

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA

INCORPORADA A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA DE INGENIERIA

17² Ejemplar



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

**"DISEÑO DE UN MECANISMO DE TRIPLE REDUCCION
DE VELOCIDAD, CON UNA POTENCIA DE ENTRADA DE
10 H.P. A 1750 R.P.M. Y DOBLE SALIDA CON
RELACIONES DE 25:1 Y 175:1 RESPECTIVAMENTE".**

TESIS PROFESIONAL

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

P R E S E N T A

GUSTAVO GUDIÑO CORONADO

GUADALAJARA, JALISCO. 1988



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

CONTENIDO

1.	INTRODUCCION A LOS REDUCTORES DE VELOCIDAD	3
2.	NOCIONES ELEMENTALES PARA EL CALCULO DE ENGRANAJES	5
2.1	Datos básicos de engranes	5
2.2	Terminología de los engranes cilíndricos	8
2.3	Relaciones fundamentales de los engranajes rectos y helicoidales	11
2.4	Interferencia en pares de engranes rectos y helicoidales	12
2.5	Calculo de los engranes	14
2.6	Engranes cónicos	31
2.7	Eficiencia de los engranes	36
2.8	Procedimiento para el diseño de engranajes	37
2.9	Formulario	38
3.	EXPLICACION GENERAL DEL MECANISMO REDUCTOR	41
3.1	Distribución del mecanismo	42
3.2	Selección de la mejor distribución del mecanismo de triple reducción	48
4.	CALCULO DE LA PRIMERA REDUCCION	51
4.1	Calculo de los engranes	51
4.2	Diseño de elementos de los engranes	63
4.3	Eje de transmisión	67
5.	CALCULO DE LA SEGUNDA REDUCCION	75
5.1	Calculo de los engranes	75
5.2	Diseño de elementos de los engranes	86
5.3	Diseño del eje de transmisión	88

6.	CALCULO DE LA TERCERA REDUCCION	96
6.1	Calculo de los engranes	96
6.2	Diseño de elementos de los engranes	107
6.3	Diseño de los ejes de transmisión	109
7.	CALCULO DEL EMBRAGUE PARA LA TERCERA REDUCCION	121
7.1	Tipos de embragues	121
7.2	Selección del tipo de embrague	123
7.3	Calculo del embrague	124
8.	CALCULO DE RODAMIENTOS	131
8.1	Componentes y especificaciones	132
8.2	Tipos de cojinetes	132
8.3	Duración o vida de los cojinetes	137
8.4	Cargas en los cojinetes de contacto rodante	139
8.5	Selección del tipo de cojinete	150
8.6	Selección del tipo de los cojinetes para el eje a	150
8.7	Selección del tipo de los cojinetes para el eje b	156
8.8	Selección del tipo de los cojinetes para el eje c	160
8.9	Selección del tipo de los cojinetes para el eje d	162
8.10	Selección del tipo de los cojinetes para el eje e	165
8.11	Datos técnicos de los cojinetes para el reductor	170
9.	CALCULO DE LA CARCAZA	171
9.1	Armaduras	171
	CONCLUSIONES	176
	BIBLIOGRAFIA	179
	PROGRAMA	180

INTRODUCCION

El diseño mecánico es el diseño de objetos y sistemas de naturaleza mecánica: piezas, estructuras, mecanismos, máquinas y dispositivos e instrumentos diversos. En su mayor parte, el diseño mecánico hace uso de las matemáticas, las ciencias de los materiales y las ciencias mecánicas aplicadas a la ingeniería .

El enfoque utilizado en el presente trabajo se basa precisamente en el diseño mecánico aplicado a un mecanismo de triple reducción de velocidad con una potencia de entrada de 10 HP a 1750 rpm y doble salida con relaciones de 25:1 y 175:1 respectivamente siendo paralelamente opuestas entre sí y perpendiculares a la entrada .

El diseño del mecanismo reductor se ha dividido en nueve capítulos iniciando con las características principales de los reductores y las nociones elementales para el cálculo de los engranes. En el capítulo dos se describen detalladamente los tipos de engranes que existen, los parámetros y dimensiones principales, así como las cargas y requisitos que deben cumplir para un buen diseño de los engranes .

En el capítulo tres se analizan las características que debe cumplir el mecanismo reductor en base a las condiciones de trabajo. Se proponen diferentes distribuciones de los engranes (como la posición, tipo, etc) y se escoge la que más se adapte a los requisitos deseados.

En los capítulos siguientes se calculan los pares de engranes correspondientes a cada una de las reducciones, así como los elementos que los componen (como el cubo y las cuffias) y los ejes de transmisión. En el capítulo cuatro se ha descrito la forma para calcular las cuffias, cubos y ejes de transmisión.

El mecanismo reductor cuenta con un dispositivo mecánico (embregue) entre la segunda y tercera reducción con el fin de eliminar la transmisión de potencia hacia la segunda sali-

da en caso necesario, el cual se analiza y calcula en el capítulo siete.

Los ejes de transmisión serán soportados por cojinetes de rodamientos, los cuales se analizan y seleccionan de acuerdo a las fuerzas actuantes. En el capítulo ocho se describe ampliamente las características y requisitos que deben cumplir los cojinetes para su óptimo rendimiento.

Finalmente, en el capítulo nueve se calculan los apoyos y se diseña el marco que soporta a los elementos del mecanismo reductor.

En la actualidad existe cierta dificultad para conseguir herramientas en el sistema métrico decimal, en cambio, es más común el ver elementos de máquinas y herramientas en el sistema inglés, de tal forma, que se ha decidido adoptar este último sistema para calcular los elementos del mecanismo de triple reducción.

Para obtener la mejor distribución del mecanismo reductor, así como en el cálculo de los engranes, nos hemos auxiliado con un par de programas en lenguaje BASIC para computadora COMMODORE 64. Ambos programas (engranes cilíndricos y engranes cónicos) se basan en el procedimiento para el cálculo de engranes descrito en el capítulo dos. Al final de este trabajo se incluyen ambos programas.

INTRODUCCION A LOS
REDUCTORES DE VELOCIDAD

" Armado con su maquinaria, el hombre puede bucear, volar y ver los átomos como un mosquito ", dijo Ralph Waldo Emerson. Hoy tenemos máquinas que pueden hacer mucho más. No obstante, las partes móviles de todo ingenio mecánico pueden reducirse - todavía a las cinco " máquinas simples " conocidas de los antiguos griegos : la palanca, la rueda y el eje, la polea, el plano inclinado y la cuña y el tornillo . Los griegos también habían aprendido que una máquina funciona porque un "esfuerzo" que se ejerce en una "distancia esfuerzo", se aumenta a través de la "ventaja mecánica" para superar una resistencia sobre una "distancia resistencia". Todo ello se resume en la fórmula " ventaja mecánica = resistencia - esfuerzo " .

Después de descubrir las ventajas que produce la palanca al mover un gran peso con un pequeño esfuerzo, los antiguos se dieron cuenta de que el peso y esfuerzo en una palanca eran ca naces de describir un círculo alrededor de su apoyo (fulcro) . Cuando inventaron una palanca que podía dar vuelta a los 360 grados del círculo, idearon la segunda de las cinco máquinas básicas : la rueda y el eje . Lo mismo que en una palanca, la cantidad de fuerza está en razón de dos longitudes : la del radio del eje y la del radio de la rueda. Y lo mismo que las palancas pueden ser movidas por otras palancas, asimismo la ventaja mecánica de la rueda y el eje se puede aumentar utilizando una serie de ruedas engranadas de diferentes tamaños .

Hacia 1776 fué cuando James Watt desarrolló la máquina de vapor la cual consumía menos cantidad de carbón produciendo la misma cantidad de trabajo que la máquina de Newcomen. Lo único que faltaba para hacer del vapor el más poderoso propulsor primario conocido era un dispositivo para convertir el movimiento reciproco de arriba abajo en la viga balancín de la máquina de vapor, en un movimiento de rotación. Uno de los obreros de Watt le ganó la mano patentando la solución lógica : una manivela y volante con una biela. Los recursos mecánicos de Watt dieron pronto con otra alternativa, el " engranaje de sol y planeta " .

En ese entonces, los mecanismos empleando engranes se habían venido desarrollando intensamente para transmitir potencia de la máquina motriz hacia la máquina impulsada. Posteriormente se aprovechó otra ventaja muy grande de los engranajes : aumentar o disminuir la velocidad de rotación dependiendo de las características de la carga impulsada. A dichos mecanismos se les llamó reductores o multiplicadores de velocidad dependiendo si se disminuye o aumenta la velocidad de rotación .

Los reductores o multiplicadores de velocidad constan de los siguientes elementos :

- a) ENGRANES. Transmiten el movimiento de un árbol a otro siendo constante la relación entre las velocidades angulares de los dos árboles conectados.
- b) ARBOLES O EJES. Elemento cilíndrico de sección circular sobre el que se montan los engranes.
- c) RODAMIENTOS. Elementos que soportan la carga de empuje y radial generada por los engranes y evitan una fuerza de fricción exagerada entre el eje y el apoyo.

Existe una gran variedad de reductores dependiendo del tipo de engranaje a utilizar. Los diferentes tipos de engranes se analizarán en el capítulo siguiente.

NOCIONES ELEMENTALES PARA EL CALCULO DE ENGRANAJES

2.1 DATOS BASICOS DE ENGRANES

Los engranes son el producto de una combinación geométrica encausada mecánicamente a conducir un movimiento angular - constante, es decir, un movimiento sin deslizamiento. Se utilizan comunmente para transmitir fuerza de una flecha que gira a otra. Las ventajas que ofrecen sobre la transmisión de fuerza por fricción o bandas, son:

- a) Una relación de velocidad exacta.
- b) Una fuerza mucho menor para mantener los engranes en una posición cuando se está transmitiendo la fuerza.
- c) Menor presión en los puntos de apoyo.
- d) Menor desgaste en las superficies de los cojinetes.
- e) Mayor eficiencia.

Los engranes se agrupan de acuerdo con las formas de dientes, arreglo de los ejes, paso y calidad.

CLASIFICACION DE LOS ENGRANES DE ACUERDO A LA FORMA DE DIENTES

- | | |
|------------------|--|
| a) RECTOS. | Forma del diente que pueden tomar tanto engranes cilíndricos como cónicos. |
| b) HELICOIDALES. | Dientes para engranes cilíndricos. |
| c) ZEROL. | Dientes para engranes cónicos. |
| d) ESPIRALES. | Dientes para engranes cónicos. |
| e) HIPOIDALES. | Dientes para engranes cónicos. |
| f) GUSANO. | Dientes utilizados en mecanismos de tornillo sinfín - corona. |

CLASIFICACION DE LOS ENGRANES DE ACUERDO A LA POSICION RELATIVA DE LOS EJES DE REVOLUCION

- a) Ejes paralelos.
- b) Ejes que se intersectan.
- c) Ejes que no se intersectan ni son paralelos.

CLASIFICACION DE LOS ENGRANES DE ACUERDO AL PASO

- a) Paso grueso. Engranes con un paso diametral menor a 20
- b) Paso fino. Engranes con un paso diametral mayor o igual a 20.

CLASIFICACION DE LOS ENGRANES DE ACUERDO A SU CALIDAD

- a) Comercial.
- b) De precisión.
- c) De ultraprecisión.

De acuerdo a ésta clasificación, existen distintos tipos de engranes los cuales son:

- a) **COMUN O DE ESPUELA.** Se emplean para transmitir movimiento de rotación entre ejes paralelos; su contorno es de forma cilíndrica circular y sus dientes son paralelos al eje de rotación.
- b) **HELICOIDALES.** La forma del diente helicoidal puede imaginarse como formada por un número infinito de engranes rectos laminares escalonados, que dan por resultado la forma de hélice cilíndrica y curvada. Trabaja con menor ruido que el común pero el empuje final producido cuando está transmitiendo la potencia es menor.
- c) **EN ANGULO.** Llamado también engrane de espina de pescado por la forma que tiene. El empuje producido en un lado es balanceado por otro empuje igual y opuesto ocasionado por la acción del otro lado. Se pueden considerar como dos engranes helicoidales de dimensiones semejantes, uno teniendo una hélice derecha y otro una hélice izquierda. Ver figura 2-1.

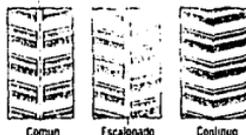


FIG. 2-1. Engranajes de espina de pescado.

- d) **CONICOS RECTOS.** Tienen un ápice en común. Los elementos del diente son líneas rectas. Se usan para conectar dos ejes que hacen intersección a cualquier relación dada de velocidades.
- e) **CONICOS ESPIRALES.** A diferencia de los engranes cónicos rectos, éstos tienen los dientes inclinados al eje y curvos. Debido a que los dientes curvos de espiral producen adicional acción en superposición, el engrane trabaja con más suavidad, hay menos ruido y más alta capacidad de carga.
- f) **CONICOS ZEROL.** Esencialmente equivalente en funcionamiento al engrane cónico recto. Se produce con el mismo equipo usado para los engranes cónicos de espiral.
- g) **CONICOS HIPOIDALES.** Semejantes en apariencia a los engranes cónicos espirales, con la diferencia de tener sus ejes desplazados.

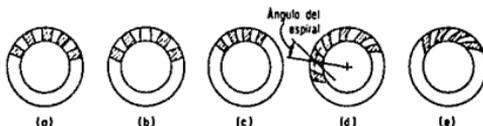


FIG. 2-2. TIPOS DE ENGRANAJES CONICOS: a) rectos. b) rectos tipo Coniflex. c) zerol. d) espiral. e) hipoidales.

- h) **TORNILLO SINFIN.** Compuesto por un sinfín y una rueda - serpentina o corona. El sinfín tiene un gran ángulo en la hélice de tal manera que cada diente se extiende a una gran distancia alrededor de la circunferencia. Es utilizado para obtener grandes reducciones de velocidad entre ejes que no hacen intersección y que hacen un ángulo de 90 grados con respecto al otro. Ver figura 2-3.
- i) **HELICOIDALES DE EJES QUE SE CRUZAN.** Llamados también -

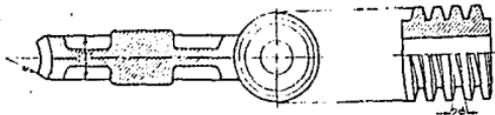


FIG. 2-3. MECANISMO DE TORNILLO SIN FIN - CORONA.

engranes de espiral o de tornillo. Son un tipo de engranes de envolvente usados para conectar árboles no paralelos, y no hacen intersección. El contacto es característico y hay mucho más deslizamiento que con los engranajes helicoidales de ejes paralelos, lo cual limita la capacidad de carga. Con respecto a un engrane helicoidal de ejes paralelos, es igual en forma y especificación.

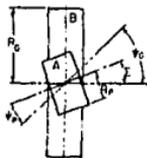


FIG. 2-4

Puede conectarse en cualquier ángulo de eje, aunque el de 90 grados es el que prevalece. Ver figura 2-4.

2.2 TERMINOLOGIA DE LOS ENGRANES CILINDRICOS.

DIAMETRO PRIMITIVO (DIAMETRO DE PASO). Es el diámetro del cilindro que es la superficie primitiva de un engrane, la cual gira conjuntamente con otra sin resbalamientos.

CIRCUNFERENCIA DE BASE. Circunferencia a partir de la cual se genera la envolvente del perfil de los dientes.

ADDENDUM O ADENDO. Es la distancia desde la circunferencia de paso o circunferencia primitiva, hasta el extremo exterior del diente medido radialmente. Es decir, es la altura de la cabeza del diente.

DEDENDUM O DEDENDO. Es la distancia radial desde el círculo de paso hasta la circunferencia de fondo del diente.

PASO CIRCULAR. Es la distancia medida sobre la circunferencia de paso, entre determinado punto de un diente y el punto correspondiente en un diente inmediato.

- PASO DIAMETRAL.** Es la razón del número de dientes al diámetro de paso. Se emplea cuando se consideran unidades inglesas y es dado en dientes por pulgada (dte./pulg.).
- JUEGO DE FONDO O CLARO.** Espacio muerto que libran las puntas de los dientes de un engrane entre los huecos correspondientes de otro engrane, es decir, la holgura entre la punta de un diente y la circunferencia de fondo medida sobre la línea de centros.
- JUEGO LATERAL O BACHLASH.** Es la distancia mínima entre el lado no motriz de un diente y el lado opuesto del diente en el engrane adjunto medido sobre el círculo de paso. Este juego ocurre invariablemente a causa de las necesarias tolerancias de fabricación en el espesor del diente y en la distancia entre centros, más la necesidad del juego para ayudar a la lubricación y a la expansión térmica. Puede introducirse el juego apropiado mediante un adelgazamiento especificado de dientes o un ligero aumento en la distancia entre centros.
- ALTURA TOTAL.** Es la suma del addendum mas el dedendum.
- ALTURA ACTIVA.** Es la altura total menos el juego de fondo.
- CARA DEL DIENTE.** Es la superficie de un diente entre el círculo de paso y el círculo formado a la altura de la cabeza del diente.
- ESPESOR DE LA CARA.** Ancho del engrane medido sobre la superficie de paso en un plano conteniendo el eje de rotación.
- FLANCO DEL DIENTE.** Es la superficie de un diente entre el círculo de paso y la circunferencia de fondo.
- FILETE O RADIO DE ENTALLE.** Superficie curva que une el flanco de un diente con la superficie inferior.
- GENERATRIZ.** Llamada también línea de presión o línea de acción e indica la dirección en que actúa la fuerza resultante entre los engranes.
- ANGULO DE PRESION.** Es el ángulo que se forma entre el perfil del diente y una línea radial que se intersecta con la circunferencia de paso. El ángulo de presión suele tener un valor de 20 ó 25 grados.
- La nomenclatura de los engranes cilindricos rectos se indican en la figura 2-5.

De acuerdo a lo anterior, las proporciones del diente están establecidas por el addendum, el dedendum, la profundidad de trabajo (altura activa), el juego, el espesor circular del diente y el ángulo de presión. Además el ancho de cara (b) del engrane establece el espesor del engrane medio, paralelo al eje del engrane.

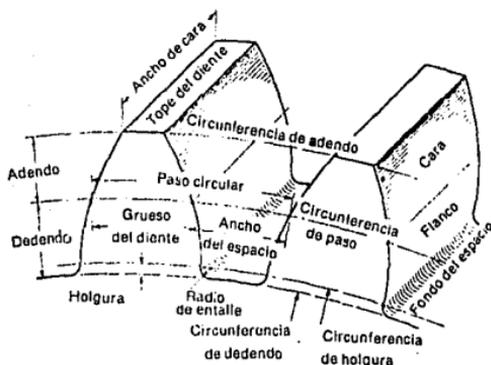


FIG. 2-5. NOMENCLATURA DE LOS ENGRANES CILINDRICOS RECTOS.

Para los dientes de envolvente, las proporciones se han normalizado de acuerdo con ANSI (American National Standards Institute) y AGMA (American Gear Manufacturers Association.) dentro de un número limitado de sistemas que usan una cremallera básica para la especificación. Véase la figura 2-6 y tabla 2-1.

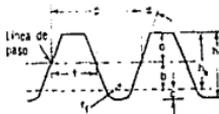


FIG. 2-6. CREMALLERA BASICA DE LOS SISTEMAS DE ENGRANAJE DE ENVOLVENTE. a = addendum, b = dedendum, c = claro, h_k = profundidad de trabajo, h_t = profundidad total, p = paso circular, r_f = radio de filete, ϕ = ángulo de presión.

TABLA 2-1. SISTEMAS DE DIENTES AGMA Y ANSI ESTANDARES PARA ENGRANES CILINDRICOS RECTOS. (PARA ENGRANES CILINDRICOS HELICOIDALES, UTILIZARLAS CON EL PASO DIAMETRAL NORMAL)

Concepto	Paso burdo* (hasta 20 P) altura completa	Paso fino (20 P o mayor) altura completa	
Angulo de presión ϕ	20°	25°	20°
Adendo a	$\frac{1.000}{P}$	$\frac{1.000}{P}$	$\frac{1.000}{P}$
Dedendo b	$\frac{1.250}{P}$	$\frac{1.250}{P}$	$\frac{1.200}{P} + 0.002 p/\mu$
Altura de trabajo h_a	$\frac{2.000}{P}$	$\frac{2.000}{P}$	$\frac{2.000}{P}$
Altura total h_t (mín)	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.200}{P} + 0.002 p/\mu$
Grueso del diente (circular) t	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{1.5708}{P}$
Radio de entalle en la cremallera básica r_f	$\frac{0.300}{P}$	$\frac{0.300}{P}$	No estandarizado
Holgura básica c (mín.)	$\frac{0.250}{P}$	$\frac{0.250}{P}$	$\frac{0.200}{P} + 0.002 p/\mu$
Holgura (dientes cepillados o esmerilados) c	$\frac{0.350}{P}$	$\frac{0.350}{P}$	$\frac{0.3500}{P} + 0.002 p/\mu$
Número mínimo de dientes del piñón	18	12	18
Número mínimo de dientes por par	36	24	
Ancho mínimo del tope de diente t_b	$\frac{0.25}{P}$	$\frac{0.25}{P}$	No estandarizado

* Pero sin incluir a 20 P.

2.3 RELACIONES FUNDAMENTALES DE LOS ENGRANAJES RECTOS Y HELICOIDALES.

RELACION DE ENGRANAJE. Llamada también relación de endentamiento (m_g). Es la relación entre el número de dientes en un par endentado, expresado como un número mayor que 1; $m_g = N_G/N_P$, en donde el piñón es el miembro que tiene el menor número de dientes. La relación de velocidad de los engranajes es inversamente proporcional a su número de dientes. Solo para los engranajes rectos normales y helicoidales de ejes paralelos, la relación del diámetro de paso es igual que la relación de engranajes e inversamente proporcional a la relación de velocidades.

RELACION DE CONTACTO. Expresa el número promedio de pares de dientes teóricamente en contacto y se obtiene numericamente dividiendo la longitud de la línea de acción por el paso de base. La relación de contacto la calculamos con:

$$m_p = \left(\sqrt{D_o^2 - D_b^2} + \sqrt{d_o^2 - d_b^2} - 2 C \operatorname{sen} \phi \right) / (2 \pi p_c \cos \phi) \quad (\text{Ec. 2-1})$$

donde:

- m_p = Relación de contacto.
- p_c = Paso circular. $p_c = \pi / P_d$
- C = Distancia entre centros. $C = (N_p + N_g) / P_d$, en plg.
- ϕ = Angulo de presión.
- $D_o(d_o)$ = Diámetro exterior del engrane (piñón)
 $D_o = (N_g + 2) / P_d$, $d_o = (N_p + 2) / P_d$ ambos en plg.
- $D_b(d_b)$ = Diámetro de base del engrane (piñón)
 $D_b = D \cos \phi$, $d_b = d \cos \phi$ ambos en plg.

Por lo general los engranes no deben diseñarse con relaciones de contacto menores que 1.20 aproximadamente, por que las inexactitudes en el montaje podrían reducir aún más la relación de contacto, acrecentando la posibilidad de choques entre los dientes, así como elevando el nivel de ruido.

2.4 INTERFERENCIA EN PARES DE ENGRANES RECTOS Y HELICOIDALES

En el análisis que sigue se supone que los dientes están perfectamente formados, son perfectamente lisos y absolutamente rígidos.

Al actuar entre sí para transmitir el movimiento de rotación, los dientes de engranes conectados actúan de modo semejante a las levas. Cuando los perfiles de los dientes se diseñan de modo que produzcan una relación constante de velocidades angulares durante su funcionamiento de contacto, se dice que tienen acción conjugada.

De acuerdo a lo anterior, se dice que dos engranes tienen interferencia cuando las porciones de perfiles de dientes no

conjugados están en contacto y ocurre cuando los puntos - de tangencia de los dos engranes sobre la línea de presión se localizan por dentro de los puntos de contacto inicial y final.

En otras palabras - el contacto ocurre por debajo de la -- circunferencia base del engrane conductor en la parte distinta de la envolvente del flanco. Ver figura 2-7.

El efecto real es que la punta o - cara de envolvente del engrane impulsado tiende a penetrar en el flanco - del diente impulsado.

El efecto de interferencia puede eliminarse por medio de los siguientes métodos:

- a) PROCESO DE GENERACION. Consiste en rebajar o desprender la parte interferente del flanco de la herramienta de corte (efecto llamado rebaje). Este método no es conveniente de utilizar, ya que al rebajar el -- diente, éste quedará debilitado notablemente.
- b) AUMENTANDO EL NUMERO DE DIENTES EN LOS ENGRANES. Si se aumenta el número de dientes, aumentará más el diámetro de paso agrandando así los engranes y produciendo efectos tales como un aumento de la velocidad en la línea de paso, pérdida en la transmisión de potencia y ruido en los engranes, por lo cual no es recomendable éste método.

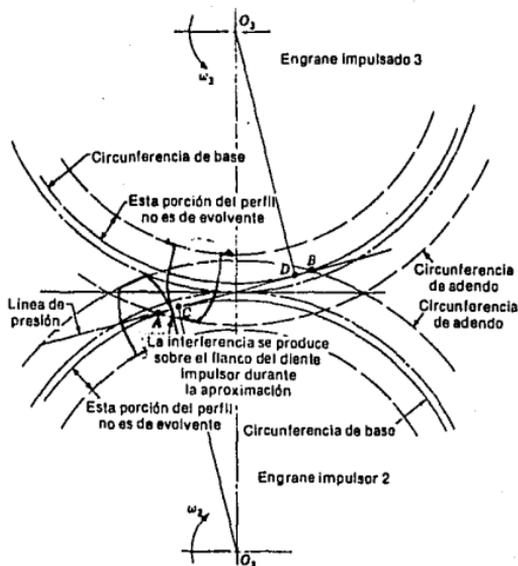


FIG. 2-7. INTERFERENCIA EN LA ACCION ENTRE DIENTES.

- c) AUMENTANDO EL ANGULO DE PRESION. Al incrementar el ángulo de presión, se obtiene una menor circunferencia de base provocando que la mayor parte del perfil de los dientes es de envolvente, por lo cual es el método más aconsejable para la eliminación de la interferencia.

La interferencia se evita si:

$$\frac{D_o}{2} \leq \sqrt{\left(\frac{D_b}{2}\right)^2 + C^2 \sin^2 \phi} \quad (\text{Ec. 2-2})$$

donde:

D_o = Diámetro exterior del engrane:

$$D_o = (N_G + 2) / P_d, \text{ en plg.}$$

D_b = Diámetro de base: $D_b = D \cos \phi$, en plg.

C = Distancia entre centros: $C = (N_p + N_G) / P_d$.

2.5 CALCULO DE LOS ENGRANES.

a) ANTECEDENTES

Una de las consideraciones primordiales que se deben hacer para el diseño de una máquina es que su resistencia tiene que ser suficientemente mayor que el esfuerzo, para asegurar que existan la seguridad y la confiabilidad necesarias.

Es posible que al escoger dos metales, éstos tengan exactamente la misma resistencia y la misma dureza, sin embargo, uno de ellos puede tener mayor capacidad para absorber sobrecarga debido a la propiedad llamada ductilidad, es decir, al aplicarle tensión a un material frágil, sufrirá una pequeña deformación plástica antes de la ruptura, mientras que un material dúctil mostrará una deformación plástica relativamente grande. La ductilidad se mide por el porcentaje de alargamiento del material antes de la ruptura. Usualmente la que se toma como límite entre la ductilidad y la fragilidad es un alargamiento (o elongación) relativo del 5%. Si en un material se produce un porcentaje de alargamiento menor que 5% en la ruptura, se dice entonces que es frágil; en tanto que uno que tenga más de 5% se considerará dúctil.

El porcentaje de alargamiento de un material suele medir-

se utilizando una longitud de medición de 2 pulgadas. Como la elongación no es una medida de la deformación real por unidad a veces se usa otro método para determinar la ductilidad; después de que la probeta ha llegado a la ruptura, se mide el área transversal en la sección de fractura. La ductilidad se expresa entonces mediante el porcentaje de reducción de área transversal.

Cuando hay que seleccionar un material para que resista desgaste, erosión o deformación plástica, generalmente la dureza es la propiedad más importante. Las cuatro medidas de dureza más empleadas son los llamados índices o números Rockwell, Brinell, Vickers y Knoop. La dureza es fácil de medir, ya que el ensayo quede realizarse directamente en el propio elemento de la máquina y la prueba es no destructiva.

b) TIPOS DE FALLA EN LOS MATERIALES

Existen dos tipos de fallas principales en los materiales las cuales son: fallas por fluencia y fallas por fatiga.

FALLAS POR FLUENCIA. Este tipo de fallas ocurre generalmente en materiales dúctiles sometidos a cargas estáticas.

FALLAS POR FATIGA. En elementos rotatorios de máquinas, las fibras componentes están sometidas a esfuerzos de tensión y compresión en cada revolución del elemento, si agregamos a esto una carga axial, habrá una componente axial de esfuerzo que se superpondrá a la componente de flexión. Esto ocasiona un esfuerzo fluctuante y además oscilante entre valores diferentes. Estas y otras clases de cargas que ocurren en elementos de máquinas producen esfuerzos que se llaman repetidos, alternantes o fluctuantes. Al existir una falla debido a una concentración de esfuerzos fluctuantes muy elevada, se dice que la falla ocurrió por fatiga del material.

Las fallas por fatiga comienzan con una pequeña grieta. La grieta inicial es tan diminuta que no se puede percibir a simple vista y aún es bastante difícil localizarla por inspección con rayos X. Una vez que se forma la grieta

ta, el efecto de concentración del esfuerzo se hace mayor y la grieta se extiende más rápidamente. Como el área es forzada disminuye en tamaño, el esfuerzo aumenta en magnitud hasta que, finalmente, el área restante falla de repente. Las fallas por fatiga se caracterizan por dos áreas distintas de falla: debido al desarrollo progresivo de la grieta y por la ruptura repentina.

Para determinar la resistencia a la fatiga de un material es necesario un gran número de pruebas, debido a la naturaleza estadística de la fatiga. De acuerdo a las pruebas realizadas y analizadas minuciosamente se encuentra que, cuando se trata de aceros, el límite de resistencia a la fatiga varía desde, aproximadamente un 40 % a un 60 % de la resistencia última a la tensión, hasta aproximadamente el valor de $S_{ut} = 200 \text{ kips/plg}^2$, y el límite de fatiga es, aparentemente, de unos 100 kips/plg^2 para resistencias a la tensión de 200 kips/plg^2 ó más.

De acuerdo a esto, el límite medio de resistencia a la fatiga de las probetas de viga rotatoria se calcula mediante:

$$\bar{S}_e = 0.5 S_{ut} \quad S_{ut} \leq 200 \text{ kips/plg}^2$$

$$\bar{S}_e = 100 \text{ kips/plg}^2 \quad S_{ut} \leq 200 \text{ kips/plg}^2$$

donde:

\bar{S}_e = límite medio de resistencia a la fatiga para la probeta de viga rotatoria.

S_{ut} = resistencia última a la tensión.

Para el hierro fundido, el límite de fatiga es algo menor que para el acero. Por lo general se emplea la siguiente relación para el hierro fundido:

$$\bar{S}_e = 0.4 S_{ut}$$

c) ANALISIS DE FUERZAS.

Aplicando la notación descrita en la introducción para indicar las fuerzas que actúan sobre los engranes, observamos que la figura 2-8 muestra un piñón (2) montado sobre un eje (a) que gira en el sentido de las manecillas del reloj a n_2 rpm, el cual mueve a otro engrane (3) montado en el eje (b) a n_3 rpm. Las reacciones entre dientes conectados ocurren a lo largo de la línea de presión.

En la figura 2-9 se ha trazado el diagrama para el piñón descomponiendo las fuerzas actuantes en sus componentes tangenciales y radiales.

A la fuerza ejercida por el engrane conducido sobre el engrane conductor en su componente tangencial la notaremos como W_t , es decir $W_t = F_t$.

Esta fuerza tangencial viene siendo la carga transmitida por el engrane conductor y su valor numérico lo obtenemos mediante la ecuación siguiente:

$$W_t = \frac{126 P}{n_2 d} \quad (\text{Ec. 2-3})$$

donde:

- W_t = Carga transmitida, en kips.
- P = Potencia transmitida, en HP
- n_2 = Revoluciones por minuto del piñón (engrane).
- d = Diámetro de paso del piñón (engrane) en plg.

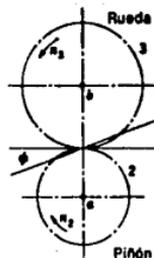


FIG. 2-8. MECANISMO ENGRANE - PIÑÓN.

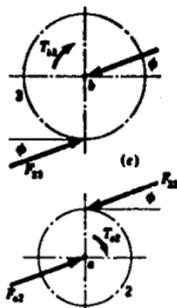


FIG. 2-9. DESCOMPOSICION DE LAS FUERZAS DE UN ENGRANE.

d) ESFUERZOS EN LOS DIENTES.

Al especificar la capacidad de una transmisión por engranes, existen consideraciones, las cuales deben tenerse como importantes factores limitadores del diseño:

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

Para analizar un juego de engranes, con objeto de determinar la confiabilidad correspondiente a una vida especificada o el factor de seguridad contra una falla dada, es necesario conocer el tamaño de los engranes y los materiales de que están fabricados.

La capacidad de un engrane se mide respecto de la resistencia del diente y la durabilidad de la superficie. Ha habido muchos intentos para encontrar fórmulas mediante las cuales pueda calcularse la resistencia de seguridad de viga y de esfuerzo de superficie; la fórmula de Lewis es un viejo método - que todavía es útil en el análisis de la resistencia de viga -

del diente. Se basa en una disposición de diente (ver figura 2-10) - en que se supone que la carga está en la punta. Por la fórmula de Lewis:

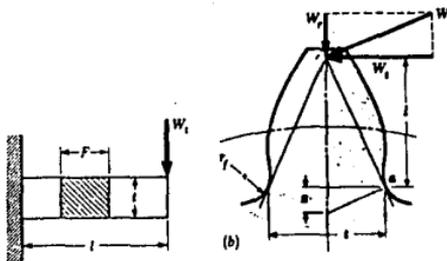


FIG. 2-10. DISPOSICION PARA LA RESISTENCIA DE VIGA.

$$s = \frac{W_t P_d}{K_v b Y}$$

donde;

s = Esfuerzo de diseño

- P_d = Paso diametral.
 W_t = Carga transmitida, en kips.
 b = Ancho de cara, en plg. Para engranes rectos, - el ancho de cara será entre 3 y 5 veces el paso circular. Para engranes helicoidales está limitado a un valor de mas o menos 6 veces el paso circular.
 K_v = Factor de seguridad.
 Y = Factor de forma de Lewis.

El factor de velocidad tiene por objeto tomar en cuenta:

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

Dependiendo del acabado de los dientes, el factor de velocidad recomendado por la AGMA es:

TIPO DE ACABADO	FACTOR DE VELOCIDAD
Mediante herramienta del tipo sinfin o cepilladora.	$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V}}$
Para dientes inexactos - cortados con fresadora .	$K_v = \frac{600}{600 + V}$
Mediante cepillado o rectificado de alta precisión.	$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V}}}$

donde:

V = Velocidad en la línea de paso, en FT/min.

$V = \pi n_g D / 12$. Donde n_g son las revoluciones por minuto del engrane.

Para un diseño dado de diente, el factor de forma de Lewis (Y) es constante con el paso y sólo varía con el número de dientes. Para obtener el valor de Y vease la tabla 2-2.

**TABLA 2-2. VALORES DEL FACTOR DE FORMA DE LEWIS
(Y) PARA DIVERSOS SISTEMAS DE DIENTES.**

Número de dientes	14 $\frac{1}{2}$ compuestos y de esbozo radiales	20 $\frac{1}{2}$ altura completa	Píñones pequeños 20 $\frac{1}{2}$		Eng. ces interiores 20 $\frac{1}{2}$ altura completa	
			altura completa	dientes cortos	Píñon	Rueda
4	—	—	0.320	—	0.322	—
5	—	—	0.301	—	0.322	—
6	—	—	0.282	—	0.322	—
8	—	—	0.264	—	0.324	—
9	—	—	0.264	—	0.324	—
10	—	—	0.264	—	0.324	—
11	—	—	0.264	—	0.326	—
12	0.211	0.245	0.264	0.312	0.326	—
13	0.223	0.261	0.270	0.324	0.326	—
14	0.236	0.277	0.277	0.340	0.330	—
15	0.245	0.290	—	0.350	0.330	—
16	0.254	0.296	—	0.362	0.333	—
17	0.264	0.303	—	0.368	0.342	—
18	0.270	0.309	—	0.378	0.348	—
19	0.277	0.314	—	0.388	0.358	—
20	0.283	0.322	—	0.394	0.364	—
21	0.289	0.328	—	0.400	0.370	—
22	0.292	0.331	—	0.406	0.374	—
24	0.299	0.337	—	0.416	0.381	—
26	0.306	0.342	—	0.425	0.393	—
28	0.314	0.347	—	0.432	0.399	0.691
30	0.318	0.352	—	0.438	0.405	0.678
34	0.327	0.361	—	0.447	0.414	0.659
38	0.333	0.368	—	0.457	0.424	0.643
43	0.340	0.374	—	0.463	0.430	0.628
50	0.346	0.409	—	0.476	0.436	0.612
60	0.353	0.422	—	0.485	0.446	0.596
75	0.361	0.435	—	0.497	0.452	0.581
100	0.367	0.447	—	0.507	0.461	0.565
150	0.374	0.460	—	0.520	0.468	0.549
200	0.383	0.472	—	0.535	0.477	0.533
Crema/Pista	0.390	0.485	—	0.552	—	—

Modificaremos la fórmula de Lewis cambiando el factor de forma (Y) por el factor geométrico (J). Los factores principales que se toman en cuenta dentro del factor geométrico — son: la forma del diente, el punto de aplicación de la carga crítica, la concentración del esfuerzo y el método por el que es compartida la carga por pares de dientes en contacto. La — AGMA define al factor geométrico como:

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

donde K_f es la concentración de esfuerzo y se obtiene por:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

donde:

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

para engranes cilíndricos de dientes rectos y helicoidales de envoltente de 20 grados, $t = \pi/2P_d$, $r_f = 0.3/P_d$, $L = 2/P_d$. Sustituyendo estos valores obtenemos que: $K_t = 1.3298$

q = Sensibilidad a las ranuras. Para engranes de acero con una dureza Brinell mayor a 200 y un radio de ranura de 0.025 pulg. aproximadamente, $q = 0.95$. Ver figura 2-11.

Con los valores obtenidos de K_t y q respectivamente, tenemos para engranes cilíndricos el valor para la concentración de esfuerzos K_f es 1.3133.

Así, para engranes cilíndricos de dientes rectos el factor geométrico es

$$J = \frac{Y}{1.3133}$$

Para engranes helicoidales, el factor de forma Y lo obtenemos de la tabla 2-2 utilizando el número formativo o virtual de dientes del engrane helicoidal si el ángulo de presión es normalizado en el plano normal. Ver capítulo 4.

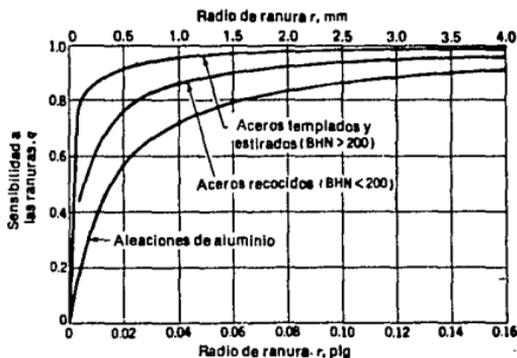


FIG. 2-11. DIAGRAMA DE SENSIBILIDAD A LAS RANURAS.

Es necesario refinar un poco más la fórmula de Lewis, ya que la condición de la peor carga no es en la punta, debido a los múltiples pares de dientes en contacto. Conjuntando esto con las condiciones anteriores, tenemos que:

$$s = \frac{X W_t P_d}{m_p K_v b J} \quad \text{---(Ec. 2-4) }$$

donde:

- s = Esfuerzo calculado (kips/plg²)
- X = 1 para engranes cilíndricos.
- X = $A_o / (A_o - b)$ para engranes cónicos, donde:
 $A_o = D / (2 \text{ sen } \Gamma)$. Ver sección 2.6
- W_t = Carga transmitida (kips)
- P_d = Paso diametral. Para engranes helicoidales, utilizar el paso diametral normal P_{dn} , medido en el plano normal del diente.
- b = Ancho de cara (plg)
- m_p = Relación de contacto.
- K_v = Factor de velocidad.
- J = Factor geométrico.

e) CARGA LIMITE DE FATIGA

Es la carga máxima resistiva con la que puede trabajar nuestro engrane. Se basa en la ecuación de Lewis, sin considerar el factor de velocidad:

$$F_o = \frac{m_p s_o b J}{X P_d} \quad \text{(Ec. 2-5)}$$

donde:

- F_o = Carga límite de fatiga (kips)
- s_o = Esfuerzo permisible (kips)

Los demás símbolos son los mismos utilizados en la ecuación 2-4.

f) CARGA DINAMICA EN EL DIENTE

Las inexactitudes en el perfil del diente y en los espaciamentos, el desalineamiento en el montaje y la deformación del diente producida por la carga causan cambios de velocidad que producen fuerzas dinámicas en los dientes, que son mayores que la fuerza transmitida. Esto requiere que la resistencia de la viga sea lo suficientemente grande para adaptarse a una carga transmitida aumentada, denominada carga dinámica (F_d).

La ecuación dinámica de Buckingham es un intento para conseguir más exactitud, que combina la magnitud de error de perfil, las propiedades elásticas y los datos empíricos. La carga dinámica se calcula por medio de la ecuación:

$$F_d = \frac{0.05V(C_k b \cos^2 \phi + W_t) \cos \phi}{0.05V + \sqrt{C_k b \cos^2 \phi + W_t}} + W_t \quad (\text{Ec. 2-6})$$

Donde ϕ es el ángulo de la hélice en grados para engranes helicoidales. Para engranes cilíndricos de dientes rectos, utilizarla con $\phi = 0$ grados.

La constante C_k depende de la forma del diente, del material utilizado y del grado de exactitud con que se talle el diente. Para dientes de envolvente de profundidad completa con un ángulo de presión de 20 grados, la constante C_k la obtenemos de las ecuaciones especiales de Buckingham:

$$C_k = \frac{0.111 e}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}} \quad (\text{Ec. 2-7})$$

donde:

- C_k = Constante de deformación.
- E_1 = Modulo de elasticidad del engrane (kips/plg²).
- E_2 = Modulo de elasticidad del pinón (kips/plg²).
- e = Error permisible (plg.)

El error permisible va en función de la velocidad en la línea de paso de acuerdo a la tabla 2-3.

TABLA 2-3. ERROR PERMISIBLE EN FUNCION DE LA VELOCIDAD EN LA LINEA DE PASO.

