

UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

DISEÑO DE CAJA DE VELOCIDADES
PARA TRACTOR TIPO MEDIANO
DE 25 HP

Por

HECTOR JOSUE BUITRAGO ROA
RAUL HERNANDO CASTRO VANEGAS
MIGUEL ANGEL DIAZ QUINTERO

Proyecto de Grado para optar el título
de Ingeniero Mecánico
Universidad Nacional de Colombia

1970

Bogotá, Junio 6 de 1.970

Señor Ingeniero
WESLEY HOBBS
Director del Programa
Maquinaria Agrícola y Fuerza Motriz
Instituto Colombiano Agropecuario ICA.
TIBAITATA.

Señor Ingeniero:

Agradecemos sinceramente la colaboración prestada por Ud. en la dirección del presente Proyecto de Grado, el cual sometemos a su consideración y estudio.

Esperamos se sirva impartirle su aprobación, a fin de cumplir con el requisito exigido en la obtención del título de Ingeniero Mecánico, que otorga la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Colombia.

Atentamente,

HECTOR JOSUE BUITRAGO R.

RAUL HERNANDO CASTRO V.

MIGUEL ANGEL DIAZ Q.

APROBADO:

A NUESTROS PADRES

Expresamos nuestros agradecimientos a las Directivas de la Facultad de Ingeniería, a los Profesores del Departamento de Ingeniería Mecánica, al Departamento de Ingeniería Agrícola del Instituto Colombiano Agropecuario ICA, así como a las diversas entidades y personas que en una u otra forma hicieron posible la realización de este Proyecto.

INDICE

	Pag.
CAPITULO I.	
Tipos de Cajas - Terminología - Dimensiones de los Dientes	1
CAPITULO II.	
Datos iniciales - Diseño de los Engranajes	17
CAPITULO III.	
Diseño de los Ejes	92
CAPITULO IV.	
Rodamientos	120
CAPITULO V.	
Fundición de la Carcaza	132
CAPITULO VI.	
Lubricación	136

INTRODUCCION

El empleo de la mecanización en la rama agrícola posee en Colombia niveles que no concuerdan en ningún caso con la capacidad productora del país. Este factor incide de manera directa en los costos de producción, en la cantidad producida y en su calidad. No se dispone de la maquinaria suficiente para la adecuación de terrenos, preservación de cultivos y recolección de cosechas.

Las diferentes instituciones gubernamentales en el ramo de la agricultura han favorecido la importación de las máquinas y herramientas necesarias para las labores de campo; sin embargo, el ritmo de sus importaciones ha decrecido de manera asombrosa desde 1968, hasta niveles muy por debajo de los requeridos para satisfacer las necesidades del agricultor. Se atribuye el fenómeno a la llamada "escasez de dinero del sector agropecuario", factor predominante en la baja mecanización de nuestro país.

Tomando en cuenta lo anterior, y consciente de la necesidad de una solución viable, el Instituto Colombiano Agropecuario ICA, incorporó a sus actividades, programas de investigación científica, entre los cuales se encuentra el de MAQUINARIA AGRICOLA Y FUERZA MOTRIZ, estudios de maquinaria importada, su adaptación a nuestras condiciones, y sobre todo la factibilidad de su producción en base a las capacidades de nuestra industria metal-mecánica.

En la posibilidad de contruir un tractor económico de tipo mediano (18 - 24 hp) que cumpliera los requisitos de los importados de potencia media, y que se adaptara a las necesidades específicas de nuestros suelos, se realizó inicialmente una consulta con industriales y fabricantes, quienes se mostraron interesados en el proyecto.

Este hecho motivó el presente estudio del diseño de la Caja de Velocidades, que conformará la parte esencial del Tractor "ANDINO THD 18", y cuyo fin primordial es el de determinar las bases teóricas y prácticas que permitan su fabricación.

De otra parte, se espera que el esfuerzo realizado en la producción de este tractor, abra vías de desarrollo técnico de la industria nacional, poniéndola a la altura de las actuales necesidades.

C A P I T U L O I

DIFERENTES TIPOS DE CAJAS

Las ruedas motrices de un tractor requieren potencia a bajas revoluciones y alto torque, mientras que el motor gira rápidamente y, por comparación con aquel requerido en las ruedas, produce un torque bajo.

La transmisión desde el motor debe producir una reducción de velocidad y multiplicación del torque. Esto se consigue mediante un diseño apropiado de los engranajes en la caja, diferencial y reducción final (Ver Fig.1-1)

El grado requerido de multiplicación de torque o de reducción de velocidad, varía considerablemente y por consiguiente se hace necesario utilizar una serie de relaciones de engranajes, con valores que varían desde 70:1 hasta 140:1 y más.

Las cajas de velocidades de los tractores van desde diseños simples que dan 3 o 4 velocidades hacia adelante o un reverso, hasta diseños más completos usados principalmente para fines industriales, con 10 y más velocidades hacia adelante y otras 10 en reverso.

El diseño con 3 ó 4 velocidades hacia adelante presenta una semejanza con la caja de velocidades para automóvil del tipo convencional, siendo posible extender el diseño hasta 5 velocidades. Si se desean más velocidades en este sistema se incluye generalmente un cambio de velocidad auxiliar consistente en dos pares de piñones a la entrada o a la salida del eje principal, con lo cual se duplica el número de velocidades.

Este arreglo se conoce generalmente con el nombre de "bajo".

Las cajas de velocidades se diseñan de tal forma que se pueda obtener una gama de velocidades seleccionando diferentes combinaciones de engranajes y dejando los demás libres. La caja estará en "neutro" cuando ningún tren está completo.

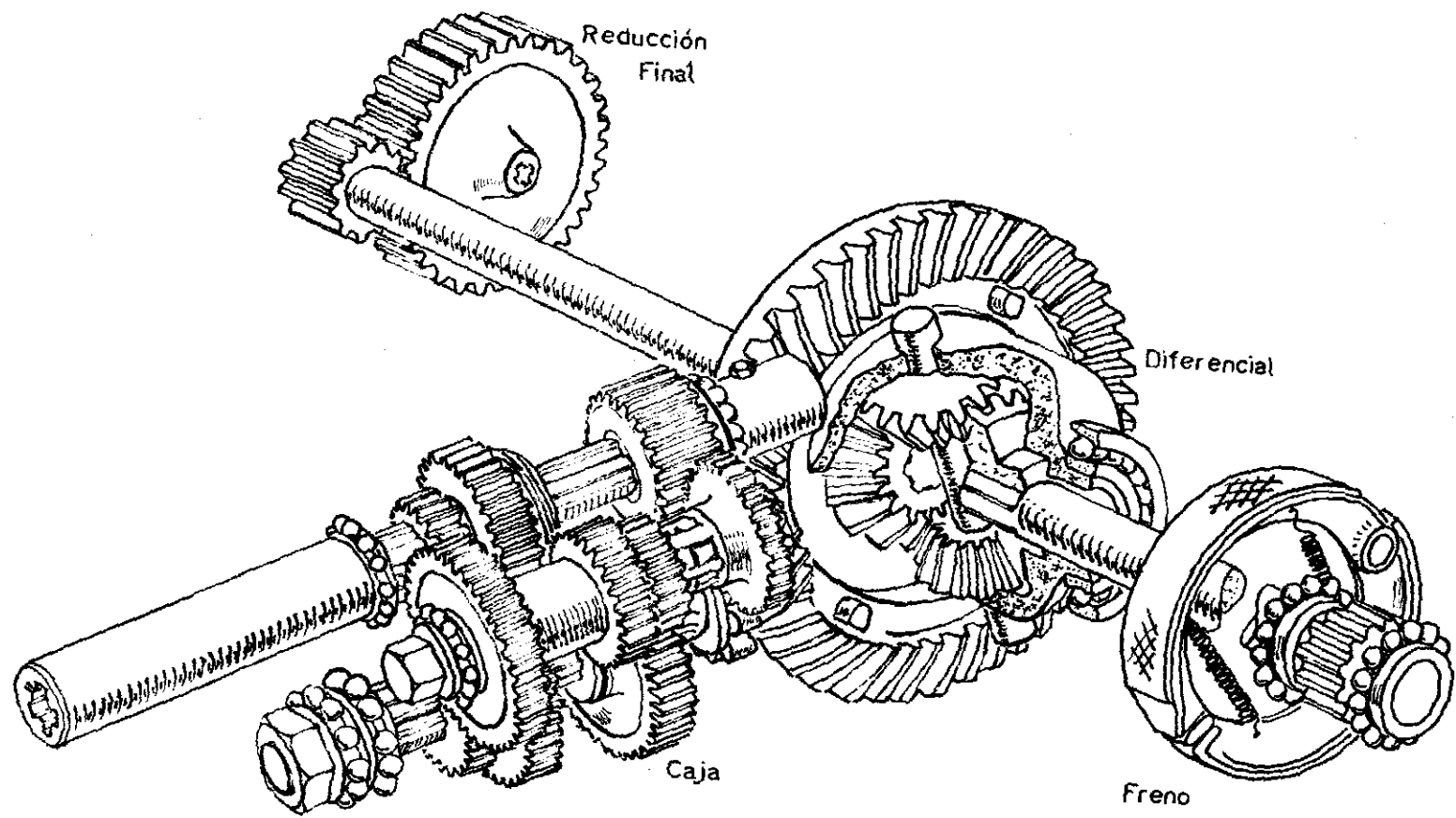


Fig. 1-1

En los tractores los engranajes de los cambios de velocidades son generalmente de dientes rectos. Los arreglos para cambiar la relación de engranajes, sincronizadores y ejes estriados son también rectos. Uno de los factores que tiende a mantener la simplicidad en el diseño es el valor alto del torque.

El cambio de velocidades durante la marcha se hace extremadamente difícil cuando el tractor está arrastrando un implemento por esta razón, si se desea cambiar la velocidad es necesario detener el tractor.

En la práctica los sistemas usados para engrane y desengrane en una caja de velocidades están limitados a dos casos: a) el piñón que va a engranar se desliza a lo largo del eje estriado que lo soporta y b) las ruedas están siempre engranando y la potencia entra al tren por un anillo dentado pequeño, que al deslizarse sobre el eje estriado hace solidario el engranaje con éste. Las ruedas que engranan por estos métodos se conocen como "Deslizantes" y de "Toma constante" respectivamente. En un diseño se puede utilizar un sistema o el otro, o una combinación de los dos. En algunos casos el piñón puede tener doble función, la de transmitir potencia en la forma normal en una posición, y en otra, engranar como un clutch positivo. Es el sistema más empleado en directa. Los engranajes helicoidales pueden emplearse en toma constante ofreciendo ventajas, entre otras, menos ruido y mayor capacidad de carga.

De acuerdo con la organización de los ejes que llevan los engranajes, se utilizan tres diseños básicos que son: a) Sin contra-eje b) Con contra-eje y eje de entrada alineados y c) Ejes de entrada, salida y contra-eje superpuestos.

En el tipo a) que se muestra en la Fig.1-2, hay una serie de pares de ruedas que varían la relación entre los dos ejes, obteniéndose un número equivalente de velocidades por conducción directa a través de cada par. Además, la sección posterior del eje de entrada y la sección conducida del eje de salida pueden adaptarse para que roten independientemente del resto, de tal forma que el movimiento -

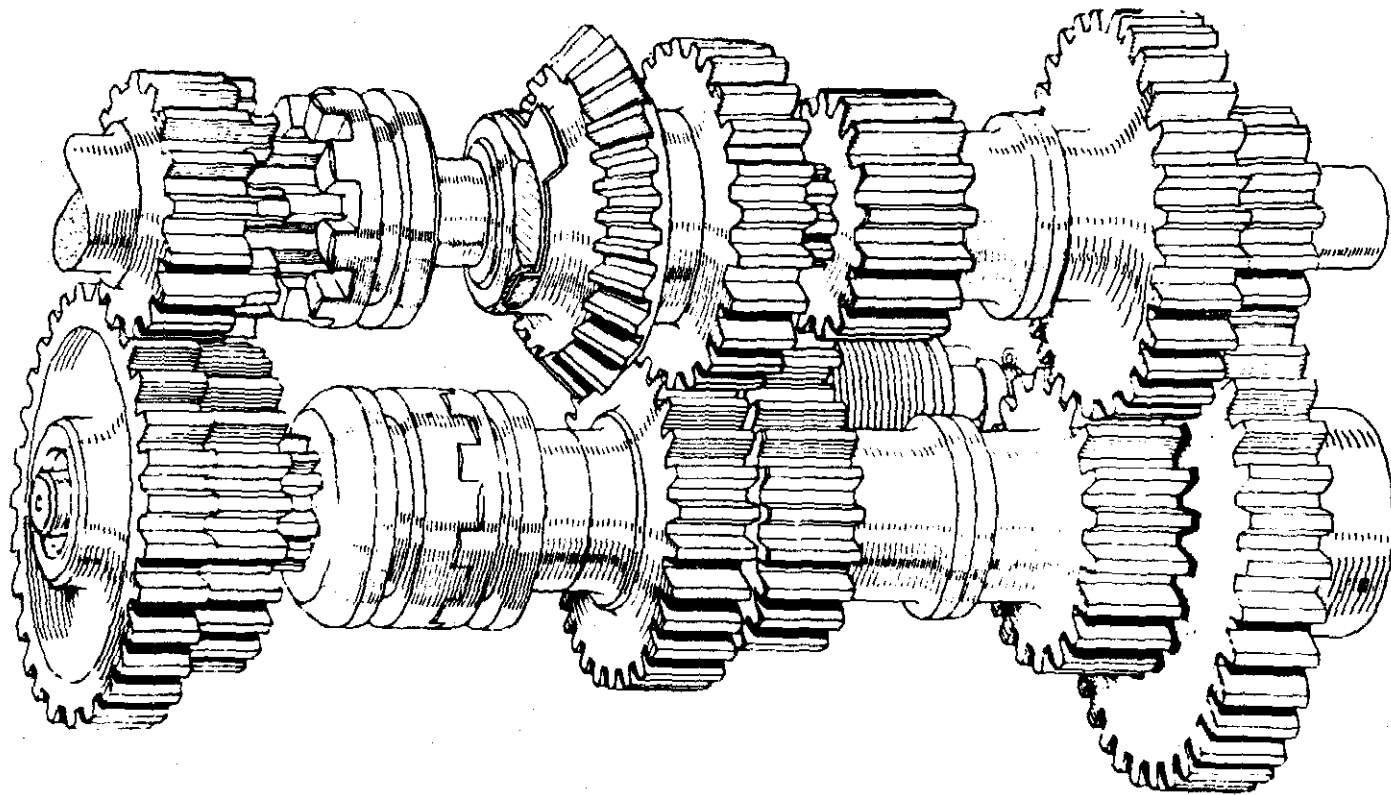


Fig. 1-2

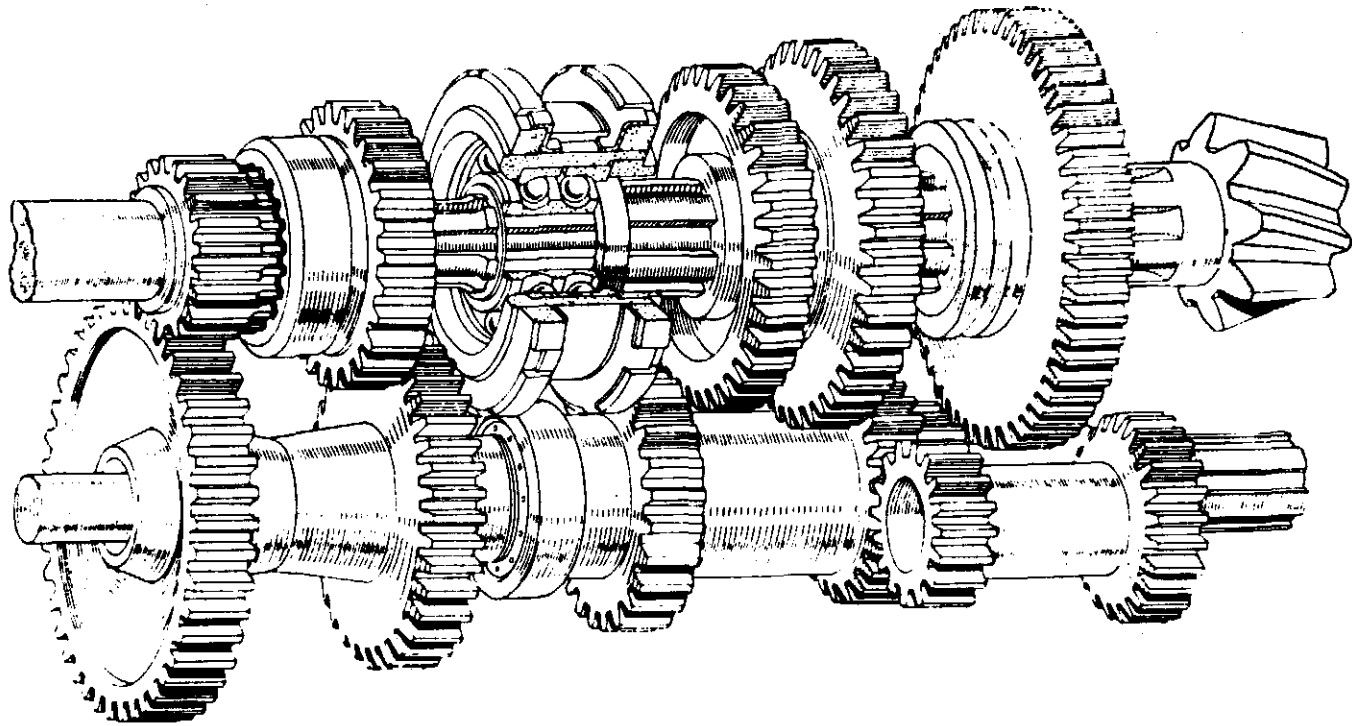


Fig. 1-3

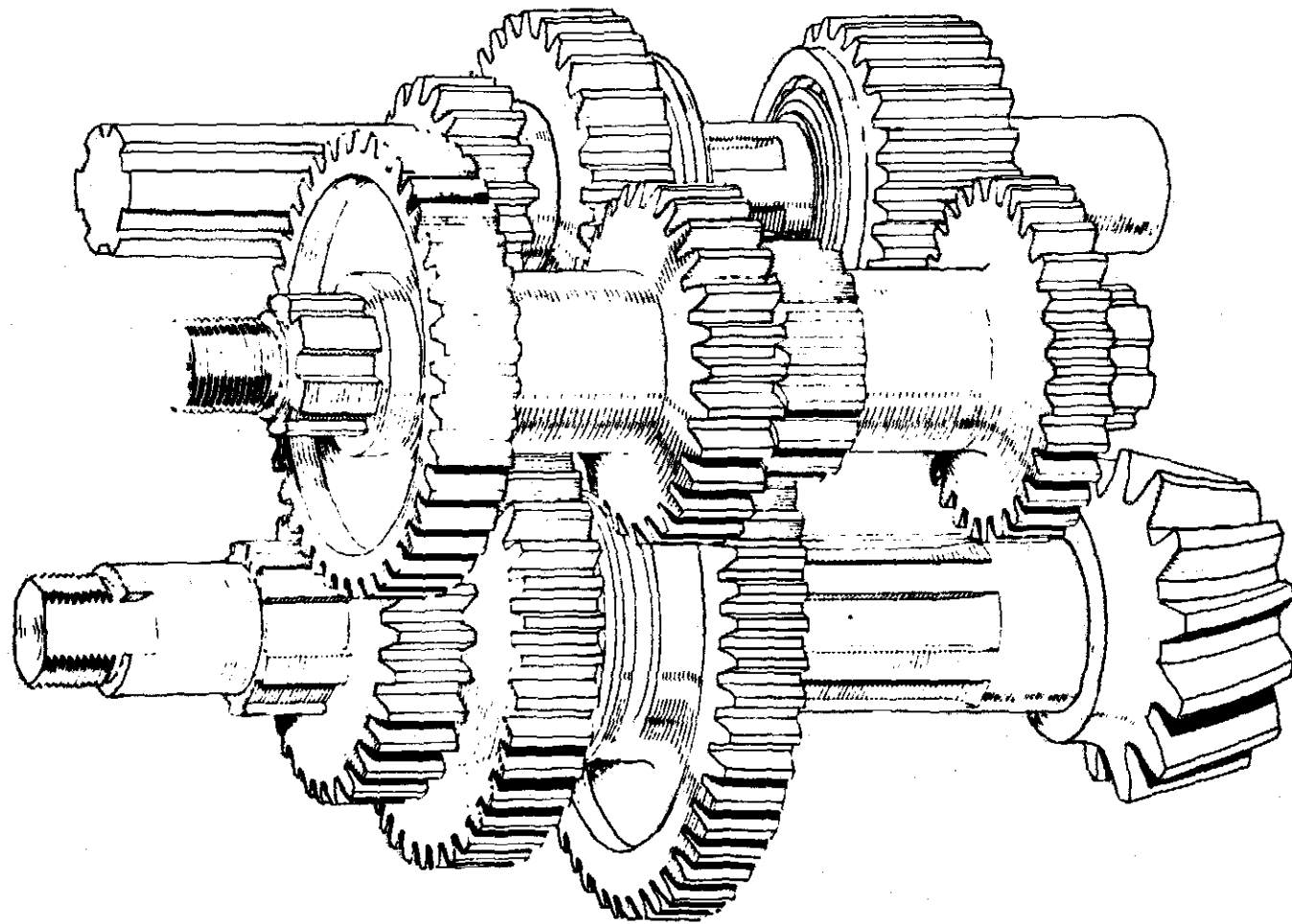


Fig. 1-4

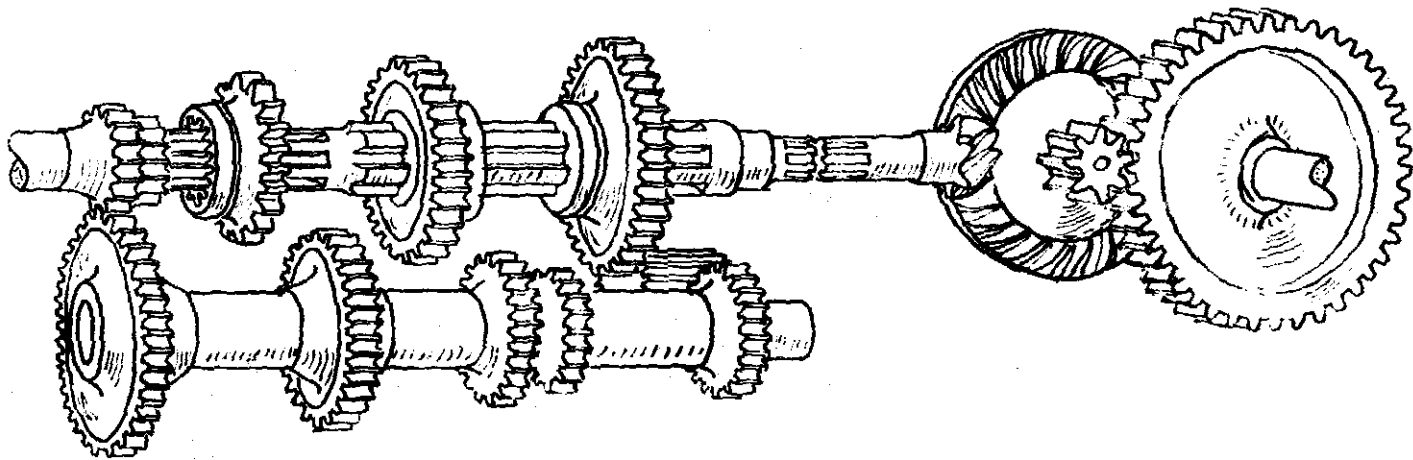


Fig. 1-5

pueda ser hacia adelante o hacia atrás mediante tres pares de ruedas dando cambios de velocidades. El reverso se obtiene engranando un pequeño piñón "idler ó loco" montado sobre un eje separado.

En el tipo b) se tiene el arreglo ortodoxo para 5 velocidades o menos. (Fig.1-3). Por lo general, el final del eje de salida o eje principal está soportado por un rodamiento de agujas dentro del eje hueco de entrada. Este eje conduce el movimiento a través de un par de engranajes que se encuentran siempre en operación efectiva. Entre el eje de entrada y el de salida hay tres o cuatro pares de engranajes de diferentes relaciones, cualquiera de los cuales puede ser seleccionado por el operario para transmitir el movimiento al eje de salida.

El tractor puede marchar hacia adelante conectando directamente los ejes de entrada y de salida con los engranajes superiores. En este sistema se emplea un eje adicional con un piñón "loco" para obtener el reverso.

Cuando se necesitan más de 5 velocidades se introducen engranajes auxiliares que componen lo anteriormente descrito como "bajo".

Un sistema alternativo ampliamente usado en caja de rangos amplios de velocidades, es el sistema de engranajes auxiliares tipo c) que se muestra en la Fig.1-4. En este caso, los ejes de entrada y de salida se encuentran uno al lado del otro y sus extremos, con el del tren fijo se encuentran en formación triangular. No se necesita el piñón de reverso, pues la marcha atrás se logran desengranando el tren fijo y llevando directamente el movimiento desde el eje de entrada al de salida.

EJES TRASEROS.- Por el "eje trasero" en un tractor se entiende la última parte del sistema de transmisión, incluyendo el diferencial, la reducción final y los ejes de salida hacia las ruedas.

EL DIFERENCIAL.- La finalidad del diferencial es repartir igualmente el torque entre dos medios ejes, aunque éstos se hallen rotando a diferentes velocidades. Todos los diferenciales usados en tractores son

aparatos mecánicos que incluyen movimiento epicicloidal de piñones, o sea rodamiento de piñones alrededor de otros. En tractores de ruedas siempre se necesita el diferencial, y el normalmente usado es el de engranajes cónicos, similar al empleado en automóviles. La corona está asegurada al "housing" o carcasa de los planetarios, los cuales pueden rotar independientemente. (Ver Fig.1-1). Engranando con estos piñones se encuentran otros dos engranajes cónicos, montados sobre cada uno de los dos medios ejes.

Cuando el tractor marcha en línea recta, los ejes de salida giran a la misma velocidad, y los piñones cónicos giran con el diferencial como un solo cuerpo rígido con la corona. Cuando el tractor cambia de dirección, una de las ruedas debe girar más rápido que las otras, y esto se consigue por el rodamiento de los piñones sobre los engranajes cónicos. En el primero de los casos, el torque se reparte igualmente para cada una de las ruedas; en el segundo, se reparte -- proporcionalmente a la velocidad de giro de cada una. Esta es la razón por la cual bloquear la rueda que patina es tan importante cuando el tractor está enterrado.

SELECCION.- De todos los tipos descritos anteriormente, el que más se adapta a las especificaciones del tractor que se va a diseñar y menos exigencias en maquinado requiere es el tipo de caja b). Se escoge piñonería de dientes rectos, ejes de estriados rectos y engrane de directa mediante el piñón de tercera, tal como se muestra en la Fig.1-5.

TERMINOLOGIA

La terminología de los engranajes se ilustra en la Fig. 1-6.

Circunferencia primitiva (Pitch circle).- Es una circunferencia imaginaria, en base de la cual se hacen todos los cálculos. Las circunferencias pitch de dos piñones que engranan, son tangentes entre sí.

El Piñón.- Es la más pequeña de dos ruedas que están engranando.

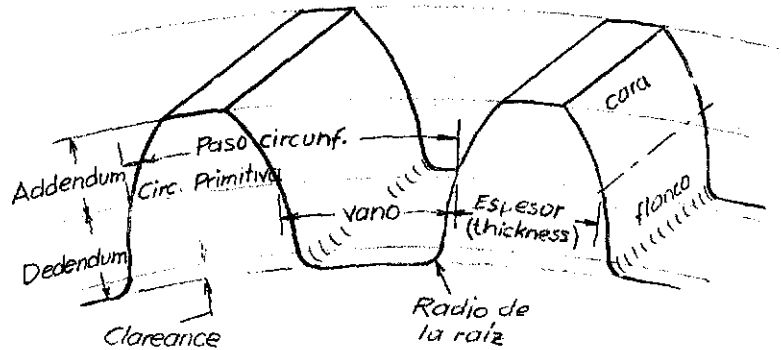


Fig.No.1-6

Punto de contacto primitivo (Pitch Point).- Es el punto de de contac to de las dos circunferencias primitivas.

Circunferencia de cabeza (Addendum circle).-Es la circunferencia que pasa por el extremo de los dientes, también se llama circunferencia exterior. Su diámetro es el diámetro exterior del engranaje.

Altura de la cabeza del diente (Addendum).- Es la diferencia que existe entre el radio de la circunferencia exterior y el radio de la circunferencia primitiva.

Circunferencia de fondo o de base (Addendum circle o root circle).- Es la circunferencia que pasa por el fondo de los vanos que quedan entre cada dos dientes.

Altura del pie del diente (Dedendum).- Es la diferencia entre el ra dio de la circunferencia primitiva y el radio de la circunferencia - de fondo.

Altura total del diente (Whole Depth).- Es la suma de las alturas de la cabeza y del pie del diente.

La parte activa del diente tiene una altura igual a la suma de los addendum de dos ruedas que engranan.

Cara del diente.- Es la parte de la superficie lateral de los dientes que es exterior al cilindro primitivo.

Flanco del diente.- Es la parte del mismo perfil, que es interior al cilindro primitivo.

La parte del flanco del diente de una rueda que entra en contacto con la cara del diente de una segunda rueda se conoce como flanco activo.

Longitud del diente.- Es el espesor de la rueda dentada medido a lo largo de una generatriz de la superficie primitiva.

Juego de fondo (Clearance).- Es la distancia medida sobre la línea de los centros, que separa la circunferencia de cabeza de una rueda, de la circunferencia de pie de otra rueda que engrana con la primera; o sea que, el juego de fondo es igual a la altura del pie del diente de una rueda, menos la altura de la cabeza del diente de la otra rueda con la cual engrana.

Espesor del diente (Circular thickness o tooth thickness).- Es la longitud del arco de la circunferencia primitiva comprendida entre los perfiles correspondientes laterales del diente.

Hueco o vano (Width space).- Es la distancia, que separa a dos dientes contiguos, medida sobre la circunferencia primitiva.

Backlash.- Es la diferencia entre el vano y el espesor del diente o juego lateral.

Paso circunferencial (Circular pitch).- Es la distancia que separa las líneas centrales de dos dientes inmediatos, medida sobre la circunferencia primitiva.

Diametral Pitch (En el sistema americano).- Es la relación entre el número de dientes de una rueda y el diámetro de la circunferencia primitiva.

Angulo de acción (Angle of action).- Es el ángulo que gira la rueda mientras uno de sus dientes está en contacto con uno de la otra rueda.

Angulo de acceso (Angle of approach).- Es el ángulo que gira la rueda desde el instante en que uno de sus dientes entra en contacto con uno de la otra rueda, hasta que esos mismos dientes están en contacto en el punto pitch.

Angulo de receso (Angle of recess).- Es el ángulo que gira la rueda desde que dos dientes, uno de cada, rueda, están en contacto en el punto pitch, hasta que cesa el contacto.

Razón de velocidades (Gear ratio).- Es la relación de la velocidad del engranaje a la del piñón, o lo que es lo mismo, a la relación de sus dientes.

Línea de engrane.- Es la trayectoria del punto de contacto mientras dure la acción de engrane.

Angulo de presión.- Es el formado por una línea trazada por el punto pitch perpendicular a la línea de los centros y la línea que une el punto pitch con el punto en que dos dientes se tocan.

Circunferencia base.- Es la circunferencia, a partir de la cual se genera la involuta o perfil del diente.

Interferencia.- Es el contacto entre porciones del perfil de los dientes que no son conjugadas.

DIMENSIONES DE LOS DIENTES

Durante años, para engranajes con dientes rectos o helicoidales se han empleado como proporciones para la altura de cabeza $1.000/Pd$ y para la profundidad total $2.157/Pd$. Este diseño solamente permite radios pequeños en la raíz del diente, lo cual es difícil de lograr cuando se maquina con herramientas de generación.

Los dientes recortados (Sistema STUB) se han utilizado ampliamente en algunos campos. La profundidad de trabajo (Working depth) - varía desde 1.5 a 1.6 in, en $Pd = 1$. La gran ventaja de los dientes - recortados consiste en su mayor capacidad de transportar cargas en

el extremo superior. Si el engrane no es muy preciso se presentará esta condición, pero si la exactitud en el perfil es buena, la carga se distribuye de modo que la soportada en la punta deja de ser crítica.

Además, los dientes con profundidad de trabajo extra, tanto como $2.300/P_d$ se han empleado con éxito en algunos campos. Al diseñarse con ángulo de presión de $17\frac{1}{2}^\circ$ puede llegarse a obtener dos dientes en el arco de acción en todo momento, lo cual proporciona una marcha suave. Su capacidad de carga es básicamente igual a la del diseño standard de 20° .

Todos los anteriores tipos de dentados tienen aplicaciones limitadas en las cuales representan la mejor alternativa. Para uso general, el diseño de 20° y profundidad completa posee las mejores características.

Existe una consideración importante cuando los engranajes soportan cargas muy grandes, y es la que establece un radio de curvatura mínimo en la raíz del diente. La siguiente formula permite su cálculo:

$$r_f = r_t + \frac{(b - r_t)^2}{d/2 + (b - r_t)} \quad [1-1]$$

en donde

r_f = radio mínimo en la raíz

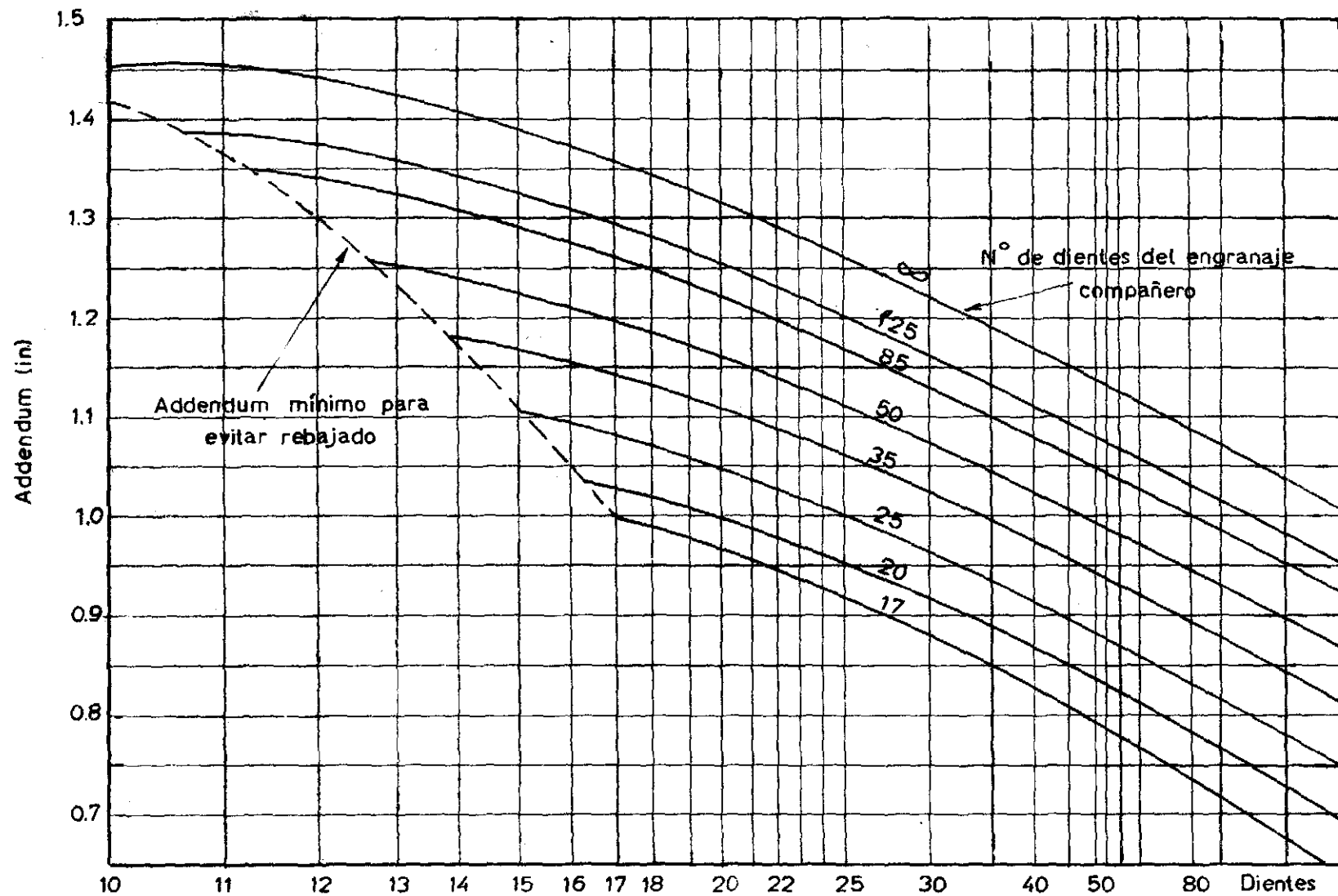
r_t = radio en la punta del diente en la herramienta

d = diámetro del engranaje

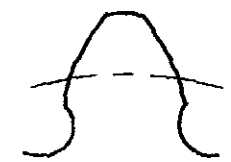
b = altura del pie del diente (dedendum) o altura de la cabeza del diente de la herramienta.

Se aconseja que el valor mínimo del radio de la raíz no exceda el 70% del calculado, a fin de permitir un margen de error en el diseño de la herramienta.

PIÑONES CON ADDENDUM LARGO.- Son aquellos en los que el addendum es mas largo que el del compañero, es decir que para $P_d = 1$. el valor de



a) Normal



b) Rebajado



c) Addendum largo

FIG. 1-7. Addendum recomendado para $P_d=1$ y ángulo de presión 20°

addendum es mayor que $1.000/Pd$.

La razón más importante que obliga al empleo de addendum largo es evitar el rebajado en la raíz del diente. Este rebajado es perjudicial por varias razones: desde el punto de vista de la capacidad de carga, la resistencia a la fatiga es poca y se produce un gran desgaste en el punto donde termina (Fig.1-2). Se crea un peligro de interferencia, pues aunque la herramienta no produzca un rebajado apreciable, éste será aumentado por el engranaje compañero que removerá metal de una manera brusca. El problema se acentúa aún más con el aumento del número de dientes de la herramienta, llegándose al caso crítico con la cremallera que posee un número infinito de dientes.

Además de evitar el problema del rebajado en piñones con bajo número de dientes, el empleo de addendum largo posee otras ventajas: se fortalece la resistencia del piñón y puede balancearse con la del engranaje; se solucionan los problemas creados en la raíz o base de los dientes por las velocidades de deslizamiento y los grandes esfuerzos compresivos que soporta.

La Fig. 1- muestra la cantidad en la cual se debe aumentar el addendum de un engranaje de $Pd = 1$, dependiendo de su número de dientes y los del compañero. El empleo de esta gráfica evita el problema del rebajado. Para Pd distintos de 1, la cantidad leída deberá ser dividida por el diametral pitch Pd . Naturalmente el addendum del engranaje compañero se disminuirá en la cantidad correspondiente que puede leerse directamente de la gráfica. Los valores así obtenidos son solamente para engranajes con ángulo de presión de 20° y profundidades de trabajo standard; en caso contrario, se deberá emplear la siguiente fórmula que da el mínimo número de dientes requeridos para evitar rebajado:

$$N = \frac{2X Pd}{(\sin \phi)^2} \quad X = a_H - r_f(1 - \sin \phi) \quad [1-2]$$

en donde

A_H = addendum de la herramienta

r_t = radio de la punta de la herramienta
(o el diente).

ϕ = ángulo de presión usado.

Pd = Diametral pitch

C A P I T U L O I I

DATOS INICIALES

En el diseño de la caja de velocidades y la Transmisión del tractor se tienen los siguientes datos iniciales:

a) Motor WISCONSIN VF4D de cuatro cilindros a gasolina el cual proporciona 25 HP a 2.400 RPM. y está equipado con arranque eléctrico, generador, bomba hidráulica y filtros de aire. La curva de potencia que se muestra en la Fig.2-1 está estandarizada para una lectura barométrica de 29.92" de mercurio y una temperatura ambiente de 60°F.

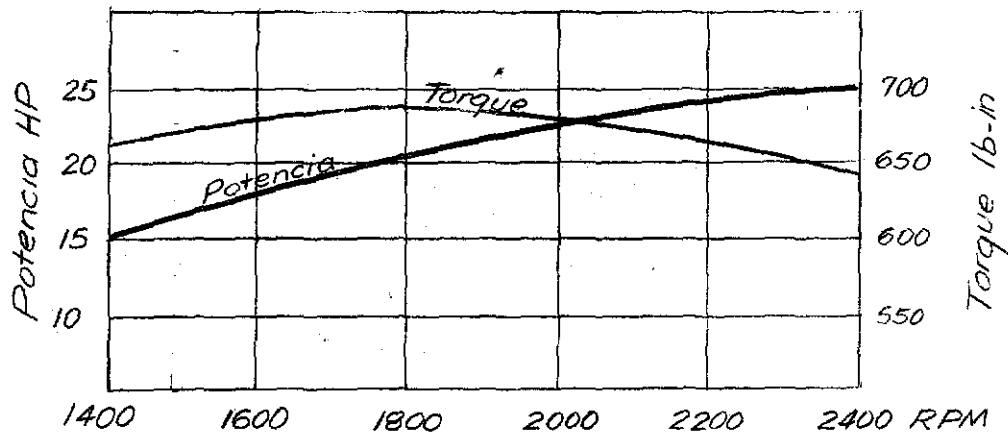


Fig.2-1

El fabricante asegura que los motores desarrollarán un 80% de la potencia indicada al salir de la fábrica, y que con el uso se llegará a producir un mínimo del 95% de las curvas.

La potencia disminuye en un 3½% por cada 1.000 pies de altitud sobre el nivel del mar, y un 1% por cada 10°F. por encima de la temperatura standard de 60°F.

- b) Tamaño de las ruedas 9 x 24 pulgadas.
- c) Sistema hidráulico incorporado a la caja de transmisión.

