repentino.
- b) Acuñadura de dientes, debida a falla de chumacera.
- c) Flexión de flecha.

d) La introducción de grandes pedazos de material extraño entre engranes que engranan. La superficie de fractura producidas por ruptura por sobrecarga, no exhibe la progresión de grieta característica de la falla por fatiga; en su lugar, tiene una apariencia sedosa en los metales más duros y más quebradizos y una apariencia fibrosa y desgarrada sin patrón definido en los metales más dúctiles. Cuando se rompen varios dientes o partes de estos, el examen puede mostrar que la primera ruptura fue el resultado por fatiga, y que las otras rupturas ocurrieron subsecuentemente como resultado de los desechos y la carga de choque causada por el diente roto.

En engranes de acero carburizado, la ruptura por sobrecarga que involucra ruptura frecuentemente produce una fractura característica que se inicia en el filete de raíz del lado de carga del diente, agrietando la cementación carburizada y luego progresa por la sección del núcleo más dúctil, emergiendo cerca del filete de raíz del lado no cargado del diente. La fractura superficial que se expone al retirar-

el diente, es convexa y algunas veces se conoce como fractura del tipo de "Joroba".

8.4.- Agrietamiento. Resulta de proceso abusivo. Es un tipo más común de daño y si no se descubre antes de que el engrane se ponga en servicio, ello conduce generalmente a ruptura. Finalmente el agrietamiento puede resultar de una característica del diseño del engrane que contribuye a un aumento de los esfuerzos internos o reduce la resistencia del engrane o ambas cosas.

Grietas por Esmerilado. Uno de los peligros de las grietas por esmerilado es que algunas veces no aparecen hasta que la superficie afectada se ha sujetado a carga; en consecuencia puede escapar a la detección aún cuando la inspección posterior a la fabricación sea rigurosa. Las grietas por esmerilado, son grietas superficiales finas que usualmente siguen un patrón definido. Se producen durante el esmerilado y son causadas por el uso de una rueda incorrecta o velocidad o alimentación incorrectas o en el caso de aceros endurecibles, especialmente los de alto contenido de carbono, por transformación de austenita retenida en martensita como resultado de los esfuerzos impuestos por el esmerilado o por la formación de martensita "blanca" no templada, como resultado de sobre calentamiento localizado y "autoenfriamiento". Las grietas por esmerilado, pueden ser orígenes de ruptura por fatiga o desconchamiento inducido por fatiga.

El engrane interno que se muestra en la Figura 9, ilustra tres fenómenos comúnmente asociados con esmerilado: quemaduras por es-

merilado, grietas por esmerilado y ruptura por fatiga. Este engrane de aproximadamente 6 pulg. de diámetro y 1 1/2 pulg. de ancho, se fabricó de acero AMS 6260 y se carburizó, endureció y templó antes del esmerilado final de las caras del engrane. Cuando éste se trató en una solución ácida utilizada para detectar quemaduras por esmerilado, se observó el patrón oscuro de quemaduras que aparece en la figura 9 a. Nótese que la quemadura más pronunciada en la cara del engrane, ocurrió en las bases de los dientes.

Cuando se inspeccionó el engrane mediante el método de partícula magnética, se observaron grietas finas por esmerilado (en las flechas de la Figura 9b) en las raíces de algunos de los dientes. Estas grietas delgadas se acentuaron marcadamente por medio del fluido de partícula magnética. Las grietas se atribuyeron al cambio de volumen que acompaña a la transformación. La superficie de una fractura por fatiga que formó núcleo por una de las grietas por esmerilado, se muestra en la Figura 9c. La grieta por esmerilado se indica por medio de las flechas en el ángulo superior derecho de la superficie de la fractura.

Las grietas por enfriamiento resultan de los esfuerzos internos excesivos desarrollados durante el enfriamiento de la temperatura de austenización y al igual que las grietas por esmerilado, pueden ser origen de ruptura por fatiga. Usualmente son grietas del grueso de un cabello que ocurre por la superficie del diente: son visibles, siguiendo el radio de la raíz del diente o siguen una dirección aleatoria en los extremos del diente. En la figura 10, se muestran grietas típicas de enfriamiento. Si las grietas son grandes, el engrane puede fallar en servicio, después de relativamente pocos ciclos de una manera simi-

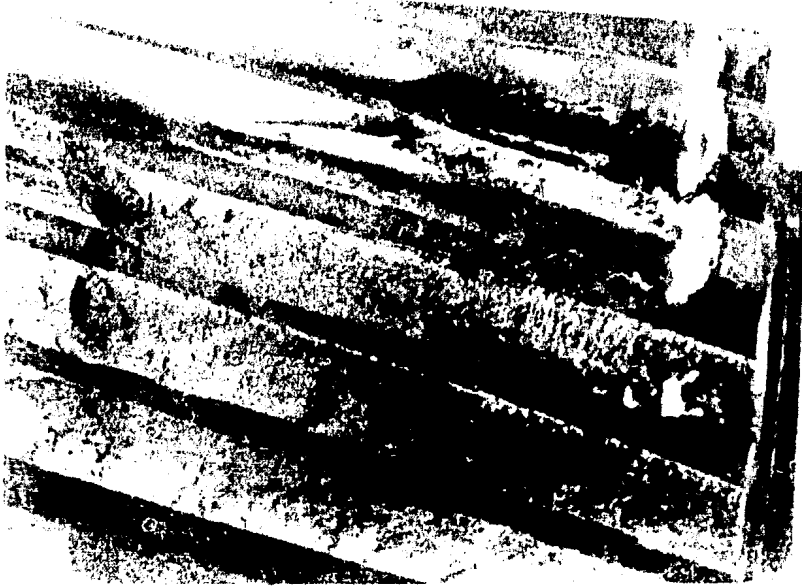
lar a la ruptura por sobrecarga. En general, las grietas por enfriamiento, son causadas por temperaturas excesivas de austenización o velocidades excesivas de enfriamiento, enfriamiento no uniforme o restricción indebida durante el enfriamiento.

