

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA
INCORPORADA A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA DE INGENIERIA



22²
Ejemplo

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

DISEÑO Y FABRICACION DE MOTORREDUCTOR CON
SISTEMA DE TRANSMISION A BASE DE ENGRANAJES
CONICOS.

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :

JORGE JESUS ROMERO VERDUZCO

GUADALAJARA, JAL.

1986



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE

	PAGINA:
INTRODUCCION.	1
CAPITULO I.	
DESCRIPCION Y APLICACION DEL MOTORREDUCTOR.	3
CAPITULO II.	
TRANSMISION.	8
CAPITULO III.	
CARCASA.	34
CAPITULO IV.	
ACOPLAMIENTOS.	45
CAPITULO V.	
POTENCIA DEL SISTEMA.	52
CONCLUSIONES.	94
APENDICE.	97
BIBLIOGRAFIA.	106

INTRODUCCION

Toda máquina, mecanismo, aparato o herramienta, facilita y hace posible, la fabricación de un producto o agilización de un determinado proceso; sin embargo, las necesidades crecientes del hombre, hacen que día a día se requieran de más sofisticadas máquinas y mecanismos, a fin de lograr dicho propósito.

Los Motorreductores forman parte de estos elementos y tienen ya una labor específica en nuestros días, ya sea formando parte de una máquina o siendo el mismo el centro de ésta, sea para transmisión de fuerza o movimiento. Existen varios tipos de transmisiones de potencia, pero siempre se ha buscado mayor versatilidad, sin que se vean afectadas cualidades o eficiencias.

En este trabajo estudiaremos el diseño y fabricación de un Motorreductor con sistema de transmisión, a base de engranajes cónicos espiroidales, este tipo de transmisión nació a raíz de una fusión entre engranajes cónicos y los hipoidales conjuntamente con el tornillo sin-fín. El diseño y fabricación de nuestra unidad estará regido por lo tanto por este sistema de transmisión.

Hemos desglosado nuestro estudio en siete capítulos: En el Capítulo I describimos al propio Motorreductor; en el Capítulo II estudiamos y detallamos la transmisión, su diseño y características; en los Capítulos III y IV, diseñamos la carcasa y los acoplamientos en base al sistema de transmisión de movimiento o potencia, comprendida ésta última en el Capítulo V. La

fabricación de todas las partes de nuestra unidad, la detallamos para cada una en particular en el Capítulo VI, especificando el tipo de proceso y máquina usada en el mismo.

Por último, el Capítulo VII, contiene un estudio de costos de materia prima y de procesos de fabricación. Tómese en cuenta que todos los capítulos se complementan entre sí, tanto en los enunciados como en los dibujos, gráficas, fotograffas y tablas que se muestran a lo largo de todos ellos.

CAPITULO I

**DESCRIPCION Y APLICACION DEL
MOTORREDUCTOR.**

DESCRIPCION Y APLICACION DEL MOTORREDUCTOR.

Los motorreductores de velocidad son aparatos que, aparte de reducir la velocidad, son unos eficaces transmisores de potencia y están formados por dos partes principales:

- Motor.
- Caja reductora de velocidad.

El primero es comunmente conocido tanto en su funcionamiento como sus elementos; esto es debido al gran uso que se le da en todo tipo de transmisión de movimiento.

El segundo consiste en una caja o carcasa en la que los engranajes contenidos en ella, llevan la función de transmisión y reducción de velocidad, la reducción depende de la relación que tienen entre sí cada uno de los engranajes; esto significa que la diferencia entre diámetros o números de dientes de los componentes, determinan esta reducción.

Existen motorreductores de diferentes tipos y especificaciones, como son:

De engranajes rectos, helicoidales, de engranaje y tornillo-sinfín, etc.

Estos elementos están bañados en aceite y son soportados por ejes

Independientes mediante baleros apoyados en la carcasa. Ambas partes, motor y caja reductora, están unidas mutuamente, formando así una sola unidad.

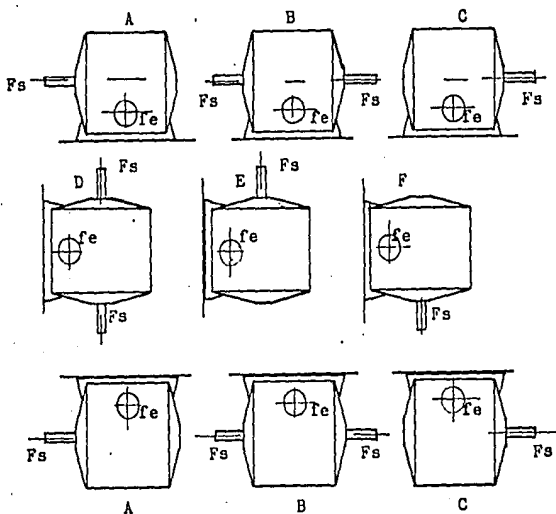
En el mercado existen gran infinidad de marcas y tipos de reductores; los hay de ejes paralelos, de ejes perpendiculares o cruzados y diferentes tipos de salida. La salida corresponde al eje donde se aplica la fuerza o carga deseada, con relación a la entrada, que es el eje en donde va acoplado el motor. Los hay de diferente tipo de salida: hacia arriba, hacia abajo, a un extremo, a otro, o a ambos. (Ver Figura 1.1).

Por lo general, los motorreductores forman la parte principal de otras máquinas, en la que se está elaborando un proceso determinado; a estos frecuentemente se les considera el corazón de la máquina, ya que es el que imparte el movimiento a toda ella.

Los motorreductores son de gran utilidad en la industria; llámese industria metal mecánica, eléctrica, alimenticia, agrícola, farmacéutica, etc. Por ejemplo, algunas de las máquinas que lo contienen: Transportadores en general, elevadores, máquinas llenadoras o empaquetadoras, máquinas embotelladoras, mezcladoras, tortilladoras, máquinas para extruido de metales, roladoras, etc.

Y en cualquier máquina o mecanismo en la que se requiera una transmisión de potencia más eficiente que la proporcionada por transmisores a base de catarinas o poleas.