VELO- CIDAD FT/MIN	ERROR PULG.	VELO- CIDAD FT/MIN	ERROR PULG.	VELO- CIDAD FT/MIN	ERROR PULG.
250	0.0037	1750	0.0017	3250	0.0008
500	0.0032	2000	0.0015	3500	0.0007
750	0.0028	2250	0.0013	4000	0.0006
1000	0.0024	2500	0.0012	5000	0.0006
1250	0.0021	2750	0.0010	más	0.0005
1500	0.0019	3000	0.0009		

Con el error máximo permisible y el paso diametral se determina la calidad del engranaje o del piñón de acuerdo a la tabla 2-4.

TABLA 2-4. CALIDAD DEL ENGRANE EN FUNCION DEL PASO DIAMETRAL Y EL ERROR MAXIMO PERMISIBLE.

PASO DIAMETRAL	ERROR MAXIMO PERMISIBLE PARA EL ENGRANAJE DE CALIDAD		
	COMERCIAL	PRECISION	ALTA PRECISION
1	0.0048	0.0024	0.0012
2	0.0040	0.0020	0.0010
3	0.0032	0.0016	0.0008
4	0.0026	0.0013	0.0007
5	0.0022	0.0011	0.0006
6 o más	0.0020	0.0010	0.0005

Para cuestión de diseño, la carga dinámica debe ser menor que la carga límite de fatiga

$$F_d \leq F_o$$

g) CARGAS DE DESGASTE EN EL DIENTE.

Los esfuerzos generados en las capas superficiales de los dientes por la acción aplastante de las fuerzas pueden exceder los límites del material y causar fallas en forma de picaduras, rayadas, desgastes, trabazones y deformación plástica.

Basandose en los esfuerzos de contacto de Hertz, Buckingham formuló las siguientes ecuaciones de durabilidad, modificadas por el factor de la relación de contacto:

$$F_w = R d Q K b m_p \quad (\text{Ec. 2-8})$$

donde:

F_w = Carga de desgaste (kips).

m_p = Relación de contacto.

d = Diámetro de paso del piñón (plg).

b = Ancho de cara (plg).

$R = 1$ para engranes cilíndricos rectos.

$R = 1 / \cos^2 \phi$ para engranes helicoidales.

$R = 0.75 / \cos \phi$ para engranes cónicos, donde ϕ es el ángulo de paso del piñón.

$R = 0.75 / \cos^2 \phi \cos \phi$ para engranes cónicos espirales.

Q = Factor de relación:

$$Q = 2N_g / (N_g + N_p)$$

K = Factor de esfuerzo por fatiga o factor de durabilidad de Buckingham:

$$K = \frac{s_{es}^2 (\sin \phi) (1/E_1 + 1/E_2)}{1.4}$$

donde:

s_{es} = Límite de fatiga de las superficies de los engranes y se obtiene por:

$$s_{es} = 0.4 (NB) - 10 \quad (\text{kips/plg}^2)$$

siendo NB el número de dureza Brinell promedio entre el engrane y el piñón.

E_1 = Módulo de elasticidad del engrane.

E_2 = Módulo de elasticidad del piñón, en kips/plg² al igual que E_1 .

La carga de desgaste F_w es una carga permisible que debe ser mayor que la carga dinámica F_d :

$$F_d \leq F_w$$

En general, en el diseño de un engranaje, el piñón se fabrica y calcula con la mayor cantidad de fuerza que puede transmitirse para igualar el desgaste.

La cantidad de fuerza que puede transmitirse al diente de un engranaje es una función del producto sJ como se expresa en la ecuación de Lewis, ver ecuación 2-4. Para dos engranajes acoplados, el más débil tendrá el menor valor de sJ donde s es el esfuerzo y J es el factor geométrico.

h) RESISTENCIA A LA FLEXION

Una vez obtenido el esfuerzo por medio de la ecuación de Lewis (2-4), se comparará con la resistencia del diente para determinar si existe un factor de seguridad adecuado.

El límite de resistencia a la fatiga S_e , de un elemento de una máquina puede ser considerablemente más pequeño que el límite de resistencia a la fatiga, S_e' , de la probeta para la viga rotatoria. Esta diferencia se puede tomar en cuenta empleando una variedad de factores de modificación, cada uno de los cuales corresponde a un efecto por separado. Si se utiliza este concepto, tenemos que:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f \bar{S}_e' \quad (\text{Ec. 2-9})$$

donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

\bar{S}_e' = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

K_a = Factor de superficie.

K_b = Factor de tamaño.

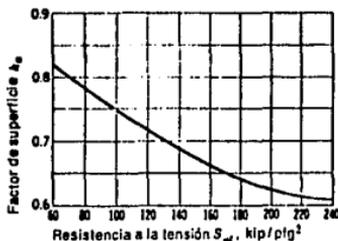
K_c = Factor de confiabilidad.

K_d = Factor de temperatura.

K_0 = Factor de modificación por concentración del esfuerzo.

K_f = Factor de efectos diversos.

FACTOR DE SUPERFICIE: debe corresponder siempre a un acabado a máquina, aun cuando el flanco del diente sea esmerilado o cepillado. La razón es que generalmente no se rectifica el fondo del espacio entre dientes, por los efectos de debilitamiento. En la figura 2-12 se presenta una gráfica de los factores de superficie correspondientes.



FACTOR DE TAMAÑO: El factor de tamaño depende de si el elemento considerado es mayor o menor que la probeta estándar de viga rotatoria ($d=0.3$ in). Para los dientes de engranes, esta transición ocurre a un paso diametral de 5 dte/plg. Por lo tanto, tenemos que:

FIGURA 2-12. Factores de acabado de superficie K_s para dientes de engranes cortados, acepillados y esmerilados.

$$K_b = \begin{cases} 1.00 & P_d > 5 \\ 0.85 & P_d \leq 5 \end{cases}$$

FACTOR DE CONFIABILIDAD: Permite diseñar un elemento mecánico sometido a cargas de fatiga, de manera que tenga una vida deseada con determinada confiabilidad. La tabla 2-5 nos muestra los distintos factores de confiabilidad K_0 .

TABLA 2-5. FACTORES DE CONFIABILIDAD

Confiabilidad	0.50	0.90	0.99	0.999	0.9999
Factor K_0	1.000	0.897	0.814	0.753	0.702

FACTOR DE TEMPERATURA: En el diseño de engranes un factor importante es la temperatura del lubricante o del engrane. En el diseño de elementos mecánicos, el factor de temperatura se obtiene por medio de la relación empírica:

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

en la cual T es la temperatura máxima del lubricante, en grados Fahrenheit. Se recomienda esta relación tanto para engranes cilíndricos rectos como para engranes helicoidales.

FACTOR DE MODIFICACION POR CONCENTRACION DE ESFUERZOS: En el inciso d) se usó el factor de concentración del esfuerzo como factor reductor de la resistencia, adoptando para K_s un valor menor que la unidad. Como se ha usado el factor incrementador del esfuerzo dentro del factor geométrico - en la ecuación de Lewis (ecuación 2-4), $K_s = 1.00$ para engranes de todo tipo.

FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS: Los engranes que giran siempre en el mismo sentido y que no son engranes libres o locos, están sujetos a una fuerza que actúa siempre sobre el mismo lado del diente. De manera que la carga de fatiga se repite pero no se invierte; por lo tanto, se dice que el diente está sujeto a flexión en un solo sentido. Por lo cual, es conveniente utilizar en el diseño de engranes el factor de efectos diversos K_f , para modificar el límite de fatiga en los casos de flexión unidireccional de los dientes de un engrane. Tenemos que

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

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

Para obtener el límite de fatiga de la probeta de viga rotatoria, es necesario conocer el esfuerzo último a la tensión (ver inciso b de la sección 2.5), el cual lo obtenemos de -- la tabla 2-6 para engranes de aceros.

En el caso de engranes de hierro fundido deben usarse los límites de resistencia a la fatiga de la tabla 2-7. Estos valores están totalmente corregidos por acabado de superficie, - aunque no por tamaño, temperatura ni efectos diversos. Probablemente no deban usarse los hierros fundidos de bajos grados si se desea tener alta confiabilidad.

TABLA 2-6. PROPIEDADES MECANICAS DE ACEROS.

NUMERO UNS	PROCESADO	RESISTENCIA A LA FLUENCIA kips/plg ²	RESISTENCIA A LA TENSION kips/plg ²	DUREZA BRINELL HB
G10100	HR	26	47	95
	CD	44	53	105
G10150	HR	27	50	101
	CD	47	56	111
G10180	HR	32	58	116
	CD	54	64	126
G10350	HR	39	72	143
	CD	67	80	163
	Estirado a 800 F	81	110	220
	Estirado a 1000 F	72	103	201
	Estirado a 1200 F	62	91	180
G10400	HR	42	76	149
	CD	71	85	170
	Estirado a 1000 F	86	113	235
G10500	HR	49	90	179
	CD	84	100	197
	Estirado a 600 F	180	220	450
	Estirado a 900 F	130	155	310
	Estirado a 1200 F	80	105	210
G15216	HR (Recocido)	81	100	192
G41300	HR (Recocido)	60	90	183
	CD (Recocido)	87	98	201
	Estirado a 1000 F	133	146	293

TABLA 2-6. PROPIEDADES MECANICAS DE ACEROS (CONT.)

NUMERO UNS	PROCESADO	RESISTENCIA A LA FLUENCIA kips/plg ²	RESISTENCIA A LA TENSION kips/plg ²	DUREZA BRINELL HB
G41400	HR (Recocido)	63	90	187
	CD (Recocido)	90	102	223
	Estirado a 1000 F	131	153	302
G43400	HR (Recocido)	69	101	207
	CD (Recocido)	99	111	223
	Estirado a 600 F	234	260	498
	Estirado a 1000 F	162	182	363
G46200	Núcleo	89	120	248
	Estirado a 800 F	94	130	256
G61500	HR (Recocido)	58	91	183
	Estirado a 1000 F	32	155	302
G87400	HR (Recocido)	64	95	190
	CD (Recocido)	96	107	223
	Estirado a 1000 F	129	152	302
G92550	HR (Recocido)	78	115	223
	Estirado a 1000 F	160	180	352

TABLA 2-7. PROPIEDADES TIPICAS DEL HIERRO FUNDIDO GRIS

NUMERO ASTM	RESISTENCIA A LA TENSION kips/plg ²	LIMITE DE FATIGA kips/plg ²	DUREZA BRINELL HB
20	22	10	156
25	26	11.5	174
30	31	14	201
35	36.5	16	212
40	42.5	18.5	235
50	52.5	21.5	262
60	62.5	24.5	302

k) FACTOR DE SEGURIDAD

El factor de seguridad es un número empleado para evaluar el comportamiento seguro de un elemento. Si el esfuerzo es directamente proporcional a la carga, el factor de seguridad es:

$$n_G = \frac{S_e}{s} \quad (\text{Ec. 2-10})$$

donde:

- n_G = factor de seguridad de los engranes.
- S_e = límite de fatiga del diente del engrane, en kips/plg² obtenido por la ecuación 2-9.
- s = esfuerzo obtenido por la ecuación 2-4.

La AGMA (American Gear Manufacturers Association) utiliza un factor de seguridad ordinario mayor o igual a 2 para las cargas de fatiga, siendo:

$$n = \frac{n_G}{K_o K_m} \quad (\text{Ec. 2-11})$$

donde:

- n = factor de seguridad ordinario.
- K_o = factor de sobrecarga. Los valores recomendados por la AGMA aparecen en la tabla 2-8.
- K_m = factor de distribución de carga. Toma en cuenta la posibilidad de que la fuerza que actúa sobre un diente pueda no estar distribuida uniformemente a todo el ancho de la cara. Para determinar su valor se utiliza la tabla 2-9.

2.6 ENGRANES CONICOS

Los engranes cónicos se usan para conectar dos ejes que hacen intersección a cualquier relación dada de velocidades. Pueden clasificarse de acuerdo con la amplitud de su ángulo de paso:

TABLA 2-8. FACTOR DE CORRECCION POR SOBRECARGA K_0

CARACTERISTICAS DEL IMPULSO DE LA MAQUINA MOTRIZ	CARACTERISTICAS DE LA CARGA IMPULSADA		
	UNIFORME	CHOQUES MODERADOS	CHOQUES FUERTES
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque ligero	1.25	1.50	2.00
Choque moderado	1.50	1.75	2.25

TABLA 2-9. FACTOR DE DISTRIBUCION DE LA CARGA K_m

CARACTERISTICAS DE MONTAJES	ANGHO DE CARA (b), plg.			
	0 a 2	6	9	16 o más
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara.	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara.	Mayor que 2.2			

- CONICOS EXTERNOS. Engranajes cuyo ángulo de paso es menor a 90 grados.
- CORONAS DENTADAS. Engranajes con un ángulo de paso igual a 90 grados.
- CONICOS INTERNOS. Engranajes cuyo ángulo de paso es mayor a 90 grados.

a) TERMINOLOGIA DE LOS ENGRANES CONICOS.

En los engranes cónicos, el paso diametral se mide por el extremo mayor de los dientes, y tanto el paso circular como el diámetro de paso, se calculan en la misma forma que para los engranes cilíndricos. La terminología de los engranes cónicos es la siguiente (ver figura 2-13):

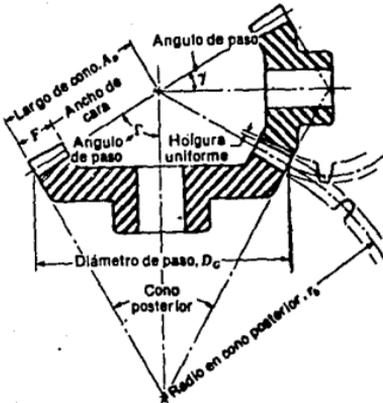


FIG. 2-13. TERMINOLOGIA DE LOS ENGRANES CONICOS.

CONO POSTERIOR: Es el ángulo de un cono cuyos elementos son tangentes a una esfera que contiene una traza del círculo de paso.

LARGO DE CONO (A_0): La distancia desde el extremo del diente (dorso) hasta el vértice de paso.

RADIO EN CONO POSTERIOR (r_b): La distancia desde el vértice del cono posterior hasta el círculo de paso.

ANCHO DE CARA: El ancho de cara (b), es la longitud de los dientes a lo largo de A_0 .

ANGULO DE PASO: Es el ángulo formado entre un elemento del cono de paso y el eje del engrane cónico:

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{N_P}{N_G}$$

ángulo de paso del piñón (γ).

$\Gamma = 90^\circ - \gamma$ ángulo de paso del engrane (Γ).

ANGULO DEL EJE: El ángulo del eje (Σ), es el ángulo entre los ejes de engranajes cónicos que forman pareja; es la suma de los ángulos de paso del piñón y engrane.

ANGULO DE ESPIRAL (ϕ): Es el ángulo entre la traza del diente y un elemento del cono de paso, que corresponde al ángulo de hélice en los engranajes helicoidales. Se entiende que el ángulo de espiral está a la distancia media del cono.

Los engranes cónicos se describen por las dimensiones paramétricas en el extremo grande (dorso) de los dientes. El paso, el diámetro de paso y las dimensiones del diente, como el addendum, son mediciones en este punto.

La figura 2-13 muestra que la forma de los dientes, cuando se proyecta sobre el cono posterior, es igual que en el caso de un engrane cilíndrico con un radio igual al largo del cono posterior r_b . A esto se le denomina aproximación de Tredgold. El número de dientes en este engrane imaginario es:

$$\text{piñón: } T_p = N_p / \cos \gamma$$

$$\text{engranaje: } T_g = N_g / \cos \Gamma$$

donde:

T_p = número virtual o formativo de dientes del piñón.

T_g = número virtual o formativo de dientes del engranaje.

Todos los diseños de engranajes cónicos están de acuerdo con el sistema Gleason para engranajes cónicos. Este sistema emplea un ángulo de presión (ϕ) de 20 grados con addendum largo y corto para otras relaciones distintas a 1:1 para evitar los piñones con dientes rebajados y para aumentar la resistencia de los mismos.

Para engranes cónicos de espiral, el ángulo de espiral ha sido normalizado por Gleason en 35 grados.

b) CALCULO DE LOS ENGRANES CONICOS

Como en los engranajes cilindricos, el diseño de engranajes cónicos se basa en la resistencia a la flexión (ecuación de Lewis), en la carga dinámica y en la carga de desgaste.

El diseño por resistencia de un engranaje cónico de dientes rectos o espirales se puede hacer con base en la ecuación de Lewis (ec. 2-4). Debe observarse que el diente se adelgaza y su sección transversal se hace más pequeña a medida que converge hacia el vértice del cono. Para hacer la corrección debida a ésta situación, la ecuación de Lewis se ha modificado con el factor:

$$X = \frac{A_0}{(A_0 - b)}$$

donde A_0 es el largo del cono.

Con el fin de obtener un funcionamiento satisfactorio y facilidad en la fabricación de los engranajes, se recomienda que la longitud del diente o ancho de cara (b) esté limitada entre $A_0/3$ y $A_0/4$.

Al determinar las cargas sobre el eje en el caso de aplicaciones de engranes cónicos, la práctica usual es utilizar la carga tangencial (o transmitida) que habría si todas las -- fuerzas estuviesen concentradas en el extremo mayor del diente. La carga transmitida para engranes cónicos está determinada -- por la ecuación 2-3.

El diseño desde el punto de vista de la resistencia puede considerarse como una primera aproximación que debe verificarse por efectos de desgaste y de la carga dinámica.

Tanto la carga dinámica como la carga de desgaste en el diente, la podemos obtener de las ecuaciones 2-6 y 2-8 respectivamente. Ver sección 2.5 incisos f) y g) .

2.7 EFICIENCIA DE LOS ENGRANES

La eficiencia de los engranes nos determina la potencia de salida en la reducción y la calculamos con la siguiente ecuación:

$$E = 100 - P_L \quad (\text{Ec. 2-12})$$

siendo P_L la pérdida de potencia.

Para engranes cilíndricos, la pérdida de potencia la calculamos con la ecuación siguiente:

$$P_L = \frac{50 f \cos^2 \phi}{\cos \phi} \left(\frac{H_S^2 + H_t^2}{H_S + H_t} \right) \quad (\text{Ec. 2-13})$$

Para engranes cónicos espirales, la pérdida de potencia es la siguiente:

$$P_L = 50 f (\cos \psi + \cos \Gamma) \frac{\cos^2 \phi}{\cos \phi} \left(\frac{H_S^2 + H_t^2}{H_S + H_t} \right) \quad (\text{Ec. 2-14})$$

para las ecuaciones anteriores, los términos son los siguientes:

$$H_S = (m_G + 1) \left(\sqrt{\left(\frac{D_o}{D} \right)^2 - \cos^2 \phi} - \sin \phi \right) \quad (\text{Ec. 2-15})$$

$$H_t = \frac{(m_G + 1)}{m_G} \left(\sqrt{\left(\frac{d_o}{d} \right)^2 - \cos^2 \phi} - \sin \phi \right) \quad (\text{Ec. 2-16})$$

f = Coeficiente de fricción, el cual lo determinamos de acuerdo a la tabla 2-10.

TABLA 2-10. COEFICIENTE DE FRICCIÓN PARA ENGRANES.

VEL. LINEA DE PASO (FT/SEG)	50	200	300	400	700	900	3000
f	0.042	0.039	0.037	0.032	0.026	0.023	0.014

2.8 PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE ENGRANAJES

De acuerdo a lo examinado anteriormente, en cualquier diseño de engranajes es esencial determinar:

- a) El mecanismo reductor.
- b) La relación de velocidad.
- c) Las revoluciones por minuto requeridas.
- d) La potencia en el eje motriz.
- e) Las condiciones de carga.
- f) La temperatura de operación.

Una vez determinados los puntos anteriores, se procederá al diseño basándose en el engranaje más débil. La AGMA recomienda fabricar los piñones más duros que los engranes para igualar el desgaste. Los pasos a seguir para el cálculo de los engranes son:

- 1.- Obtener el número mínimo de dientes recomendado por la AGMA. Calcular el número virtual o formativo de dientes en caso de engranes cónicos espirales o engranes cilíndricos helicoidales.
- 2.- Calcular el factor geométrico (J) con el número de dientes (virtual en caso de engranes helicoidales y cónicos), el factor de forma (Y) y el ángulo de presión (ϕ).
- 3.- Escoger un paso diametral adecuado al mecanismo.
- 4.- Verificar:
 - a) La relación de contacto, la cual debe ser mayor o igual a 1.20
 - b) Que no exista interferencia.
- 5.- Calcular el ancho de cara (b).
- 6.- Calcular la eficiencia de los engranes (E).
- 7.- Calcular la carga transmitida (W_t).
- 8.- Escoger los materiales adecuados tanto para el engrane como para el piñón.
- 9.- Calcular el factor de seguridad adecuado (n).
- 10.- Calcular la carga límite de fatiga (P_0).
- 11.- Calcular la carga dinámica (F_d) y verificarla.
- 12.- Calcular la carga de desgaste (F_w) y verificarla.

2.9 FORMULARIO

NUMERO	EQUACION	PARAMETROS
2-1	$m_p = \left(\sqrt{D_o^2 - D_b^2} + \sqrt{d_o^2 - d_b^2} - 2 C \operatorname{sen} \phi \right) / (2 \pi p_c \cos \phi)$	<p>m_p = Relación de contacto p_c = Paso circular; $p_c = \pi / P_d$</p>
2-2	$\frac{D_o}{2} \approx \sqrt{\left(\frac{D_b}{2} \right)^2 + C^2 \operatorname{sen}^2 \phi}$	<p>$C = (D + d) / 2$ en plg. $D_o = (N_g + 2) / P_d$, plg. $d_o = (N_p + 2) / P_d$, plg. $D_b = D \cos \phi$, en plg. $d_b = d \cos \phi$, en plg. ϕ = Angulo de presión.</p>
2-3	$W_t = \frac{126 P}{n_p d}$	<p>W_t = Carga transmitida kip P = Potencia de entrada en HP. n_p = rpm del piñón. d = diámetro de paso del piñón, en plg.</p>
2-4	$s = \frac{X W_t P_d}{m_p K_v b J}$	<p>s = Esfuerzo calculado, kip/plg². X = Factor de engranaje. b = Ancho de cara, plg. K_v = Factor de velocidad. J = Factor geométrico.</p>
2-5	$F_o = \frac{m_p s_o b J}{X P_d}$	<p>F_o = Límite de fatiga, kip/. s_o = Esfuerzo permisible en kip.</p>

Para mayor información sobre el esfuerzo calculado y sus parámetros, ver sección 2.5 d).

NUMERO	ECUACION	PARAMETROS
2-6	$F_d = \frac{0.05 V (F_G) \cos \phi}{0.05 V + \sqrt{F_G}} + W_t$	<p>F_d = Carga dinámica, en kips.</p> <p>V = Velocidad en la línea de paso: $V = \pi n_2 d/12$</p> <p>$F_G = C_k b \cos^2 \phi + W_t$</p> <p>$\phi$ = Angulo de hélice, en grados.</p>
2-7	$C_k = \frac{0.111 e}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}$	<p>C_k = Constante de deformación.</p> <p>E_1 = Módulo de elasticidad del engrane kips/plg²</p> <p>E_2 = Módulo de elasticidad del piñón kips/plg²</p> <p>e = Error permisible, en plg. Ver tabla 2-3</p>
2-8	$F_w = R d Q K b m_p$	<p>F_w = Carga de desgaste kip</p> <p>R = Factor de tipo de engrane. Ver sección 2.5 g).</p> <p>$Q = 2N_G / (N_G + N_P)$</p> <p>$K = \frac{s_{es}^2 \text{seno}(1/E_1 + 1/E_2)}{1.4}$</p> <p>$s_{es} = 0.4 (NB) - 10$ kip/plg²</p>
2-9	$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f \bar{S}_e'$	<p>S_e = Resistencia a la fatiga del elemento mecánico.</p> <p>\bar{S}_e' = Resistencia a la fatiga de la viga rotatoria. Ver sección 2.5 b)</p> <p>Para los factores K_a K_b ... K_f, ver sección 2.5 h).</p>

NUMERO	ECUACION	PARAMETROS
2-10	$n_G = \frac{S_e}{s}$	n_G = Factor de seguridad de los engranes.
2-11	$n = \frac{n_G}{K_o K_m}$	<p>n = Factor de seguridad ordinario $n \geq 2$.</p> <p>K_o = Factor de sobrecarga Ver tabla 2-8.</p> <p>K_m = Factor de distribución de carga. Ver tabla 2-9.</p>
2-12	$E = 100 - P_L$	<p>E = Eficiencia (%)</p> <p>P_L = Perdida de potencia.</p>
2-13	$P_L = \frac{50 f \cos^2 \phi}{\cos \phi} \frac{H_s^2 + H_t^2}{H_s + H_t}$	<p>Pérdida de potencia para engranes cilíndricos helicoidales.</p> <p>f = Coeficiente de fricción. Ver tabla 2-10.</p> <p>H_s = (Ver ec. 2-15)</p> <p>H_t = (Ver ec. 2-16)</p>
2-14	$P_L = 50f(\cos \phi + \cos \Gamma) \frac{\cos^2 \phi}{\cos \phi} \frac{H_s^2 + H_t^2}{H_s + H_t}$	Pérdida de potencia para engranes cónicos espirales.
2-15	$H_s = (m_G + 1) \left(\sqrt{\frac{D_o^2}{D^2} - \cos^2 \phi} - \text{sen } \phi \right)$	m_G = Relación de engranaje.
2-16	$\frac{(m_G + 1)}{m_G} \left(\sqrt{\frac{d_o^2}{d^2} - \cos^2 \phi} - \text{sen } \phi \right)$	

EXPLICACION GENERAL DEL
MECANISMO REDUCTOR

En cualquier diseño de un mecanismo es indispensable proceder de la siguiente manera:

- 1) **DISTRIBUCION DEL MECANISMO.** El mecanismo consiste en una triple reducción de velocidad con dos salidas paralelamente opuestas entre sí y perpendiculares a la entrada.
- 2) **DATOS ESTABLECIDOS PARA EL DISEÑO.** El mecanismo reductor deberá diseñarse de acuerdo a los siguientes datos:
 - a) Potencia de entrada: 10 HP a 1750 rpm
 - b) Relación de velocidad para la primera salida: 25:1
 - c) Relación de velocidad para la segunda salida: 175:1
- 3) **DISEÑO DE SUS COMPONENTES.** Los elementos que componen el reductor de velocidad son:
 - a) **ENGRANES:** El reductor se diseñará con engranes de dientes helicoidales.

En la reducción donde intervengan ejes perpendiculares se utilizarán engranes cónicos espirales con las siguientes características:

- Angulo de presión igual a 20 grados medido en el plano normal del diente.
- Angulo de helice normalizado por Gleason en 35 - grados (ver capitulo 2 sección 2.6 a)).

En las reducciones donde intervienen ejes paralelos se utilizarán engranes cilíndricos helicoidales con las siguientes características:

- Angulo de presión igual a 20 grados medido en el plano normal del diente.
- Según datos estudiados, el ángulo de helice optimo es de 20 grados ya que se obtiene la característica de menos ruido y dimensiones menores con una fuerza de empuje menor.

primera y segunda reducción obtenidas en la tabla 3-1. En la tabla 3-2 tenemos relaciones de engranaje posibles para la tercera reducción.

Para que el reductor de velocidad tenga como característica el ser compacto, los engranes deberán de calcularse con el máximo paso diametral y con el mínimo número de dientes posibles. Con la ayuda del programa para computadora hemos compilado en la tabla 3-3 los pasos diametrales máximos, números mínimos de dientes, diámetros de paso y ancho de cara tanto para el piñón como para el engrane, así como también las distancias entre centros para cada sistema de la tabla 3-1.

Analizaremos la primera salida consistente en dos reducciones. A simple vista descartamos el sistema número uno por la razón de que la distancia entre centros es mayor que en los otros dos sistemas.

Observando los sistemas 2 y 3 vemos que en la menor distancia entre centros total tenemos el mayor ancho de cara (sistema 3), mientras que en la mayor distancia entre centros total tenemos el menor ancho de cara (sistema 2). Pese a que en el volumen de material el sistema 3 es un poco mayor, nos inclinaremos por él debido a:

- i) Una menor distancia entre centros propiciándonos las dimensiones más pequeñas.
- ii) Aunque el ancho de cara sea mayor y nos proporcione una cantidad de material un poco mayor, esto se compensará en la cantidad de material que se lleve en la carcasa, la cual será menor.

Con respecto a la segunda salida vemos que interviene una sola reducción. Las dimensiones para cada una de las posibles reducciones están compiladas en la tabla 3-4. Observamos que si colocamos un engrane loco, la distancia entre centros es muy grande comparada con la reducción sin engrane loco (sistema 5) por lo cual escogeremos el sistema 5 por:

- i) Una menor distancia entre centros.
- ii) Un ancho de cara menor debido a un paso diametral mayor.

TABLA 3-1 RELACIONES DE ENGRANAJE

SISTEMA NUMERO	PRIMERA REDUCCION				SEGUNDA REDUCCION		RPM PRIMERA SALIDA
	RPM	m_G	RPM	m_G	RPM	m_G	
1	1750	4.000	437.5	2.5	175	2.5	70
2	1750	3.125	560.0	2.0	280	4.0	70
3	1750	2.500	700.0	2.5	280	4.0	70

SISTEMA NUMERO	TERCERA REDUCCION				RPM SEGUNDA SALIDA
	RPM	m_G	RPM	m_G	
1	70	2.5	28	2.8	10
2	70	2.8	25	2.5	10
3	70	3.5	20	2.0	10
4	70	5.0	14	1.4	10
5	70	7.0			10

TABLA 3-2
RELACIONES DE
ENGRANAJE

TABLA 3-3 REDUCTOR CON TRENES DE ENGRANAJE
 (dimensiones en pulgadas)

sistema numero	paso diametral max.	P R I M E R A R E D U C C I O N											
		n_2 / n_1					n_3 / n_2					$C_1 + C_2$	ancho de cara
		N_{P1}	N_{G2}	d_1	D_2	C_1	N_{P2}	N_{G3}	d_2	D_3	C_2		
1	12	18	72	1.5	6.00	3.750	72	180	6.00	15.000	10.500	14.2500	1.672
2	14	24	75	1.7	5.35	3.535	75	150	5.35	10.714	8.035	11.5705	1.433
3	12	20	50	1.7	4.20	2.917	50	125	4.20	10.416	7.292	10.2092	1.672

sistema numero	paso diametral max.	S E G U N D A R E D U C C I O N					
		N_{P4}	N_{G5}	d_4	D_5	A_o	ancho de cara
1	3.5	14	35	4.00	10	5.385	2.857
2	4	13	52	3.25	13	6.700	2.500
3	4	13	52	3.25	13	6.700	2.500

TABLA 3-4 TERCERA REDUCCION DE VELOCIDAD
(dimensiones en pulgadas)

sistema numero	paso diametral max.	T E R C E R A R E D U C C I O N											
		n_7/n_6					n_8/n_7					$C_3 + C_4$	ancho de cara
		N_{P6}	N_{G7}	d_6	D_7	C_3	N_{P7}	N_{G8}	d_7	D_8	C_4		
1	5	18	45	3.6	9.0	6.3	45	126	9.0	25.2	17.1	23.4	4.012
2	5	20	56	4.0	11.2	7.6	56	140	11.2	28.0	19.6	27.2	4.012
3	5	18	63	3.6	12.6	8.1	63	126	12.6	25.2	18.9	27.0	4.012
4	5	18	90	3.6	18.0	10.8	90	126	18.0	25.2	21.6	32.4	4.012
5	6	18	126	3.0	21.0	12.0						12.0	3.343

Así el mecanismo de triple reducción más adecuado utilizando trenes de engranaje queda dimensionado de acuerdo a la tabla 3-5.

- 2) **REDUCTOR CON ENGRANAJE CILINDRICO HELICOIDAL A LA ENTRADA.** Este mecanismo es similar al anterior, con la única diferencia que eliminamos el engrane loco en la primera reducción con el fin de reducir las dimensiones -- del reductor si es posible. Ver figura 3-2.

Las relaciones de engranaje para la primera y segunda reducción están relacionadas de acuerdo con la ecuación:

$$m_{G1} = \frac{25}{m_{G2}}$$

donde:

m_{G1} = relación de engranaje para la primera reducción.

m_{G2} = relación de engranaje para la segunda reducción.

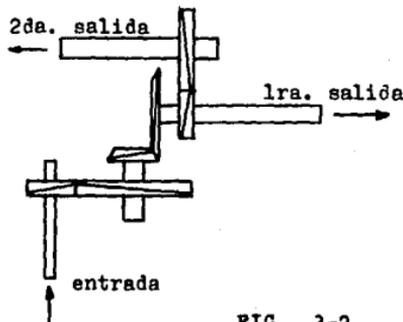


FIG. 3-2

Analizando ésta ecuación vemos que las relaciones óptimas son de 5:1 tanto para la primera como para la segunda reducción. Con éstas relaciones haremos el cálculo de los engranes escogiendo el paso diametral más adecuado para el reductor. La tercera reducción permanece igual que al reductor con trenes de engranajes por -- no alterarse las condiciones de esa parte del mecanismo. Las características principales de los engranes para el reductor con engranaje cilíndrico helicoidal a la entrada están recopilados en la tabla 3-6.

- 3) **REDUCTOR CON ENGRANAJE CONICO ESPIRAL A LA ENTRADA.** En este mecanismo hacemos un cambio en la disposición de los engranajes en la primera y segunda reducción. En la primera reducción colocaremos un par de engranes cónicos espirales mientras que en la segunda reducción colocaremos un par de engranes cilíndricos helicoidales.

Por lo que respecta a la tercera reducción no haremos ninguna modificación ya que ésta la analizamos completamente en el reductor con trenes de engranaje. Ver tabla 3-4.

Las relaciones de engranaje tanto para la primera como para la segunda reducción permanecen iguales ya que lo único que se modificó fué la distribución de los engranajes. Así, las características principales de los engranajes para el reductor con engranaje cónico es pirl a la entrada están recopiladas en la tabla 3-7.

3.2 SELECCION DE LA MEJOR DISTRIBUCION DEL MECANISMO DE TRIPLE REDUCCION

Analizaremos cada uno de los tres ante-proyectos antes descritos para obtener el más conveniente a nuestros propósitos.

Primeramente tenemos el reductor con trenes de engranaje. Dicho reductor lo damos por descartado ya que las dimensiones son más grandes que las otras dos distribuciones.

Comparando los ante-proyectos 2 y 3 vemos que son similares, la única diferencia estriba en el cambio de el engranaje cónico espiral de la segunda a la primera reducción, con esto obtenemos unas dimensiones más pequeñas ahorrandonos material y logrando tener un reductor de dimensiones pequeñas.

Así, la mejor distribución para el mecanismo de triple reducción la obtenemos de acuerdo con el anteproyecto 3, el cual utilizaremos para nuestro diseño. Ver figura 3-3.

TABLA 3-5. DIMENSIONES DEL MECANISMO REDUCTOR CON
TRENES DE ENGRANAJES.

REDUCCION	RPM PIÑON	m_g	P_d	N_p	N_g	d	D	C	A_o	b
PRIMERA	1750	2.5	12	20	50	1.667	4.167	2.917		1.672
	700	2.5	12	50	125	4.167	10.416	7.292		1.672
SEGUNDA	280	4	4	13	52	3.250	13		6.7	2.500
TERCERA	70	7	6	18	126	3.000	21	12		3.343

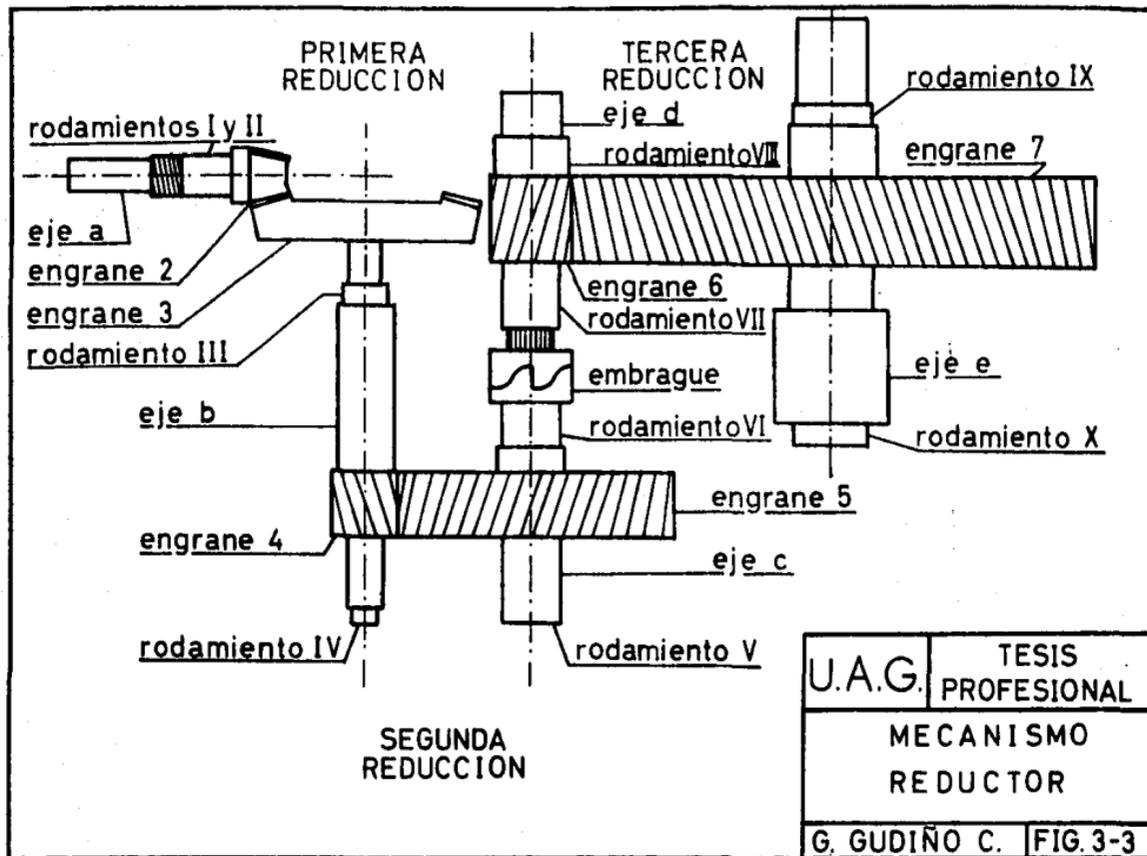
TABLA 3-6. DIMENSIONES DEL MECANISMO REDUCTOR CON
ENGRANAJE CILINDRICO HELICOIDAL A LA
ENTRADA.

REDUCCION	RPM PIÑON	m_g	P_d	N_p	N_g	d	D	C	A_o	b
PRIMERA	1750	5	8	18	90	2.25	11.25	6.75		2.507
SEGUNDA	350	5	4	13	65	3.25	16.25		8.28	2.762
TERCERA	70	7	6	18	126	3.00	21.00	12		3.343

TABLA 3-7. DIMENSIONES DEL MECANISMO REDUCTOR CON
ENGRANAJE CONICO ESPIRAL A LA ENTRADA.

REDUCCION	RPM PIÑON	m_g	P_d	N_p	N_g	d	D	C	A_o	b
PRIMERA	1750	5	7	13	65	1.857	9.286		4.73	1.578
SEGUNDA	350	5	8	18	90	2.25	11.25	6.75		2.507
TERCERA	70	7	6	18	126	3.00	21.00	12		3.343

Las dimensiones de los diámetros, distancia entre centros, largo del cono y ancho de cara, estan en pulgadas.



CAPITULO 4

CALCULO DE LA PRIMERA REDUCCION

Antes de iniciar con el diseño del mecanismo reductor, - explicaremos la notación a utilizar. El mecanismo consiste - en 6 engranes por lo cual asignaremos el número 2 al engrane de entrada, mientras que los engranes sucesivos se designarán con los números 3, 4, etc., así hasta llegar al último engrane del reductor (con el número 1 se designará la carcasa o armazón). Los engranes serán montados sobre ejes de transmisión los cuales se designarán con letras minúsculas a, b, c, etc. Dichos ejes serán montados sobre rodamientos, los - - - - - cuales asignaremos con números romanos I, II, III, etc.

Con respecto a las fuerzas que actúan ya sea sobre los - engranes, ejes ó rodamientos, será necesario emplear subíndices para indicar las direcciones. Así, para las direcciones radial, tangencial y axial se emplearán los subíndices r, t, x respectivamente. Adoptando esta notación,

F_{23}^t es la componente tangencial de la fuerza que ejerce el engrane 2 contra el engrane 3 .

4.1 CALCULO DE LOS ENGRANES

El calculo de los engranes se hará de acuerdo a lo descrito en el capítulo 2.

La primera reducción se calculará con engranes cónicos - espirales de acuerdo con los siguientes datos:

- 1.- Una potencia de entrada de 10 HP a 1750 rpm.
- 2.- Relación de engranaje de 5:1 .
- 3.- Angulo de presión $\phi = 20$ grados medido en el plano normal del diente.
- 4.- Angulo de hélice $\psi = 35$ grados.

- 5.- Las características del impulso de la máquina motriz será uniforme mientras que para la carga impulsada será de choques moderados.
- 6.- Temperatura de operación $T = 150 \text{ } ^\circ\text{F}$.

a) NUMERO MINIMO DE DIENTES.

Para engranes cónicos espirales, la AGMA recomienda un número mínimo de dientes para el piñón igual a 13 para una relación de engranaje mayor o igual a 2.3. Como la relación de engranaje es de 5:1, tenemos que:

$$\text{número de dientes para el engrane 2 : } N_2 = 13$$

$$\text{número de dientes para el engrane 3 : } N_3 = 65$$

Es necesario determinar el número virtual o formativo de dientes (N_f) para los engranes ya que es el que emplearemos para determinar el factor geométrico (J) utilizando la ecuación descrita en el capítulo 2, así como en el factor de relación (Q) de la ecuación 2-8 (ver formulario del capítulo 2 sección 2.9).