- d) Toma de fuerza a 540 RPM.
- e) Trocha mínima: 50" (1.25 m) Trocha máxima 80" (2 m)
- f) Rangos de velocidades requeridas para labores agrícolas co
munes:

Primera:	1.0 - 1.5	m.p.h.	(1.6 - 2.4	k.p.h.)
Segunda:	2.0 - 2.5	"	(3.2 - 4.0	")
Tercera:	3.0 - 4.5	"	(4.8 - 7.0	")
Cuarta :	8.0 -12.0	"	(13.0-20.0	")
Reverso:	1.0 - 3.0	"	(1.6- 4.8	")

DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

CONSIDERACIONES INICIALES

NUMERO DE DIENTES.- En general, mientras más dientes tenga el piñón su funcionamiento será más silencioso y tendrá una mayor resistencia al desgaste. En el caso opuesto, se obtiene un aumento en la resistencia a la fatiga, disminución de la resistencia al desgaste, dimensiones mayores en los dientes y una reducción en el costo de maquina do.

Las siguientes consideraciones de diseño deben tenerse en cuenta al seleccionar los dientes de los engranajes:

- El número más pequeño de dientes recomendable con ángulo de presión de 20° es 10. En este caso se requiere emplear altura de cabeza o addendum largo para evitar el rebajado producido por la fresa y que debilita la raíz del diente. (Ver figura 1-7). Las características desarrolladas de resistencia al desgaste son pobres.

- El empleo de 19 dientes o más, evita el rebajado en el diseño standar de 20° de presión y altura normal. Se considera en este caso que la resistencia a la fatiga es un factor más importante que el desgaste.

- Con más de 50 dientes se obtiene resistencia al desgaste pero se reduce la vida en fatiga llegando a ser un factor crítico.

El número de dientes, tanto en el piñón como en el engranaje, debe ser entero. Es deseable, particularmente con piezas de baja dureza, obtener una relación de engrane que proporcione lo que comúnmente se denomina "diente cazador". Con esta relación cualquier miembro hará contacto por uno de sus dientes con todos los del piñón al que engrana, produciéndose un efecto que tiende a igualar y mejorar la exactitud en el espaciamento a la altura de la línea pitch. Consideremos una relación de 21 a 76 dientes. Los factores de 21 son 3 y 7. Los factores de 76 son 2, 2, y 19. Esta razón servirá, porque las cifras no tienen factores comunes. En este caso se evitará tallar los dientes del engranaje (76) con fresa de 2 ó un número par de entradas. Tampoco se aconseja emplear una mortaja de 57 dientes, pues contiene los factores 3 y 19.

Como regla general, el número de dientes debe seleccionarse de tal forma que no haya factores comunes entre el número de dientes del par de engranajes, y entre éstos y los de la herramienta.

DETERMINACION DEL NUMERO DE DIENTES:

Cuando se diseñan trenes de engranajes, el problema inicial consiste en la selección del número de dientes que se van a usar. Generalmente el tren debe ajustarse a un espacio determinado, y como el tamaño de los dientes debe estar de acuerdo con la potencia a transmitir, el número de ellos estará limitado para cada conjunto. El espacio y las relaciones de velocidad determinan el número de pares de engranajes en el tren y el máximo número de dientes que pueden emplearse. En ciertos casos como en las cajas de velocidades, se impone una limitación más, consistente en una distancia fija entre los ejes que llevarán los engranajes y que no puede ser variada bajo ninguna condición, a fin de facilitar los cambios de velocidades por deslizamiento de uno o más piñones.

Si en una unidad reductora de velocidad la potencia por transmitir es muy grande, el pitch (Pd) del último par de engranajes en el tren será mayor que el del primero debido a que el valor del torque se ha multiplicado en la salida. El problema de la selección del número de dientes depende en gran parte de su resistencia y de la carga por transmitir. Sin embargo, se puede hacer la selección apartándose de los problemas de diseño mediante la siguiente ecuación:

$$e = \frac{N_1 N_3 N_5 \dots N_{2n+1}}{N_2 N_4 N_6 \dots N_{2n}} \quad n = 1, 2, 3 \dots \quad [2-1]$$

en donde

e = valor del tren

$N_2, N_4 \dots$ = Número de dientes de los engranajes conducidos.

$N_1, N_3 \dots$ = Número de dientes de los engranajes conductores.

Una manera sencilla de resolver la ecuación es mediante el uso de la regla de cálculo.

Teniendo en cuenta:

- a) Las reducciones necesarias para obtener las cinco velocidades de la caja y las 540 RPM. del P.T.O. (Power Take Off) o toma de fuerza del tractor.
- b) La distancia entre los ejes del tren fijo y el móvil o deslizante en la caja.
- c) Observaciones hechas a cajas de velocidades comerciales para potencias similares,

se emplea un valor de $P_d = 8$ para los engranajes de la caja y $P_d = 4$ para los engranajes de la reducción final. En la anterior asunción se combinan las exigencias de economía y peso necesario para proporcionar una buena tracción en las llantas.

Las velocidades necesarias para el tractor corresponden a un número de revoluciones en las ruedas motrices de acuerdo con la rela - ción:

$$\omega = \frac{5280 \times V}{5\pi \times D_R} \quad [R.P.M.] \quad [2-2]$$

Donde: ω = R.P.M. en las ruedas motrices
 V = Velocidad del tractor en millas por hora
 D_R = Diámetro efectivo de las llantas (42")

Tabla No.2-1

VELOCIDAD	DE LAS RUEDAS
Primera	8 - 12 RPM.
Segunda	16 - 20 "
Tercera	24 - 36 "
Cuarta	64 - 96 "
Reverso	8 - 24 "

Los números de dientes de cada piñón y los rangos de velocidades a que giran se recopilan así:

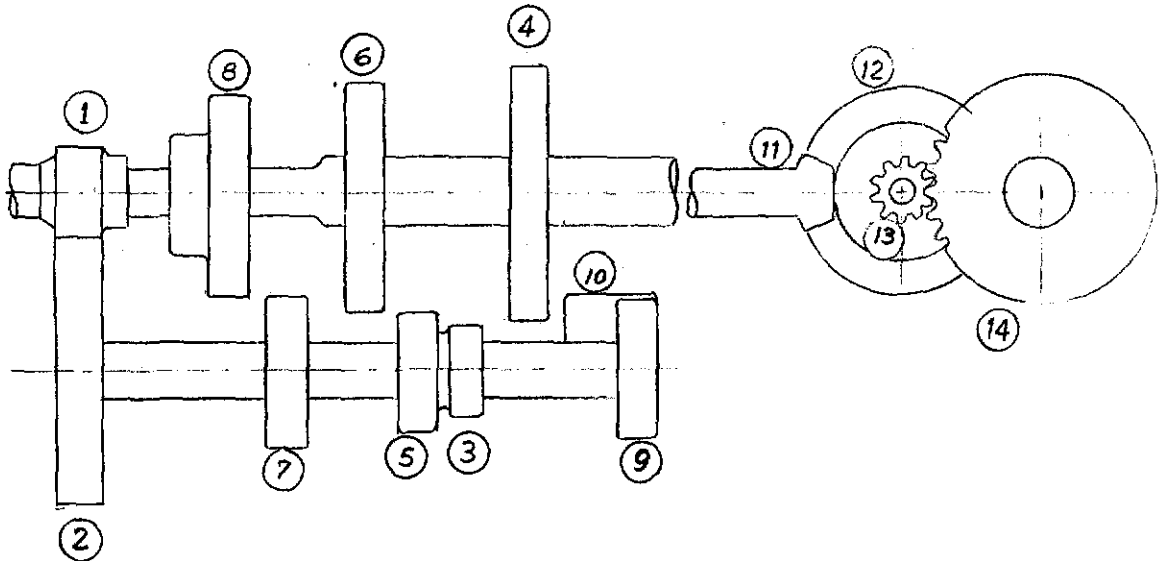


Tabla No.2-2

Piñon #	N	d_p	RANGOS DE VELOCIDADES (R P M)		
			1400	1800	2400
1	18	2.250	1400	1800	2400
2	49	6.125	514	660	880
3	20	2.500	514	660	880
4	47	5.875	219	281	373
5	28	3.500	514	660	880
6	39	4.875	379	474	632
7	35	4.375	514	660	880
8	32	4.000	561	721	962
9	21	2.625	514	660	880
10	19	2.375	230	295	590

PRIMERA VELOCIDAD:

11	7	2.000	219.0	281	373
12	37	10.5625	41.4	53.1	70.6
13	10	2.500	41.4	53.1	70.6
14	49	12.250	8.45	10.85	14.4

SEGUNDA VELOCIDAD:

11	7		879	474	632
12	37		68.2	85.2	113.6
13	10		68.2	85.2	113.6
14	49		13.9	17.4	23.2

TERCERA VELOCIDAD

11	7		561	721	962
12	37		101	129.5	173
13	10		101	129.5	173
14	49		20.6	26.4	35.3

CUARTA VELOCIDAD:

11	7	1400	1800	2400
12	37	251	323	431
13	10	251	323	431
14	49	512	65,8	88.0

REVERSO:

11	7	230	295	590
12	37	41.3	53.5	206
13	10	41.3	53.5	206
14	49	8.4	10.9	21.6

RESISTENCIA DE LOS DIENTES DE ENGRANAJES RECTOS. (VIDA EN FATIGA)

FORMULA BASICA.- Se presentan a continuación las fórmulas fundamentales para calcular la resistencia, incluyendo todos los factores conocidos que pueden afectarla en el caso de engranajes de dientes rectos. Dichas fórmulas se encuentran condensadas en el Standard de la AGMA (American Gear Manufacturers Association) "Rating the Strength of Spur Gear Teeth" (AGMA 220.02, January 1.964).

Se deben chequear tanto los dientes del piñón como del engranaje para que cumplan las condiciones de resistencia a la flexión, teniendo en cuenta las diferencias de factores geométricos, propiedades de los materiales, y números de ciclos o contactos de los dientes bajo carga.

Las fórmulas siguientes solo se aplican a engranajes exteriores, cilíndricos y de dientes rectos.

El esfuerzo básico a la flexión que soporta un engranaje se determina mediante la siguiente fórmula:

$$S_t = \frac{W_t K_o}{K_v} \frac{P_d}{F} \frac{K_s K_m}{J} \quad [2-3]$$

Donde

S_t = Esfuerzo a la flexión calculado en la raíz del diente en psi.

Carga { W_t = Carga tangencial transmitida en el diámetro pitch, lb.
 K_o = Factor de sobrecarga
 K_v = Factor dinámico

Tamaño { P_d = Diametral pitch
 F = Ancho de la cara del engranaje más angosto, in.

Esfuerzo { K_s = Factor de tamaño
 K_m = Factor de distribución de carga
 J = Factor de geometría

Es importante notar que en la anterior ecuación se han agrupado los términos en tres sectores, el primero de los cuales tiene que ver con la carga, el segundo con el tamaño del diente, y el tercero con la distribución de los esfuerzos.

La relación existente entre el esfuerzo calculado y el esfuerzo permisible es:

$$S_t \leq \frac{S_{at} K_L}{K_R K_T} \quad [2-4]$$

donde: S_{at} = Esfuerzo de flexión permisible para el material, psi.

S_t = Esfuerzo a la flexión calculado, psi.

K_L = Factor de vida.

K_t = Factor de Temperatura

K_R = Factor de seguridad

Los diferentes factores empleados en las anteriores fórmulas se explicarán detalladamente en secciones posteriores.

CARGA TANGENCIAL TRANSMITIDA.— La carga tangencial transmitida se calcula directamente de la potencia transmitida por los engranajes. Cuando la carga transmitida no es uniforme, deben considerarse no solamente las cargas máximas y su número anticipado de ciclos, sino también las cargas intermedias y su correspondiente número de ciclos.

El valor de la carga transmitida es:

$$W_t = \frac{P \times 33000}{V_t} = \frac{2T}{d} = \frac{P \times 126000}{n_p d} \quad [2-5]$$

donde:

P = Potencia transmitida en HP.

T = Torque en el piñón, lb-in.

V_t = Velocidad en la línea pitch, fpm.

FACTOR DE DISTRIBUCION DE CARGA K_m .— Depende del efecto combinado de:

- a) Desalineamientos en los ejes que soportan los engranajes.
- b) Desviaciones en los sistemas de mando
- c) Deflexiones elásticas de los ejes, rodamientos y carcaza.

El efecto del desalineamiento sobre la distribución de la carga se muestra en las Fig.2-2 y 2-3. En la Fig.2-4 se aprecia el efecto del desalineamiento en los engranajes rectos. Esta figura se puede emplear en el caso de que se conozca el valor del desalineamiento, permitiendo el cálculo de K_m . F_m representa el ancho de la cara que tiene un contacto del 100% bajo carga tangencial y un error de alineamiento dado. Generalmente F_m debe exceder a F .

La Tabla 2-3 contiene los valores apropiados de K_m correspondientes a un valor dado del desalineamiento. En caso de no conocerse, se aconseja emplear los valores de la Tabla 2-4.

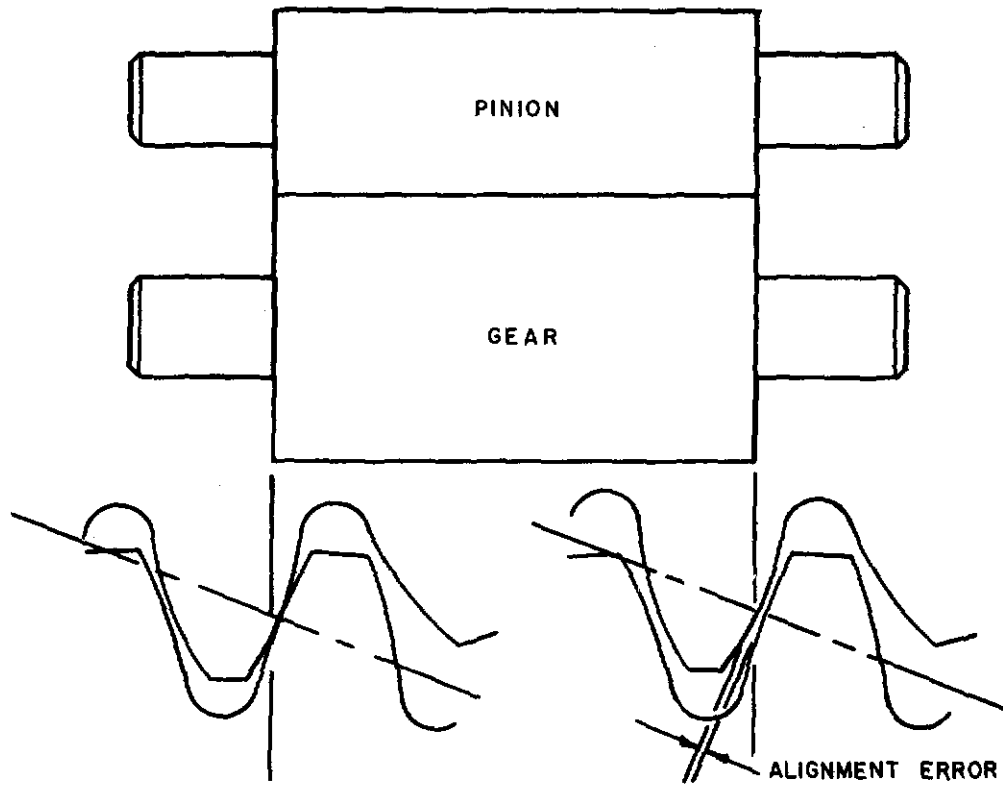


FIG2-2 EXAMPLE OF A PINION AND GEAR MISALIGNED UNDER NO LOAD. TEETH CONTACT AT LEFT HAND END AND ARE OPEN AT RIGHT HAND END.

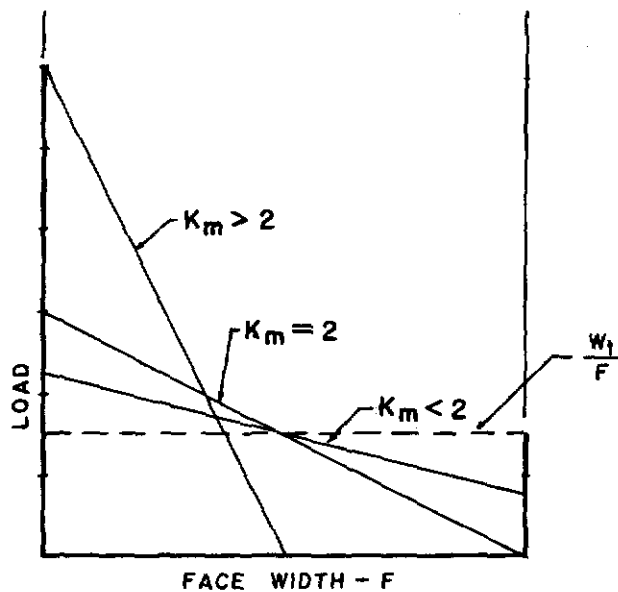


FIG2-3 LOAD DISTRIBUTION ACROSS FACE WIDTH FOR VARIOUS CONTACT CONDITIONS

$C_e = \frac{W_t}{1000 e}$	$W_t = \text{TANGENTIAL LOAD — LBS}$ $e = \text{ALIGNMENT ERROR — INCHES / INCH}$
----------------------------	--

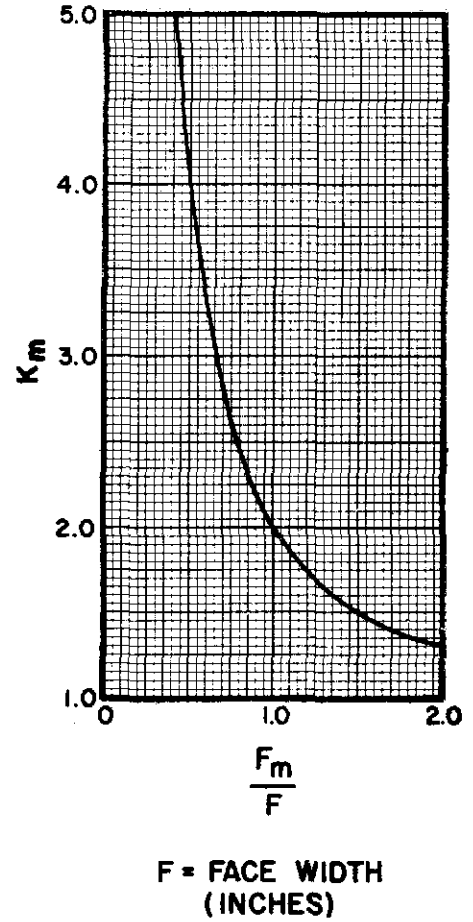
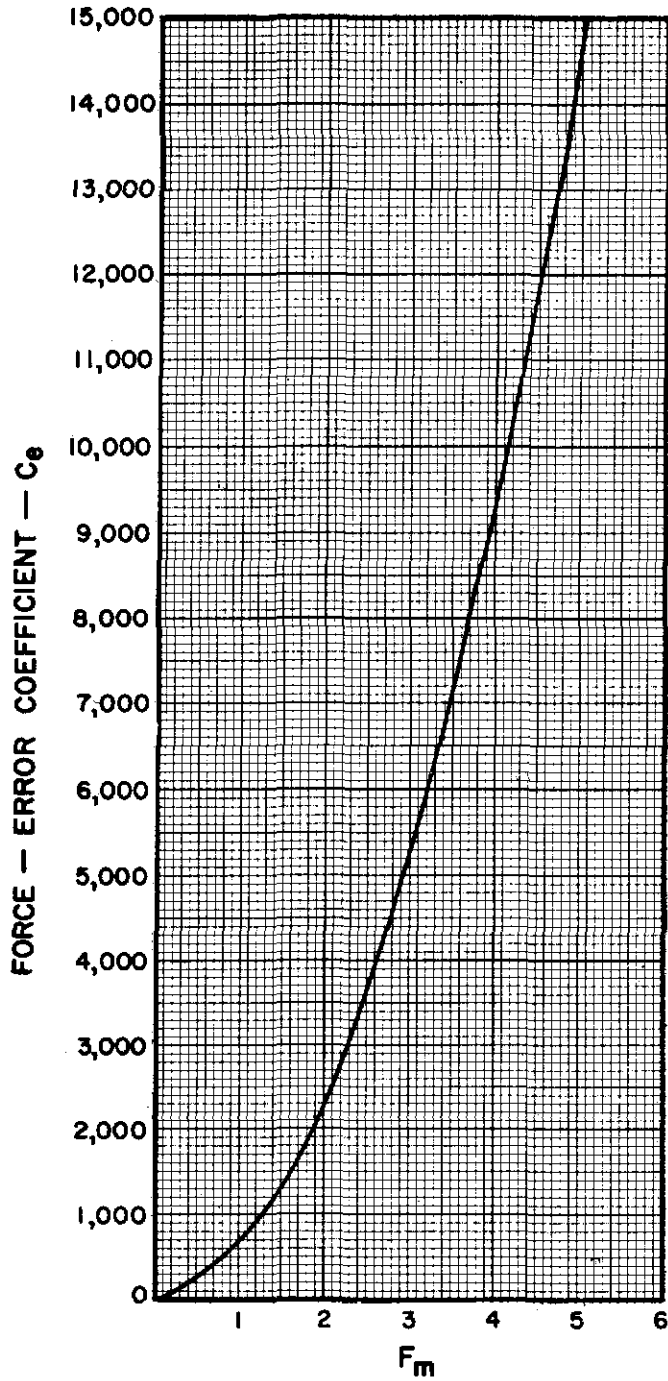


FIG. 2-4 SPUR GEAR LOAD DISTRIBUTION FACTOR — K_m

TAB. 2-3 Load Distribution Factor - K_m

Ratio of $\frac{F}{d}$	Contact	Load Distribution Factor
1.0 or less	95% face width contact	1.4 at 1/3 torq.
	75% face width contact	1.8 at 1/3 torq.
	95% face width contact	1.3 at full torq.
	35% face width contact	2.5 at 1/3 torq.
	20% face width contact	4.0 at 1/3 torq.
	85% Teeth are crowned	1.7 at full torq.

TAB. 2-4 Load Distribution Factor - K_m

Condition of Support	Face Width, in.		
	2 in.	6 in.	9 in.
Accurate mountings, low bearing clearances.	1.3	1.4	1.5
Less rigid mountings, contact across full face	1.6	1.7	1.8
Less than full face contact exists	over 2.0		

FACTOR DE TAMAÑO K_s .- Representa la falta de uniformidad del material y depende principalmente de:

- a) Tamaño del diente
- b) Diámetros de las piezas
- c) Relación entre el tamaño del diente y el diámetro de la pieza
- d) Ancho de la cara del diente
- e) Area del patrón de esfuerzos
- f) Relación entre la profundidad del endurecimiento y el tamaño del diente.
- g) Dureza y tratamientos térmicos de los materiales.

En la mayoría de los casos el factor del tamaño puede tomarse como la unidad, siempre que se haga una selección apropiada del acero, y las profundidades de endurecimiento sean las indicadas.

FACTOR DINAMICO K_v .- Depende primordialmente de:

- a) Efecto del espaciamiento de los dientes y errores en su perfil.
- b) Efecto de las velocidades en la línea pitch.
- c) Inercia y rigidez de todos los elementos rotantes.
- d) Carga transmitida por pulgada de longitud de la cara.
- e) Rigidez del diente.

La Fig.2-5 muestra algunos de los factores dinámicos comúnmente empleados.

Curva 1 - Se usa con engranajes rectos de alta precisión en donde los efectos de los factores enumerados no desarrollan cargas dinámicas - apreciables.

Curva 2 - Se usa con engranajes rectos de alta precisión en donde los efectos de los factores enumerados pueden desarrollar cargas dinámicas de consideración.

Curva 3 - Se usa con engranajes rectos acabados por fresa o mortaja común.

Quando se cortan los dientes con fresa de forma, se emplean -

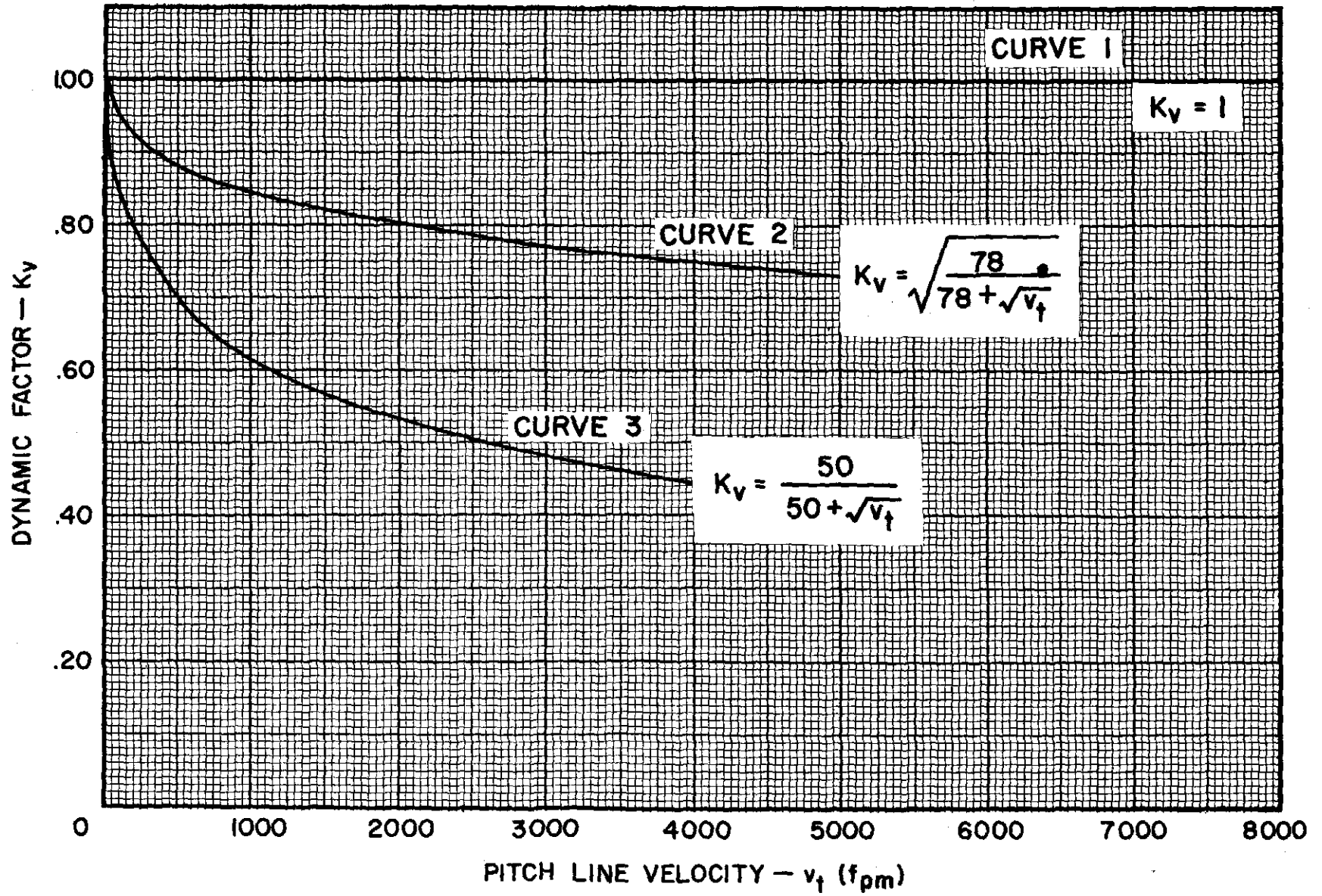


FIG.2-5 DYNAMIC FACTOR — K_v

factores dinámicos más pequeños que los mostrados, los cuales reflejan los efectos de las inexactitudes en el perfil y el espaciamento.

FACTOR DE SOBRECARGA K_O .— Este factor tiene en cuenta la brusquedad o suavidad de operación del conjunto de engranajes. Los factores de sobrecarga solo se pueden establecer luego de una gran experiencia — en un campo determinado.

En la selección del factor de sobrecarga se deberá considerar el hecho de que muchos motores desarrollan momentaneamente torques — mayores que los indicados en las placas de especificaciones. Sin embargo, en ausencia de factores de sobrecarga, los valores que se muestran en la Tabla 2-5 pueden ayudar.

Se han establecido factores de servicio para aplicaciones específicas, los cuales incluyen no solo el factor de sobrecarga, sino — también el factor de vida y el factor de seguridad. Si se emplea uno de estos factores de servicio, K_D , K_R , y K_L valdrán 1.0

Tabla 2-5 Overload Factors — K_O

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.75
Light Shock	1.25	1.50	2.00
Medium Shock	1.50	1.75	2.25

FACTOR DE GEOMETRIA J .- Evalúa la forma del diente, la posición más crítica de la carga, la concentración de esfuerzos y su repartición de bidas a la forma geométrica.

Se expresa por la siguiente fórmula:

$$J = Y m_p \quad [2-6]$$

- Donde:
- J = Factor de geometría del diente.
 - Y = Factor de forma del diente.
 - m_p = Relación de contacto en el perfil.

DETERMINACION DEL FACTOR Y .- Si existe repartición de carga entre los dientes, el factor de forma del diente Y , se calcula para la posición más alta de esta. En el caso de que la carga no se reparta, se calcula para la punta del diente. En los engranajes de la industria automotriz se asume la segunda condición.

El factor Y considera las componentes tangencial (flexión) y radial (compresiva) de la carga transmitida, y se calcula así:

$$Y = \frac{1}{\frac{\cos \phi_L}{\cos \phi} \left(\frac{1.5}{X} - \frac{\tan \phi_L}{t} \right)} \quad [2-7]$$

- donde:
- ϕ = Angulo de presión
 - ϕ_L = Angulo de carga
 - X, t = Dimensiones medidas en el diagrama del diente.
- (Ver Fig.2-6 y 2-7)

El procedimiento empleado para determinar Y es el siguiente:

- a) Dibújese a escala que corresponda al $P_d = 1$ el perfil del diente (Fig.2- 6 y 7)
- b) Si existe repartición de carga, trácese la línea $a-a$ tangente al círculo de base y localícese la posición del punto que dista Z_c in. de la intersección de $a-a$ con el perfil del diente. Los valores de Z_c se pueden leer de las Fig.2-8 .
- c) Si no existe repartición de carga, trácese $a-a$ por el punto p y tangente al círculo de base.

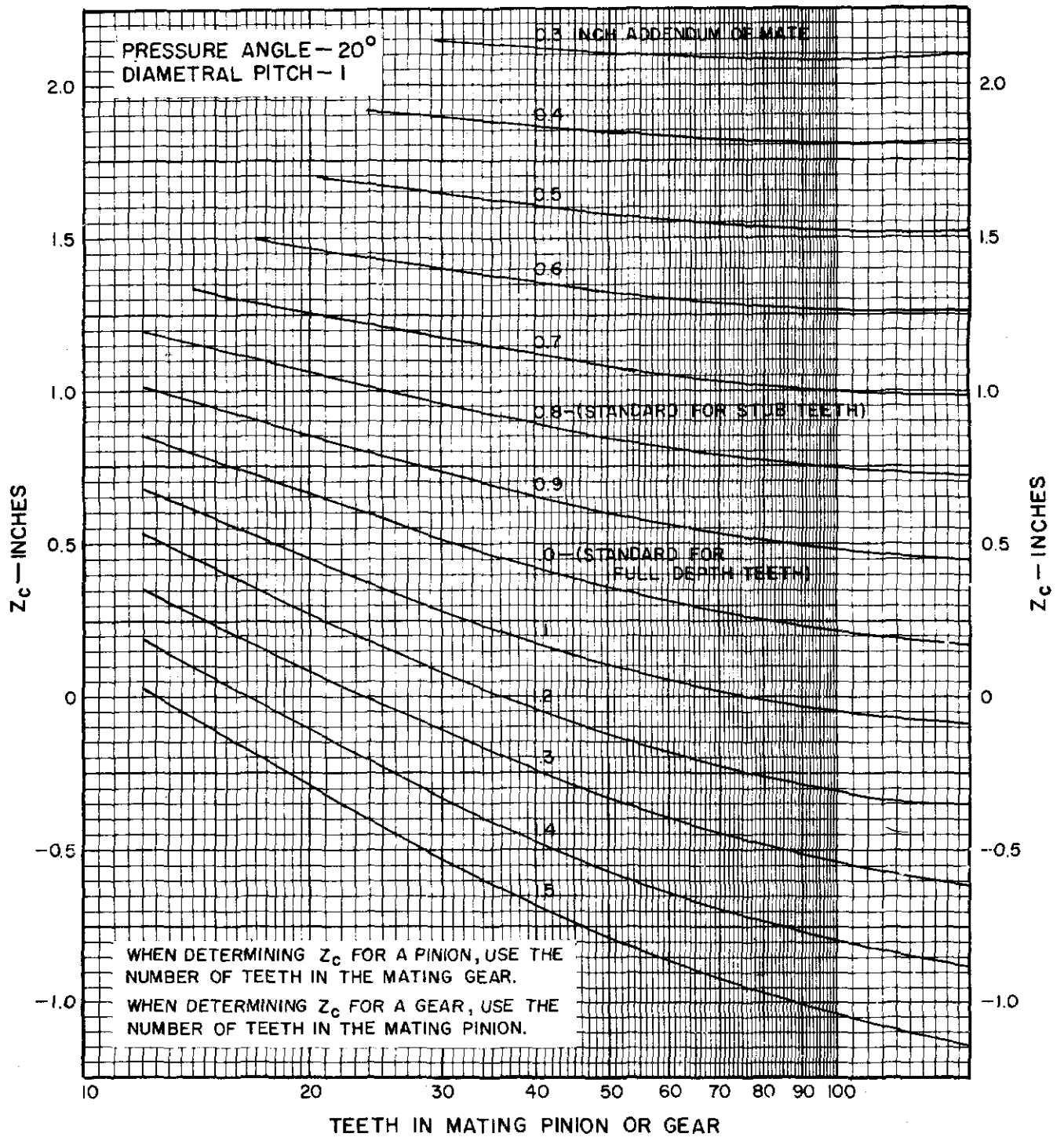


FIG. 2-8 Z_c — FOR HIGHEST POINT OF SINGLE TOOTH CONTACT
 WHEN LOAD SHARING EXISTS BETWEEN TEETH

d) Por el punto f , trácese la línea $b-b$ perpendicular a la línea central del diente. El ángulo incluido entre $a-a$ y $b-b$ será ϕ_L

e) Dibújese la línea cde tangente al radio del filete de la raíz r_f en e , de modo que intercepte la línea $b-b$ en d y la línea que pasa por la mitad del diente en c y se obtenga $cd = de$.

f) Dibújese la línea fe .

g) Por el punto e trácese una perpendicular a fe que corte la línea central del diente en n .

h) Por el punto e , trácese una línea perpendicular a la línea central del diente, me .

i) Del diagrama mídense las distancias

X en pulgadas

$t/2$ en pulgadas

y el ángulo ϕ_L

j) Reemplacéense los valores en la fórmula (2-7)

RELACION DEL CONTACTO EN EL PERFIL m_p .- Muestra en qué grado se reparte la carga entre los dientes. Para engranajes rectos con ángulo de presión de 20° , su valor es de 1.73.

Los engranajes para la industria automotriz se endurecen totalmente por métodos de carburación superficial. El tiempo de operación a torque máximo es menos de 100,000 ciclos. es más importante la resistencia del diente que su desgaste. Las sobrecargas dinámicas debidas a errores en los dientes no son tan importantes puesto que las piezas son livianas, los ejes son flexibles y las velocidades son bajas. Los efectos de los desalineamientos no son graves ya que el ancho de los dientes es pequeño.

FACTOR DE SEGURIDAD K_R .- Se introduce en la ecuación para ofrecer la oportunidad de diseñar con alta confiabilidad o, en algunos casos con un riesgo calculado. La Tabla 2-6 sugiere una lista de factores de seguridad para aplicarlos más bien a la resistencia a la fatiga del material que a la resistencia a la tensión. Por esta razón los valores son mucho más pequeños que los acostumbrados en otras ramas

TAB. 2-6 Factors of Safety
(Fatigue Strength)

Requirements of Application	
High Reliability	1.50 or higher
Fewer than 1 failure in 100	1.00
Fewer than 1 failure in 3	0.70

TAB. 2-7 Factors of Safety
(Yield Strength)

Requirements of Application	
High Reliability	3.00 or higher
Industrial	1.33

del diseño de máquinas.

Una falla en el material de los límites de la siguiente tabla, no significa una falla inmediata al aplicar la carga, sino una vida más corta que la mínima especificada. Los factores de seguridad para aplicar al esfuerzo de fluencia se emplean con las cargas máximas o picos que puedan soportar los engranajes, y se muestran en la Tabla 2-7.

FACTOR DE VIDA K_L . - El factor de vida ajusta la carga permisible a un número de ciclos. La Tabla 2-8 muestra valores típicos para emplear los con el esfuerzo permisible de la Fig.2-9 o la Tabla 2-9.

FACTOR DE TEMPERATURA K_T . - Cuando la temperatura de operación en aceite de los engranajes no excede los 250°F, se toma K_T como la unidad. En algunos casos, como ocurre con los engranajes carburizados a temperaturas de operación sobre los 160°F, se emplea un valor de K_T mayor haciéndose la corrección mediante la siguiente fórmula:

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620} \quad [2-8]$$

donde T_F = Temperatura máxima de operación del aceite en °F.

ESFUERZO PERMISIBLE A LA FLEXION S_{at} . - El esfuerzo permisible a la flexión de cada material y cada condición se determina en el campo experimental, para un factor de aplicación unitario y una aplicación de la carga durante 10 millones de ciclos. Este esfuerzo se denomina S_{at} .

En los materiales de los engranajes este esfuerzo depende primordialmente del tratamiento térmico, la técnica del forjado o de fundido, la composición del material y los varios tratamientos superficiales. Frecuentemente el acabado con "Shot peening" permite usar un valor del esfuerzo permisible algo mayor.

En la Fig. 2-9 se muestra el esfuerzo a la fatiga permisible en el diseño con aceros. Si se han endurecido superficialmente, los esfuerzos se condensan en la Tabla 2-9.

Se aplica el 70% de los valores de S_{at} para engranajes intermedios (idler) y otros engranajes en donde los dientes están cargados

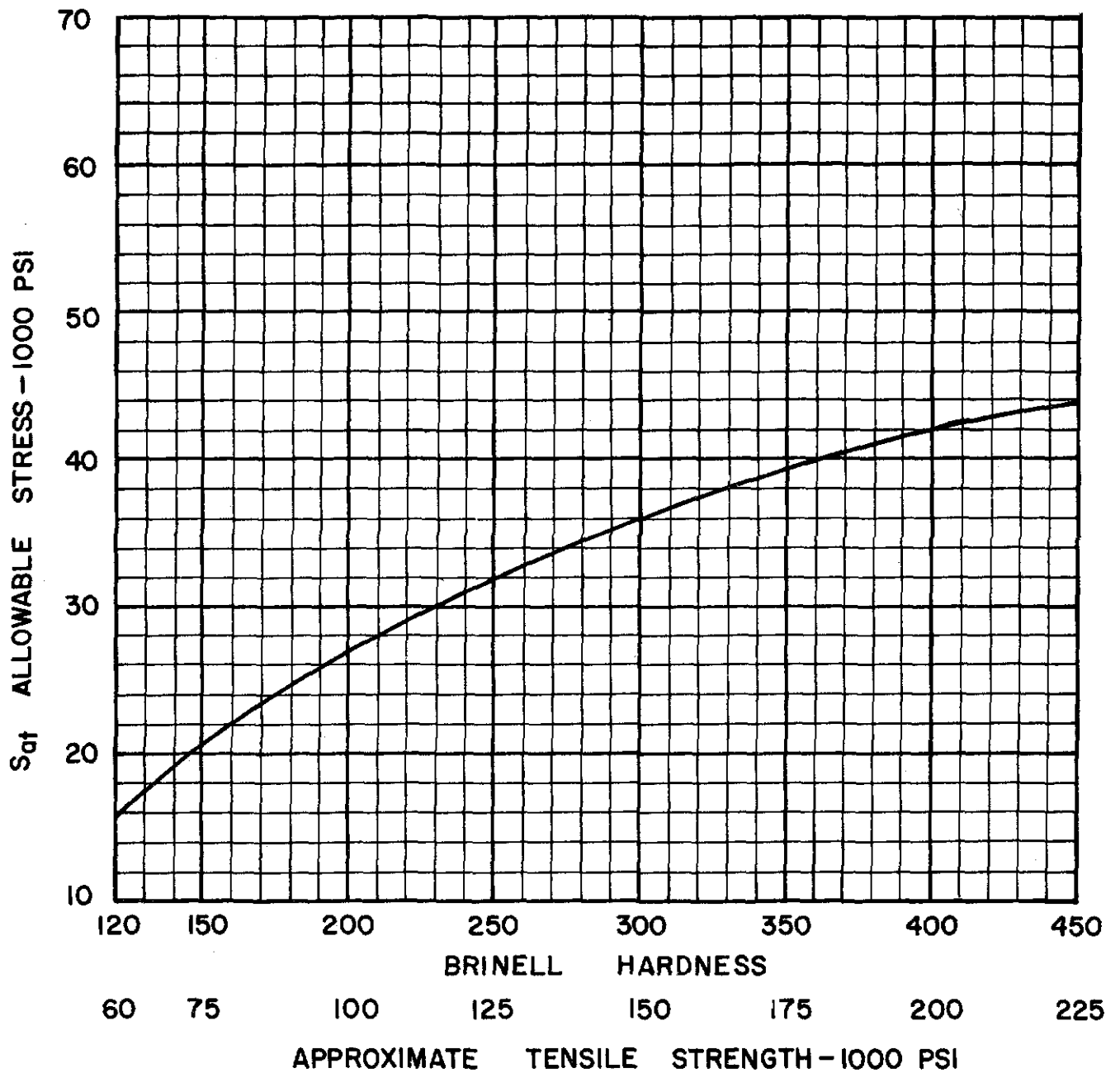


FIG. 2-9 ALLOWABLE FATIGUE STRESS FOR STEEL GEARS- S_{af}

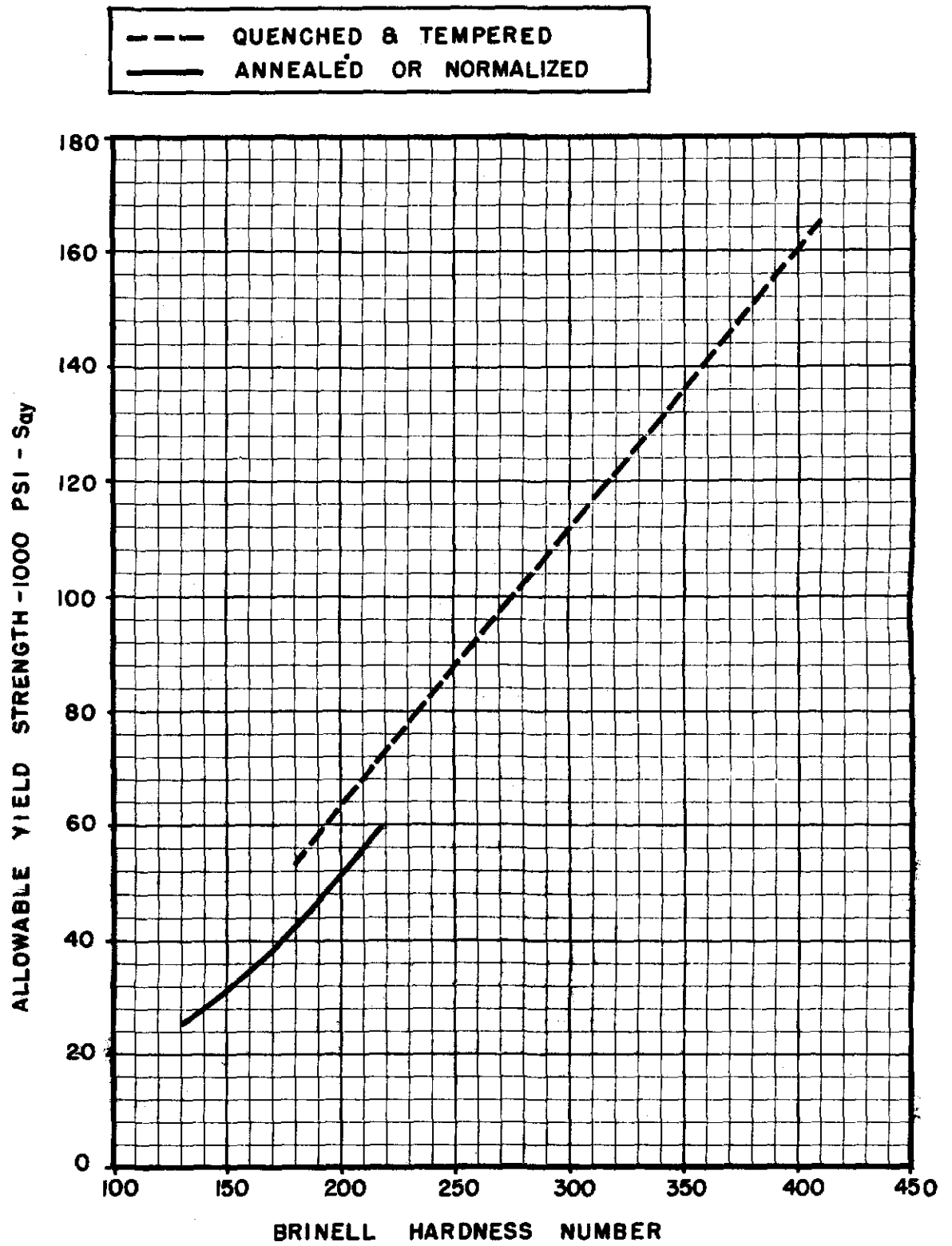


FIG. 2-10 ALLOWABLE YIELD STRENGTH - S_{ay}

TAB. 2-8 Life Factor K_L

Number of Cycles	160 BHN	250	450	Carb.
Up to 1,000	1.6	2.4	3.4	2.7
10,000	1.4	1.9	2.4	2.0
100,000	1.2	1.4	1.7	1.5
1 million	1.1	1.1	1.2	1.1
10 million	1.0	1.0	1.0	1.0

TAB. 2-9 Allowable Fatigue Stress

Material	Hardness	S_{at} psi
Case Carbrurized and Hardened Steel	55 Rc.	55-65,000
Induction or Flame Hardened Steel	300 BHM	22,000
Hard Root		

en ambas direcciones.