Agrietamiento Relacionado con el Diseño. Las aceiteras, cuñeros, nervaduras delgadas y ángulos agudos, se encuentran entre las características de diseño que contribuyen al agrietamiento. En general, el agrietamiento relacionado con el diseño se puede rastrear hasta elevadores de esfuerzo mecánico o resistencia inadecuada o a ambas cosas. La colocación de aceiteras en engranes, puede contribuir al agrietamiento y ruptura prematura. En el engrane recto de acero que se muestra en la Figura 11, se desarrollaron grietas por fatiga en la vecindad de dos aceiteras situadas en la raíz de un diente, después de un período breve de servicio; las grietas se propagaron rápidamente a partir de la raíz del diente hacia el barreno del engrane.

La falla del piñón de acero que se muestra en la Figura 12, resultó de una combinación de factores de diseño desfavorables. El espesor de la pared de este piñón hueco, era marginal cuando mucho, para las cargas impuestas a los dientes. Sin embargo, aún más crítica fue la colocación de un cuñero en la pared delgada. El efecto de muesca en la base del cuñero produjo una grieta por fatiga a través de la anchura del engrane y ocurrió la fractura poco después.



## ANEXO DE FIGURAS



(a)



(b)

FIG. 1. DIENTE ROTO DE ENGRANE EN EL CUAL LA FRACTURA SE ORIGINO EN EL FILETE DE LA RAIZ: (a) POR CARGA DE CHOQUE REPENTINO, Y (b) POR FATIGA.



FIG. 2. RUPTURA EN UN EXTREMO DE UN DIENTE, CAUSA POR DESALINEAMIENTO.



FIG. 3. RUPTURA EN LA SUPERFICIE SUPERIOR DE LOS DENTES DE UN PIRON QUE OCURRIERON DEBIDO A QUE EL PERFIL DEL DIENTE NO PERMITE LA DEFLEXION DEL DIENTE BAJO CARGA.

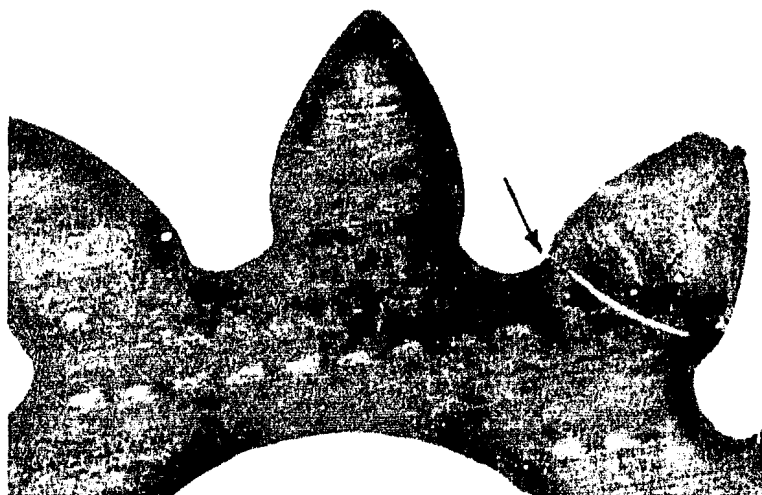


FIG. 4. FRACTURA POR FATIGA EN UN DIENTE DE ENGRANE RECTO QUE SE INICIO EN UNA CANAL O CORTE (FLECHA) EN EL AREA DEL FILETE DE LA RAIZ DEL DIENTE.



FIG. 5. RUPTURA POR FATIGA RADIAL INICIADA EN PEQUEÑOS RADIOS DEL FILETE DE LA RAIZ DE LOS DIENTES DE UN ENGRANE DE ACERO CARBURIZADO.

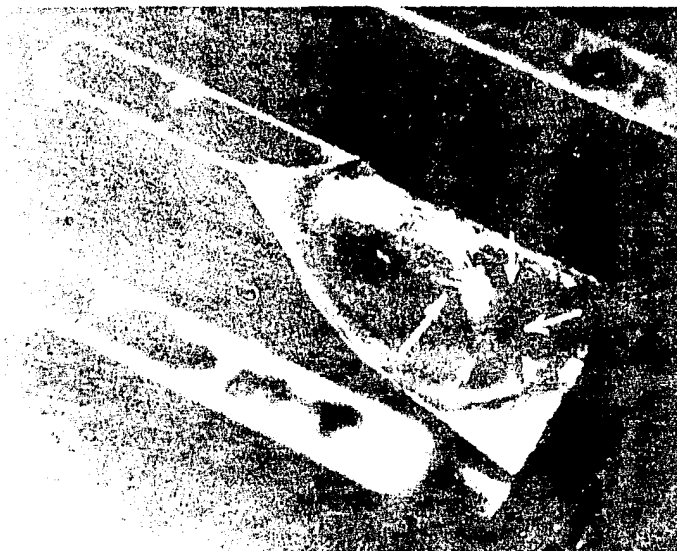


FIG. 6. RUPTURA DE UN DIENTE DE RANURA INTERNA CAUSADA POR ESTALLIDO EN LA FORJA.