El número virtual o formativo de dientes para engranes cónicos espirales, lo obtenemos conociendo los ángulos de paso, números reales de dientes y ángulos de hélice tanto del engrane como del piñón. Así tenemos que:

	ENGRANE 2	ENGRANE 3
ángulo de paso:	$\gamma = \tan^{-1} (N_2/N_3)$ $\gamma = 11.31 \text{ grados}$	$\Gamma = 90 - \gamma$ $\Gamma = 78.69 \text{ grados}$
número virtual de dientes:	$N_{f2} = \frac{N_2}{\cos^3 \gamma}$ $N_{f2} = 24.119$	$N_{f3} = \frac{N_3}{\cos^3 \Gamma}$ $N_{f3} = 602.980$

b) FACTOR GEOMETRICO (J)

Para calcular el factor geométrico (J), necesitamos conocer el factor de forma de Lewis (Y) el cual lo obtenemos de la tabla 2-2 con el número de dientes virtual y el ángulo de presión. Así tenemos que:

	ENGRANE 2	ENGRANE 3
factor de forma :	$Y_2 = 0.337$	$Y_3 = 0.485$
factor geometrico:	$J_2 = Y_2/1.313$	$J_3 = Y_3/1.313$
	$J_2 = 0.2566$	$J_3 = 0.3693$

c) PASO DIAMETRAL ADECUADO (P_d)

Como se explicó en el capítulo 3, el paso diametral normal adecuado (ver tabla 3-7) es:

$$P_d = 7 \text{ dte/plg}$$

Con el paso diametral calcularemos las dimensiones más esenciales ya que las utilizaremos posteriormente en algunos requisitos para el cálculo de engranes, a saber:

	ENGRANE 2	ENGRANE 3
diámetro de paso :	$D_2 = N_2/P_d$ $D_2 = 1.8571 \text{ plg}$	$D_3 = N_3/P_d$ $D_3 = 9.2857 \text{ plg}$
diámetro de base :	$D_{b2} = D_2 \cos \phi$ $D_{b2} = 1.7451 \text{ plg}$	$D_{b3} = D_3 \cos \phi$ $D_{b3} = 8.2857 \text{ plg}$
diámetro exterior:	$D_{o2} = (1.24 - .39/m_G^2)$ $(2 \cos \phi / P_d) + D_2$ $D_{o2} = 2.2001 \text{ plg}$	$D_{o3} = (0.46 - .39/m_G^2)$ $(2 \cos \phi / P_d) + D_3$ $D_{o3} = 9.3126 \text{ plg}$

diámetro de
barreno:

$$\begin{array}{ll} \text{mínimo: } D_{B2} = (60P/n_2)^{1/3} & D_{B3} = (60P/n_3)^{1/3} \\ D_{B2} = 11/16 \text{ plg} & D_{B3} = 1 - 3/16 \text{ plg} \\ \text{máximo: } D_{B2} = (120P/n_2)^{1/3} & D_{B3} = (120P/n_3)^{1/3} \\ D_{B2} = 7/8 \text{ plg} & D_{B3} = 1 - 1/2 \text{ plg} \end{array}$$

largo de cono : $A_o = D_2 / (2 \text{ sen } \tau)$
 $A_o = 4.7348 \text{ plg}$

velocidad en la

línea de paso: $V = \pi n_2 D_2 / 12$
 $V = 850.8284 \text{ ft/min}$

d) RELACION DE CONTACTO (m_p)

Para engranes cónicos espirales, la relación de contacto para un par de engranes con 13 dientes en el piñón es:

$$m_p = 1.20$$

e) ANCHO DE CARA (b)

La longitud del diente o ancho de cara para engranes cónicos espirales está limitada entre $A_o/4$ y $A_o/3$. Así tenemos que el ancho de cara está comprendido entre:

$$b_{\text{mín}} = 1.1837 \text{ (} 1 - 3/16 \text{ plg)}$$

$$b_{\text{máx}} = 1.5783 \text{ (} 1 - 9/16 \text{ plg)}$$

El ancho de cara tanto para el engrane 2 como para el engrane 3 es:

$$b = 1 - 9/16 \text{ plg}$$

f) EFICIENCIA DE LOS ENGRANES (E)

La eficiencia para el par de engranes cónicos espirales la obtenemos de acuerdo con las fórmulas 2-12, 2-14, 2-15 y 2-16 (ver formulario del capítulo 2 sección 2.9) .

Los datos empleados en dichas ecuaciones son:

coef. fricción (tabla 2-10):	$f = 0.0237$
factor H_s (ecuación 2-15):	$H_s = 0.0498$
factor H_t (ecuación 2-16):	$H_t = 0.4553$

así tenemos que la pérdida de potencia, en porcentaje es:
 $P_L = 0.3519 \%$. Aplicando la ecuación 2-12 tenemos que la eficiencia es:

$$E = 99.65 \%$$

g) CARGA TRANSMITIDA (W_t)

La carga transmitida la obtenemos mediante la ecuación 2-3 utilizando los datos del engrane 2, el cual gira a 1750 rpm y transmite una potencia de 10 HP:

$$W_t = \frac{126 P}{n_2 D_2}$$

$$W_t = 0.3877 \text{ kips}$$

h) MATERIALES PARA LOS ENGRANES

Los materiales utilizados para la primera reducción serán:

	ENGRANE 2	ENGRANE 3
material	UNS G 10100 CD	UNS G 10100 HR

resistencias de:

fluencia:	$s_y = 44 \text{ kip/plg}^2$	$s_y = 26 \text{ kip/plg}^2$
tensión:	$s_{ut} = 53 \text{ kip/plg}^2$	$s_{ut} = 47 \text{ kip/plg}^2$
dureza :	105 HB	95 HB

La designación UNS (Unified Numbering System) de los aceros incluye a los números AISI (American Iron and Steel Institute) y SAE (Society of Automotive Engineers). Así el material para el piñón o engrane 2 UNS G 10100 CD es el mismo que uno AISI 1010 CD ó SAE 1010 CD, siendo CD el procesado del material (cold-drawn). Las características de los materiales son tomadas de la tabla 2-6.

En base a la resistencia de fluencia y al factor geométrico determinaremos cual es el engrane más debil ya que éste controlará el diseño.

	ENGRANE 2	ENGRANE 3
resistencia de fluencia:	$s_o = 44 \text{ kip/plg}^2$	$s_o = 26 \text{ kip/plg}^2$
factor geométrico:	$J_2 = 0.2566$	$J_3 = 0.3693$
	$s_o J_2 = 11.2904$	$s_o J_3 = 9.6018$

el engrane 3 controlará el diseño ya que el producto $s_o J_3$ es menor que para el engrane 2. En el diseño de engranes, asignaremos la resistencia de fluencia como el esfuerzo permisible (s_o).

1) FACTOR DE SEGURIDAD (n)

Para calcular el factor de seguridad, es necesario conocer el esfuerzo calculado y la resistencia a la fatiga del engrane 3.

El esfuerzo calculado lo obtendremos de la ecuación 2-4:

$$s = \frac{A_o W_t P_d}{(A_o - b) m_p K_v b J_3}$$

$$s = 6.8568 \text{ kips/plg}^2$$

La resistencia a la fatiga la calcularemos en base a los siguientes factores:

- $K_a = 0.84$ para una resistencia a la tensión igual a 47 kips/plg². Ver figura 2-12 .
- $K_b = 1.00$ para un $P_d = 7$.
- $K_c = 0.814$ para una confiabilidad del 99 % .
- $K_d = 1.00$ para una temperatura $T = 150$ °F .
- $K_e = 1.00$ para engranes.
- $K_f = 1.40$ para flexión repetida en un solo sentido.
- $s'_e = 23.5$ kips/plg² . Dicho valor corresponde al 50 % de la resistencia última a la tensión (ver capítulo 2 sección 2.5 b)

Empleando la ecuación 2-9 tenemos que la resistencia a la fatiga para el engrane 3 es:

$$s_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f s'_e$$

$$s_e = 22.4957 \text{ kips/plg}^2$$

El factor de seguridad del engrane lo obtenemos mediante la ecuación 2-10 :

$$n_g = s_e / s$$

$$n_g = 3.2808$$

El factor de seguridad lo obtenemos con la ecuación 2-11 con $K_o = 1.25$ (tabla 2-8) y $K_m = 1.30$ (tabla 2-9) :

$$n = 2.02$$

La AGMA recomienda un factor de seguridad mayor o igual

a 2 por lo cual es aceptado.

j) CARGA LIMITE DE FATIGA (F_o)

Determinaremos la carga límite de fatiga mediante la ecuación 2-5, siendo:

$$F_o = \frac{(A_o - b) m_p s_o b J_3}{A_o P_d}$$

$$F_o = 1.7232 \text{ kips}$$

k) CARGA DINAMICA (F_d)

Para calcular la carga dinámica es necesario conocer:

EL FACTOR DE DEFORMACION (C_K), el cual está en función de los módulos de elasticidad ($E = 30\,000 \text{ kips/plg}^2$ para ace ros) y el error máximo permisible ($e = 0.0007 \text{ plg.}$, el cual se obtuvo mediante el programa por computadora de tal manera que la carga dinámica sea menor que la carga de desgaste). Así

$$C_K = 0.111 e / (1/E_2 + 1/E_3)$$

$$C_K = 1.1655 \text{ kips/plg}$$

EL FACTOR F_G , el cual es una carga que depende principalmente del factor de deformación :

$$F_G = C_K b \cos^2 \phi + w_t$$

$$F_G = 1.6097 \text{ kips}$$

Con los valores anteriores aplicados a la ecuación 2-6, la carga dinámica (F_d) es :

$$F_d = \frac{0.05 V (F_G) \cos \phi}{0.05 V + \sqrt{F_G}} + W_t$$

$$F_d = 1.6681 \text{ kips}$$

El diseño en base a la carga dinámica es aceptable, ya que su valor es menor que la carga límite de fatiga.

m) CARGA DE DESGASTE (F_w)

Para calcular la carga de desgaste es necesario conocer:

EL FACTOR DE RELACION (Q), el cual está en función de los números formativos de dientes :

$$Q = 2N_{f3} / (N_{f2} + N_{f3})$$

$$Q = 1.9231$$

EL FACTOR DEL TIPO DE ENGRANE (R). Para engranes cónicos espirales es :

$$R = 0.75 / (\cos \phi \cos^2 \psi)$$

$$R = 1.1399$$

LA DUREZA PROMEDIO (NB). Con la ayuda del programa por computadora encontramos que con las durezas de los materiales (105 HB para el engrane 2 y 95 HB para el engrane 3), la fuerza de desgaste es menor que la fuerza dinámica, por lo cual incrementaremos las durezas de los materiales para aumentar la fuerza o carga de desgaste. La AGMA recomienda que la dureza del piñón (engrane 2) sea mayor que la del engrane (engrane 3), por lo cual las durezas serán -

304 HB y 336 HB para el engrane 3 y el engrane 2 respectivamente. Así la dureza promedio es :

$$NB = (NB_2 + NB_3) / 2$$

$$NB = 320 \text{ HB}$$

EL LIMITE DE FATIGA DE LAS SUPERFICIES DE LOS ENGRANES (s_{es}), está en función de la dureza promedio y se calcula mediante:

$$s_{es} = 0.4 NB - 10$$

$$s_{es} = 118 \text{ kips/plg}^2$$

EL FACTOR DE ESFUERZO POR FATIGA (K), el cual depende principalmente de el límite de fatiga de las superficies de -- los engranes :

$$K = s_{es}^2 (\text{sen } \phi) (1/E_2 + 1/E_3) / 1.4$$

$$K = 0.2268 \text{ kips/plg}^2$$

Con los valores anteriores aplicados a la ecuación 2-8 , la carga de desgaste (F_w) es :

$$F_w = R D_2 Q K b m_p$$

$$F_w = 1.7310 \text{ kips}$$

La carga de desgaste (F_w) es una carga permisible que debe ser mayor que la carga dinámica (F_d). El diseño cumple el requisito anterior por lo cual es aceptable.

n) FUERZAS EN LOS ENGRANES

Las fuerzas componentes en los engranes las calcularemos

sumando 3 grados al ángulo de presión por efecto de fricción en los rodamientos, así, el ángulo de presión corregido para la primera reducción es $\phi = 23$ grados.

Las fuerzas componentes en los engranes son:

FUERZA TANGENCIAL. La fuerza tangencial medida en el radio primitivo medio, la calculamos mediante :

$$F_{23}^t = 126 P / (n_2 D_{m2})$$

donde :

$$D_{m2} = D_2 - b \cos \Gamma$$

$$D_{m2} = 1.5507 \text{ plg}$$

así :

$$F_{23}^t = -0.4643 \text{ kips}$$

$$F_{32}^t = +0.4643 \text{ kips}$$

FUERZAS DE EMPUJE. Las fuerzas de empuje en engranajes conicos pueden expresarse en diferentes sentidos según como se mida el ángulo de la espiral. Así para el engrane 2 el sentido de la espiral será a mano derecha y tendrá una rotación en el sentido de las agujas del reloj mirando por la derecha, mientras que el engrane 3 el sentido de la espiral será a mano izquierda. Las fuerzas de empuje de los engranajes, se muestran en sus sentidos correctos en la figura 4-1. Las magnitudes de las fuerzas son:

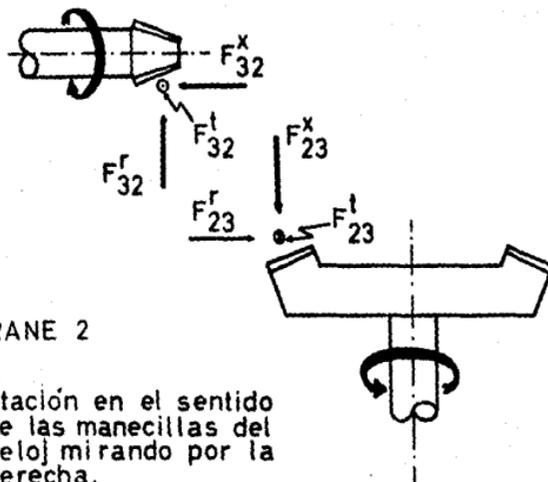
$$F_{23}^r = F_{32}^x = F_{32}^t \left(\frac{\tan \phi \operatorname{sen} \Gamma}{\cos \phi} + \tan \phi \cos \Gamma \right)$$

$$F_{23}^r = F_{32}^x = 0.3659 \text{ kips}$$

$$F_{32}^r = F_{23}^x = F_{23}^t \left(\frac{\tan \phi \operatorname{sen} \Gamma}{\cos \phi} + \tan \phi \cos \Gamma \right)$$

$$F_{32}^r = F_{23}^x = 0.1722 \text{ kips}$$

PRIMERA REDUCCION



ENGRANE 2

Rotación en el sentido de las manecillas del reloj mirando por la derecha.

Espiral a mano derecha.

ENGRANE 3

Rotación en el sentido de las manecillas del reloj mirando por la izquierda.

Espiral a mano izquierda.

U.A.G.	TESIS PROFESIONAL
FUERZAS EN LOS ENGRANES	
G. GUDINO C. FIG. 4-1	

p) PESO DE LOS ENGRANES

El peso de los engranes lo calculamos con la densidad de los aceros ($\rho = 487 \text{ lb/ft}^3$ densidad promedio) y el volumen del engrane :

	ENGRANE 2	ENGRANE 3
volumen :	$v_2 = \pi D_2^2 b / 6912$	$v_3 = m_G^2 v_2$
	$v_2 = 0.0025 \text{ ft}^3$	$v_3 = 0.0612$
peso :	$w_2 = \rho v_2$	$w_3 = \rho v_3$
	$w_2 = 1.2 \text{ lbs}$	$w_3 = 30 \text{ lbs}$

4.2 DISEÑO DE ELEMENTOS DE LOS ENGRANES

a) CUÑAS O CHAVETAS

Las cuñas o chavetas se usan para prevenir el movimiento relativo entre un eje y el elemento conectado a través del cual se transmite un movimiento de torsión.

El diseño de cuñas puede basarse en los esfuerzos cortante y compresión producidos en la cuña como resultado del momento de torsión transmitido.

El esfuerzo cortante en la cuña es :

$$s_s = \frac{126 P}{n b L D} \quad (\text{Ec. 4-1})$$

donde :

- s_s = esfuerzo cortante, en kips/plg².
- P = potencia, en HP.
- n = revoluciones por minuto.
- b = ancho de la cuña, en plg. Generalmente es una cuarta parte de el diametro del eje de transmisión.

L = Longitud de la cuña, en plg .
 D = diámetro del eje, en plg .

El esfuerzo de compresión s_c en la cuña es :

$$s_c = \frac{252 P}{n t L D} \quad (\text{Ec. 4-2})$$

donde :

t = profundidad de la cuña, en plg.
 Los demás parámetros son los mismos que para la ecuación 4-1 .

Para la primera reducción se escoge una cuña o chaveta - cuadrada, es decir, ancho y profundidad iguales, siendo una - cuarta parte del diámetro del eje. Debido a las dimensiones del piñón (engrane 2) , éste se fabricará junto con su eje de una sola pieza. Así, el engrane 3 será el único que llevará cuña en la primera reducción, y será :

material de la cuña	:	UNS G 10350 HR
resistencia:		
de fluencia	:	$s_y = 39 \text{ kips/plg}^2$
al cortante	:	$s_s = 0.577 s_y$
		$s_s = 22.5 \text{ kips/plg}^2$
potencia	:	P = 10 HP
revoluciones por min.	:	$n_3 = 350$
ancho de la cuña	:	$b_3 = 0.3125 \text{ plg.}$
profundidad de la cuña	:	$t_3 = 0.3125 \text{ plg.}$
diámetro del eje	:	$D_b = 1.1875 \text{ plg.}$
factor de seguridad	:	n = 2.5
longitud mínima de la cuña en base al:		
esfuerzo cortante		
(ecuación 4-1)	:	L = 1.0625 plg
esfuerzo de compresión		
(ecuación 4-2)	:	L = 1.250 plg

Al comparar las longitudes obtenidas en base al esfuerzo cortante y al esfuerzo de compresión, la cuña que ofrece mayor

seguridad es :

TOLERANCIAS

material de la cuña :	UNS G 10150 HR	
ancho de la cuña :	0.3125 plg.	+0.000 plg. -0.002
profundidad :	0.3125 plg.	+0.002 plg. -0.000
longitud de la cuña :	3.125 plg.	-0.000 plg. +0.016

La longitud de la cuña se incrementó por razones de montaje entre el engrane 3 y el eje b (ver sección 4.3).

b) CUBOS

Cuando se diseña un cuerpo de engrane, la rigidez es casi siempre una consideración de primera importancia, por lo cual, el cubo (maza) se incorpora al engrane para :

- 1.- mantener un ajuste apropiado con el eje.
- 2.- evitar que el engrane no se balancee y gire en un solo sentido.

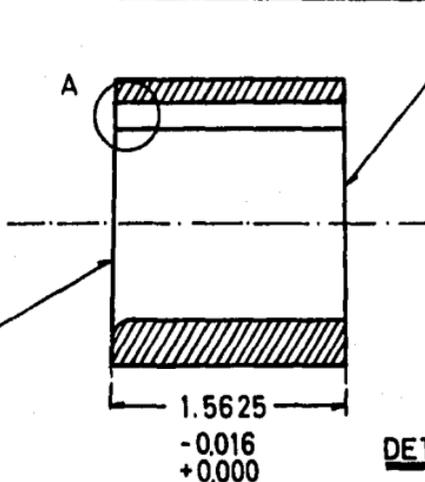
Así, la longitud de un cubo debe ser al menos igual al ancho de cara o mayor si esto no diera una longitud apropiada para la cuña. Si la holgura entre el agujero del engrane y el eje fuesen relativamente grande, el cubo deberá tener una longitud por lo menos igual a dos veces el diámetro del agujero.

Analizando la primera reducción vemos que el diámetro de paso del piñón es un poco mayor al ancho de cara por lo cual lo dejaremos sin cubo. Con lo que respecta al engrane 3, el cubo deberá tener las siguientes características :

material :	UNS G 10350 HR
longitud :	1.5625 plg.
diámetro interior :	1.5000 plg.
diámetro exterior :	1.8125 plg.

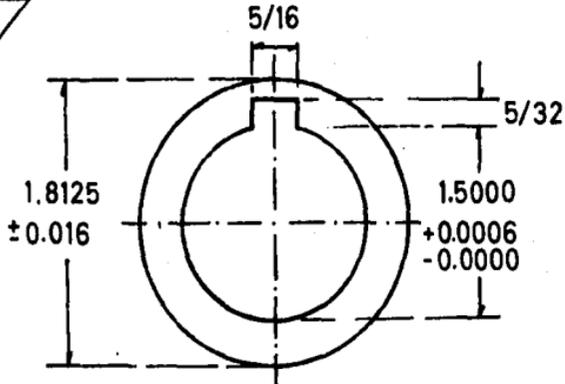
Las dimensiones se encuentran recopiladas en la figura -

ESTE LADO VA SOLDADO
A TOPE A LA PARTE
POSTERIOR DEL ENGRANE



ESTE LADO ORIENTADO
HACIA EL ENGRANE 4

MATERIAL:
UNS G 10350 HR



DETALLE A:

$R = \frac{3}{32} \begin{matrix} +1/64 \\ -0 \end{matrix}$



U.A.G.	TESIS PROFESIONAL
CUBO PARA EL ENGRANE 3	
G. GUDIÑO C. FIG. 4-2	

4-2. El cubo será soldado al engrane utilizando un electrodo E - 7010.

4.3 EJE DE TRANSMISION

El eje de transmisión se diseñará de acuerdo al código - ASME. La ecuación para un eje que combina torsión, flexión - y carga axial, es :

$$s_s = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{\left(K_t M + \frac{\alpha F^x D}{8}\right)^2 + (K_{ts} T)^2} \quad (\text{Ec. 4-3})$$

donde :

- D = diámetro del eje, plg.
- M = momento de flexión, kips · plg
- K_t = factor de concentración de esfuerzo aplicado al momento de flexión. Se obtiene mediante la figura 4-3.
- T = momento de torsión, kips · plg
- K_{ts} = factor de concentración de esfuerzo aplicado al momento de torsión. Se obtiene mediante la figura 4-4.
- F^x = fuerza axial, kips
- α = factor de acción de columna :
 - $\alpha = 1$ para cargas de tracción.
 - $\alpha = 1/(1-0.0044 L/k)$, donde L=longitud del eje y k=radio de giro ($k=D/4$ para ejes cilíndricos macizos), ambos en plg.
- s_s = esfuerzo cortante permisible, kips/plg². Para ejes de acero comprados con especificaciones definidas, el esfuerzo cortante permisible es el menor de :

EJES CON CUÑERO

$$s_s = 0.225 s_y$$

$$s_s = 0.135 s_{ut}$$

EJES SIN CUÑERO

$$s_s = 0.300 s_y$$

$$s_s = 0.180 s_{ut}$$

DIAGRAMAS PARA FACTORES TEORICOS DE CONCENTRACION
DE ESPUERZO K_t y K_{ts} .

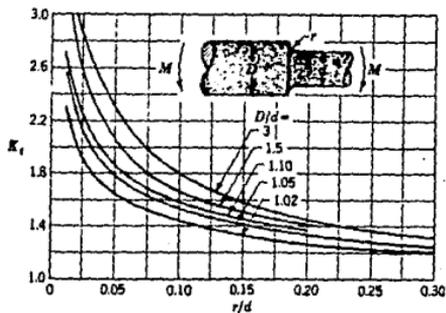


FIG. 4-3. BARRA DE SECCION CIRCULAR EN FLEXION, CON ESTRECHAMIENTO Y ENTALLE.

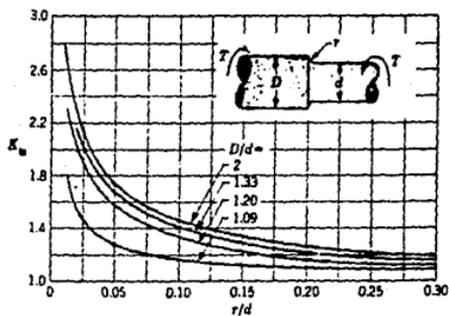


FIG. 4-4. BARRA DE SECCION CIRCULAR EN TORSION, CON ESTRECHAMIENTO Y ENTALLE.

En este capítulo diseñaremos el eje de transmisión para el engrane 2 (eje a) exclusivamente, ya que el engrane 3 y el engrane 4 van montados sobre el eje b y éste se diseñará en el capítulo 5 .

Para el diseño del eje a , partiremos de la siguiente información :

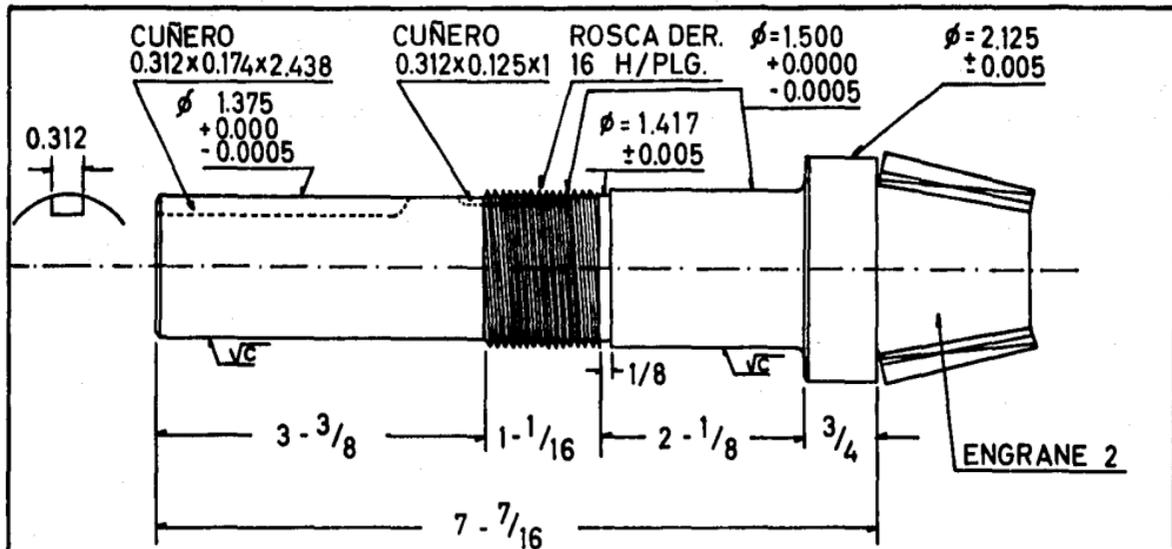
fuerza de empuje :	F_{32}^x	=	- 0.3659	kips
fuerza radial :	F_{32}^r	=	- 0.1722	kips
fuerza tangencial :	F_{32}^t	=	0.4643	kips
peso engrane 2 :	W_2	=	- 0.0012	kips
momento de torsión:	T_{a2}	=	0.36	kips . plg
momento de flexión producido por la fuerza de empuje:	M_{3a}	=	- 0.2838	kips . plg

Las dimensiones del eje se encuentran representadas en la figura 4-5, las cuales se han determinado de acuerdo al diámetro del eje de la fuerza motriz ($D=1.375$ plg) y a las características del engrane 2 .

De la información anterior pueden combinarse los diagramas de momentos vertical y horizontal para obtener el diagrama de momentos resultante que muestra la figura 4-6. (El eje será soportado por dos rodamientos cónicos montados " cara a cara ". El cálculo de las reacciones en los rodamientos se omite por la razón de que en cualquier libro de diseño de elementos de máquinas lo describe en forma completa).

De los diagramas de la figura 4-6, obtenemos los siguientes resultados :

momento flexionante máximo :	M_a	=	1.3052	kips . plg
---------------------------------	-------	---	--------	------------



- todas las dimensiones en pulgadas.
- textura de la superficie en el eje es de 16 μ plg.

TOLERANCIAS

CUÑEROS:	LONGITUDES DEL EJE:
+0.002	+0.016
-0.000	-0.000

MATERIAL: UNS G10100

U.A.G.	TESIS PROFESIONAL
" E J E a "	
G. GUDIÑO C. FIG. 4-5	

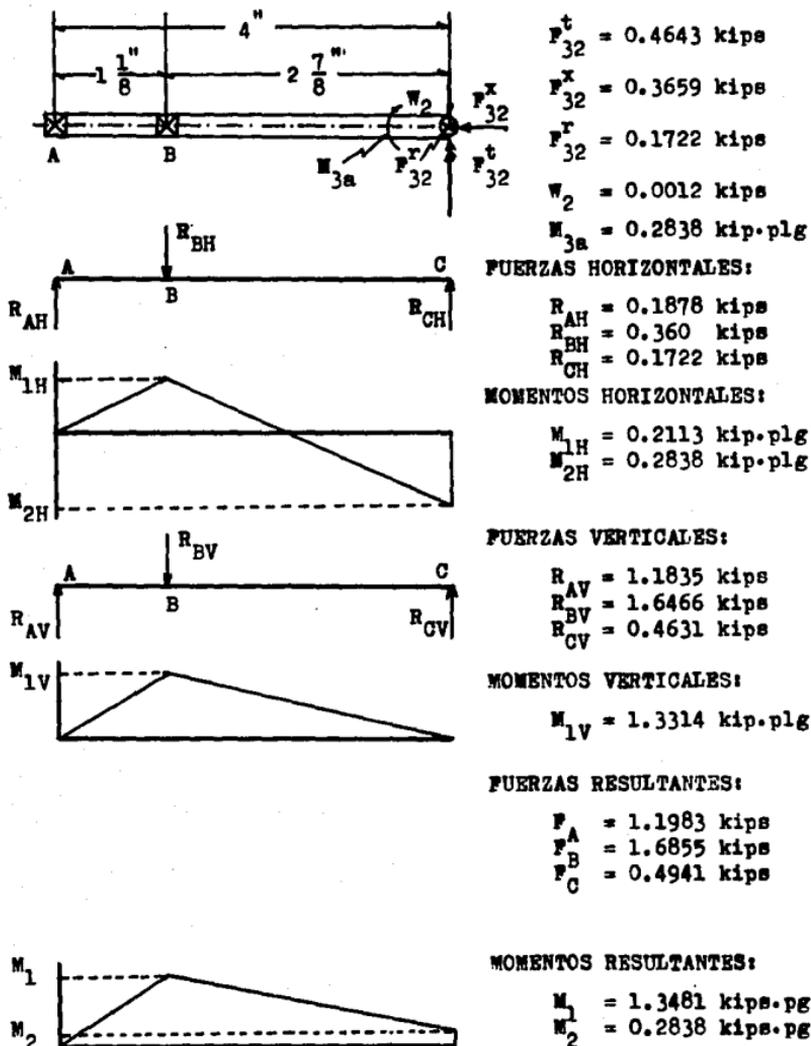


FIG. 4-6. DIAGRAMAS DE FUERZAS Y MOMENTOS PARA EL EJE a .

fuerzas radiales (las
cuales utilizaremos
en el capítulo 8 :

$$\text{rodamiento I} : F_{aI}^r = 1.1983 \text{ kips}$$

$$\text{rodamiento II} : F_{aII}^r = 1.6855 \text{ kips}$$

Determinaremos el esfuerzo cortante permisible en la posición del rodamiento II (punto B en la fig. 4-6), ya que en éste se encuentra el momento flexionante máximo. Aplicaremos la ecuación 4-3 con los siguientes datos :

diámetro del eje	:	$D_a = 1.5625 \text{ plg}$
momento flexionante	:	$M = 1.3052 \text{ kips} \cdot \text{plg}$
factor de concentración de esfuerzo	:	$K_t = 1.95$ dato tomado de la figura 4-3 con : $D/d=1.4$ y $r/d=0.06$
factor de concentración de esfuerzo	:	$K_{ts} = 1.6$ dato tomado de la figura 4-4 con : $D/d=1.4$ y $r/d=0.06$
momento de torsión	:	$T = 0.3600 \text{ kips} \cdot \text{plg}$
fuerza de empuje	:	$F^x = 0 \text{ kips}$

así, el esfuerzo cortante es :

$$s_s = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{(K_t M)^2 + (K_{ts} T)^2}$$

$$s_s = 3.4839 \text{ kips/plg}^2$$

En la posición del rodamiento II no existe cuñero, por lo cual los valores mínimos de resistencia a la fluencia y resistencia a la tensión son :

resistencia a la fluencia :	$s_y = s_g/0.30$
	$s_y = 11.613 \text{ kips/plg}^2$
resistencia a la tensión :	$s_{ut} = s_g/0.18$
	$s_{ut} = 19.355 \text{ kips/plg}^2$

Como comentamos anteriormente, el engrane 2 y el eje a - se fabricarán de una sola pieza, por lo cual el material utilizado es UNS G 10100 CD cuyas características cumplen los requisitos del eje a .

Así, para la primera reducción, las características y di mensiones principales tanto del engrane 2 como del engrane 3 se han recopilado en la tabla 4-1. El eje para el engrane 2 se muestra en la figura 4-5.

TABLA 4-1. DIMENSIONES PRINCIPALES DE LOS ENGRANES PARA LA PRIMERA REDUCCION.

	ENGRANE 2	ENGRANE 3
tipo de engrane [†] :	cónico espiral.	cónico espiral.
ángulo de presión normal :	20 grados.	20 grados.
ángulo de hélice :	35 grados.	35 grados.
número de dientes :	13 dientes.	65 dientes.
paso diametral :	7 dte/plg.	7 dte/plg.
diámetros:		
de paso :	1.8571 plg.	9.2857 plg.
de base :	1.7451 plg.	8.2857 plg.
exteriores :	2.2001 plg.	9.3126 plg.
de barreno* :		1.5000 plg.
ancho de cara :	1.5625 plg.	1.5625 plg.
materiales :	UNS G 10100 GD	UNS G 10100 HR

[†] El ángulo entre los ejes conectados es de 90 grados.

* El barreno del engrane 3 deberá tener un cuñero de - 5/16 x 5/32 x 1-9/16 plg. (ancho, profundidad y longitud) con tolerancias de +0.0006, -0.0000 plg. para el ancho y profundidad y de +0.016, -0.000 plg. para la longitud.

CAPITULO 5

CALCULO DE LA SEGUNDA REDUCCION

5.1 CALCULO DE LOS ENGRANES

La segunda reducción se calculará con engranes cilíndricos helicoidales de acuerdo a los siguientes datos :

- 1.- Una potencia de entrada de 9.965 HP a 350 rpm. Dicha potencia se calculó en base a la eficiencia de los engranes de la primera reducción.
- 2.- Relación de engranaje de 5:1 .
- 3.- Angulo de presión $\phi = 20$ grados medido en el plano normal del diente.
- 4.- Angulo de hélice $\psi = 20$ grados.
- 5.- Las características del impulso de la máquina motriz será uniforme mientras que para la carga impulsada será de choques moderados.
- 6.- Temperatura de operación $T = 150$ °F.

a) NUMERO MINIMO DE DIENTES

Para engranes cilíndricos helicoidales, la AGMA recomienda un número mínimo de dientes para el piñón igual a 18 para un ángulo de presión $\phi = 20$ grados y dientes de altura completa (ver tabla 2-1). Como la relación de engranaje es de 5:1, tenemos que los números reales de dientes son :

número de dientes para el engrane 4 : $N_4 = 18$

número de dientes para el engrane 5 : $N_5 = 90$

Los números virtuales o formativos de dientes para engranes cilíndricos helicoidales son :

	ENGRANE 4	ENGRANE 5
número virtual de dientes :	$N_{f4} = N_4 / \cos^3 \psi$	$N_{f5} = N_5 / \cos^3 \psi$

$$N_{f4} = 21.693$$

$$N_{f5} = 108.464$$

b) FACTOR GEOMETRICO (J)

Para calcular el factor geométrico (J), necesitamos conocer el factor de forma de Lewis (Y) el cual lo obtenemos de la tabla 2-2 con el número virtual de dientes y el ángulo de presión. Así tenemos que :

	ENGRANE 4	ENGRANE 5
factor de forma :	$Y_4 = 0.330$	$Y_5 = 0.449$
factor geométrico:	$J_4 = Y_4/1.313$	$J_5 = Y_5/1.313$
	$J_4 = 0.2513$	$J_5 = 0.3420$

c) PASO DIAMETRAL ADECUADO (P_d)

De acuerdo a la tabla 3-7 tenemos que el óptimo paso diametral para la segunda reducción es :

$$P_d = 8 \text{ dte/plg}$$

Con el paso diametral calcularemos las dimensiones más esenciales ya que las utilizaremos posteriormente en algunos requisitos para el cálculo de engranes, a saber :

	ENGRANE 4	ENGRANE 5
diámetro de paso :	$D_4 = N_4/P_d$	$D_5 = N_5/P_d$
	$D_4 = 2.250 \text{ plg}$	$D_5 = 11.250 \text{ plg}$
diámetro de base :	$D_{b4} = D_4 \cos \phi$	$D_{b5} = D_5 \cos \phi$
	$D_{b4} = 2.1143 \text{ plg}$	$D_{b5} = 10.5715 \text{ plg}$
diámetro exterior:	$D_{o4} = D_4 + 2/P_d$	$D_{o5} = D_5 + 2/P_d$
	$D_{o4} = 2.500 \text{ plg}$	$D_{o5} = 11.500 \text{ plg}$

diámetro de
barreno:

$$\begin{aligned} \text{mínimo: } D_{B4} &= (60P/n_4)^{1/3} & D_{B5} &= (60P/n_5)^{1/3} \\ D_{B4} &= 1 - 3/16 \text{ plg} & D_{B5} &= 2 \text{ plg} \\ \text{máximo: } D_{B4} &= (120P/n_4)^{1/3} & D_{B5} &= (120P/n_5)^{1/3} \\ D_{B4} &= 1 - 1/2 \text{ plg} & D_{B5} &= 2 - 9/16 \text{ plg} \end{aligned}$$

distancia entre

$$\begin{aligned} \text{centros : } C &= (D_4 + D_5) / 2 \\ C &= 6.750 \text{ plg} \end{aligned}$$

velocidad en la

$$\begin{aligned} \text{línea de paso : } V &= \pi n_4 D_4 / 12 \\ V &= 206.167 \text{ ft/min} \end{aligned}$$

d) RELACIONES FUNDAMENTALES PARA EL CALCULO DE ENGRANES

RELACION DE CONTACTO (m_p): Para engranes cilíndricos helicoidales la relación de contacto la calculamos mediante la ecuación 2-1 de acuerdo con los datos descritos en el inciso c). Así, la relación de contacto es:

$$m_p = 1.6851$$

INTERFERENCIA: Verificaremos si existe o no interferencia entre los engranes 4 y 5. Para esto utilizaremos la ecuación 2-2 de acuerdo con los datos del inciso c):

$$\frac{D_{o5}}{2} < \sqrt{\left(\frac{D_{b5}}{2}\right)^2 + C^2 \sin^2 \phi}$$

$$5.75 < 5.768$$

la relación se cumple, por lo cual no existe problema de interferencia.

e) ANCHO DE CARA (b)

El ancho de cara para engranes cilíndricos helicoidales está limitado entre $6p_{ct}$ y $6K_v p_{ct}$, así :

paso circular trans-

$$\text{versal : } p_{ct} = \pi / P_d \cos \phi$$

$$p_{ct} = 0.4179 \text{ plg/dte}$$

$$\text{factor de velocidad : } K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{v}}}$$

$$K_v = 0.9189$$

$$\text{ancho de cara : } b_{\min} = 2.3043 \text{ (} 2 - 5/16 \text{ plg)}$$

$$b_{\max} = 2.5074 \text{ (} 2 - 1/2 \text{ plg)}$$

El ancho de cara tanto para el engrane 4 como para el engrane 5 es :

$$b = 2 - 1/2 \text{ plg}$$

f) EFICIENCIA DE LOS ENGRANES (E)

La eficiencia para engranes cilíndricos helicoidales la obtenemos de acuerdo con las ecuaciones 2-12, 2-13, 2-15 y -- 2-16. Ver formulario del capítulo 2 sección 2.9 .

Los datos empleados en dichas ecuaciones son :

$$\text{coef. fricción (tabla 2-10): } f = 0.0390$$

$$\text{factor } H_g \text{ (ecuación 2-15): } H_g = 0.3622$$

$$\text{factor } H_t \text{ (ecuación 2-16): } H_t = 0.3011$$

así tenemos que la pérdida de potencia, en porcentaje es: $P_L = 0.6128 \%$. Aplicando la ecuación 2-12 tenemos que la eficiencia es :

E = 99.39

g) CARGA TRANSMITIDA (w_t)

La carga transmitida la obtenemos mediante la ecuación 2-3 utilizando los datos del engrane 4 el cual gira a 350 rpm y transmite una potencia de 9.965 hp:

$$w_t = \frac{126 P}{n_4 D_4}$$

$$w_t = 1.5944 \text{ kips}$$

h) MATERIALES PARA LOS ENGRANES

Los materiales utilizados para la segunda reducción serán:

	ENGRANE 4	ENGRANE 5
material	UNS G 10180 CD	UNS G 10350 HR
resistencia de:		
fluencia:	$s_y = 54 \text{ kip/plg}^2$	$s_y = 39 \text{ kip/plg}^2$
tensión:	$s_{ut} = 64 \text{ kip/plg}^2$	$s_{ut} = 72 \text{ kip/plg}^2$
dureza :	111 HB	143 HB

En base a la resistencia de fluencia y al factor geométrico determinaremos cual es el engrane más débil ya que éste controlará el diseño.

	ENGRANE 4	ENGRANE 5
resistencia de fluencia:	$s_o = 54 \text{ kip/plg}^2$	$s_o = 39 \text{ kip/plg}^2$

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

$$\begin{array}{ll} \text{factor geométrico:} & J_4 = 0.2513 \qquad J_5 = 0.3421 \\ & s_o J_4 = 13.5686 \qquad s_o J_5 = 13.3396 \end{array}$$

el engrane 5 controlará el diseño ya que el producto $s_o J_5$ es menor que para el engrane 4.

i) FACTOR DE SEGURIDAD (n)

Para calcular el factor de seguridad, es necesario conocer el esfuerzo calculado y la resistencia a la fatiga del engrane 5.