Si el engranaje se somete a sobrecargas altas durante cortos períodos de tiempo, el esfuerzo máximo permisible se determina por las propiedades de fluencia más bien que por las de resistencia a la fatiga del material. A este esfuerzo se le denomina S_{ay} . En la Figura 2-10 se muestran algunos valores aconsejables para S_{ay} en aceros endurecidos. Se deberá chequear que los dientes no sufran una deformación permanente. Si se llega al caso en que la resistencia a la fluencia es el factor predominante en el diseño, los factores de concentración de esfuerzos no tienen aplicación.

CARGAS EN LAS TRANSMISIONES.- El diseño de las transmisiones para tractores se debe basar necesariamente en los records de uso de los varios engranajes en cada velocidad, y los porcentajes de potencia máxima en el P.T.O y en la barra de tiro.

Tabla No.2-10

VELOCIDAD	% DE LA FUERZA MAXIMA				HORAS
	95%	75%	50%	25%	
	SUS HORAS DE FUNCIONAMIENTO				
Primera	45	250	180	125	600
Segunda	730	1825	1990	555	5100
Tercera	940	860	350	50	2200
Cuarta	50	200	150	200	600
Reverso	20	65	125	90	300
P.T.O.	180	900	710	210	2000 hr.
TOTAL DE HORAS					10000 hr.

Un conocimiento a fondo de los tiempos de funcionamiento en cada velocidad, proporciona los datos necesarios para un diseño económico de los engranajes y los rodamientos.

La Compañía Massey Ferguson, productora de tractores de tipo mediano utiliza para el diseño de sus cajas de velocidades la anterior tabla experimental, tomando como base 10000 horas de vida del motor.

Como se ve, las cargas en los engranajes y su tiempo de aplicación varían considerablemente en cada velocidad lo que hace necesario hallar un promedio ponderado que tome en cuenta el porcentaje del tiempo, las revoluciones y la magnitud de las cargas aplicadas. Se emplea la siguiente fórmula:

$$W_m = \sqrt[3]{W_1^3 \frac{hb_1\%}{100} \frac{\eta_1}{\eta_m} + W_2^3 \frac{hb_2\%}{100} \frac{\eta_2}{\eta_m} \dots} \quad [1b] \quad [2-9]$$

donde: $W_1 \dots W_n$ =cargas en los dientes.

$\eta_1 \dots \eta_n$ =Revoluciones a las cuales se aplican

$hb\%$ =Período del tiempo de aplicación, %,

η_m =Revoluciones promedio, RPM

$$\eta_m = \eta_1 \frac{hb_1\%}{100} + \eta_2 \frac{hb_2\%}{100} + \dots + \eta_n \frac{hb_n\%}{100} \quad [2-10]$$

Sin embargo, se debe verificar que los esfuerzos creados por las cargas máximas sobre los dientes no sobrepasen el límite de fluencia del material (*S_y*).

CALCULOS DE LA RESISTENCIA DE LOS DIENTES.-

CALCULO DE LAS CARGAS PROMEDIO W_m .- La siguiente tabla contiene los valores de $hb\%$ para las diferentes cargas:

Tabla No.2-11

	95%	75%	50%	25%	HB%
1a.	7.5	41.5	30	21	6%
2a.	14.3	36	39	10.7	51%
3a.	43	39	16	2	22%
4a.	8.6	33.2	25	33.2	6%
R.	6	22	42	30	3%
P.T.O.	9	45	35	11	12%

Según la fórmula [2-9] las cargas promedios W_m para los piñones 1 y 2 en las diferentes velocidades son:

Primera Velocidad:

$$\eta_m = 1800 \times \frac{7.5}{100} + 2000 \times \frac{41.5}{100} + 2400 \times \frac{30}{100} + 1600 \times \frac{21}{100} = 2021 \text{ RPM}$$

$$W_{m1a} = \sqrt[3]{(641)^3 \frac{1800 \times 7.5}{2021 \times 100} + (485)^3 \frac{2000 \times 41.5}{2021 \times 100} + (323)^3 \frac{2400 \times 30}{2021 \times 100} + (162)^3 \frac{1600 \times 21}{2021 \times 100}}$$

$$W_{m1a} = 598.16$$

Segunda Velocidad:

$$\eta_m = 1800 \times \frac{14.3}{100} + 2000 \times \frac{36}{100} + 2400 \times \frac{39}{100} + 1600 \times \frac{10.7}{100} = 2085 \text{ RPM}$$

$$W_{m2a} = \sqrt[3]{(641) \frac{3 \cdot 1800 \times 14.3}{2085 \times 100} + (485) \frac{3 \cdot 2000 \times 36}{2085 \times 100} + (323) \frac{3 \cdot 2400 \times 39}{2085 \times 100} + (162) \frac{3 \cdot 1600 \times 10.7}{2085 \times 100}}$$

$$W_{m2a} = 435 \text{ lb}$$

Tercera Velocidad:

$$\eta_m = 1800 \times \frac{43}{100} + 2000 \times \frac{39}{100} + 2400 \times \frac{16}{100} + 1600 \times \frac{2}{100} = 1970 \text{ RPM}$$

$$W_{m3a} = \sqrt[3]{(641) \frac{3 \cdot 1800 \times 43}{1970 \times 100} + (485) \frac{3 \cdot 2000 \times 39}{1970 \times 100} + (323) \frac{3 \cdot 2400 \times 16}{1970 \times 100} + (162) \frac{3 \cdot 1600 \times 2}{1970 \times 100}}$$

$$W_{m3a} = 522 \text{ lb}$$

Cuarta Velocidad:

$$\eta_m = 1800 \times \frac{8.6}{100} + 2000 \times \frac{33.2}{100} + 2400 \times \frac{25}{100} + 1600 \times \frac{33.2}{100} = 1949 \text{ RPM}$$

$$W_{m4a} = \sqrt[3]{(614) \frac{3 \cdot 1800 \times 8.6}{1949 \times 100} + (485) \frac{3 \cdot 2000 \times 33.2}{1949 \times 100} + (323) \frac{3 \cdot 2400 \times 25}{1949 \times 100} + (162) \frac{3 \cdot 1600 \times 33.2}{1949 \times 100}}$$

$$W_{m4a} = 410 \text{ lb}$$

Reverso:

$$\eta_m = 1800 \times \frac{6}{100} + 2000 \times \frac{22}{100} + 2400 \times \frac{42}{100} + 1600 \times \frac{30}{100} = 2038 \text{ RPM}$$

$$W_{mR} = \sqrt[3]{(614) \frac{3 \cdot 1800 \times 6}{2038 \times 100} + (485) \frac{3 \cdot 2000 \times 22}{2038 \times 100} + (323) \frac{3 \cdot 2400 \times 42}{2038 \times 100} + (162) \frac{3 \cdot 1600 \times 30}{2038 \times 100}}$$

$$W_{mR} = 379 \text{ lb}$$

Se muestra a continuación el cálculo del factor de forma del diente (Y) para el piñón de la reducción final (No.13) el cual, debido a las cargas que soporta necesita consideraciones especiales en su diseño. Su diagrama se encuentra en la Fig.2-11. El radio empleado en la raíz del diente se ha calculado por medio de la fórmula dada en página 13.

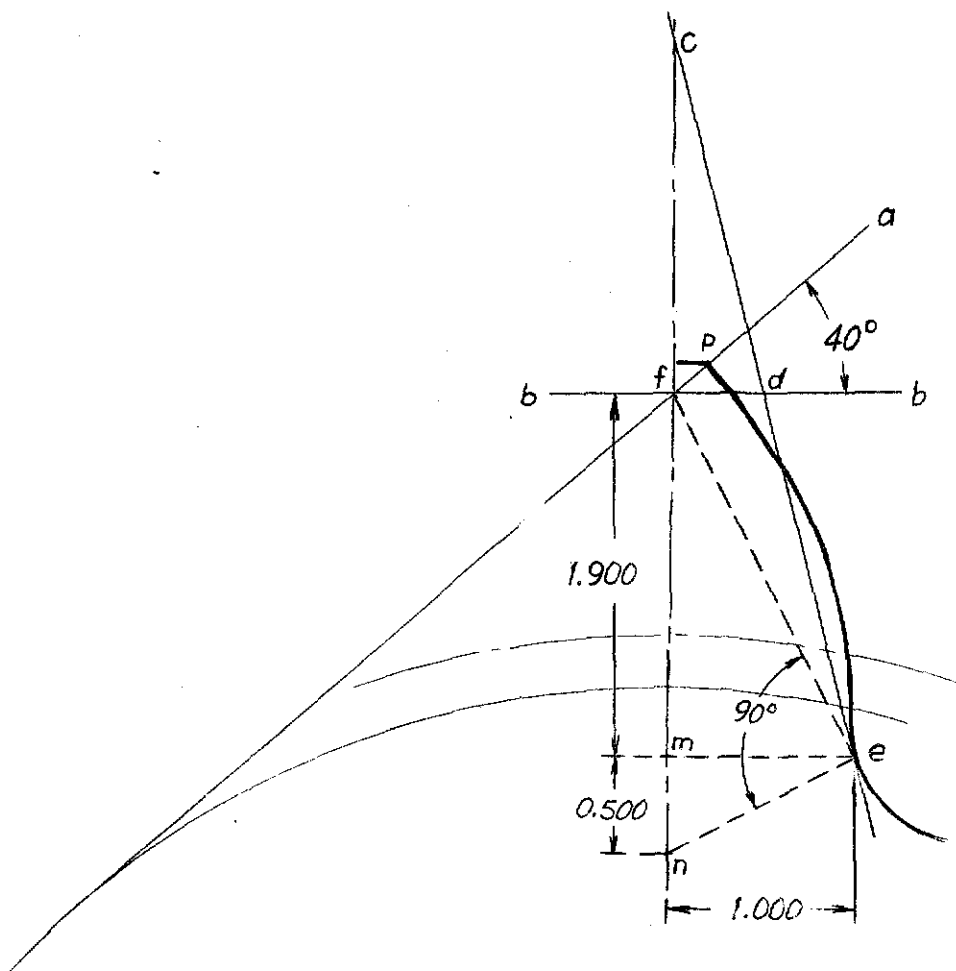


Fig.No.2-11

$$Y = \frac{1}{\frac{\cos 40^\circ}{\cos 20^\circ} \left(\frac{1.5}{0.500} - \frac{\tan 40^\circ}{2.000} \right)} = 0.474$$

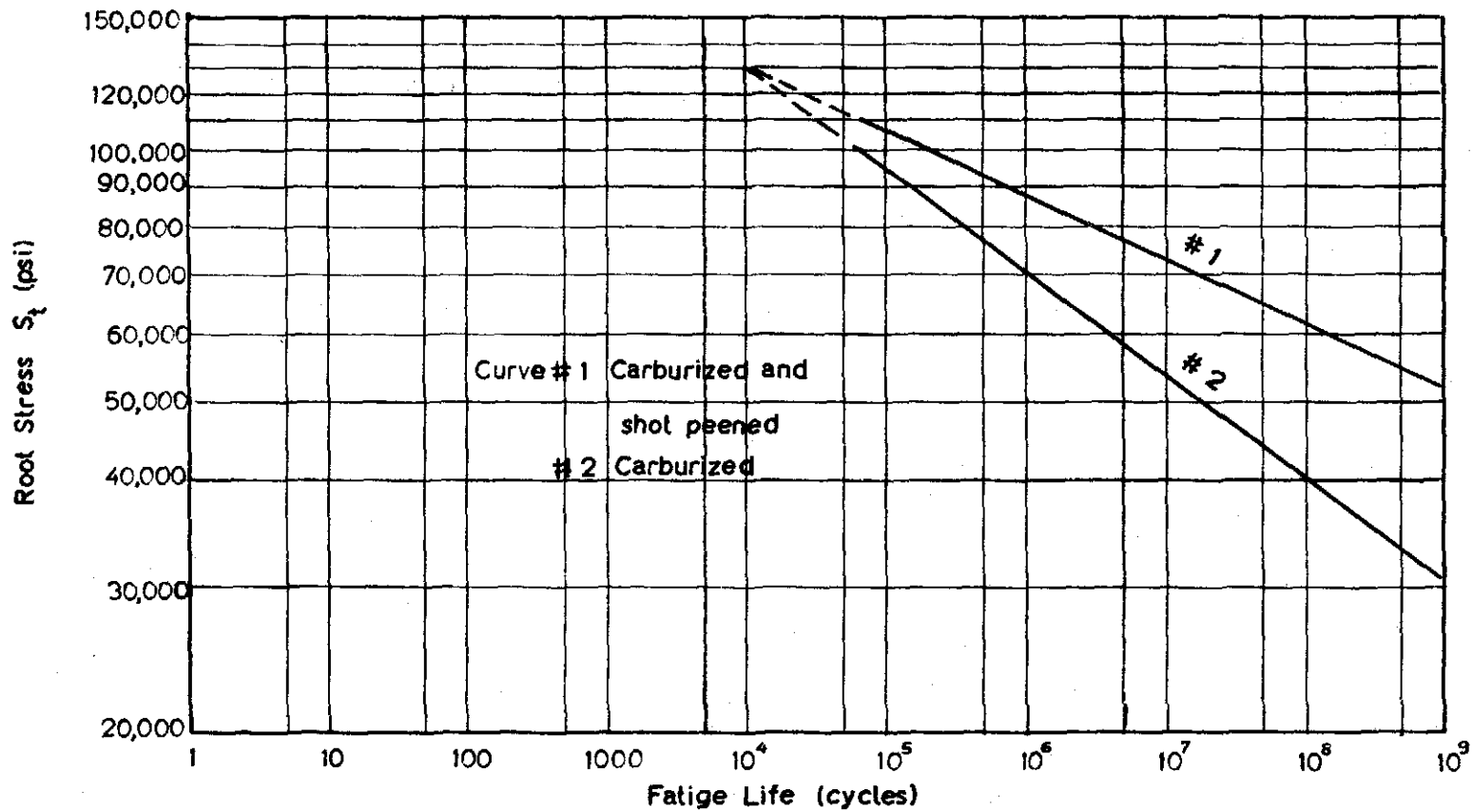


Fig. 2-12

Una vez obtenidos los valores de W_m , se puede calcular la resistencia y vida en fatiga de los engranajes por medio de la fórmula 2-3 y la Fig.2-12 Como muestra el cálculo, obtenemos los valores de S_t y la vida en fatiga para el engranaje No.1 en las cinco velocidades del tractor:

PRIMERA VELOCIDAD:

$$S_{t_1} = \frac{W_{m_1} P_d K_o}{F Y m_p} = \frac{598 \times 8 \times 1.5}{0.75 \times 0.285 \times 1.73} = 22600 \text{ psi}$$

$vida = \infty$

SEGUNDA VELOCIDAD:

$$S_{t_2} = \frac{435 \times 8 \times 1.5}{0.75 \times 0.285 \times 1.73} = 14050 \text{ psi} \quad vida = \infty$$

TERCERA VELOCIDAD:

$$S_{t_3} = \frac{522 \times 8 \times 1.5}{0.75 \times 0.285 \times 1.73} = 16900 \text{ psi} \quad vida = \infty$$

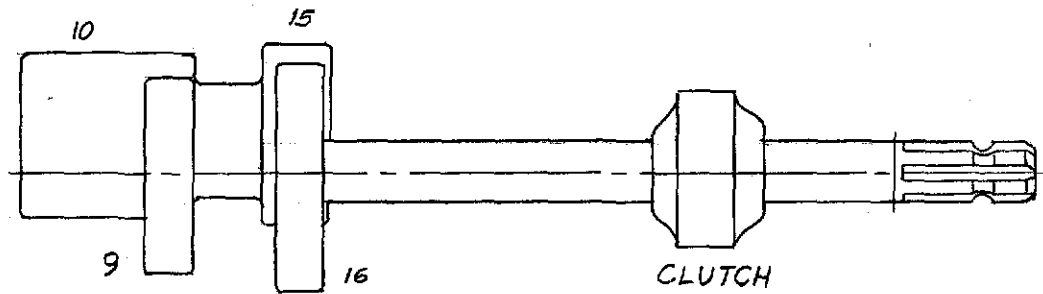
CUARTA VELOCIDAD:

$$S_{t_4} = \frac{512 \times 8 \times 1.5}{0.75 \times 0.285 \times 1.73} = 16700 \text{ psi} \quad vida = \infty$$

REVERSO:

$$S_{t_5} = \frac{379 \times 8 \times 1.5}{0.75 \times 0.285 \times 1.73} = 12220 \text{ psi} \quad vida = \infty$$

CALCULO DEL P.T.O. (Power Take Off).- Para obtener las 540 RPM en el eje del P.T.O. se puede aprovechar la relación entre el piñón de reversa No.9 y el intermediario No.10, tal como se ve en la figura siguiente:



Se fijan 1800 RPM del motor como punto de operación puesto que se obtiene el torque máximo del motor en el caso de necesidad. Las revoluciones correspondientes en el piñón No.9 serán

$$n_9 = 660 \text{ RPM} \quad (\text{TABLA 2-2})$$

luego:

$$n_{16} = n_9 \frac{N_9 N_{15}}{N_{10} N_{16}} = 660 \frac{21 \times 17}{19 \times 23} = 540 \text{ RPM}$$

$$N_9 = 21 \quad d_9 = 2.6250 \quad N_{15} = 17 \quad d_{15} = 2.1250$$

$$N_{10} = 19 \quad d_{10} = 2.3750 \quad N_{16} = 23 \quad d_{23} = 2.8750$$

En el cálculo de la resistencia a la fatiga se emplean los valores de W_m obtenidos en base a la tabla 2-11 así:

$$n_m = 1800 \times \frac{9}{100} + 2000 \times \frac{45}{100} + 2400 \times \frac{35}{100} + 1600 \times \frac{11}{100} = 2078 \text{ RPM}$$

$$W_{m1_{PTO}} = \sqrt[3]{(614)^3 \frac{1800 \times 9}{2078 \times 100} + (485)^3 \frac{2000 \times 45}{2078 \times 100} + (323)^3 \frac{2400 \times 35}{2078 \times 100} + (162)^3 \frac{1600 \times 11}{2078 \times 100}}$$

$$W_{m1_{PTO}} = 39016$$

$$W_{m2} = W_{m1} = 39016$$

$$W_{m9} = W_{m2} \times \frac{d_2}{d_9} = 390 \times \frac{6.1250}{2.6250} = 910 \text{ lb}$$

$$W_{m10} = W_{m9} = 910 \text{ lb}$$

$$W_{m15} = W_{m10} \times \frac{d_{10}}{d_{15}} = 910 \times \frac{2.3750}{2.1250} = 1015 \text{ lb}$$

$$W_{m16} = W_{m15} = 1015 \text{ lb}$$

Los esfuerzos a la flexión calculados serán:

$$S_{t12} = \frac{W_{m12} P_d K_o}{F Y m_p} = \frac{390 \times 8 \times 1.5}{0.75 \times 0.285 \times 1.73} = 12600 \text{ psi}$$

$$\text{vida} = \infty$$

$$S_{t9} = \frac{910 \times 8 \times 1.5}{1.000 \times 0.285 \times 1.73} = 21800 \text{ psi} \quad \text{vida} = 1.2 \times 10^7 \text{ cicl.}$$

$$S_{t10} = \frac{910 \times 8 \times 1.5}{2.125 \times 0.286 \times 1.73} = 10300 \text{ psi} \quad \text{vida} = \infty$$

$$S_{t15} = \frac{1015 \times 8 \times 1.5}{1.3750 \times 0.284 \times 1.73} = 17800 \text{ psi} \quad \text{vida} = 1.15 \times 10^7 \text{ cicl.}$$

$$S_{t16} = \frac{1015 \times 8 \times 1.5}{1.250 \times 0.286 \times 1.73} = 19600 \text{ psi} \quad \text{vida} = 1.1 \times 10^7 \text{ cicl.}$$

A continuación se presentan los resultados obtenidos para los engranajes rectos tanto de la caja como de la transmisión y P.T.O.

Tabla 2-12

PIÑÓN	F (in)	γ	T (lb-in)	W_m	S_t (psi)	vida(cicl.)
PRIMERA VELOCIDAD:						
1	0.750	0.285	633	598	22600	∞
2	0.750	0.287	1758	598	22600	∞
3	1.125	0.286	1758	1467	28500	10^8
4	1.000	0.288	4040	1467	35500	10^8
11			4040	4300		
12			21350	4300		
13	2.250	0.451	10675	9080	28300	10^9
14	2.000		52300	9080	42500	5×10^7
SEGUNDA VELOCIDAD:						
1	0.750	0.285	460	435	14050	∞
2	0.750	0.287	1253	435	14050	∞
5	0.875	0.286	1253	761	21000	∞
6	0.875	0.287	1743	761	21000	∞
11			1743	1855		
12			9200	1855		
13	2.250	0.454	4600	3920	12260	∞
14	2.000	0.340	22257	3920	18350	∞
TERCERA VELOCIDAD:						
1	0.750	0.285	553	522	16900	∞
2	0.750	0.287	1506	522	16900	∞
7	0.750	0.288	1500	730	23500	∞

8	0.750	0.287	1668	730	23500	∞
11			1668	1775		
12			8800	1775		
13	2.250	0.451	4400	3750	9700	∞
14	2.000	0.340	21600	3750	14500	∞

CUARTA VELOCIDAD:

13	2.250	0.451	1224	1040	3410	∞
14	2.000	0.340	5980	1040	5075	∞

REVERSO

1	0.750	0.285	401	379	12220	∞
2	0.750	0.287	1090	379	12220	∞
9	1.000	0.285	1090	885	21400	∞
10	2.125	0.286	988	885	14450	∞
4	1.000	0.288	2440	885	21500	∞
11			2440	2600		
12			12900	2600		
13	2.250	0.290	6450	5490	17200	∞
14	2.000	0.340	31650	5490	25600	10^9

P. T. 0.:

1	0.750	0.285	411	390	12600	∞
2	0.750	0.287	1120	390	12600	∞
9	4.000	0.285	1120	910	21800	1.2×10^7
10	2.125	0.286	1012	910	10300	
15	1.375	0.285	1012	1015	17800	1.1×10^7
16	1.250	0.286	1370	1015	19600	1.1×10^7

En el cálculo del piñón intermediario (idler) se ha considerado la longitud total del diente como longitud efectiva para el cálculo del esfuerzo a la flexión. El problema de un diente cargado solamente en una parte de su longitud total no se ha estudiado

a fondo, aunque se sabe que la carga se reparte en un porcentaje de la longitud total.

En base a lo anotado en la sección referente al esfuerzo permisible a la flexión S_{at} , el valor del esfuerzo calculado para este piñón debe afectarse por el coeficiente $1/0.7$

CONTROL DE CARGAS MAXIMAS O PICOS EN LOS DIENTES.- Se trata aquí de considerar los esfuerzos de flexión desarrollados en los dientes por las cargas máximas o picos que se puedan presentar momentáneamente en los engranajes de la caja, transmisión y P.T.O.

Indudablemente, en la caja la peor condición se presenta en el piñón No.3 cuando el motor desarrolla su máximo torque (685 lb-in, 19.5 HP a 1800 RPM). De la tabla No.2-2 se tiene que $n_3 = 660$ RPM.

$$W_t = \frac{126000 \times 19.5}{660 \times 2.50} = 1490 \text{ lb} \quad W_{max} = \frac{W_t}{\cos 20^\circ} = 1588 \text{ lb}$$

$$S_t = \frac{W_{max} P_d K_o}{F Y m_p} = \frac{1588 \times 8 \times 1.5}{1.00 \times 0.286 \times 1.73} = 38400 \text{ psi}$$

Para que no exista deformación plástica en el perfil se deberá cumplir la relación:

$$S_t \leq \frac{S_{ay} K_L}{K_R K_T}$$

factores todos discutidos anteriormente. El valor de S_{ay} se puede leer de la Fig.2-10 para el engranaje templado y revenido. Se tendrá:

$$38400 < \frac{160000 \times 1.2}{1.0 \times 1.0}$$

Similarmente, la peor condición se presenta en el piñón No.13 de la transmisión, en donde:

$$W_t = \frac{126000 \times 19.5}{53.1 \times 2.50} = 9250 \text{ lb} \quad W_{max} = \frac{W_t}{\cos 20^\circ} = 9850 \text{ lb}$$

$$S_t = \frac{9850 \times 4 \times 1.5}{2.250 \times 0.474 \times 1.73} = 33700 \text{ psi}$$

$$33700 < \frac{180000 \times 1.2}{1.00 \times 1.0}$$

En el P.T.O. el caso crítico se localiza en el piñón No.15 o intermediario. Se considera que puede llegar a soportar cuatro veces el torque máximo que le suministra el motor, luego:

$$W_t = \frac{126000 \times 19.5 \times 4}{730 \times 2.1250} = 6330 \text{ lb}$$

$$W_m = \frac{6330}{\cos 20^\circ} = 6725 \text{ lb}$$

$$S_t = \frac{6725 \times 8 \times 1.75}{1.375 \times 0.285 \times 1.73} = 138000 \text{ psi}$$

Tanto en el caso de este piñón (No.15), como en los anteriores (No.3 y No.13), se considera que se ha realizado un tratamiento térmico superficial con dureza de 60 Rc. (> 450 BHN).

$$138000 < \frac{180000 \times 1.2}{1.0 \times 1.0}$$

De los anteriores resultados se deduce que el diseño de los engranajes es satisfactorio.

ENGRANAJES ESPIRALES (DIFERENCIAL).- En vista de la inmensa dificultad que existe en el país para la fabricación de engranajes espirales

o hipoidales, se ha decidido adoptar en el presente diseño un diferencial de tipo comercial y de fácil obtención en las casas ensambladoras de automotores que actualmente funcionan en Colombia.

El diferencial empleado en las camionetas tipo pick-up INTERNATIONAL 1100 con relación 37 x 7, o sus equivalentes en CHRYSLER, WILLIS, etc, cumple a satisfacción las condiciones requeridas. Tomando en cuenta las potencias de los motores de los vehículos, sus técnicas de producción, la calidad de los materiales empleados y la uniformidad de los tratamientos térmicos, se considera innecesario comprobar la resistencia a la fatiga y al desgaste de estos elementos.

Los engranajes espirales o hipoidales tienen exigencias tanto en las técnicas de maquinado, tratamientos térmicos, materiales y tolerancias que elevan enormemente sus costos. Por esta razón se justifica un estudio especial y a fondo de su diseño, producción y tratamientos.

RESISTENCIA A LA FATIGA EN LAS SUPERFICIES DE LOS DIENTES.-

En el diseño de cualquier tipo de engranajes existen dos factores dominantes: a) Capacidad de carga y vida a la fatiga, y b) Resistencia al desgaste. En la mayoría de los diseños se prefiere que el engranaje se desgaste primero a que falle por rotura, sirviendo éste como control de la vida en fatiga

No existe una fórmula general que cubra todas las condiciones de diseño, pero en la mayoría de los casos las sobrecargas en los dientes producen lo que comúnmente se denomina "Pitting" o picado, en base al cual se calcula la resistencia al desgaste.

El "pitting" en un engranaje se considera como un fenómeno de fatiga, y se puede presentar bajo dos formas: 1) Inicial y 2) Destructivo. Las siguientes fórmulas reunidas en el Standard AGMA "Surface Durability (Pitting) of Spur Gear Teeth".

(AGMA 210.02.January, 1.965) contemplan solamente el caso de "pitting" destructivo.

La capacidad de duración de una superficie para una aplicación particular puede establecerse seleccionando los factores indicados en las fórmulas generales. La correcta evaluación de los varios factores proporcionará los rangos requeridos, pero cuando no sea posible aplicar un coeficiente exacto por no estar tabulado, se puede estimar, y se obtendrá así un rango aproximado.

FORMULA FUNDAMENTAL.- La fórmula fundamental para calcular la duración de la superficie de los dientes de un engranaje es la siguiente:

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_o}{C_v} \frac{C_s}{d F} \frac{C_m C_f}{I}} \text{ psi} \quad [2-11]$$

donde: S_c = Esfuerzo de contacto calculado, psi.
 C_p = Coeficiente elástico

Carga $\left\{ \begin{array}{l} W_t = \text{Carga tangencial transmitida, lb.} \\ C_o = \text{Factor de sobrecarga.} \\ C_v = \text{Factor dinámico.} \end{array} \right.$

Tamaño $\left\{ \begin{array}{l} d = \text{Diámetro del piñón.} \\ F = \text{Ancho neto de la cara del diente en la parte mas estrecha del piñón o del engranaje.} \\ C_s = \text{Factor de tamaño.} \end{array} \right.$

Distribución de esfuerzos $\left\{ \begin{array}{l} C_m = \text{Factor de distribución de carga} \\ I = \text{Factor de geometría} \\ C_f = \text{Factor de la condición de la superficie.} \end{array} \right.$

La ecuación anterior se ha dividido en tres grupos de términos el primero de los cuales se relaciona con las cargas, el segundo con el tamaño del engranaje, y el tercero con la distribución de esfuerzos.

La relación entre el esfuerzo de contacto calculado y el permisible es la siguiente:

$$S_C \leq \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{a_c} \quad [2-12]$$

donde S_{a_c} = Esfuerzo de contacto permisible, psi.
 C_L = Factor de vida
 C_H = Factor de relación de durezas
 C_T = Factor de temperatura
 C_R = Factor o coeficiente de seguridad

Se aconseja verificar tanto los dientes del engranaje como los del piñón, para tener en cuenta las diferencias de los materiales y los números de ciclos de contacto bajo carga.

FACTOR GEOMETRICO I .- En un par de dientes que engranan, el mayor esfuerzo de contacto ocurre en la parte más baja del pié o dedendum. El factor geométrico para esta posición de la carga es el siguiente:

Engranajes exteriores:

$$I = 2 \cot \phi \left(\frac{m_G}{m_G + 1} \right) \left(\frac{\text{sen } \phi + \frac{Z_c}{D}}{2} \right) \left(\frac{\text{sen } \phi - \frac{Z_c}{d}}{2} \right) \quad [2-13]$$

Engranajes interiores:

$$I = 2 \cot \phi \left(\frac{m_G}{m_G + 1} \right) \left(\frac{\text{sen } \phi - \frac{Z_c}{D}}{2} \right) \left(\frac{\text{sen } \phi - \frac{Z_c}{d}}{2} \right) \quad [2-14]$$

donde ϕ = ángulo de presión
 d = Diámetro pitch del piñón, in.
 D = Diámetro pitch del engranaje, in.
 m_G = Relación de velocidades
 Z_c = Distancia en in. medida a lo largo de la línea de acción desde el punto de pitch al punto más bajo del contacto de un solo par de dientes Fig.2-13

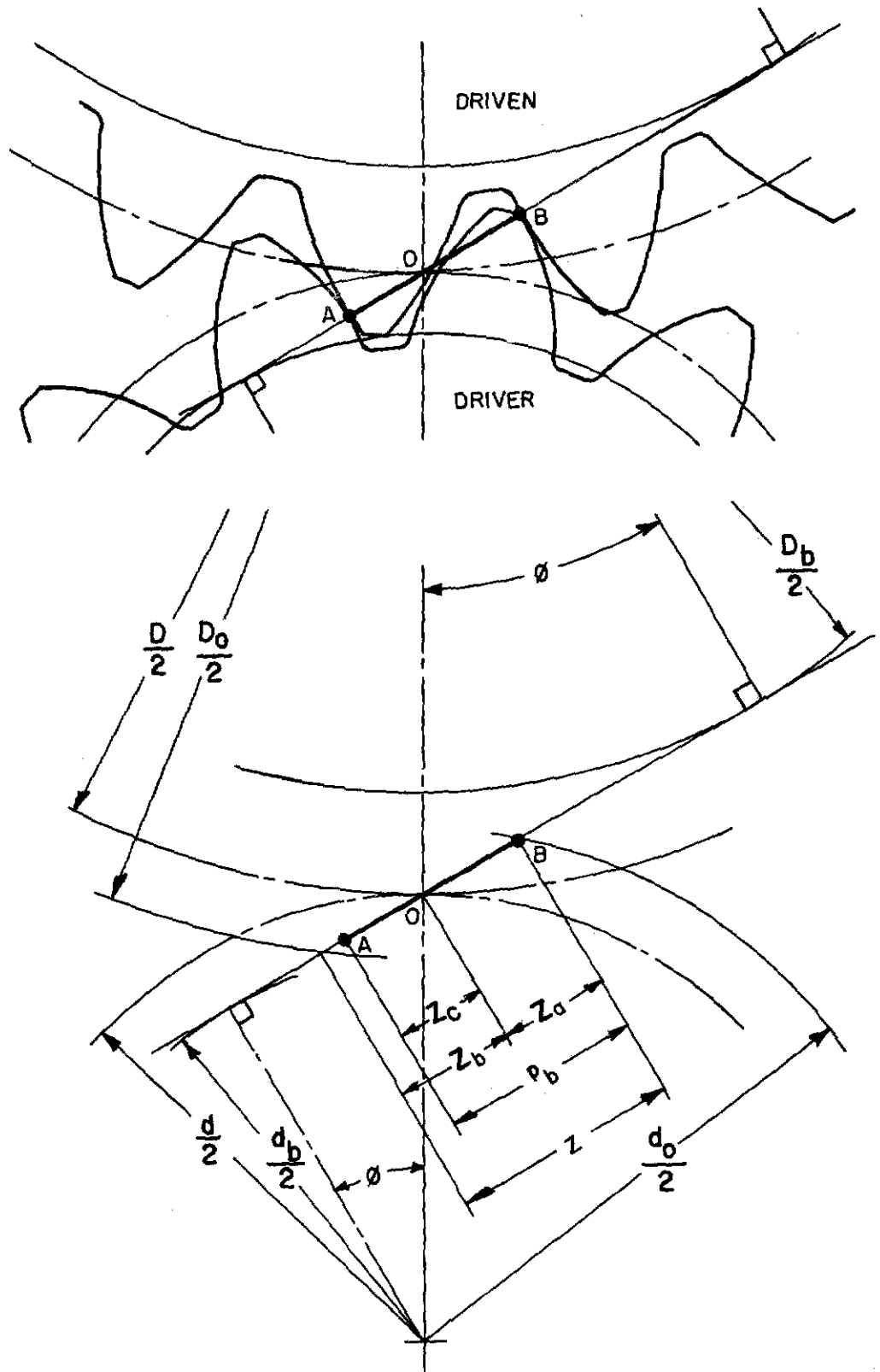
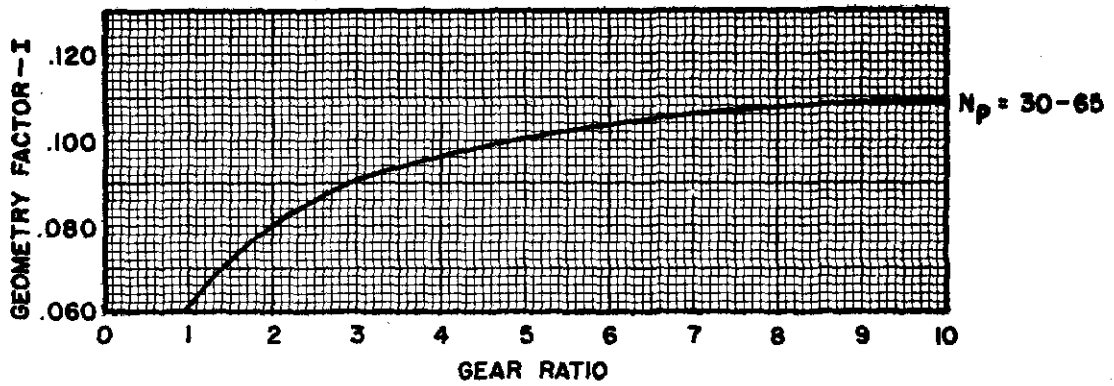
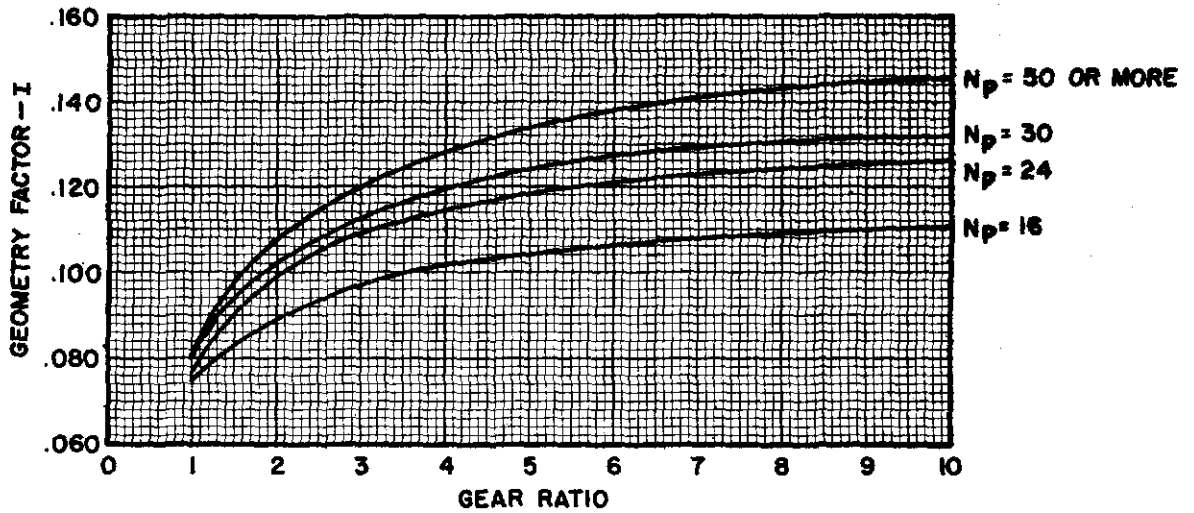


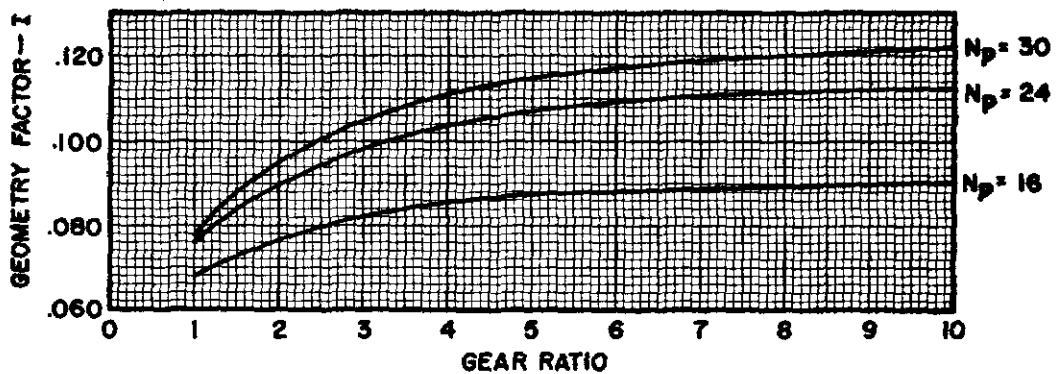
FIG. 2.13 DIAGRAM FOR THE DISTANCE - Z_c



(A) $14\frac{1}{2}$ DEGREE PRESSURE ANGLE FULL DEPTH TEETH —
STANDARD ADDENDUM = $\frac{1}{P_d}$



(B) 20 DEGREE PRESSURE ANGLE FULL DEPTH TEETH —
STANDARD ADDENDUM = $\frac{1}{P_d}$



(C) 20 DEGREE PRESSURE ANGLE STUB TEETH —
STANDARD ADDENDUM = $\frac{8}{P_d}$

NOTE: ALL CURVES ARE FOR THE LOWEST POINT OF
SINGLE TOOTH CONTACT ON THE PINION.