EJES NO PARALELOS



EJES PARALELOS

(vista superior)

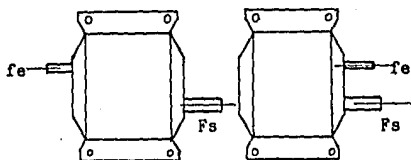


Fig. I.1 Diferentes posiciones de montaje de Reductores

fe: flecha de entrada
Fs: flecha de salida

En sí, los motorreductores son de gran utilidad; día a día se necesitan más sofisticaciones en cuanto al diseño, ya que los espacios tienen que ser menores; también ahorrar materiales y procesos de producción. Anteriormente un motor de 3 H.P. ocupaba un espacio de 0.40 m³; en estos días un motor de esa misma capacidad, ocupa un espacio de 0.23 m³, aprox. En base a esto último, tenemos al Motorreductor con engranajes cónicos espiroidales, con el cual se pueden obtener relaciones de reducción hasta de 300:1 con un sólo juego de engranajes. Este sistema tiene muchas ventajas más, las cuales se darán a conocer en el transcurso de este trabajo.

CAPITULO II

TRANSMISION

TRANSMISION.

En este capítulo, quizás el más teórico de todos, nos auxiliaremos de varias fuentes, las cuales serán debidamente referidas; con el propósito de hacerlo más explícito, se introducirán fórmulas, dibujos, tablas y gráficas. No podremos extendernos demasiado en el estudio de la transmisión, que es a base de engranajes cónicos espiroidales, ya que se necesitaría elaborar un trabajo especial y por separado de estos engranajes; pero estableceremos todas las características posibles para que las aplicaciones y ventajas queden perfectamente vislumbradas.

La transmisión cuenta de un sólo par de engranajes de diferentes dimensiones; al mayor le llamaremos engranaje y al menor piñón. El engranaje es similar a un engrane o corona; también llamada así, hipoidal con la diferencia del perfil del diente; y el piñón semeja a un tornillo-sinfin pero cónico. Este tipo de transmisión se usa para unir ejes que no son paralelos ni se interceptan en un mismo plano, tienen una posición el uno frente al otro, diferente a cualquier otro juego de engranes, ya que se encuentran situados en una posición intermedia entre el sistema de engranajes de tornillo-sinfin y el sistema de hipoidales. (Ver Fig. II).

* Los engranajes espiroidales son una marca registrada por la Illinois Tool Works, Chicago, Illinois.

En la Figura II.1 se puede apreciar la gran superficie de contacto en el conjunto espiroidal, en comparación con otros sistemas, por ejemplo, en el tornillo-sinfin, en engranes hipoidales o en cónicos, con dientes en espiral; esta característica nos hace pensar en una mayor eficiencia del sistema.

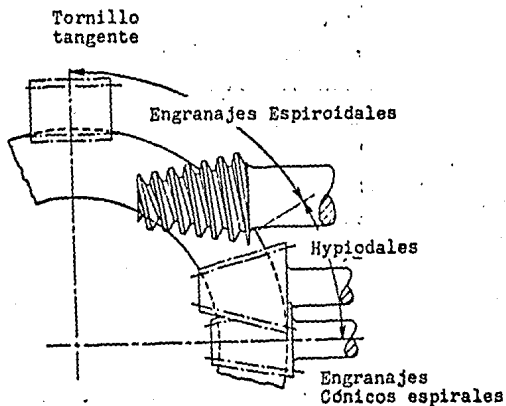


FIGURA II.1. ENGRANAJES CONICOS ESPIROIDALES COMPARADO CON OTROS TIPOS DE ENGRANAJES.

Los engranes espiroidales son adecuados para relaciones de velocidades mayores de 10:1, el engranaje o corona puede tener desde 30 hasta 300 dientes y el piñón de 1 a 7 dientes o filetes, lográndose de esta forma relaciones de velocidad hasta de 300:1 con un sólo par de engranajes. (Ver Figura II-1-a).

Actualmente no existen estándares AGMA (American Gear Manufacturers Association) sobre este tipo de engranajes, debido a que son relativamente nuevos; se detallan al final de este estudio, las referencias de los artículos y publicaciones con las que nos auxiliámos.

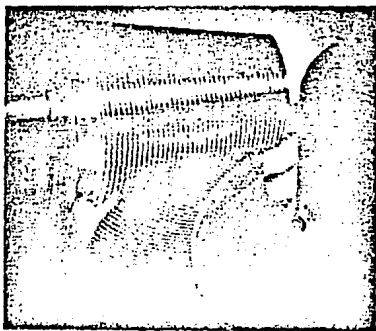


FIG. II-1-a). PAR DE ENGRANES ESPIROIDALES. RELACION 300:1
(OBSERVESE EL GRAN NUMERO DE DIENTES EN CONTACTO SIMULTANEO)

Como habíamos dicho anteriormente, la forma de los dientes es poco común y esto es debido a que tienen un ángulo de presión diferente para cada lado del diente; es decir, tienen un ángulo de presión bajo en un lado y un ángulo de presión alto en otro lado.

Para un acercamiento o aproximación de la forma de los dientes, se establece primero la forma del diente del piñón y en base a éste se calcula el diente del engranaje que conjugue con él; conseguiremos introducirnos mejor a este sistema estableciendo la siguiente nomenclatura que exponemos en la Figura II.2.

Siempre que se desea diseñar cualquier máquina o mecanismo, lo hacemos tomando en cuenta primeramente nuestras necesidades, nuestras variables, por así decirlo, como pueden ser: capacidad de carga a desplazar, espacio a ocupar, tipo de movimiento.

En la Tabla II.1, tenemos las capacidades nominales en H.P., para una distancia determinada entre centros y a una velocidad dada de entrada; esta tabla nos ayuda a escoger las dimensiones y capacidad del mecanismo (transmisión) que deseamos.

El proceso de diseño de este tipo de engranajes, es algo diferente al de los otros. Es más complejo, pero gracias a las tablas y gráficas, lo hemos agilizado.

TABLA II.1. CAPACIDAD NOMINAL DE LOS ENGRANAJES ESPIROIDALES (PIÑÓN Y ENGRANAJE ENDURECIDOS, 60 ROCKWELL).