El esfuerzo calculado lo obtenemos de la ecuación 2-4 :

$$s = \frac{W_t P_d}{m_p K_v b J_5}$$

$$s = 9.6326 \text{ kips/plg}^2$$

La resistencia a la fatiga la calcularemos en base a los siguientes factores :

$$\begin{array}{ll} K_a = 0.80 & \text{para una resistencia a la tensión igual} \\ & \text{a } 72 \text{ kips/plg}^2. \text{ Ver figura 2-12 .} \\ K_b = 1.00 & \text{para un } P_d = 8 . \\ K_c = 0.814 & \text{para una confiabilidad del } 99 \% . \\ K_d = 1.00 & \text{para una temperatura } T = 150 \text{ } ^\circ\text{F} . \\ K_e = 1.00 & \text{para engranes.} \\ K_f = 1.40 & \text{para flexión repetida en un solo sentido.} \\ s_e = 36 \text{ kips/plg}^2 & \text{Dicho valor corresponde al } 50 \% \\ & \text{de la resistencia última a la tensión.} \\ & \text{Ver capítulo 2 sección 2.5 inciso b) .} \end{array}$$

Empleando la ecuación 2-9 tenemos que la resistencia a la fatiga para el engrane 5 es :

$$s_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f s'_e$$

$$s_e = 32.8205 \text{ kips/plg}^2$$

El factor de seguridad del engrane lo obtenemos mediante la ecuación 2-10 :

$$n_G = s_e / s$$

$$n_G = 3.4073$$

El factor de seguridad lo obtenemos con la ecuación 2-11 con $K_O = 1.25$ (tabla 2-8) y $K_M = 1.30$ (tabla 2-9) :

$$n = n_G / (K_O K_M)$$

$$n = 2.097$$

El factor de seguridad es aceptado por la AGMA, ya que es mayor a 2 .

j) CARGA LIMITE DE FATIGA (F_O)

Calcularemos la carga límite de fatiga mediante la ecuación 2-5, siendo :

$$F_O = \frac{m_p s_o b J_5}{P_d}$$

$$F_O = 7.0244 \text{ kips}$$

k) CARGA DINAMICA (F_d)

Para calcular la carga dinámica es necesario conocer :

EL FACTOR DE DEFORMACION (C_K), el cual lo calculamos con un error máximo permisible $e = 0.0015$ plg. y los módulos de elasticidad $E_4 = E_5 = 30\ 000$ kips/plg² :

$$C_K = 0.111 e / (1/E_4 + 1/E_5)$$

$$C_K = 2.4975 \text{ kips/plg}$$

EL FACTOR F_G :

$$F_G = C_K b \cos^2 \phi + W_t$$

$$F_G = 7.1078 \text{ kips}$$

Con los valores anteriores aplicados a la ecuación 2-6, la carga dinámica (F_d) es :

$$F_d = \frac{0.05 V (F_G) \cos}{0.05 V + \sqrt{F_G}} + W_t$$

$$F_d = 6.9011 \text{ kips}$$

El diseño en base a la carga dinámica es aceptable, ya que su valor es menor que la carga límite de fatiga.

m) CARGA DE DESGASTE (F_w)

Para calcular la carga de desgaste es necesario conocer:

EL FACTOR DE RELACION (Q), el cual está en función de los números reales de dientes :

$$Q = 2N_5 / (N_4 + N_5)$$

$$Q = 1.6667$$

EL FACTOR DEL TIPO DE ENGRANAJE (R). Para engranes cilíndricos helicoidales es :

$$R = 1 / \cos^2 \phi$$

$$R = 1.1325$$

LA DUREZA PROMEDIO (NB). Al igual como se hizo en el capítulo anterior, las durezas de los materiales para los engranes serán incrementadas para que la carga de desgaste sea mayor que la carga dinámica. Con la ayuda del programa por computadora encontramos que las durezas son 470 HB y 366 HB para el engrane 4 y engrane 5 respectivamente. La dureza promedio es :

$$NB = (NB_4 + NB_5) / 2$$

$$NB = 418 \text{ HB}$$

EL LIMITE DE FATIGA DE LAS SUPERFICIES DE LOS ENGRANES (s_{es}), se obtiene mediante :

$$s_{es} = 0.4 \text{ NB} - 10$$

$$s_{es} = 157.2 \text{ kips/plg}^2$$

Con los valores anteriores aplicados a la ecuación 2-8, la carga de desgaste (F_w) es :

$$F_w = R D_4 Q K b n_p$$

$$F_w = 7.2 \text{ kips}$$

La carga de desgaste (F_w) es una carga permisible que debe ser mayor que la carga dinámica (F_d). El diseño cumple el requisito anterior por lo cual es aceptable.

n) FUERZAS EN LOS ENGRANES

Al igual que en los engranes para la primera reducción, las fuerzas componentes en los engranes 4 y 5 las calcularemos sumando 3 grados al ángulo de presión por efecto de fricción en los rodamientos.

Las fuerzas componentes en los engranes son :

FUERZA TANGENCIAL. Calculada mediante :

$$F_{45}^t = 126 P / (n_4 D_4)$$

$$F_{45}^t = 1.5944 \text{ kips}$$

$$F_{54}^t = -1.5944 \text{ kips}$$

FUERZA SEPARADORA. Llamada también fuerza radial :

$$F_{45}^r = F_{45}^t \tan \phi / \cos \phi$$

$$F_{45}^r = -0.7227 \text{ kips}$$

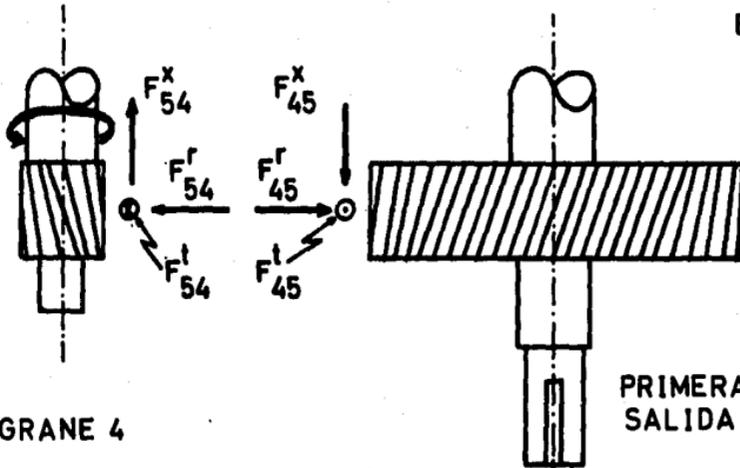
$$F_{54}^r = 0.7227 \text{ kips}$$

FUERZA DE EMPUJE. El sentido de la fuerza de empuje depende de el sentido de rotación y del sentido de la hélice. Así para el engrane 4 el sentido de la hélice será a mano izquierda y tendrá una rotación en sentido de las manecillas del reloj mirando por la derecha, mientras que para el engrane 5 el sentido de la hélice será a mano derecha. Las fuerzas de empuje de los engranes se muestran en sus sentidos correctos en la figura-5-1. Las magnitudes de las fuerzas son :

SEGUNDA REDUCCION

ENGRANE 5

Engrane con espiral a mano derecha.



ENGRANE 4

Rotación en el sentido de las manecillas del reloj mirando por la derecha.

Espiral a mano izquierda.

PRIMERA SALIDA

U.A.G.	TESIS PROFESIONAL
FUERZAS EN LOS ENGRANES	
G. GUDIÑO C. FIG. 5-1	

$$F_{45}^x = F_{45}^t \tan \phi$$

$$F_{45}^x = 0.5824 \text{ kips}$$

$$F_{54}^x = -0.5824 \text{ kips}$$

p) PESO DE LOS ENGRANES

El peso de los engranes lo calculamos con la densidad -- promedio de los aceros ($\rho = 487 \text{ lb/ft}^3$) y el volumen del engrane :

	ENGRANE 4	ENGRANE 5
volumen :	$v_4 = \pi D_4^2 b / 6912$	$v_5 = m_G^2 v_4$
	$v_4 = 0.0053 \text{ ft}^3$	$v_5 = 0.1330 \text{ ft}^3$
peso :	$w_4 = \rho v_4$	$w_5 = \rho v_5$
	$w_4 = 2.6 \text{ lbs}$	$w_5 = 65 \text{ lbs}$

5.2 DISEÑO DE ELEMENTOS DE LOS ENGRANES

a) CUÑAS O CHAVETAS

Para los engranes de la segunda reducción se utilizara u na cuña cuadrada con un ancho y profundidad igual a una cuarta parte del diámetro del eje. El diseño de las cuñas se hará de acuerdo al método descrito en el capítulo 4 :

CUÑA PARA EL

ENGRANE 4

ENGRANE 5

CUÑA PARA EL

	ENGRANE 4	ENGRANE 5
material :	UNS G 10350 HR	UNS G 10350 HR
resistencia:		
de fluencia:	$s_y = 39 \text{ kips/plg}^2$	$s_y = 39 \text{ kips/plg}^2$
al cortante:	$s_s = 22.5 \text{ kips/plg}^2$	$s_s = 22.5 \text{ kips/plg}^2$
potencia :	P = 9.965 HP	P = 9.965 HP
rev. por min. :	$n_4 = 350 \text{ rpm.}$	$n_5 = 70 \text{ rpm.}$
factor de seg.:	n = 2.5	n = 2.5
diámetro del eje :	$D_{b4} = 1.500 \text{ plg.}$	$D_{c5} = 2.250 \text{ plg.}$
ancho de la cuña :	$b_4 = 0.375 \text{ plg.}$	$b_5 = 0.5625 \text{ plg.}$
profundidad de la cuña:	$t_4 = 0.375 \text{ plg.}$	$t_5 = 0.5625 \text{ plg.}$
longitud mínima en base al esfuerzo:		
cortante :	$L_4 = 0.750 \text{ plg.}$	$L_5 = 1.625 \text{ plg.}$
compresión :	$L_4 = 0.875 \text{ plg.}$	$L_5 = 1.875 \text{ plg.}$

Las longitudes en base al esfuerzo cortante y al esfuerzo de compresión se calcularon de acuerdo a las ecuaciones 4-1 y 4-2 respectivamente.

Comparando las longitudes de las cuñas con el ancho de cara de los engranes ($b = 2.500 \text{ plg}$) vemos que son menores, por lo cual las igualaremos al ancho de cara de los engranes. Así las dimensiones de las cuñas son :

CUÑA PARA EL

	ENGRANE 4	ENGRANE 5
ancho :	0.3750 plg.	0.5625 plg.
profundidad :	0.3750 plg.	0.5625 plg.
longitud :	2.500 plg.	2.500 plg.

**TOLERANCIAS
PARA LAS CUÑAS**

	ENGRANE 4	ENGRANE 5
ancho :	+0.000 plg. -0.002 plg.	+0.000 plg. -0.002 plg.
profundidad :	+0.002 plg. -0.000 plg.	+0.002 plg. -0.000 plg.
longitud :	+0.016 plg. -0.000 plg.	+0.016 plg. -0.000 plg.

b) CUBOS

Analizando los engranes para la segunda reducción vemos que el diámetro de paso del engrane 4 es un poco mayor que el ancho de cara, por lo cual lo dejaremos sin cubo.

Con lo que respecta al engrane 5, el cubo deberá tener - las siguientes características :

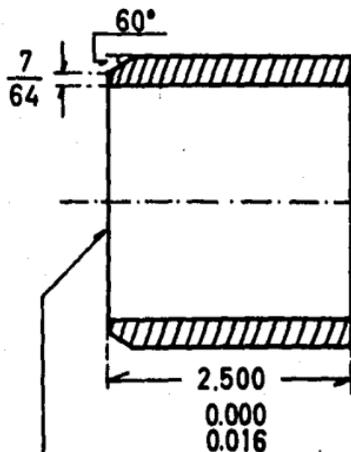
material	:	UNS G 10350 HR
longitud	:	2.500 plg.
diámetro interior	:	2.250 plg.
diámetro exterior	:	2.8125 plg.

Las dimensiones se encuentran representadas en la figura 5-2. El cubo será soldado al engrane utilizando un electrodo E - 7010.

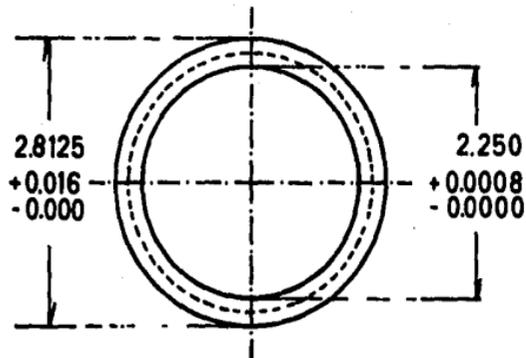
5.3 DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISION

En éste capítulo diseñaremos el eje correspondiente al - engrane 3 de la primera reducción y al engrane 4 de la segunda reducción (eje b) exclusivamente, ya que el engrane 5 va montado sobre un eje en el que interviene el embrague para la tercera reducción y el engrane 6.

ESTE LADO VA SOLDADO A
TOPE AL ENGRANE 5.



ESTE LADO ORIENTADO
HACIA EL RODAMIENTO V



MATERIAL:
UNS G 10350 HR

todas las dimensiones
en pulgadas

U.A.G.

TESIS
PROFESIONAL

CUBO PARA EL
ENGRANE 5

G. GUDIÑO C. FIG. 5-2

a) DISEÑO DEL EJE b

Para el diseño del eje b , partiremos de la siguiente información :

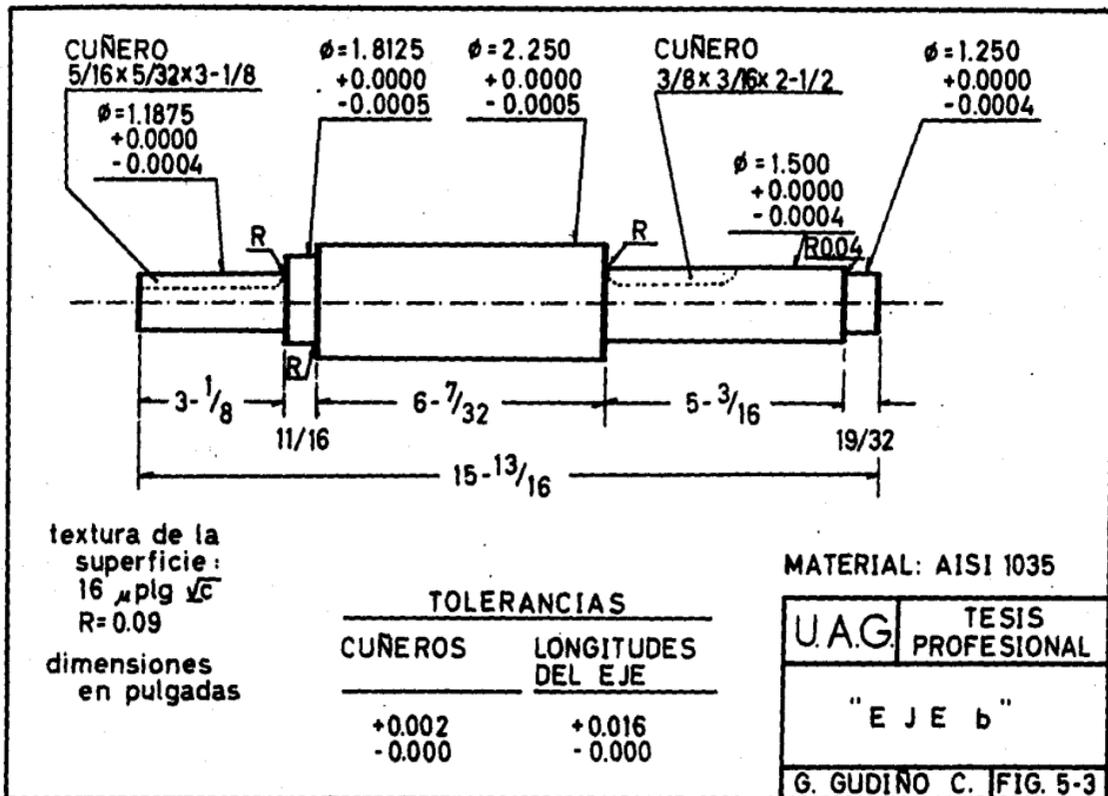
FUERZAS Y MOMENTOS PRODUCIDOS POR LOS ENGRANES SOBRE EL EJE		
	ENGRANE 3	ENGRANE 4
FUERZAS:		
tangenciales:	$F_{23}^t = -0.4643$ kips	$F_{54}^t = -1.6000$ kips
radiales :	$F_{23}^r = -0.3660$ kips	$F_{54}^r = 0.7230$ kips
de empuje :	$F_{23}^x = 0.1722$ kips	$F_{54}^x = -0.5820$ kips
peso :	$W_3 = -0.0300$ kips	$W_4 = -0.0026$ kips
MOMENTOS:		
de flexión :	$M_{2b} = 0.6680$ kips-plg	$M_{5b} = 0.6550$ kips-plg
de torsión :	$T_{3b} = 1.8000$ kips-plg	$T_{b4} = 1.8000$ kips-plg

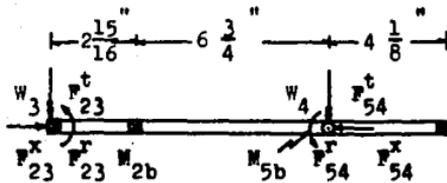
El momento de flexión es el producido por las fuerzas de empuje sobre el eje considerando el diámetro de paso medio de los engranes.

Las dimensiones del eje se encuentran representadas en la figura 5-3, las cuales se han determinado de acuerdo a las características de los engranes como son el diámetro de barra no, distancia entre centros y ancho de cara.

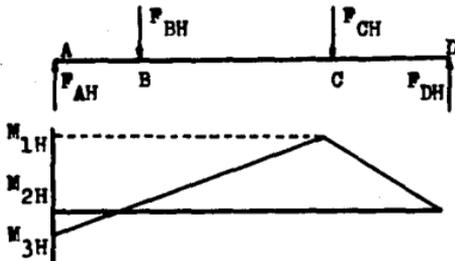
De la información anterior pueden combinarse los diagramas de momentos vertical y horizontal para obtener el diagrama de momentos resultante que muestra la figura 5-4.

De los diagramas de la figura 5-4, obtenemos los siguientes resultados :



**FUERZAS HORIZONTALES:**

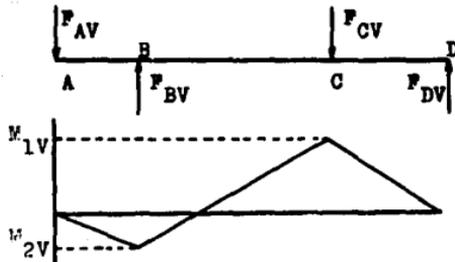
$$\begin{aligned} F_{AH} &= 0.3660 \text{ kips} \\ F_{BH} &= 0.0497 \text{ kips} \\ F_{CH} &= 0.7230 \text{ kips} \\ F_{DH} &= 0.4065 \text{ kips} \end{aligned}$$

**MOMENTOS HORIZONTALES:**

$$\begin{aligned} M_{1H} &= 2.3317 \text{ kip}\cdot\text{plg} \\ M_{2H} &= 0.5220 \text{ kip}\cdot\text{plg} \\ M_{3H} &= 0.6680 \text{ kip}\cdot\text{plg} \end{aligned}$$

FUERZAS VERTICALES:

$$\begin{aligned} F_{AV} &= 0.4943 \text{ kips} \\ F_{BV} &= 1.2599 \text{ kips} \\ F_{CV} &= 1.6026 \text{ kips} \\ F_{DV} &= 0.8370 \text{ kips} \end{aligned}$$

**MOMENTOS VERTICALES:**

$$\begin{aligned} M_{1V} &= 3.5318 \text{ kip}\cdot\text{plg} \\ M_{2V} &= 1.5078 \text{ kip}\cdot\text{plg} \end{aligned}$$

FUERZAS RESULTANTES:

$$\begin{aligned} F_A &= 0.6151 \text{ kips} \\ F_B &= 1.2609 \text{ kips} \\ F_C &= 1.7581 \text{ kips} \\ F_D &= 0.9305 \text{ kips} \end{aligned}$$

MOMENTOS RESULTANTES:

$$\begin{aligned} M_1 &= 4.2321 \text{ kip}\cdot\text{plg} \\ M_2 &= 1.5956 \text{ kip}\cdot\text{plg} \\ M_3 &= 0.6680 \text{ kip}\cdot\text{plg} \end{aligned}$$

FIG. 5-4. DIAGRAMAS DE FUERZAS Y MOMENTOS PARA EL EJE b .

momento flexionante
máximo : $M_b = 4.2321 \text{ kips} \cdot \text{plg}$

fuerzas radiales en:

rodamiento III : $F_{bIII}^r = 1.2609 \text{ kips}$

rodamiento IV : $F_{bIV}^r = 0.9478 \text{ kips}$

Determinaremos el esfuerzo cortante permisible en la posición del engrane 4 (punto C de la fig. 5-4), ya que en éste se encuentra el momento flexionante máximo. Aplicaremos la ecuación 4-3 con los siguientes datos :

diámetro del eje : $D_b = 1.500 \text{ plg}$

momento flexionante : $M = 4.2321 \text{ kips} \cdot \text{plg}$

factor de concentración de
esfuerzo : $K_t = 1.75$ dato tomado de
la figura 4-3 con :
 $D/d=1.5$ y $r/d=0.06$

momento de torsión : $T = 1.8 \text{ kips} \cdot \text{plg}$

factor de concentración de
esfuerzo : $K_{ts} = 1.50$ dato tomado de
la figura 4-4 con :
 $D/d=1.5$ y $r/d=0.06$

fuerza de empuje : $F^x = 0 \text{ kips}$

así, el esfuerzo cortante permisible es :

$$s_s = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{(K_t M)^2 + (K_{ts} T)^2}$$

$$s_s = 11.8956 \text{ kips/plg}^2$$

En la posición del engrane 4 sí existe cuñero, por lo --
cual los valores mínimos de resistencia a la fluencia y resis-
tencia a la tensión son :

$$\begin{aligned} \text{resistencia de fluencia : } s_y &= s_s / 0.225 \\ s_y &= 52.8693 \text{ kips/plg}^2 \\ \text{resistencia a la tensión : } s_{ut} &= s_s / 0.135 \\ s_{ut} &= 88.1156 \text{ kips/plg}^2 \end{aligned}$$

El material a utilizar será acero AISI 10350 estirado en frío cuyas características son :

$$\begin{aligned} \text{resistencia a la fluencia: } s_y &= 78.2 \text{ kips/plg}^2 \\ \text{resistencia a la tensión : } s_{ut} &= 92 \text{ kips/plg}^2 \end{aligned}$$

el cual cumple con los requisitos obtenidos por el código -- ASME (ecuación 4-3).

Así, para la segunda reducción, las características y dimensiones principales tanto del engrane 4 como del engrane 5 se han recopilado en la tabla 5-1. El eje para el engrane 3 y 4 se muestra en la figura 5-3.

TABLE 5-1. DIMENSIONES PRINCIPALES DE LOS ENGRANES
PARA LA SEGUNDA REDUCCION.

	ENGRANE 4	ENGRANE 5
tipo de engrane :	helicoidal.	helicoidal.
ángulo de presión normal :	20 grados.	20 grados.
ángulo de hélice :	20 grados.	20 grados.
sentido de la hélice :	izquierda.	derecha.
número de dientes :	18 dientes.	90 dientes.
paso diametral :	8 dte/plg.	8 dte/plg.
diámetros:		
de paso :	2.250 plg.	11.250 plg.
de base :	2.1143 plg.	10.5715 plg.
exteriores :	2.500 plg.	11.500 plg.
de barreno*	1.500 plg.	2.250 plg.
ancho de cara :	2.500 plg.	2.500 plg.
materiales :	UNS G 10180 GD	UNS G 10350 HR

* El engrane 4 será provisto de un cuñero con las siguientes dimensiones: $5/16 \times 5/32 \times 2-1/2$. El cuñero para el engrane 5 será de $9/16 \times 9/32 \times 2-1/2$. Las tolerancias para el ancho y profundidad son de $+0.0006$, -0.0000 plg., mientras que la longitud es la misma que el ancho de cara.

CAPITULO 6

CALCULO DE LA TERCERA REDUCCION

6.1 CALCULO DE LOS ENGRANES

La tercera reducción se calculará con engranes cilíndricos helicoidales de acuerdo con los siguientes datos :

- 1.- Una potencia de entrada de 9.904 HP a 70 rpm. Dicha potencia se calculó en base a la eficiencia de los engranes de la segunda reducción.
- 2.- Relación de engranaje de 7:1 .
- 3.- Angulo de presión $\phi = 20$ grados medido en el plano normal del diente.
- 4.- Angulo de hélice $\psi = 20$ grados.
- 5.- Las características del impulso del eje motriz será uniforme mientras que para la carga impulsada será de choques moderados.
- 6.- Temperatura de operación $T = 150$ °F.

a) NUMERO MINIMO DE DIENTES

Para engranes cilíndricos helicoidales, la AGMA recomienda un número mínimo de dientes para el piñón igual a 18 para un ángulo de presión $\phi = 20$ grados y dientes de altura completa (ver tabla 2-1). Como la relación de engranaje es de 7:1, tenemos que los números reales de dientes son :

número de dientes para el engrane 6 : $N_6 = 18$

número de dientes para el engrane 7 : $N_7 = 126$

Los números virtuales o formativos de dientes para los engranes cilíndricos helicoidales correspondientes a la tercera reducción son :

	ENGRANE 6	ENGRANE 7
número virtual de dientes :	$N_{T6} = N_6 / \cos^3 \phi$	$N_{T7} = N_7 / \cos^3 \phi$
	$N_{T6} = 21.693$	$N_{T7} = 151.849$

b) FACTOR GEOMETRICO (J)

Siguiendo el mismo procedimiento que para los engranes anteriores, tenemos :

	ENGRANE 6	ENGRANE 7
factor de forma :	$Y_6 = 0.330$	$Y_7 = 0.460$
factor geométrico:	$J_6 = Y_6 / 1.313$	$J_7 = Y_7 / 1.313$
	$J_6 = 0.2513$	$J_7 = 0.3503$

c) PASO DIAMETRAL ADECUADO (P_d)

De acuerdo a la tabla 3-7 tenemos que el óptimo paso diametral para la tercera reducción es :

$$P_d = 6 \text{ dte/plg}$$

Con el paso diametral calcularemos las dimensiones más importantes ya que las utilizaremos posteriormente en algunos requisitos para el calculo de engranes, a saber :

	ENGRANE 6	ENGRANE 7
diámetro de paso :	$D_6 = N_6 / P_d$	$D_7 = N_7 / P_d$
	$D_6 = 3.000 \text{ plg}$	$D_7 = 21.000 \text{ plg}$
diámetro de base :	$D_{b6} = D_6 \cos \phi$	$D_{b7} = D_7 \cos \phi$
	$D_{b6} = 2.8191 \text{ plg}$	$D_{b7} = 19.7335 \text{ plg}$

$$\begin{aligned} \text{diámetro exterior: } D_{o6} &= D_6 + 2/P_d & D_{o7} &= D_7 + 2/P_d \\ D_{o6} &= 3.333 \text{ plg} & D_{o7} &= 21.333 \text{ plg} \end{aligned}$$

diámetro de
barreno:

$$\begin{aligned} \text{mínimo: } D_{B6} &= (60P/n_6)^{1/3} & D_{B7} &= (60P/n_7)^{1/3} \\ D_{B6} &= 2.000 \text{ plg} & D_{B7} &= 3.938 \text{ plg} \\ \text{máximo: } D_{B6} &= (120P/n_6)^{1/3} & D_{B7} &= (120P/n_7)^{1/3} \\ D_{B6} &= 2.563 \text{ plg} & D_{B7} &= 4.938 \text{ plg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{distancia entre} \\ \text{centros : } C &= (D_6 + D_7) / 2 \\ C &= 12.000 \text{ plg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{velocidad en la} \\ \text{línea de paso : } V &= \omega n_6 D_6 / 12 \\ V &= 54.978 \text{ ft/min} \end{aligned}$$

d) RELACIONES FUNDAMENTALES PARA EL
CALCULO DE ENGRANES

RELACION DE CONTACTO (m_p): De acuerdo con los datos des-
critos en el inciso anterior y aplicandolos en la ecua-
ción 2-1, la relación de contacto es:

$$m_p = 1.7029$$

INTERFERENCIA: Verificaremos si existe o no interferencia -
entre los engranes 6 y 7. Para esto utilizaremos la ecua-
ción 2-2 de acuerdo con los datos del inciso c):

$$\frac{D_{o7}}{2} < \sqrt{\left(\frac{D_{B7}}{2}\right)^2 + C^2 \sin^2 \phi}$$

$$10.67 < 10.69$$

la relación se cumple, por lo cual no existe problema de interferencia.

e) ANCHO DE CARA (b)

El ancho de cara para engranes cilíndricos helicoidales está limitado entre $5p_{ct}$ y $6K_v p_{ct}$, así :

paso circular trans-

$$\text{versal : } P_{ct} = \pi / P_d \cos \phi$$

$$P_{ct} = 0.5572 \text{ plg/dte}$$

$$\text{factor de velocidad : } K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V}}}$$

$$K_v = 0.9556$$

$$\text{ancho de cara : } b_{\min} = 3.1948 \text{ (} 3 - 3/16 \text{ plg)}$$

$$b_{\max} = 3.3432 \text{ (} 3 - 5/16 \text{ plg)}$$

El ancho de cara tanto para el engrane 6 como para el engrane 7 es :

$$b = 3 - 5/16 \text{ plg}$$

f) EFICIENCIA DE LOS ENGRANES (E)

La eficiencia para engranes cilíndricos helicoidales la obtenemos de acuerdo con las ecuaciones 2-12, 2-13, 2-15 y 2-16. Ver formulario del capítulo 2 sección 2.9 .

Los datos empleados en dichas ecuaciones son :

$$\text{coef. fricción (tabla 2-10): } f = 0.0420$$

$$\text{factor } H_a \text{ (ecuación 2-15): } H_a = 0.3516$$

$$\text{factor } H_t \text{ (ecuación 2-16): } H_t = 0.2867$$

así tenemos que la pérdida de potencia, en porcentaje es:
 $P_L = 0.6364 \%$. Aplicando la ecuación 2-12 tenemos que la eficiencia es :

$$E = 99.36 \%$$

g) CARGA TRANSMITIDA (W_t)

La carga transmitida la obtenemos mediante la ecuación 2-3 utilizando los datos del engrane 6, el cual gira a 350 rpm y transmite una potencia de 9.904 HP :

$$W_t = \frac{126 P}{n_6 D_6}$$

$$W_t = 5.9424 \text{ kips}$$

h) MATERIALES PARA LOS ENGRANES

Los materiales utilizados para la tercera reducción serán :

	ENGRANE 6	ENGRANE 7
material	UNS G 43400	UNS G 92550
	estirado a 600 °F	estirado a 1000 °F
resistencias de:		
fluencia:	$s_y = 234 \text{ kip/plg}^2$	$s_y = 160 \text{ kip/plg}^2$
tensión:	$s_{ut} = 260 \text{ kip/plg}^2$	$s_{ut} = 180 \text{ kip/plg}^2$
dureza	498 HB	352 HB

En base a la resistencia de fluencia y al factor geométrico-determinaremos cual es el engrane más debil ya que éste controlará el diseño.

	ENGRANE 6	ENGRANE 7
resistencia de fluencia:	$s_o = 234 \text{ kip/plg}^2$	$s_o = 160 \text{ kip/plg}^2$
factor geométrico:	$J_6 = 0.2513$	$J_7 = 0.3503$
	$s_o J_6 = 58.7984$	$s_o J_7 = 56.042$

el engrane 7 controlará el diseño ya que el producto $s_o J_7$ es menor que para el engrane 6.

1) FACTOR DE SEGURIDAD (n)

Para calcular el factor de seguridad, es necesario conocer el esfuerzo calculado y la resistencia a la fatiga del engrane 7.

El esfuerzo calculado lo obtenemos de la ecuación 2-4 :

$$s = \frac{W_t P_d}{m_p K_v b J_7}$$

$$s = 18.8842 \text{ kips/plg}^2$$

La resistencia a la fatiga la calcularemos en base a los siguientes factores :

- $K_a = 0.64$ para una resistencia a la tensión igual a 180 kips/plg². Ver figura 2-12 .
- $K_b = 1.00$ para un $P_d = 6$.
- $K_c = 0.814$ para una confiabilidad del 99 % .
- $K_d = 1.00$ para una temperatura $T = 150$ °F .
- $K_e = 1.00$ para engranes
- $K_f = 1.40$ para flexión repetida en un solo sentido.
- $s'_e = 90 \text{ kips/plg}^2$. Dicho valor corresponde al 50 % de la resistencia última a la tensión. Ver capítulo 2 sección 2.5 inciso b) .

Empleando la ecuación 2-9 tenemos que la resistencia a la fatiga para el engrane 7 es :

$$s_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f s_e'$$

$$s_e = 65.6410 \text{ kips/plg}^2$$

El factor de seguridad del engrane lo obtenemos mediante la ecuación 2-10 :

$$n_G = s_e / s$$

$$n_G = 3.4760$$

El factor de seguridad lo obtenemos con la ecuación 2-11 con $K_o = 1.25$ (tabla 2-8) y $K_m = 1.30$ (tabla 2-9) :

$$n = n_G / (K_o K_m)$$

$$n = 2.14$$

El factor de seguridad es aceptado por la AGMA, ya que es mayor a 2 .

j) CARGA LIMITE DE FATIGA (F_o)

Calcularemos la carga límite de fatiga mediante la ecuación 2-5, siendo :

$$F_o = \frac{m_p s_o b J_5}{P_d}$$

$$F_o = 52.6868 \text{ kips}$$

k) CARGA DINAMICA (F_d)

Para calcular la carga dinámica es necesario conocer :

EL FACTOR DE DEFORMACION (C_K), el cual lo calculamos con un error máximo permisible $e = 0.0026$ plg. y los módulos de elasticidad $E_6 = E_7 = 30\ 000$ kips/plg² :

$$C_K = 0.111 e / (1/E_6 + 1/E_7)$$

$$C_K = 4.3290 \text{ kips/plg}$$

EL FACTOR F_G :

$$F_G = C_K b \cos^2 \phi + W_t$$

$$F_G = 18.6048 \text{ kips}$$

Con los valores anteriores aplicados a la ecuación 2-6, la carga dinámica (F_d) es :

$$F_d = \frac{0.05 V (F_G) \cos}{0.05 V + \sqrt{F_G}} + W_t$$

$$F_d = 12.7474 \text{ kips}$$

El diseño en base a la carga dinámica es aceptable, ya que su valor es menor que la carga límite de fatiga.

m) CARGA DE DESGASTE (F_w)

Para calcular la carga de desgaste es necesario conocer:

EL FACTOR DE RELACION (Q), el cual está en función de los números reales de dientes :

$$Q = 2N_7 / (N_6 + N_7)$$

$$Q = 1.750$$

EL FACTOR DEL TIPO DE ENGRANAJE (R). Para engranes cilíndricos helicoidales es :

$$R = 1 / \cos^2 \phi$$

$$R = 1.1325$$

LA DUREZA PROMEDIO (NB). Con la ayuda del programa por computadora encontramos que no es necesario someter los materiales a un tratamiento térmico para incrementar sus durezas (498 HB para el engrane 6 y 352 HB para el engrane 7), por lo cual, la dureza promedio es :

$$NB = (NB_6 + NB_7) / 2$$

$$NB = 425 \text{ HB}$$

EL LIMITE DE FATIGA DE LAS SUPERFICIES DE LOS ENGRANES (s_{es}), se obtiene mediante :

$$s_{es} = 0.4 \text{ NB} - 10$$

$$s_{es} = 160 \text{ kips/plg}^2$$

Con los valores anteriores aplicados a la ecuación 2-8, la carga de desgaste (F_w) es :

$$F_w = R D_6 Q K b m_p$$

$$F_w = 13.983 \text{ kips/plg}^2$$

La carga de desgaste (F_w) es una carga permisible que debe ser mayor que la carga dinámica (F_d). El diseño cumple el requisito anterior por lo cual es aceptable.

n) FUERZAS EN LOS ENGRANES

Al igual que en los engranes para la segunda reducción,

las fuerzas componentes en los engranes 6 y 7 las calcularemos sumando 3 grados al ángulo de presión por efecto de fricción en los rodamientos.

Las fuerzas componentes en los engranes son :

FUERZA TANGENCIAL. Calculada mediante :

$$F_{76}^t = 126 P / (n_6 D_6)$$

$$F_{76}^t = 5.9424 \text{ kips}$$

$$F_{67}^t = -5.9424 \text{ kips}$$

FUERZA SEPARADORA o fuerza radial es :

$$F_{76}^r = F_{45}^t \tan \phi / \cos \phi$$

$$F_{76}^r = 2.7103 \text{ kips}$$

$$F_{67}^r = -2.7103 \text{ kips}$$

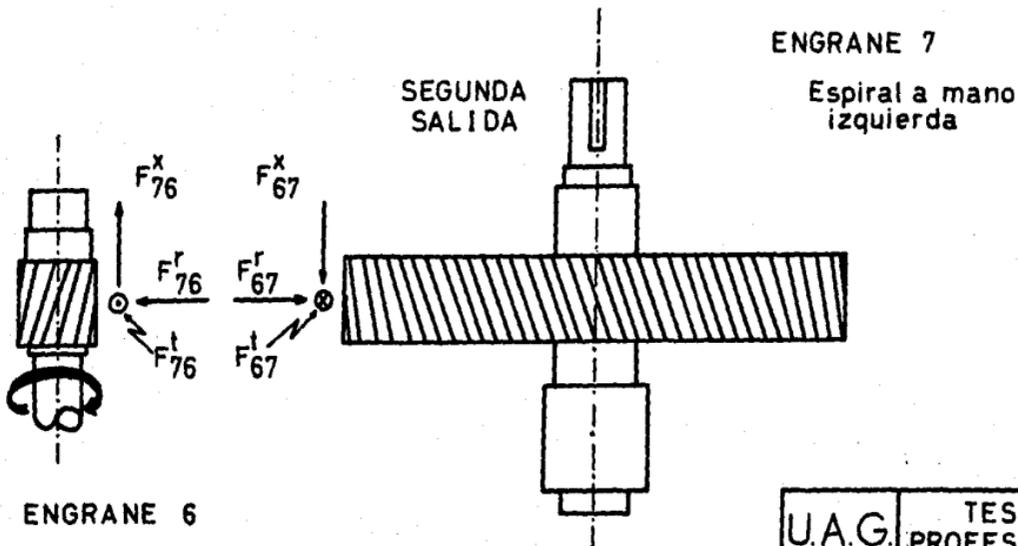
FUERZA DE EMPUJE. El sentido de la fuerza de empuje depende de el sentido de rotación y del sentido de la hélice. Así para el engrane 6 el sentido de la hélice será a mano derecha y tendrá una rotación en sentido de las manecillas del reloj mirando por la derecha, mientras que para el engrane 7 el sentido de la hélice será a mano izquierda.

Las fuerzas de empuje de los engranes se muestran en sus sentidos correctos en la figura 6-1. Las magnitudes de las fuerzas son :

$$F_{67}^x = F_{76}^t \tan$$

$$F_{67}^x = 2.1838 \text{ kips}$$

TERCERA REDUCCION



ENGRANE 6

Rotación en el sentido de las manecillas del reloj mirando por la derecha.

Espiral a mano derecha.

ENGRANE 7

Espiral a mano izquierda

U.A.G.	TESIS PROFESIONAL
FUERZAS EN LOS ENGRANES	
G. GUDIÑO C. FIG. 6-1	

$$F_{76}^x = -2.1838 \text{ kips}$$

p) PESO DE LOS ENGRANES

El peso de los engranes lo calculamos con la densidad promedio de los aceros ($\rho = 487 \text{ lb/ft}^3$) y el volumen del engrane :

	ENGRANE 6	ENGRANE 7
volumen :	$v_6 = \pi D_6^2 b / 6912$ $v_6 = 0.0136 \text{ ft}^3$	$v_7 = m_G^2 v_6$ $v_7 = 0.6639 \text{ ft}^3$
peso :	$w_6 = \rho v_6$ $w_6 = 6.6 \text{ lbs.}$	$w_7 = \rho v_7$ $w_7 = 324 \text{ lbs}$

6.2 DISEÑO DE ELEMENTOS DE LOS ENGRANES

a) CUÑAS O CHAVETAS

Para los engranes de la tercera reducción se utilizará una cuña cuadrada con un ancho y profundidad igual a una cuarta parte del diámetro del eje. El diseño de las cuñas se hará de acuerdo al método descrito en el capítulo 4 :

CUÑA PARA EL

	ENGRANE 6	ENGRANE 7
material :	UNS G 10350 HR	UNS G 10350 HR
resistencia:		
de fluencia:	$s_y = 39 \text{ kips/plg}^2$	$s_y = 39 \text{ kips/plg}^2$
al cortante:	$s_s = 22.5 \text{ kips/plg}^2$	$s_s = 22.5 \text{ kips/plg}^2$
potencia :	P = 9.904 HP	P = 9.904 HP

 CUÑA PARA EL

	ENGRANE 6	ENGRANE 7
rev. por min. :	$n_6 = 70 \text{ rpm}$	$n_7 = 10 \text{ rpm}$
factor de seg.:	$n = 2.5$	$n = 2.5$
diámetro del eje :	$D_{d6} = 2.500 \text{ plg}$	$D_{d7} = 3.500 \text{ plg}$
ancho de la cuña :	$b_6 = 0.625 \text{ plg}$	$b_7 = 0.875 \text{ plg}$
profundidad de la cuñas :	$t_6 = 0.625 \text{ plg}$	$t_7 = 0.875 \text{ plg}$
longitud mínima en base al esfuerzo:		
cortante :	$L_6 = 1.3125 \text{ plg}$	$L_7 = 4.625 \text{ plg}$
compresión :	$L_6 = 1.500 \text{ plg}$	$L_7 = 5.3125 \text{ plg}$

Las longitudes en base al esfuerzo cortante y al esfuerzo de compresión se calcularon de acuerdo a las ecuaciones -- 4-1 y 4-2 respectivamente.

Comparando la longitud de la cuña para el engrane 6, vemos que es menor que el ancho de cara del engrane 6, por lo cual, igualaremos dichas medidas. Con respecto a la longitud de la cuña para el engrane 7 vemos que es mayor al ancho de cara del mismo engrane por lo cual no existe problema. Así las dimensiones de las cuñas son :

 CUÑA PARA EL

	ENGRANE 6	TOL.	ENGRANE 7	TOL.
ancho (plg):	0.625	+0.000 -0.002	0.875	+0.000 -0.002
profundidad (plg):	0.625	+0.002 -0.000	0.875	+0.002 -0.000
longitud (plg):	3.3125	+0.016 -0.000	5.3125	+0.016 -0.000

b) CUBOS

Analizando los engranes para la tercera reducción, vemos que el piñón (engrane 6) no necesita cubo ya que el ancho de cara es mayor que el diámetro de paso.

Con respecto al engrane 7, las dimensiones del cubo serán las siguientes :

material	:	UNS G 92550 estirado a 1000 °F.
longitud	:	5.3125 plg.
diámetro interior	:	3.5000 plg.
diámetro exterior	:	4.9375 plg.

Las dimensiones se encuentran representadas en la figura 6-2. El cubo será soldado al engrane utilizando un electrodo E - 7010.

6.3 DISEÑO DE LOS EJES DE TRANSMISION

En este capítulo diseñaremos el eje que transmite la potencia de la segunda a la tercera reducción y el eje que transmite la potencia a la segunda salida.

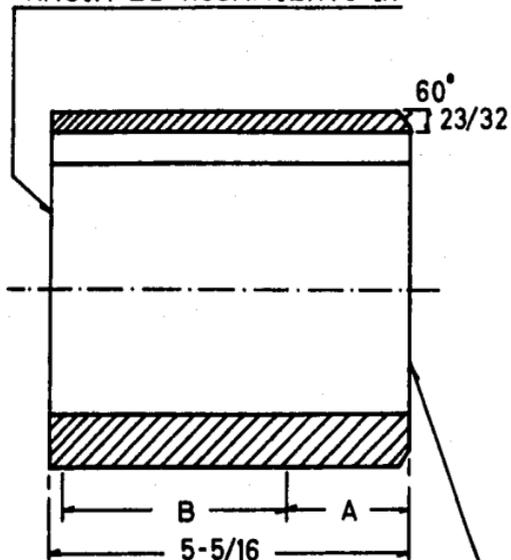
El eje que conecta la segunda reducción con la tercera es de importancia debido a que en éste se colocará el embrague para la tercera reducción (capítulo 7), es decir, el eje estará dividido en 2 partes :

- 1.- EJE c, el cual soportará al engrane 5 y transmitirá la potencia hacia la primera salida y al eje d mediante el sistema de embrague.
- 2.- EJE d, el cual toma la potencia a través del embrague y la transmite hacia la tercera reducción.

a) DISEÑO DE LOS EJES c Y d .