FIG2-14 EXTERNAL SPUR PINION GEOMETRY FACTOR - I
FOR STANDARD CENTER DISTANCES

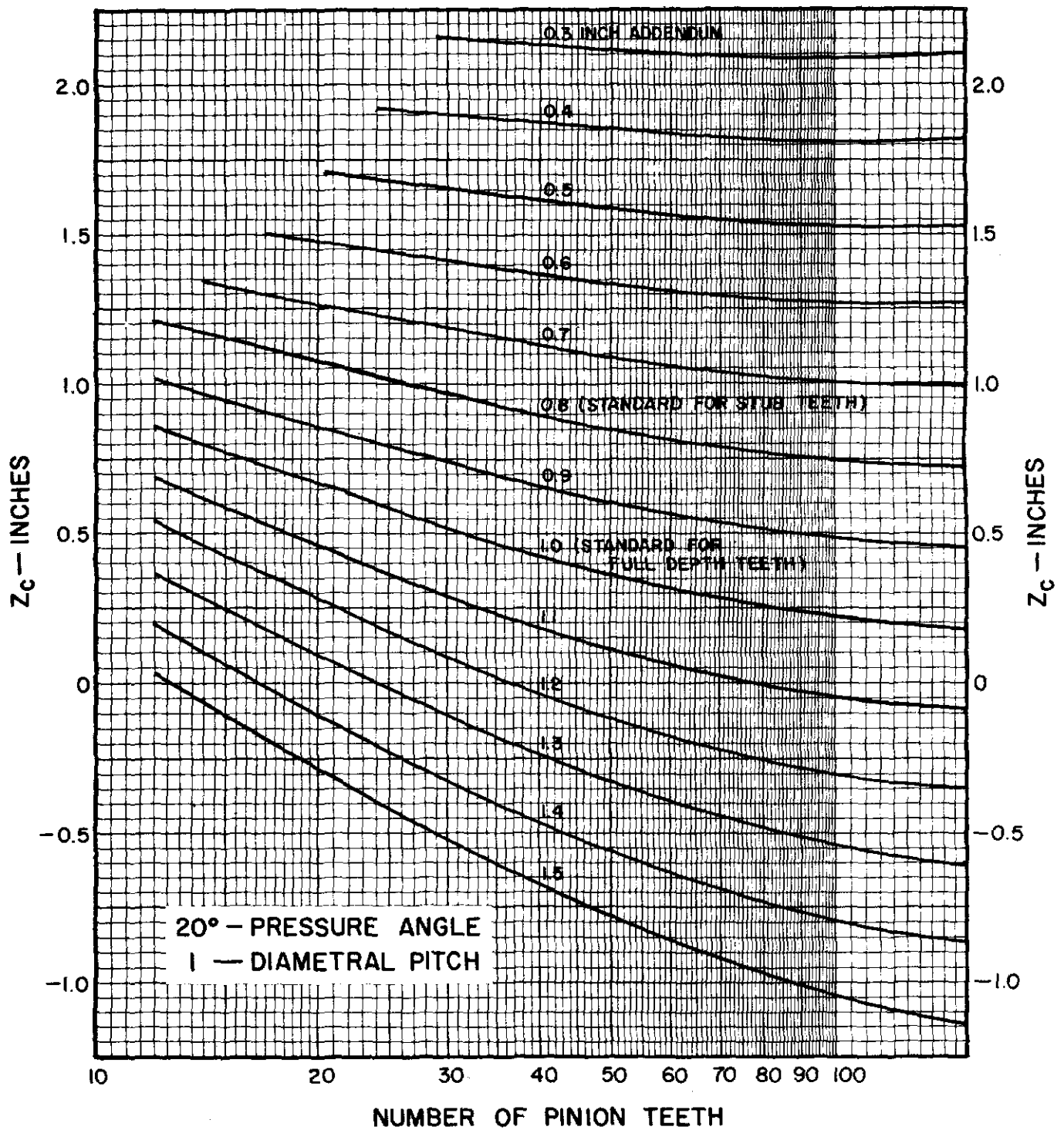


FIG. 2-15 Z_c — DISTANCE ALONG THE LINE OF ACTION FROM THE PITCH POINT TO THE LOWEST POINT OF SINGLE TOOTH CONTACT ON THE PINION FOR STANDARD CENTER DISTANCES.

Sus valores se pueden leer en la Fig.2-14 para addendum standard y en la Fig.2-15 para geometrías diferentes.

FACTOR DE DISTRIBUCION DE CARGA C_m .- Evalúa los efectos de una distribución no uniforme de la carga, y depende de:

- a) Errores de corte.
- b) Errores en los ejes del montaje debidos a tolerancias en los agujeros de los cubos.
- c) Juegos internos de los rodamientos
- d) Paralelismo de los ejes de cada engranaje.
- e) Rigidez de los dientes.
- f) Rigidez del cuerpo de los engranajes.
- g) Rigidez de los ejes.
- h) Rigidez de la carcaza
- i) Deflexión de los rodamientos.
- j) Deflexiones debidas a los esfuerzos de Hertz.
- k) Expansiones y deflexiones debidas a la temperatura de operación, que son de gran importancia en engranajes anchos.

Cuando los engranajes se tratan térmicamente después de ser tallados y los perfiles no se rectifican, la distorsión de los dientes afecta la distribución de la carga. Si se trata térmicamente uno de los engranajes después de maquinado los valores de la Fig. 2-16 y si se tratan ambos, por 1.10.

FACTOR DE TAMAÑO C_s .- Tiene el mismo significado del aplicado en la fórmula [2-3], y puede tomarse como la unidad en la mayoría de los casos.

FACTOR DE CONDICION DE SUPERFICIE C_f .- El factor de condición de superficie depende de:

- a) Acabado superficial después de tallado, rectificado y otros procesos como el "shot peening", etc.
- b) Esfuerzos residuales en la superficie.

FOR FOURTH AND ADDITIONAL REDUCTIONS
USE THIRD REDUCTION VALUES

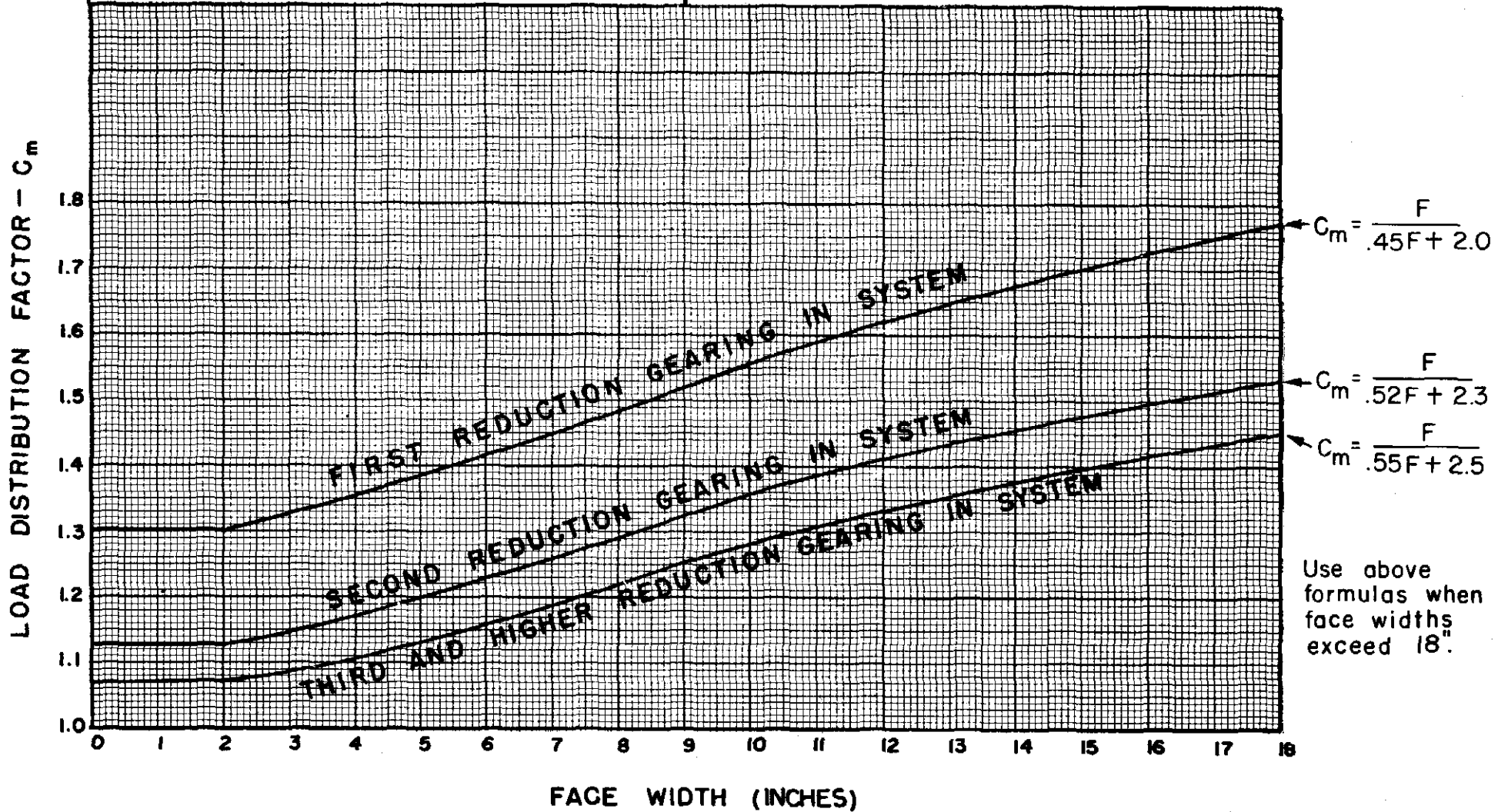


FIG. 216 SPUR GEAR LOAD DISTRIBUTION FACTOR — C_m

c) Efectos de plasticidad por trabajo en frío.

El factor se deberá tomar como la unidad cuando el acabado se obtiene por un proceso cuidadoso o por el uso de los engranajes.

FACTOR DINAMICO C_v .-Tiene el mismo significado del aplicado en la fórmula [2-3] y está afectado por los mismos factores, y además, por las propiedades de los lubricantes. Su valor se lee de la Fig. 2-17.

FACTOR DE SOBRECARGA C_o .- Tiene el mismo significado que el aplicado en la fórmula [2-3] y sus valores se pueden leer de la tabla 2-13

FACTOR DE SEGURIDAD C_R .-Tiene el mismo significado del empleado en la fórmula [2-4] y se encuentra tabulado en la Tabla 2-14

FACTOR DE VIDA C_L .-Tiene el mismo significado del empleado en la fórmula [2-4]. En el tiempo presente, existe muy poca información que permita presentar curvas de vida en fatiga exactas para cualquier tipo de engranajes; sin embargo, se considera que las curvas a la fatiga por "pitting" tienen una pendiente como la mostrada en la Fig. 2-18.

FACTOR DE TEMPERATURA C_T .- Tiene el mismo significado del empleado en la ecuación [2-4] y se considera generalmente como la unidad.

FACTOR DE RELACION DE DUREZAS C_H .- El factor de relación de durezas depende de:

- a) Relación de velocidades de los engranajes.
- b) Durezas del piñón y el engranaje.

A manera de guía se presentan varias combinaciones de durezas que se han usado ampliamente por años con resultados satisfactorios:

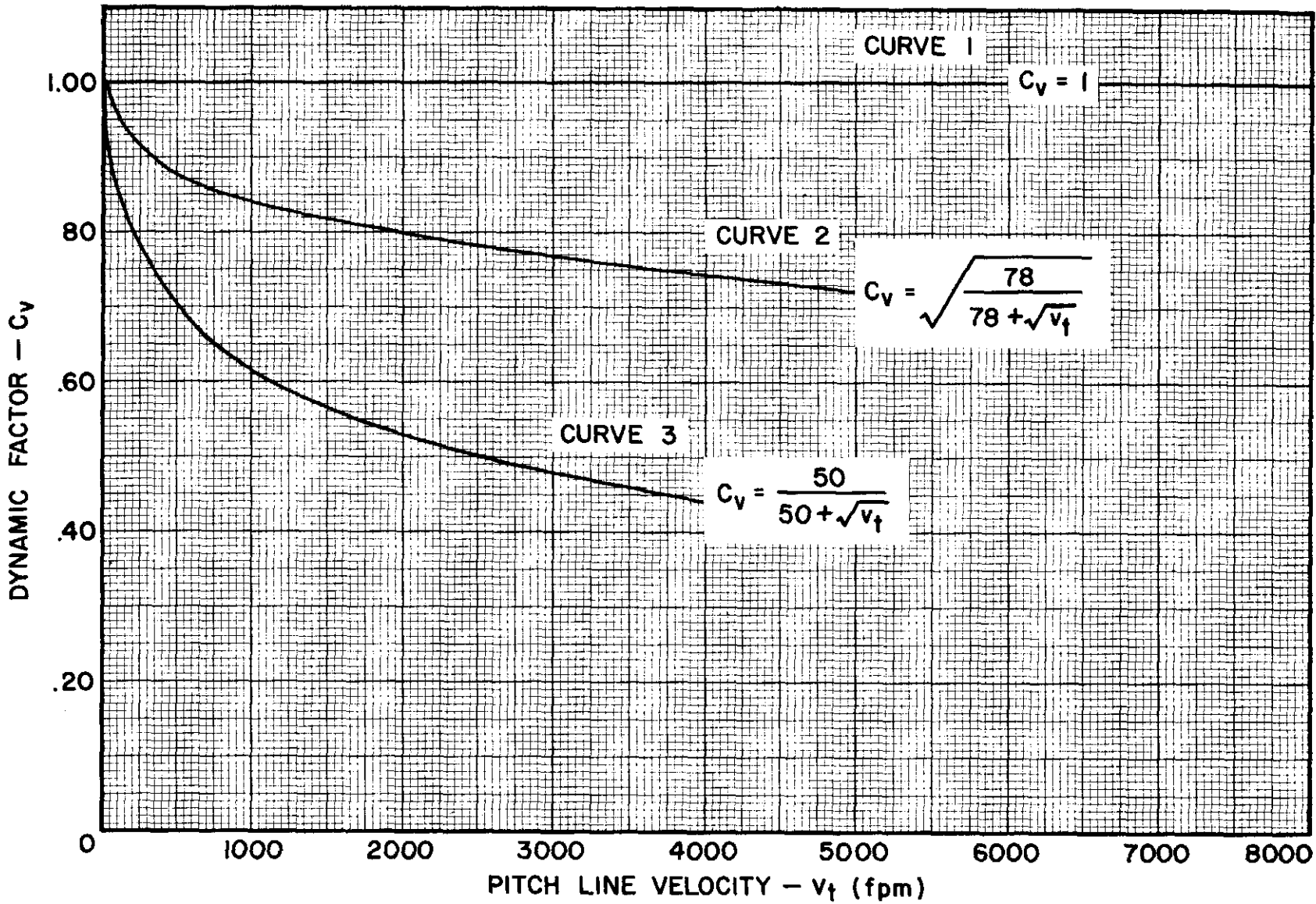


FIG.2-17 DYNAMIC FACTOR - C_v

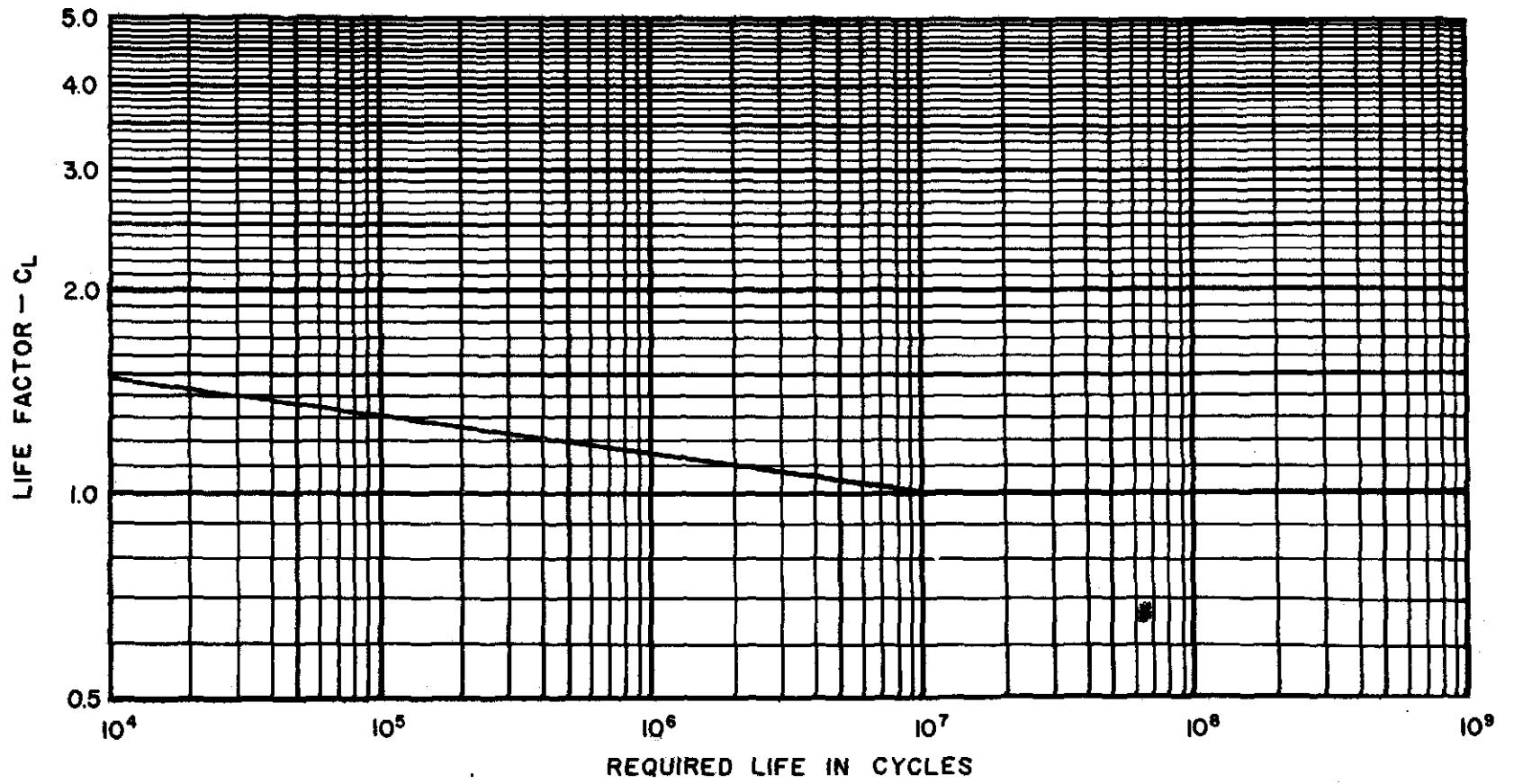


FIG.2.18 LIFE FACTOR

$K = \frac{\text{BRINELL OF PINION}}{\text{BRINELL OF GEAR}}$	WHEN $K < 1.2$ USE $C_H = 1.00$
---	---------------------------------

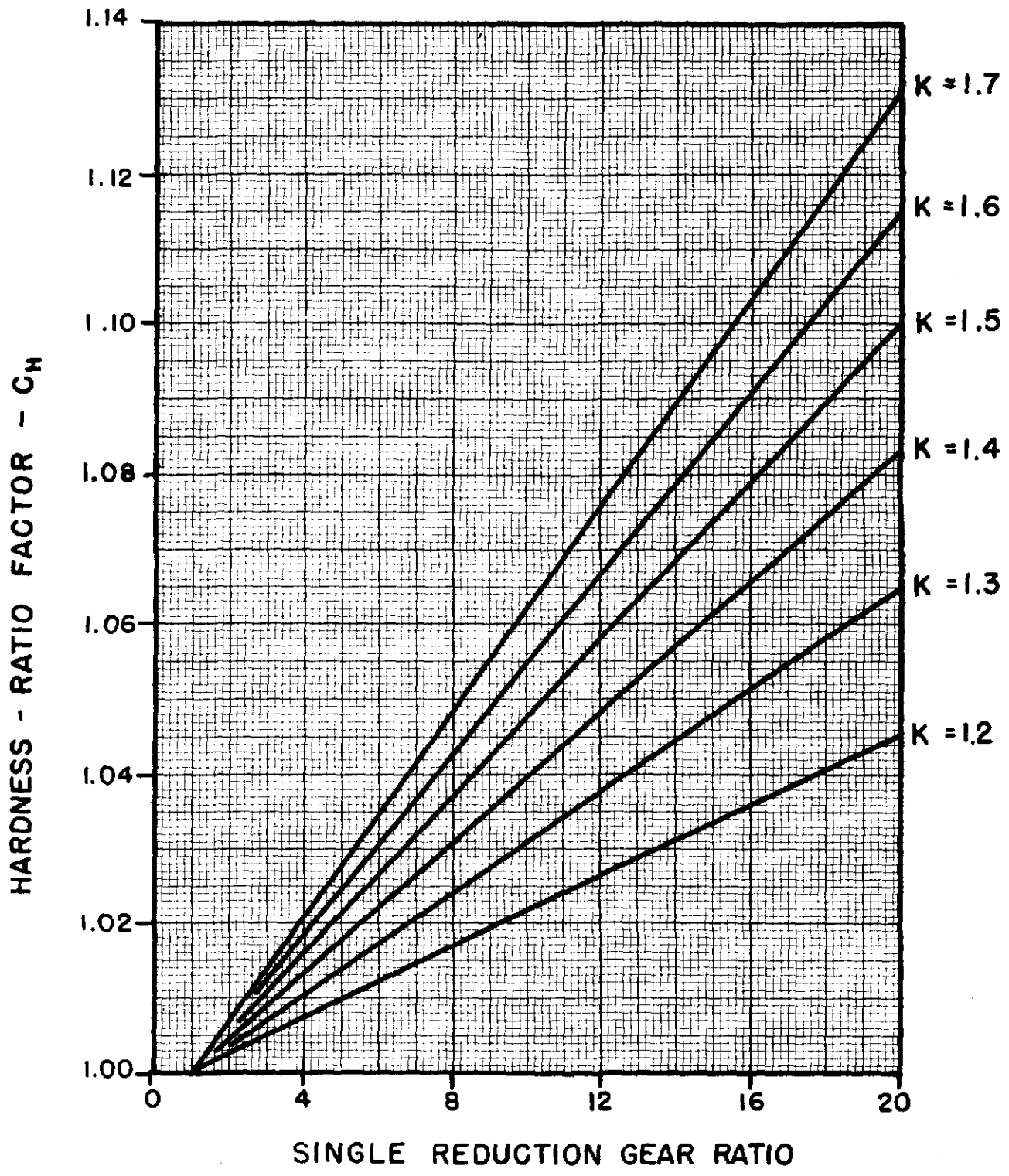


FIG. 2.19 HARDNESS - RATIO FACTOR - C_H

TAB. 2-13 Overload Factors - C_0

Power Source	Character of Load On Driven Machine		
	Uniform	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.75
Light Shock	1.25	1.50	2.00
Medium Shock	1.50	1.75	2.25

TAB. 2-14 Factor of Safety - C_R

Requirements of Application	
High Reliability	1.25
Fewer than one failure in 100	1.00
Fewer than one failure in 3	0.80

Typical Gear and Pinion Hardness Combinations (BHN)

Gear	Pinion
180	210
210	245
225	265
245	285
255	300
270	315
285	335
300	350

ESFUERZO PERMISIBLE DE CONTACTO S_{ac} .- Depende de los siguientes factores:

- a) Composición de materiales
- b) Propiedades mecánicas
- c) Número de ciclos
- d) Temperatura
- e) Tamaño
- f) Esfuerzos residuales
- g) Método de endurecimiento.

En la tabla 2 -15 se muestran los valores para diseños en general. Los valores superiores se pueden emplear cuando se utilizan materiales de alta calidad, cuando el tamaño y el diseño permitan un tratamiento térmico óptimo y cuando se efectúa un control de calidad estricto.

COEFICIENTE DE ELASTICIDAD C_p .- Se define por la siguiente ecuación, y los valores para diferentes combinaciones de materiales se muestra en la tabla No.2-16.

AGMA STANDARD SURFACE DURABILITY (PITTING) OF SPUR GEAR TEETH

Tab 2-15 Allowable Contact Stress Number - s_{ac}

Material	Surface Hardness, Minimum	s_{ac}	Material	Surface Hardness, Minimum	s_{ac}
Steel	Through Hardened		Cast Iron		
	180 Bhn	85 - 95,000	AGMA Grade 20	—	50 - 60,000
	240 Bhn	105 - 115,000	AGMA Grade 30	175 Bhn	65 - 75,000
	300 Bhn	120 - 135,000	AGMA Grade 40	200 Bhn	75 - 85,000
	360 Bhn	145 - 160,000	Nodular Iron		90 - 100% of the s_{ac} value of steel with the same hardness
	440 Bhn	170 - 190,000	Annealed	165 Bhn	
			Normalized	210 Bhn	
	Case Carburized (see Note 1)		Oil Quench and Temper	255 Bhn	
	55 R_c	180 - 200,000	Bronze	Tensile Strength psi (Min.)	s_{ac}
	60 R_c	200 - 225,000	Tin Bronze AGMA 2C (10- 12% Tin)	40,000	30,000
Flame or Induction Hardened		Aluminum Bronze ASTM B 148-52 (Alloy 9C-H.T.)	90,000	65,000	
50 R_c	170 - 190,000				

NOTE 1. For minimum case depths at the pitch diameter as shown in Figure 6.

Tab 2-16 Elastic Coefficient - C_p

Pinion Material and Modulus of Elasticity - E^*		Gear Material and Modulus of Elasticity - E^*			
		Steel	Cast Iron	Aluminum Bronze	Tin Bronze
		30×10^6	19×10^6	17.5×10^6	16×10^6
Steel	30×10^6	2300	2000	1950	1900
Cast Iron	19×10^6	2000	1800	1800	1750
Aluminum Bronze	17.5×10^6	1950	1800	1750	1700
Tin Bronze	16×10^6	1900	1750	1700	1650

Poisson's Ratio = 0.30

*NOTE: When more exact values of E are obtained from roller contact tests, they can be used.

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1-\mu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1-\mu_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad [2-15]$$

donde μ_p, μ_g = Relaciones de Poisson para el piñón y el engranaje respectivamente.

E_p, E_g = Módulos de elasticidad del piñón y el engranaje.

CALCULOS DE LA DURACION DE LAS SUPERFICIES.

Como ejemplo de aplicación de la fórmula No.2-11 se muestra el cálculo de la vida de las superficies de los piñones No.3 y 13 los cuales presentan las condiciones más desfavorables, y por consiguiente requieren una verificación detallada de todos los factores que intervienen en el proceso.

Los valores de W_t se han obtenido de los valores de W_m en la Tabla No.2-12 así:

$$W_t = W_m \cos 20^\circ$$

Piñón No.3, Primera velocidad:

$$S_c = 2300 \sqrt{\frac{1467 \times 0.94 \times 1.5}{1.0} \frac{1.0}{2.5 \times 1.0} \frac{1.13 \times 1.0}{0.094}} = 223500 \text{ psi}$$

puesto que se debe cumplir que

$$S_c \leq \frac{C_H C_L}{C_T C_R} S_{ac}$$

podremos averiguar la vida de la superficie:

$$C_L = \frac{S_c C_T C_R}{S_{ac} C_H} = \frac{223500 \times 1.0 \times 1.0}{225000 \times 1.01} = 0.99$$

$$Vida = \infty$$

Piñón No.13, Primera velocidad:

Indudablemente el diseño de este piñón exige criterios especiales, dadas las condiciones críticas de carga, tamaño, número de dientes y la geometría de éstos. En lo que a resistencia al desgaste se refiere, está más expuesto a las condiciones que favorecen la fatiga de la superficie y por lo tanto es de esperarse que los grandes esfuerzos de contacto produzcan fallas por "pitting" mucho antes que en el resto de los engranajes. Por esta razón se toma un valor de C_R (Factor de seguridad) menor que la unidad, el cual limita la vida de la superficie del piñón a 500 horas de las 600 de servicio en Primera Velocidad (Ver Tabla 2-11). Si por algún motivo se requiere una vida mayor, se deberá aumentar el número de dientes, lo cual implica un aumento de diámetro en la corona de la reducción final, y por consiguiente de costos.

Dada la particular geometría del diente se hace necesario calcular el valor del Factor Geométrico I por medio de la Fórmula 2-14 midiendo el valor de la distancia Z_c del diagrama de la Fig. 2-20 que muestra el perfil para $Pd = 1$.

Tabla No.2-17

Piñón	W_t	I	S_c	Vida
PRIMERA VELOCIDAD:				
1	563	.0985	196000	∞
2	563	.1145	110000	∞
3	1378	.097	223500	∞
4	1378	.111	144600	∞
13	8540	.134	288000	∞
14	8540	.400	80600	1.8×10^3

SEGUNDA VELOCIDAD:

1	408	.0985	167000	∞
2	408	.1145	100400	∞
5	715	.091	159500	∞
6	715	.093	134000	∞
13	3680	.134	195000	∞
14	3680	.400	52300	∞

TERCERA VELOCIDAD:

1	491	.0985	183200	∞
2	491	.1145	103000	∞
7	686	.085	155000	∞
8	686	.085	163000	∞
13	3521	.134	186500	∞
14	3521	.400	28000	∞

CUARTA VELOCIDAD:

13	976	.12	103200	∞
14	976	.4	46000	∞

REVERSO:

1	356	.0985	156000	∞
2	350	.1145	87700	∞
9	831	.079	797500	∞
10	831	.078	219200	∞
4	831	.111	109200	∞
13	5155	.134	226000	∞
14	5155	.400	623000	∞

P.T.O:

1	386	.0985	175000	∞
2	386	.1145	98400	∞
9	850	.079	216200	∞

10	850	.078	228500
15	950	.082	229500
16	950	.084	207000

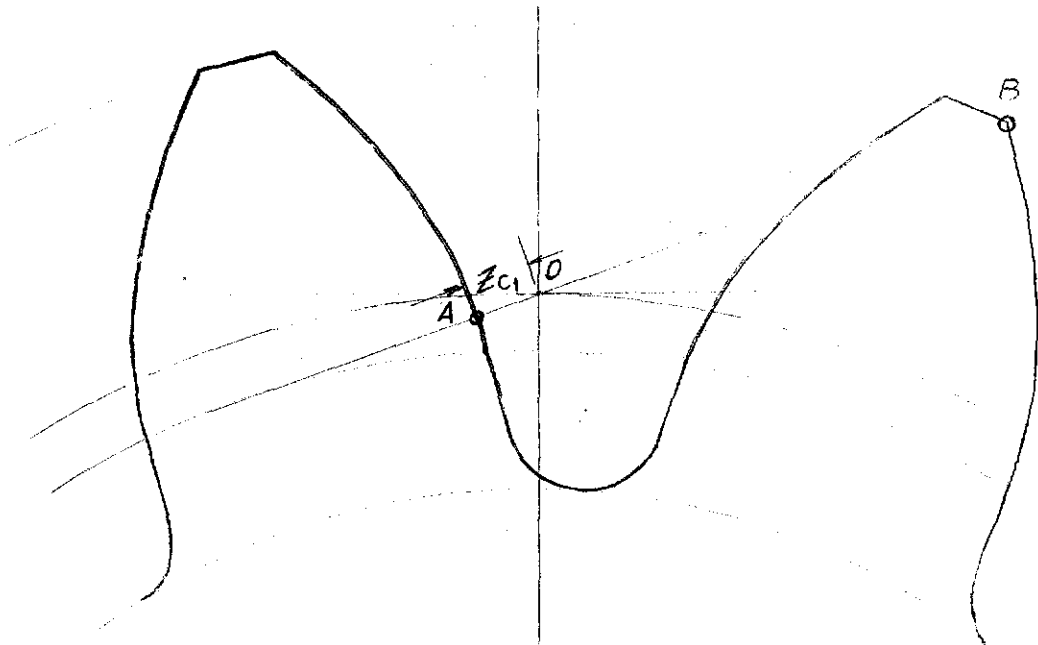


Fig. No. 2-20

$$z_{c1} = 0.375 \quad z_{c4} = \frac{0.375}{4} = 0.0938$$

$$I = 2 \cot 20^\circ \left(\frac{4.9}{4.9+1} \right) \left(\frac{\sin 20^\circ}{2} + \frac{0.0938}{12.250} \right) \left(\frac{\sin 20^\circ}{2} - \frac{0.0938}{2.500} \right)$$

$$I = 0.134$$

$$S_{C13} = 2300 \sqrt{\frac{8540 \times 1.25 \times 1.07 \times 1.05}{2.5 \times 2.25 \times 0.134}} = 288000 \text{ psi}$$

$$C_L = \frac{S_{C13} C_T C_R}{S_{ac} C_H} = \frac{288000 \times 1.0 \times 0.80}{225000 \times 1.022} = 1.0$$

$$vida = \infty$$

SELECCION DEL PROCESO DE MAQUINADO.-

Muchos engranajes se pueden producir satisfactoriamente por dos o más procesos; en tales casos, la capacidad y disponibilidad de equipo determinan el método que debe emplearse

El principal factor en la selección de un proceso de maquina do es el tipo de engranaje que se va a tallar, aunque se deben tener en cuenta los siguientes factores:

- a) Tamaño del engranaje
- b) Configuración del blanco (flanches, cubos, etc.)
- c) Cantidad por producir
- d) Presición requerida
- e) Relación entre piñón y engranaje
- f) Costos del proceso

En el caso de engranajes rectos, los métodos más empleados son: Fresado con herramienta de forma, mortajado y por generación.

El fresado con herramienta de forma se emplea en la producción de pocas piezas, pues su principal desventaja en la inexactitud en el espaciado de los dientes que depende del divisor; además la herramienta no es universal para todos los números de dientes.

Para producir un diente teóricamente correcto se debe utilizar la herramienta correspondiente a su número exacto de dientes.

Se recomiendan los siguientes métodos para la producción de los engranajes de la caja y la transmisión:

Fresado por generación - Por las siguientes razones:

- a) Se obtiene gran precisión para un amplio número de engranajes
- b) Gran adaptabilidad para cualquier producción.

- c) Bajo costo
- d) Facilidad para rebajar con metales de durezas superiores a las normales.

Breve explicación del método: Es un proceso en el cual la herramienta y la pieza y la pieza que se talla, giran en una relación constante a medida que la fresa (Hob) va profundizando en la cara del blanco del engranaje. La fresa es esencialmente un tornillo sin-fin en el cual los filetes se han tallado con la forma del vano y con ángulos de salida para la viruta, de manera que puedan cortar en forma continua. (Ver Fig.No.2-21y22)

MORTAJADO.- Es el más versátil de todos los procesos para tallar engranajes, y aunque se emplea principalmente para engranajes rectos y helicoidales, se puede aplicar para dentados en espina de pescado, engranajes interiores, splines o nervados, piñones para cadenas, engranajes elípticos y cremalleras; no se puede emplear en el tallado de engranajes cónicos. Debido a que los costos de la herramienta son relativamente bajos, este proceso es práctico para cualquier cantidad de producción.

Frecuentemente el diseño de la pieza que se trabaja impide el uso de otras herramientas (Como en el caso de pachas de engranajes, muy empleadas en cajas de engranajes) y el mortajado es el método más práctico por emplear.

Es un proceso de generación que emplea como herramienta un disco dentado, el cual talla los dientes mediante un movimiento de vaivén en el sentido axial, rotando con la pieza que está sincronizada de tal forma que la mortaja penetre progresivamente en ella mientras giran.

TOLERANCIAS DE LOS ENGRANAJES.-

Los perfeccionamientos conseguidos en la fabricación de los engranajes, la investigación científica y los métodos de trabajo

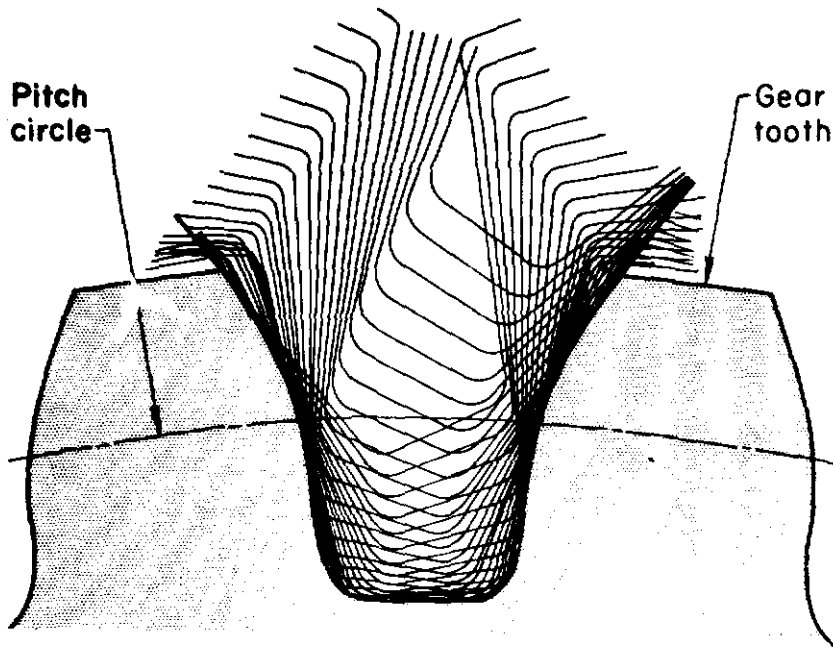


Fig. 2-21

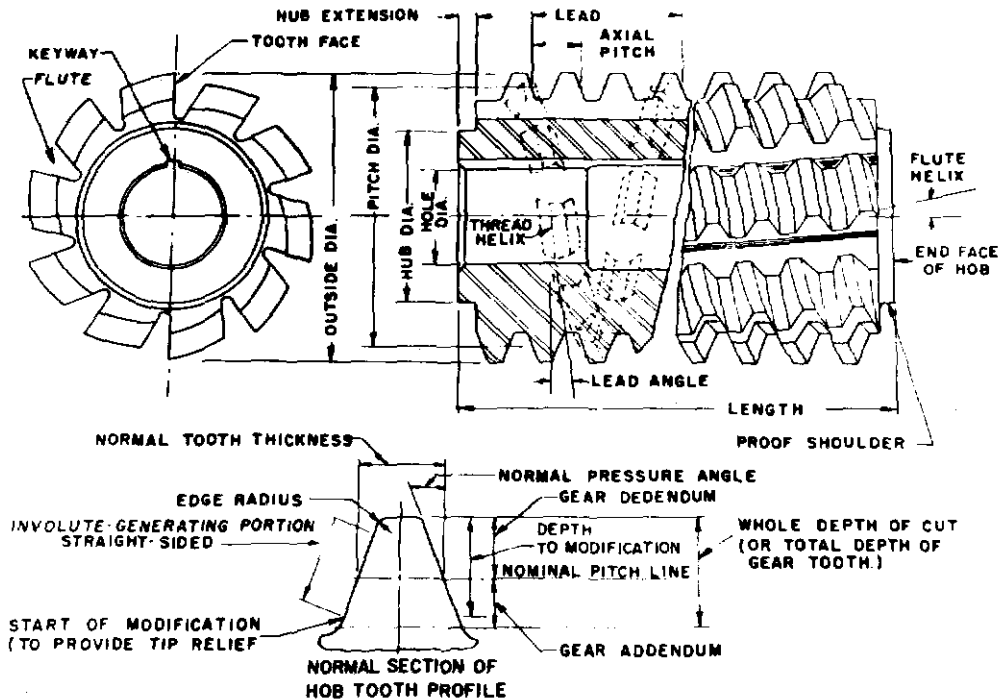


Fig. 2-22

han conducido al estudio de instrumentos de medida de precisión que permitan la verificación y el control de un determinado engranaje en sus elementos, ya sea del dentado como de sus otras partes (agujero, centrado, distancia entre ejes, etc.) que deben estar en armonía con el dentado mismo.

Las transmisiones defectuosas por engranajes, se deben a errores en la geometría de los dientes y son causa de ruido, y desgaste prematuro del sistema. Es necesario considerar también los materiales, que aún admitiendo que corresponden a la carga de trabajo a la que está sometido el engranaje, deben estar exentos de defectos físicos en las micro estructuras y fallas en los tratamientos térmicos, que proporcionan una dureza deficiente.

El dentado de los engranajes es la parte más importante por controlar, pero los otros elementos como el cubo, eje, diámetro exterior, y su excentricidad, etc. tienen también su influencia.

Los errores geométricos en el dentado se presentan bajo las siguientes formas:

- a) Errores en el espaciado de los dientes
- b) Excentricidad
- c) Deformaciones
- d) Errores en las superficies

TOLERANCIAS DEL DENTADO.-

TOLERANCIAS COMPUESTAS.- Se miden por el método del patronamiento del engranaje con uno conocido (maestro).

La tolerancia de concentricidad y la distancia entre dientes de un par de engranajes dependen de su tamaño y del tipo de trabajo que vayan a realizar.

TOLERANCIAS COMPUESTAS TOTALES.- Con este nombre se designan las variaciones en la distancia entre centros del par de engranajes tal como se leen de un diagrama obtenido al patronar uno de los

piñones por el método anteriormente descrito, y haciéndolos girar 360° . Esta tolerancia contiene los efectos combinados de variaciones en la distancia entre centros y espaciamiento entre dientes.