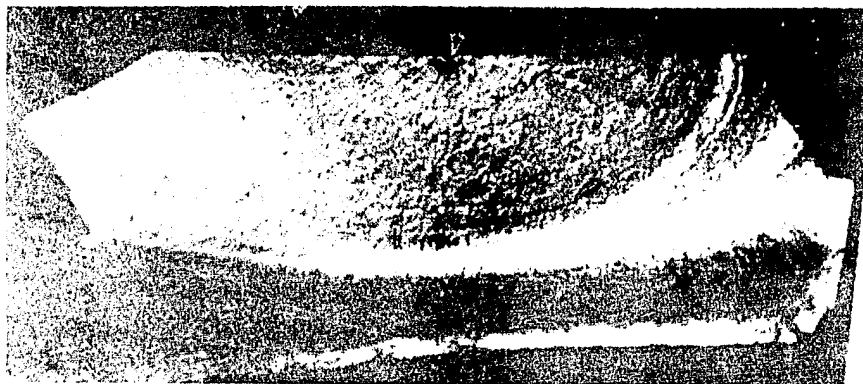


FIG. 7. FRACTURA POR FATIGA QUE SE INICIO AL BORDE DE UN ENGRANE EN UNA GRAN INCLUSION SUBSUPERFICIAL (FLECHA).

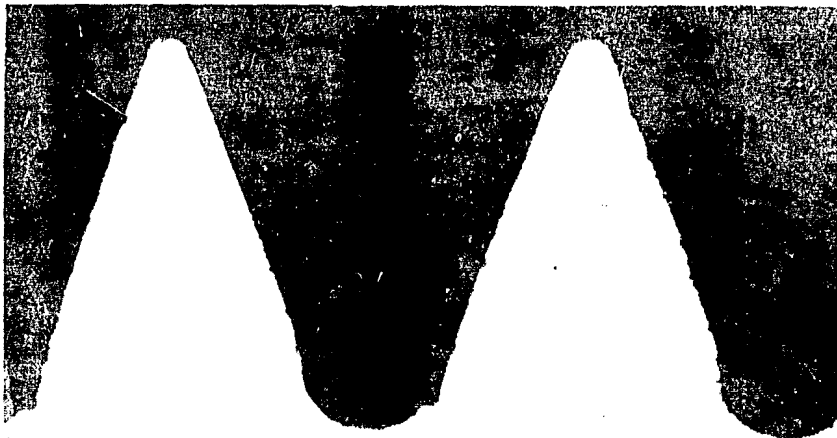


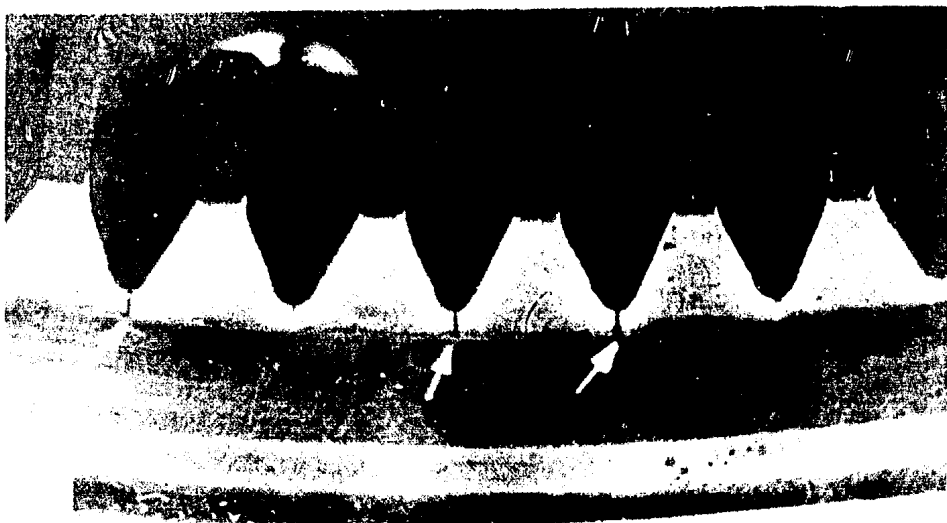
FIG. 8. AGRIETAMIENTO EN LA ENTRECARA DE LA CEMENTACION Y EL NUCLEO DE UN ENGRANE DE ACERO CARBURIZADO QUE FUE RESULTADO DE LA TRANSFORMACION DE AUSTENITA RETENIDA.