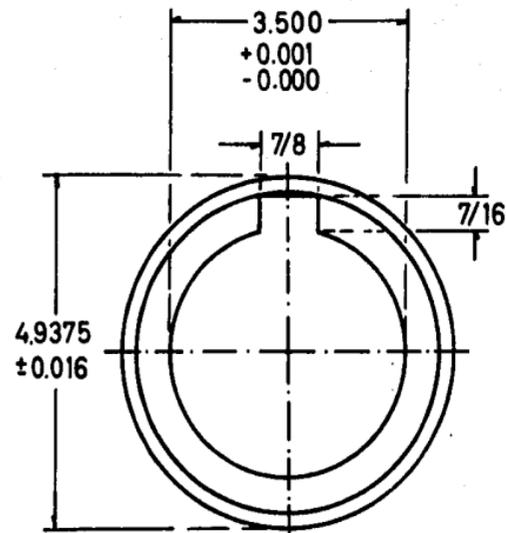
Para el diseño de los ejes c y d partiremos de la siguien

ESTE LADO ORIENTADO
HACIA EL RODAMIENTO IX



A = 1-51/64

B = posición del engrane 7
soldado con E-7010.



ESTE LADO
ORIENTADO
HACIA EL
RODAMIENTO X

tolerancias no especi-
ficadas: +0.002
-0.000

MATERIAL: UNS G 92550

U.A.G.	TESIS PROFESIONAL
CUBO PARA EL ENGRANE 7	
G. GUDIÑO C. FIG. 6-2	

te información :

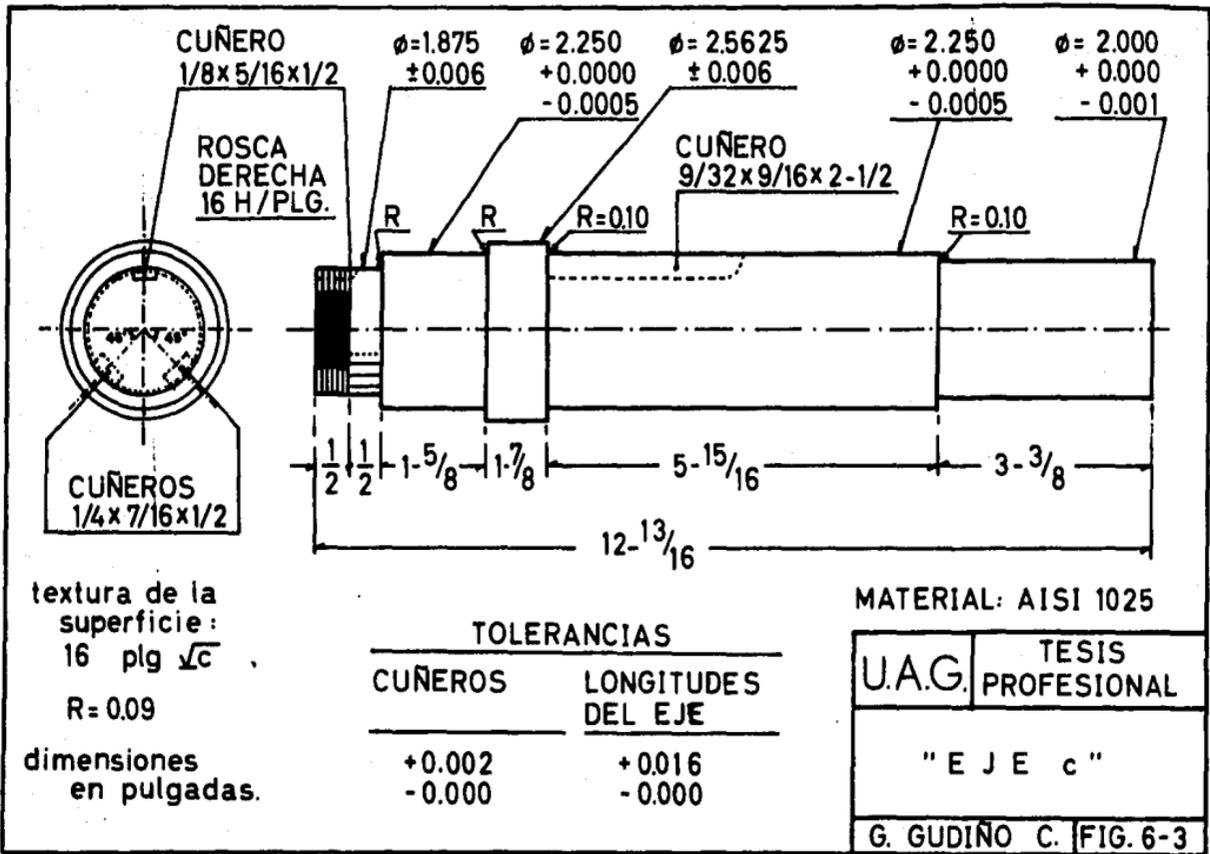
FUERZAS Y MOMENTOS PRODUCIDOS POR LOS ENGRANES SOBRE EL EJE			
		ENGRANE 5	ENGRANE 6
FUERZAS:			
tangenciales:	$F_{45}^t =$	1.6000 kips	$F_{76}^t =$ 5.9424 kips
radiales :	$F_{45}^r =$	-0.7230 kips	$F_{76}^r =$ 2.7103 kips
de empuje :	$F_{45}^x =$	0.5820 kips	$F_{76}^x =$ -2.1838 kips
peso :	$W_5 =$	-0.0650 kips	$W_6 =$ -0.0066 kips
MOMENTOS:			
de flexión :	$M_{4c} =$	3.2757 kips·plg	$M_{7d} =$ -3.2757 kips·plg
de torsión :	$T_{5c} =$	9 kips·plg	$T_{6d} =$ 9 kips·plg

Las dimensiones de los ejes c y d se encuentran representadas en las figuras 6-3 y 6-4 respectivamente, las cuales se han determinado de acuerdo a las características de los engranes.

De la información anterior se combinan los diagramas de momentos vertical y horizontal para obtener el diagrama de momentos resultantes que muestra la figura 6-5. Dichos diagramas se obtuvieron con los ejes c y d conectados por el embrague, ya que en ésta posición se obtienen las condiciones de mayor carga.

De los diagramas de la figura 6-5, obtenemos los siguientes resultados :

momento flexionante			
máximo	:	M_c	= 14.4270 kips·plg
		M_d	= 45.6522 kips·plg
fuerzas radiales en:			
rodamiento	V :	F_{cv}^r	= 1.4585 kips



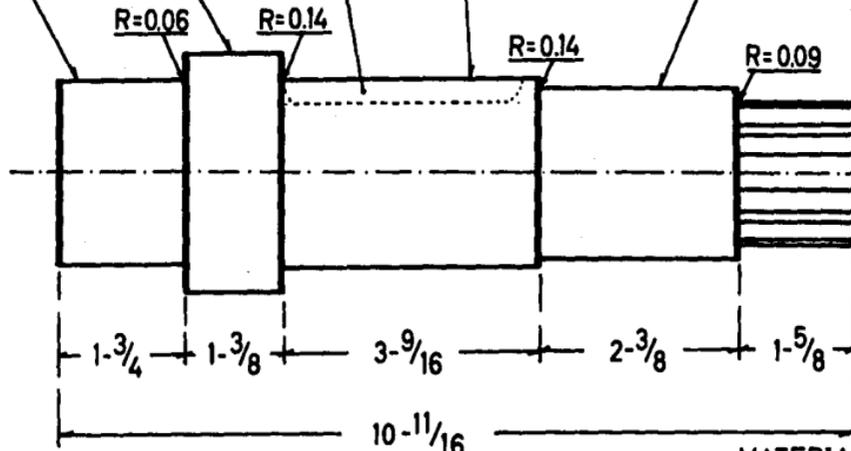
$\phi = 2.375$
 $+0.0000$
 -0.0005

$\phi = 3.0625$
 ± 0.006

CUÑERO
 $5/8 \times 5/16 \times 3-5/16$

$\phi = 2.500$
 $+0.0000$
 -0.0005

$\phi = 2.250$
 $+0.0000$
 -0.0005



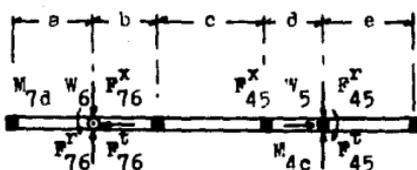
$D = 1-7/8$
 $w = 15/32$
 $h = 0.178$

textura de la
 superficie:
 $16 \mu\text{plg} \sqrt{c}$
 dimensiones
 en pulgadas

TOLERANCIAS		
CUÑEROS	EJE	LONGITUDES
	ESTRIADO	DEL EJE
+0.002	-0.002	+0.016
-0.000	+0.000	-0.000

MATERIAL: AISI 4140

U.A.G.	TESIS PROFESIONAL
" E J E d "	
G. GUDIÑO C.	FIG. 6-4



LONGITUDES:

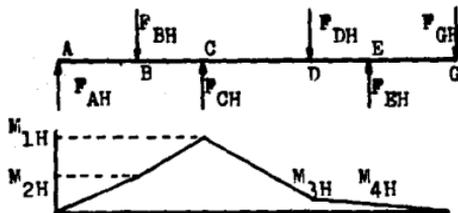
$$\begin{aligned} a &= 3.9063 & d &= 2.7031 \\ b &= 2.9688 & e &= 4.2344 \\ c &= 5.4094 \end{aligned}$$

FUERZAS HORIZONTALES:

$$\begin{aligned} F_{AH} &= 4.7764 & F_{DH} &= 6.6522 \\ F_{BH} &= 2.7103 & F_{EH} &= 0.7227 \\ F_{CH} &= 14.0425 & F_{GH} &= 0.6272 \end{aligned}$$

MOMENTOS HORIZONTALES:

$$\begin{aligned} M_{1H} &= 34.6196 & M_{3H} &= 5.7620 \\ M_{2H} &= 18.6565 & M_{4H} &= 2.7408 \end{aligned}$$

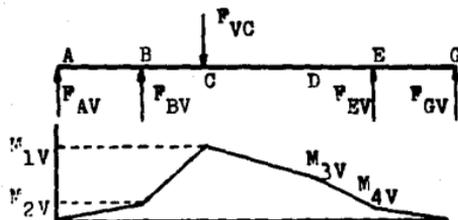


FUERZAS VERTICALES:

$$\begin{aligned} F_{AV} &= 1.9796 & F_{DV} &= 0.0000 \\ F_{BV} &= 5.9934 & F_{EV} &= 1.5350 \\ F_{CV} &= 10.8248 & F_{GV} &= 1.3167 \end{aligned}$$

MOMENTOS VERTICALES:

$$\begin{aligned} M_{1V} &= 28.9107 & M_{3V} &= 13.2263 \\ M_{2V} &= 7.7322 & M_{4V} &= 5.7405 \end{aligned}$$



FUERZAS RESULTANTES:

$$\begin{aligned} F_A &= 5.1704 & F_D &= 6.6522 \\ F_B &= 6.5777 & F_E &= 1.6966 \\ F_C &= 17.7304 & F_G &= 1.4585 \end{aligned}$$

MOMENTOS RESULTANTES:

$$\begin{aligned} M_1 &= 45.1038 & M_3 &= 14.4269 \\ M_2 &= 20.1953 & M_4 &= 6.3613 \end{aligned}$$

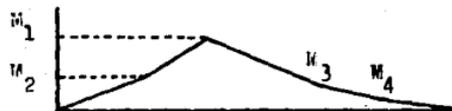


FIG. 6-5. DIAGRAMAS DE FUERZAS Y MOMENTOS PARA LOS EJES c y d. Las dimensiones utilizadas son kips y pulgadas.

rodamiento VI :	$F_{cVI}^x = 6.6522$ kips
rodamiento VII :	$F_{dVII}^x = 17.7304$ kips
rodamiento VIII :	$F_{dVIII}^x = 5.1704$ kips

Determinaremos el esfuerzo cortante permisible en la posición del rodamiento VI para el eje c y en la posición del rodamiento VII para el eje d, ya que en ellos se encuentra el momento flexionante máximo. Aplicaremos la ecuación 4-3 con los siguientes datos :

	EJE c	EJE d
diámetro del eje :	$D_c = 2.250$ plg	$D_d = 2.250$ plg
momento flexionante :	$M = 14.427$ kip·plg	$M = 45.1038$ kip·plg
momento de torsión :	$T = 9$ kip·plg	$T = 9$ kip·plg
factores de concentración de esfuerzo :	$K_t = 1.95$	$K_t = 1.80$
	$K_{ts} = 1.45$	$K_{ts} = 1.30$
fuerzas de empuje :	$F = 0$ kips	$F = 0$ kips

así, los esfuerzos cortantes permisibles para los ejes son :

$$s_s = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{(K_t M)^2 + (K_{ts} T)^2}$$

$$s_s = 13.8661 \text{ kips/plg}^2 \quad (\text{eje c})$$

$$s_s = 36.6752 \text{ kips/plg}^2 \quad (\text{eje d})$$

En la posición de los rodamientos VI y VII no existe cuffro, por lo cual los valores mínimos de resistencia a la fluencia y resistencia a la tensión son :

	<u>EJE c</u>	<u>EJE d</u>
resistencias (kips/plg ²):		
a la fluencia :	$s_y = 46.220$	$s_y = 122.251$
a la tensión :	$s_{ut} = 77.034$	$s_{ut} = 203.752$

Para el eje c, se utilizará un acero AISI 1025 estirado - en frío, mientras que para el eje d se utilizará un acero AISI 4140 normalizado a 1600 °F, enfriado por inmersión en aceite - desde 1500 °F y templado a 600 °F .

Las características de los materiales son :

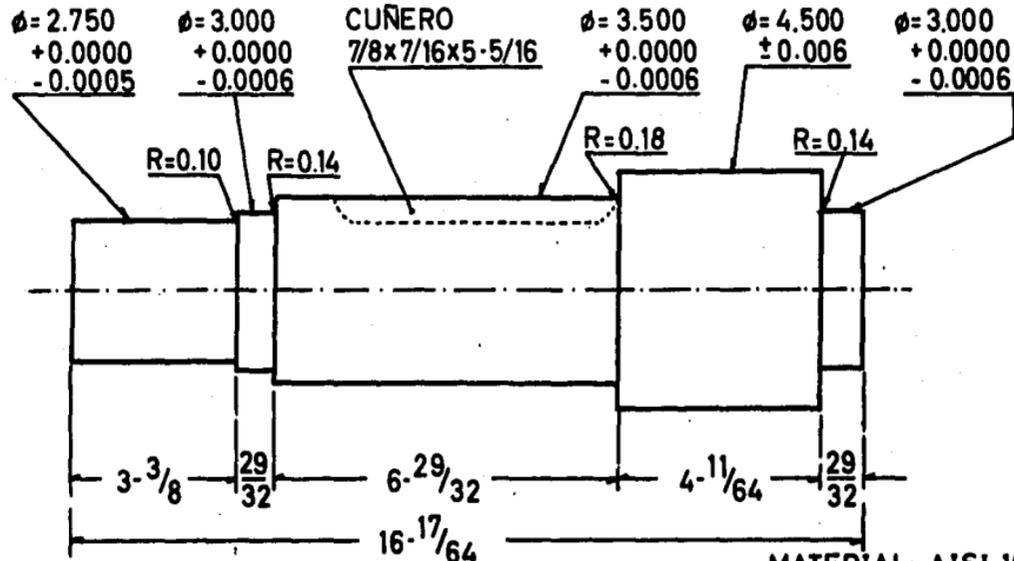
	<u>AISI 1025</u>	<u>AISI 4140</u>
resistencias (kips/plg ²):		
a la fluencia :	$s_y = 68$	$s_y = 208$
a la tensión :	$s_{ut} = 80$	$s_{ut} = 225$

b) DISEÑO DEL EJE e .

Siguiendo el procedimiento descrito anteriormente, diseñamos el eje e basandonos en las dimensiones proporcionadas -- por la figura 6-6 y las fuerzas actuantes dadas en la figura - 6-7 .

De los diagramas de la figura 6-7, obtenemos los siguientes resultados :

momento flexionante máximo :	$M_e = 29.027 \text{ kips.plg}$
fuerzas radiales en:	
rodamiento IX :	$F_{eIX}^r = 7.081 \text{ kips}$
rodamiento X :	$F_{eX}^r = 3.594 \text{ kips}$



textura de la
 superficie:
 $16 \mu\text{plg} \sqrt{c}$

dimensiones
 en pulgadas.

TOLERANCIAS

CUÑERO	LONGITUDES DEL EJE
+0.002	+0.016
-0.000	-0.000

MATERIAL: AISI 1045

U.A.G.	TESIS PROFESIONAL
" E J E e "	
G. GUDIÑO C.	FIG. 6-6

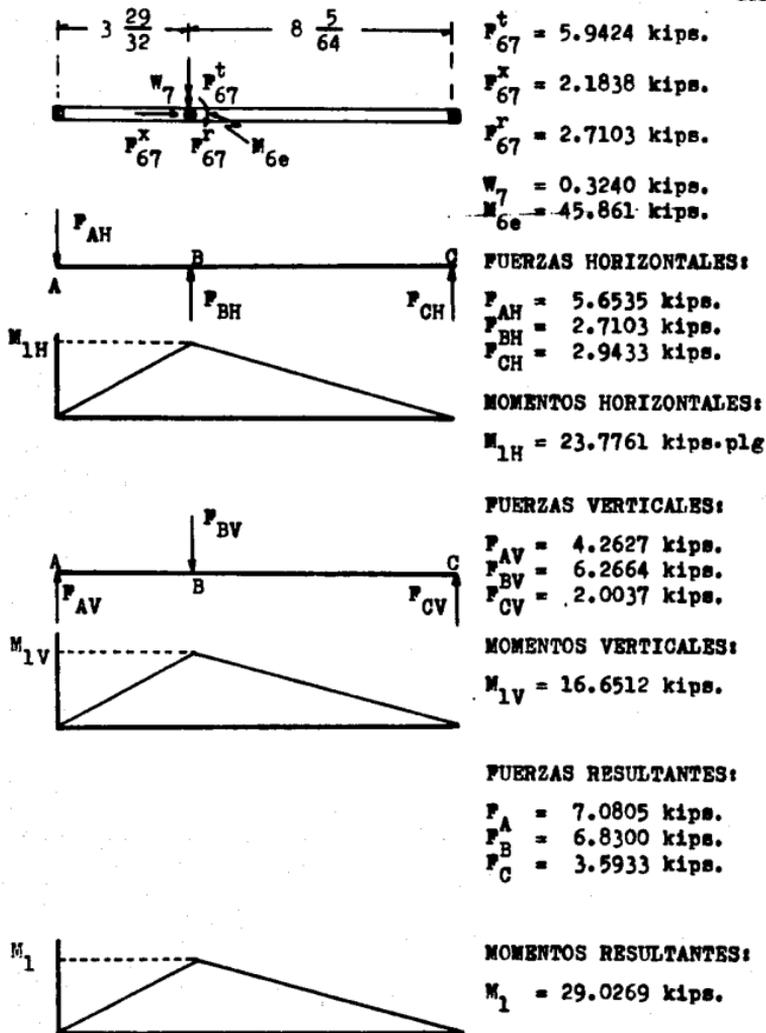


FIG. 6-7. DIAGRAMAS DE FUERZAS Y MOMENTOS PARA EL EJE e .

Determinaremos el esfuerzo cortante permisible en la posición del engrane 7, ya que en él se encuentra el momento flexionante máximo. Aplicaremos la ecuación 4-3 con los siguientes datos :

diámetro del eje	:	$D_e = 3.500 \text{ plg}$
momento flexionante	:	$M = 29.027 \text{ kips.plg}$
momento de torsión	:	$T = 63 \text{ kips.plg}$
factores de concentración de esfuerzo	:	$K_t = 1.80$
		$K_{ts} = 1.55$
fuerzas de empuje	:	$F^x = 0 \text{ kips}$

así, tenemos :

esfuerzo cortante permisible	:	$s_s = 13.155 \text{ kip/plg}^2$
resistencia a la fluencia	:	$s_y = 58.469 \text{ kip/plg}^2$
resistencia a la tensión	:	$s_{ut} = 97.448 \text{ kip/plg}^2$

El material para el eje e será un acero AISI 1045 estirado en frío cuyas características son :

resistencia a la fluencia	:	$s_y = 86.7 \text{ kip/plg}^2$
resistencia a la tensión	:	$s_{ut} = 102 \text{ kip/plg}^2$

Así, para la tercera reducción, las características y dimensiones principales tanto del engrane 6 como del engrane 7 - se han recopilado en la tabla 6-1. Los ejes para los engranes 5, 6 y 7 se muestran en las figuras 6-3, 6-4 y 6-6 .

TABLA 6-1. DIMENSIONES PRINCIPALES DE LOS ENGRANES PARA LA TERCERA REDUCCION.

	ENGRANE 6	ENGRANE 7
tipo de engrane :	helicoidal.	helicoidal.
ángulo de presión normal :	20 grados.	20 grados.
ángulo de hélice :	20 grados.	20 grados.
sentido de la hélice :	derecha.	izquierda.
número de dientes :	18 dientes.	126 dientes.
paso diametral :	6 dte/plg.	6 dte/plg.
diámetros:		
de paso :	3.0000 plg.	21.0000 plg.
de base :	2.8191 plg.	19.7335 plg.
exteriores :	3.3333 plg.	21.3333 plg.
de berreno* :	2.5000 plg.	3.5000 plg.
ancho de cara :	3.3125 plg.	3.3125 plg.
materiales :	UNS G 43400 es-tirado a 600 °F	UNS G 92550 es-tirado a 1000 °F

* El engrane 7 será provisto de un cuñero con las siguientes dimensiones: 7/8 x 7/16 x 5-5/16. El cuñero para el engrane 6 tendrá las siguientes dimensiones: 5/8 x 5/16 x 3-5/16. Las tolerancias para el ancho y profundidad son de +0.002, -0.000 plg

CALCULO DEL EMBRAGUE
PARA LA TERCERA REDUCCION

7.1 TIPOS DE EMBRAGUES .

Los embragues son acomodamientos que permiten desconectar los árboles o ejes acoplados durante su rotación.

Existen una gran variedad de embragues, siendo los más comunes los siguientes :

- 1.- EMBRAGUES POSITIVOS. Se proyectan para la transmisión sin resbalamiento del par motriz. El embrague de garras o quijadas es el más común de los positivos. Se fabrica con garras a escuadra para la impulsión en ambos sentidos, o bien con garras en espiral para actuar en un solo sentido (ver figura 7-1). Estos elementos tienen las siguientes características :
 - a) No tienen deslizamiento.
 - b) No generan calor.
 - c) No pueden conectarse a altas velocidades. Para el embrague de garras a escuadra, la velocidad está limitada a 10 rpm., mientras que para el embrague con garras en espiral la velocidad límite es de 150 rpm.
 - d) A veces no pueden cerrarse cuando ambos ejes están en reposo.
 - e) Su conexión a cualquier velocidad va acompañada de choque.
 - f) Si se requiere que sean desembragados bajo carga, las garras deberán tener un acabado o terminado a máquina y estar lubricadas.

- 2.- EMBRAGUES DE FRICCION. Se proyectan para reducir el golpe del acoplamiento mediante su deslizamiento durante el periodo en que se realiza la conexión. También actúan como dispositivos de seguridad cuando el momento del par excede de su máximo nominal.

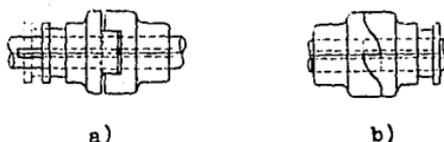


FIG. 7-1. TIPOS DE EMBRAGUES POSITIVOS. a) Embrague de garras a escuadra. b) Embrague de garras en espiral.

Se dividen en dos grupos principales :

- a) EMBRAGUES AXIALES. El embrague cónico y el embrague de discos son ejemplos de éstos. Los embragues de discos son a menudo húmedos, bien sumergidos en aceite o bajo un rociado. Sus ventajas son : desgaste reducido, acción suave y temperaturas bajas de funcionamiento. Ver figura 7-2 .
- b) EMBRAGUES DE ANILLO. Se subdividen en dos grupos: 1) aquellos cuyo contacto con una llanta se hace con una banda o bien con bloques o segmentos, y 2) los de rueda libre que utilizan la acción acuñadora de un rodillo o un fiador de retroceso. Los de la segunda clase embragan automáticamente en un sentido y dejan libre en el otro. Ver figura 7-3.

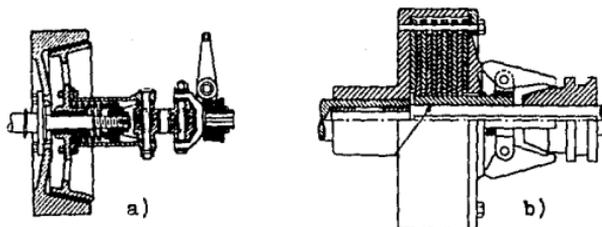


FIG. 7-2. EMBRAGUES AXIALES. a) Embrague cónico. b) Embrague de discos múltiples.

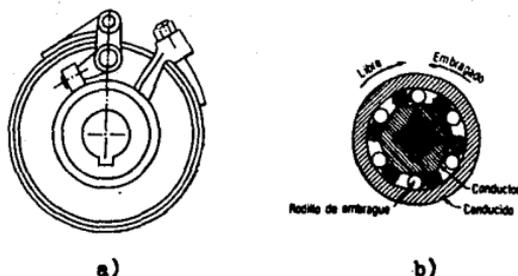


FIG. 7-3. EMBRAGUES DE ANILLO. a) Embrague de banda. b) Embrague de rueda libre .

7.2 SELECCION DEL TIPO DE EMBRAGUE .

Debido a las características del mecanismo reductor, el embrague deberá cumplir con las siguientes características :

1.- COMPACTO. El embrague será montado entre la segunda y tercera reducción de la siguiente manera :

- a) La parte fija estará montada sobre el eje c.
- b) La parte móvil del embrague estará montada sobre el eje d en la posición del eje estriado.

Debido a la posición del embrague, éste deberá ser de un diámetro tal, que libre el choque entre los ejes b y e .

2.- ECONOMICO. Debido a la velocidad de rotación de el embrague (70 rpm), éste deberá ser lo menos sofisticado posible y así eliminar piezas - que podrían aumentar las dimensiones del mismo.

Analizando los tipos de embragues y los puntos descritos anteriormente, el mecanismo que mejor se acopla a nuestros intereses es el embrague con garras (o mordazas) en espiral.

7.3 CALCULO DEL EMBRAGUE .

El embrague, como se dijo anteriormente, consiste en dos partes : una fija y otra móvil. Calcularemos primeramente la parte móvil, la cual estará montada en la sección estriada del eje d.

Las conexiones con estrías, se usan para permitir el movimiento relativo axial entre el eje y el cubo del miembro conectado. Las estrías son cuñas hechas integralmente con el eje - y generalmente son cuatro, seis o diez. Los cuñeros son elaborados en el cubo para el ajuste requerido. Las estrías se hacen generalmente con lados rectos y cortados con perfil de envolvente. Cuando existe movimiento axial relativo en una conexión estriada, la presión lateral sobre las estrías debe limitarse a cerca de 1000 psi. La capacidad de momento de torsión de una conexión con estrías, es :

$$T = p A r_m \quad (\text{Ec. 7-1})$$

donde:

$$p = \text{presión permisible en las estrías} \\ (\text{menor a } 1000 \text{ lbs/plg}^2) .$$

$$A = \text{área total de las ranuras, plg}^2 .$$

$$r_m = \text{radio medio, plg} .$$

Empleando la ecuación anterior con los datos proporcionados por la figura 6-4, determinaremos la longitud y presión adecuadas de las estrías.

Los datos a utilizar son :

momento de torsión :	$T = 9000 \text{ lbs/plg}^2$
número de ranuras :	$n = 6$
diámetro exterior :	$D = 1.875 \text{ plg.}$
diámetro interior :	$d = D-2h$
	$d = 1.519 \text{ plg.}$
área total :	$A = (D-d)Ln/2$
	$A = 1.068 L \text{ plg}^2 .$
radio medio :	$r_m = (D+d)/2$
	$r_m = 1.697 \text{ plg.}$

Con los datos anteriores y dejando la presión permisible en las estrias en función de la longitud de las mismas, se resuelve la ecuación para determinar la presión empleando diversos valores de longitud (L). Algunos resultados son :

longitud (L), plg.	1.250	1.1875	1.0625	1.000
presión (p), lb/plg ²	825	874	970	1031

Observamos que la longitud de las estrias más apropiada a las condiciones tanto del eje como del embrague es de 1.1875 (1 - 3/16) pulgadas .

A continuación determinaremos las dimensiones de las mordazas en espiral basandonos en los esfuerzos cortante y flexionante .

Para deducir la ecuación del esfuerzo cortante en las mordazas del embrague nos basaremos en la figura 7-4a que representa un voladizo con dimensiones de su sección transversal b y h, con longitud L y una carga F distribuida uniformemente en toda la distancia b . El esfuerzo cortante es :

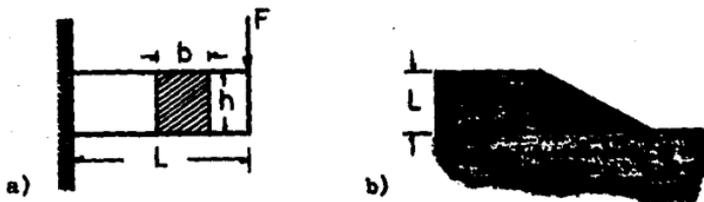


FIG. 7-4. REPRESENTACION DEL EMBRAGUE. Las variables

F, b y h son :

$$F=2T/(D+d)$$

$$b=(D-d)/2$$

$$h=\sqrt{d/16}$$

$$s_s = \frac{3V}{2A} \quad (\text{para una sección rectangular}).$$

donde :

V = fuerza cortante interna. Para las mordazas : $V = 2T/D_m$. Donde T = momento de torsión y D_m = diámetro medio del em brague (ver figura 7-4b).

A = área de la sección transversal.
 $A = \pi (D^2 - d^2) / 64$.

sustituyendo los valores de V y A en la ecuación, tenemos que el esfuerzo cortante en las mordazas es :

$$s_s = \frac{96 T f}{\pi (D+d)^2 (D-d) n} \quad (\text{Ec. 7-2})$$

donde :

f = factor de seguridad, mayor a 2 .
 n = número de mordazas.

El esfuerzo por flexión es :

$$s = \frac{M}{Z}$$

donde :

M = momento flexionante.
 $M = 2Tl / (D+d)$
 Z = módulo de sección.
 $Z = (D-d) (\pi d)^2 / 3072$

sustituyendo los valores de M y Z en la ecuación, tenemos que el esfuerzo por flexión en las mordazas es :

$$s = \frac{6144 T L f}{(D^2 - d^2) (\pi d)^2 n} \quad (\text{Ec. 7-3})$$

Utilizaremos las ecuaciones anteriores con los siguientes datos :

momento de torsión	:	T = 9 kips/plg ²
diámetro exterior	:	D = 4.250 plg
diámetro interior	:	d = 3.750 plg
longitud	:	L = 0.250 plg
número de mordazas	:	n = 4
factor de seguridad	:	f = 2.50

dichos valores se obtuvieron en base a las dimensiones del eje d, así como las distancias entre centros de los ejes .

Los esfuerzos en las mordazas del embrague son :

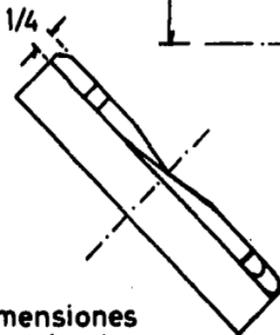
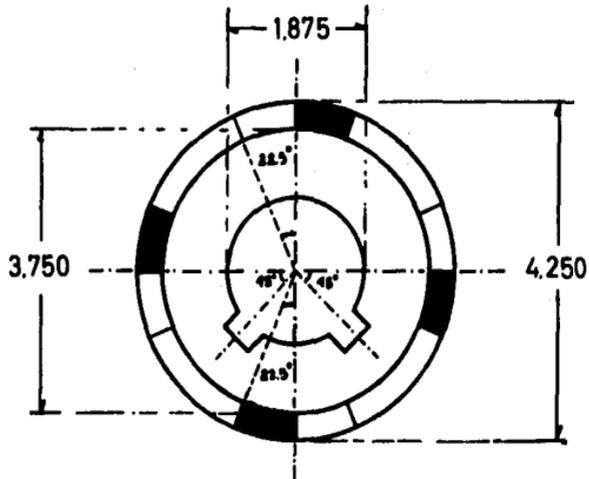
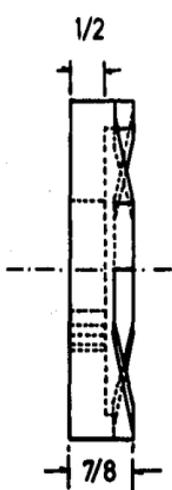
esfuerzo cortante	:	$s_x = 5.3715 \text{ kips/plg}^2$
esfuerzo de flexión	:	$s_y = 15.5629 \text{ kips/plg}^2$

Algunas especificaciones como la ASTM, SAE y AISI, recomiendan aceros con un porcentaje de carbono entre 0.35 y 0.45 para piezas de maquinaria, por lo cual, el material utilizado será : AISI 1035 estirado en frío .

Con respecto a la parte fija, las dimensiones de las mordazas son iguales a la parte móvil. Dicha parte estará sujeta al eje c mediante una tuerca de seguridad NI-10 con arandela WH-10 para evitar el movimiento axial, y dos cuñas separadas - 90 grados cuyas características son :

ancho	:	b = 0.4375 plg
profundidad	:	t = 0.5000 plg
longitud	:	L = 0.5000 plg
material	:	UNS G 10350 HR

El embrague se encuentra representado en las figuras 7-5 y 7-6 .



CUÑEROS:
7/16 x 1/2 x 1/2

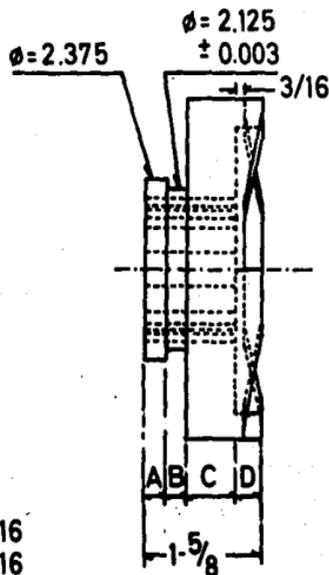
textura de superficie
en las mordazas:

16 μ plg.

dimensiones
en pulgadas

MATERIAL AISI 1035

U.A.G.	TESIS PROFESIONAL
EMBRAGUE PARTE FIJA	
G. GUDIÑO C.	FIG.7-5

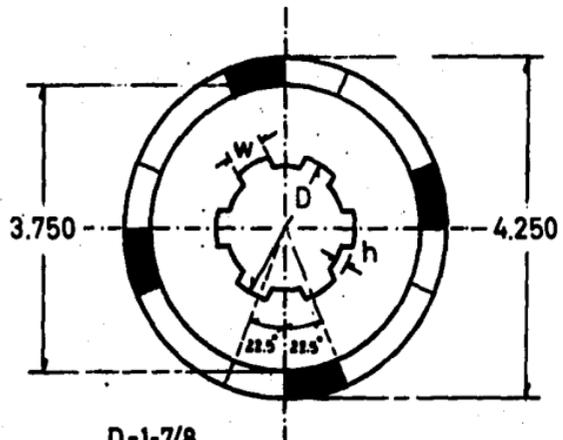


A= 5/16
 B= 5/16
 C= 9/16
 D= 7/16

dimensiones
 en pulgadas.

tolerancias:
 +0.002
 -0.000

textura en la
 superficie:
 16 μ plg.



D= 1-7/8
 w= 15/32
 h= 0.178

MATERIAL: AISI 1035

U.A.G.	TESIS PROFESIONAL
EMBRAGUE PARTE MOVIL	
G. GUDINO C.	FIG.7-6



PARTE MONTADA
SOBRE EL EJE d.
MOVIBLE AXIAL-
MENTE.
(FIGURA 7-6)



PARTE FIJADA
AXIALMENTE
MONTADA SOBRE
EL EJE c.
(FIGURA 7-5)

U.A.G.	TESIS PROFESIONAL
ISOMETRICO DEL EMBRAGUE	
G. GUDIÑO C.	FIG. 7-7

CAPITULO 8

CALCULO DE RODAMIENTOS

Las expresiones cojinete de rodamiento y cojinete anti fricción se emplean para describir aquellos cojinetes en los que la carga principal se transmite a través de elementos -- que están en contacto de rodadura y no en contacto de deslizamiento. Los cojinetes de rodamiento se proyectan para soportar y ubicar los ejes o partes que giran en las máquinas. Transfieren las cargas entre los miembros rotatorios y estacionarios y permiten la rotación relativamente libre con un mínimo de fricción.

En un cojinete de rodamiento, la fricción inicial es a proximadamente igual al doble de la que hay a la velocidad de funcionamiento y, por lo tanto, es despreciable en comparación con el rozamiento inicial de un cojinete de casquillo o de manguito. La carga, la viscosidad de trabajo del lubricante afectan las características relacionadas con el rozamiento de un cojinete con contacto de rodamiento.

Existen tres problemas a considerar para llevar a cabo el diseño de un cojinete de rodamiento :

- 1.- Diseñar un conjunto de elementos que integren un cojinete de rodamiento, los cuales tienen que diseñarse de manera que se acomoden en un espacio de dimensiones específicas.
- 2.- Diseñarse para que reciban una carga de determinadas características como pueden ser cargas de empuje, cargas radiales o ambas.
- 3.- Tener características tales que les permitan tener una vida satisfactoria, trabajando en condiciones específicas de servicio.

De acuerdo a éstos problemas, se deben considerar factores como cargas de fatiga, rozamiento, calentamiento, resistencia a la corrosión, problemas cinemáticos, propiedades de los materiales, lubricación, tolerancias de maquinado, en samble, utilización y costo.

8.1 COMPONENTES Y ESPECIFICACIONES

Los cojinetes de rodamiento constan de los siguientes e l e m e n t o s (ver figura 8-1) :

- 1.- ANILLOS. Los anillos exterior e interior de un cojinete de contacto rodante están hechos normalmente de acero SAE 52100, endurecido - de 60 a 67 Rockwell C. El canal de rodadura del elemento rodante está rectificado exactamente dentro de los anillos con un acabado - de superficie muy fino (16 pulg o menos).
- 2.- ELEMENTOS RODANTES. Los elementos rodantes, bolas o rodillos, se hacen normalmente del mismo material y tienen el mismo acabado que los anillos.
- 3.- JAULAS. Las jaulas, llamadas algunas veces separadores o retenes, se emplean para proveer espacios entre los elementos rodantes . Las jaulas de acero prensado, remachadas, -- son muy comunes. Las jaulas sólidas maquina das se usan en donde se requieren mayores re s i s t e n c i a n c i a s a altas velocidades. Se fabrican de bronce o de materiales del tipo pl a s t i c o s i n t e t i c o . A altas velocidades, el tipo s i n t e t i c o trabaja más silenciosamente y con mínima fricción. Los cojinetes sin jaulas se denominan complemento pleno.

Todos los fabricantes de cojinetes de rodamiento se basan en las normas de la AFBMA (Anti-Friccion Bearing Manufactures Association) , lo cual permite de ese modo la intercambiabilidad.

8.2 TIPOS DE COJINETES

Los cojinetes de rodamiento se fabrican para soportar - cargas puramente radiales, cargas de empuje puro ó una com bi n a c i o n de ambas, por lo cual existen diversos tipos de co j i n e t e s de rodamiento disponibles. Además, cada tipo básico -

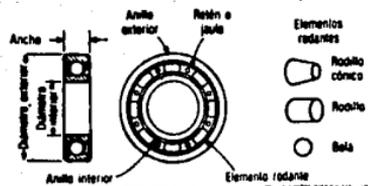


FIG. 8-1. TERMINOLOGIA DEL COJINETE DE CONTACTO RODANTE. En el caso de cojinetes con rodillos cónicos, al anillo interior se le llama cono, mientras que al anillo exterior se le llama copa.

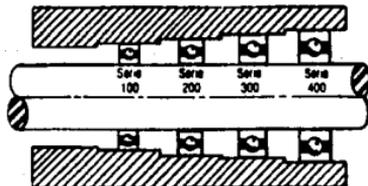


FIG. 8-2. SERIES DE NORMA PARA COJINETES DE BOLAS.

de cojinete se proporciona en varias "series" de norma (ver figura 8-2). Aunque el diámetro interior es el mismo, el diámetro exterior, el ancho y el tamaño de bola son progresivamente más grandes. Así, debido a la gran variación de la capacidad para soportar cargas para un tamaño determinado de eje, existe considerable flexibilidad para seleccionar los cojinetes intercambiables en tamaño de norma.

Existen tres tipos de cojinetes de rodamiento, los cuales son :

a) COJINETES DE BOLAS.

Los cojinetes de bolas funcionan sobre el contacto tétrico de puntos. Así, son más adecuados para velocidades más altas y cargas más ligeras que los cojinetes de rodillos.

Existe una gran variedad de cojinetes de bolas, siendo los más importantes los siguientes :

- 1.- CONRAD. Se emplea normalmente para cargas radiales y de empuje moderado.
- 2.- DE MAXIMA CAPACIDAD. Similar al tipo conrad excepto por un canal de llenado, el cual permite más bolas en el compartimiento y, así, soportará cargas radiales más fuertes. Sin embargo la capacidad de empuje en ambos sentidos se reduce en un 50% con respecto al conrad debido al choque de las bolas contra los bordes de la ranura.
- 3.- DE DOBLE HILERA DE BOLAS. Fueron desarrollados por tres propósitos :
 - incrementar la capacidad de carga radial.
 - limitar el movimiento axial del eje.
 - soportar cargas de empuje.
- 4.- DE CONTACTO ANGULAR. Diseñados para soportar cargas radiales y de empuje combinadas o cargas de empuje fuertes, lo cual depende de la magnitud del ángulo de contacto. Pueden montarse en pares, que se denominan cojinetes dúplex: respaldo a respaldo, tándem o cara a cara. Son manufacturados con un ángulo nominal que va de los 10° soportando cargas de empuje 1.5 veces de la carga radial, hasta 45° soportando -

cargas de empuje hasta 3 veces de la carga radial.