RELA- CION MG	DIST. ENTRE CENT.	PIÑÓN DEP.	ENGR. DEG.	RPM DEL PIÑÓN				
				100	720	1,750	3,600	10,000
				H.P. A DIFS. VEL.S. DE PIÑÓN.				
10.250	0.500	0.437	1.500	0.0142	0.0697	0.129	0.1948	0.3354
14.667	0.500	0.421	1.500	0.0120	0.0589	0.109	0.1645	0.2834
25.500	0.500	0.423	1.500	0.0088	0.0432	0.080	0.1208	0.2080
47.000	0.500	0.427	1.500	0.0064	0.0313	0.058	0.0876	0.1508
10.250	1.000	0.854	3.000	0.0937	0.4601	0.852	1.287	
14.667	1.000	0.821	3.000	0.0759	0.3726	0.600	1.042	
25.500	1.000	0.827	3.000	0.0550	0.2700	0.500	0.7550	
47.000	1.000	0.837	3.000	0.0377	0.1852	0.343	0.5179	
71.000	1.875	1.308	5.625	0.1441	0.7074	1.31	1.978	
106.000	1.875	1.215	5.625	0.1188	0.5832	1.08	1.631	
10.200	3.250	2.395	9.750	2.101	10.31	19.00		
14.667	3.250	2.465	9.750	1.760	8.64	16.00		
25.500	3.250	2.319	9.750	1.21	5.94	11.00		
47.000	3.250	2.344	9.750	0.7205	3.537	6.55		
71.000	3.250	2.090	9.750	0.5544	2.722	5.04		
106.000	3.250	1.933	9.750	0.4455	2.187	4.05		
10.167	5.125	3.342	15.375	7.007	34.40	63.7		
14.250	5.125	3.342	15.375	5.918	29.05	53.8		
25.333	5.125	3.092	15.375	3.949	19.39	35.9		
47.500	5.125	2.910	15.375	2.255	11.07	20.5		
71.000	5.125	3.097	15.375	1.727	8.478	15.7		
106.000	5.125	2.841	15.375	1.386	6.804	12.6		

NOTAS:

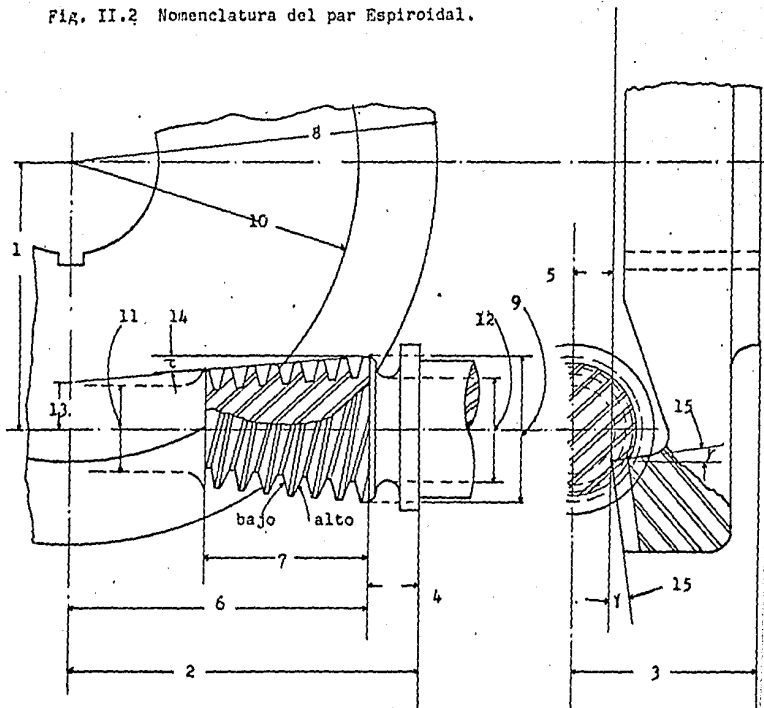
1. Clase de servicio: 1 AGMA *
2. La velocidad en la línea de paso no debe ser mayor de 1,700 ppm. **
3. Sin tolerancia para cargas de impacto, $K_o = 1.00$ ***
4. Basándose en las proporciones de los dientes recomendados por Illinois Tool Works, Chicago, Ill. (División de Engrs. Espiroidales).

* Asociación Americana de Fabricantes de Engranés.

** Pies por minuto (Vel. lineal).

*** Constante de impacto.

FIG. II.2 Nomenclatura del par Espiroidal.



- | | |
|---|---|
| 1.- Distancia entre centros | 9.- Diámetro exterior del Piñon |
| 2.- Distancia de Montaje del Piñón | 10.- Diámetro del círculo interior de los dientes del Engranaje |
| 3.- Distancia de Montaje del Engrane | 11.- Diámetro menor del eje de Piñón |
| 4.- Distancia de tope a cuerda en el Piñón. | 12.- Diámetro mayor de eje de Piñón |
| 5.- Distancia de pto. de contacto max. del Engr. al eje del Piñón (Y) | 13.- Radio del Piñón en el plano cen |
| 6.- Distancia de Pto. de contacto max. del Piñón al eje del Engr. | 14.- Angulo de conicidad del Piñón |
| 7.- Largo de Cuerda del Piñón | 15.- Angulo de la cara del Engr. |
| 8.- Diámetro exterior del engranaje | |

Y para su mejor entendimiento, efectuaremos un ejemplo, paso a paso, con su correspondiente explicación, pero antes introduciremos unos datos importantes para irnos familiarizando.

En la Tabla II.2, se describen las proporciones básicas de los dientes y otros datos que son de ayuda para este diseño.

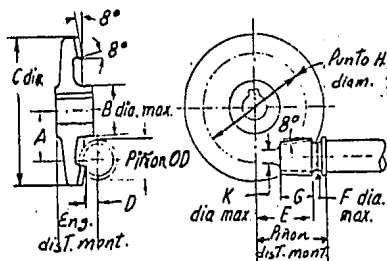
En la Tabla II.3, se muestran las proporciones y dimensiones del conjunto en base a la distancia entre centros. (Ver dibujo anexo).