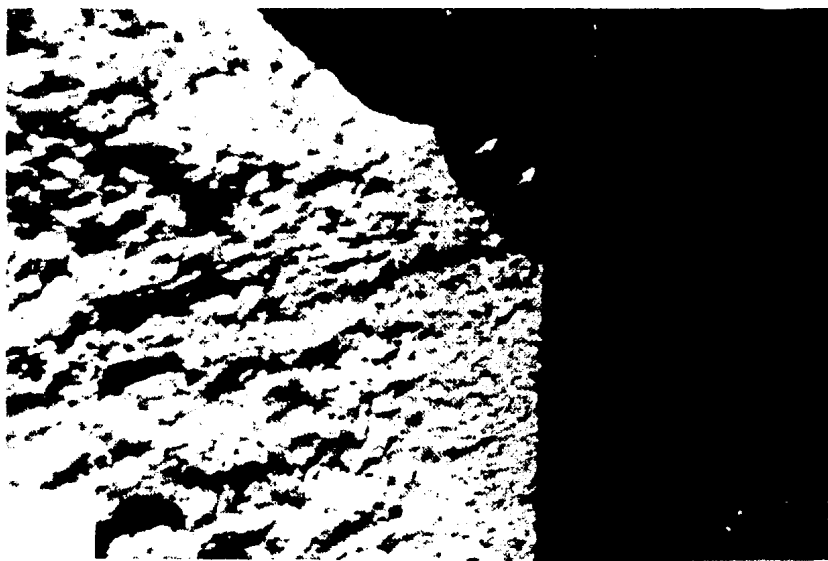
(a)

FIG. 9. DAÑO CAUSADO POR ESMERILADO EXCESIVO DE UN ENGRANE DE ACERO CARBURIZADO AMS 6260.

(a). PATRON OSCURO DE QUEMADURAS POR ESMERILADO, DESARROLLADO POR EROSION DE ACIDO.



(b)



(c)

FIG. 9. DAÑO CAUSADO POR ESMERILADO EXCESIVO DE UN ENGRANE DE ACERO CARBURIZADO AMS 6260.  
 (b). GRIETAS POR ESMERILADO (EN LAS FLECHAS) EN LA RAIZ DE LOS DIENTES.  
 (c). SUPERFICIE DE LA FRACTURA POR FATIGA QUE FORMO NUCLEO POR UNA DE LAS GRIETAS POR ESMERILADO, LA CUAL ESTA INDICADA POR DOS FLECHAS PEQUEÑAS.

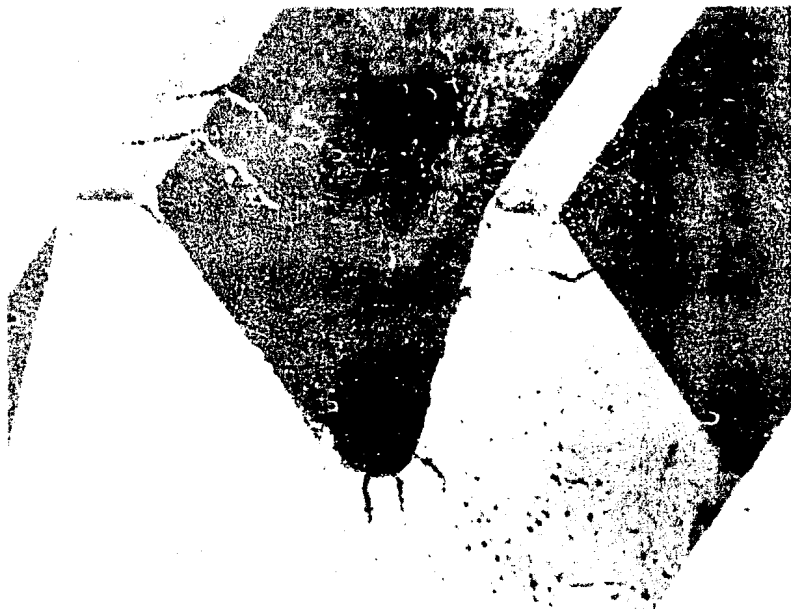


FIG. 10. GRIETAS QUE SE SUMERGEN, EXTENDIENDOSE POR LA SUPERFICIE DE LOS DIENTES Y RADIO DE LAS RAICES DE LOS MISMOS.

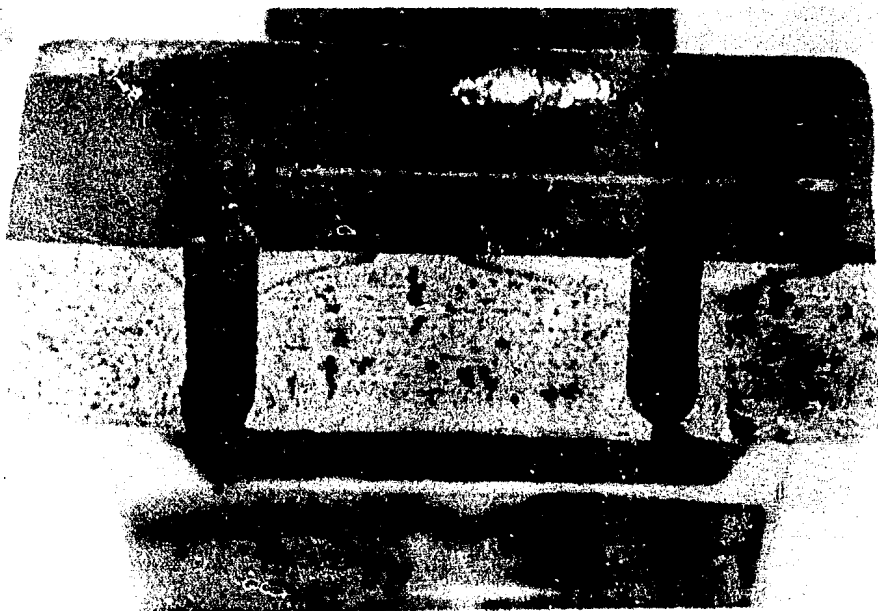


FIG. 11. ENGRANE RECTO DE ACERO ROTO, DEBIDO A FRACTURA POR FATIGA. LA GRIETA SE ORIGINO EN LA VECINDAD DE DOS ACEITERAS SITUADAS EN LA RAIZ DEL DIENTE.