TOLERANCIA DE DIENTE A DIENTE.- Se mide de igual manera que las anteriores, con un engranaje patrón al rotar los engranajes con un incremento de velocidad igual a $360/N$ ($N = \text{No. de dientes del engranaje a patronar}$).

Teóricamente esta tolerancia es necesaria para el buen funcionamiento. Sin embargo desde el punto de vista práctico dicho juego es difícil de precisar porque:

- a) El costo de producir tallados perfectos es excesivo.
- b) El espacio entre dientes debe llenar los requisitos para proporcionar una buena lubricación.
- c) El cambio en temperatura debido a la operación con carga, influye en la distancia y dimensiones de los ejes del par.

En tales condiciones es necesario establecer un juego entre dientes (backlash) como si este no tuviese deformación alguna al aplicársele la carga. Este juego puede definirse entonces como el valor del ancho con el cual un diente no excede de su espesor cuando se mide en el diámetro primitivo.

MAXIMA TOLERANCIA EN LA POSICION ANGULAR.- Es el máximo error en la colocación angular de un diente con respecto a otro. Las curvas I, II, III y IV de la Fig.No.2-24 indican los diferentes niveles de calidad de las tolerancias angulares máximas.

El nivel I se puede obtener con equipos comunes para producción de engranajes de alta calidad. El nivel II requiere equipos de máxima eficiencia mantenidos dentro de tolerancias estrictas. Los niveles III y IV se obtienen con equipos comunes.

TOLERANCIAS DEL PERFIL.- Son las desviaciones del perfil especificado para un diente, y se denota como la cantidad de desviación - contra los grados del ángulo que hace el radio del círculo de base

AGMA INFORMATION SHEET
 DATA GEARS ACCURACY SPECIFICATIONS

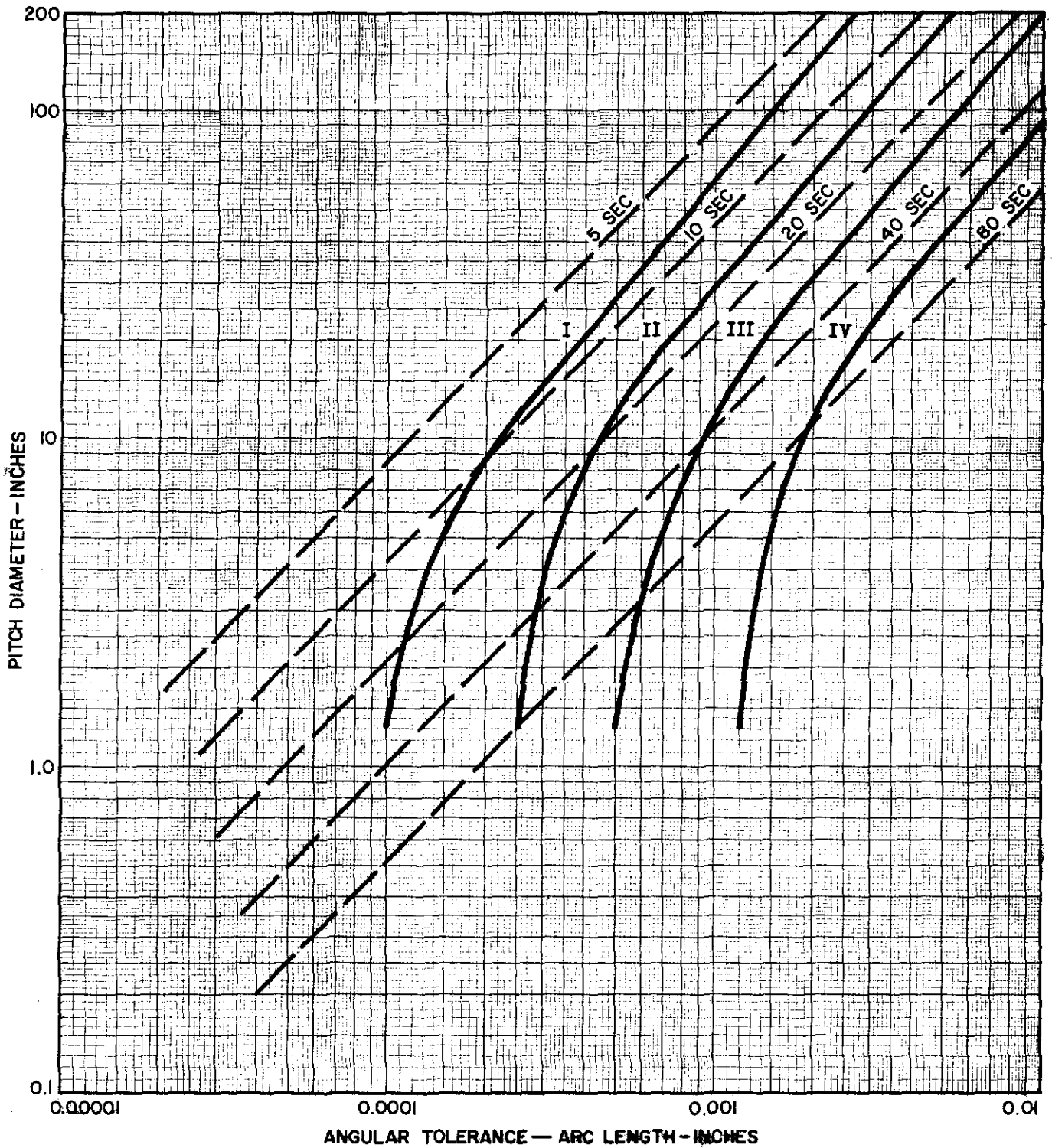


FIG2-24 CURVES INDICATING DIFFERENT QUALITY LEVELS OF
 TOOTH POSITION ANGULAR TOLERANCE

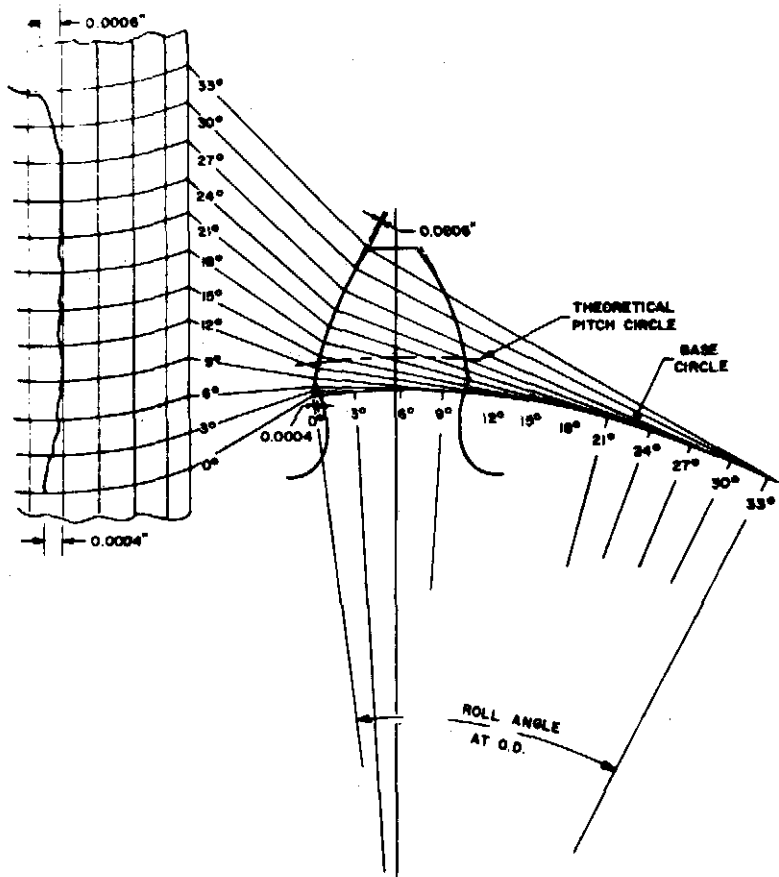
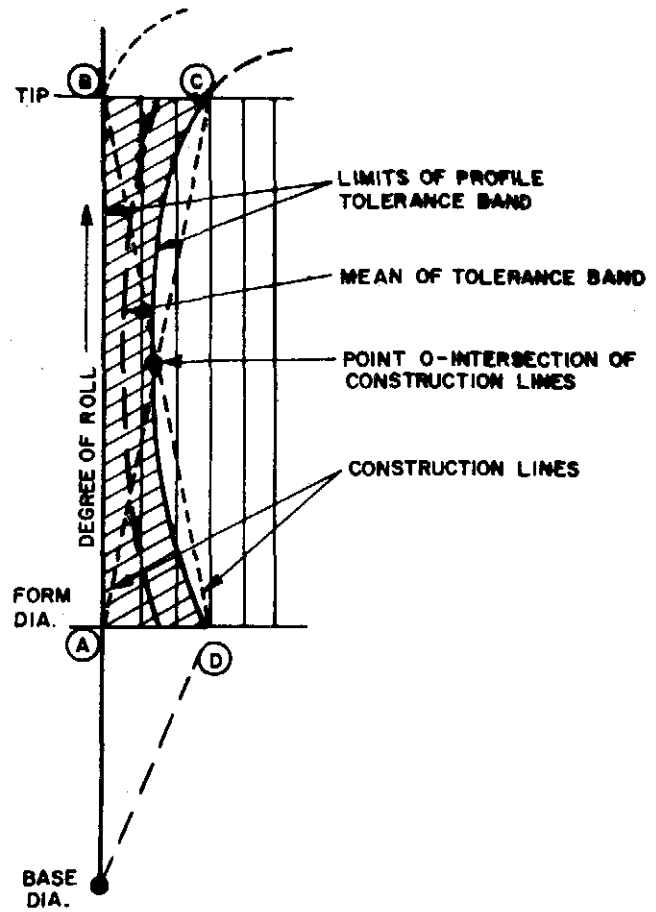


Fig. 2-25



tangente al radio de curvatura de la involuta (ángulo roll) (Ver - Fig.No.2-25.).

En la mayoría de los engranajes no es necesario especificar separadamente las tolerancias del perfil. Sin embargo, si se especifican, las pendientes y las irregularidades se deben mostrar en cartas con la llamada "banda de tolerancias", la cual marca el - rango aceptable de éstas.

En la Fig.2-25 se muestra el método de construcción. Unáanse los puntos A,C, y B,D con líneas que se interceptan en el punto O. Dibújese una línea convexa continua que una los puntos C-O-D obteniéndose la banda de tolerancias.

VALORES RECOMENDADOS.- En cuanto al espaciamiento de los dientes, se deberán seguir los valores de la Fig.No.2-25, dependiendo del equipo disponible. Para engranajes comerciales se recomienda mantener el rango de 0.0005 a 0.0015".

En la mayoría de los engranajes, las tolerancias en el perfil de la involuta se mantienen cercanas al valor 0.0005".

Los errores debidos a excentricidades se deben mantener en - los límites de 0.001 a 0.002".

En cuanto a los errores de distorsión o desalineamiento de los dientes con respecto al eje en el caso de engranajes con dientes rectos, las tolerancias aconsejadas deben encontrarse entre los límites de 0.0005 a 0.001" por pulgada de longitud de la cara del - diente.

DIMENSIONES FINALES DE LOS ENGRANAJES

Se recopilan a continuación los resultados de las dimensiones de los engranajes calculadas según las fórmulas dadas en el capítulo III.

Tabla No. 2-18

D I M E N S I O N	PIÑON No.1	ENGRANAJE No.2	PIÑON No.3	ENGRANAJE No.4
1) Número de dientes N	18	49	20	47
2) Diametral Pitch Pd	8	8	8	8
3) Profundidad de trabajo h_k in.2500	.2500	.2500	.2500
4) Angulo de presión	20°	20°	20°	20°
5) Diámetro Primitivo d, D	2.25000	6.12500	2.50000	5.87500
6) Addendum a_p, a_g14750	.10250	.14625	.10375
7) Profundidad Total h_t28125	.28125	.28125	.28125
8) Diámetro exterior d_e, D_e	2.54500	6.33000	2.79250	6.08250
9) Diámetro de Raíz d_r, D_r	1.98250	5.76750	2.23000	5.52000
10) Paso circular p39270	.39270	.39270	.39270
11) Arco del ancho del diente t_p ..	.21020	.17750	.17838	.20932
12) Ancho Cordal del diente t_{cp} ..	.21010	.17750	.17830	.20930
13) Ancho de la cara F_p, F_g75000	.75000	1.00000	1.00000
14) Radio mínimo de Raíz r_r, R_r ..	.03650	.03530	.03640	.03530

	PIÑÓN No.5	ENGRANAJE No.6	PIÑÓN No.7	ENGRANAJE No.8	PIÑÓN No.9
1)	28	39	35	32	21
2)	8	8	8	8	8
3)	.25	.25	.25	.25	.25
4)	20 ⁰	20 ⁰	20 ⁰	20 ⁰	20 ⁰
5)	3.50000	4.87500	4.37500	4.00000	2.62500
6)	.13250	.11750	.12250	.12750	.14625
7)	.28125	.28125	.28125	.28125	.28125
8)	3.76500	5.11000	4.62000	4.25500	2.91750
9)	3.20250	4.5475	4.05750	3.69250	2.35500
10)	.39270	.39270	.39270	.39270	.39270
11)	.19930	.18840	.19203	.19567	.17838
12)	.19920	.18840	.19200	.19560	.17820
13)	.75000	.75000	.75000	.75000	1.00000
14)	.03590	.03530	.03550	.03580	.03640

	ENGRANAJE No.10 (IDLER)	PIÑÓN No.13	ENGRANAJE No.14	ENGRANAJE No.15 (IDLER)	ENGRANAJE No.16
1)	19	10	49	17	23
2)	8	4	4	8	8
3)	.25	.5	.5	.25	.25
4)	20°	20°	20°	20°	20°
5)	2.37500	2.50000	12.25000	2.12500	2.87500
6)	.14625	.35500	.14500	.13375	.11625
7)	.28125	.58750	.58750	.28125	.28125
8)	2.66750	3.21000	12.54000	2.39250	3.10750
9)	2.10500	2.03500	11.36500	1.83000	2.54500
10)	.39270	.78540	.78540	.39270	.39270
11)	.17838	.46514	.31226	.20022	.18748
12)	.17830	.46414	.31196	.20010	.18740
13)	2.12500	2.25000	2.00000	1.37500	1.25000
14)	.03640	.07000	.03660	.03660	.03610

TRATAMIENTOS TERMICOS DE LOS ENGRANAJES.-

PROCESO DE LOS TRATAMIENTOS TERMICOS DE LOS ENGRANAJES.- Los engranajes fabricados de acero se tratan térmicamente por dos razones principales: 1o.) se deben poner en condiciones que faciliten el maquinado; y 2o.) para desarrollar condiciones necesarias de dureza resistenci a la fatiga y al desgaste. La estructura del acero tal como se encuentra presente después del forjado o laminado puede no ser uniforme y con tamaño de grano muy grande, como resultado de una rata de enfriamiento no controlada despues de dichas operaciones. Los blancos así obtenidos se normalizan para obtener una micro estructura uniforme y reducir una tendencia a las distorsiones en los tratamientos posteriores.

Otro de los procedimientos empleados en forma alternativa con el Normalizado es el Recocido, con el cual se obtienen estructuras perlíticas o laminares que proporcionan excelentes acabados en el maquinado. Sin embargo, la máxima maquinabilidad se consigue con la estructura esferoidal la cual se obtiene al interrumpir el ciclo del Recocido.

Se emplean varios métodos para obtener la dureza superficial en los dientes de los engranajes, así como durezas intermedias en el núcleo. Estos métodos son: Carburización, Nitruración, endurecimiento por inducción y endurecimiento por llama. Puesto que la superficie del diente soporta las cargas más críticas, se puede obtener una alta capacidad por medio de un endurecimiento total de los dientes.

CARBURIZACION.- Consiste en el calentamiento de un acero de 0.10 al 25% de Carbono hasta una temperatura superior a la crítica en presencia de un medio sólido, líquido y gaseoso, capaz de proporcionarle carbón a la superficie.

La función de un medio carburizante es suministrar una cantidad adecuada de carbón para absorción y difusión en el acero. En

la práctica comercial corriente, las dos fuentes principales de carbón son los gases y los hidrocarburos líquidos. Para obtener una carburización uniforme es necesaria una circulación constante del medio carburizante dentro del horno.

VARIABLES DEL PROCESO.- Una operación satisfactoria del proceso de carburización, depende del control de tres variables principales: Temperatura, Tiempo y Composición de la atmósfera.

Efecto de la Temperatura.- La máxima rata a la cual el carbón puede ser agregado al acero está limitado por la rata de difusión de éste en la austenita presente. Esta rata de difusión se incrementa gradualmente con la temperatura. La más común para la carburización es la de 1700^oF porque permite una rata razonable de difusión sin deterioro excesivo del equipo del horno.

Efecto del Tiempo.- F.E. Harris ha desarrollado una fórmula que contempla el efecto del tiempo y la temperatura sobre la profundidad de la capa, en un proceso de carburización normal

$$P = \frac{31.6 \sqrt{t}}{10 \frac{5700}{T}} \quad [2-16]$$

donde P = profundidad en in.
 t = tiempo en horas
 T = F^o + 460

También ideó un método para calcular el tiempo de carburización y difusión requeridos para producir profundidades predeterminadas y concentraciones de carbón requeridas en la superficie.

Efecto de la Atmósfera.- Además de suministrar el carbón necesario para la reacción de carburización, los hidrocarburos gaseosos pueden incrementar también el potencial de carbono en la atmósfera presente en la cámara.

CLASES DE CARBURIZACION.- La clasificación de las cuatro clases de carburización, en lo que a engranajes se refiere: es la siguiente:

Clase I	Trabajo liviano
Clase II	Trabajo moderado
Clase III	Trabajo pesado
Clase IV	Trabajo máximo

Clase I.- Los engranajes carburizados para trabajo liviano se usan donde las cargas son ligeras. Normalmente se especifica carburización para trabajo liviano por: 1) Economía que se tiene al carburizar los engranajes en vez de tallarlos de aceros templados de ante mano, 2) requerimientos de alta resistencia al desgaste cuando se espera una lubricación deficiente o una acción abrasiva constante, o 3) necesidad de una vida larga desde el punto de vista del mante nimiento económico del equipo.

Clase II.- Se emplea en donde la carga se aplica con choque modera do. Esta clasificación comprende casi todas las aplicaciones de la industria en general.

Clase III.- La carburización para trabajo pesado se utiliza en engranajes en donde la carga se aplica con choque y sus dimensiones se aproximan a las máximas especificadas por el Standard AGMA "Recomended Procedure for Carburized Industrial Gearing" (AGAM 246.01 January, 1965) como límites para vida en fatiga, y en donde además, la calidad y confiabilidad de los productos es de gran importancia

Clase IV.- Carburización para trabajo máximo se emplea para engranajes en donde la calidad y confiabilidad son de excepcional impor tancia, como en el caso de aplicaciones severas en las ramas de la aviación y la construcción de buques.

En la tabla 2-19 se resumen los materiales y los procesos para las cuatro clases de carburización industrial.

MATERIALES.- A continuación se describen los materiales para varias clases de engranajes y para cada tipo de carburización. La selección correcta se deberá realizar en base a la dureza que se necesite y a

Tab 2-19 Summary of Recommended Materials and Processes for Carburized Industrial Gearing

Class	Severity of Service	Typical* AISI Materials	Carburizing Methods	Case Hardness, R_c , min	Core Hardness, R_c , min	Effective Case Depth	Total Case Depth
I	Light Duty	1015, 1020, 1022, 1117, 1118	Pack, Gas or Salt Bath	As Specified	As Specified	2/3 of Total Case or As Specified	See Figs. 1 and 2, or As Specified
II	Moderate Duty	8620, 4620, 4615 or equivalent	Pack, Gas or Salt Bath	55	20	"	"
III	Heavy Duty	4820, 4320, 2320 or equivalent	Pack, Gas or Salt Bath	55	28	"	"
IV	Maximum Performance	E-3310, E-9310, E-2320 or equivalent	Pack, Gas or Salt Bath	55	32	"	"

* For extremely large gears, it may be necessary to use the type of material recommended for the next highest class in order to meet the case and core hardness requirements.

las facilidades disponibles para los tratamientos.

Clase I.- Los engranajes carburizados para trabajo liviano deberán fabricarse de aceros al carbono carburizados, tales como C1015, C1020, C1117, C1118 o equivalentes.

Clase II.- Se aconseja emplear aceros de bajas aleaciones carburados, como los AISI 4615, 4617, 4620, 8620 o equivalentes.

Clase III.- Los engranajes para trabajo pesado se deben fabricar de aceros de aleaciones medias como los AISI 2320, 4320, 4820 o equivalentes.

Clase IV.- Los aceros empleados en engranajes carburizados para trabajo máximo, son los de la serie AISI E-2320, E-4320, E-4820 o equivalentes.

Todos los aceros aquí recomendados deberán cumplir con el requisito de un tamaño de grano ASTM #5 como máximo.

De lo expuesto anteriormente se deduce que la piñonería de la caja y la transmisión cumple con los requisitos exigidos para los engranajes carburizados con clases II y III, y que los materiales seleccionados deberán ser aceros de baja y media aleación.

PROPIEDADES.- Las propiedades especificadas usualmente para engranajes carburizados son: 1) profundidad de la capa cementada, 2) dureza de la misma y 3) dureza del corazón del diente. Se acostumbra a especificar también las microestructuras de la capa cementada y del corazón.

La profundidad de la capa cementada se puede designar como profundidad efectiva o total, medida normalmente desde la superficie del diente en la línea pitch .

Se define la profundidad total de la capa cementada como la máxima penetración del carbón absorbido, y su valor deberá estar de acuerdo con la gráfica de la figura 2-26 .

La profundidad efectiva de la capa cementada se define como

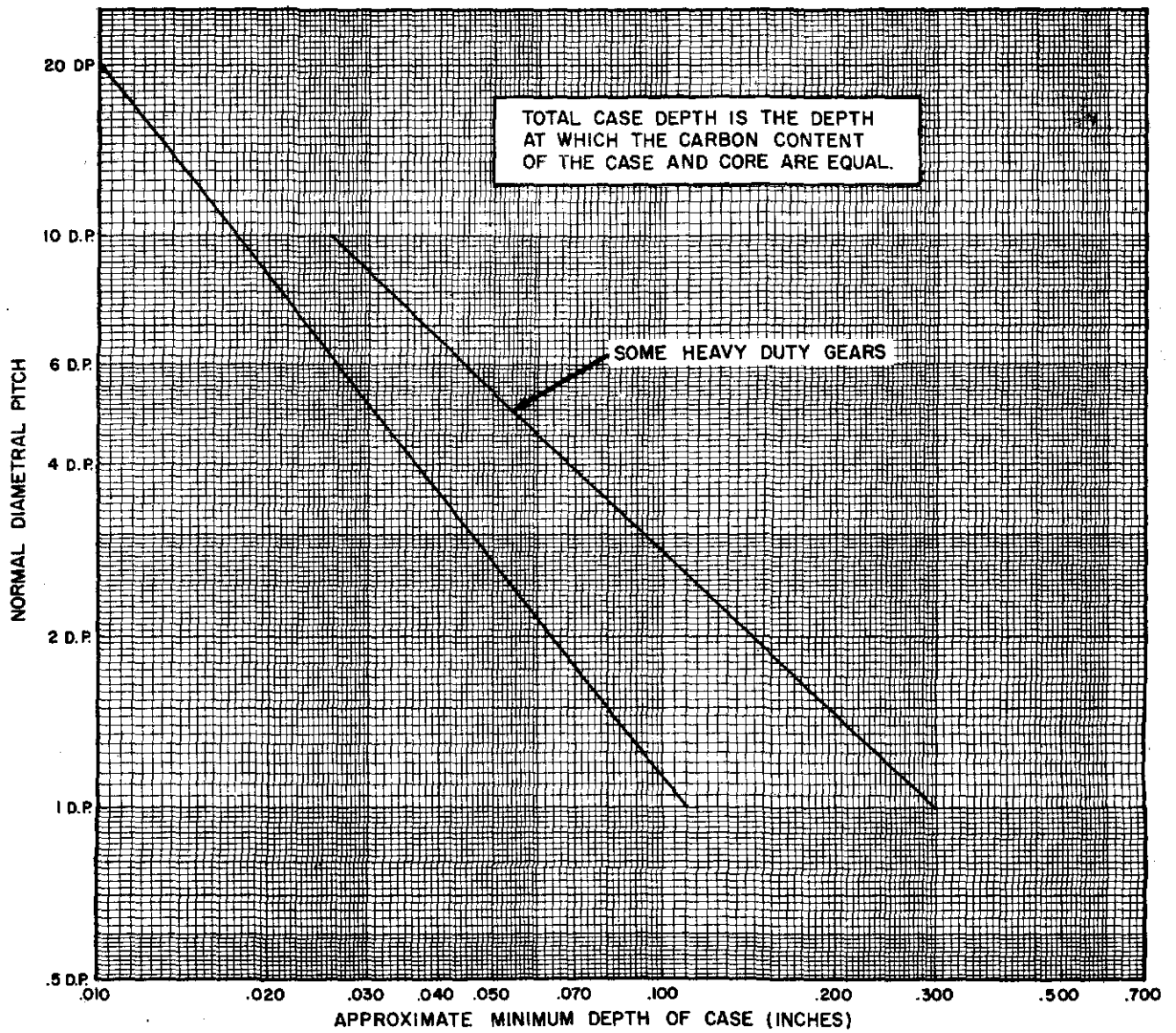


FIG. 2-26 DEPTH OF CASE AT PITCH LINE FOR SPUR, HELICAL AND HERRINGBONE GEARS

la profundidad a la cual se obtiene una dureza mínima de 50 Rc. o equivalente, medida con instrumentos para la determinación de micro durezas. Se considera que esta profundidad corresponde aproximada - mente a los 2/3 de la profundidad total.

Los valores mínimos de las durezas deberán concordar con los mostrados en la Tabla 2-20.

Para los engranajes carburizados, el contenido de carbón en la superficie deberá encontrarse entre los valores dados por la ta bla 2-21 .

CONTROL DIMENSIONAL.- Antes de ser carburizadas las partes maquina das deben encontrarse lo más cerca posible a las dimensiones fina les, de manera que se pueda aprovechar al máximo la capa carburiza da. Se deberá tener en cuenta que en el proceso de carburización se presentan distorsiones en los dientes. Aunque la cantidad de distor sión depende primordialmente de la forma de la parte, existen otros factores de consideración: 1) esfuerzos residuales anteriores al tra tamiento térmico, 2) Método de sujeción empleado para el calentamien to y el temple, 3) crecimiento de las superficies durante la carbu rización, 4) temperatura de temple, 5) severidad del temple y 6) com posición química del acero.

Se pueden emplear varios métodos para disminuir la cantidad de formación en una parte específica, pero todos sin excepción, au mentan el costo del tratamiento térmico. Por lo tanto se deberá ana lizar la situación para determinar qué es más barato, si aumentar el costo del tratamiento para disminuir el maquinado posterior, o viceversa.

Existen varios métodos para disminuir la distorsión en los en granajes y se enuncian a continuación en orden ascendente de costo: Martemple.- El cual envuelve en sus procesos temple en baños de sa les fundidas o en aceite caliente, es el más económico de todos. Ge neralmente el mayor costo inicial se debe al capital invertido en los equipos.

TAB. 2-20 Minimum Hardness Values

Class	Tooth Core Hardness at the pitch line, Min.	Surface Hardness of the Case, Min.
I	As specified	As specified
II	20 Rc.	55 Rc.
III	28 Rc.	55 Rc.
IV	32 Rc.	55 Rc.

TAB. 2-21 Outer Layer Carbon Content Ranges

Carbon content Range, in per cent
.70 - .85
.85 - 1.00
1.00 - 1.15
1.15 - 1.30

Los aceros aleados se prestan más al proceso de martemple que los aceros al carbono. En general, cualquier acero que se ha templado normalmente, se puede someter a este tratamiento. Los aceros carburizados y después martemplados más comunes son los AISI 3312, 4620, 5120, 8620 y 9310. En todos los casos el acero empleado deberá contener el aleante necesario para mover la nariz del diagrama TTT hacia la derecha, lo que permitirá tiempo suficiente para el templado.

Sistemas de fijación.- Se pueden emplear como medio para evitar las deformaciones, aunque incrementan marcadamente el costo del tratamiento. Una combinación de martemple y sistemas de fijación reduce al mínimo la distorsión.

Templado en prensa.- Similar a los sistemas de templado en dados fríos, es el método más efectivo. Sin embargo, el costo adicional es exagerado, y su utilización se limita a trabajos de gran precisión.

TEMPLE POR INDUCCION.- Se emplea la inducción electro-magnética para calentar localmente la capa superficial de los dientes de los engranajes.

El patrón de calentamiento obtenido está determinado por:

- 1) la forma de la bobina que produce el campo magnético, 2) el número de espiras, 3) la frecuencia de la corriente de operación y 4) la potencia a la entrada.

El temple por inducción proporciona la dureza necesaria para una gran resistencia al desgaste y mejora la resistencia a la fatiga cuando se aplican grandes esfuerzos concentrados.

Las variables que intervienen en el calentamiento por inducción se seleccionan principalmente en base a la profundidad de temple requerida.

En la gran mayoría de los endurecimientos por inducción, se emplea agua como medio de enfriamiento, aunque también puede emplearse aceite, aire comprimido, y salmuera. El equipo de enfriamiento

por agua es más fácil de manejar, simple de instalar y menos complicado en su uso, y deberá emplearse a menos que cualquier consideración metalúrgica indique lo contrario.

Después de transcurrido el tiempo necesario para el calentamiento apropiado de la pieza por medio de la bobina, se somete a la acción de un chorro de agua aplicado a presión por boquillas adyacentes, lográndose el temple requerido.

Como el núcleo permanece relativamente frío durante el temple por inducción, se mantiene la dimensión del diente dentro de tolerancias estrechas a lo largo de todo el tratamiento. Las capas superficiales del metal tendrán alguna deformación plástica debida a los efectos de expansión por el calor, y a la resistencia a expandirse del núcleo frío. Si el ciclo no se ajusta correctamente, se pueden presentar tensiones residuales muy perjudiciales.

Los engranajes templados por inducción muestran alguna tendencia a pandearse. Generalmente no hay cambios en el perfil del diente, pero se puede crear una conicidad de la superficie exterior, así como distorsiones de los nervios y radios del blanco. Estos problemas se pueden obviar con un diseño apropiado de la pieza.

Para el proceso de endurecimiento por inducción, se emplean aceros al carbono y de baja aleación con porcentajes del 0.40% al 0.50% de carbón, o de más bajo porcentaje pero carburizados. Es importante conocer la microestructura del acero antes del tratamiento. Si existen carburos uniformemente distribuidos se tendrá una austenitización más rápida, lo que permite obtener una dureza máxima en la superficie con un mínimo de espesor de la capa templada. Cuando se ha obtenido una estructura esferoidal para mejorar el maquinado, el tiempo requerido para el calentamiento es mucho mayor, y debe tenerse en cuenta.

MATERIALES RECOMENDADOS PARA LOS ENGRANAJES

Las siguientes especificaciones cubren las clases, propiedades

e inspección de los aceros estirados en frío, laminados y forjados, según el Standard AGMA " Specification for general industrial Gear Materials" (AGMA 241.02 January, 1965). Se designan como aceros de clase "A" aleados o al carbón.

Las subclasificaciones posteriores deberán preceder a la clase "A" para designar los respectivos tratamientos térmicos y las propiedades físicas. Se muestran en las tablas 2-22 , 2-23 , y 2-24 .

La selección de los aceros se hace en base a las necesidades de dureza superficial, profundidad de la capa cementada, templabilidad, tenacidad del núcleo y buenas propiedades mecánicas.

En los engranajes de la caja y la transmisión se exige dureza superficial de 55 - 60 Rc., la cual se puede obtener en aceros aleados con 0.20% de carbón cementados y carburizados superficialmente, o con aceros de alta templabilidad endurecidos por inducción electromagnética.

Para los engranajes de la caja y el sistema de toma de fuerza (P.T.O.) se puede utilizar un acero AISI 5135 (C=0.35%, Mn=0.80%, Cr= 0.90%) el cual posee buena templabilidad siendo óptimo para piezas endurecidas por inducción. Además, se puede conseguir en calidad "H" de templabilidad garantizada. Es el más económico de los aceros aleados empleados en piñonería.

En el caso del piñón de la reducción final (No.13), se aconseja utilizar un acero AISI 4320 (C=0.20%, Cr=0.50%, Ni=1.8%, Mo=0.25%) cementado de acuerdo con las especificaciones para carburización de la clase III. Combina una gran dureza superficial con un corazón muy tenaz, y durante el temple se deforma muy poco. Para este acero se recomienda un recocido de estabilización antes de ejecutar la carburización, a 1600°F, siendo aconsejable un doble temple: el primero para tenacidad, desde 1600°F y el segundo para dureza desde los 1500°F.

Las diferentes alternativas de selección de aceros se anotan

**AGMA STANDARD
SPECIFICATION FOR GENERAL INDUSTRIAL
GEAR MATERIALS - STEEL (DRAWN, ROLLED AND FORGED)**

**Tab2-22 Physical Properties for Class A-1 Carbon and Alloy Steel
Forgings and Barstock for Gears and Pinions**

Class	Recommended Heat Treatment	Size of Section, in.	Tensile Strength psi, min.	Yield Point psi, min.	Elongation in 2 in. percent, min.	Reduction in Area, percent, min.	Tooth Hardness Bhn
A-1-a	Normalized and Tempered	8	85,000	50,000	22	40	179/212
	Normalized and Tempered	8-20	80,000	45,000	21	40	
	Normalized and Tempered	20 and over	80,000	40,000	19	31	
A-1-b	Normalized and Tempered	8	95,000	70,000	20	45	212/248
	Quench and Temper.	8-20	95,000	70,000	20	45	
	Quench and Temper	20 and over	95,000	70,000	18	35	
A-1-c	Quench and Temper	4	105,000	80,000	20	50	223/262
	Quench and Temper	4-8	105,000	80,000	19	45	
	Quench and Temper	8-20	105,000	80,000	19	45	
	Quench and Temper	20 and over	105,000	80,000	17	35	
A-1-d	Quench and Temper	4	125,000	105,000	16	50	248/293
	Quench and Temper	4-8	120,000	95,000	16	40	
	Quench and Temper	8-20	117,000	92,000	14	35	
	Quench and Temper	20 and over	115,000	90,000	12	30	
A-1-e	Quench and Temper	4	140,000	115,000	16	45	285/321
	Quench and Temper	4-8	140,000	115,000	16	40	
	Quench and Temper	8-20	135,000	110,000	14	35	
	Quench and Temper	20 and over	130,000	105,000	12	30	
A-1-f	Quench and Temper	4	145,000	120,000	15	50	302/351
	Quench and Temper	4-8	145,000	120,000	15	40	
	Quench and Temper	8-20	140,000	115,000	14	35	
	Quench and Temper	20 and over	135,000	110,000	12	30	
A-1-g	Quench and Temper	4	170,000	140,000	14	40	351/402
	Quench and Temper	4-8	170,000	140,000	14	35	
	Quench and Temper	8-20	165,000	135,000	12	30	
	Quench and Temper	20 and over	160,000	130,000	10	25	

**AGMA STANDARD
SPECIFICATION FOR GENERAL INDUSTRIAL
GEAR MATERIALS - STEEL (DRAWN, ROLLED AND FORGED)**

**Tab 2-23 Hardness Values for Carbon and Alloy Steel
and Barstock for Gears, Pinions and Gear Rims**

(Class A-2 shall be subject to hardness tests only)

Class	Recommended Heat Treatment	Minimum Tooth Hardness Bhn	Maximum Tooth Hardness Bhn
A-2-a	Normalized and Tempered or Quenched and Tempered	169 179 desired	212
A-2-b	Normalized and Tempered or Quenched and Tempered	212	248
A-2-c	Normalized and Tempered or Quenched and Tempered	223	262
A-2-d	Quenched and Tempered	248	293
A-2-e	Quenched and Tempered	285	321
A-2-f	Quenched and Tempered	302	351
A-2-g	Quenched and Tempered	351	402

**AGMA STANDARD
SPECIFICATION FOR GENERAL INDUSTRIAL
GEAR MATERIALS - STEEL (DRAWN, ROLLED AND FORGED)**

**Tab2-24 Physical Properties for Class A-1 Carbon
and Alloy Steel Forgings for Gear Rings**

Class	Recommended Heat Treatment	Size of Section, in.	Tensile Strength psi, min.	Yield Point psi, min.	Elongation in 2 in. percent, min.	Reduction in Area, percent, min.	Tooth Hardness Bhn
A-1-a	Normalized and Tempered	All	80,000	40,000	20	40	179/212
A-1-b	Normalized and Tempered or Quench and Temper	All	95,000	70,000	20	45	212/248
A-1-c	Quench and Temper	All	110,000	85,000	18	45	223/262
A-1-d	Quench and Temper	All	125,000	100,000	16.5	40	248/285
A-1-e	Quench and Temper	All	135,000	110,000	16	40	285/321
A-1-f	Quench and Temper	All	145,000	120,000	13	37	302/351
A-1-g	Quench and Temper	All	165,000	135,000	13	27	351/402

en la siguiente tabla en orden ascendente de costo, teniendo en cuenta el aspecto económico tanto del material, como del costo total de los tratamientos térmicos necesarios.

Tabla 2-25

CAJA Y TOMA DE FUERZA (P.T.O.)	REDUCCION FINAL	
	PIÑON	ENGRANAJE
AISI 5135 Templado por inducción AISI 5120 Cementado y templado - por inducción. AISI 4140: Templado por inducción AISI 8620: Carburizado o cementado y templado por inducción.	AISI 5120 Carburizado y templado por inducción AISI 8620: Carburizado y templado por inducción. AISI 4320: Carburizado y templado por inducción.	AISI 5135 Templado por inducción.

C A P I T U L O I I I

DISEÑO DE LOS EJES

El criterio de diseño más acertado hasta la fecha, en lo que a ejes se refiere, calcula la vida en fatiga de los materiales bajo las condiciones de cargas y concentraciones de esfuerzos debidas a irregularidades en el material, su maquinado, entallas presentes, cambios bruscos de sección, etc.

Los pasos a seguir en este procedimiento son:

- a) Determinación de las fuerzas y momentos que actúan sobre pieza, definiendo claramente su forma de aplicación, tipo de sollicitación, etc, para realizar una escogencia del material.
- b) Cálculo de las tensiones nominales por medio de las fórmulas de la Resistencia de Materiales.
- c) Cálculo de las tensiones admisibles en cada una de las secciones, teniendo en cuenta los efectos de entallas, chaveteros, o cualquier otro tipo de aumentador de esfuerzos para cada una de las diferentes sollicitaciones.
- d) Determinación de la seguridad existente en la sección y comparación con la seguridad necesaria, teniendo en cuenta el tiempo de operación de la pieza bajo esa condición de carga. (HB%)

El valor de cada uno de los esfuerzos a que se somete la pieza está afectado por los siguientes coeficientes:

$$M_d = a_1 \cdot a_2 \cdot \varphi \cdot M$$

$$T_d = a_1 \cdot a_2 \cdot \varphi \cdot T \quad (3-1)$$

$$P_d = a_1 \cdot a_2 \cdot \varphi \cdot P$$

donde

M_d, T_d, P_d = Momento, Torque o Fuerza de diseño

M, T, P = Momento, Torque o Fuerza real

a_1 = Coeficiente de inseguridad en los valores

a_2 = Coeficiente de seguridad de la pieza

φ = Coeficiente de aplicación

Los valores de a_1 se utilizan cuando no se posee la suficiente información sobre los esfuerzos a los cuales estará sometida la pieza, y puede valer de 1.2 a 1.3. Sin embargo, en la mayoría de los casos se conocen las cargas y su tiempo de aplicación, y por consiguiente a_1 , valdrá 1.0

El coeficiente a_2 considera la posibilidad de una falla de la pieza con riesgo de vidas humanas, o pérdidas grandes de dinero, etc. y puede valer desde 1.0 hasta 1.5. En la mayoría de los casos, para maquinaria en general se utiliza $a_2 = 1.0$

El hecho de que la carga se aplique uniformemente o no, se considera en el factor de aplicación φ . En turbinas de vapor, motores eléctricos, rectificadoras, etc. se usa $\varphi = 1.0$. En motores de combustión, compresores, tornos, máquinas herramientas en general, etc. el valor de φ varía desde 1.2 hasta 1.5. Para aplicaciones de trabajo pesado, como en martillos neumáticos, laminadoras, prensas, cizallas, etc., se toma φ entre 2.0 y 3.0

HIPOTESIS DEL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO.- Cuando se somete una pieza a los efectos combinados de flexión y torsión, se presentan tensiones normales y cortantes.

Existe una hipótesis llamada del "Esfuerzo cortante máximo" - (GUEST, COULOMB Y MOHR) según la cual, la tensión equivalente está dada por:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 4(\alpha_0 \tau)^2} \quad (3-2)$$

en donde: σ_f = esfuerzo a la flexión en la sección
 τ = Esfuerzo cortante en la sección (Torsión)

$$\alpha_o = \frac{\sigma_a}{2 \tau_i} \quad (3-3)$$

Los valores de las tensiones admisibles para el material σ_a (Esfuerzo de flexión alternativa pura) y τ_i (Esfuerzo de Torsión intermitente pura), se obtienen de ensayos de probetas y de los diagramas de vida en fatiga de Wohler. Una vez conocidos los valores de los esfuerzos que puede soportar en las distintas sollicitaciones el material en vida infinita, se recopilan en el llamado diagrama de vida en fatiga para cada material según SMITH.

TENSIONES ADMISIBLES EN LA PIEZA.- Los valores de las tensiones admisibles en las diferentes secciones de la pieza difieren sustancialmente de los valores admisibles en las probetas del material. Se debe tener en cuenta el efecto de tamaño (diferente al de la probeta) el efecto de entallas, chaveteros, acabado superficial, trabajo en frío, temperatura y muchos otros más que disminuyen la capacidad de soportar esfuerzos en una sección determinada de la pieza. Así, el esfuerzo admisible en cada una de las secciones se define como:

$$\sigma_f' = \frac{1}{K_f} \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \sigma_a \quad (3-4)$$

donde σ_f' = Esfuerzo de fatiga a la flexión, permisible en la pieza.