En la Tabla II.4, se describen las ecuaciones generales para determinar las proporciones de los dientes de los engranajes espiroidales, cada una de estas ecuaciones será numerada para poder identificarla fácilmente.

TABLA II.2. PROPORCIONES BASICAS DEL DENTADO ESPIROIDAL.

1. ANGULO SIGMA, $\sqrt{\rho}$	= 40° (estandarizado).	
2. ANGULO DE CONICIDAD DEL PIÑON τ	V.S. ANGULO DE LA CARA DEL ENGRANAJE γ (grados):	
	τ	γ :
	5	8 (preferido).
	7	11
	10	14
3. RELACION MINIMA ENTRE LOS ENGRANAJES,	mg = 10:1	
4. NUMERO DE DIENTES DEL ENGRANAJE, Varía según la distancia entre centros, (Ver Fig. II.4).		
5. SELECCION DEL ANGULO DE PRESION:		
RELACION.	ANGULO DE PRESION.	
	LADO BAJO	LADO ALTO.
mg: menor o igual a 16:1	15°	35°
mg: mayor que 16:1	10°	30°

TABLA II.3. ENGRANAJES ESPIROIDALES. (Diferentes dimensiones para una distancia entre centros dada: A).



A	B	C	D	E	F	G	H	K
0.500	0.625	1.500	0.129	0.596	0.2969	0.365	1.101	0.2031
0.750	1.000	2.250	0.176	0.894	0.4219	0.548	1.651	0.2812
1.000	1.375	3.000	0.248	1.192	0.5938	0.731	2.202	0.3750
1.250	1.625	3.750	0.295	1.490	0.7031	0.914	2.752	0.4531
1.500	2.000	4.500	0.338	1.788	0.8281	1.096	3.303	0.5312
1.875	2.625	5.625	0.402	2.236	1.0156	1.370	4.129	0.6406
2.250	3.187	6.750	0.461	2.683	1.1562	1.644	4.954	0.7500
2.750	4.000	8.250	0.536	3.279	1.3594	2.010	6.055	0.8750
3.250	4.750	9.750	0.608	3.875	1.5625	2.375	7.156	1.0156
3.750	5.625	11.250	0.677	4.471	1.7656	2.741	8.257	1.1406
4.375	6.750	13.125	0.757	5.216	2.0000	3.197	9.633	1.2969
5.125	8.000	15.375	0.851	6.111	2.2812	3.745	11.285	1.4844

TABLA II.4. ECUACIONES GENERALES DE LOS ENGRANAJES ESPIROIDALES.

(No. de Ec.).	
II.1.	$\text{sen } \phi_p = \frac{\tan \tau}{\tan \phi_p}$
II.2.	$R_p = \frac{C}{\text{sen } \phi_p + (R_g/R_p) \cos \phi_p}$
II.3.	$R_g = (R_g/R_p) R_p$, (el valor de (R_g/R_p) se toma de la Fig. II.3).
II.4.	$L = \frac{2\pi R_g \cos \phi_p}{mg - (R_g/R_p) \text{sen } \phi_p \cdot \cos \phi_p}$
II.5.	$x_p = R_g \text{sen } \phi_p$
II.5.a.	$y_p = R_p \cos \phi_p$
II.5.b.	$z_p = R_p \text{sen } \phi_p$
II.6.	$r_o = R_p - x_p \tan \tau$
II.7.	$D_w = \frac{0.6 (L/N_p) \sec \tau}{(\text{sen } \psi_1 / \cos (\psi_1 + \tau)) + (\text{sen } \psi_2 / \cos (\psi_2 - \tau))}$
II.8.	$D_n = D_w \cos \tau$
II.8.a.	$D_p G = (2.018) C$
II.9.	$CLR = 0.07 (L/N_p) + 0.002''$
II.10.	$\psi_2^L = \tan^{-1} \left(\frac{R_p}{x_p} + \frac{C(z_p)}{R_p (k y_p - x_p)} \right)$
II.11.	$\tan \lambda_m = \frac{L \sec \tau}{2 r_m}$
II.12.	$\psi_2 = \psi_2^L + 90$

*DATOS GENERALES DEL PAR ESPIROIDAL. (Ejemplo).

PIÑON.

- Número de cuerdas (izquierdas).	2
- Angulo de conicidad.	5°
- Angulo Sigma.	40°
- Radio medio.	0.7773"
- Radio Primitivo.	1.035"
- Diámetro exterior.	2.288"
- Diámetro mayor del eje.	1.576"
- Diámetro menor del eje.	1.019"
- Avance Cónico.	0.860"
- Profundidad de trabajo.	0.353"
- Largo del dentado.	2.375"

ENGRANAJE.

- Número de dientes.	51
- Angulo Sigma.	40°
- Angulo de la cara.	8°
- Angulo de presión en el lado alto (dientes) **	30°
- Angulo de presión en el lado bajo (dientes) **	10°
- Diámetro exterior.	9.750"
- Diámetro del círculo interior de los dientes.	7.156"
- Diámetro interior (calibre).	2.187"
- Radio primitivo.	4.101"
- Relación. **	25.5:1
- Distancia entre centros. **	3.250"

** (Datos comunes a ambos elementos).

• (Estos datos se complementan con los obtenidos en el ejemplo, gráficas y dibujos).

A continuación expondremos las instrucciones específicas para el cálculo de los engranajes. Cada uno de estos datos está relacionado con el ejemplo que se efectúa inmediatamente después; los números con que estará señalada cada una de las instrucciones siguientes, corresponde a los pasos del ejemplo; completando de esta forma el cálculo y diseño de la transmisión.

1. DISTANCIA ENTRE CENTROS. (C).

La distancia entre centros corresponde a la longitud que existe entre el eje del engranaje y el eje del piñón; éste es un dato importante para empezar con el cálculo de los engranajes. Como decíamos anteriormente, esta distancia está determinada por la velocidad (en r.p.m.), que le entran al piñón y los H.P. (caballos de fuerza), que se necesitan (ver Tabla II.1), las proporciones de los dientes y la mayor parte de los datos dependen de esta distancia.