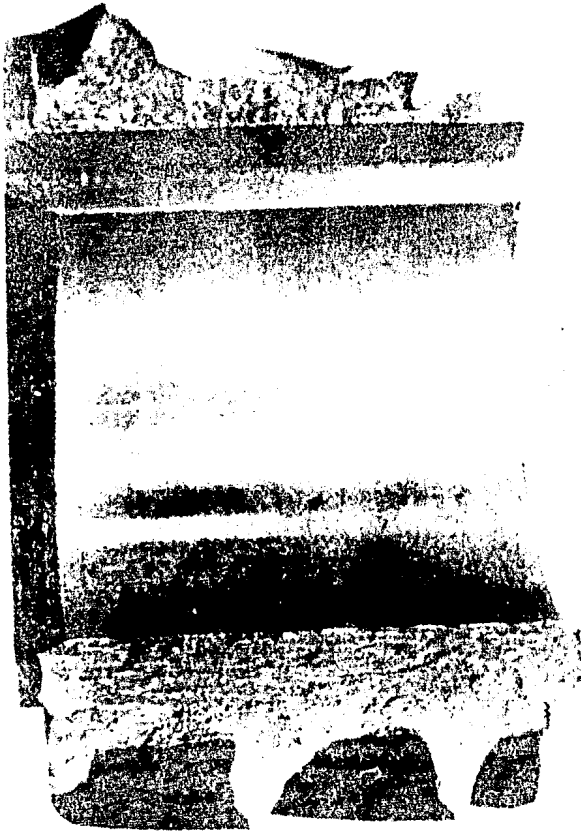


FIG. 12. PIÑON DE ACERO CON PARED DELGADA, LA FRACTURA EN UN CURERO INTERNO.

## CAPITULO 9

## ESTADISTICA DE TIPOS Y CAUSAS DE FALLAS DE ENGRANES.

Las estadísticas de fallas de engranes, basados en un muestreo adecuado, son de valor para el análisis de fallas porque proporcionan una visión general de los tipos y causas de la falla del engrane y las frecuencias relativas con que ocurren.

Informe estadístico de fallas de engranes que ocurrieron en un período de 35 años. Todas las fallas se clasificaron tanto por tipo como por causa; los resultados se resumen en porcentajes en la Tabla 1.

9.1.- Tipos de Falla. Como se muestra en la Tabla 1, la ruptura constituye el mayor porcentaje de las fallas de engranes (61.2%) seguidas de la fatiga de superficie (20.3%), desgaste (13.2%) y fluencia plástica (5.3%). La mayoría de las fallas por ruptura implicaron dientes de engranes; la ruptura de dientes por fatiga (32.8%) fue más común que la ruptura de dientes por sobrecarga (19.5%).

9.2.- Causas de Falla. Como se muestra en la Tabla 1, la mayoría de las fallas de engranes, se relacionaron con el servicio (74.7%). Las dos causas principales de falla, fueron sobre carga continua (25.0%) y armado incorrecto (21.2%). El tratamiento térmico defectuoso, fue la

causa siguiente más común de falla (16.2%), seguida de errores de diseño (6.9%), defectos de fabricación (1.4%) y defectos de material (0.8%).

TABLA 1. RESUMEN DE UN INFORME ESTADISTICO SOBRE TIPOS Y CAUSAS DE -  
931 FALLAS DE ENGRANES EN UN PERIODO DE 35 AÑOS.

TIPO DE FALLA	%
Ruptura, Total	61.2
Ruptura por fatiga, dientes	32.8
Ruptura por fatiga, barreno	4.0
Ruptura por sobrecarga, dientes	19.5
Ruptura por sobrecarga, barreno	0.6
Astilladura, dientes	4.3
Fatiga de Superficie, Total	20.3
Picadura	7.2
Desconchamiento	6.8
Picadura y desconchamiento	6.3
Desgaste, Total	13.2
Desgaste Abrasivo	10.3
Desgaste Adhesivo	2.9
Fluencia Plástica, total	5.3

## CAUSAS DE FALLA %

Causas relacionadas con el Servicio, Total	74.7
Montaje incorrecto	21.2
Lubricación inapropiada	11.0
Sobrecarga continua	25.0
Carga de impacto	13.9
Falla de baleros	0.7
Materias extrañas	1.4
Error de operario	0.3
Manejo abusivo	1.2
Tratamiento Térmico, Total	16.2
Dureza excesiva del núcleo	0.5
Dureza insuficiente del núcleo	2.0
Profundidad excesiva de la cementación	1.8
Profundidad insuficiente de la cementación	4.8
Endurecimiento inapropiado	5.9
Templado inapropiado	1.0

## CAUSAS DE FALLAS %

Distorsión	0.2
Causas relacionadas con el Diseño, Total	6.9
Diseño inapropiado	2.8
Selección inapropiada de material	1.6
Especificación de Tratamiento térmico inadecuado	2.5
Causas relacionadas con la Fabricación, Total	1.4
Quemadura por esmerilado	0.7
Marcas de herramienta o muescas	0.7
Causas relacionadas con el Material	0.8
Defectos de forja	0.1
Defectos del acero	0.5
Acero mezclado o composición incorrecta	0.2

C O N C L U S I O N

Los engranes son un tipo de elemento de máquinas que transmiten movimiento y energía. El tipo de engrane y las características específicas del diseño, determinarán no solamente las características de operación de un engrane, sino también si puede fallar prematuramente.