σ_a = Esfuerzo de fatiga a la flexión del material.

K_f = Coeficiente de concentración de tensiones

K_a = Factor de acabado superficial

K_b = Coeficiente de tamaño

K_c = Coeficiente de temperatura

K_d = Coeficiente de confianza

K_e = Coeficiente de efectos diversos

De una manera similar:

$$Z' = \frac{1}{K_{ft}} \cdot K_{at} \cdot K_{bt} \cdot K_{ct} \cdot K_{dt} \cdot K_{et} \quad (3-5)$$

El valor de K_f se obtiene

$$(3-6) \quad K_f = 1 + q(K_t - 1) \qquad K_{ft} = 1 + q_t(K_{tt} - 1) \quad (3-7)$$

donde $q, q_t =$ sensibilidad a la entalla en flexión y torsión
 $K_t, K_{tt} =$ Coeficientes de entalla a flexión y a torsión

Los valores de q, q_t, K_t, K_{tt} , así como los de todos los factores que intervienen en el diseño de ejes a la fatiga, se encuentran graficados en las Figuras Nos. 3-1 a 3.6

SEGURIDAD.— Según WOLK, la seguridad es un valor variable con el lugar y el tiempo, y no puede ser determinado por una sola constante, sino en cada caso, durante el funcionamiento de la máquina.

En el caso de resistencia a la fatiga, debe existir cierta distancia entre la máxima tensión superior de funcionamiento y la tensión nominal en estado peligroso. El valor de la seguridad se halla de la relación del número de ciclos de rotura N al número de ciclos de funcionamiento N' . El valor de la seguridad necesaria depende del tipo de funcionamiento de la pieza, la sollicitación a la que está sometida y la vida requerida para la misma. En la Fig. 3-7 se muestran los valores mínimos para piezas hechas en acero y un porcentaje de funcionamiento de HB= 100%. En el caso de que la pieza funcione solamente una parte del tiempo a una determinada sollicitación, se deben leer los límites de la seguridad necesaria para el HB= 100% y trazar el diagrama para los diferentes valores de HB, tal como se muestra en la Fig. 3-8

La seguridad existente se halla de las siguientes relaciones:

$$(3-8) \quad S_{ex_f} = \frac{\sigma_f'}{\sigma_{eq}} \qquad S_{ex_t} = \frac{z'}{\sigma_{eq}} \qquad (3-9)$$

y debe encontrarse dentro de los límites de la seguridad necesaria para un diseño satisfactorio.

LENGUETAS.- Son piezas de acero prismáticas, o en forma de segmento cilíndrico, limitado por dos caras planas paralelas. Estas se introducen a presión en un chavetero adecuado, practicado en las dos piezas que se van a solidarizar, de modo que las dos caras paralelas de la lengüeta presionen sobre las caras correspondientes del chavetero, pero sin ejercer presión alguna en sentido radial.

Es decir, la lengüeta actúa solo por sus flancos. Para evitar las presiones radiales, las medidas efectivas de la lengüeta y del chavetero han de ser tales, que resulte un juego en sentido radial entre la cara superior de la lengüeta y la cara inferior del chavetero en el cubo.

La selección de las lengüetas se hace por medio de tablas, basándose en el diámetro del respectivo eje, con lo cual se consigue la sección transversal; la longitud depende de los esfuerzos tanto de comprensión como de cortadura. Se ha de observar que las lengüetas por su modo de actuar, no producen la excentricidad que es el inconveniente de las chavetas, por lo cual han de preferirse cuando se desee evitar toda excentricidad (por ejemplo en el caso de montaje de engranajes).

El maquinado de las ranuras para las lengüetas se puede realizar mediante máquinas de mortajar, brochadoras o fresas de disco.

ACOPLAMIENTOS DE PERFIL ACANALADO.- La unión de un árbol con un cubo realizada por medio de chavetas o lengüetas es sencilla y práctica, pero tiene el inconveniente de la asimetría del acoplamiento -

que en el ajuste produce inevitablemente una cierta excentricidad.

Por otra parte, las uniones con chavetas y lenguetas son uniones fijas, o sea que, no permiten movimientos axiales relativos entre el árbol y el cubo. Cuando se quiere evitar la asimetría señalada, obtener la posibilidad de un frecuente y fácil montaje y desmontaje o tener desplazamientos axiales del cubo respecto del eje, se usan acoplamientos de perfiles acanalados, o sea el empleo de ejes estriados con sus respectivos acoples.

Estos perfiles acanalados se dividen según el número de ranuras que presentan, para un mismo diámetro, y por lo mismo, según la extensión de la superficie total de apoyo, en los tres tipos siguientes:

a) De apoyo estrecho, indicados para transmitir solo una parte del momento de torsión que puede resistir el eje macizo. Para este tipo, la relación entre la longitud del cubo y el diámetro del eje debe ser de 1.5

b) De apoyo medio, indicados para transmitir la totalidad del momento de torsión que el eje macizo puede resistir; el acoplamiento es desplazable únicamente cuando no está cargado; para este tipo la relación de la longitud del cubo al diámetro del eje debe ser menor de 1.5

c) De apoyo ancho, en el cual la relación de la longitud del cubo al diámetro del eje está comprendida entre 1.5 y 2.5 En la tabla 3-1 se resumen las características de los perfiles acanalados estandarizados.

En las tablas 3-2 y 3-3 se presentan las dimensiones de los elementos unificados tomadas de las tablas UNI 220 - 223. Respecto de tolerancias, se puede decir que aún no hay normas establecidas.

Se emplea actualmente la siguiente fórmula para hallar la relación entre la longitud del cubo y el diámetro del eje a emplear:

$$\frac{L}{d} = \frac{m \Omega}{K} \quad (3-10)$$

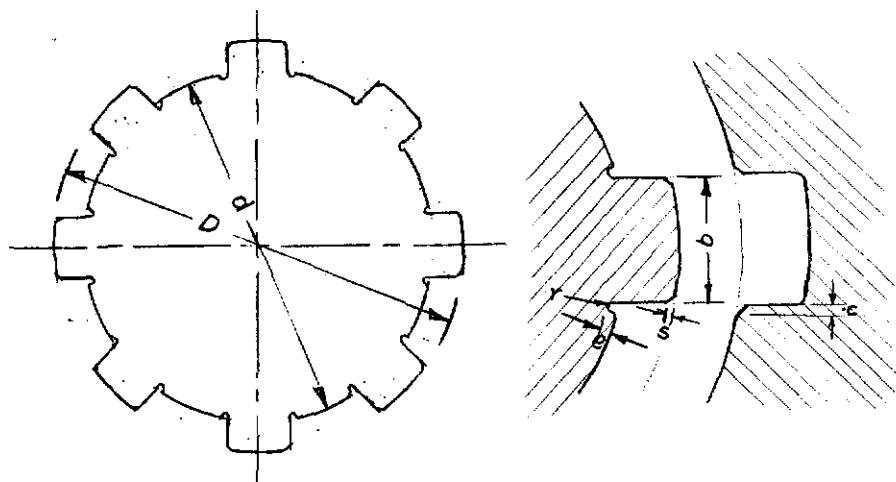
- Siendo:
- L = Longitud del cubo, en milímetros.
 - d = Diámetro del eje
 - ψ = Coeficiente de utilización, tabla 3-2
 - $m = \pi/2\psi$ se puede leer en tabla 3-2
 - Z_a = Carga unitaria admisible
 - P_a = Presión unitaria admisible
 - Ω = Factor geométrico, cuyos valores representan la mayor o menor capacidad de los perfiles acanalados para transmitir el momento. Tabla 3-1
 - K = Relación entre P_a y Z_a . Tabla 3-3 en la cual
 - R_m = Carga de rotura del material del cubo
 - R_a = Carga de rotura del material del eje.
 - M_t = Momento de torsión que puede resistir el árbol macizo
 - M'_t = Momento de torsión que ha de transmitir el acoplamiento.

En las columnas a) están los valores de K para carga constante y sin vibraciones, en óptimas condiciones de funcionamiento y para trabajo de gran precisión. En las columnas b) están los valores de K para carga variable, con fuertes vibraciones, en malas condiciones de funcionamiento y para trabajos poco precisos.

Para nuestro caso hemos escogido perfiles acanalados con apoyo intermedio.

CARACTERISTICAS Y DESIGNACION.- Si el centrado es "interior" las superficies de la cabeza de las estrias del cubo se apoyan sobre las -

superficies del fondo de las ranuras del árbol, y sobre el diámetro exterior D hay un juego debido a las tolerancias. Con este sistema se obtiene un centrado más preciso que en los perfiles de centrado sobre los flancos; en este caso son los flancos de las estrías del árbol los que se apoyan sobre los de las ranuras del cubo.



DIMENSIONES DEL ESTRIADO - Tabla No.3-1

d	D	b	Z	e	s	c	r	Ω
18	22	5	6	.4	.2	.2	.2	.42
21	25	5	6	.4	.2	.2	.2	.50
23	28	6	6	.4	.2	.2	.2	.41
26	32	6	6	.6	.3	.3	.3	.40
28	34	7	6	.6	.3	.3	.3	.44
32	38	6	8	.6	.3	.3	.3	.43
42	48	8	8	.6	.3	.3	.3	.51
46	54	9	8	1.0	.5	.5	.5	.44
52	60	10	8	1.0	.5	.5	.5	.50
56	65	10	8	1.0	.5	.5	.5	.46
62	72	12	8	1.0	.5	.5	.5	.45

Tabla No.3-2

Naturaleza de las superficies de contacto	Acoplamiento			
	Fijos o desliz.sin carga		Deslizantes bajo carga	
	ψ	m	ψ	m
Las 2 cementadas	.55	2.85	.65	2.42
Una sola cementada o ninguna	.75	2.10	.90	1.75

Tabla No.3-3

Valores del coeficiente K									
Mt' y Rm	Acoplamientos fijos		Acoplamientos sin carga		Acopl.desliz.bajo carga				
					Ambas cem.		Una sola		
	a	b	a	b	a	b	a	b	
$M_t' = M_t$	$R_m = R_a$	1.25	0.96	1.10	0.85	0.32	0.25	0.25	0.20
	$R_m < R_a$	$1.25 \frac{R_m}{R_a}$	0.96 ()	1.10 ()	0.85 ()	0.32 ()	0.25 ()	0.25 ()	0.2 ()
$M_t' < M_t$	$R_m = R_a$	$1.25 \frac{M_t}{M_t'}$	0.96 ()	1.10 ()	0.85 ()	0.32 ()	0.25 ()	0.25 ()	0.2 ()
	$R_m < R_a$	$1.25 \frac{R_m M_t}{R_a M_t'}$	0.96 ()	1.10 ()	0.85 ()	0.32 ()	0.25 ()	0.25 ()	0.2 ()

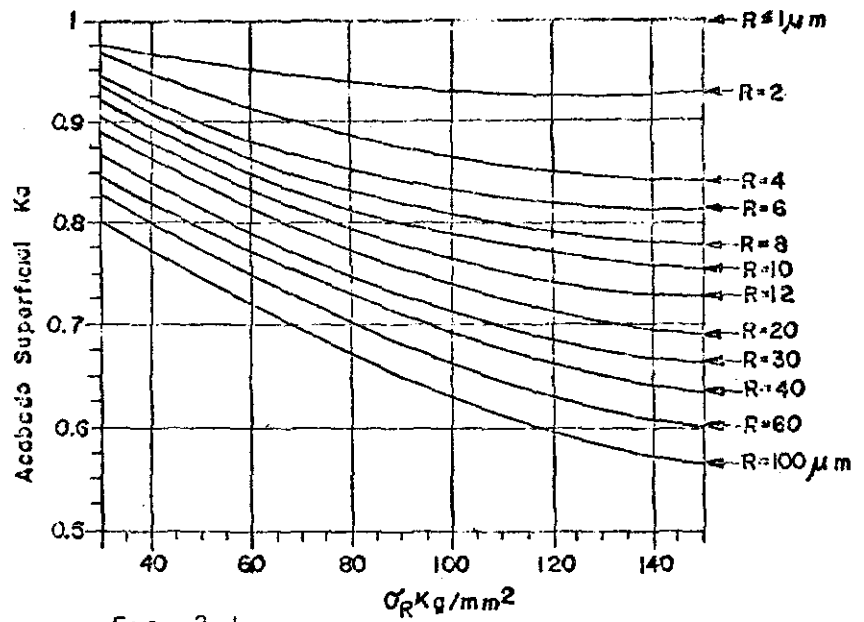
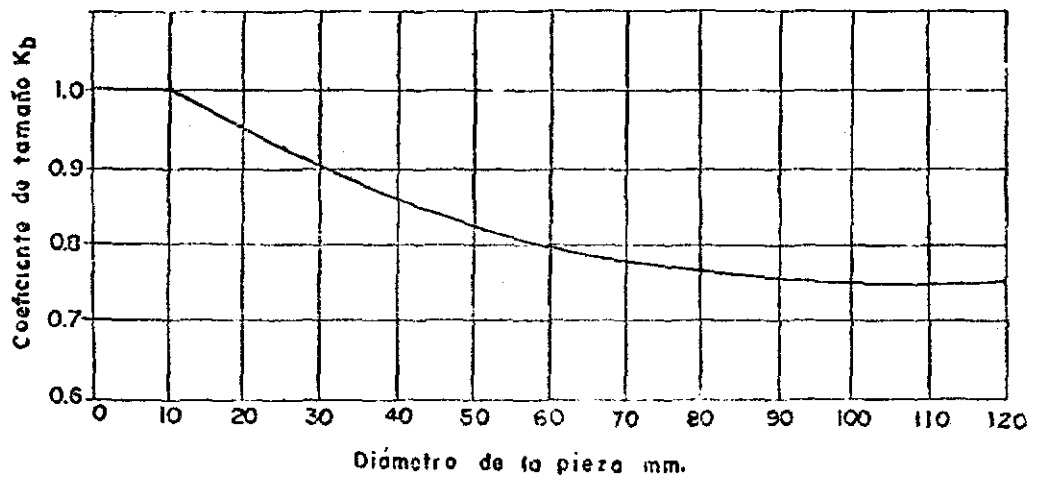


FIG. 3-1



Coefficiente K_b para la influencia de tamaño en piezas sometidas a flexión y torsión con inversión

FIG. 3-2

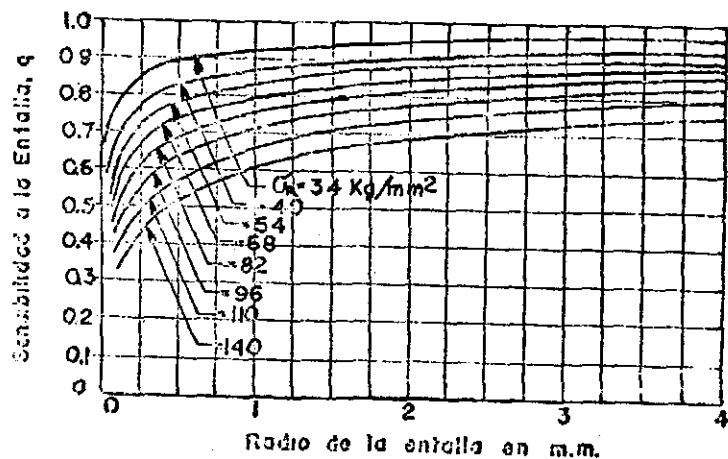


FIG. 3-3 Gráfico de sensibilidad a la entalla para aceros sometidos a flexión con inversión o a cargas axiales con inversión

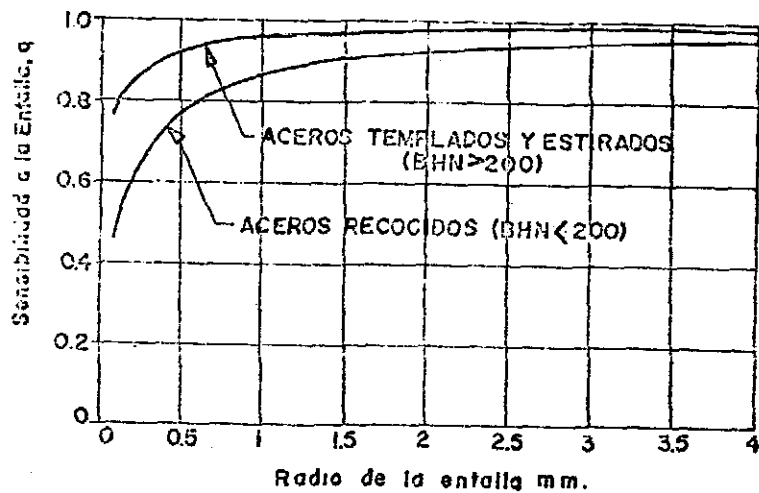


FIG. 3-5 Curvas de sensibilidad a la entalla para materiales sometidos a torsión con inversión

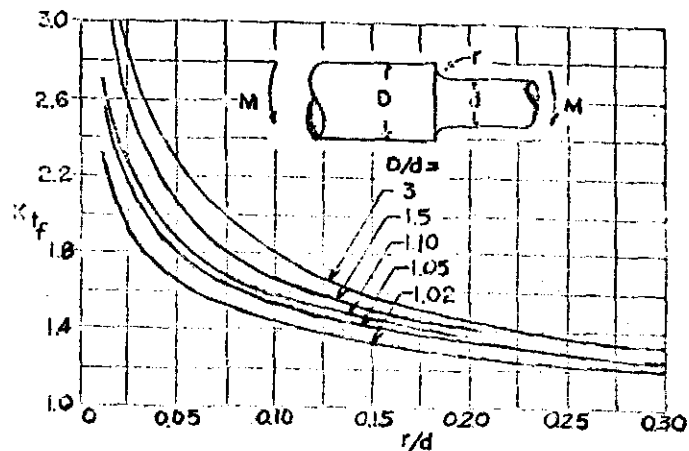


FIG. 3-4

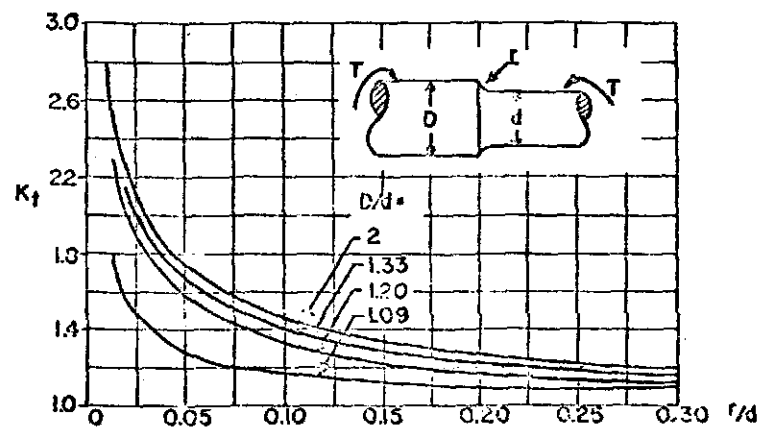
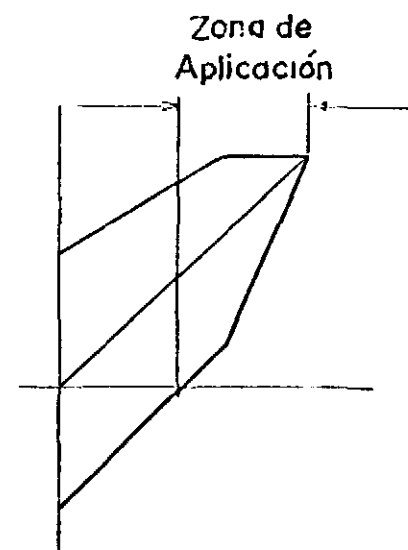
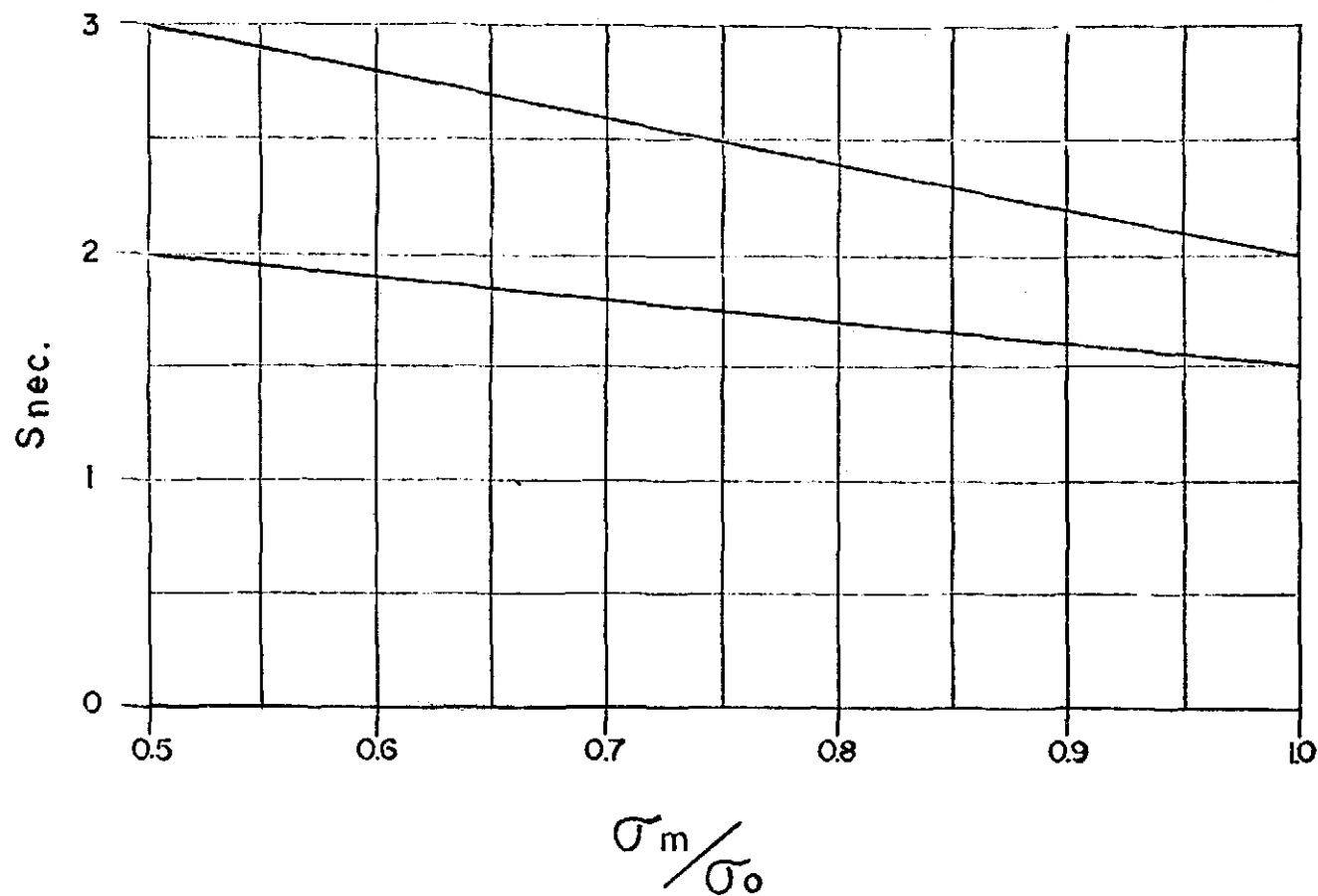


FIG. 3-6 Eje de sección circular, con acuerdo en el resalte, sometido a torsión $\tau = Tc/J$ donde $c = D/2$ y $J = \pi D^4/32$

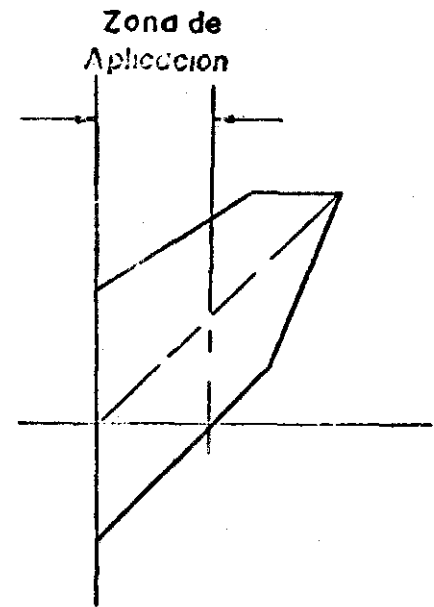
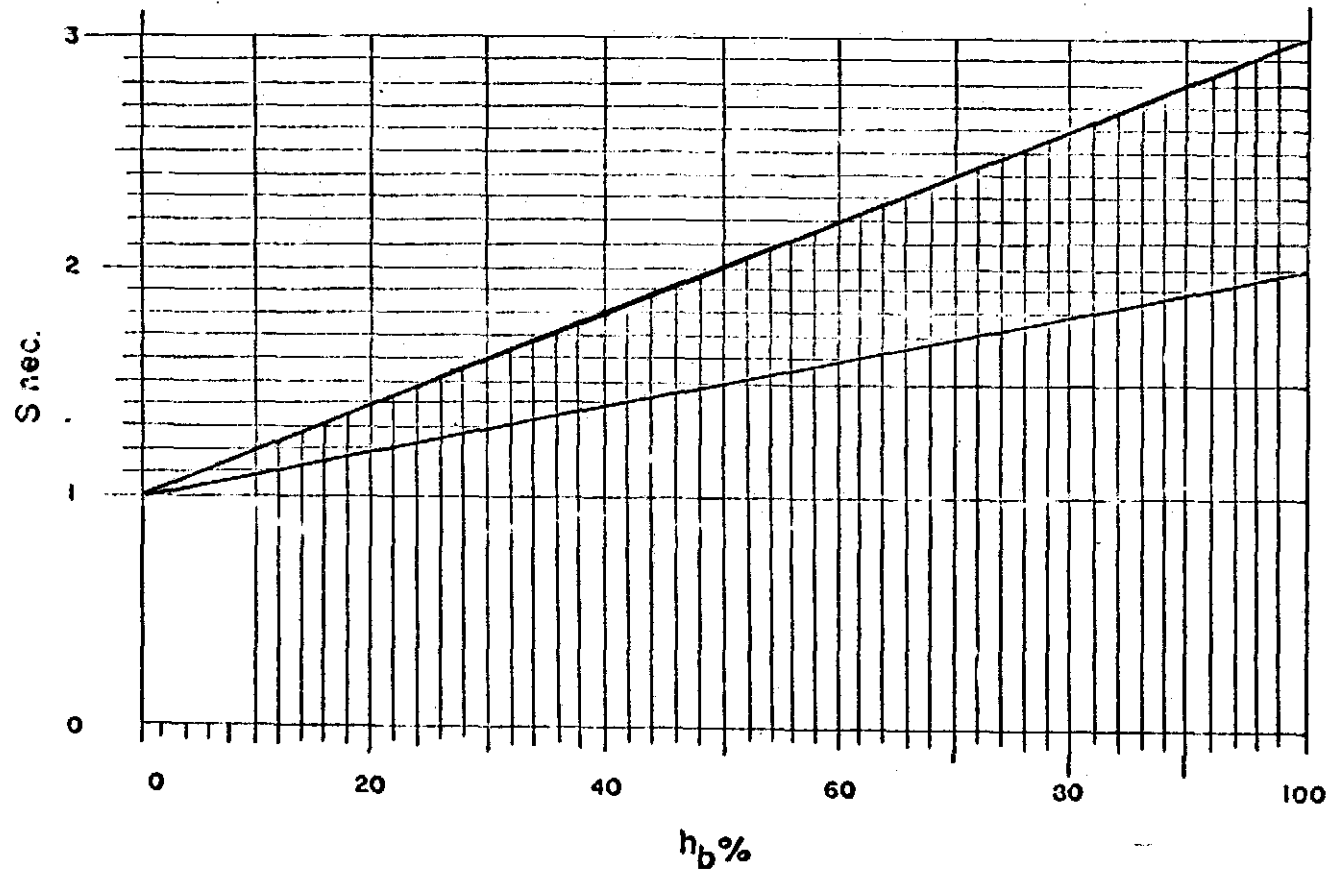
SEGURIDAD NECESARIA
para $h_b = 100\%$

FIG. 3-7



SEGURIDAD NECESARIA

FIG. 3-8



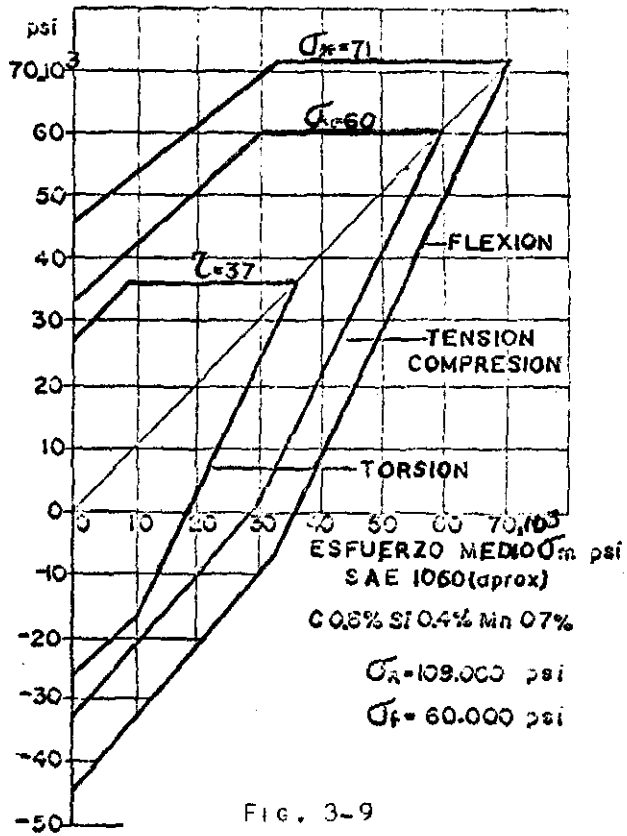


Fig. 3-9

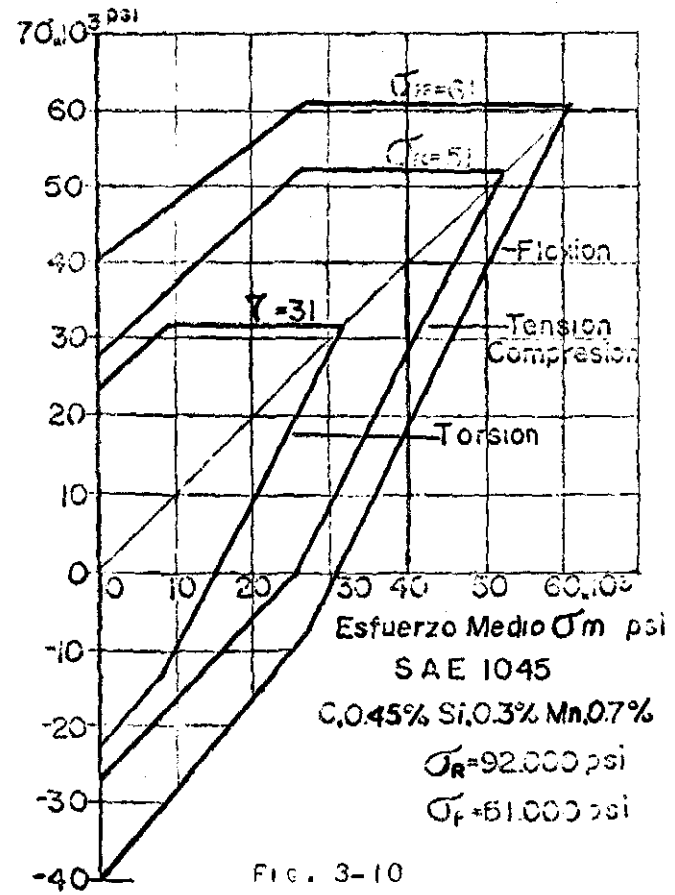
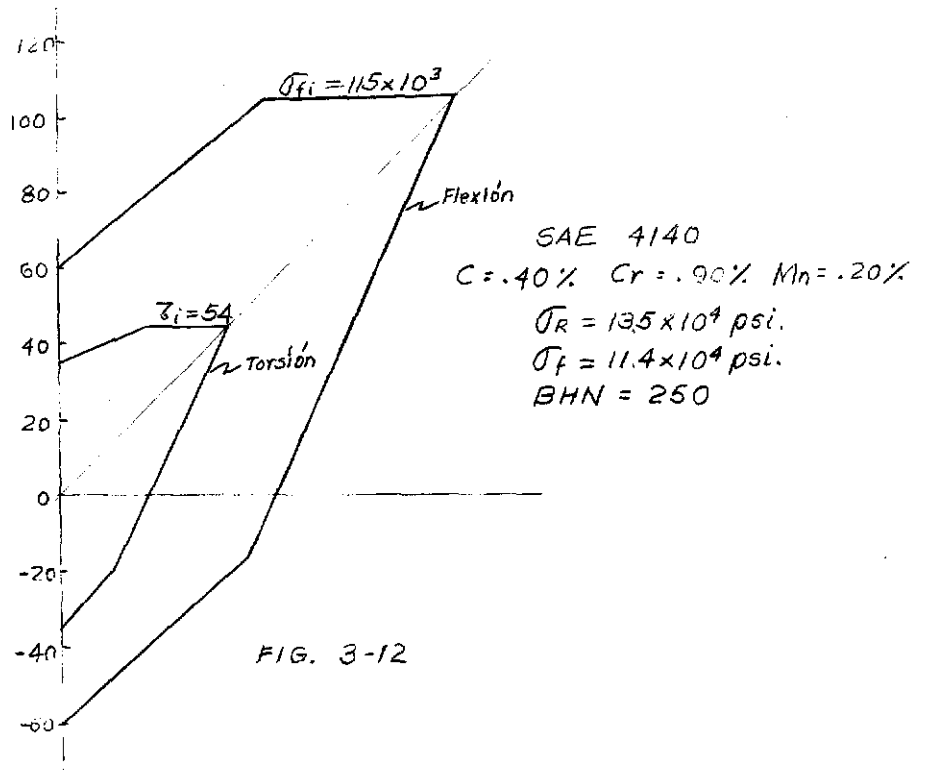
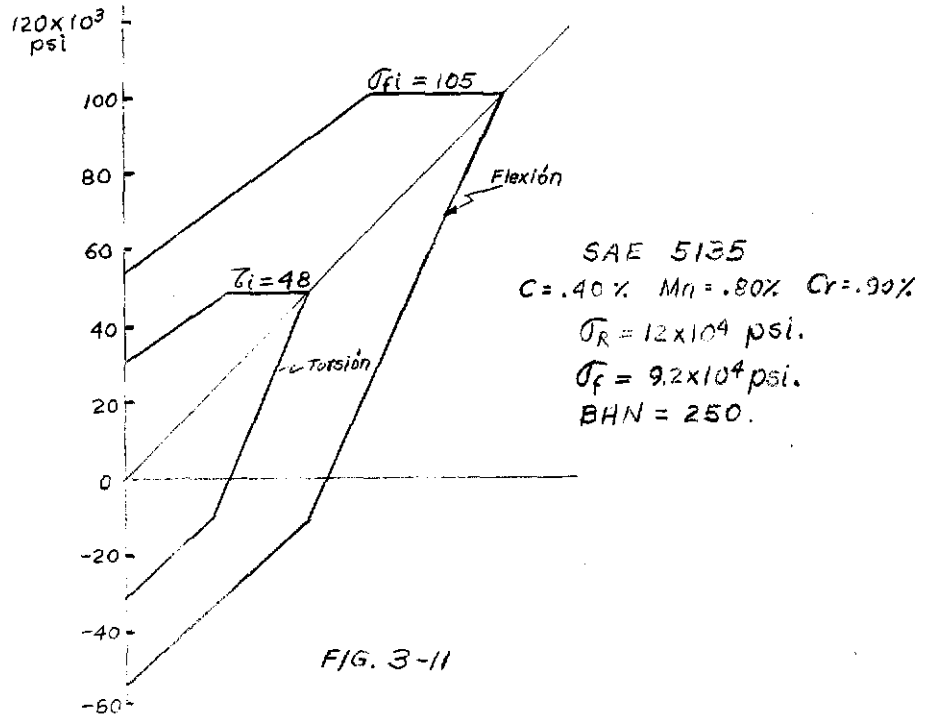
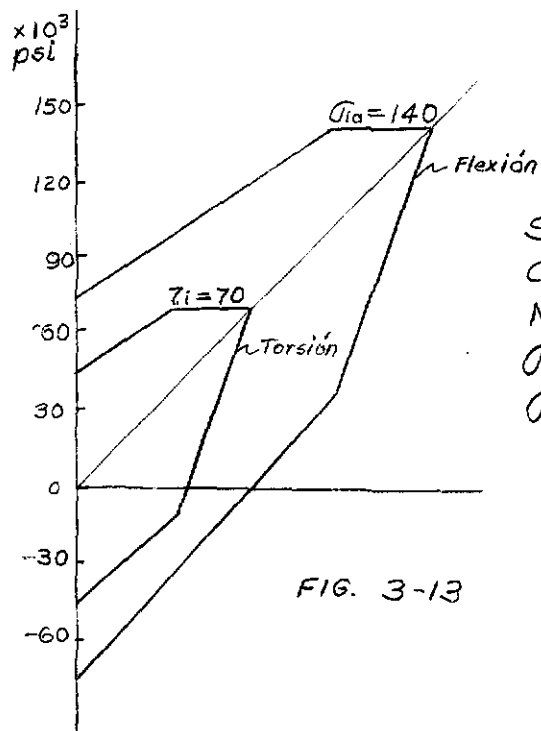


Fig. 3-10





SAE 4320

C = .2% Cr = .5%

Ni = 1.8% Mo = .25%

$\sigma_R = (149 - 192) \times 10^3 \text{ psi.}$

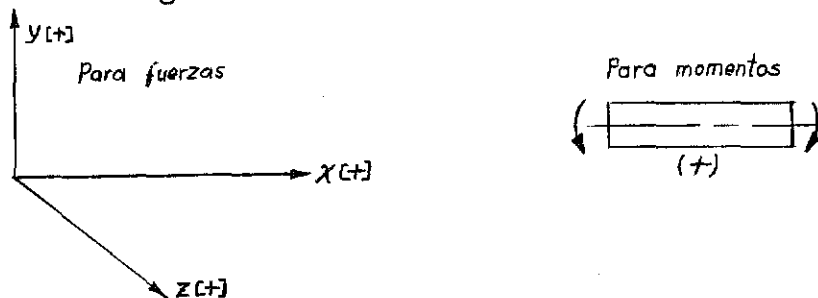
$\sigma_F = 114 \times 10^3 \text{ psi.}$

FIG. 3-13

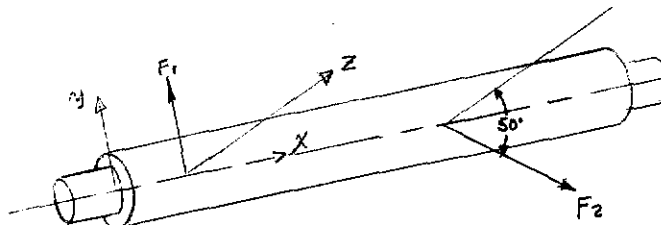
CALCULOS

Las fuerzas que se tendrán en cuenta son las resultantes sobre el perfil de los dientes, las cuales se trasladan al eje respectivo produciendo fuerzas secantes y momentos flectores. Además, el eje resiste el efecto de la transmisión del torque.

Convención de signos:



Eje tren fijo. - Primera velocidad:



Para el cálculo de las reacciones se toma el eje como una viga con apoyos rígidos (Rodamientos rígidos de bolas)

$$R_A = \frac{Fb^2}{l^3} [3a + b] \quad ; \quad R_B = \frac{Fa^2}{l^3} [3b - a] \quad (3-11)$$

$$M_A = \frac{Fab^2}{l^2} ; \quad M_B = \frac{Fa^2b}{l^2} ; \quad M_F = \frac{2Fa^2b^2}{l^3}$$

Estas fórmulas se aplican a cada una de las fuerzas por separado, para emplear el método de superposición.