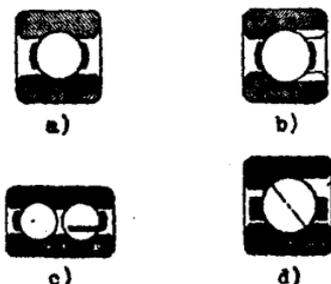


FIG. 8-3. COJINETES DE BOLAS. a) Conrad. b) De máxima capacidad. c) De doble hilera de bolas. d) De contacto angular.

b) COJINETES DE RODILLOS.

Estos tipos de rodamientos utilizan rodillos en lugar de bolas. En general, los cojinetes de rodillos son más costosos, excepto en los tamaños mayores. Puesto que funcionan teóricamente sobre contacto de líneas, soportarán cargas más fuertes, que incluyen las de choque, pero están limitados respecto de la velocidad.

Los cojinetes de rodillos más comunes son los siguientes :

- 1.- DE RODILLOS CILINDRICOS. Estos cojinetes utilizan, como elementos rodantes, cilindros con relación aproximada de longitud/diámetro que varía de 1:1 a 1:3. Se usan generalmente para cargas radiales fuertes. Los más altos límites de velocidad para los cojinetes de rodillos.
- 2.- DE AGUJA. Estos cojinetes tienen rodillos cuya longitud es, por lo menos, cuatro veces su diámetro. Son de más utilidad en donde el espacio es un problema. No puede soportar cargas de empuje.

- 3.- DE RODILLOS ESFERICOS. Son excelentes para cargas radiales fuertes y de empuje moderado. Su característica de alineamiento propio interno es útil en muchas aplicaciones, pero no se debe abusar de ello.
- 4.- DE RODILLOS CONICOS. Se emplean para fuertes cargas radiales y de empuje. El cojinete se proyecta de manera que todos los elementos en la superficie de rodamiento y los canales de rodamiento hagan intersección en un punto común sobre el eje. Así se obtiene el verdadero rodamiento. En donde se requiere la máxima rigidez para el sistema, los cojinetes pueden ajustarse para una precarga. Existen cojinetes de rodillos cónicos de una o dos hileras dependiendo de la capacidad de carga aplicada.

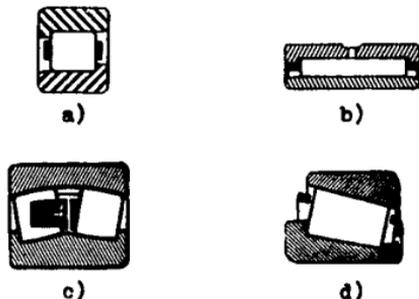


FIG. 8-4. COJINETES DE RODILLOS. a) Cilíndricos. b) De aguja. c) Esféricos. d) Cónicos.

c) COJINETES DE EMPUJE.

Son fabricados para soportar exclusivamente cargas de empuje. Los cojinetes de empuje más comunes son :

- 1.- DE BOLAS. Puede utilizarse para las aplicaciones de baja velocidad en que otros cojinetes soportan la carga radial. Estos cojinetes se fabrican con protecciones, así como del tipo abierto.
- 2.- DE RODILLOS RECTOS. Estos cojinetes están hechos de una serie de rodillos cortos para reducir al mínimo

el deslizamiento, que causa torcedura, de los rodillos. Pueden emplearse para velocidades y cargas moderadas.

- 3.- DE RODILLOS CONICOS. Elimina el deslizamiento que ocurre con los rodillos rectos, pero causa una carga de empuje entre los extremos de los rodillos y el resalto de la ranura. Así, las velocidades están limitadas, a causa de que el extremo del rodillo y la brida de la ranura están en contacto deslizante.

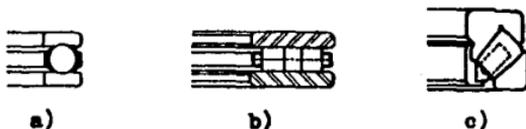


FIG. 8-5. COJINETES DE EMPUJE. a) De bolas. b) De rodillos rectos. c) De rodillos cónicos.

La selección del tipo de cojinete de elementos rodantes depende de muchos factores, como la carga, velocidad, sensibilidad al desalineamiento, limitaciones de espacio y necesidad de la ubicación precisa del eje. Usese la figura 8-6 como guía general para determinar si se debe seleccionar un cojinete de bolas o un cojinete de rodillos. Esta figura se basa en una vida nominal de 30 000 hr.

8.3 DURACION O VIDA DE LOS COJINETES.

Es esencial conocer con exactitud la capacidad para soportar carga y la duración esperada para seleccionar en forma apropiada los cojinetes de bolas y de rodillos. Los cojinetes que están sujetos a millones de aplicaciones de esfuerzos fallan debido a la fatiga. Si un cojinete de rodamiento se limpia y lubrica correctamente, se instala y sella contra la entrada de polvo y suciedad, se conserva en esta condición y se hace trabajar a temperaturas razonables, entonces la fatiga del metal será la única causa posible de falla.

Por esto, la vida de un cojinete individual está definida como el número total de revoluciones o de horas con una velocidad constante especificada con la que el cojinete trabaja antes de que se revele la primera evidencia de fatiga. En condiciones ideales, la falla por fatiga se manifiesta como agrietamiento o picadura de una área de 0.01 plg^2 , aunque la vida útil pueda prolongarse más de éste valor.

Al analizar la longevidad de un cojinete, se emplea el término vida nominal L_{10} , la cual se define como el número de revoluciones o de horas con una velocidad constante especificada que el 90% de un grupo de cojinetes aparentemente idénticos completará o excederá antes que se revele la primera evidencia de fatiga. También se utilizan las expresiones vida mínima y vida L_{10} para designar a la vida nominal.

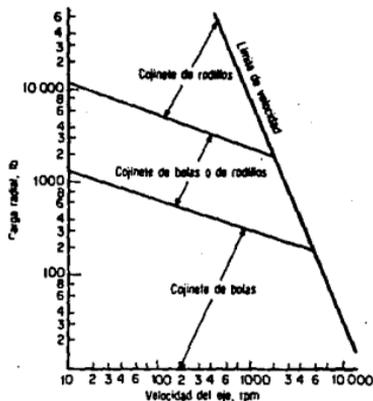


FIG. 8-6. Guía para la selección de cojinete de bolas o de rodillos.

Se han desarrollado fórmulas de norma para predecir la vida nominal de un cojinete en cualesquiera condiciones especificadas. Estas fórmulas se basan en relaciones exponenciales de la carga respecto de la duración que se ha establecido por investigación y ensayos extensos :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^K \left(\frac{16700}{N} \right) \quad (\text{Ec. 8-1})$$

donde:

L_{10} = vida nominal. (horas de duración).
 C^{10} = capacidad de carga básica (lbs).
 P = carga radial equivalente (lbs).
 K = constante, 3 para cojinetes de bolas,
 10/3 para cojinetes de rodillos.
 N = velocidad de rotación (rpm).

En la tabla 8-1 se listan algunas vidas de diseño comunes contra el tipo de aplicación. Pueden alterarse para adaptarlas a las condiciones especiales.

8.4 CARGAS EN LOS COJINETES DE CONTACTO RODANTE

a) CAPACIDAD DE CARGA.

La capacidad de carga es una función de muchos parámetros como el número de bolas, el diámetro de bola y el ángulo de contacto en el caso de cojinetes de bolas. En el caso de cojinetes de rodillos cónicos, la capacidad de carga está en función de la longitud efectiva de contacto, el número de rodillos, el diámetro medio del rodillo y los ángulos de contacto. Dos capacidades de carga están asociadas con un cojinete de contacto rodante: la capacidad de carga básica y la estática.

Aplicación	Vida de diseño, h L_{10}	Aplicación	Vida de diseño, h L_{10}
Equipo de agricultura	3 000-6 000	Applatos domésticos	1 000-2 000
Motores de aviación	1 000-3 000	Motores eléctricos:	
Motores de aviación a reacción	1 500-4 000	Domésticos	1 000-2 000
Automotriz:		Industriales	20 000-50 000
Autobús, coche	2 000-5 000	Elevadores	8 000-15 000
Camiones	1 500-2 500	Ventiladores	
Ventiladores:		Industriales	8 000-15 000
Servicio continuo, 8 h	20 000-30 000	Ventilación de minas	40 000-90 000
Servicio continuo, 24 h	40 000-60 000	Unidades de engranaje (servicio múltiple)	8 000-15 000
Servicio continuo, 24 h (seguridad extremada)	100 000-200 000	Servicio intermitente	8 000-15 000
Compresores	40 000-60 000	Máquinas para papel	50 000-60 000
Transportadores	20 000-40 000	Bombas	40 000-60 000

TABLA 8-1. GUIA PARA LA VIDA DE DISEÑO.

- 1.- CAPACIDAD DE CARGA BASICA C. Es la carga radial que un cojinete de bolas o de rodillos -- puede resistir por un millón de revoluciones -- del anillo interior. La capacidad de carga básica también es llamada capacidad dinámica específica, capacidad dinámica básica o capacidad de carga-dinámica. Esta capacidad se usa siempre para determinar la duración del cojinete para todas las condiciones de velocidad y de carga.

La magnitud de la capacidad de carga básica para cojinetes de bolas de contacto angular y radial con bolas no mayores a una pulgada en diámetro es :

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D^{1.8} \quad (\text{Ec. 8-2})$$

para bolas mayores a una pulgada en diámetro -- es :

$$C = K f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D^{1.4} \quad (\text{Ec. 8-3})$$

donde :

- C = capacidad de carga básica.
- i = número de hileras de bolas en un cojinete.
- α = ángulo nominal de contacto.
- Z = número de bolas por hilera.
- D = diámetro de las bolas.
- f_c = factor que depende de las unidades -- empleadas, de la geometría de los -- componentes del cojinete, exactitud y material empleado. El valor de f_c se obtiene multiplicando los valores de f_c/f tomados de la columna apropiada de la tabla 8-2 por el factor f de la tabla 8-3.
- K = 3.647 cuando las unidades utilizadas son kg. y mm.
- K = 1 utilizando unidades en lbs. y plg.

TABLA 8-2. VALORES PARA EL FACTOR f_c/f .

$\frac{D_{ens}}{d_m}$	f_c/f		
	Single-Row Radial-Contact, Single- and Double-Row Angular Contact Groove Ball Bearings†	Double-Row Radial-Contact Groove Ball Bearings	Self-Aligning Ball Bearings
0.05	0.476	0.451	0.176
0.06	0.500	0.474	0.190
0.07	0.521	0.494	0.203
0.08	0.539	0.511	0.215
0.09	0.554	0.524	0.227
0.10	0.566	0.537	0.238
0.12	0.586	0.555	0.261
0.14	0.600	0.568	0.282
0.16	0.608	0.576	0.303
0.18	0.611	0.579	0.323
0.20	0.611	0.579	0.312
0.22	0.608	0.576	0.359
0.24	0.601	0.570	0.375
0.26	0.593	0.562	0.390
0.28	0.583	0.552	0.402
0.30	0.571	0.541	0.411
0.32	0.558	0.530	0.418
0.34	0.543	0.515	0.420
0.36	0.527	0.500	0.421
0.38	0.510	0.484	0.418
0.40	0.492	0.467	0.412

TABLA 8-3. VALORES PARA EL FACTOR f .

TIPO DE RODAMIENTO	f	
	UNIDADES EN Kgs., mm.	UNIDADES EN lbs., pulg.
cualquier tipo de rodamiento de bolas.	10	7450

La magnitud de la capacidad de carga básica para cojinetes de rodillos es :

$$C = f_c (i L_{eff} \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D^{29/27} \quad (\text{Ec. 8-4})$$

donde:

- i = número de hileras de rodillos en un cojinete.
 α = ángulo de contacto. Es el ángulo entre la línea de acción de la carga resultante y un plano perpendicular al eje del cojinete.
 Z = número de rodillos por hilera.
 D = diámetro del rodillo. Para rodillos cónicos es el diámetro medio.
 L = longitud efectiva de contacto.
 f_c^{eff} = dicho valor es obtenido multiplicando el factor f_c/f por el factor f :

$f=56.2$ cuando las unidades utilizadas son kgs. y mm.

$f=49500$ cuando las unidades utilizadas son lbs. y plg.

La evaluación general de f_c/f es aplicada a algunos diseños específicos de cojinetes listados en la tabla 8-4. La última columna en esta tabla indica de cual columna en la tabla 8-5 el valor de f_c/f será seleccionado para el respectivo calculo del cojinete.

- 2.- CAPACIDAD DE CARGA ESTÁTICA C_0 . Es la carga radial estática que corresponde a una deformación permanente total del elemento rodante y del anillo, en el contacto más fuertemente con esfuerzo, de 0.0001 del diámetro del elemento rodante. Esta capacidad se usa solamente para verificar si ocurrirá deformación permanente de los elementos rodantes. Nunca se debe usar para calcular la duración del cojinete.

La magnitud de la capacidad de carga estática para rodamientos de bolas es :

$$C_0 = f_0 i Z D^2 \cos \alpha \quad (\text{Ec. 8-5})$$

TABLA 8-4. SELECCION DEL FACTOR f_c/f PARA VARIOS DISEÑOS DE COJINETES.

Item	Type of Bearing	f_c/f Selected from the Following Column in Table 5
1	Cylindrical roller bearings with line contact* between rollers and both rings, the rollers not accurately guided.	j
2	Cylindrical roller bearings with line contact* between rollers and both rings, the rollers accurately guided by a machined cage or by uninterrupted guide surfaces at each end of the rollers, both of these surfaces associated with one of the bearing rings.	h
3	Cylindrical roller bearings with line contact* between rollers and one ring and point contact with the other, the rollers accurately guided by a machined cage or by uninterrupted guide surfaces at each end of the rollers, both of these surfaces associated with one of the bearing rings.	b
4	Cylindrical roller bearings with modified line contact† between rollers and both rings, the rollers guided by a cage or by two snap rings, or one snap ring and one integral rib.	b
5	Cylindrical roller bearings with modified line contact† between rollers and both rings, the rollers accurately guided by uninterrupted surfaces at each end of the rollers, both of these surfaces associated with one of the bearing rings. (When the rollers are longer than 2.3 times their diameter, use column b in Table 5.)	k
6	Tapered roller bearings with line contact* between rollers and both rings, the rollers accurately guided by one integral rib.	h
7	Tapered roller bearings with line contact* between rollers and one ring and point contact with the other, the rollers accurately guided by one integral rib.	b
8	Tapered roller bearings with modified line contact† between rollers and both rings, the rollers accurately guided by one integral rib.	g

TABLA 8-5. VALORES PARA EL FACTOR f_c/f .

$\frac{D \cos \alpha^*}{d_m}$	f_c/f					
	Columns					
	j	h	b	a	g	k
0.01	0.061	0.069	0.077	0.083	0.089	0.095
0.02	0.072	0.081	0.090	0.097	0.104	0.111
0.03	0.078	0.088	0.099	0.106	0.113	0.120
0.04	0.083	0.094	0.105	0.113	0.120	0.128
0.05	0.087	0.099	0.110	0.118	0.126	0.134
0.06	0.091	0.102	0.114	0.123	0.131	0.139
0.07	0.093	0.105	0.118	0.126	0.135	0.144
0.08	0.096	0.108	0.121	0.130	0.138	0.147
0.09	0.098	0.110	0.123	0.132	0.141	0.150
0.10	0.099	0.112	0.125	0.134	0.143	0.152
0.12	0.102	0.115	0.128	0.138	0.147	0.156
0.14	0.103	0.117	0.130	0.140	0.149	0.159
0.16	0.104	0.118	0.131	0.141	0.151	0.161
0.18	0.105	0.118	0.132	0.142	0.151	0.161
0.20	0.105	0.118	0.132	0.142	0.151	0.161
0.22	0.104	0.117	0.131	0.141	0.150	0.160
0.24	0.103	0.116	0.130	0.140	0.149	0.159
0.26	0.102	0.115	0.128	0.138	0.147	0.156
0.28	0.100	0.113	0.126	0.136	0.145	0.154
0.30	0.099	0.112	0.124	0.134	0.143	0.152

donde:

$f_o = 484 \text{ lb/plg}^2$ para rodamientos autoalineantes.

$f_o = 1780 \text{ lb/plg}^2$ para rodamientos de contacto angular y radial.

La magnitud de la capacidad de carga estática para rodamientos de rodillos es :

$$C_o = f_o i 2L_{\text{eff}} D \cos \alpha \quad (\text{Ec. 8-6})$$

donde:

$$f_o = 3130 \text{ lb/plg}^2$$

Los demás parámetros son los mismos que en la ecuación 8-4.

Los valores de C y de C_o se obtienen con facilidad en cualquier catálogo de fabricante de cojinetes como una función del tamaño y del tipo de cojinete.

b) CARGA EQUIVALENTE.

Hay dos fórmulas de carga equivalente. Los cojinetes que trabajan con alguna velocidad finita usan la carga radial equivalente P en conjunción con C para calcular la duración del cojinete. La carga equivalente estática se usa en comparación con C_o en las aplicaciones en que un cojinete está altamente cargado de un modo estático.

- 1.- CARGA RADIAL EQUIVALENTE P . Todas las cargas de cojinete se convierten en una carga radial equivalente. La magnitud de la carga radial equivalente para cojinetes de bolas radiales y de contacto angular de tipos convencionales, excepto cojinetes con ranura para relleno de bolas, y para cojinetes de rodillos esféricos y cilíndricos, bajo cargas radiales y de empuje constantes es :

$$P = XVF_r + YF_a \quad (\text{Ec. 8-7})$$

donde:

- X = factor radial.
- Y = factor de empuje.
- V = factor de rotación.
- F_r = carga radial.
- F_a = carga (axial) de empuje.

Para rodamientos de bolas, los factores X, Y, y V, están dados en la tabla 8-6.

Para rodamientos de rodillos, los factores X, Y, y V, están dados en la tabla 8-7. Aparecen dos valores en la lista de X y Y. El juego de $X_1 Y_1$ o de $X_2 Y_2$, que da la más grande carga equivalente, se debe usar siempre.

Debido a la naturaleza de su diseño, los cojinetes de rodillos cónicos deberán ser montados en pares opuestos, por lo cual, un cojinete soporta la carga de empuje ejercida por el otro cojinete.

Todas las cargas radiales ejercidas sobre los cojinetes de rodillos cónicos inducen una carga componente de empuje, la cual reacciona con su compañero de acuerdo a la ecuación :

$$F_{aB} = \frac{0.47 F_{rA}}{K_A}$$

donde:

F_{aB} = la reacción de empuje sobre el cojinete B debido a la fuerza radial del cojinete A.

F_{rA} = fuerza radial en el cojinete A.

0.47 = una constante derivada de la suma de las componentes de empuje de los rodillos individuales soportando las cargas.

TABLA 8-6. VALORES DE X, Y, V, PARA COJINETES DE BOLAS.

Tipo de cojinete			Con relación a la carga el anillo interior esta		Cojinetes de una sola hilera ⁽²⁾		Cojinetes de doble hilera ⁽¹⁾				e		
			Girando		Fijo		$\frac{F_2}{VF_r} > e$		$\frac{F_2}{VF_r} \leq e$			$\frac{F_a}{VF_r} > e$	
			V	V	X	Y	X	Y	X	Y		X	Y
Cojinetes de bolas con surco para contacto radial ⁽⁴⁾	$\frac{F_a^{(1)}}{C_0}$	$\frac{F_2}{ZD^2}$ Unidades lb. pul											
	0.014	25				2.30					2.30	0.19	
	0.028	50				1.99					1.99	0.22	
	0.056	100				1.71					1.71	0.26	
	0.084	150	1	1.2	0.56	1.55	1	0	0.56		1.55	0.28	
	0.11	200				1.45					1.45	0.30	
	0.17	300				1.31					1.31	0.34	
	0.28	500				1.15					1.15	0.38	
	0.42	750				1.04					1.04	0.42	
	0.56	1000				1.00					1.00	0.44	
Cojinetes de bolas con surco para contacto angular con anillo de contacto	$\frac{iF_2^{(1)}}{C_0}$	$\frac{F_2}{ZD^2}$ Unidades lb. pul											
	0.014	25						2.78		3.74	0.23		
	0.028	50						2.40		3.23	0.26		
	0.056	100						2.07		2.78	0.30		
	0.085	150	1	1.2				1.87	0.78	2.52	0.34		
	0.11	200						1.75		2.36	0.36		
	0.17	300						1.58		2.13	0.40		
	0.28	500						1.39		1.87	0.45		
	0.42	750						1.26		1.69	0.50		
	0.56	1000						1.21		1.63	0.52		
10°	0.014	25				1.88		2.18		3.06	0.29		
	0.028	50				1.71		1.98		2.78	0.32		
	0.057	100				1.52		1.76		2.47	0.36		
	0.086	150				1.41		1.63		2.29	0.38		
	0.11	200	1	1.2	0.46	1.34	1	1.55	0.75	2.18	0.40		
	0.17	300				1.23		1.42		2.00	0.44		
	0.29	500				1.10		1.27		1.79	0.49		
	0.43	750				1.01		1.17		1.64	0.54		
	0.57	1000				1.00		1.16		1.63	0.54		
	15°	0.015	25				1.47		1.65		2.39	0.38	
0.029		50				1.40		1.57		2.28	0.40		
0.058		100				1.30		1.46		2.11	0.43		
0.087		150				1.23		1.38		2.00	0.46		
0.12		200	1	1.2	0.44	1.19	1	1.34	0.72	1.93	0.47		
0.17		300				1.12		1.26		1.82	0.50		
0.29		500				1.02		1.14		1.66	0.55		
0.44	750				1.00		1.12		1.63	0.56			
0.58	1000				1.00		1.12		1.63	0.56			
20°	1	1.2	0.43	1.00	1	1.09	0.70	1.63	0.37				
	1	1.2	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41	0.68				
	1	1.2	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24	0.80				
	1	1.2	0.37	0.66	1	0.66	0.60	1.07	0.95				
	1	1.2	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93	1.14				
35°	1	1.2	0.40	0.41 cot 1	1	0.42 cot 1	0.65	0.55 cot 1	1.5 tan 1				
	1	1.2	0.38	0.35 cot 1	1	0.38 cot 1	0.55	0.45 cot 1	1.4 tan 1				
	1	1.2	0.36	0.30 cot 1	1	0.36 cot 1	0.50	0.40 cot 1	1.3 tan 1				
	1	1.2	0.34	0.25 cot 1	1	0.34 cot 1	0.45	0.35 cot 1	1.2 tan 1				
	1	1.2	0.32	0.20 cot 1	1	0.32 cot 1	0.40	0.30 cot 1	1.1 tan 1				

K_A = es la relación entre la capacidad básica radial y la capacidad básica de empuje del cojinete A .

Así, la carga radial equivalente (P) para cojinetes de rodillos cónicos :

para el cojinete que recibe la carga de empuje (cojinete A) :

$$P_A = 0.4F_{rA} + K_A \left(\frac{0.47F_{rB}}{K_B} + F_a \right) \quad (\text{Ec. 8-8})$$

para el cojinete B, es :

$$P_B = 0.4F_{rB} + K_B \left(\frac{0.47F_{rA}}{K_A} - F_a \right) \quad (\text{Ec. 8-9})$$

- 2.- CARGA ESTÁTICA EQUIVALENTE P_0 . La carga estática equivalente puede compararse directamente con la capacidad de carga estática C_0 . Si P_0 es mayor que la capacidad C_0 ocurrirá deformación permanente del elemento rodante. La magnitud de la carga estática equivalente P_0 - tanto para rodamientos de bolas como para rodillos es la mayor de :

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (\text{Ec. 8-10})$$

$$P_0 = F_r$$

los valores de X_0 y Y_0 para cojinetes de bolas se encuentran recopilados en la tabla 8-8. Para cojinetes de rodillos, los valores se recopilan en la tabla 8-9.

Si se impone una carga superior a la capacidad de carga estática básica durante la rotación, la deformación se distribuye en forma pareja y no ocurre deterioro sino hasta que la deformación llegue a ser muy grande. La carga que

causará fractura en los cojinetes es aproximadamente, de 8 veces la capacidad de carga estática.

TABLA 8-7. FACTORES DE X , Y , V , PARA COJINETES DE RODILLOS.

TIPO DE COJINETE	V	X_1	Y_1	X_2	Y_2
Rodillo esférico	1.0	1.0	0.0	1.0	0.0
Rodillo cilíndrico	1.0	1.0	2.5	0.67	3.7

TABLA 8-8. FACTORES X_0 , Y_0 PARA COJINETES DE BOLAS.

Factors X_0 and Y_0					
Bearing Type*	Single-Row Bearings†		Double-Row Bearings‡		
	X_0	Y_0	X_0	Y_0	
	Radial-Contact Groove Ball Bearings†	0.6	0.5	0.6	
Angular-Contact Groove Ball Bearings‡	$\alpha = 20$ degrees	0.5	0.42	1	0.84
	$\alpha = 25$ degrees	0.5	0.38	1	0.76
	$\alpha = 30$ degrees	0.5	0.33	1	0.66
	$\alpha = 35$ degrees	0.5	0.29	1	0.58
	$\alpha = 40$ degrees	0.5	0.26	1	0.52
Self-Aligning Ball Bearings	0.5	$0.22 \cot \alpha$	1	$0.44 \cot \alpha$	

* Permissible maximum value of F_d/C_0 depends on the bearing design (groove depth and internal clearance).

† Y_0 is always $\geq F$.

‡ Double-row bearings are presumed to be symmetrical.

§ For two similar single-row angular-contact ball bearings mounted "face-to-face" or "back-to-back" use the values of X_0 and Y_0 which apply to a double-row angular-contact ball bearing. For two or more similar single-row angular-contact ball bearings mounted "in tandem" use the values of X_0 and Y_0 which apply to a single-row angular-contact ball bearing.

TABLA 8-9. VALORES PARA X_0 , Y_0

TIPO DE COJINETE	X_0	Y_0
Rodillo esférico	1.0	2.9
Rodillo cilíndrico	1.0	0.0

c) CAPACIDAD REQUERIDA.

La capacidad de carga básica C es muy útil en la selección del tipo y del tamaño de cojinete. Calculando la capacidad requerida para un cojinete en cierta aplicación, y si esto se compara con capacidades conocidas, puede seleccionarse un cojinete. Para calcular la capacidad requerida, -- puede aplicarse la siguiente ecuación :

$$C_r = \frac{P (L_{10}^N)^{1/R}}{Z} \quad (\text{Ec. 8-11})$$

donde:

- C_r = capacidad requerida, lb.
- L_{10} = vida nominal, hrs.
- P = carga radial equivalente, lb.
- R = constante, 3 para cojinete de bolas, 10/3 para cojinetes de rodillos.
- Z = constante, 25.6 para cojinete de bolas, 18.5 para cojinetes de rodillos.
- N = velocidad de rotación, rpm.

Algunos catálogos dan la capacidad de carga básica a revoluciones por minuto y horas de vida específicas. Para este caso, la carga requerida es :

$$C_r = P \left(\frac{L_D}{L_R} \frac{N_D}{N_R} \right)^{1/R} \quad (\text{Ec. 8-12})$$

donde:

- L_D = vida nominal de diseño, hrs.
 L_R = vida nominal de catálogo, hrs.
 N_D = velocidad de rotación de diseño, rpm.
 N_R = velocidad de rotación de catálogo, rpm.

8.5 SELECCION DEL TIPO DE COJINETE.

En el análisis de selección del tipo de cojinete, se requiere conocer las siguientes condiciones: carga radial, carga de empuje, velocidad de rotación, diámetro interior y vida nominal de trabajo.

Los pasos a seguir para la selección del tipo de cojinete son :

- 1.- Seleccionar el cojinete de bolas o de rodillos, de acuerdo con la carga radial y velocidad de rotación. Ver figura 8-6.
- 2.- Calcular la carga radial equivalente (P) para varios tipos de cojinete de acuerdo con las ecuaciones 8-7 a 8-9 .
- 3.- Calcular la carga requerida de acuerdo con las ecuaciones 8-11 u 8-12 .
- 4.- Comparar la capacidad de carga requerida (C_r) con la capacidad de carga básica (C) dada por el catálogo del fabricante, y seleccionese el tipo que tiene una capacidad igual o mayor que C_r .
- 5.- Si la velocidad de rotación es lenta o si el cojinete está sin trabajar por un periodo, calcular la capacidad de carga estática (C_0) y la carga estática equivalente (P_0) .

8.6 SELECCION DEL TIPO DE LOS COJINETES PARA EL EJE a.

Como se analizó en el capítulo 4 sección 4.3, el "eje a"

será soportado por dos rodamientos, los cuales se seleccionarán de acuerdo con los siguientes datos :

	<u>RODAMIENTO I</u>	<u>RODAMIENTO II</u>
diámetro interior:	$D_I = 1.5625 \text{ plg.}$	$D_{II} = 1.5625 \text{ plg.}$
velocidad de rotación:	$N_I = 1750 \text{ rpm.}$	$N_{II} = 1750 \text{ rpm.}$
vida nominal :	$L_{10I} = 10\ 000 \text{ hrs.}$	$L_{10II} = 10\ 000 \text{ hrs.}$
carga radial :	$F_{aI}^R = 1.1983 \text{ kips.}$	$F_{aII}^R = 1.6855 \text{ kips.}$
carga de empuje :	$F_{aI}^X = 0.3659 \text{ kips.}$	$F_{aII}^X = 0.3659 \text{ kips.}$

De acuerdo con la tabla 8-1, la vida de diseño para cojinetes en las unidades de engranaje es de 8,000 a 15,000 horas, por lo cual se optó por una vida de diseño de 10,000 horas para los dos cojinetes o rodamientos.

a) SELECCION DEL COJINETE.

Para saber que tipo de elemento rodante utilizar en los rodamientos I y II, emplearemos la figura 8-6. Es necesario corregir el valor de la carga radial ya que está basada en una vida nominal de 30,000 hrs., mientras que los rodamientos I y II serán calculados con una vida nominal de 10,000 hrs.

Así, la carga radial corregida utilizando la ecuación 8-12 es :

	<u>RODAMIENTO I</u>	<u>RODAMIENTO II</u>
carga radial :	$P_I = 1.1983 \text{ kips.}$	$P_{II} = 1.6855 \text{ kips.}$
vida nominal de diseño:	$L_{DI} = 10\ 000 \text{ hrs.}$	$L_{DII} = 10\ 000 \text{ hrs.}$
velocidad de rotación de diseño :	$N_{DI} = 1750 \text{ rpm.}$	$N_{DII} = 1750 \text{ rpm.}$
vida nominal en la figura 8-6 :	$L_{RI} = 30\ 000 \text{ hrs.}$	$L_{RII} = 30\ 000 \text{ hrs.}$

	<u>RODAMIENTO I</u>	<u>RODAMIENTO II</u>
velocidad de rotación figura 8-6 :	$N_{RI} = 1750 \text{ rpm.}$	$N_{RII} = 1750 \text{ rpm.}$
factor R :	$R_I = 10/3$	$R_{II} = 10/3$
carga radial corregida :	$P_{cI} = 0.862 \text{ kips.}$	$P_{cII} = 1.212 \text{ kips.}$

Con la carga radial corregida y la velocidad de rotación del anillo interior, nos auxiliaremos en la figura 8-6 para la selección de los cojinetes, los cuales pueden ser de bolas o de rodillos. Se optó por escoger cojinetes de rodillos ya que en la carga radial no se consideró la fricción en el cojinete ni su lubricación con lo cual aumenta.

De acuerdo a lo anterior, los rodamientos I y II serán de rodillos cónicos (debido a la fuerza de empuje) .

b) CARGA RADIAL EQUIVALENTE (P) .

Antes de calcular la carga radial equivalente, es necesario determinar cual rodamiento va a soportar la carga de empuje.

Debido a las dimensiones del eje a, los rodamientos I y - II se montarán "cara a cara" , por lo cual, el rodamiento I - recibirá la carga de empuje.

Para los rodamientos, la carga radial equivalente la calculamos de acuerdo a las ecuaciones 8-8 y 8-9 con los siguientes datos :

	<u>RODAMIENTO I</u>	<u>RODAMIENTO II</u>
fuerza radial :	$F_{rI} = 1.1983 \text{ kips}$	$F_{rII} = 1.6855 \text{ kips.}$
fuerza de empuje :	$F_a = 0.3659 \text{ kips}$	$F_a = 0.3659 \text{ kips.}$
factor K :	$K_I = 1.07$	$K_{II} = 1.07$

Empleando la ecuación 8-9 para el rodamiento I, tenemos :

$$P_I = 0.4F_{rI} + K_I \left(\frac{0.47F_{rII}}{K_{II}} - F_a \right)$$

$$P_I = 0.8799 \text{ kips.}$$

Como el valor anterior (P_I) es menor a la fuerza radial -- (F_{rI}) , la carga radial equivalente tomará el valor de la fuerza radial, así :

$$P_I = 1.1983 \text{ kips.}$$

Para el rodamiento II utilizando la ecuación 8-8, tenemos :

$$P_{II} = 0.4F_{rII} + K_{II} \left(\frac{0.47F_{rI}}{K_I} + F_a \right)$$

$$P_{II} = 1.6289 \text{ kips.}$$

c) CARGA REQUERIDA (C_r) .

Calcularemos la capacidad de carga requerida en base a la publicación TIMKEN ENGINEERING JOURNAL (fabricante de rodamientos) la cual tabula las capacidades de carga a 3000 horas de vida nominal y a 500 rpm.

Considerando lo anterior, contamos con los siguientes datos :

	<u>RODAMIENTO I</u>	<u>RODAMIENTO II</u>
carga radial equivalente	$P_I = 1.1983 \text{ kips.}$	$P_{II} = 1.6289 \text{ kips.}$
vida de diseño	$L_{DI} = 10 \text{ 000 hrs.}$	$L_{DII} = 10 \text{ 000 hrs.}$
vel. de diseño	$N_{DI} = 1750 \text{ rpm.}$	$N_{DII} = 1750 \text{ rpm.}$
vida de catálogo	$L_{RI} = 3000 \text{ hrs.}$	$L_{RII} = 3000 \text{ hrs.}$

	<u>RODAMIENTO I</u>	<u>RODAMIENTO II</u>
vel. de catálogo :	$N_{RI} = 500 \text{ rpm.}$	$N_{RII} = 500 \text{ rpm.}$
factor R :	$R = 10/3$	$R = 10/3$

Empleando la ecuación 8-12 tenemos que la capacidad de carga requerida para el rodamiento I es :

$$C_{RI} = P_I \left(\frac{L_{DI}}{L_{RI}} \frac{N_{DI}}{N_{RI}} \right)^{1/R}$$

$$C_{RI} = 2504 \text{ lbs.}$$

Para el rodamiento II, es :

$$C_{RII} = P_{II} \left(\frac{L_{DII}}{L_{RII}} \frac{N_{DII}}{N_{RII}} \right)^{1/R}$$

$$C_{RII} = 3404 \text{ lbs.}$$

d) CAPACIDAD DE CARGA BASICA (C).

La capacidad de carga básica la obtendremos del catálogo TIMKEN ENGINEERING JOURNAL usando el diámetro interior del rodamiento (1.5000 plg. para los dos rodamientos) y la capacidad de carga requerida.

Con los datos anteriores se entra al catálogo (la tabla 8-10 es una hoja típica para rodamientos con un diámetro interior de 1.500 plg.) y se compara la capacidad de carga requerida obtenida en el inciso anterior, con la capacidad de carga básica del catálogo. Así, las características principales para los rodamientos I y II son :

8.7 SELECCION DEL TIPO DE LOS COJINETES PARA EL EJE b .

Como se analizó en el capítulo 5, el eje b será soportado por dos rodamientos, los cuales se seleccionarán de acuerdo con los siguientes datos :

	<u>RODAMIENTO III</u>	<u>RODAMIENTO IV</u>
diámetro interior :	$D_{III} = 1.8125$ plg.	$D_{IV} = 1.250$ plg.
velocidad de rotación :	$N_{III} = 350$ rpm.	$N_{IV} = 350$ rpm.
vida nominal :	$L_{10III} = 10\ 000$ hrs.	$L_{10IV} = 10\ 000$ hrs.
carga radial :	$F_{bIII}^R = 1.2609$ kips	$F_{bIV}^R = 0.9478$ kips.
carga de empuje :	$F_{bIII}^X = 0.4102$ kips	$F_{bIV}^X = 0.4102$ kips.

a) SELECCION DEL COJINETE .

Para saber que tipo de elemento rodante utilizar en los rodamientos III y IV, emplearemos la figura 8-6 corrigiendo la carga radial a una vida nominal de 10,000 hrs.

Así, la carga radial corregida utilizando la ecuación 8-12 es :

	<u>RODAMIENTO III</u>	<u>RODAMIENTO IV</u>
carga radial :	$P_{III} = 1.2609$ kips	$P_{IV} = 0.9478$ kips.
carga radial corregida :	$P_{cIII} = 0.9069$ kips	$P_{cIV} = 0.6817$ kips.

El exponente de la ecuación 8-6 (factor R) se toma como en la sección anterior, es-decir, 10/3.

Con los datos anteriores aplicados en la figura 8-6 observamos que pueden montarse cojinetes de bolas o de rodillos. Al igual que en la sección anterior, se opta por escoger cojinetes de rodillos cónicos (por la fuerza de empuje) ya que en la carga radial no se consideró la fricción.

b) CARGA RADIAL EQUIVALENTE (P) .

Debido a la distribución de las dimensiones del eje b, el rodamiento III soportará la carga de empuje. Así, la carga radial equivalente la calcularemos con los siguientes datos :

	<u>RODAMIENTO III</u>	<u>RODAMIENTO IV</u>
fuerza radial	: $F_{rIII} = 1.2609$ kips	$F_{rIV} = 0.9478$ kips
fuerza de empuje	: $F_a = 0.4102$ kips	$F_a = 0.4102$ kips
factor K	: $K_{III} = 1.44$	$K_{IV} = 1.23$

Empleando la ecuación 8-8 para el rodamiento III, tenemos :

$$P_{III} = 0.4F_{rIII} + K_{III} \left(\frac{0.47F_{rIV}}{K_{IV}} + F_a \right)$$

$$P_{III} = 1.617 \text{ kips.}$$

Para el rodamiento IV utilizando la ecuación 8-9, tenemos :

$$P_{IV} = 0.4F_{rIV} + K_{IV} \left(\frac{0.47F_{rIII}}{K_{III}} - F_a \right)$$

$$P_{IV} = 0.3808 \text{ kips.}$$

Como P_{IV} es menor que F_{rIV} , la carga radial equivalente para el rodamiento IV tomará el valor de la fuerza radial, así :

$$P_{IV} = 0.9478 \text{ kips.}$$

c) CARGA REQUERIDA (C_r).

Calcularemos la capacidad de carga requerida en base a - los siguientes datos :

	<u>RODAMIENTO III</u>	<u>RODAMIENTO IV</u>
carga radial equivalente	: $P_{III} = 1.617$ kips.	$P_{IV} = 0.9478$ kips.
vida de diseño	: $L_{DIII} = 10\ 000$ hrs.	$L_{DIV} = 10\ 000$ hrs.
vel. de diseño	: $N_{DIII} = 350$ rpm.	$N_{DIV} = 350$ rpm.
vida de catálogo	: $L_{RIII} = 3000$ hrs.	$L_{RIV} = 3000$ hrs.
vel. de catálogo	: $N_{RIII} = 500$ rpm.	$N_{RIV} = 500$ rpm.
factor R	: $R = 10/3$	$R = 10/3$

Empleando la ecuación 8-12 tenemos que la capacidad de carga - requerida para el rodamiento I es :

$$C_{rIII} = P_{III} \left(\frac{L_{DIII}}{L_{RIII}} \frac{N_{DIII}}{N_{RIII}} \right)^{1/R}$$

$$C_{rIII} = 2085 \text{ lbs.}$$

Para el rodamiento IV, es :

$$C_{rIV} = P_{IV} \left(\frac{L_{DIV}}{L_{RIV}} \frac{N_{DIV}}{N_{RIV}} \right)^{1/R}$$

$$C_{rIV} = 1222 \text{ lbs.}$$

d) CAPACIDAD DE CARGA BASICA (C).

Con la capacidad de carga requerida y el diámetro interior (1.8125 plg. y 1.250 para el rodamiento III y IV respectivamente), se entra al catálogo (tabla 8-11) y se seleccionan los rodamientos cuyas características son :

8.8 SELECCION DEL TIPO DE LOS COJINETES PARA EL EJE c .

Como se analizó en el capítulo 6, el eje c será soportado por dos rodamientos, los cuales se seleccionarán de acuerdo - con los siguientes datos :

	<u>RODAMIENTO V</u>	<u>RODAMIENTO VI</u>
diámetro interior:	$D_V = 2.250 \text{ plg.}$	$D_{VI} = 2.250 \text{ plg.}$
carga radial :	$F_{cV}^R = 1.4585 \text{ kips.}$	$F_{cVI}^R = 6.6522 \text{ kips.}$
carga de empuje :	$F_{cV}^X = 0.5824 \text{ kips.}$	$F_{cVI}^X = 0.5824 \text{ kips.}$

La velocidad de rotación y la vida nominal corresponden a 70 - rpm. y 10,000 horas respectivamente para ambos rodamientos.

a) SELECCION DEL COJINETE .

Aplicando el procedimiento descrito en las secciones anteriores tenemos que la carga radial corregida (utilizando la ecuación 8-12) es :

	<u>RODAMIENTO V</u>	<u>RODAMIENTO VI</u>
carga radial corregida :	$P_{cV} = 1.049 \text{ kips}$	$P_{cVI} = 4.785 \text{ kips.}$

Con los datos anteriores aplicados en la figura 8-6 observamos que pueden montarse cojinetes de bolas o de rodillos, - por lo cual se seleccionarán cojinetes de rodillos cónicos ya que la fuerza sobre el rodamiento VI es alta y sumándole la - fricción se incrementa más.

b) CARGA RADIAL EQUIVALENTE (P) .

Debido a la distribución de las dimensiones del eje c, el

rodamiento V soportará la carga de empuje.

Siguiendo el procedimiento descrito en las secciones anteriores, la carga radial equivalente es :

	<u>RODAMIENTO V</u>	<u>RODAMIENTO VI</u>
carga radial equivalente :	$P_V = 4.033 \text{ kips.}$	$P_{VI} = 6.652 \text{ kips.}$

El factor K utilizado en el calculo de la carga radial equivalente para los rodamientos V y VI fué de 1.45 y 1.74 respectivamente. Observar que la carga radial equivalente en el rodamiento VI es igual a la carga radial ya que al utilizar la ecuación 8-9 el resultado fué menor.

c) CARGA REQUERIDA (C_r).