2. RELACION DE LOS ENGRANAJES. (M_g).

$M_g = N_g/N_p$. Este valor es seleccionado tomando en cuenta la relación deseada; esto es, qué velocidad de salida requerimos (en r.p.m.), con respecto a la velocidad de entrada (reducción); o sea, qué número de dientes tendrá cada uno de los dos elementos, (pasos 3 y 4 siguientes).

3. NUMERO DE DIENTES DEL ENGRANAJE. (Corona). - N_g -.

Ya escogida una determinada distancia entre centros, seleccionamos el número de dientes del engranaje y del piñón. En la Figura II.3, se muestran una variedad de dientes disponibles para diferentes distancias entre centros.

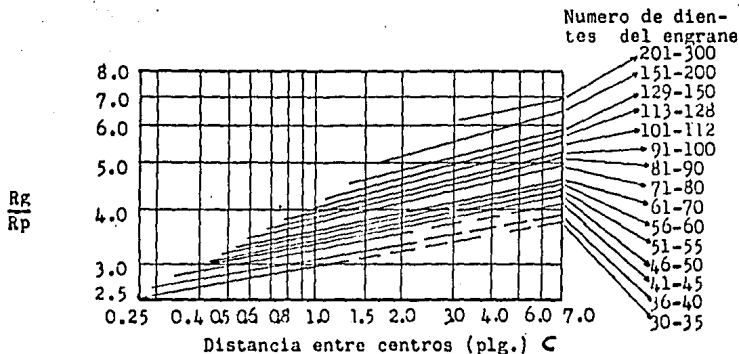


Fig.II.3 R_g/R_p VS. distancia entre centros y número de dientes.

Como dato importante, cuando necesitamos diseños en los que se requiera mucha fuerza, es recomendable usar menor número de dientes; y para mayor exactitud de rotación, lógico es usar un número mayor de dientes. (Ver Figura II.3.).

4. NUMERO DE DIENTES DEL PIÑÓN. (N_p).

El número de dientes o cuerdas, por así decirlo, del piñón, se determina en función del número de dientes del engranaje; esto es, en base a una relación de velocidades deseada.

5. ANGULO DE CONICIDAD DEL PIÑÓN (\mathcal{T})

Este ángulo se puede observar en la Fig. II.2. El ángulo estandarizado y preferido es el de 50., aunque se pueden usar ángulos entre 50. y 100. (Ver Tabla II.2). Ángulos menores de 50., tienden a limitar la extensión de

la acción conjugada. Y ángulos mayores de 10o., tienden a limitar la capacidad de carga y además, producen dificultades en el proceso de su manufactura.

6. ANGULO SIGMA. (σ_p)

Este ángulo tiene un valor estandarizado y recomendado de 40o. En la Fig. II.4, se encuentra una gráfica de este ángulo para diferentes relaciones entre piñón y engranaje.

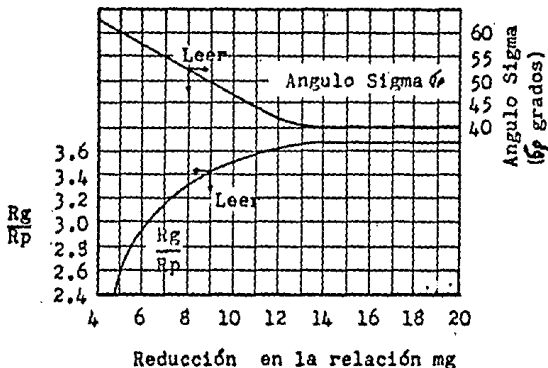


Fig.II.4 Angulo Sigma para diferentes relaciones

7. RELACION ENGRANAJE-PIÑON EN EL CIRCULO PRIMITIVO (R_g/R_p)

Este valor controla las medidas relativas entre el engranaje y el piñon. (Ver Fig. II.4).

8. f_p es una coordenada de un punto primitivo sobre el piñon; éste se obtiene según la ecuación II.1, en la Tabla II.4.

9. RADIO PRIMITIVO DEL PIÑON (R_p). Este radio se mide sobre la circunferencia primitiva del piñon y se puede obtener según la ecuación II.2 (Ver Tabla II.4).

10. RADIO PRIMITIVO DEL ENGRANAJE (R_g). De la misma forma se mide sobre el círculo primitivo del engranaje, ecuación II.3, de la Tabla II.4.

11. AVANCE CONICO DEL PIÑON. (L). Este avance es medido a lo largo de la superficie de la o las cuerdas del piñon, paralelamente al eje (Ecuación II.4), en la Tabla II.4.

12. (COORDENADA) X_p . Coordenada en x del pto. primitivo en el piñon. (Ecuación II.5, Tabla II.4).

13. RADIO DEL PIÑON EN EL PLANO CERO. (r_0).

Este radio, como se podrá observar en la Fig. II.2, es la distancia media del eje del piñon, a la terminación de la línea tangente a la conicidad del mismo, medido sobre la línea perpendicular al eje del engranaje. Se le llama en el plano cero debido a que es el punto central u origen del mismo engranaje. (Ver Ec. II.6, Tabla II.4).

14. (Y_p). Coordenada en el eje Y del punto primitivo del piñon, se podrá observar tanto Y_p en la Fig. II.5, como X_p y Z_p . (Ver Ec. II.5-a, Tabla 4).

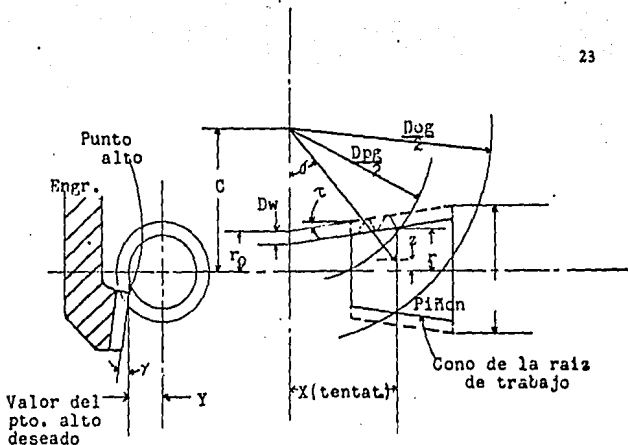


Fig. II.5 Punto alto del diente del Engranaje.