La mayoría de los engranes se fabrican de aceros al carbono y aleaciones bajas, incluso aceros carburizantes y el número limitado de aceros de baja aleación que responden favorablemente a la nitruración. En general, los aceros seleccionados para aplicaciones de engranes deben satisfacer dos series de requisitos que no siempre son compatibles: los que implican fabricación y procesamiento y los que implican servicio. Los requisitos de fabricación y proceso incluyen maquinabilidad, forjabilidad y respuesta al tratamiento térmico, ya que afecta a la fabricación y el proceso. Los requisitos de servicio se refieren a la propiedad del engrane de funcionar satisfactoriamente bajo las condiciones de carga para la cual fue diseñado y de este modo abarcar todos los requisitos de propiedad mecánica, incluso resistencia a la fatiga y respuesta al tratamiento térmico, ya que afecta a estas y a otras propiedades.

Los tipos de fallas de engranes, se han agrupado en cuatro clases generales:

**Desgaste.** Se define como pérdida de material a causa del contacto de las superficies de los dientes.

En muchos juegos de engranes cargados moderadamente a velocidades moderadas, se mantienen películas de aceite relativamente gruesas entre los dientes de los engranes y no ocurre contacto de metal a



metal. No ocurre desgaste (excepto al arrancar y parar) y las marcas originales de herramientas son visibles en los dientes aún después de largos períodos de funcionamiento.

Si un lubricante mejorado no es eficaz para controlar el desgaste de sobrecarga en este caso, la causa del desgaste puede ser atributable a factores de diseño o al uso de material inadecuado de engranes o ambas causas.

Sin embargo, un mal alineamiento y la carga excéntrica puede tener como resultado de desgaste de las superficies de dientes de diseño adecuado.

Los engranes que se han esmerilado o amolado a chorro después del tratamiento térmico, tienen superficies altamente reactivas y son más susceptibles a la herrumbre si se almacenan en una área húmeda sin la protección de un revestimiento contra la herrumbre. Los engranes que han sido lavados en sustancias químicas fuertes y expuestas inadvertidamente a ellas por períodos prolongados pueden exhibir corrosión severa y se deben raspar.

Fatiga de la Superficie. Es la falla de un material como resultado de esfuerzos superficiales o subsuperficiales repetidos que exceden el límite de resistencia del material.

La Fatiga Superficial está relacionada primordialmente con el diseño y material del engrane y que el lubricante es un factor relativamente menor.

**Fluencia Plástica.** Es una deformación de la superficie resultante de la elasticidad de la superficie metálica bajo cargas pasadas.

En algunos casos, cuando la viscosidad del aceite ha sido demasiado baja (como resultado por ejemplo de funcionamiento a alta temperatura), ha sido posible detener la fluencia plástica cambiando a un aceite de viscosidad más alta. El aceite más viscoso ha proporcionado mayor amortiguamiento y una película de aceite con propiedades mejoradas para reducir la fricción.

Un tipo de falla de fluencia plástica que se acompaña de agrietamiento superficial y subsuperficial, se conoce como "Trituración de Superficie", y se limita esencialmente a engranes de acero carburizado. La causa más común de esta carburización, es insuficiente profundidad de cementación para una dureza de núcleo y carga dadas, aunque la condición también puede resultar de sobrecarga severa o de un gran radio de curvatura del perfil del diente.

La trituración de la cementación, se corrige comunmente aumentando la profundidad de la cementación carburizada. La selección de un acero con mayor posibilidad de endurecimiento, permite el tratamiento térmico a mayor dureza del núcleo y mayor resistencia, lo cual también puede eliminar la causa de la trituración.

**Ruptura.** Se refiere por lo general a la fractura de todo un engrane, del diente o a una parte sustancial del mismo.

Los esfuerzos de flexión repetidos que exceden el límite de-

resistencia del material y que causan la ruptura por fatiga, pueden resultar de una variedad de factores, incluso diseño deficiente, desalineamiento, sobrecarga y elevadores de tensión inadvertidos, tales como muescas o defectos superficiales o subsuperficiales.

Los lugares en los cuales se rompen los dientes comúnmente, son filetes o raíces, bordes o extremos o superficies superiores.

La carga de contacto máximo en engranes generalmente ocurre a media cara del diente y es posible que se originen fracturas en esas regiones. Cuando ocurre ruptura en los filetes de raíz, generalmente es indicación de sobrecarga severa.

El origen de tales elevadores de tensión, se puede encontrar en el proceso defectuoso o material defectuoso, aunque las características del diseño, tales como radios de filete inadecuados en las raíces de los dientes, constituyen también muescas mecánicas que promueven la falla por ruptura.