Para la deflexión:

$$\delta_{MAX} = \frac{2Fa^2b^3}{3EI(l+2b)^2} \quad \chi = \frac{2bl}{l+2b} \quad (3-12)$$

Para la fuerza de 598 lb. = F_1

$$R_A = \frac{598 \times 102.5}{1200} \times 11.625 = 595 \text{ [lb.]}$$

$$R_B = \frac{598 \times .25}{1200} \times 29.875 = 3.7 \text{ [lb.]}$$

$$M_A = \frac{598 \times .5 \times 102.5}{113} = 272 \text{ [lb-in]}$$

$$M_B = \frac{598 \times .25 \times 10.625}{113} = 14.2 \text{ [lb-in]}$$

$$M_F = \frac{2 \times 598 \times .25 \times 102.5}{1200} = 25.6 \text{ [lb-in]}$$

La máxima deflexión será:

$$\delta_{MAX} = \frac{2 \times 598 \times 1090 \times 10^{-7}}{3 \times 3 \times .2485 (10.625 + 20.25)^2} = .15 \times 10^{-4} \text{ in.}$$

$$X = \frac{2 \times 10.125 \times 10.625}{10.625 + 20.250} = 7.05 \text{ in.}$$

← B

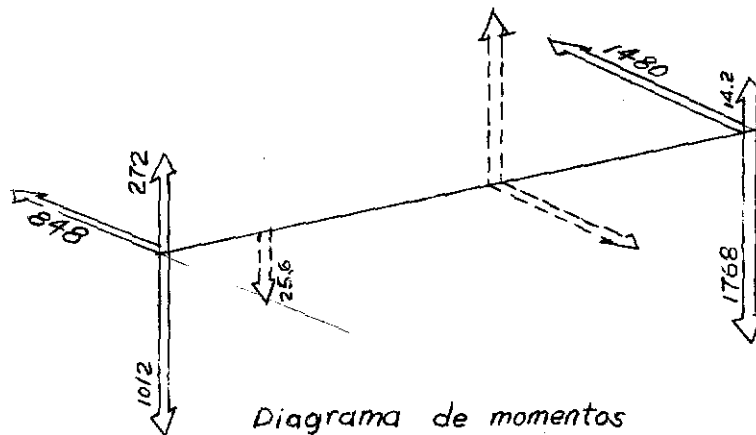


Diagrama de fuerzas

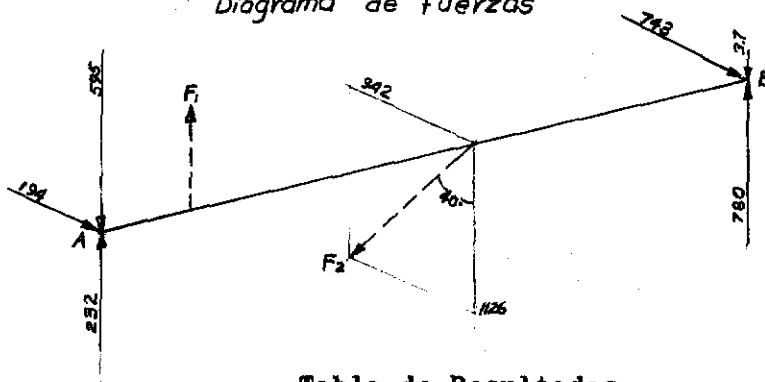


Tabla de Resultados

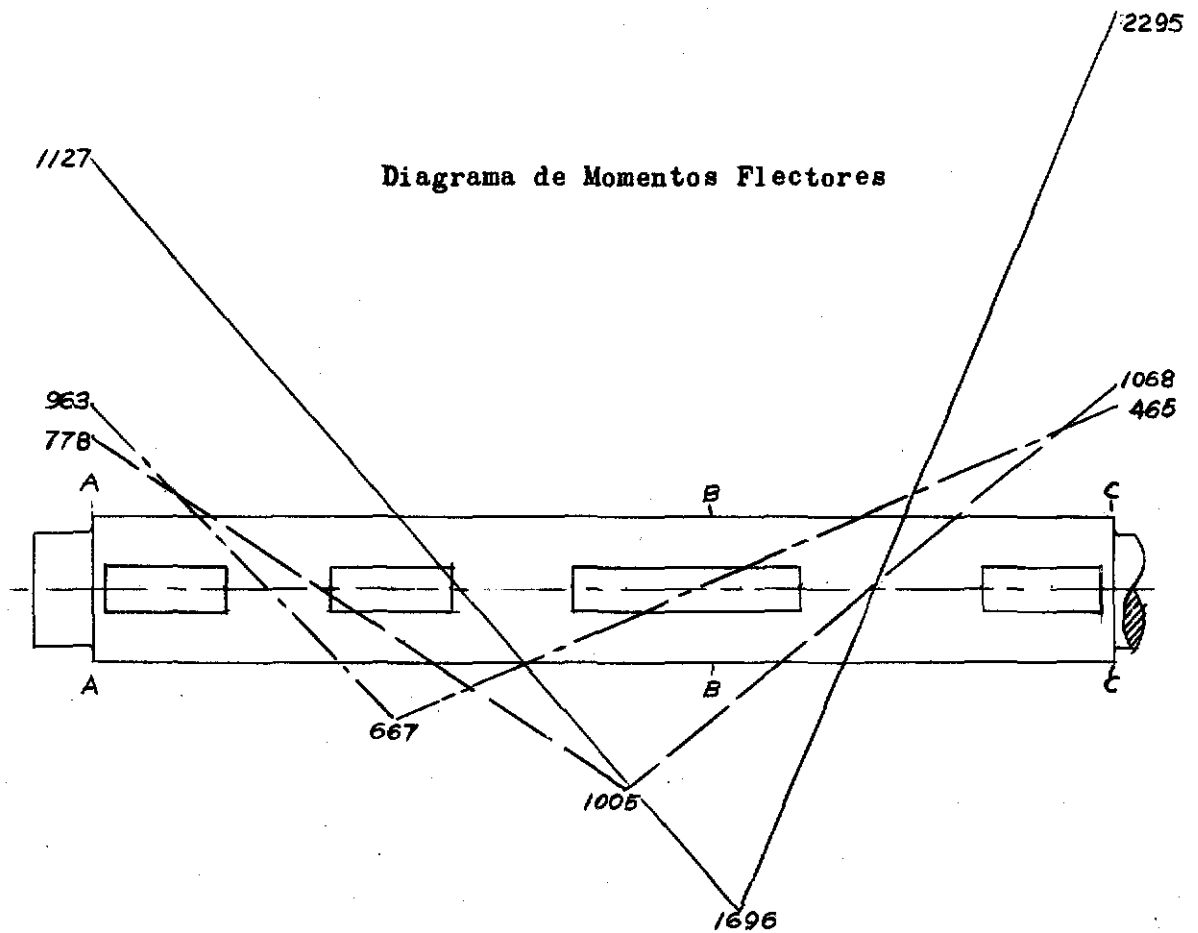
Fuerza	Ra(lb)	Rb(lb)	Ma (lb-in)	Mb (lb-in)	Mf (lb-in)	δ (in)	x (in)
PRIMERA VELOCIDAD:							
F = 598	595	3.7	272	14.2	25.6	.15	7.05
F = 1467	232	788	1012	1768	1300	8.01	5.6
Pl.xy: 1126							
Pl.xz:							
942	194	743	848	1480	1088	6.71	5.6
Resultantes	411	1080	1127	2295	1696		
SEGUNDA VELOCIDAD:							
435	432	2.7	197	9.7			
	146	819	738	810			
	122.5	268	618	708			
Resultantes	311	414	778	1068	1005		
TERCERA VELOCIDAD:							
Pl.xy: 522	520	3.2	240	12.6	0	1.13	
Pl.xy: 559	445	117	870	362	511	3.12	6.21
pl.xz: 469	374	98	730	304	429	2.62	6.21
Resultantes	382	150	963	465	667		
REVERSO:							
Pl.xy: 379	377	2.3	172.5	9	16.2	0.95	7.05

Fuerza 885	7.3	758	26.5	423	49.8	.285	6.93
Pl.xy:766							
Pl.xz:442	4.2	437	15.3	244	28.8	.164	6.93
Resultantes	370	873	147	480	57.5		

P.T.0:

Pl.xy:390	387	2.4	177	8.75	0	0
Fuerza 910	7.5	778	27.2	4.35	51.2	.29
Pl.xy: 787						
Pl.x2: 455	4.3	450	16.2	258	29.6	.16
Resultante	380	897	150,5	489	59.1	

Diagrama de Momentos Flectores



CONTROL DE SECCIONES PELIGROSAS.-

Sección BB: $\sigma_f = \frac{1.2 \times 1500 \times .625}{.2485} = 4530 \text{ psi.}$

$\tau = \frac{1.2 \times 1758 \times .625}{.4970} = 2765 \text{ psi.}$

Material SAE 1060 $\sigma_R = 109000 \text{ psi}$

Diagrama No. 3-9 $\sigma_{f.a.} = 46000 \text{ psi}$

$\tau_l = 37000 \text{ psi}$

$\alpha = \frac{46}{2 \times 37} = .62$

$\sigma_{\text{comb.}} = \sqrt{4530 + 4(.62 \times 2765)^2} = 5700 \text{ psi.}$

$\sigma_f' = \frac{1}{1.6} \times .8 \times .87 \times 46000 = 20200 \text{ psi.}$

$K_f = 1.6$; $K_a = .8$ y $K_b = .87$, Valores tomados de los graficos (3-1 a 3-4)

$\tau' = \frac{1}{2.765} \times .8 \times .87 \times 37000 = 9300 \text{ psi.}$

$K_f = 2.765$ Valor tomado de los graficos (3-5 y 3-6)

$S_{ex.f} = \frac{20200}{5700} = 3.54$; $S_{ex.t} = \frac{9300}{5700} = 1.63$; $S_{nec. 1.05-1.1}$ (3-8)

RESULTADOS:

Velocidad	Sección	S.ex.f.	S.ex.t	S.nec.	h_p
Primera	AA	2.26	-	1.05 -1.1	6%
	BB	3.56	1.635	1.05 -1.1	6%
	CC	1.125	-	1.05 -1.1	6%
Segunda	BB	5.6	2.58	1.4 -2.0	51%
	CC	2.49	-	1.4 -2.0	51%

Las dimensiones finales se encuentran en el plano

CHAVETAS.-

Factor de diseño = 1.75, para pequeñas vibraciones,
Material C 1020 recocido, $S_y = 42000$ psi.

Esfuerzos de diseño:

$$\sigma_c = \frac{42000}{1.75} = 24000 \text{ psi. (compresión)}$$

$$\sigma_s = \frac{.5 \times 42000}{1.75} = 12000 \text{ psi. (cortadura)}$$

$$T (\text{torque}) = 1758 \text{ [lb-in]}$$

Para un eje de $D = 1\frac{1}{2}$ " corresponde una chaveta de las siguientes dimensiones: $B = 3/8$ " $T = \frac{1}{4}$ "

Tolerancia en $b = 0.002$ "

Longitud de la chaveta:

$$L_c = \frac{4T}{\sigma_c t D} = \frac{4 \times 1.758}{24 \times .25 \times 1.5} = .782 \text{ in.}$$

$$L_s = \frac{2T}{\sigma_s b D} = \frac{2 \times 1.758}{12 \times .375 \times 1.5} = .521 \text{ in.}$$

Los anteriores cálculos están basados en las cargas promedio, pero teniendo en cuenta las cargas pico y las dimensiones del cubo, adoptamos una longitud de las chavetas de $L = 1\frac{1}{4}$ in. para una mayor rigidez del montaje de los piñones sobre el eje.

EJE TREN MOVIL:

El plano (p-x) de las fuerzas que actúan sobre este eje se encuentra a 40° del plano x - y.

RESULTADOS:

FUERZA	R_D (lb)	R_E (lb)	M_D (lb-in)	M_E (lb-in)	M_F (lb-in)	x_{10} (in)	X (in)
PRIMERA							
1467	633	911	1377	1920	1605	5.79	5.4
SEGUNDA							
761	414	190	935	830	882	1.54	4.82
TERCERA							
730	606	62	860	156	333	4.94	5.75
REVERSO							
-885	70	803	236	1020	- 384	1.8	4.81

CONTROL DE LAS SECCIONES PELIGROSAS:

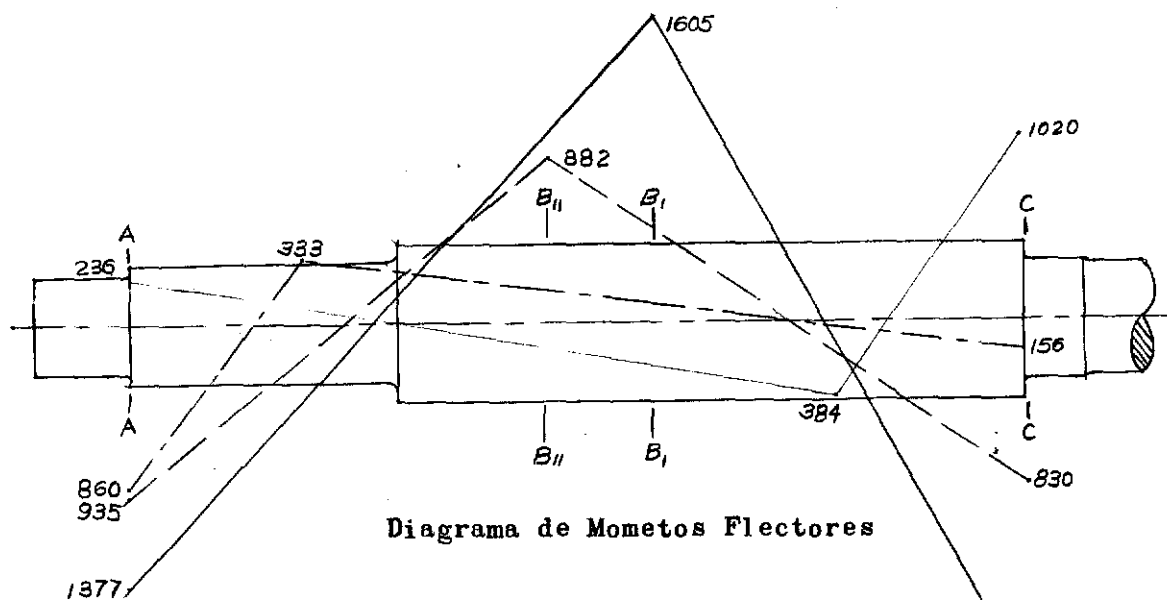


Diagrama de Momentos Flectores

MATERIAL SAE 1060

$$\begin{aligned} \sigma_R &= 109.000 \text{ psi} \\ \sigma_{f.a.} &= 46.000 \text{ psi} \\ \tau_i &= 37.000 \text{ psi} \end{aligned}$$

VELOCIDAD	SECCION	SEX - f	SEX t	Snec	hb
PRIMERA	AA	2.185	-	1.05 -1.1	6%
	BB	2.12	1.7	1.05 -1.1	6%
	CC	1.41	1.57	1.05 -1.1	6%
SEGUNDA	AA	3.21	-	1.4 -2.0	51%
	BB	4.19	3.36	1.4 -2.0	51%
	CC	2.8	3.05	1.4 -2.0	51%

CALCULO DE LOS ESTRIADOS DEL EJE

Para el piñón (4) de primera:

$$M_t' = 4040 \text{ lb-in} \quad D = 38 \text{ mm}$$

$$M_t = 6400 \text{ lb-in} \quad d = 32 \text{ mm}$$

Según tablas 3-1 a 3-3

$$Z = 8 \quad K = 1.244$$

$$\Omega = 3.8 \quad m = 2.10$$

$$l_{min.} = \frac{33 \times 2.1 \times 38}{1.244} = 21 \text{ mm.}$$

La longitud efectiva del estriado, tanto del cubo como del eje (35mm) es mayor, luego el diseño es aceptable. La misma condición se cumple en los demás estriados de este eje; las dimensiones finales se presentan a continuación:

Posición estriado	d (mm)	D (mm)	b (mm)	c (mm)	r (mm)	l.m.r. (mm)	Efect. (mm)	
PIÑÓN 4	32	38	8	6	.3	.3	21	35
PIÑÓN 8	26	32	6	6	.3	.3	13.6	28.6
ACOPLE CON EL "SPEED"	26	32	10	4.3	.2	.2	12.7	19.05

Las dimensiones finales del eje se encuentran en el plano.
no.

EJE DE ENTRADA:

MATERIAL SAE 1060

$$\sigma_R = 109.000 \text{ psi}$$

$$\sigma_{f.a.} = 46.000 \text{ psi}$$

$$\tau_i = 37.000 \text{ psi}$$

RESULTADOS:

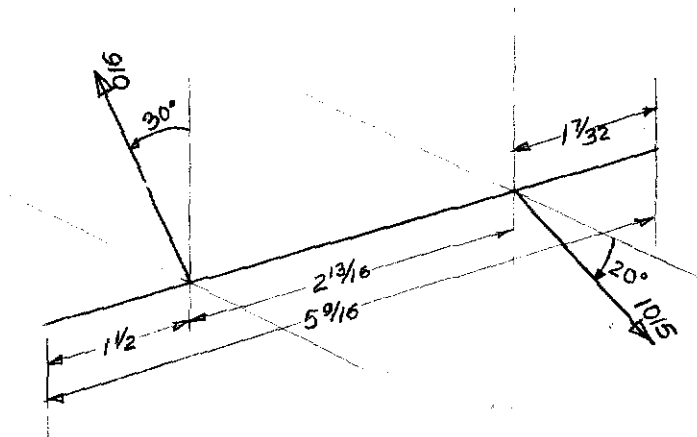
Para todas las velocidades:

$$S_{exf,t} \geq 5$$

$$S_{nec.} = 1.4 - 2.0$$

EJE DE LOS PIÑONES INTERMEDIOS: (idler)

Fuerzas existentes cuando está funcionando el P.T.O. (caso más desfavorable)



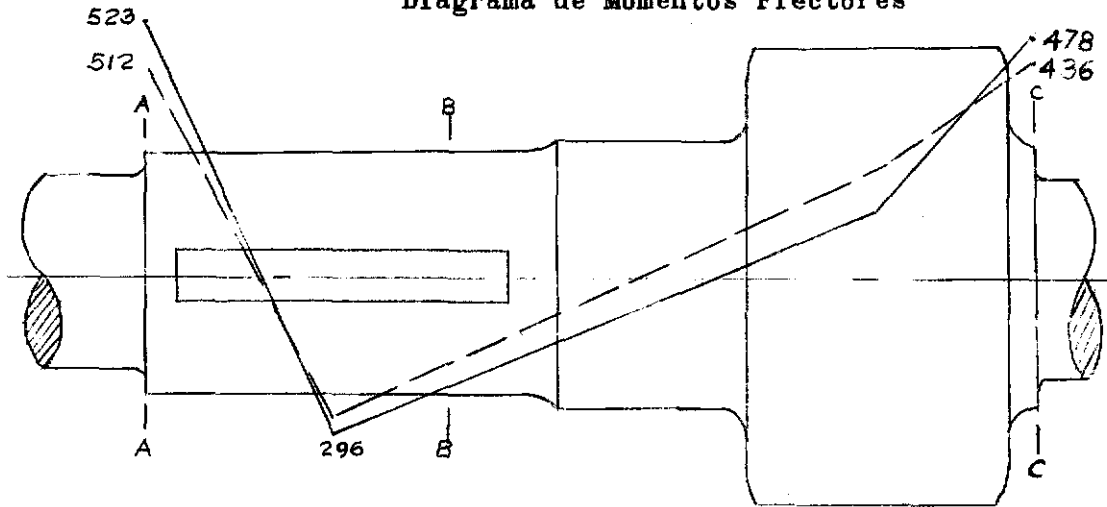
MATERIAL S A E 5135

$$\sigma_R = 120.000 \text{ psi}$$

$$\sigma_{f.a.} = 54.000 \text{ psi}$$

$$\tau_i = 48.000 \text{ psi}$$

Diagrama de Momentos Flectores



RESULTADOS:

SECCION	Sesf	Sext	Snec.	h _b (%)
AA	1.61	-	1.1 - 1.23	12
BB	5.72	3.5	1.1 - 1.23	12
CC	1.90	-	1.1 - 1.23	12

EJE DEL PTO:

Está sometido a torsión:

Material SAE 1045 $\sigma_R = 92.000$ psi

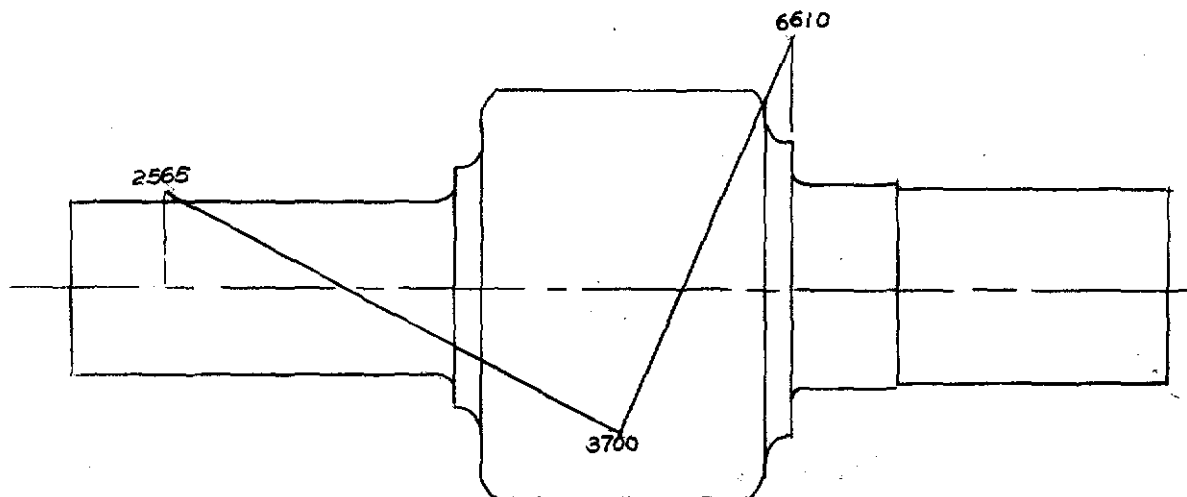
Diagrama No. 3-10 $\sigma_{f.a.} = 40.000$ psi

$Z_i = 31.000$ psi

$\sigma_f = 3190$ psi; $Z = 7800$ psi.

$S_{ex} = 2.45$; $S_{nec} 1.1 - 1.23$

Eje-piñón reductor final : (Piñón No.13)



Material: Acero AISI 4320

Diagrama No. 3-13

$\sigma_R = 150.000$ psi.

$\sigma_{f.a.} = 75.000$ psi.

$\sigma_i = 70.000$ psi.

RESULTADOS:

Velocidad	Sección	Sex.f	Sex.t	Ssec.	h_b %
PRIMERA	AA	1.18	1.15	1.05 - 1.1	6
	BB	1.65	1.60	1.05 - 1.1	6
SEGUNDA	AA	1.42	1.40	1.4 - 2.0	51
	BB	2.20	2.18	1.4 - 2.0	51

Eje de salida a la rueda:

Material : Acero SAE 4140

Diagrama No. 3-12

$\sigma_R = 135.000$ psi.

$\sigma_{f.a.} = 60.000$ psi.

$\sigma_i = 54.000$ psi.

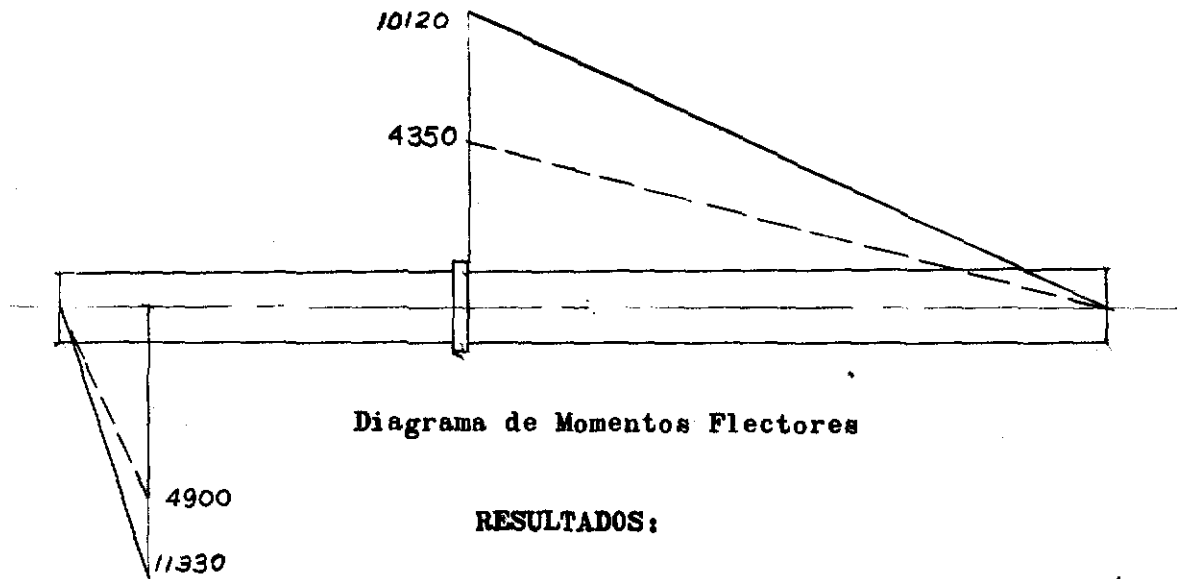


Diagrama de Momentos Flectores

RESULTADOS:

Velocidad	Sección	Sex.f	Sex.t	S _{nec.}	h _b %
PRIMERA	AA	1.20	1.06	1.05 - 1.1	6
	BB	-	1.15	1.05 -	6
SEGUNDA	AA	1.42	1.38	1.4 - 2.0	51
	BB	1.43	1.39	1.4 - 2.0	51

C A P I T U L O I V

RODAMIENTOS

DESCRIPCION.- Los rodamientos empleados en las cajas de velocidades para tractores, son: a) de una hilera simple de bolas, o b) de rodillos cónicos. Si las condiciones de carga son exigentes, se pueden reemplazar los rodamientos de bolas por rodamientos de rodillos cilíndricos teniéndose en cuenta que su capacidad de carga es mayor pero no pueden desarrollar las mismas velocidades.

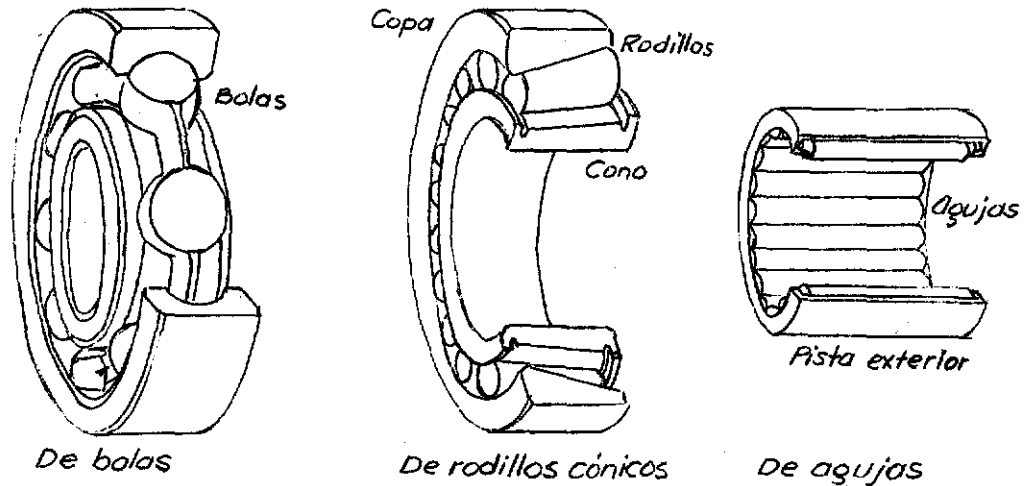
En las cajas de dientes rectos se emplean rodamientos de bolas en los ejes de entrada, contraeje, eje de salida y auxiliares, puesto que se considera que la carga es solamente radial, y cualquier carga axial que se presente puede ser soportada por éstos.

Si la caja tiene engranajes helicoidales, se hace indispensable el uso de rodillos cónicos que soporten las cargas axiales creadas por los dientes. Por la misma razón, se emplean en los diferenciales espirales e hipoidales.

Como en los diseños de tres a cinco velocidades se emplea el mismo arreglo que en las cajas de automóvil, el eje de salida se apoya dentro del eje de entrada, haciéndose indispensable el uso de rodamientos de agujas, debido principalmente a las limitaciones de espacio. Las principales cualidades de estos rodamientos son:

- a) Alta capacidad de carga radial
- b) Pequeño espesor
- c) Diseño simple
- d) Fácil montaje
- e) Fácil lubricación
- f) Bajo costo

Fig.4-1



SELECCION DE LOS RODAMIENTOS.- Aunque cada uno de los fabricantes describe en sus catálogos la forma correcta de seleccionar los rodamientos, los procedimientos se basan en hallar la vida del rodamiento seleccionado en base a una carga dinámica equivalente que tiene en cuenta las influencias de las cargas aplicadas, la inercia de las partes que rotan y los efectos hidrodinámicos del lubricante empleado.

Rodamientos de bolas.- La carga dinámica equivalente se calcula por medio de la siguiente fórmula:

$$P = X F_r + Y F_a \quad [kg] \quad (4-1)$$

en donde:

P = Carga dinámica equivalente

F_r = Fuerza aplicada radialmente

F_a = Fuerza aplicada axialmente

X, Y = Factores propios de cada rodamiento

La vida en fatiga se calcula mediante la relación:

$$L_h = 500 \cdot \left(\frac{C}{P} \cdot f_n \right)^3 \text{ [hrs]} \quad (4-2)$$

donde: L_h = Vida a la fatiga en horas
 P = Capacidad de carga dinámica
 C = Capacidad dinámica equivalente
 f_n = Factor de velocidad (R.P.M.)

Los valores de L_h se hallan tabulados para cada valor del término $\left(\frac{C}{P} \cdot f_n \right)$ y se pueden leer en los catálogos.

Rodamientos de agujas. - Para seleccionar un rodamiento de agujas se debe hallar el valor de la Capacidad de carga dinámica Requerida BCD, la cual tiene en cuenta la carga aplicada, la velocidad de rodamiento, la vida deseada, la rotación de la pista exterior, y la dureza de la superficie sobre la que ruedan las agujas. Se expresa por:

$$BDC = L \times SF \times LF \times RF \times HF \quad [16] \quad (4-3)$$

donde L = Carga radial en el rodamiento (No soportan axial)
 SF = Factor de velocidad
 LF = Factor de vida
 RF = Factor de rotación de la pista exterior
 HF = Factor de durezas

Si la carga es estacionaria respecto de la pista interior, el valor de RF se puede tomar como 1.0 Si la dureza de las superficies de rodadura están por debajo de 58 Rc., se debe emplear el valor de HF correspondiente. Este problema se puede obviar mediante el uso de pistas superpuestas al eje, o pista interior.

Rodamientos de rodillos cónicos. - El método expuesto a continuación para seleccionar los rodamientos de rodillos cónicos es el empleado

por la Compañía "The TIMKEN Roller Bearing Company".

Cuando un par de rodamientos de una sola hilera de rodillos se aplican en un mecanismo, se montan en uno de los dos diseños que se conocen con los nombres de "montaje indirecto" o "montaje directo", cada uno de los cuales proporciona condiciones espaciales que pueden ser deseadas en aplicaciones determinadas, dependiendo del tipo de unidad en la cual se van a montar. Aunque el factor economía es predominante en la escogencia del tipo de montaje, la rigidez que éste proporcione es en muchos casos el factor principal.

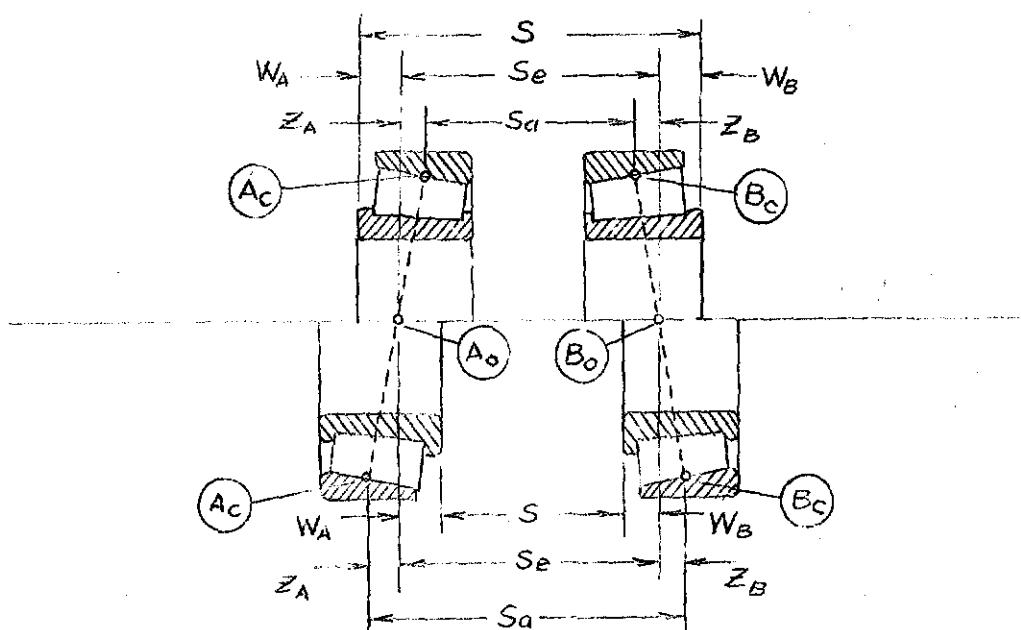


Fig.4-2

La estabilidad de estos montajes se muestra en la Fig.No.2 El montaje superior es "indirecto" y el inferior es "directo".

Trazando perpendiculares "Ac-Ao" desde el centro de la línea de contacto de la copa, "Ac", hasta el eje, para el rodamiento "A", y desde "Bc-Bo" para el rodamiento "B", y usando las intersecciones "Ao" y "Bo", obtenemos la distancia "Se" que es la medida de la rigidez del montaje. Se observará que el espaciamiento

real "Sa" es considerablemente mayor para el montaje "directo".

Con el fin de obtener una distribución precisa de las cargas en los rodamientos, los puntos "Ao" y "Bo" deberán usarse como centros verdaderos de presión de todas las fuerzas resistentes creadas por los rodillos sobre el rodamiento. Es alrededor de este punto donde deberán tomarse los momentos para calcular las cargas en los ejes y en los rodamientos.

El momento de la componente axial es de gran importancia en ciertas instalaciones en donde el montaje satisface las condiciones de un rodamiento de una sola hilera, y donde:

- 1) Las cargas radiales de los rodamientos difieren considerablemente.
- 2) Los rodamientos difieren en características y diámetros.
- 3) La mayor componente de la carga resultante en el rodamiento es producida por una cupla alrededor del mismo. Esto se puede determinar observando si las componentes radiales en los dos rodamientos se dirigen en direcciones opuestas.

En tales circunstancias, se recomienda un cálculo más preciso para justificar la selección de un rodamiento práctico y económico. Este método se conoce como el método de la "Separación Efectiva" (Effective Spread Method) y se muestra en la Fig. 4-2 como "Se".

En los cálculos por este método, se selecciona tentativamente un rodamiento y se emplea la separación real "Sa", pudiéndose calcular luego la Separación Efectiva "Se" por una de las siguientes fórmulas:

$$Se = Sa \pm Z_A \pm Z_B \quad (4-4)$$

$$Se = S \pm W_A \pm W_B \quad (4-5)$$

donde

S_e = Separación efectiva in.

S_a = Separación real, in.

$$Z_A = \frac{D_A}{5.12 K_A} \quad (4-6)$$

$$Z_B = \frac{D_B}{5.12 K_B} \quad (4-7)$$

D_A, D_B = Dia. interior de la copa, medido en un plano radial que pase por "Ac" o "Bc".

K_A, K_B = Relaciones entre la carga radial y la axial.

W_A, W_B = Distancia desde la cara posterior del cono hasta el "centro efectivo". Se encuentra en la sección II del catálogo "The TIMKEN Engineering Journal".

CALCULO DE RODAMIENTOS

Tanto los engranajes como los ejes se han diseñado para una duración aproximada de 10000 horas, distribuidas según tabla 2-10. Con el mismo criterio se determinan los rodamientos.

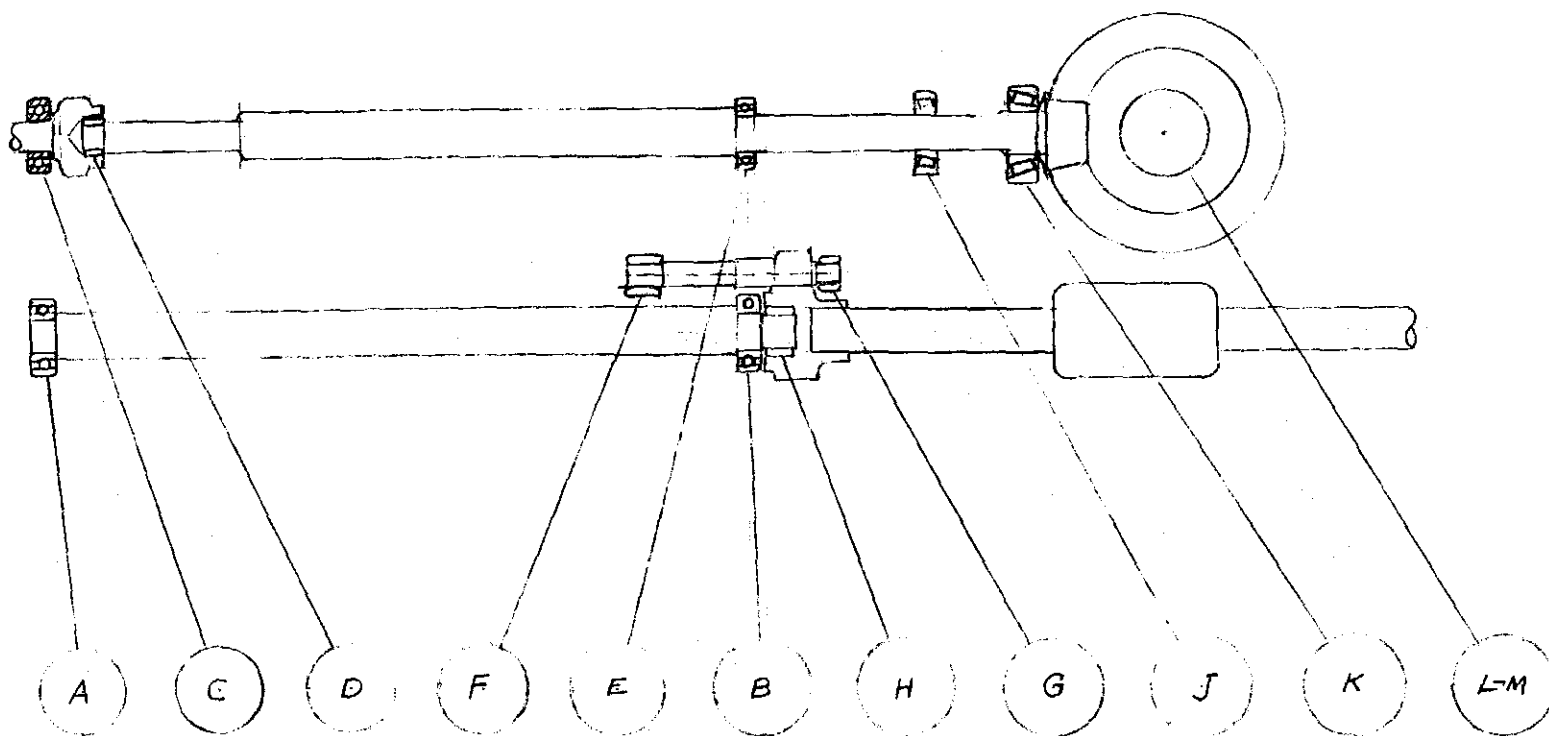
Rodamientos de bolas: Caja y eje del freno.

Cálculo del rodamiento A

$N_m = 730$ rpm.

Velocidad	1a.	2a.	3a.	Reverso	P.T.O
i/100	.064	.543	.294	.032	.128
Pi (kg)	187	141.5	173.5	168.3	173

Fig. 4-3 DESIGNACION DE LOS RODAMIENTOS



RESULTADOS :

Rodamiento	Fr (Kg)	SF	LF	Lf(Horas)
A: 6206	159	.356	3.42	20000
B: 6306	255.5	.356	3.18	16000
C: 6208	198	.254	2.93	12500
E: 6007	163	.386	3.0	13500

La selección se basa en catálogo F A G No.41000S

Rodamientos de agujas: Caja y PTO.

Capacidad de carga:

$$BDC \text{ requerido} = Pi \times SF \times LF \times HF$$

en donde: B D C = Capacidad de carga calculada

Pi = Carga dinámica aplicada

SF = Factor de velocidad

LF = Factor de vida deseada

HF = Factor de dureza superficial de la pista interior

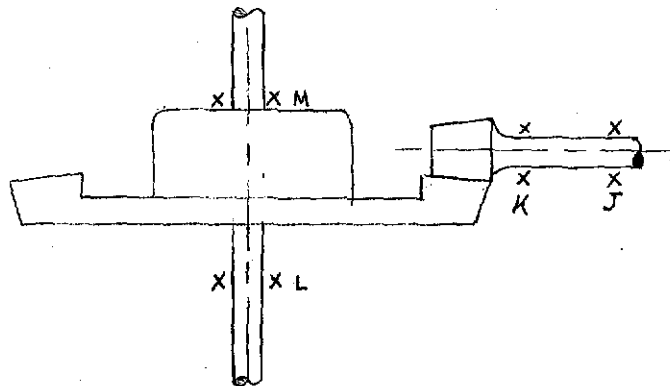
RESULTADOS:

Rodamiento	Fr	SF	LF	BDC	BDC Básico	Lf (hrs.)	Rista Interior
D: B2012	512	3.1	2.47	3920	4170	10 ⁴	IR-1612
F: B2016	732	2.53	2.47	4570	5540	10 ⁴	IR-1616
G: B2012	652	2.53	2.47	4100	4170	10 ⁴	IR-1612
H: B1816	1015	1.47	2.47	3700	5250	10 ⁴	IR-1516

La selección se basa en catálogo TORRINGTON BEARING Co.
567.

Rodamientos de rodillos cónicos:

Diferencial:



Condiciones dadas:

Tipo de vehículo : Tractor
Peso del vehículo: 2800 lb.
Diámetro de la rueda: 42"
Reducción: 37/7 x 49/10

Diametros requeridos:

Posiciones J = 1.25"
K = 1.375"
L = 2.0"
M = 2.0"

Datos del piñón y la corona:

Ancho corona: 1.25"
 ψ : (ángulo de la espiral de la corona) = 30° R.H.
 γ_G : (ángulo pitch o del cono primitivo) = 80.5°
 ϕ : (ángulo de presión) = 20°
 D_p^G : (diámetro pitch de la corona) = 10.5625"

Ancho del piñón : 1.25"

Ψ : (ángulo de la espiral del piñón) = 30° L.H.

γ_p : (ángulo pitch o del cono primitivo) = 9.5°

ϕ : (ángulo de presión) = 20°

D_p^p : (diámetro pitch del piñón "speed") = 2.0"

ANALISIS:

$$n_m = .06 \times 316 + .51 \times 532 + .22 \times 812 + .06 \times 1949 + .03 \times 331$$

$$= 596 \text{ RPM.}$$

$$SF_p \text{ (Factor de velocidad)} = .95$$

$$\text{Velocidad de la corona: } = \frac{595 \times 7}{37} = 112.6 \text{ RPM.}$$

$$AF_p \text{ (Factor de aplicación - piñón)} = 1.0$$

$$AF_p^G \text{ (Factor de aplicación - corona)} = 1.65$$

$$T_E \text{ (Esfuerzo tractor)} = 700 \text{ lb.}$$

$$D_M^G \text{ (Diámetro pitch medio de la corona)} = D_p^G - (F^G \text{ Sen } \gamma_G)$$

$$= 10.5625 - 1.25 \times .9863 = 9.0825"$$

$$D_M^p \text{ (Diámetro pitch medio del piñón)} = \frac{D_M^G \times 7}{37}$$

$$= 1.722"$$

Radio medio de la corona: 4.5412"

Radio medio del piñón: .861".