15. Z_p (PIÑON). Coordenada en el plano Z del punto primitivo del piñón. (Ver Ec. II.5-b. Tabla II.4).

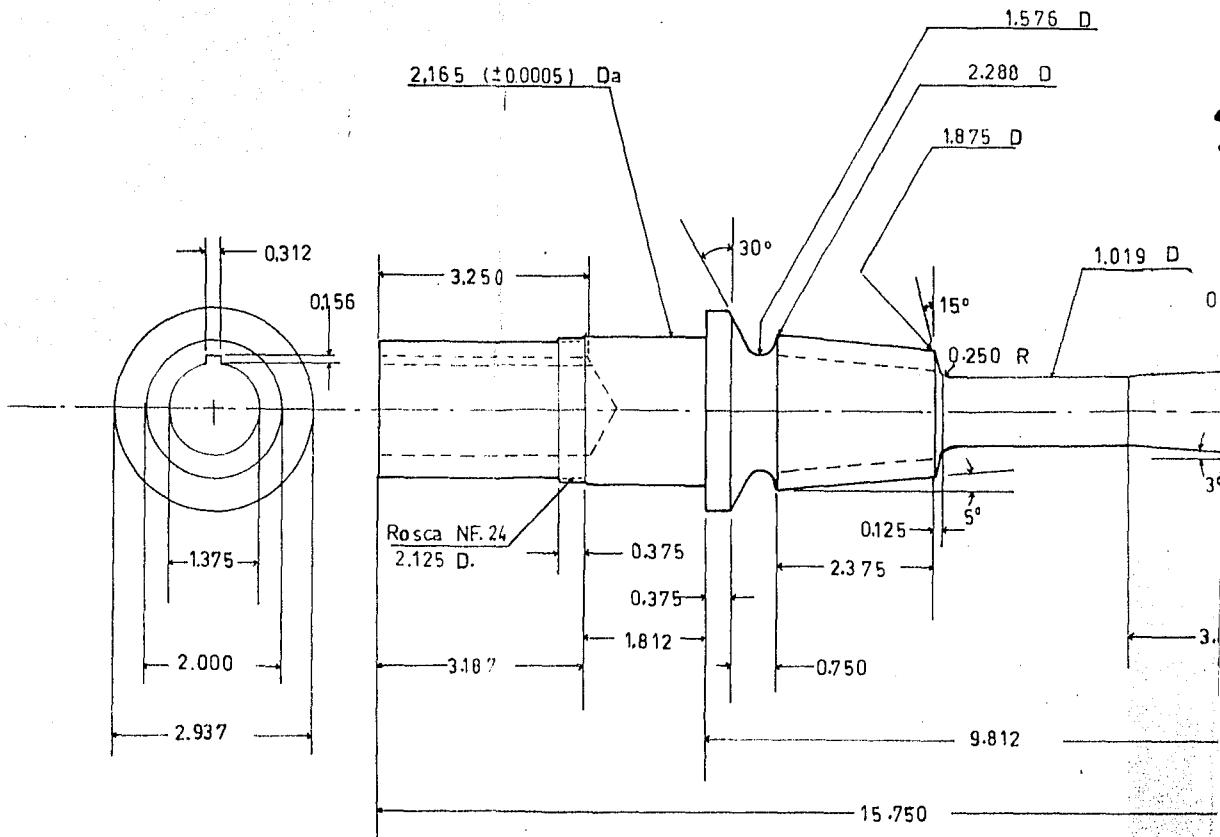
16. ANGULO LIMITE DE PRESION. ($\psi_2 L$) ENGRANAJE.

Una condición limitada de la acción conjugada de los dientes gobierna el ángulo máximo de presión. Una vez ya calculado el ángulo límite de presión se establece el ángulo de P. del lado alto, paso siguiente. (Como habíamos dicho anteriormente, los dientes tienen diferente ángulo de presión para cada lado).

El ángulo límite de presión se obtiene por medio de la Ec. II.10, Tabla II.4.

17. ANGULO DE PRESION (ψ_2') LADO ALTO DEL ENGRANAJE.

Este ángulo para la mayoría de los diseños, tiene un valor límite de 30° y depende de Y y $2 L$. Se puede obtener por medio de la Ec. II.10.a, Tabla II.4.