Las grietas por enfriamiento, son causadas por temperaturas excesivas de austenización o velocidades excesivas de enfriamiento, enfriamiento no uniforme o restricción indebida durante el enfriamiento.

El agrietamiento relacionado con el diseño se puede rastrear hasta elevadores de esfuerzo mecánico o resistencia inadecuada o a ambas cosas. La colocación de aceiteras en engranes, puede contribuir al agrietamiento y ruptura prematura.

No es poco común que un engrane falle en más de una modalidad. Por ejemplo, por desgaste y ruptura o por fluencia plástica y ruptura. La falla por una o más modalidades puede ocurrir simultáneamente o una puede ser resultado de la naturaleza continuada o progresiva de la otra. La clasificación de los diferentes tipos de desgaste o falla, tiene por finalidad ayudar a distinguir entre causa y efecto, evaluar el grado o progresión de una condición observada y a determinar la acción correctiva apropiada.

Nada puede sustituir satisfactoriamente a un programa completo de pruebas de laboratorio para verificar los resultados analíticos. Esto sucede de manera especial en el diseño de engranes para larga duración. Los métodos analíticos que se presentan aquí, son útiles para obtener una respuesta general y para esbozar posibles soluciones cuando se topa con dificultades.

## A P E N D I C E

TABLA 1 VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y PARA DIVERSOS SISTEMAS DE DIENTES.

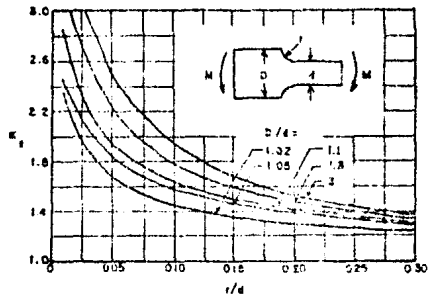
No. de dientes	14 1/2, compuestos y de evolvente (absoluto)	20° altura completa	Piñones pequeños 20° altura completa	20° dientes cortos	Engranajes Int. 20°,- altura com. Piñón Rueda
5	—	—	0.320	—	0.322
6	—	—	0.301	—	0.322
7	—	—	0.282	—	0.322
8	—	—	0.264	—	0.324
9	—	—	0.264	—	0.324
10	—	—	0.264	—	0.324
11	—	—	0.264	—	0.326
12	0.211	0.245	0.264	0.312	0.326
13	0.223	0.261	0.270	0.324	0.326
14	0.236	0.277	0.277	0.340	0.330
15	0.245	0.290	—	0.350	0.330
16	0.254	0.296	—	0.362	0.333
17	0.264	0.303	—	0.368	0.342
18	0.270	0.309	—	0.378	0.348
19	0.277	0.314	—	0.388	0.358
20	0.283	0.322	—	0.394	0.364
21	0.289	0.328	—	0.400	0.370
22	0.292	0.331	—	0.406	0.374
24	0.299	0.337	—	0.416	0.383
26	0.308	0.346	—	0.425	0.393
28	0.314	0.353	—	0.432	0.499 0.691
30	0.318	0.359	—	0.438	0.405 0.678
34	0.327	0.371	—	0.447	0.414 0.659
38	0.333	0.384	—	0.457	0.424 0.643
43	0.340	0.397	—	0.463	0.430 0.628
50	0.346	0.409	—	0.476	0.436 0.612
60	0.355	0.422	—	0.485	0.446 0.596
75	0.361	0.435	—	0.497	0.452 0.581
100	0.367	0.447	—	0.507	0.461 0.565
150	0.374	0.460	—	0.520	0.468 0.549
300	0.383	0.472	—	0.535	0.477 0.533
Cremallera	0.390	0.485	—	0.552	

TABLA 2 SISTEMAS DE DIENTES AGMA Y ANSI ESTANDARES PARA ENGRANES CI—  
LINDRICOS RECTOS

Concepto	+ Paso burdo (hasta 20 P) altura completa	Paso fino (20 P o mayor) altura completa	
Angulo de presión $\phi$	20°	25°	20°
Adendo a	$\frac{1.000}{P}$	$\frac{1.000}{P}$	$\frac{1.000}{P}$
Dedendo b	$\frac{1.250}{P}$	$\frac{1.250}{P}$	$\frac{1.250}{P} + 0.002 \text{ plg.}$
Altura de Trabajo $h_k$	$\frac{2.000}{P}$	$\frac{2.000}{P}$	$\frac{2.000}{P}$
Altura total $h_t$ (mín)	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.200}{P} + 0.002 \text{ plg.}$
Grueso del diente (circular) t	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{1.5708}{P}$
Radio de entalle en la cremallera básica $r_f$	$\frac{0.300}{P}$	$\frac{0.300}{P}$	No estandarizado
Holgura básica c (mín)	$\frac{0.250}{P}$	$\frac{0.250}{P}$	$\frac{0.200}{P} + 0.002 \text{ plg.}$
Holgura (dientes cepillados o esmerilados) c.	$\frac{0.350}{P}$	$\frac{0.350}{P}$	$\frac{0.3500}{P} + 0.002 \text{ plg.}$
Número mínimo de dientes del piñón	18	12	18
Número mínimo de dientes por par	36	24	
Ancho mínimo del tope de diente, $t_o$	$\frac{0.25}{P}$	$\frac{0.25}{P}$	No estandarizado

+ Pero sin incluir a 20P.