TF : (Fuerza tangencial en piñón y corona)

$$TF = \frac{T_E \times D_M(\text{LANTAS}) \times 49}{10 \times D_M^G} = \frac{600 \times 10 \times 42}{4.9 \times 9.0825} = 566 \text{ lb.}$$

TF_c : Fuerza tangencial al desacelerar (Coast force)

$$TF_c = 70 \% TF = 566 \times .7 = 396 \text{ lb.}$$

T_{TF}^G : (Carga axial en la corona)

$$T_{TF}^G = \frac{TF}{\cos \Psi} (\tan \phi \times \text{Sen } \gamma_G - \text{Sen } \Psi \text{ Cos } \gamma_G)$$

$$T_{TF}^G = \frac{566}{.866} (.364 \times .986 - .5 \times .165) = 181 \text{ lb.}$$

S_{TF}^G (Fuerza radial en la corona):

$$S_{TF}^G = \frac{TF}{\cos \psi} (\tan \phi \cos \gamma_G + \text{Sen } \psi \text{ Sen } \gamma_G)$$

$$S_{TF}^G = \frac{566}{.866} (.364 \times .165 + .5 \times .986) = 362 \text{ lb.}$$

S_{TFc}^P (Fuerza radial, al desacelerar, en el piñón)

$$S_{TFc}^P = \frac{TFc}{\cos \psi} (\tan \phi \cos \gamma_P + \text{Sen } \psi \text{ Sen } \gamma_P)$$

$$= \frac{362}{.866} (.364 \times .986 + .5 \times .165) = 185 \text{ lb.}$$

T_{TFP}^P (Fuerza axial en el piñón al desacelerar)

$$T_{TFc}^P = \frac{TFc}{\cos \psi} (\tan \phi \text{ Sen } \gamma_P - \text{Sen } \psi \cos \gamma_P)$$

$$= \frac{362}{.866} (.364 \times .165 - .5 \times .986) = -177 \text{ lb.}$$

T_{TF}^P (Empuje axial en el piñón)

$$T_{TF}^P = \frac{TF}{\cos \psi} (\tan \phi \text{ Sen } \gamma_P + \text{Sen } \psi \cos \gamma_P)$$

$$= \frac{566}{.866} (.364 \times .165 + .5 \times .986) = 362 \text{ lb.}$$

S_{TF}^P (Fuerza radial en el piñón)

$$S_{TF}^P = \frac{TF}{\cos \psi} (\tan \phi \cos \gamma_P - \text{Sen } \psi \text{ Sen } \gamma_P)$$

$$= \frac{566}{.866} (.364 \times .986 - .5 \times .165) = 181 \text{ lb.}$$

SELECCION DE LOS RODAMIENTOS:

Posición	Cono	Copa	BRR	K
Diferencial L (RH)	18790	18721	1810	1.44
Diferencial M (LH)	18790	18721	1810	1.44
Piñón J delantero	02476	02421	2040	1.40
Piñón K trasero	2878	2820	2410	1.59

CARGAS RADIALES EN LOS RODAMIENTOS:

Basadas en el método de la separación efectiva "effective spread" y tomando momentos:

$$R_M = \sqrt{\left(\frac{566 \times 1.865}{6.73}\right)^2 + \left(\frac{362 \times 1.865}{6.73} - \frac{181 \times 9.0825}{6.73}\right)^2} = 213 \text{ lb.}$$

De un modo semejante se obtiene:

$$\begin{aligned} R &= 559 \text{ lb.} & R &= 129 \text{ lb.} \\ R &= 108.5 \text{ lb.} & R &= 591 \text{ lb.} \\ R &= 501 \text{ lb.} \end{aligned}$$

Cargas radiales equivalentes - Para series diferentes:

$$\frac{.47 R_J}{K_J} < \left(\frac{.47 R_K}{K_K} + T_J \right); \quad \frac{.47 \times 129}{1.4} < \left(\frac{.47 \times 591}{1.59} + 181 \right)$$

A) cumplir esta condición se emplea:

$$R E_J = .53 R_{cJ} + K_J \left(\frac{.47 R_{cK}}{K_K} + T_{cJ} \right)$$

$$.53 \times 108.5 + 1.4 \left(\frac{.47 \times 591}{1.59} + 177 \right) = 507.5 \text{ lb.}$$

$$RRR_J = \frac{R E_J \times A_T}{S F} = \frac{507.5 \times 1}{.95} = 534 \text{ lb.}$$

$$LF_J = \frac{BRR_J \times SF}{RE_J \times AF} = \frac{2040 \times 95}{507.5 \times 1} = 3.82 \quad (LF \rightarrow \infty)$$

RESULTADOS

Posición	Cono	Copa	RE	RRR	BRR	LF(hrs)	%
L	18790	18721	657	718	1810	65.000	39.7
M	18790	18721	213	233	1810	∞	12.9
J	0 2476	0 2421	507.5	534	2040	∞	26.2
K	2878	2820	958	1010	2410	62.500	41.9

SELECCION DE RODAMIENTOS - EJE DE SALIDA

Rodamiento Posiciones	Cono	Copa	RRR(lb)	BRR(lb)	L _f (hrs)
0	390	394 -AS	3380	3370	8300
P	387 - S	382 -A	2510	3000	14500

La selección se basa en catálogo de la Compañía THE TIMKEN CO.

C A P I T U L O V

FUNDICION DE LA CARCAZA

En la practica, el mínimo espesor de la sección, en la cual cualquier clase de fundición gris puede vaciarse, probablemente depende más de la rata de enfriamiento que de la fluidez del material. Por ejemplo, aunque una placa de 12" x 12" x $\frac{1}{4}$ " puede vaciarse tanto en fundición de la clase 25 (esfuerzo de tensión - 25000 psi.) como de la clase 50, este último no producirá fundición gris, debido a que la rata de enfriamiento sería tan rápida que se formarían carburos masivos. La rata de enfriamiento puede disminuirse por medio del aumento de la cantidad de material (mass effect.)

También la geometría de la pieza tiene gran influencia en la selección del material. Se ha encontrado, que con el debido ajuste del contenido de silicio y el uso de grafitizantes (llamados inoculantes) se puede disminuir la sección sin que se presenten carburos masivos.

El efecto de masa asociado con el aumento del espesor de la sección o disminución de la rata de enfriamiento es mucho más pronunciado en la fundición gris que en el acero fundido. El efecto de masa en el acero fundido da como resultado un aumento del tamaño del grano en las secciones más grandes. Esto también se presenta en la fundición gris, pero los efectos más importantes son el tamaño del grafito, su distribución y la cantidad de carbón que se presente en forma combinada.

Para cualquier composición de la fundición, la rata de enfriamiento, desde la temperatura de solidificación, determina la razón de carbono combinado a carbono grafitico, lo cual controla la dureza y la resistencia de la fundición. Por esta razón el efecto del tamaño de la sección en la fundición, es considerablemente

mayor que en la mayoría de los metales ferrosos homogéneos donde la rata de enfriamiento no afecta la forma del contenido de carbón a escala macroscópica.

Algunas reglas generales de diseño que ayudarán a asegurar mejor calidad a bajo costo, son:

- 1) Conservar las formas lo más simples, evitar en lo posible proyecciones.
- 2) Conservar el mínimo peso y las dimensiones tan pequeñas como sea posible.
- 3) Buscar secciones delgadas, lo suficiente que permitan un correcto vaciado. Las nervaduras pueden ayudar a aumentar la resistencia con un mínimo de peso.
- 4) Es deseable la uniformidad en las secciones. Si varían, la transición debe ser gradual, para evitar la concentración de esfuerzos.
- 5) Evitar cortes, que incrementan el número de moldes y el costo de operación.
- 6) Se deben evitar aristas vivas interior y exteriormente, usando bordes redondeados.
- 7) El modelo debe ser de tal forma que permita el flujo de la fundición y permita retirarlo sin distorsión del molde.
- 8) Se deberá especificar el uso adecuado de corazones o núcleos con el fin de ahorrar material.
- 9) Se deben diseñar los corazones de tal forma que se puedan retirar fácilmente y su construcción sea sencilla.
- 10) Para agujeros pequeños no se deben emplear corazones, pues se rompen fácilmente.
- 11) En sitios donde la fundición va a ser maquinada, se debe aumentar su espesor.
- 12) La parte a maquinar debe ser fácilmente accesible.

El material recomendado para carcazas de cajas de velocidades es:

Fundición ASTM A - 159 - 55 clase 121 ó SAE - 121

Mínima resistencia a la tensión 40000 psi, dureza 202 - 255

BHN, y composición: % TC = 3.1 - 3.3
 % Si = 1.8 - 2.1
 % P = 0.12
 % S = 0.15
 % Mn = 0.60 - 0.90

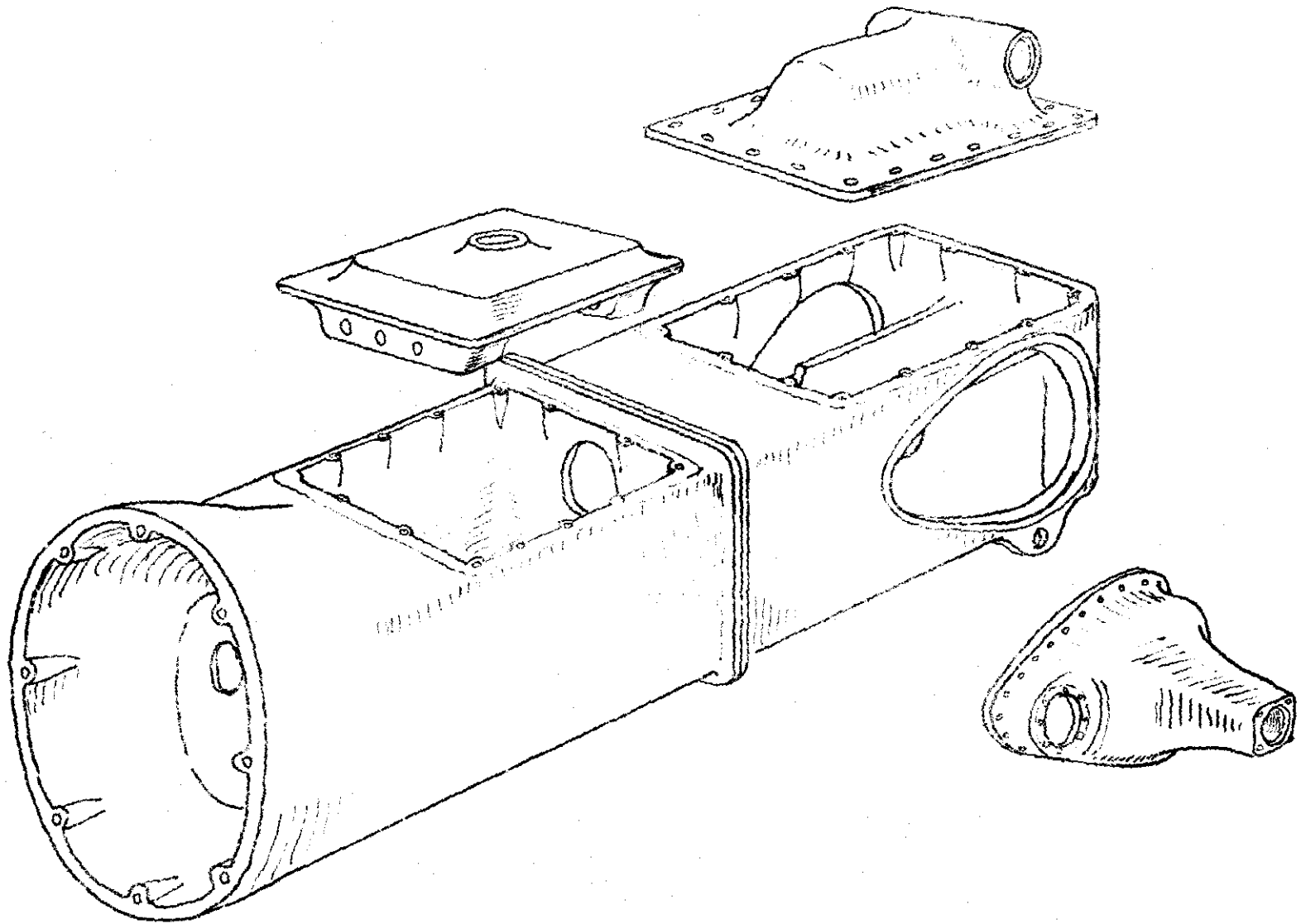


Fig 5-1

C A P I T U L O V I

LUBRICACION

ARREGLOS PARA LA LUBRICACION.-

Casi de manera invariable, la lubricación de la transmisión en los tractores se realiza por el método de salpicado. La única excepción en la mayoría de los casos consiste en que los rodamientos que soportan el eje final de la rueda, es decir los que van en los candeleros, no alcanzan a ser lubricados por este sistema, y deben lubricarse separadamente por un baño de aceite propio o por grasa. Se acostumbra frecuentemente lubricar la caja de velocidades, el diferencial y la reducción final con el mismo aceite en una carcaza compuesta. Normalmente, sin embargo, la reducción final se lubrica independientemente, lo mismo que la piñonería de la toma de fuerza o P.T.O. La carcaza se deberá subdividir en compartimentos separados de acuerdo con el diseño de las varias partes. El aceite de lubricación de la caja de velocidades y el diferencial se emplea como medio operacional en el sistema hidráulico de levante.

En cada sección o compartimento de la carcaza el engranaje más bajo o el más grande se sumerge en el aceite para que transporte la cantidad requerida a las superficies de trabajo, incluyendo las pistas de las bolas o rodillos de los rodamientos en los ejes. Los rodamientos y los engranajes se encuentran casi todos fuera del baño de aceite, y para asegurar su correcta lubricación, es importante mantener el nivel de éste en su altura correcta. Este nivel no debe aumentarse, pues puede ser causa de recalentamientos y pérdidas excesivas de potencia.

CONDICIONES DE OPERACION Y REQUERIMIENTOS DEL ACEITE

La transmisión de un tractor debe soportar cargas mucho más pesadas que las de un automóvil, y la utilización de todos los ejes

de la caja es mucho mayor, puesto que en el automóvil la mayoría de la operación se realiza en directa. Al irse aumentando el torque, las fuerzas entre un par de dientes que engranan se multiplican también. En varios puntos del tren, el torque tomado del motor y multiplicado por la caja puede transmitirse en su totalidad por un solo par de dientes.

Así como sucede con el aceite del motor, aunque a baja rata, el aceite de la transmisión sufre un deterioro progresivo por oxidación y por contaminación. Las condiciones de contaminación son severas por la exposición del aceite al aire durante largos períodos de tiempo, calor y catalización metálica. Se deben emplear entonces aceites de buena estabilidad. Generalmente no se tiene una idea correcta de la temperatura de servicio de un aceite en la transmisión las cuales alcanzan valores de 280°F y más dentro de la película que lubrica las superficies de dos dientes en contacto. La contaminación de aceite de la transmisión se sucede en menor escala que en el motor, puesto que en éste se emplean cojinetes de aceite y bujes de varios tipos, mientras que en la transmisión se emplean como norma general rodamientos. Muchas de las partículas en suspensión en el aceite son abrasivas (polvo, metal y óxidos con sustancias silíceas que logran introducirse en la carcasa).

Para una lubricación efectiva de los engranajes es necesario que la película sea capaz de soportar grandes presiones, como las presentes entre las superficies de dos dientes en contacto. De igual manera que en los rodamientos, el mantener esta película es de vital importancia y en este empeño juega papel preponderante los efectos hidrodinámicos de la viscosidad. Bajo grandes cargas y a bajas revoluciones, la lubricación entre un par de dientes que engranan tiende a volverse del tipo comúnmente designado como "Lubricación de límites" (Boundary Lubrication) en la cual la película de aceite es extremadamente delgada y debe su existencia a fuerzas físicas o químicas, o a una combinación de las dos. La experiencia demuestra

que en este caso los aceites con un grado de viscosidad mayor pueden soportar cargas mayores, situación atribuible a su mayor tamaño molecular, y por lo menos en algún grado, a la acción hidrodinámica que pueda tener lugar.

Los aceites minerales de gran viscosidad son los más recomendados para las transmisiones de los tractores. En casos severos, sin embargo las películas proporcionadas por estos aceites no son suficientes para prevenir el contacto entre superficies metal-metal, y es entonces cuando se deben usar aceites con aditivos, que deberán ser del tipo activo y que comúnmente se conocen como "aceites E.P." (Extreme Pressure).

Una última consideración de mucha importancia práctica, consiste en la capacidad del aceite de separarse del aire sin formar demasiada espuma, lo cual puede perjudicar la correcta lubricación del sistema.

GRADOS DE VISCOSIDAD.- En el Standard de la AGMA "Lubrication of Enclosed and Open Gearing" (AGMA 250.01) se clasifican los lubricantes así:

Tabla 6-1

No. AGMA	Viscosidades a 100°F.	SUV Segundo a 210°F
1	180 - 240	
2	280 - 360	
3	490 - 700	
4	700 - 1000	
5		80 - 105
6		105 - 125
7		125 - 150
8		150 - 190
9		350 - 550
10		900 - 1200

Como los aceites del motor, los aceites empleados en las transmisiones se clasifican de acuerdo a las denominaciones SAE o SUV (Society of Automotive Engineering) o (Saybolt Universal Viscosimeter).

Lubricantes recomendados por la AGMA
Tabla 6-2

TIPO DE UNIDAD	Temperatura ambiente - °F.	
	15 a 60° F. usese AGMA No.	60 a 125° F. AGMA No.
Ejes paralelos: Reduc. simple		
Hasta 8 in.	2	3
De 8 a 20 in.	2	4
Más de 20 in.	3	4
Ejes paralelos (Doble reduc.)		
Hasta 8 in.	2	3
De 8 a 20 in.	3	4
Más de 20 in.	3	4
Ejes paralelos (Triple Reduc.)		
Hasta 8 in.	2	3
De 8 a 20 in.	3	4
Más de 20 in.	4	5

DISTRIBUCION DEL ACEITE.- En sitios en donde el aceite lanzado por los mismos engranajes, u otro elemento empleado para tal fin como estrellas de nylon, anillos, etc, no es suficiente para proporcionar una lubricación segura, se acostumbra a construir en la misma fundición tazas o recipientes que lo recojan y lo distribuyan de manera conveniente por medio de taladros o conductos en la carcasa. Se emplean también aletas orientadas que permitan una conducción más fácil desde la pared hasta las diferentes tazas. De manera -

similar, el aceite que desciende de los engranajes superiores después de haberlos lubricado se recoge y se conduce a los rodamientos y superficies que requieren lubricación.

NIVEL DEL ACEITE.- La determinación del nivel correcto no puede realizarse de manera exacta sino con los engranajes funcionando. La diferencia entre el nivel estacionario y el de funcionamiento puede llegar a ser de un 25%.

La profundidad a la cual se debe sumergir un engranaje dentro del baño de aceite depende inversamente de la velocidad periférica del mismo para un tamaño dado. En el caso de engranajes a bajas revoluciones en donde el salpicado producido es muy pequeño, se puede llegar a requerir inmersiones de varias pulgadas, para asegurar que se transportará la debida cantidad de aceite hasta el punto de contacto de los dientes; en este caso, las variaciones apreciables en el nivel de aceite son de pequeña importancia. El caso contrario ocurre con los engranajes que operan a altas revoluciones.

Para engranajes rectos o helicoidales, la profundidad correcta de inmersión no deberá nunca sobrepasar en tres veces la altura total del diente, pero en cambio puede llegar a ser varias veces menor, dependiendo de las velocidades. Los engranajes con velocidades medias requieren inmersiones de dos a tres veces la altura del diente cuando su tamaño es mayor. Como regla general, la profundidad recomendada para la lubricación se encuentra entre $\frac{1}{2}$ a 2 in.

En el diseño de la carcaza para cualquier tipo de engranajes se deberá tener en cuenta no solo los efectos dinámicos de la rotación de los engranajes dentro del baño de aceite, sino también la distorsión del nivel. Se deberán evitar estrechamientos que causen una agitación violenta de aceite, empleando anchos pasajes que disminuyan la acción de bombeo creada en los dientes de los engranajes

En la Fig.6 -1 se muestra la disposición típica para la lubricación del eje trasero de la transmisión de un tractor de ruedas.

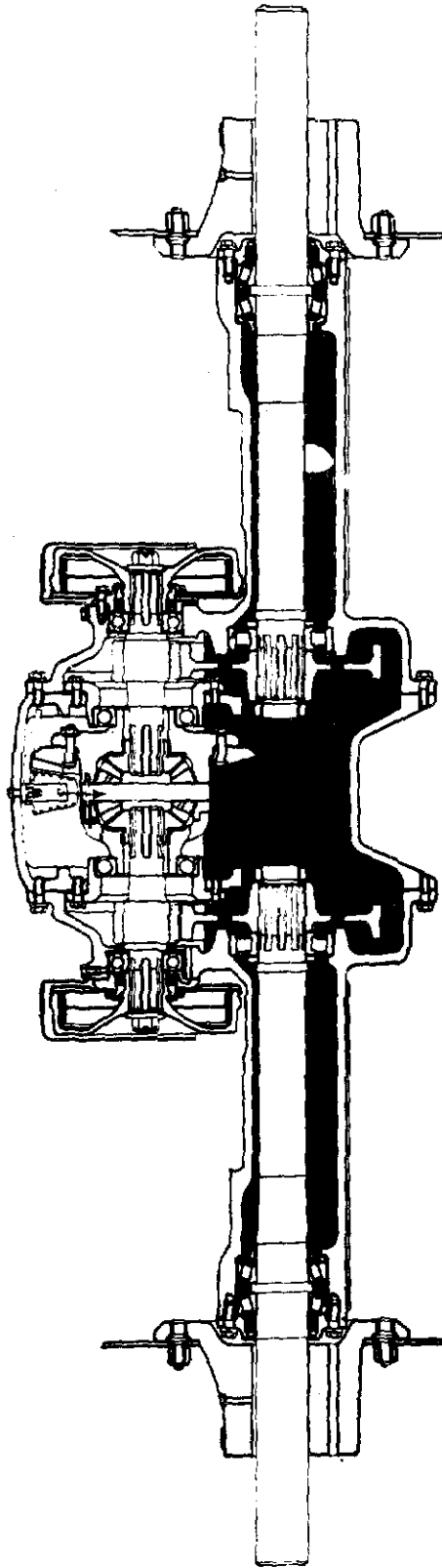


Fig. 6-1

DETERIORO DEL DENTADO DE UN ENGRANAJE

Aunque no todas las fallas que se pueden presentar en los dientes de los engranajes se deben a una mala lubricación, ésta tiene un papel importante, razón por la cual incluimos esta sección en el capítulo de lubricación.

FORMAS DE FALLA.- Los engranajes pueden fallar en varias formas, pero en general, el factor principal de éstas es la carga que transmiten, y sobre esta base se clasifican en:

- a) Abrasión o desgaste superficial
- b) "Scoring" o destrucción total de la superficie por fallas de lubricación.
- c) "Pitting" o fatiga de la superficie
- d) Deformación plástica y rotura al impacto.

Cada uno de los anteriores tipos de falla tiende a ser predominante en cierta área del diagrama Carga-velocidad que se muestra en la Fig. 6-2

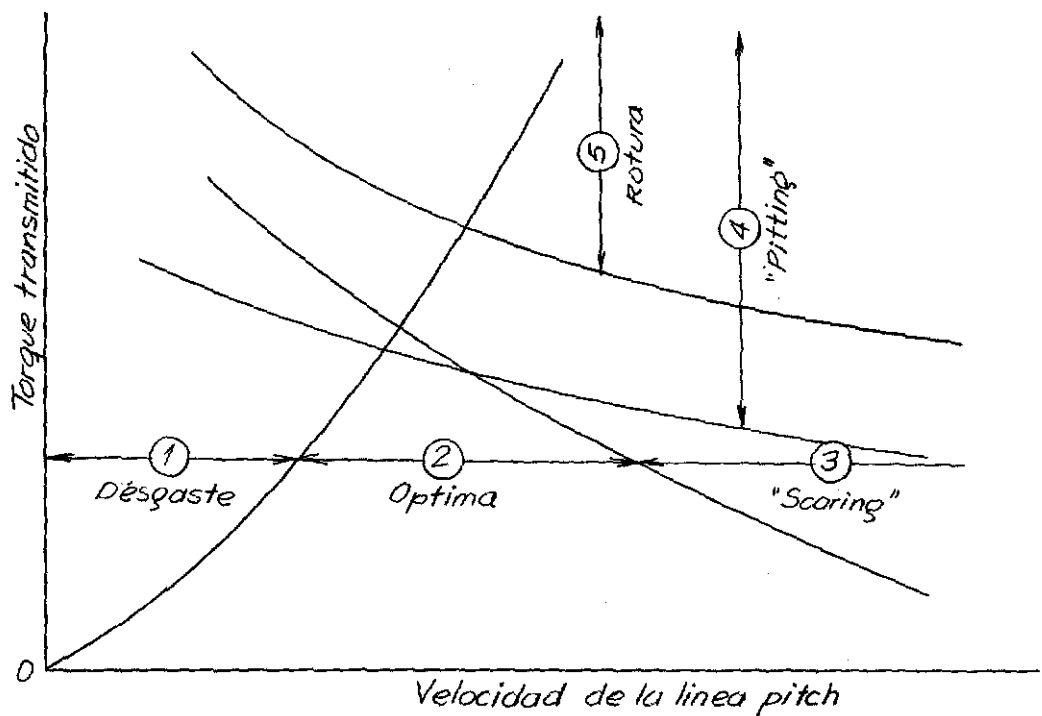


Fig. 6-2

El área total se divide en cinco diferentes secciones, cada una de las cuales se encuentra limitada por una línea de falla.

En la región 1 se muestra la condición de un engranaje que gira despacio, por lo cual no alcanza a desarrollar una película hidrodinámica de aceite. El desgaste es rápido si se mide en términos de material removido por millón de contactos de los dientes. Como la velocidad es pequeña, el desgaste es lento desde el punto de vista de material removido/hora. El tamaño de esta sección se puede reducir en la mayoría de los casos simplemente mediante el uso de aceites más delgados o con aditivos que permitan que éste permanezca más tiempo adherido a la superficie del diente.

La condición ideal del funcionamiento se consigue en la parte inferior de la sección 2, en la cual la velocidad de operación desarrolla una película hidrodinámica satisfactoria.

En la región 3 se presentan las fallas rápidamente. La velocidad es alta para producir la película hidrodinámica, pero ésta se rompe rápidamente produciendo altas temperaturas que favorecen la producción de "Scoring" o soldaduras.

La región 4 posee las condiciones que favorecen la presencia del "Pitting", y puesto que éste es eminentemente un fenómeno de fatiga superficial de los materiales, la región tiende a aumentar su tamaño con el tiempo. También se incrementa en condiciones de trabajo con lubricación pobre.

La región 5 es en la cual sucede la rotura de los dientes. El tamaño de ésta se incrementa también con el tiempo, pues la rotura es una falla de fatiga.

Las áreas que se muestran varían con la clase de engranajes que se estén empleando.

ABRASION.- Esta condición representa un desgaste continuado de las superficie a una rata comparativamente rápida. La abrasión es mucho

más rápida que el desgaste normal el cual disminuye con el uso, pero es más lenta que el "Scoring", el cual puede causar la destrucción de los dientes en cuestión de horas. La superficie del diente sometido a abrasión es suave aunque posee un acabado mate característico debido a las finas rayaduras que se producen en el sentido de deslizamiento.

La causa principal de la abrasión es la contaminación del aceite con partículas metálicas desprendidas de los dientes, o partículas de carácter silíceo como el polvo, etc. Estas partículas al quedar aprisionadas entre dos superficies, rompen la película de aceite produciendo abrasión. Si una de las superficies es más blanda, y las partículas son duras, se incrustarán en ella y rayarán todas las demás superficies con que entren en contacto.

La solución a este problema se consigue limpiando el baño de aceite, y tomando las precauciones necesarias para evitar la entrada y acumulación de partículas abrasivas en el aceite. (Empaques, sellos, etc.).

Alternativamente, una lubricación pobre o una sobrecarga pueden ser causas de abrasión aunque en un grado no tan severo como para producir "Scoring". En este caso la medida a tomar será emplear un aceite más grueso y con mayor viscosidad.

SCORING.- El "Scoring" resulta del contacto entre dos superficies ásperas en condiciones de interrupción de la película de aceite, y se caracteriza por la gran generación de calor en los puntos de contacto. En este fenómeno se encuentran presentes grandes velocidades de deslizamiento o una combinación de estas y cargas altas. La película de aceite entre los dientes es independiente tanto de la carga como de los deslizamientos, pero su espesor se afecta enormemente con las temperaturas que puedan desarrollarse.

El Scoring consiste esencialmente en un efecto de soldadura entre dos discontinuidades microscópicas de las superficies de los

dientes y en donde la película de aceite es muy delgada y no existe.

Cuando se presenta el Scoring, generalmente comienza en la punta y en la raíz del diente que son los sitios en donde las condiciones de carga y deslizamiento son peores, y se dirige hacia la línea de pitch dejando allí una porción del diente muchas veces sin afectar, puesto que está sobrecargada y sometida al efecto de "Pitting".

A una velocidad periférica dada, la tendencia al "Scoring" varía con el tamaño de los dientes; los engranajes con un número grande de dientes pequeños tienen una tendencia menor a ser afectados que los engranajes con pocos dientes pero grandes. Esto se debe a la limitación de la carga que deben transmitir los dientes pequeños y que además, las velocidades de deslizamiento en la raíz y en la punta son menores.

La selección de los materiales, sus microestructuras, sus durezas, así como su acabado superficial determinan la resistencia de los engranajes al "Scoring". Sin embargo, deberá tenerse en cuenta que existe una interacción entre las superficies metálicas y el lubricante. En los engranajes rectos y helicoidales se ha notado que un contenido de níquel o una combinación cromo-níquel en los materiales empleados reducen la resistencia al "Scoring", pero en cambio si se tratan térmicamente para obtener un endurecimiento superficial (Carburización o Nitruración), estos mismos aleantes ayudan a desarrollar una resistencia al "Scoring".

Cualquier daño en la superficie de los dientes tiende a incrementar los esfuerzos locales llevando al final la condición de "Scoring". Las discontinuidades producidas por el "Pitting" tienen a romper la película de aceite, aumentando notablemente la temperatura de operación, lo que a su vez agrava el problema.

El mecanismo de rotura de la película de aceite varía ampliamente en los diferentes lubricantes, dependiendo de su estabilidad o disociación a altas temperaturas. En lubricantes con base mineral

la resistencia al "Scoring" depende del grado de viscosidad y de los aditivos que contenga.

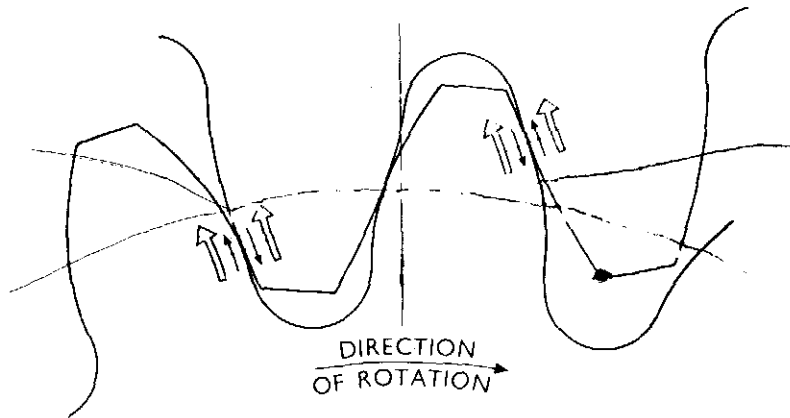
PITTING.- Se denomina así el fenómeno en el cual se desarrollan pequeños cráteres en la superficie de trabajo, como resultado de una fragmentación local del material.

El problema del "Pitting" en los engranajes es un proceso intrincado que se ha estudiado a fondo en los últimos tiempos. Las áreas afectadas por este fenómeno se han observado al microscopio revelando una asombrosa cantidad de diminutos cráteres que se van agrandando paulatinamente hasta alcanzar proporciones que producen la rotura del diente. Por esta razón se le denomina más frecuentemente como "Pitting progresivo". El picado inicial frecuentemente comienza en las cercanías de la línea pitch, lo cual es atribuible en gran parte a los grandes esfuerzos causados por la presencia de pequeñas discontinuidades y errores en el perfil del diente. Después de un determinado tiempo de funcionamiento, estas asperezas desaparecen y los esfuerzos en la superficie se vuelven más uniformes contrarrestando el "Pitting".

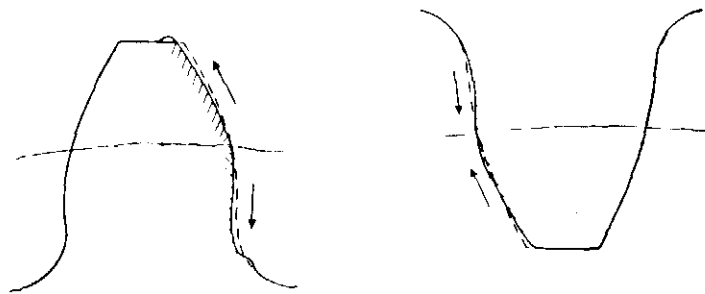
Indudablemente el caso más grave se presenta con el "Pitting progresivo". Desafortunadamente, en sus etapas iniciales es imposible determinar si es del tipo progresivo o se puede contrarrestar como se anotó anteriormente. El tipo progresivo se encuentra más frecuentemente localizado en el dedendum del diente, extendiéndose hacia la línea de pitch y concentrándose allí.

Se ha establecido que el fenómeno consiste en la fatiga de la superficie debida a esfuerzos aplicados alternativamente y creados en el contacto con deslizamiento. Las microgrietas en el material y las dislocaciones de los cristales de la micro-estructura, ayudan al proceso.

Los dientes muestran comúnmente grietas en la superficie que penetran dentro del metal en una dirección inclinada con respecto



DIRECTION OF SWEEP →
 DIRECTION OF SLIDING →



DRIVER TOOTH

FOLLOWER TOOTH

DIRECTION OF SURFACE DISPLACEMENT →

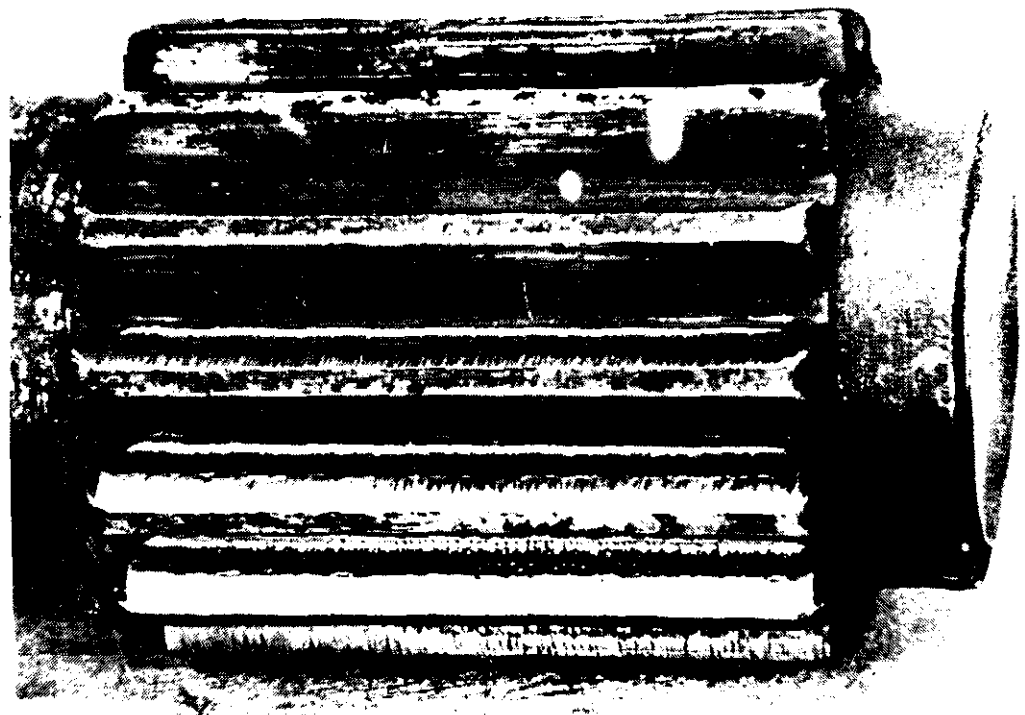


Fig. 6-3

a la cara del diente. El metal tiende a ser desplazado por fricción en la dirección en la cual el diente compañero desliza sobre la superficie; el conductor hacia la raíz y las puntas, y el conducido hacia la línea pitch. (Fig. 6-3) De una manera más precisa, las grietas superficiales tienden a formarse en líneas paralelas a la distorsión de los granos en un ángulo que varía de 5 a 20° con la superficie del diente.

Cuando el "Pitting" es progresivo, alcanza una cierta etapa en la cual el metal entre dos crateres consecutivos se debilita y eventualmente llega a romperse. Este efecto conocido como "astillado", toma diferentes formas de acuerdo con la escala y curso del "Pitting".

En donde las grietas formadas en la superficie penetran profundamente en el material, se tiene la tendencia a la formación de crateres grandes localizados en bandas estrechas del diente; la falla del metal aumenta el fenómeno llegando a producirse el descascamiento del diente.

En general, el desgaste por abrasión se asocia a la aspereza de la superficie afectada, dando como resultado un desgaste comparativamente suave que puede estar libre de crateres notorios llegando inclusive a dificultar la identificación del "Pitting progresivo".

Frecuentemente las condiciones que favorecen el "Pitting" favorecen también el desgaste excesivo. Es así como suavizando el efecto de las rugosidades en la superficie por medio de un aditivo en el aceite, pueden disminuirse los efectos de los sobre-esfuerzos debido al contacto de asperezas y por consiguiente retardar el "Pitting".

FRACTURA POR FATIGA.- Los dientes de los engranajes se pueden romper por fatiga a la flexión, al impacto, o a la sobre-carga, y generalmente es el resultado de una extensión progresiva de las grietas

tas que se inician en la raíz.

Cuando uno de los dientes se rompe en funcionamiento, el compañero salta bruscamente el espacio, rompiéndose y rompiendo el siguiente.

Frecuentemente es evidente la presencia de un aumentador de esfuerzos tal como una inclusión o una cavidad en la línea de fatiga. En otros casos se debe atribuir la falla a la extensión progresiva de grietas superficiales o sub-superficiales.

La corrosión puede llegar a colaborar en la falla, tal como se ha podido comprobar al observar depósitos de óxido en las superficies rotas. La mejor prevención será emplear un aceite con alta resistencia a la corrosión y mantener los engranajes en atmósferas secas.

DEFORMACIONES PLASTICAS - FRACTURA POR IMPACTO.- La sobrecarga creada en los dientes puede deberse a la aplicación de un torque muy grande, a choques transmitidos, vibraciones torsionales, desbalanceamientos dinámicos, desalineaciones en los ejes, distorsiones en la carcaza, deflecciones excesivas en los ejes, y desgaste de los rodamientos. Tiene como resultado una deformación plástica de los dientes, que a su turno produce más sobrecarga y acelera el deterioro de los engranajes.

La fractura se presentará en el sitio en donde el metal es más débil en relación a la carga que soporta; dado que el diente se comporta esencialmente como una viga en cantilíver, la falla se presenta en la raíz. Algunas veces, sin embargo, el pitting - progresivo en la línea pitch o en el dedendum puede iniciar la fractura en esos puntos. Los dientes con endurecimiento superficial poco profundo, quedan con el núcleo débil y son propensos a romperse cerca de la línea pitch. Cuando el diente se rompe en los extremos, generalmente se debe a desalineamientos o a golpes recibidos antes o después del ensamblaje.

BIBLIOGRAFIA

1. The Shell International Petroleum Company: "The Lubrication of Industrial Gears", 1964.
2. The Shell International Petroleum Company: "Know Your Tractor", A Shell Guide, 1955.
3. American Gear Manufacturers Association: "Rating the Strength of Spur Gear Teeth", AGMA 220.02 January 1964.
4. American Gear Manufacturers Association: "Surface Durability (Pitting) of Spur Gear Teeth" AGMA 210.02 January, 1965.
5. American Gear Manufacturers Association: "Recommended Procedure for Carburized Industrial Gearing", AGMA 246.01 January 1965.
6. American Gear Manufacturers Association: "Information Sheet for Data Gears Accuracy Specifications" AGMA 237.01, January 1964.
7. American Gear Manufacturers Association: "Gear Cutting Tools Multiple Thread Coarse Pitch Hobs", AGMA 123.01, January 1956.
8. American Gear Manufacturers Association: "Specification for General Industrial Gear Materials" AGMA 241.02, January 1965.
9. American Society of Agricultural Engineers: "Agricultural Engineers Yearbook", 1962.
10. Virgil Morning Faires: "Design of Machine Elements", Fourth Edition, 1965, Collier Macmillan.
11. Joseph Edward Shigley: "El Proyecto en la Ingeniería Mecánica" 1965, McGraw Hill.
12. Joseph Edward Shigley: "Theory of Machines", 1961, McGraw Hill.
13. Erik Oberg, F.D. Jones: "Manual de la Técnica Mecánica", Vol. 1 y 2 , 1962, Editorial Labor.

14. American Society For Metals: "Metals Handbook" ASM Vol.1 (Properties and Selection) Eight Edition, 1969.
15. American Society For Metals: "Metals Handbook" ASM Vol.2 (Heat Treatments, Cleaning and Finishing) Eight Edition 1969.
16. American Society For Metals: "Metals Handbook" ASM Vol.3 (Machining) Eight Edition 1969.
17. Darle W. Dudley: " Practical Gear Design" 1954, McGraw Hill.
18. Streneo y Consorti: "Dibujo Técnico Mecánico" 1965.
19. R. Heine & P. Rosenthal: "Principles of Metal Casting" 1965 McGraw Hill.
20. The Timken Roller Bearing Co.: "The Timken Engineering Journal" Section 1, 1965.
21. FAG Kugelfischer Georg Schäfer Co.: "Catalogo 41000 S" 1968.
22. The Torrington Company: "Catalogue 5670", 1967.
23. Siderurgica del Pácfico S.A.: "Catálogo de Aceros Especiales SIDELPA", 1968.

ENP/.-