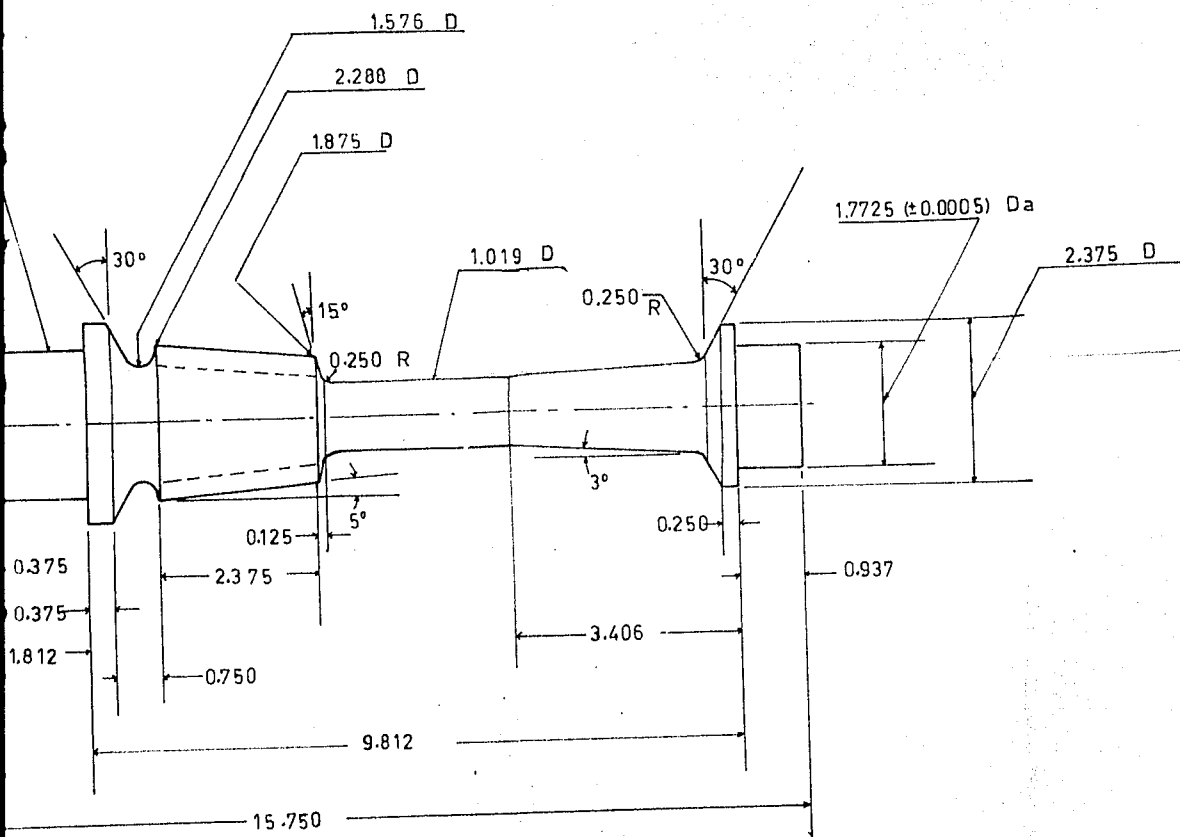


D: diametro, Da: diametro c/ajuste, R: radio

PIÑON ESPIROIDAL

Medidas en pulgs.

Escala 1:2



Rodamientos :
 Delantero (2) No. 30211
 Trasero (1) No. 209

1Plg.

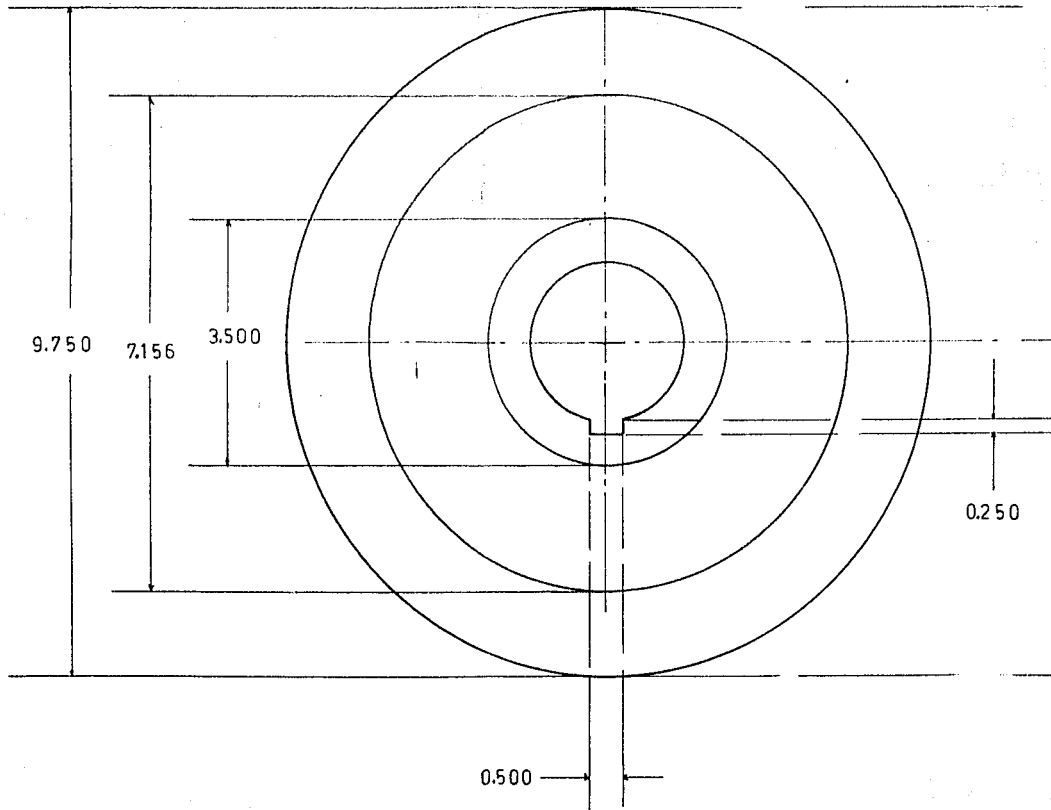
PIÑÓN ESPIROIDAL

UAG- Fac. de Ingenieria

Enero 1985

Jorge J. Romero Verduzco.