Utilizando los datos anteriores y aplicando la ecuación 8-12 tenemos que la capacidad de carga requerida para los rodamientos es :

	<u>RODAMIENTO V</u>	<u>RODAMIENTO VI</u>
carga requerida :	$C_{rV} = 3209 \text{ lbs.}$	$C_{rVI} = 5293 \text{ lbs.}$

d) CAPACIDAD DE CARGA BASICA (C).

Con la capacidad de carga requerida y el diámetro interior, se entra al catálogo (tabla 8-12) y se seleccionan los rodamientos cuyas características son :

	<u>RODAMIENTO V</u>	<u>RODAMIENTO VI</u>
cono :	28682	469
copa :	28623	453X
capacidad nominal:	4400 lbs	5400 lbs.
factor K :	1.45	1.74

TABLA 8-12. TABLA DE COJINETES "TS" DEL TIMKEN
ENGINEERING JOURNAL.

SINGLE-ROW STRAIGHT BORE-TS



d	D	Y	SERIES		K	e ^a	C	DPT. NUMBER		DPT. NUMBER		DPT. NUMBER		DPT. NUMBER		DPT. NUMBER				
			D	Y				K	e ^a	C	D	Y	K	e ^a	C	D	Y	K	e ^a	C
2.250	3.2175	0.0000	2000	1000	1.00	-0.13	0.075	0.02	0.0040	2.00	2.00	0.00	0.0000	1.00	1.00	0.00	0.00			
37.130	60.820	21.000	1000	1000	1.00	-0.13	0.075	0.02	0.0040	2.00	2.00	0.00	0.0000	1.00	1.00	0.00	0.00			
2.250	3.2750	0.0000	6000	3000	1.00	-0.13	0.075	0.10	0.0000	2.00	2.00	0.00	0.0000	1.00	1.00	0.00	0.00			
37.130	58.420	24.000	1000	1000	1.00	-0.13	0.075	0.10	0.0000	2.00	2.00	0.00	0.0000	1.00	1.00	0.00	0.00			
2.250	4.1250	1.1075	3000	3000	1.74	-0.20	0.075	0.09	1.1542	2.00	2.00	0.10	0.0000	1.00	1.00	0.00	0.00			
37.130	104.375	30.150	3000	3000	1.74	-0.20	0.075	0.09	1.1542	2.00	2.00	0.10	0.0000	1.00	1.00	0.00	0.00			
2.250	4.1250	1.1075	3000	3000	1.74	-0.20	0.075	0.09	1.1542	2.00	2.00	0.10	0.0000	1.00	1.00	0.00	0.00			
37.130	104.375	30.150	3000	3000	1.74	-0.20	0.075	0.09	1.1542	2.00	2.00	0.10	0.0000	1.00	1.00	0.00	0.00			

8.9 SELECCION DEL TIPO DE LOS COJINETES PARA EL EJE d.

El eje d será soportado por dos rodamientos los cuales se seleccionarán de acuerdo con los siguientes datos :

	RODAMIENTO VII	RODAMIENTO VIII
diámetro interior:	$D_{VII} = 2.250$ plg.	$D_{VIII} = 2.375$ plg.
carga radial :	$F_{dVII}^R = 17.73$ kips.	$F_{dVIII}^R = 5.17$ kips.
carga de empuje :	$F_{dVII}^X = 2.184$ kips.	$F_{dVIII}^X = 2.184$ kips.

La velocidad de rotación y la vida nominal corresponden a 70 rom. y 10,000 horas respectivamente para ambos rodamientos.

a) SELECCION DEL COJINETE

Aplicando el procedimiento descrito en las secciones ante

riores tenemos que la carga radial corregida (utilizando la ecuación 8-12) es :

	<u>RODAMIENTO VII</u>	<u>RODAMIENTO VIII</u>
carga radial corregida	: $P_{cVII} = 12.75$ kips	$P_{cVIII} = 3.72$ kips.

Con los datos anteriores aplicados en la figura 8-6 observamos que pueden montarse cojinetes de bolas o de rodillos, por lo cual se seleccionarán cojinetes de rodillos cónicos ya que la fuerza sobre el rodamiento VIII es alta.

b) CARGA RADIAL EQUIVALENTE (P) .

Debido a la distribución de las dimensiones del eje d, el rodamiento VIII soportará la carga de empuje.

Siguiendo el procedimiento descrito en las secciones anteriores, la carga radial equivalente es :

	<u>RODAMIENTO VII</u>	<u>RODAMIENTO VIII</u>
carga radial equivalente	: $P_{VII} = 17.73$ kips.	$P_{VIII} = 10.899$ kips.

El factor K utilizado en el cálculo de la carga radial equivalente para los rodamientos VII y VIII fué de 1.61 y 1.20 respectivamente. Observar que la carga radial equivalente en el rodamiento VII es igual a la carga radial ya que al utilizar la ecuación 8-9 el resultado fué menor.

c) CARGA REQUERIDA (C_r).

Utilizando los datos anteriores y aplicando la ecuación 8-12 tenemos que la capacidad de carga requerida para los rodamientos es :

RODAMIENTO VII

RODAMIENTO VIII

carga requerida : $C_{RVII} = 14107$ lbs. $C_{RVIII} = 8672$ lbs.

d) CAPACIDAD DE CARGA BASICA (C).

Con la capacidad de carga requerida y el diámetro interior, se entra al catálogo (tabla 8-13) y se seleccionan los rodamientos cuyas características son :

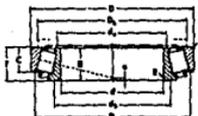
RODAMIENTO VII

RODAMIENTO VIII

cono	:	6455	65237A
copa	:	6420	65500
capacidad nominal:		14700 lbs.	9850 lbs.
factor K	:	1.61	1.20

TABLA 8-13. TABLA DE COJINETES "TS" DEL TIMKEN ENGINEERING JOURNAL.

SINGLE-ROW STRAIGHT BORE-TS



Bore	Pitch Diameter	Pitch Diameter	Pitch Diameter		Pitch Diameter	Cone		Cup								
			Min	Max							Min	Max				
2.500	1.250	1.250	9625	9550	1.61	-0.04	520	522	0.16	1.0700	2.00	0.72	0.12	1.2000	4.00	4.00
37.150	176.275	176.275	4765	4740	1.61	-0.12	70225	70611	0.16	41.275	75.0	0.60	3.3	41.275	118.0	118.0
2.200	1.100	1.1125	4765	4740	0.87	0.11	520	522	0.16	1.0000	2.00	0.60	0.12	1.2000	4.00	4.00
37.150	184.963	184.963	3020	3000	1.61	0.0	70225	70611	0.16	52.200	82.0	0.70	3.3	52.200	118.0	118.0
2.250	1.125	1.1375	4765	4740	1.01	-0.10	520	522	0.16	2.2500	2.00	0.60	0.12	1.2000	4.00	4.00
37.150	193.275	193.275	4765	4740	1.61	-0.11	70225	70611	0.16	42.275	75.0	0.60	3.3	42.275	118.0	118.0
2.750	1.375	1.375	4765	4740	1.16	-0.10	520	522	0.16	1.3750	2.00	0.60	0.12	1.2000	4.00	4.00
40.225	177.000	183.125	3100	3000	1.61	-0.10	70225	70611	0.16	38.125	80.0	0.70	1.3	38.125	118.0	118.0
2.750	1.375	1.375	4765	4740	1.16	-0.10	520	522	0.16	1.3750	2.00	0.60	0.12	1.2000	4.00	4.00
40.225	177.000	183.125	3100	3000	1.61	-0.10	70225	70611	0.16	40.225	82.0	0.70	1.3	40.225	118.0	118.0
2.750	1.375	1.375	4765	4740	1.16	-0.10	520	522	0.16	1.3750	2.00	0.60	0.12	1.2000	4.00	4.00
40.225	177.000	183.125	3100	3000	1.61	-0.10	70225	70611	0.16	40.225	82.0	0.70	1.3	40.225	118.0	118.0

8.10 SELECCION DEL TIPO DE LOS RODAMIENTOS PARA EL EJE e .

El eje e será soportado por dos rodamientos los cuales se seleccionarán de acuerdo con los siguientes datos :

	<u>RODAMIENTO IX</u>	<u>RODAMIENTO X</u>
diámetro interior:	$D_{IX} = 3.000 \text{ plg.}$	$D_X = 3.000 \text{ plg.}$
carga radial :	$F_{eIX}^r = 7.0805 \text{ kips.}$	$F_{eX}^r = 3.5933 \text{ kips.}$

La velocidad de rotación y la vida nominal corresponden a 10 rpm. y 10,000 horas respectivamente para ambos rodamientos.

a) SELECCION DEL COJINETE .

Aplicando el procedimiento antes descrito tenemos que la carga radial corregida es :

	<u>RODAMIENTO IX</u>	<u>RODAMIENTO X</u>
carga radial corregida :	$P_{cIX} = 5.093 \text{ kips.}$	$P_{cX} = 2.584 \text{ kips.}$

Basandonos en la figura 8-6, montaremos cojinetes de rodillos cónicos sobre el eje e .

b) CARGA RADIAL EQUIVALENTE (P) .

	<u>RODAMIENTO IX</u>	<u>RODAMIENTO X</u>
carga radial equivalente :	$P_{IX} = 7.081 \text{ kips.}$	$P_X = 7.604 \text{ kips.}$

El factor K utilizado en el calculo de la carga para los rodamientos IX y X fué de 1.30. El rodamiento X soportará la carga de empuje.

c) CARGA REQUERIDA (C_r).

Aplicando la ecuación 8-12 tenemos que la capacidad de carga requerida para los rodamientos es:

	<u>RODAMIENTO IX</u>	<u>RODAMIENTO X</u>
carga requerida :	$C_{rIX} = 3143 \text{ lbs.}$	$C_{rX} = 3376 \text{ lbs.}$

d) CAPACIDAD DE CARGA BASICA (C).

Con la capacidad de carga requerida y el diámetro interior, se entra al catálogo (tabla 8-14) y se seleccionan los rodamientos cuyas características son :

	<u>RODAMIENTO IX</u>	<u>RODAMIENTO X</u>
cono :	34301	34301
copa :	34478	34478
capacidad nominal :	4250 lbs.	4250 lbs.
factor K :	1.30	1.30

TABLA 8-14. TABLA DE COJINETES "TS" DEL TIMKEN
ENGINEERING JOURNAL.

SINGLE-ROW STRAIGHT BORE-TS



Series	Bore diameter	Width	Rating of ISO class, P6		ISO class	ISO class	ISO class	part numbers		cone				cup				
			ISO class	ISO class				ISO class	ISO class	ISO class	ISO class	ISO class	ISO class	ISO class	ISO class	ISO class	ISO class	ISO class
30200	4 781.1	0.3644	4250	2275	1.30	0.06	0.03	34301	34478	0.14	0.0000	2.54	2.27	4.00	0.0075	4.23	4.23	
78100	121.943	24.808	1900	1453	1.3	0.3	0.03	34301	34478	2.3	22.811	0.2	0.2	2.8	17.462	116.9	116.9	
30200	4 927.5	1.0000	5150	3630	1.40	0.22	0.03	3786A	37829	0.14	1.0000	2.54	2.31	4.00	0.0112	4.53	4.72	
78200	129.412	25.400	2300	1843	1.3	0.3	0.03	3786A	37829	2.3	24.400	0.2	0.2	2.8	18.363	115.8	120.8	

8.11 DATOS TECNICOS DE LOS COJINETES PARA EL REDUCTOR

En resumen, los rodamientos que componen el mecanismo reductor serán, en base a TIMKEN COMPANY, los siguientes :

RODAMIENTO*	CONO	GOPA
I†	HM801346X	HM801310
II†	HM801346X	HM801310
III	18780	18720
IV	08125	08231
V	28682	28623
VI	469	453X
VII	6455	6420
VIII	65237A	65500
IX	34301	34478
X	34301	34478

* Los rodamientos corresponden al tipo TS con diámetro interior recto.

† Los rodamientos I y II serán montados "espalda con espalda" y serán sujetados al eje con dos contratueras NI-07 y una arandela de seguridad W-08.

CALCULO DE CARCAZA

Para el diseño de la carcaza se considerarán los aspectos que tratan del equilibrio de estructuras constituidas por varios componentes unidos entre sí. Esto requiere no sólo la determinación de las fuerzas externas que actúan sobre la estructura, sino también la determinación de las fuerzas que mantienen unidas las diferentes partes de la estructura. Si se considera la estructura en conjunto, éstas fuerzas son -- fuerzas internas. Esto está de acuerdo con la tercera ley de Newton que establece que las fuerzas de acción y reacción entre cuerpos en contacto tienen la misma magnitud, la misma línea de acción, y sentido opuesto. Esta ley es uno de los principios fundamentales de la mecánica elemental y está basada en la evidencia experimental.

9.1 ARMADURAS

La armadura es uno de los principales tipos de estructuras empleadas en ingeniería. Proporciona una solución práctica y económica a muchas situaciones de ingeniería. Una armadura consta de barras rectas unidas mediante juntas o nudos. Los elementos de una armadura se unen sólo en los extremos; por lo tanto, ningún elemento continúa más allá de un nudo. Las estructuras reales están hechas de varias armaduras unidas entre sí para formar un volumen entramado. Cada armadura se diseña para que soporte las cargas que actúan en su plano y, en consecuencia, pueden considerarse como una estructura - bidimensional.

En general, los elementos de una armadura son delgados y sólo pueden soportar cargas laterales pequeñas; por tanto, todas las cargas deben aplicarse en las uniones y no en los mismos elementos o barras.

Se supone que los pesos de las barras de la armadura están aplicados en los nudos, la mitad del peso de cada barra

se aplica a cada uno de los dos nudos que están unidos por la barra; aunque en realidad las barras estén unidas por medio de remaches o de soldadura se acostumbra suponer que están unidas por pasadores; en consecuencia, las fuerzas que actúan en cada extremo de una barra se reducen a una fuerza única y no a un par. Entonces, las únicas fuerzas que se suponen que se aplican a una barra de la armadura son una fuerza única aplicada en cada extremo de la barra. Luego, cada barra puede tratarse como una barra a la que se aplican dos fuerzas y toda la armadura puede considerarse como un grupo de pasadores y barras sometidos a dos fuerzas.

Una armadura debe diseñarse de tal manera que sea rígida para tener la seguridad de que no fallará al aplicar una carga. Para obtener dicha rigidez la armadura básica deberá ser

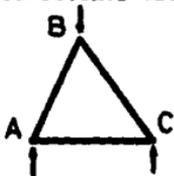


FIG. 9-1.

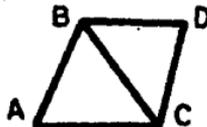


FIG. 9-2.

triangular como lo muestra la figura 9-1. Obtendremos una armadura rígida mayor si cada vez que agregamos dos nuevas barras las unimos a dos nudos diferentes ya existentes y las fijamos entre sí al nuevo nudo (los tres nudos no deben estar en línea recta). Una armadura que se construye de esta forma recibe el nombre de armadura simple. Ver figura 9-2.

Quando varias barras se unen entre sí por sus extremos - para formar una configuración en tres dimensiones, la estructura obtenida se llama armadura espacial. Análogamente a la estructura bidimensional, la armadura espacial más sencilla - consiste de seis barras unidas por sus extremos, que forman las aristas de un tetraedro. Observando que el tetraedro básico tiene seis barras y cuatro nudos y que, cada vez que se agreguen tres barras, se aumenta en uno el número de nudos, - concluimos que en una armadura simple espacial el número total de barras es $m = 3n - 6$, siendo n el número total de nudos.

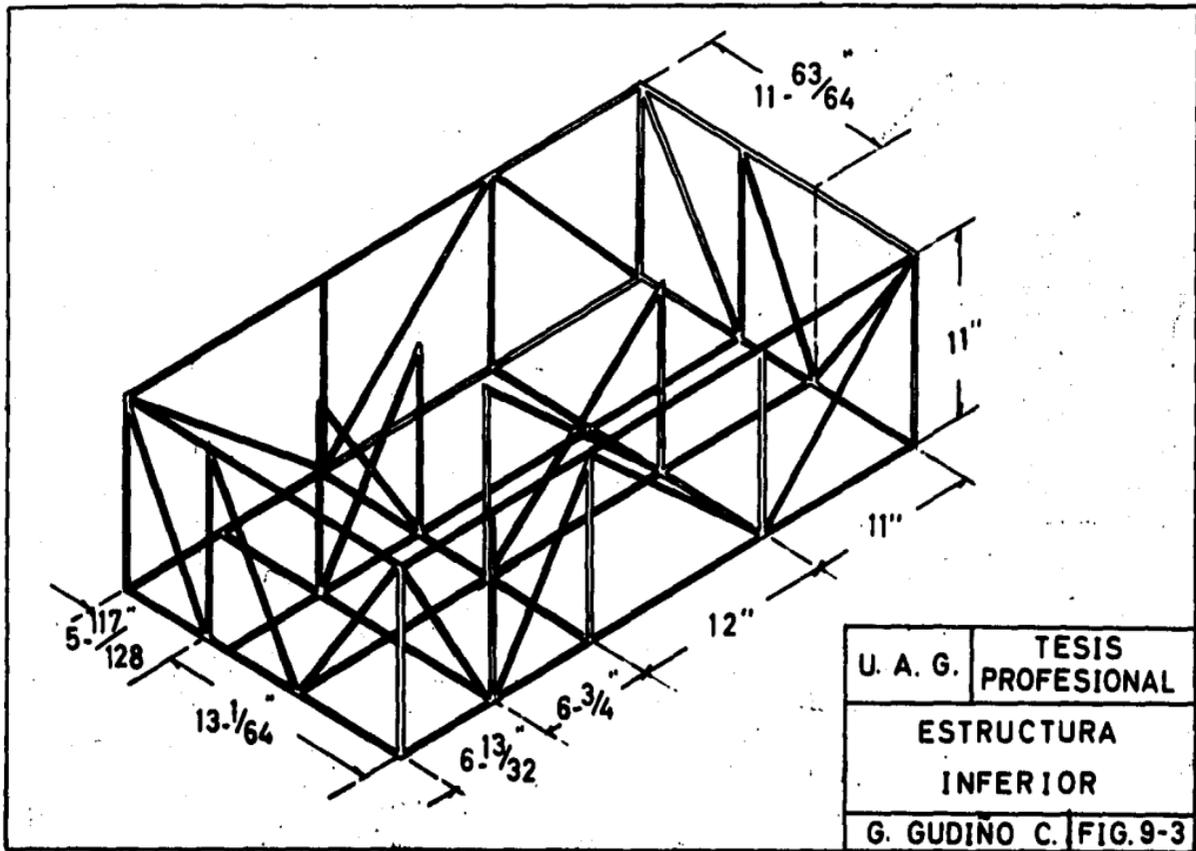
Las condiciones de equilibrio para cada nudo se expresarán por las tres ecuaciones $F_x = 0$, $F_y = 0$, $F_z = 0$. En el caso de una armadura espacial simple que contenga n nudos, al escribir las ecuaciones de equilibrio para cada nudo se tendrán $3n$ ecuaciones. Puesto que $m = 3n - 6$, estas ecuaciones son suficientes para determinar todas las fuerzas desconocidas (fuerzas en m barras y sus reacciones en los apoyos). Sin embargo, para evitar la resolución de muchas ecuaciones simultáneas, los nudos deberán seleccionarse cuidadosamente para descartar aquellos que contengan más de tres fuerzas desconocidas.

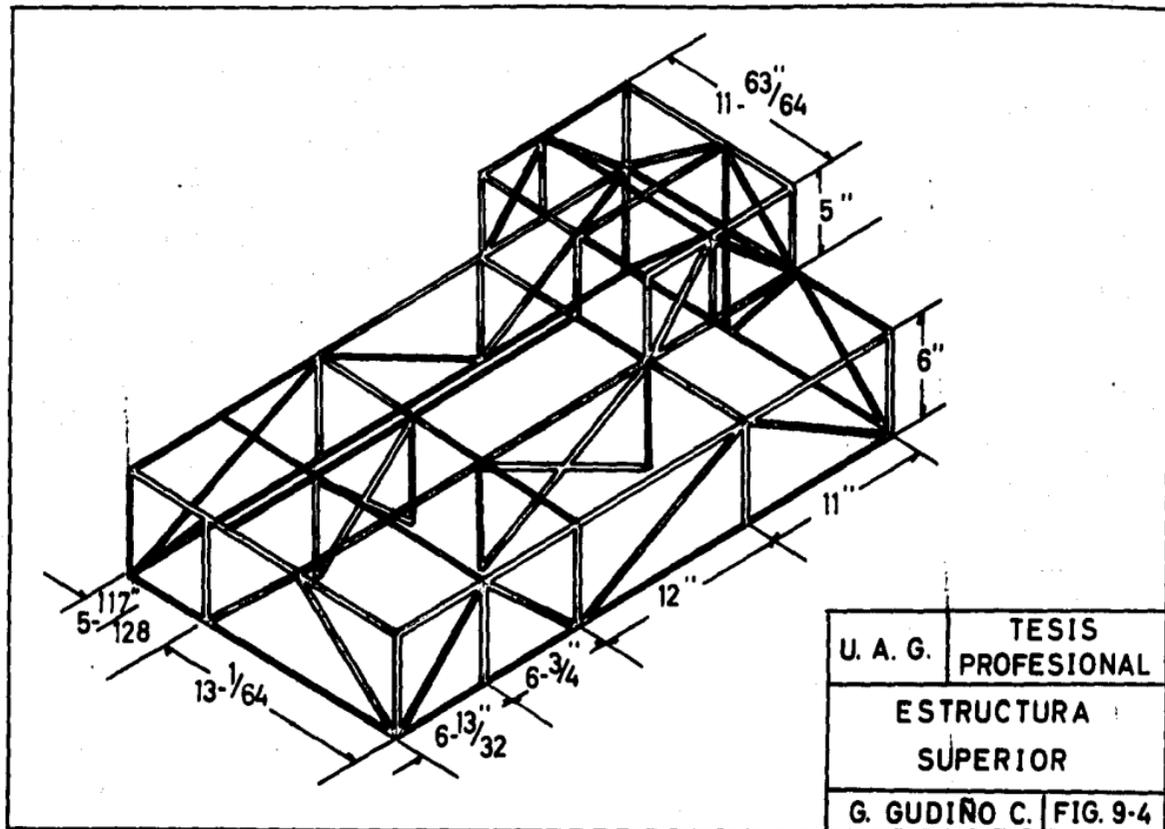
Existen armaduras en las cuales por lo menos una de las barras es un elemento sometido a varias fuerzas, es decir, un elemento sobre el cual actúan tres o más fuerzas. Estas fuerzas no estarán dirigidas en general a lo largo del elemento sobre el cual actúan; su dirección es desconocida y, por consiguiente, se representarán por dos componentes desconocidas.

Los marcos y máquinas son estructuras que contienen elementos sometidos a varias fuerzas. Los marcos se diseñan para resistir cargas y son generalmente estacionarios, esto es, estructuras con construcción completa. Las máquinas se diseñan para transmitir y modificar fuerzas; pueden ser, o no, estacionarias y tendrán siempre partes móviles.

Para el diseño de la carcasa del mecanismo de triple reducción se dividirá en dos partes: una superior y otra inferior para tener fácil acceso a la instalación y mantenimiento de los elementos que componen el mecanismo.

Los marcos componentes de la carcasa se encuentran representados en las figuras 9-3 y 9-4 .





CONCLUSIONES

Como se ha observado, a través del presente trabajo se han recopilado datos, recomendaciones de normas y de catálogos con el fin de que sea de fácil acceso para aquellos que deseen consultar rápidamente algún dato referente, ya sea para el cálculo de un par de engranes como para la selección o diseño de un cojinete de rodamiento.

En el diseño de un mecanismo es primordial conocer, conocer, antes que todo :

- 1.- LA DISTRIBUCION DEL MECANISMO. Se desarrollarán varios proyectos de la distribución física y se seleccionará - el que mejor se apegue a las necesidades de operación .
- 2.- LAS CONDICIONES DEL DISEÑO. Se considerarán todos los parámetros esenciales que intervienen en la operación - del mecanismo como son las características tanto de la carga impulsora como de la impulsada .
- 3.- SUS COMPONENTES. Se escogerán los elementos mecánicos más adecuados para la operación eficaz del mecanismo. Aquí intervendrán los engranes, baleros, ejes de transmisión, etc.

El último punto es el de mayor importancia ya que se diseñarán los elementos mecánicos de que consta el mecanismo .

El mecanismo reductor consiste de tres pares de engranes - (un par de engranes cónicos espirales para la primera reducción y dos pares de engranes cilíndricos helicoidales, uno para la segunda reducción y otro para la tercera reducción), ejes de transmisión (5 ejes, uno de ellos fabricado de una pieza - junto con el engrane), y cojinetes de rodamientos (10 cojinetes de rodillos cónicos) . Para su diseño se consideró lo siguiente :

- a) En el cálculo de los engranes, uno de los parámetros más importantes es el paso diametral (P_d), ya -- que de él dependen :
 - 1) LAS DIMENSIONES DE LOS ENGRANES. A mayor pa so diametral, éstas serán menores .

- 2) **EL MATERIAL A UTILIZAR.** A mayor paso diametral, los engranes deberán ser más resistentes .
- 3) **LA CARGA LIMITE DE FATIGA.** A mayor paso diametral, menor será el límite a la fatiga. Esto significa que si el material no es el adecuado, el engrane tendrá pronta falla.
- 4) **LA CARGA DINAMICA.** Dicha carga depende directamente, ya que ésta deberá ser menor a la carga límite de fatiga y esto se consigue mediante un adecuado paso diametral, disminuir el error máximo permisible, y/o escoger otros materiales para los engranes de tal manera que tengan un módulo de elasticidad mayor .
- 5) **LA CARGA DE DESGASTE.** Dicha carga depende de las principales dimensiones del engrane más pequeño (piñón) entre las que se encuentran el ancho de cara y el diámetro de paso, las cuales dependen del paso diametral . Dicha carga deberá ser mayor a la carga dinámica para que los dientes no sufran desgaste prematuro. Si el requisito anterior no se cumple, es posible aumentar la carga de desgaste incrementando la dureza de los materiales mediante un adecuado tratamiento térmico, tomando en cuenta que los piñones se fabrican más duros para igualar el desgaste .

Otro aspecto importante a considerar es el factor de seguridad el cual nos permite escoger el material más adecuado basandonos en las condiciones de operación .

Con respecto a la lubricación de los engranes, esta se determina de acuerdo con la norma o especificación AGMA 250.02. Dicha norma establece el tipo de lubricante a emplear en engranajes industriales cerrados. Para mecanismos de triple reducción de engranaje con flechas o ejes entre 8 y 20 pulgadas de longitud se utilizará un aceite --

AGMA No. 4 cuya viscosidad a 100°F es de 700 a -- 1000 segundos SSU (Saybolt Standard Universal).

- b) Después de haber calculado los engranes, se determinan los diámetros y longitudes de los ejes, esto como una primera aproximación. Para esto, será necesario auxiliarse del ancho de cara de los engranes, la longitud de su cubo, el diámetro para el eje ó diámetro de barrenos y las distancias entre centros .
- c) La selección de los cojinetes de rodamiento se basa principalmente en las fuerzas ejercidas por -- los engranes; la vida de diseño y el diámetro del eje. Una vez seleccionado el cojinete de rodamiento se corrigen los diámetros del eje en base a los diámetros al hombro y a la capacidad de carga requerida (tablas 8-10 a 8-14) y las longitudes del mismo en base al ancho del cojinete.
- d) El material óptimo para los ejes de transmisión -- se determina en base al código ASME considerando el diámetro del eje, los momentos de flexión y de torsión y los factores de concentración de esfuerzo en caso de que el eje en secciones con diferentes diámetros.
- e) Por último se diseña el marco que soporta al mecanismo y se calcula para determinar el material de la carcasa.

BIBLIOGRAFIA

- LIFE, colección científica, " Máquinas ", TIME-LIFE, 1968 .
- DUDLEY, Darle, " Gear handbook. The design, manufacture and application of gears ", Mc Graw Hill, 1962 .
- JONES and Ryffel, " Gear design simplified ", Industrial press inc., 1961 .
- SHIGLEY, Joseph, " Diseño en ingeniería mecánica " , Mc Graw Hill, segunda edición, 1979 .
- HALL Holowenco, " Diseño de máquinas ", Schawm - Mc Graw Hill .
- MARKS, " Manual del ingeniero mecánico ", Mc Graw Hill, segunda edición en español, 1981 .
- BEARING Manual Inc., " Bearing manual ", Industrial Information headquarters inc., volumen 2 no. 102, 1974 .
- TIMKEN, "Timken Engineering Journal ", Timken company, 1972 .
- MORTON, Nudson, " Anti-friction Bearings ", segunda edición, 1965 .
- BEER y Johnston, " Mecánica vectorial para ingenieros, Estática ", Mc Graw Hill, tercera edición, 1982 .

PROGRAMA

Los presentes programas determinan los engranes más adecuados de acuerdo a las condiciones requeridas de trabajo ya sea para engranes cilíndricos o engranes cónicos.

Los programas listados son generados con una impresora in capas de imprimir los comandos y caracteres gráficos utilizados por la computadora commodore 64. Estos han sido representados por varios códigos encerrados en corchetes. Por ejemplo el comando SHIFT CLR/HOME estará representado como CLR}. A continuación se enlistan los códigos y comandos utilizados:

CUANDO SE VE	SIGNIFICA	SE TIPEA
CLR}	limpiar pantalla	SHIFT CLR/HOME
HOME}	cursor posición superior izq.	CLR/HOME
C/UP}	cursor arriba	SHIFT CRSR
C/DN}	cursor abajo	CRSR
G/LF}	cursor izquierda	SHIFT CRSR
RVON}	modo inverso encendido	CNTRL 9
WHT }	blanco	CNTRL 2
GRN}	verde	CNTRL 6
BLUE}	azul	CNTRL 7
YELO}	amarillo	CNTRL 8
ORNG}	naranja	COMMO ¹ 1
LBLUE}	azul claro	COMMO ¹ 7

¹ Tecla COMMODORE

```

1 REM * ----- *
2 REM * ENGRANES CILINDRICOS *
3 REM * ----- *
4 !
6 REM * ----- *
7 REM * DATOS FACTOR DE DORMAS [Y] *
8 REM * ----- *
9 DIMA (30)
10 A(5)=.32: A(6)=.301: A(7)=.282: A(8)=.264: A(9)=.264
    A(10)=.264: A(11)=.264:
15 A(12)=.264: A(13)=.27: A(14)=.277: A(15)=.29: A(16)=.296
    A(17)=.303: A(18)=.309
20 A(19)=.314: A(20)=.322: A(21)=.328: A(22)=.331: A(23)=.334
    A(24)=.337: A(25)=.341
25 A(26)=.346: A(27)=.349: A(28)=.353: A(29)=.356: A(30)=.359
32 REM * ----- *
33 REM * DATOS DE ENTRADA *
34 REM * ----- *
35 POKE53281,0:POKE53280,5
37 PRINT " CLR> C/DN> C/DN> C/DN> RVON>QUIERE SACAR
    DATOS AL ARCHIVO (S/N) ? C/LF> C/LF>";
39 GET A$: IF A$="S" THEN PRINT "S":PRINT GOTO 560
41 IF A$<>"N" THEN 39
44 PRINT "N": FOR I=1 TO 50: NEXT: PRINT " CLR> C/DN>
    C/DN>";TAB (6);"RVON>*ENGRANE RECTO HELICOIDAL *"
45 PRINT:PRINT:INPUT "POTENCIA DE ENTRADA (EN HP) "I$PO
50 PRINT: INPUT "A CUANTAS REVOLUCIONES POR MINUTO GIRA EL
    PIGNON "I$RP
55 PRINT:INPUT "CUAL ES LA RELACION DE ENGRANAJE"; RE
57 INPUT " C/DN>FACTOR DE CONFIABILIDAD" I$FC
59 INPUT " C/DN>TEMPERATURA DE TRABAJO" I$FT
61 INPUT " C/DN>FACTOR DE SOBRECARGA" I$KO
63 INPUT " C/DN>FACTOR DE DISTRIBUCION" I$K1
65 PRINT: INPUT "ANGULO DE PRESION NORMAL (20 O 25) "I$AP$
70 AP=VAL (AP$): IF AP=200 RAP=25 THEN 77
75 PRINT " C/UP> C/UP> C/UP>": GOTO 65
77 IF AP=20 THEN KF=1.3133
78 IF AP=25 THEN KF=1.1931
80 PRINT:INPUT " ANGULO DE LA HELICE (5,10,15,20,25,30) "I$AH$
85 AH=VAL (AH$): IF AH=5 ORAH=10 OR AH=15 OR AH=20 OR AH=25
    OR AH=30 THEN 95
90 PRINT " C/UP> C/UP> C/UP> C/UP> GOTO 80
95 AP=AP* $\pi$ /180
100 AH=AH* $\pi$ /180
105 PRINT :PRINT "RVON> ESTAN CORRECTOS SUS DATOS (S/N) "
110 GET A$: IF A$="S" THEN 125
115 IF A$="N" THEN 35
120 GOTO 110
125 PRINT " CLR>"
126 REM * ----- *
127 REM * PASOS DIAMETRALES *
128 REM * ----- *
130 PRINT TAB (7) " RVON>PASO DIAMETRAL INCREMENTO "
135 PRINT TAB (7) " RVON>"

```

```

140 PRINT TAB (7) " RVON>      1 - 2          1/4
145 PRINT TAB (7) " RVON>      2 - 4          1/2
150 PRINT TAB (7) " RVON>      4 - 10         1
155 PRINT TAB (7) " RVON>      10 - 20        2
160 PRINT TAB (7) " RVON>      20 - 40        4
165 PRINT " C/DN>:INPUT "CON CUAL PASO DIAMETRAL SE VA A
    EMPEZAR"; PD:AB=PD
167 INPUT "COEF. DE FRICCION DE LOS ENGRANES ";CF
170 PRINT:PRINT "ES UN TREN DE ENGRANAJES EL QUE SE VA A
    CALCULARY ";
175 GET A$: IF A$=="S" THEN PRINT "S":GOTO 190
180 IF A$="N" THEN PRINT "N" GOTO 210
185 GOTO 175
190 PRINT :PRINT "SE VA A CALCULAR EL SEGUNDO TREN ? ";
195 GET A$: IF A$="S" THEN PRINT "S"; VT=1: GOTO 210
200 IF A$="N" THEN PRINT "N"; VT=0: GOTO 210
205 GOTO 195
206 REM " ----- "
207 REM " | NUMERO DE DIENTES | "
208 REM " ----- "
210 IF VAL(AP$)=20 THEN NP=18
215 IF VAL(AP$)=25 THEN NP=12
220 NE =NP*RE: N1=INT(NE):IF NE-N1 > 0 THEN NP=NP+1:GOTO 220
225 PRINT " CLR" C/DN> C/DN> C/DN>NUMERO DE DIENTES EN EL
    PIRON = "; NP
230 PRINT:PRINT " C/DN> NUMERO DE DIENTES EN EL ENGRANE = ";NE
235 PRINT " C/DN> C/DN>"; PRINT " QUIERE PROVAR CON OTRO
    NUMERO DE DIENTES EN EL PIRON ?";
240 GET A$:IF A$="N" THEN PRINT "N"; GOTO 260
245 IF A$<"S" THEN 240
250 PRINT "S":PRINT:PRINT" CUAL ES EL NUMERO DE DIENTES EN EL
255 INPUT "PIRON (TIENE QUE SER MAYOR QUE EL ANTERIOR
    ";NP: GOTO 220
256 REM " ----- "
257 REM " | CALCULO DE ENGRANE | "
258 REM " ----- "
260 P7=0:IX=0:HH=0:H=0:Q=2*NE/(NE+NP)
262 IF FT<= 160 THEN KD=1
264 IF FT>160 THEN KD=620/(460+FT)
266 FQ=1.4*FC*KD:KH=K0*K1
270 NF=INT (NF/COS (AH))$3+.5: NG=NF*RE:RS=RP/RE:HT=63*PO/RB:
    Q7= F*RS/12
275 MH=SQR ((NP+2)$2-(NP*COS (AP)) $2):MA=SQR
    ((NE+2)$2-(NE*COS(AP))$2)
280 MP=(MH+MN-(NP+NE)*SIN(AP))/(2*F*COS(AP))
281 HS=(RE+1)*SQR(((NE+2)/NE)$2COS (AP)$2)-SIN(AP))
282 HT = (RE+1)/RE*(SQR(((NP+2)/NP)$2-COS(AP)$2)-SIN(AP))
283 PL=50*CF*COS(AH)$2*(HS$2+HT$2)/(COS(AP)*(HS+HT))
284 E=100PL:E=INT(E*1E3+.5)*1E3
285 IF NG<=30 THEN J=A(NG)/KF
287 IF NG>30 AND NG<=300 THEN AA=NG:GOSUB 2100:J=Z/KF:Z=0
290 IF NG>300 THEN J=.485/KF
292 IF NG<=30 THEN BB=A(NF)/KF
294 IF NF>30 AND NF<=300 THEN AA=NF:GOSUB 2100:BB=Z/KF:Z=0

```

```

296 IF NF>300 THEN BB=.85/KF
298 OPEN1,1,2,"HENGRANAJES HELICOIDALES"
300 GOUB 2000
302 PRINT#1,PD:PRINT#1,RP:PRINT#1,RE:PRINT#1KM:PRINT#1,AP
PRINT#1,E
304 PRINT#1,AH:PRINT#1,NP:PRINT#1,NE:PRINT#1,MP:PRINT#1,J
PRINT#1,BB
307 REM **** _CALCULO DEL ESFUERZO ****
308 REM **** MAX. PERMISIBLE ****
310 PD=PD+P7:DP=NP/PD:DE=NE/PD:V=Q7*DE:CT=2*MT/DE:
KV=SQR(78/(78+SQR(V)))
315 PC=  $\pi / (PD * \cos(AH))$ :AC=6*PC:BE=CT*PD2*COS(AH)/
(6* $\pi$ *J*MP*KV):I=0
320 YC=(NE+NP)/(2*PD*COS(AH))
322 REM **** CONDICIONES DEL EFB ****
325 IF BE>46 THEN 530
330 IF BE< THEN 385
332 REM **** ESCOGER MATERIAL ****
333 REM **** PARA EL ENGRANE ****
335 IF I=46 THEN 385
340 RESTORE: FORK=1 TO I: READN#,P#,B,C,CQ: NEXT
345 GOSB 2700
347 REM **** ESF. FATIGA Y FACTOR ****
348 REM **** DE SEGURIDAD ****
350 GOSUB 6000
352 IF PD<=5 THEN KB=.85
353 IF PD>5 THEN KB=1
355 FS=KA*KB*FQ:CQ=.5*CQ*FS
360 N3=CQ/BE:N=N3/KM:IF N<2 THEN 335
365 IF V5=1 THEN 375
370 IF N>5 THEN 35
375 F=MPBACJ/PD
380 GOTO 390
382 REM **** ESCOGER OTRO PD ****
385 GOSUB 2800:GOTO 310
387 REM **** ESCOGER MATERIAL ****
388 REM **** PARA EL PIRON ****
390 GOSUB 2400: IF HH=1 THEN 530
395 IF H=1 THEN 385
397 REM **** CALCULAR FUERZA ****
398 REM **** DINAMICA ****
400 GOSB 3500:IF H=0 THEN 425
402 GET A#: IF A#=" F1)" THEN 530
403 IF A#=" F3)" THEN 385
405 GOSUB 2400:IF H=0 THEN 425
410 GOSUB 2440:IF H=1 THEN 340
415 IF Y>8 THEN 340
420 GOTO 400
425 REM **** CALCULAR FUERZA DE ****
426 REM **** DESGASTE ****
427 Z=INT(Z*1E4)
429 GOSUB 4000
430 IF CD>468 THEN 385
435 IF BL>BD AND BL<=468 THEN BD=BL:CD=(BD+C)/2:ZZ=1:LT=1:

```

```

GOTO 455
440 IF BL>46 THEN BD=CD:CD=BD:ILT=1:GOTO 455
445 GOSUB 2460: IF BD<BL THEN 445
450 CD=(BD+C)/2
455 FP=MP*AC*BC*BB/PD: IF FP<CT THEN 410
460 SE=.4*CD:K2=SE+2*BIN(AP)*((1/E1=1/E2)/1.4
465 FW=K2*DP*AC*Q*MP/COS(AH)+2
470 X=X+1:C=INT(C+.5):BD=INT(BD+.5)
472 REM **** ARCHIVO DE RESULTADOS ****
475 PRINT01,X:PRINT01,PD:PRINT01,DP:PRINT01,DE:PRINT01,V:
PRINT01,CT:PRINT01,KV:PRINT01,PC:PRINT01,AC
480 PRINT01,YC:PRINT01,N:PRINT01,N0:PRINT01,P0:PRINT01,IB
PRINT01,C:PRINT01,C0:PRINT01,B0:PRINT01,C0
485 PRINT01,BC:PRINT01,BD0:PRINT01,CW:PRINT01,Z:
PRINT01,F:PRINT01,FP:PRINT01,FD:PRINT01,FW:PRINT01,FB
487 REM **** RESULTADOS EN PANTALLA ****
500 GOSUB 4500
505 GET A0: IF A0=" F1" THEN 530
507 IF A0=" F3" THEN 385
510 IF Z7=1 THEN ZZ=0:GOTO 445
515 IF FPD<>AB AND VT=1 THEN 530
520 AB=PD
525 GOTO 340
530 PRINT " _____:_____:_____:_____:"
535 PRINT " _____ C/LF>C/UP>"
540 PRINT " RVON> SON TODOS LOS PARES DE ENGRANAJES ";
545 PRINT " RVON> PULSE RVOF>'ESPACIO' RVON> PARA
CONTINUAR C/LF> C/UP> "
550 PRINT " _____"
552 REM **** FIN DE CALCULOS ****
555 GET A0: IF A0<>" " THEN 555
556 CLR:PRINT " CLR> C/DN> C/DN> QUIERE PROBAR CON OTROS
DATOS ? "
557 GET A0: IF A0="S" THEN RUN
558 IF A0<>"N" THEN 557
559 PRINT "N"
560 PRINT " GRN>C/DN> C/DN> RVON> REBOBINE LA CINTA
OPRIMIENDO 'REWIND' ";
565 PRINT " RVON> EN LA DATASSETTE PARA BUSCAR EN EL ARCHIVO";
566 PRINT " RVON> PULSE 'ESPACIO' PARA CONTINUAR "
567 GET A0: IF A0<>" " THEN 567
570 OPEN 1,1,0,"ENGRANES HELICOIDALES "
575 INPUT01,PO:INPUT01,RP:INPUT01,RE:INPUT01,KH:INPUT01,AP
INPUT01,E
580 INPUT01,AH:INPUT01,NP:INPUT01,NE:INPUT01,MP:INPUT01,J:
INPUT01,BB
582 AP=AP*180/PI:AH=AH*10/PI
583 REM **** RESULTADOS GENERALES ****
585 PRINT " CLR> C/DN> C/DN> C/DN> C/DN> POTENCIA="PO*HP A
";RP:"RPM":PRINT "RELACION ENGRANAJE="RE
587 PRINT "FACTOR KH="KH
590 PRINT "ANGULO DE PRESION="AP:PRINT "ANGULO DE LA HELICE="AH:
AP=AP*PI/180
592 PRINT "DIENTES DEL PIRON="NP:PRINT "DIENTES DEL ENGRANE="NE:

```

```

AH=AH* π /180
595 PRINT'FACTORES DE FORMA':PRINT'ENGRANE='J:PRINT'PINON='BB
597 PRINT'RELAC. DE CONTACTO='M:P:PRINT'EFICIENCIA DE LOS
ENGS,='E' *%
600 PRINT:PRINT'CUAL ES EL NUMERO DE ENGRANE QUE SE VA'
605 INPUT 'CALCULAR';T
610 INPUT1,X:INPUT1,PD:INPUT1,DP:INPUT1,DE:INPUT1,V:
INPUT1,CT:INPUT1,KV:INPUT1,PC:INPUT1,AC
615 INPUT1,YC:INPUT1,N:INPUT1,Ns:INPUT1,Ps:INPUT1,B:
INPUT1,C:INPUT1,CQ:INPUT1,BS:INPUT1,Cs
620 INPUT1,BC:INPUT1,BD:INPUT1,CW:INPUT1,Z:INPUT1,F:
INPUT1,FP:INPUT1,FD:INPUT1,FW:INPUT1,FS
625 IF X<> T THEN 610
630 PRINT' CLR> C/DN> C/DN> C/DN> RVON>RESULTADOS GENERALES:
635 PRINT 'PASO DIAMETRAL NORMAL = 'PD'D/IN'
640 PRINT 'PASO CIRCULAR TRANSV = 'PC'IN/D'
645 PRINT 'VELOCIDAD LINEA PASO = 'V'FT/SEG'
650 PRINT 'FACTOR DE VELOCIDAD =';KV
655 PRINT 'ANCHO DE CARA = 'AC'INT'
660 PRINT 'DIST. ENTRE CENTROS = 'YC'IN'
662 PRINT 'FACTOR P/RESIS. FATIGA='FS
665 PRINT 'FACTOR DE SEGURIDAD = 'N
667 PRINT 'ERROR MAX. PREMIS = 'Z'X104 IN'
668 REM **** RESULTADOS ENGRANE ****
670 PRINT:PRINT'RVON> CARACTERISTICAS DE ENGRANE
675 PRINT 'MATERIAL='N';P%
680 PRINT 'RESISTENCIAS:':PRINT' A LA FLUENCIA='B'KIP/IN2'
685 PRINT 'A LA FATIGA = 'CQ'KIP/INT2'
690 PRINT 'DUREZA = 'C'BRINELL'
692 PRINT'DIAMETRO DE PASO=' DE
695 PRINT ' C/DN> RVON> PULSE 'ESPACIO' PARA CONTINUAR
700 GET A$: IF A$<> ' ' THEN 700
702 REM **** RESULTADOS PIRON ****
705 PRINT' CLR> C/DN> C/DN> C/DN> RVON> CARACTERISTICAS
DEL PIRON
710 PRINT 'MATERIAL='B';C%
715 PRINT 'RESISTENCIAS:':PRINT' A LA FLUENCIA='BC'KIP/IN2'
720 PRINT ' A LA FATIGA = 'CW'KIP/IN2'
725 PRINT 'DUREZA='BD' BRINELL'
727 PRINT 'DIAMETRO DE PASO = 'DP
728 REM **** RESULTADOS FUERZAS ****
730 PRINT ' C/DN> RVON> FUERZAS RESULTANTES
735 PRINT 'TRANSMITIDA='CT'KIPS':PRINT' LIMITE DE FATIGA='F'
KIPS'
740 PRINT 'LIMITE DE DESGASTE='FW'KIPS':PRINT'DINAMICA='FD'
KIPS'
750 PRINT 'SEPARADORA='CT*TAN(AP):PRINT'EMPUJE='CT*TAN(AH)
755 PRINT ' C/DN> RVON> PULSE 'ESPACIO' PARA CONTINUAR
760 GET A$:IF A$<> ' ' THEN 760
762 REM **** PREGUNTAS FINALES ****
765 PRINT' CLR> C/DN> C/DN> QUIERE VER NUEVAMENTE LOS
RESLTADOS? ';
770 GET A$: IF A$='S' THEN PRINT 'S': GOTO 630
775 IF A$<> 'N' THEN 770

```

```

780 PRINT "N": PRINT " C/DN>QUIERE PROBAR CON OTRO NUMERO ?";
785 GET A$: IF A$="S" THEN PRINT "S": PRINT " C/DN>CUAL NUMERO
(MAYOR QUE 'T')"; INPUT I: GOTO 610
790 IF A$ <> "N" THEN 785
795 PRINT "N": CLOSE I: PRINT " C/DN>QUIERE PROBAR CON OTROS
DATOS? ";
800 GET A$: IF A$="S" THEN PRINT "S": RUN
805 IF A$ <> "N" THEN 800
810 PRINT "N": PRINT " C/DN>ESTA USTED SEGURO? ";
815 GET A$: IF A$="N" THEN PRINT "N": GOTO 765
820 IF A$ <> "S" THEN 815
825 PRINT "S": PRINT " C/DN> C/DN>: PRINT " RVON> O.K.
SEQUIREMOS EN CONTACTO ! ! ! "
830 END
840 REM *** FIN DEL PROGRAMA ***
845 !
850 !
855 REM *** SUBROUTINAS ***
860 !
865 !
1997 REM " ----- "
1998 REM " | SUBR. PRESENTACION PANTALLA | "
1999 REM " ----- "
2000 POKE 53280,8: POKE 53281,0: PRINT " CLR> ORNG> "
2004 PRINT " PARA SALIR DEL PROGRAMA PULSE 'F1', "
2007 PRINT " PARA CAMBIAR PASO DIAMETRAL PULSE 'F3', "
2010 R= " | | | | | "
2015 FOR U=1 TO 4: PRINT R: NEXT
2020 PEINT " HOME> C/DN> C/DN> C/DN> C/DN> C/DN> C/DN>
C/DN>-----|-----|-----|-----"
2025 PRINT " HOME> C/DN> C/DN> C/DN> C/DN> ORNG>: TAB(33);
" ANCHO "
2030 PRINT " NUM>: TAB(16); " PRO>: TAB(29); " >: TAB(34); " DE "
2035 PRINT TAB(6); " MATERIAL>: TAB(16); " CEB>: TAB(22); " PD>:
TAB(27); " E-4>: TAB(33); " CARA "
2037 PRINT " C/DN> " R6
2040 RETURN
2097 REM " ----- "
2098 REM " | SUBR. FACT. FORMA [ Y ] | "
2099 REM " ----- "
2100 IFAA>=30 AND AA<34 THEN P=AA: Y2=.371: Y1=.359: X2=34: X1=30:
GOSUB 2200: GOTO 145
2105 IFAA>=34 AND AA<38 THEN P=AA: Y2=.384: Y1=.371: X2=38: X1=34:
GOSUB 2200: GOTO 145
2110 IFAA>=38 AND AA<43 THEN P=AA: Y2=.397: Y1=.384: X2=43: X1=38:
GOSUB 2200: GOTO 145
2115 IFAA>=43 AND AA<50 THEN P=AA: Y2=.409: Y1=.397: X2=50: X1=43:
GOSUB 2200: GOTO 145
2120 IFAA>=50 AND AA<60 THEN P=AA: Y2=.422: Y1=.409: X2=60: X1=50:
GOSUB 2200: GOTO 145
2125 IFAA>=60 AND AA<75 THEN P=AA: Y2=.435: Y1=.422: X2=75: X1=60:
GOSUB 2200: GOTO 145
2130 IFAA>=75 AND AA<100 THEN P=AA: Y2=.447: Y1=.435: X2=100: X1=75:
GOSUB 2200: GOTO 145

```

```

2135 IFAA>=100ANDAA<150THENP=AA:Y2=.46:Y1=.447:X2=150:X1=100:
GOSUB 2200
2140 IFAA>=150ANDAA<300THENP=AA:Y2=.472:Y1=.46:X2=300:X1=150:
GOSUB 2200
2143 IFAA>=300THEN Z=.472
2145 RETURN
2197 REM " ----- "
2198 REM " | SUBR. INTERPOLACION | "
2199 REM " ----- "
2200 Z=(Y2-Y1)*(P-X1)/(X2-X1)+Y1:RETURN
2397 REM " ----- "
2398 REM " | SBR. PIRON | "
2399 REM " ----- "
2400 H=0:HH=0
2406 CC=INT(B#J/BB+.5)
2410 IF CC>234 THEN HH=1: GOTO 2452
2411 RESTORE
2412 Y=0: IF TR=1 THEN 2430
2414 R1=2/PD:DO=DP+R1:OD=DE+R1
2415 KZ=QR (DB+2/4+YC+2*(SIN(AP)))^2
2416 IF DO/2>KZ THEN H=1: GOTO 2452
2430 READB#,C#,BC,BD,CW
2434 CW=.5*CW:Y=Y+1
2438 IF Y<=7 THEN E2=19E3: GOTO 2446
2442 E2=30E3
2446 IF CC>BCANDY<46 THEN 2430
2452 RETURN
2457 REM " ----- "
2458 REM " | SUBR. MAT. DEL PIRON | "
2459 REM " ----- "
2460 H=0:IF Y=46 THEN H=1: GOTO 2480
2463 READ B#,C#,BC,BD,CW
2465 CW=.5*CW:Y=Y+1
2470 IF Y<=7 THEN E2=19E3:GOTO 2480
2475 E2=30E3
2480 RETURN
2597 REM " ----- "
2598 REM " | SUBR. ERROR PERMISIBLE | "
2599 REM " ----- "
2600 IF H=0 THEN 2630
2610 Z=Z-.0001
2615 IF Z<.00055 THEN 2630
260 H=0:GOSUB 3530
2625 GOTO 2600
2630 RETURN
2697 REM " ----- "
2698 REM " | SUBR. MAT. DEL ENGRANE | "
2699 REM " ----- "
2700 READ.N#,P#,B,C,CQ
2725 I=I+1
2730 IF I<=7 THEN E1=19E3: GOTO 2760
2740 E=30E3
2760 IF BE>=B THEN 2700
2780 RETURN

```

```

2797 REM * ----- *
2798 REM * | SUBR. PASO DIAMETRAL | *
2799 REM * ----- *
2800 IF PD<2 THEN P7=.25: GOTO 2825
2805 IF PD<4 THEN P7=.5: GOTO 2825
2810 IF PD<10 THEN P7=1: GOTO 2825
2815 IF PD<20 THEN P7=2: GOTO 2825
2820 IF PD<40 THEN P7=4: GOTO 2825
2825 RETURN
3497 REM * ----- *
3498 REM * | SUBR. FUERZA DINAMICA | *
3499 REM * ----- *
3500 IF V<=250 THEN Z=.0042: GOTO 3530
3505 IF V<=1000 AND V>250 THEN P=V:Y2=.0024:Y1=.0013:Y2=1000:
X1=500:GOSUB 2200: GOTO 3530
3510 IF V<=2250 AND V>1000 THEN P=V:Y2=.0013:Y1=.0021:Y2=2250:
X1=1250:GOSUB 2200: GOTO 3530
3515 IF V<=4000 AND V>2250 THEN P=V:Y2=.0006:Y1=.0012:Y2=4000:
X1=2250:GOSUB 2200: GOTO 3530
3520 IF V>4000 AND V<5000 THEN P=V:Y2=.0006:Y1=.00055:Y2=4000:
X1=5000:GOSUB 2200
3525 IF V>5000 THEN Z=.00055
3530 Z=INT(Z*1E4+.5)*1E-4:G=Z*111/(1/E1+1/E2):H=0
3535 FG=AC*G*CDS(AH)+2*CT
3555 FD=.05*V*FG*COB(AH)/(1.05*V+SQR(FG))+CT
3560 IF FD>=F THEN H=1
3565 RETURN
3997 REM * ----- *
3998 REM * | SUBR. FUERZA DEBGASTE | *
3999 REM * ----- *
4000 K2=1.1*FD*COB(AH)+2/(DP*AC*Q*MP):SE=SQR(K2*1.4/((1/E1+1/
E2)*SIN (AP)))
4005 CD=(SE+10)/.4:BL=2*CD-C
4010 RETURN
4497 REM * ----- *
4498 REM * | SUBR. IMPRESION RESULT. | *
4499 REM * ----- *
4500 AC=INT(AC*1E3+.5)*1E-3
4505 IF E1=19E3 THEN Q0="ASTM": GOTO 4511
4510 Q0="UNS"
4511 PRINT " ORNG" *R0
4512 IF LT=0 THEN PRINT " LBLU" : GOTO 4514
4513 IF LT=1 THEN PRINT " YEL0"
4514 PRINT " C/UP" C/UP" C/UP"
4515 PRINT X;TAB(5);Q0;TAB(9);N0;TAB(16);P0;TAB(20);PD;TAB(27);
Z;TAB(32);AC
4516 PRINT " ORNG" *R0
4520 IF E2=19E3 THEN Q0="ASTM":GOTO 4526
4525 Q0="UNS"
4526 IF LT=0 THEN PRINT " BLUE" C/UP" C/UP":GOTO 4530
4527 IF LT=1 THEN PRINT " WHT" C/UP" C/UP"
4530 PRINT TAB(5);Q0;TAB(9);B0;TAB(16);C0;TAB(20);PD;TAB(27);
Z;TAB(32);AC
4532 PRINT " ORNG" *R0:LT=0

```

```

4535 RETURN
5997 REM * ----- *
5998 REM * ! SUBR. FACTOR DE SUPERFICIE ! *
5999 REM * ----- *
6000 IF CQ<60 THEN KA=.84IGOTO 6090
6010 IF CQ<100 AND CQ>=60 THEN P=CQ:Y2=.84:Y1=.75:X2=60:
X1=100IGOSUB2200
6020 IF CQ<14 AND CQ>=100 THEN P=CQ:Y2=.75:Y1=.675:X2=100:
X1=140IGOSUB 2200
6030 IF CQ<10 AND CQ>=140 THEN P=CQ:Y2=.675:Y1=.64:X2=140:
X1=180IGOSUB2200
6040 IF CQ<200 AND CQ>=180 THEN P=CQ:Y2=.64:Y1=.625:X2=180:
X1=200IGOSUB200
6050 IF CQ<220 AND CQ>=200 THEN P=CQ:Y2=.625:Y1=.62:X2=200:
X1=220IGOSUB2200
6060 IF CQ<240 AND CQ>=220 THEN P=CQ:Y2=.6:Y1=.61:X2=220:
X1=240IGOSUB2200
6070 IF CQ>=240 THEN KA=.61IGOTO 6090
6080 KA=Z:Z=0
6090 RETURN
7997 REM * ----- *
7998 REM * ! MATERIALES Y CARACTERIS. ! *
7999 REM * ----- *
8000 DATA 20,,10,156,22,25,-,11.5,174,26,30,-,14,201,31,35,-,
16,212,36.5
8005 DATA 40,,18.5,235,42.5,50,-,21.5,262,52.5,60,-,24.5,302,
62.5
8010 DATA G10100,HR,26,95,47,G10150,HR,27,101,50
8015 DATA G10100,CD,44,105,53,G10150,CD,47,111,56
8020 DATA G10180,HR,32,116,58,C10180,CD,54,126,64
8025 DATA G10350,HR,39,143,72,G10400,HR,42,149,76
8030 DATA G10350,CD,7,163,80,G10400,CD,71,170,85
8035 DATA G10500,HR,49,179,90,G4130,+,60,183,90
8040 DATA G4140,+,63,187,90,G61500,+,58,183,91
8045 DATA G10350,†,62,180,91,G8174009,+,64,190,95
8050 DATA G41300,*,87,201,98,G15216,+,81,192,100
8055 DATA G10500,CD,84,197,100,G43400,+,69,207,101
8060 DATA G41400,*,90,223,102,G10350,*,73,201,103
8065 DATA G10500,†,80,210,105,G8400,+,96,223,107
8070 DATA G10350,*,81,220,110,G43400,*,99,223,111
8075 DATA G10400,*,86,235,113,G92550,+,78,223,115
8080 DATA G46200,NUC,89,248,120,G46200,*,94,256,130
8085 DATA G41300,*,133,293,146,G87400,*,129,302,152
8090 DATA G41400,*,131,302,153,G61500,*,32,302,155
8095 DATA G10500,†,130,310,155,G92550,*,160,352,180
9000 DATA G43400,*,162,363,182,G10500,X,180,450,220,G43400,X,
234,468,260
9002 !
9003 !
9005 REM **** FIN SUBROUTINAS ****

```

READY.

```

10 REM * ----- *
13 REM * | ENGRANES CONICOS | *
20 REM * ----- *
25 *
32 REM * ----- *
33 REM * | DATOS DE ENTRADA | *
34 REM * ----- *
35 POKES321,0:POKE53280,5
37 PRINT* CLR> C/DN> C/DN> RVON>QUIERE SACAR DATOS
DEL ARCHIVO (S/N) ? C/LF> C/LF>*;
39 GET A$:IF A$="" THEN PRINT 'S': PRINT* CLR>:GOTO 50
41 IF A$="N" THEN 39
44 PRINT 'N':FOR I=1 TO 50:NEXT:PRINT* CLR> C/DN> C/DN>*;
TAB(4):' RVON>* ENGRANE CONICO HELICOIDAL *'
45 PRINT:PRINT:INPUT*POTENCIA DE ENTRADA (EN HP)*:PO
50 PRINT:INPUT*A CUANTAS REVOLUCIONES POR MINTO GIRA EL
PIONON*: RP
55 PRINT:INPUT*CUAL ES LA RELACION DE ENGRANAJE*:RE
57 INPUT* C/DN>FACTOR DE CONFIABILIDAD*:FC
59 INPUT* C/DN>TEMPERATURA DE TABAJD*:FT
61 INPUT* C/DN>FACTOR DE SOBRECARGA*:KO
63 INPUT* C/DN>FACTOR DE DISTRIBUCION*:K1
65 PRINT:INPUT*ANGULO DE PREION NORMAL (20 O 25)*:AP$
70 AP=VAL(AP$):IF AP=20 OR AP=25 THEN 77
75 PRINT* C/UP> C/UP> C/UP>:GOTO 65
77 IF AP=20 THEN KF=1.3133
78 IF AP=25 THEN KF=1.1931
80 PRINT:INPUT*ANGULO DE HELICE (5,10,15,20,25,30,35) *;AH$
85 AH=VAL(AH$):IF AH=5 OR AH=10 OR AH=15 OR AH=20 OR AH=25 OR
AH=35 THEN 95
90 PRINT* C/UP> C/UP> C/UP>:GOTO 80
95 AP=AP*  $\pi$ /180
100 AH=AH*  $\pi$ /180
105 PRINT:PRINT* RVON> ESTAN CORRECTOS SUS DATOS (S/N) *
110 GET A$:IF A$="S" THEN 125
115 IF A$="N" THEN 35
120 GOTO 110
125 PRINT* CLR>*
126 REM * ----- *
127 REM * | PASOS DIAMETRALES | *
128 REM * ----- *
130 PRINT TAB(7)* RVON> PASO DIAMETRAL INCREMENTO*
135 PRINT TAB(7)* RVON>
140 PRINT TAB(7)* RVON> 1 - 2 1/4 *
145 PRINT TAB(7)* RVON> 2 - 4 1/2 *
150 PRINT TAB(7)* RVON> 4 - 10 1 *
155 PRINT TAB(7)* RVON> 10 - 20 2 *
160 PRINT TAB(7)* RVON> 20 - 40 4 *
165 PRINT* C/DN>:INPUT*CON CUAL PASO DIAMETRAL SE VA A
EMPEZAR*:PD:AB=PD
170 PRINT:PRINT*ES UN TREN DE ENGRANAJES EL QUE SE VA CALCULAR
?*:
175 GET A$:IF A$="S" THEN PRINT 'S': GOTO 190
180 IF A$="N" THEN PRINT 'N':GOTO 210

```

```

185 GOTO 175
190 PRINT:PRINT*SE VA A CALCULAR EL SEGUNDO TREN ?*;
195 GET A$:IF A$="S" THEN PRINT "S":VT=1:GOTO 210
200 IF A$="N" THEN PRINT "N":VT=0:GOTO 210
205 GOTO 195
206 REM * ----- *
207 REM * | NUMERO DE DIENTES | *
208 REM * ----- *
210 IF RE>=2.3077 THEN NP=13:GOTO 220
212 IF RE>=1.4286 THEN NP=14:GOTO 220
214 IF RE>=1.1333 THEN NP=15:GOTO 220
216 IF RE>=1 THEN NP=16
220 NE=NP*RE:NI=INT(NE):IF NE-NI>0 THEN NP=NP+1:GOTO 220
222 AJ=ATN(NP/NE):AG=PI/2-AJ
223 NF=INT(NP/(COS(AH)+3*COS(AJ))+.5):NB=INT(NE/(COS(AH)+3*
COS(AJ))+.5
225 PRINT* CLR> C/DN> C/DN>NUMERO DE DIENTES EN EL PIRON=";
NP:PRINT "NUMERO FORMATIVO DEL PIRON" NF
230 PRINT* C/DN> C/DN>NUMERO DE DIENTES EN EL ENGRANE=";NE:
PRINT "NUMERO FORMATIVO DEL ENGRANE" NG
235 PRINT* C/DN> C/DN>:PRINT "QUIERE PROBAR CON OTRO NUMERO
DE DIENTES EN EL PIRON ?";
240 GET A$:IF A$="N" THEN PRINT "N":GOTO 252
245 IF A$<>"S" THEN 240
250 PRINT "S":PRINT:PRINT"CUAL ES EL NUMERO DE DIENTES EN EL "
251 INPUT "PIRON (TIENE QUE SER MAYOR QUE EL ANTERIOR)";NP:
GOTO 220
252 INPUT* C/DN>FACTOR GEOMETRICO DEL ENGRANE";J
253 INPUT* C/DN>FACTOR GEOMETRICO DEL PIRON";BB:PRINT
254 INPUT*COEF. DE FRICCION DE LOS ENG.";CF:PRINT
255 INPUT*RELACION DE CONTACTO";MP:PRINT
256 REM * ----- *
257 REM * | CALCULO DE ENGRANES | *
258 REM * ----- *
260 F7=0:Y=0:HH=0:H=0
265 IF FT<=160 THEN KD=1
270 IF FT>160 THEN KD=620/(460+FT)
275 FQ=1.4*FC*KD:KM=KO*K1
280 RS=RP/RE:Q7=#RS/12:Q=2*NG/(NB+NF)
284 HS=(RE+1)*(SQR(((.46+.59/RE+2)*(2*COS(AG)+NE)/NE)+2-COS
(AP)+2)-SIN(AP)
288 HT=(RE+1)/RE*(SQR(((1.24-.39/RE+2)*(2*COS(AJ))+NP)/NP)
2-COS(AP)+2)-SIN(AP))
292 PL=50*CF*(COS(AG)+COS(AJ))*COS(AH)+2/COS(AP)
294 E=100-PL
295 OPEN1,1,2,"ENGRANES CONICOS"
300 GOSUB 2000
302 PRINT#1,PO:PRINT#1,RP:PRINT#1,RE:PRINT#1,KH:PRINT#1,AP:
PRINT#1,AG:PRINT#1,AJ
304 PRINT#1,AH:PRINT#1,NP:PRINT#1,NE:PRINT#1,MP:PRINT#1,J:
PRINT#1,BB:PRINT#1,E
307 REM **** CALCULO DE ESFUERZO ****
308 REM **** MAX.PERMISIBLE ****
310 PD=PD+P7:DP=NF/PD:DE=NE/PD:V=Q7*DE:KV=SQR(78/(78+SQR(V)))

```

```

315 L=SQR((DE/2) ^ 2+(DP/2) ^ 2):C(1)=L/3:C(2)=10/PD
317 IF C(1)>C(2) THEN AC=C(1):GOTO 320
318 AC=C(2)
320 CT=126*PD/RS*DE):BE=CT*PD*L/(AC*J*MP*KV*(L-AC)):I=0
322 REM **** CONDICIONES DEL EST ****
325 IF BE>46 THEN 530
330 IF BE<2 THEN 385
332 REM **** ESCOGER MATERIAL ****
333 REM **** PARA EL ENGRANE ****
335 IF I=46 THEN 385
340 RESTORE:FOR K=1 TO I:READN0,P0,B,C,CQ:NEXT
345 GOSUB 2700
347 REM **** ESF. FATIGA Y FACTOR ****
348 REM **** DE SEGURIDAD ****
350 GOSUB 6000
352 IF PD<=5 THEN KB=.85
353 IF PD>5 THEN KB=1
355 FS=KA*KB*FQ/CQ=.5*CQ*FS
360 N3=CQ/BE:IN=N3/KH:IF N<2 THEN 335
365 IF V5=1 THEN 375
370 IF N>5 THEN 385
375 F=MP*BB*AC*J*(L-AC)/(PD*L)
380 GOTO 390
382 REM **** ESCOGER OTRO PD ****
385 GOSUB 2800:GOTO 310
387 REM **** ESCOGER MATERIAL ****
388 REM **** PARA EL PINON ****
390 GOSUB2400:IF HH=1 THEN 530
395 IF H=1 THEN 385
397 REM **** CALCULAR LA FUERZA ****
398 REM **** DINAMICA ****
400 GOSUB 3500:IF H=0 THEN 425
GET A0:IF A0=" F1)" THEN 530
403 IF A0=" F3)" THEN 385
405 GOSUB 2600:IF H=0 THEN 425
410 GOSUB 2460:IF H=1 THEN 340
415 IF Y>8 THEN 340
420 GOTO 400
425 REM **** CALCULAR FUERZA DE ****
427 REM **** DESGASTE ****
428 Z=INT(Z*1E4)
429 GOSUB 4000
430 IF CD>468 THEN 385
435 IF BL>BD AND BL<=468 THEN BD=BL:CD=(BD+C)/2:ZZ=1:LT=1:
GOTO 455
440 IF BL>46 THEN BD=CD:C=BD:LT=1:GOTO 455
445 GOSUB2460: IF BD<BL THEN 445
450 CD=(BD+C)/2
455 FP=MP*AC*BC*BB/PD: IF FP<CT THEN 410
460 SE=.4*CD:K2=SE:K2*G*IN(AP)*(1/E1=1/E2)/1.4
465 FW=K2*DP*AC*Q*MP/COS(AH):12
470 X=X+1:C=INT(C+.5):BD=INT(BD+.5)
472 REM **** ARCHIVO DE RESULTADOS ****
475 PRINT01,X:PRINT01,PD:PRINT01,DP:PRINT01,DE:PRINT01,V:

```

```

PRINT#1,CT:PRINT#1,KV:PRINT#1,PC:PRINT#1,AC
480 PRINT#1,YC:PRINT#1,N:PRINT#1,N0:PRINT#1,P0:PRINT#1,;B
:PRINT#1,C:PRINT#1,CQ:PRINT#1,B0:PRINT#1,C0
485 PRINT#1,BC:PRINT#1,BD:PRINT#1,CW:PRINT#1,Z:
PRINT#1,F:PRINT#1,FP:PRINT#1,FD:PRINT#1,FW:PRINT#1,FB
487 REM **** RESULT. EN PANTALLA ****
500 GOSB 4500
505 GET A0: IF A0=" F1)" THEN 530
507 IF A0=" F3)" THEN 385
510 IF Z7=1 THEN ZZ=0:GOTO 445
515 IF FPD<>AB AND VT=1 THEN 530
520 AB=PD
525 GOTO 340
530 PRINT " _____:_____:_:_____:"
535 PRINT " _____ C/LF>C/UP>"
540 PRINT" RVON) SON TODOS LOS PARES DE ENGRANAJES ";
545 PRINT" RVON) PULSE RVOF)'ESPACIO' RVON) PARA
CONTINUAR C/LF> C/UP> "
550 PRINT " _____"
552 REM **** FIN DE CALCULOS ****
555 GET A0: IF A0<>" " THEN 555
556 CLOSE:PRINT" CLR> C/DN> C/DN> QUIERE PROBAR CON OTROS
DATOS ? "
557 GET A0: IF A0="S" THEN RUN
558 IF A0<>"N" THEN 557
559 PRINT "N"
560 PRINT" GRN>C/DN> C/DN> RVON) REBOBINE LA CINTA
OPRIMIENDO 'REWIND' ";
565 PRINT" RVON) EN LA DATASSETTE PARA BUSCAR EN EL ARCHIVO";
566 PRINT" RVON) PULSE 'ESPACIO' PARA CONTINUAR "
567 GET A0: IF A0<>" " THEN 567
570 OPEN 1,1,0,"ENGRANES HELICOIDALES "
575 INPUT#1,PD:INPUT#1,RP:INPUT#1,RE:INPT#1,KM:INPUT#1,AP
INPUT#1,E
580 INPUT#1,AH:INPUT#1,NP:INPUT#1,NE:INPUT#1,HP:INPUT#1,J:
INPUT#1,BB
582 AP=AP*180/ :AH=AH*10/
583 REM **** RESULTADOS GENERALES ****
585 PRINT" CLR> C/DN> C/DN> C/DN> C/DN> POTENCIA="PO*HP A
";RP;"RPM":PRINT"RELACION ENGRANAJE="RE
587 PRINT"FACTOR KM="KM
590 PRINT"ANGULO DE PRESION="AP:PRINT"ANGULO DE LA HELICE="AH:
AP=AP* /180
592 PRINT"DIENTES DEL PIRON="NP:PRINT"DIENTES DEL ENGRANE="NE:
AH=AH* /180
595 PRINT"FACTORES DE FORMA:":PRINT"ENGRANE="J:PRINT"PIRON="BB
597 PRINT"RELAC. DE CONTACTO="HP:PRINT"EFICIENCIA DE LOS
ENGS.="E" %"
600 PRINT:PRINT"CUAL ES EL NUMERO DE ENGRANE QUE SE VA"
605 INPUT "CALCULAR";T
610 INPUT#1,X:INPUT#1,PD:INPUT#1,DP:INPUT#1,DE:INPUT#1,V:
INPUT#1,CT:INPUT#1,KV:INPUT#1,PC:INPUT#1,AC
615 INPUT#1,YC:INPUT#1,N:INPUT#1,N0:INPUT#1,P0:INPUT#1,B:
INPUT#1,C:INPUT#1,CQ:INPUT#1,B0:INPUT#1,C0

```

```

620 INPUT#1,BC:INPUT#1,BD:INPUT#1,CW:INPUT#1,Z:INPUT#1,F:
    INPUT#1,FP:INPUT#1,FD:INPUT#1,FW:INPUT#1,FS
625 IF X<> T THEN 610
630 PRINT ' CLR> C/DN> C/DN> C/DN> RVDN>RESULTADOS GENERALES:
635 PRINT 'PASO DIAMETRAL NORMAL = 'PD'D/IN'
640 PRINT 'PASO CIRCULAR TRANSV = 'PC'IN/D'
645 PRINT 'VELOCIDAD LINEA PASO = 'V'FT/SEG'
650 PRINT 'FACTOR DE VELOCIDAD =';KV
655 PRINT 'ANCHO DE CARA = 'AC'INT'
660 PRINT 'DIST. ENTRE CENTROS = 'YC'IN'
662 PRINT 'FACTOR P/RESIS. FATIGA='FS
665 PRINT 'FACTOR DE SEGURIDAD = ' N
667 PRINT 'ERROR MAX. PREMIS = 'Z'X104 IN'
668 REM **** RESULTADOS ENGRANE ****
670 PRINT:PRINT'RVDN> CARACTERISTICAS DE ENGRANE
675 PRINT 'MATERIAL='N#;P#
680 PRINT 'RESISTENCIAS: ':PRINT' A LA FLUENCIA='B'KIP/IN2'
685 PRINT 'A LA FATIGA = 'CQ'KIP/IN2'
690 PRINT 'DUREZA = 'C'BRINELL'
692 PRINT'DIAMETRO DE PASO=' DE
695 PRINT ' C/DN> RVDN> PULSE 'ESPACIO' PARA CONTINUAR
700 GET A#; IF A#<> ' ' THEN 700
702 REM **** RESULTADOS PINON ****
705 PRINT ' CLR> C/DN> C/DN> C/DN> RVDN> CARACTERISTICAS
    DEL PINON
710 PRINT 'MATERIAL='B#;C#
715 PRINT 'RESISTENCIAS:':PRINT' A LA FLUENCIA='BC'KIP/IN2'
720 PRINT ' A LA FATIGA = 'CW'KIP/IN2'
725 PRINT 'DUREZA='BD' BRINELL'
727 PRINT 'DIAMETRO DE PASO ='DP
728 REM **** RESULTADOS FUERZAS ****
730 PRINT ' C/DN> RVDN> FUERZAS RESULTANTES
735 PRINT 'TRANSMITIDA='CT'KIPS':PRINT'LIMITE DE FATIGA='F'
    KIPS'
740 PRINT 'LIMITE DE DEBASTE='FW'KIPS':PRINT'DINAMICA='FD'
    KIPS'
750 PRINT 'SEPARADORA='CT#TAN(AP):PRINT'EMPUJE='CT#TAN(AH)
755 PRINT ' C/DN> RVDN> PULSE 'ESPACIO' PARA CONTINUAR
760 GET A#;IF A#<> ' ' THEN 760
762 REM **** PREGUNTAS FINALES ****
765 PRINT ' CLR> C/DN> C/DN>QUIERE VER NUEVAMENTE LOS
    RESULTADOS? ';
770 GET A#; IF A#='S' THEN PRINT 'S': GOTO 630
775 IF A#<> 'N' THEN 770
780 PRINT'N': PRINT' C/DN>QUIERE PROBAR CON OTRO NUMERO ?';
785 GET A#; IF A#='S' THEN PRINT'S': PRINT' C/DN>CUAL NUMERO
    (MAYOR QUE 'T')':;INPUTT:GOTO 610
790 IF A#<>'N' THEN 785
795 PRINT 'N':CLOSE1:PRINT' C/DN>QUIERE PROBAR CON OTROS
    DATOS? ';
800 GET A#; IF A#='S'THEN PRINT 'S': RUN
805 IF A#<>'N' THEN 800
810 PRINT 'N':PRINT' C/DN>ESTA USTED SEGURO? ';
815 GET A#; IF A#='N' THEN PRINT 'N': GOTO 765

```



```

2397 REM * ----- *
2398 REM * | SBR. PIRON | *
2399 REM * ----- *
2400 H=0:HH=0
2406 CC=INT(B#J/BB+.5)
2410 IF CC>234 THEN HH=1: GOTO 2452
2411 RESTORE
2412 Y=0: IF TR=1 THEN 2430
2414 R1=2/PD:DO=DP+R1:OD=DE+R1
2415 KZ=QR (DB12/4+YC128(SIN(AP)))12)
2416 IF DO/2>KZ THEN H=1: GOTO 2452
2430 READB$,C$,BC,BD,CW
2434 CW=.5*CW:Y=Y+1
2438 IF Y<=7 THEN E2=19E3: GOTO 2446
2442 E2=30E3
2446 IF CC>BCANDY<46 THEN 2430
2452 RETURN
2457 REM * ----- *
2458 REM * | SUBR. MAT. DEL PIRON | *
2459 REM * ----- *
2460 H=0:IF Y=46 THEN H=1: GOTO 2480
2463 READ B$,C$,BC,BD,CW
2465 CW=.5*CW:Y=Y+1
2470 IF Y<=7 THEN E2=19E3:GOTO 2480
2475 E2=30E3
2480 RETURN
2597 REM * ----- *
2598 REM * | SUBR. ERROR PERMISSIBLE | *
2599 REM * ----- *
2600 IF H=0 THEN 2630
2610 Z=Z-.0001
2615 IF Z<.00055 THEN 2630
260 H=0:GOSUB 3530
2625 GOTO 2600
2630 RETURN
2697 REM * ----- *
2698 REM * | SUBR. MAT. DEL ENGRANE | *
2699 REM * ----- *
2700 READ N$,P$,B,C,CQ
2725 I=I+1
2730 IF I<=7 THEN E1=19E3: GOTO 2760
2740 E=30E3
2760 IF BE>=B THEN 2700
2780 RETURN
2797 REM * ----- *
2798 REM * | SUBR. PASO DIAMETRAL | *
2799 REM * ----- *
2800 IF PD<2 THEN P7=.25: GOTO 2825
2805 IF PD<4 THEN P7=.5: GOTO 2825
2810 IF PD<10 THEN P7=1: GOTO 2825
2815 IF PD<20 THEN P7=2: GOTO 2825
2820 IF PD<40 THEN P7=4: GOTO 2825
2825 RETURN
3497 REM * ----- *

```

```

3498 REM * | SUBR. FUERZA DINAMICA | *
3499 REM * ----- |
3500 IF V<=250 THEN Z=.0042: GOTO 3530
3505 IF V<=1000 AND V>250 THEN P=V:Y2=.0024:Y1=.0032:X2=1000:
X1=500:GOSUB 2200: GOTO 3530
3510 IF V<=2250 AND V>1000 THEN P=V:Y2=.0013:Y1=.0021:X2=2250:
X1=1250:GOSUB2200: GOTO 3530
3515 IF V<=4000 AND V>2250 THEN P=V:Y2=.0006:Y1=.0012:X2=4000:
X1=2250:GOSUB2200: GOTO 3530
3520 IF V>4000 AND V<5000 THEN P=V:Y2=.0006:Y1=.00055:X2=4000:
X1=5000:GOSUB2200
3525 IF V>5000 THEN Z=.00055
3530 Z=INT(Z*1E4+.5)*1E-4:G=Z*111/(1/E1+1/E2):H=0
3535 FG=AC*G*COB(AH)*2+CT
3555 FD=.05*V*FG*COB(AH)/(1.05*V+SQR(FG))+CT
3560 IF FD>F THEN H=1
3565 RETURN
3997 REM * ----- |
3998 REM * | SUBR. FUERZA DEBGASTE | *
3999 REM * ----- |
4000 K2=1.1*FDB*COB(AH)*2/(DP*AC*Q*MP):SE=SQR(K2*1.4/((1/E1+1/
E2)*SIN(AP)))
4005 CD=(SE+10)/.4:DL=2*CD-C
4010 RETURN
4497 REM * ----- |
4498 REM * | SUBR. IMPRESION RESULT. | *
4499 REM * ----- |
4500 AC=INT(AC*1E3+.5)*1E-3
4505 IF E1=19E3 THEN Q$="ASTM": GOTO 4511
4510 Q$="UNS"
4511 PRINT " ORNG)"*R$
4512 IF LT=0 THEN PRINT " LBLU)"*: GOTO 4514
4513 IF LT=1 THEN PRINT " YELO)"*
4514 PRINT " C/UP)" C/UP)" C/UP)"*
4515 PRINTX;TAB(5);Q$;TAB(9);B$;TAB(16);P$;TAB(20);PD;TAB(27);
Z;TAB(32);AC
4516 PRINT " ORNG)"*R$
4520 IF E2=19E3 THEN Q$="ASTM":GOTO 4526
4525 Q$="UNS"
4526 IF LT=0 THEN PRINT " BLUE)" C/UP)" C/UP)":GOTO 4530
4527 IF LT=1 THEN PRINT " WHT)" C/UP)" C/UP)"*
4530 PRINT TAB(5);Q$;TAB(9);B$;TAB(16);C$;TAB(20);PD;TAB(27);
Z;TAB(32);AC
4532 PRINT " ORNG)"*R$;LT=0
4535 RETURN
5997 REM * ----- |
5998 REM * | SUBR. FACTOR DE SUPERFICIE | *
5999 REM * ----- |
6000 IF CQ<60 THEN KA=.84:GOTO 6090
6010 IF Cq<100 AND Cq>=60 THEN P=CQ:Y2=.84:Y1=.75:X2=60:
X1=100:GOSUB2200
6020 IF CQ<14 AND CQ>=100 THEN P=CQ:Y2=.75:Y1=.675:X2=100:
X1=140:GOSUB 2200
6030 IF CQ<10 AND CQ>=140 THEN P=CQ:Y2=.675:Y1=.64:X2=140:

```

```

X1=180;G0SUB2200
6040 IF CQ<200 AND CQ>=180 THEN P=CQ;Y2=.64;Y1=.625;X2=180;
X1=200;G0SUB200
6050 IF CQ<220 AND CQ>=200 THEN P=CQ;Y2=.625;Y1=.62;X2=200;
X1=220;G0SUB2200
6060 IF CQ<240 AND CQ>=220 THEN P=CQ;Y2=.6;Y1=.61;X2=220;
X1=240;G0SUB2200
6070 IF CQ>=240 THEN KA=.61;GOTO 6090
6080 KA=Z1Z=0
6090 RETURN
7997 REM * ----- *
7998 REM * | MATERIALES Y CARACTERIS. | *
7999 REM * ----- *
8000 DATA 20,,10,156,22,25,-,11.5,174,26,30,-,14,201,31,35,-,
16,212,36.5
8005 DATA 40,,18.5,235,42.5,50,-,21.5,262,52.5,60,-,24.5,302,
42.5
8010 DATA G10100,HR,26,95,47,G10150,HR,27,101,50
8015 DATA G10100,CD,44,105,53,G10150,CD,47,111,56
8020 DATA G10180,HR,32,116,58,C10180,CD,54,126,64
8025 DATA G10350,HR,39,143,72,G10400,HR,42,149,76
8030 DATA G10350,CD,7,163,80,G10400,CD,71,170,85
8035 DATA G10500,HR,49,179,90,G4130,+,60,183,90
8040 DATA G4140,+,63,187,90,G61500,+,58,183,91
8045 DATA G10350,†,62,180,91,G8174009,+,64,190,95
8050 DATA G41300,†,87,201,98,G15216,+,81,192,100
8055 DATA G10500,CD,84,197,100,G43400,+,69,207,101
8060 DATA G41400,†,90,223,102,G10350,†,73,201,103
8065 DATA G10500,†,80,210,105,G8400,+,96,223,107
8070 DATA G10350,†,81,220,110,G43400,†,99,223,111
8075 DATA G10400,†,86,235,113,G92550,+,78,223,115
8080 DATA G46200,NUC,89,248,120,G46200,†,94,256,130
8085 DATA G41300,†,133,293,146,G87400,†,129,302,152
8090 DATA G41400,†,131,302,153,G61500,†,32,302,155
8095 DATA G10500,†,130,310,155,G92550,†,160,352,180
9000 DATA G43400,†,162,363,182,G10500,X,180,450,220,G43400,X,
234,468,260
9002 :
9003 :
9005 REM **** FIN SUBROUTINAS ****

```

READY.