TABLA 3. DIAGRAMA PARA FACTOR TEORICO DE CONCENTRACION DE ESFUERZO  $K_t$



Barra de sección rectangular en flexión, con estrechamiento y entalles.  
 $G = Mc/I$ , donde  $c = 2$ ,  $I = td^3/12$ ;  $t$  es el espesor.



TABLA 4 FACTORES DE CONFIABILIDAD

Confiabledad R	0.50	0.90	0.99	0.999	0.999	9	0.99	99
Factor $K_c$	1.000	0,897	0,814	0.753	0.702		0.659	

TABLA 5 PROPIEDADES TIPICAS DEL HIERRO FUNDIDO GRIS

NUMERO ASTM	RESISTENCIA a la tensión $S_{ut}$ , Kip/plg <sup>2</sup>	RESISTENCIA a la compre- sión $S_{uc}$ , Kip/plg <sup>2</sup>	MODULO DE Ruptura al cortante $S_{xu}$ , Kip/plg <sup>2</sup>	MODULOS DE ELAS. 10 Kip/plg <sup>2</sup> Tensión Torsión		Lim. de Fatiga $S_e$ Kip/plg <sup>2</sup>	DUREZA Brinell $H_B$
20	22	83	26	9.6-14	3.9-5.6	10	156
25	26	97	32	11.5-14.8	4.6-6.0	11.5	174
30	31	109	40	13-16.4	5.26-6	14	201
35	36.5	124	48.5	14.5-17.2	5.8-6.9	16	212
40	42.5	140	57	16-20	6.4-7.8	18.5	235
50	52.5	164	73	18.8-22.8	7.2-8.0	21.5	262
60	62.5	187.5	88.5	20.4-23.5	7.8-8.5	24.5	302

TABLA 6.- FACTOR DE CORRECCION POR SOBRECARGA  $K_o$ .

Característica del impulso de la máquina motriz	Uniforme	Características de la carga impulsada	
		choques moderados	choques fuertes
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque ligero	1.25	1.50	2.00
Choque moderado	1.50	1.75	2.25

TABLA 7 FACTOR DE DISTRIBUCION DE LA CARGA  $K_m$  PARA ENGRANES CILINDRICOS RECTOS

Características de montajes	Ancho de cara, Plg.			
	0 a 2	6	9	16 ó más
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranes de precisión	1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara.	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara.	Mayor que 2,2			

TAHLA 8 VALORES DEL COEFICIENTE ELASTICO C PARA ENGRANES CILINDRICOS-RECTOS Y HELICOIDALES CON CONTACTO NO LOCALIZADO Y PARA  $\mu = 0.30$ .

Piñón	Rueda			
	Acero	Hierro Fundido	Bronce de aluminio	Bronce de estaño
Acero, E = 30	2300	2000	1950	1900
Hierro Fundido, E = 19	2000	1800	1800	1750
Bronce de aluminio, E = 17.5	1950	1800	1750	1700
Bronce de estaño, E = 16	1900	1750	1700	1650

TAHLA 9 FACTORES DE MODIFICACION DE VIDA Y CONFIABILIDAD

Ciclos de vida	Factor de vida $C_L$	Confiabilidad R	Factor de Confiabilidad $C_R$
$10^4$	1.5	Hasta 0.99	0.80
$10^5$	1.3	0.99 a 0.999	1.00
$10^6$	1.1	0.999 ó mayor	1.25 o mayor
$10^8$ ó más	1.0		

TABLA 10 FACTORES DE DISTRIBUCION DE CARGA  $C_m$  y  $K_m$  PARA ENGRANES HELICOIDALES.

Características de montaje	Ancho de la cara, plg.			
	0 - 2	6	9	10 ó más
Exacto, con pequeña holguera en cojinetes, flexión mínima del eje, engranes de precisión.	1.2	1.3	1.4	1.7
Menos rígido, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara	1.5	1.6	1.7	2.0
Exactitud y montaje tales que existe un contacto menor que el largo de cara completa.	más de 2.0			

TABLA 11 FACTORES DE DISTRIBUCION DE CARGA APROXIMADOS  $K_m$  y  $C_m$  PARA ENGRANES CONICOS.

Aplicación	Ambos engranes entre cojinetes	Un engrane fuera de cojinetes	Ambos engranes fuera de cojinetes
En la industria uso general	1.00-1.10	1.10-1.25	1.25-1.40
En automóviles	1.00-1.10	1.10-1.25	
En aeroplanos	1.00-1.25	1.10-1.40	1.25-1.50

TABELA 12 VALORES DEL COEFICIENTE ELASTICO  $C_p$  PARA ENGRANES CONICOS.

Piñón	Rueda			
	Acero	Hierro fundido	Bronce de aluminio	Bronce de estaño
Acero, E = 30	2800	2450	2400	2350
Hierro fundido, E=19	2450	2250	2200	2150
Bronce de aluminio, E = 17.5	2400	2200	2150	2100
Bronce de Estaño E = 16	2350	2150	2100	2050

## B I B L I O G R A F I A

Mechanical Engineering Design.

Joseph E. Shigley.

Mc. Graw - Hill.

Third Edition.

Gear Handbook.

Carle W. Dudley.

Mc. Graw - Hill.

Gear Handbook.

AGMA Standards.