Fig.
 II. 6

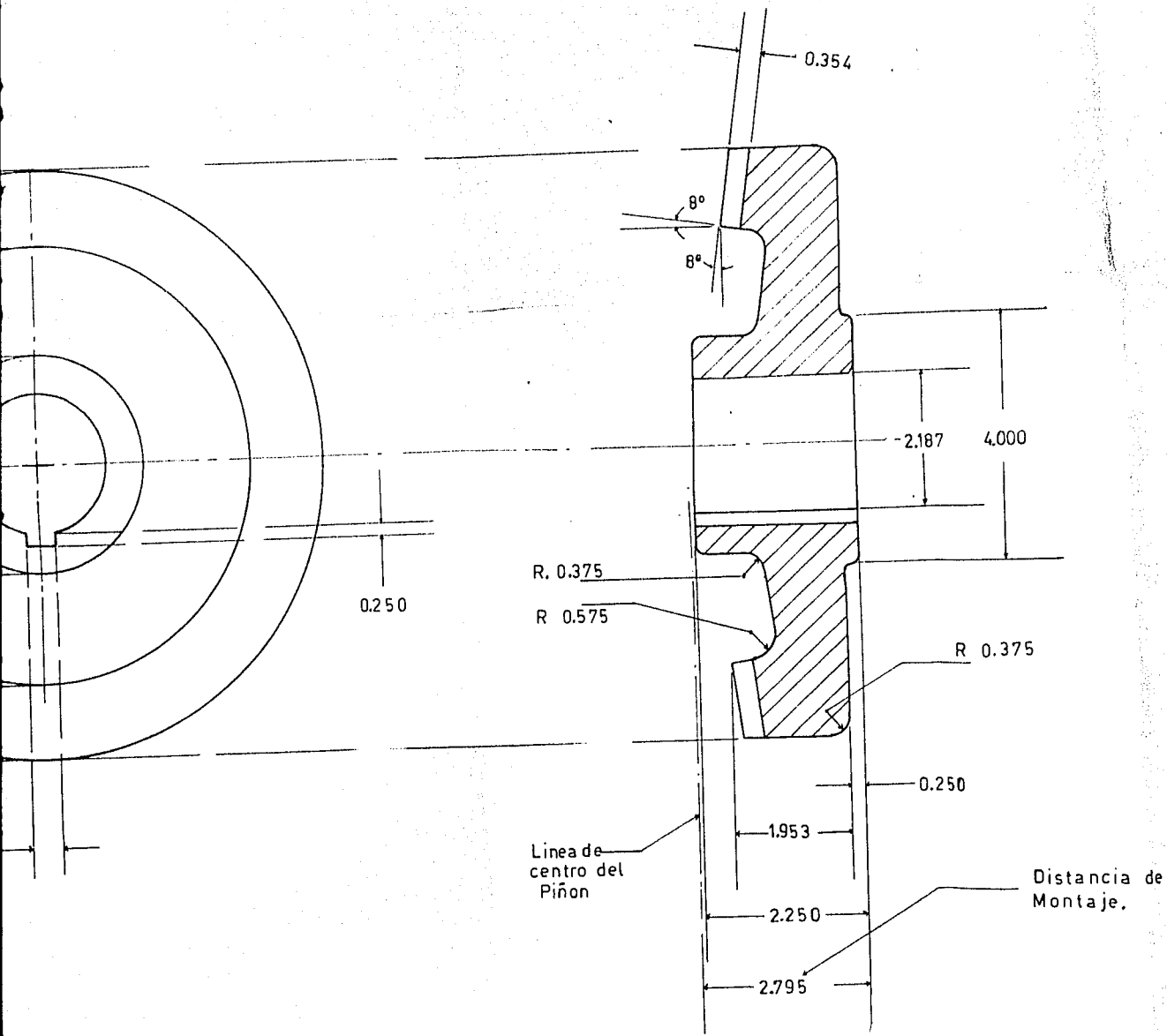


R. 0.375
R. 0.575

Línea de
centro d
Piñon

Medidas en pulgs.
Escala 1:2

ENGRANAJE ESPIROIDAL



1 Plg.

ENGRANAJE ESPIROIDAL

UAG.- Fac. de Ingenieria Enero 1985

Jorge J. Romero Verduzco.

Fig. II.7

18. ANGULO DE PRESION. (γ_2) LADO ALTO DEL ENGRANAJE.

Este ángulo es tomado de la Tabla II.2, se escoge para el engranaje y no debe ser menor que el ángulo $\gamma'2$.

19. ANGULO DE PRESION Y. (LADO BAJO).

Igualmente se selecciona para un γ_2 , corresponde un γ , (Ver Tabla II.2), el lado del diente al que corresponde el ángulo de presión del lado bajo, suele considerarse la parte activa o parte conductora; mientras que el ángulo de presión alto (los llamaremos lado alto y lado bajo), se considera como quieto por, así decirlo. (Ver Fig. II.2).

20. PROFUNDIDAD DE TRABAJO. (D_w). Altura efectiva del diente, Ver Ec. II.7. Tabla II.4).

21. PUNTO DE DIAMETRO DEL ENGRANAJE. (D_pG). Observando la Fig. II.5, se notará que este punto se localiza en la parte interior del diámetro del engranaje (esto es, la franja de los dientes del mismo) y está formado por la intersección de la parte alta de la conicidad del piñón y la parte intermedia del mismo D_pG , depende de la distancia entre centros, multiplicado por la constante $K = 2.2018$ ($D_pG = 2.2018 \times C$).

22.27. Los pasos del 22 al 27 en el ejemplo, establecen la posición exacta del piñón, con relación a la corona o engranaje. Ver Fig. II.5. Se establece una distancia x_3 determinada de prueba, como se ve en la Fig. y en el ejemplo, de igual forma se establecen valores, tanto para r como para z , si los valores no están de acuerdo con la ecuación ($0.5 D p G$), el paso 27 es el usado para mejorar el valor de x (ver ejemplo). En los pasos 23, 24 y 25, se encuentran las distancias de 4 , z y k' , comparándola con K'' , en el paso 26, como se ve en el ejemplo. El resultado final debe de estar dentro de un rango de $\pm 0.005''$.

28. DISTANCIA Y. Distancia del eje del piñón al punto más alto de los dientes de la corona. Ver ejemplo y Fig. II.5.

29. **rm PIÑON.** En el centro del plano del piñón y sobre el diente, se establecen rm ; en este punto, el ángulo del espiral y los ángulos de presión, también son establecidos.

30. **ANGULO DE ESPIRAL $M. (\lambda_m)$.** Se calcula este ángulo según fórmula en el plano medio, ver ejemplo.

31. **CHEQUEO DEL ANGULO DE PRESION.** El ángulo de presión del lado bajo se checa; en ángulo de presión de 10° , se usa solamente en ángulos espirales menores de 16° y un ángulo de presión de 15° es usado en ángulos espirales iguales o mayores de 16° .

32. **DIAMETROS EXTERIORES (Dop, Dog).**

En este paso encontramos el diámetro exterior del piñón y del engranaje; estos pueden calcularse con su tolerancia. Ver Fig. II.2 y ejemplo.

33. **LARGO DEL DENTADO DEL PIÑON. (Fp).** Esta distancia, como se podrá ver en la Fig. II.2, es el largo total del maquinado de las cuerdas del piñón.

34. **DISTANCIA DEL EJE DE LA CORONA.** Esta distancia controla la posición del piñón con relación al engranaje, estableciéndose de esta forma el montaje de ambas piezas. Ver ejemplo y Fig. II.2.

35. **DIAMETRO MAYOR DEL EJE DEL PIÑON (Dmp).** Esta medida es la máxima permisible para el eje del piñón y se calcula según la fórmula que se describe en el ejemplo.

36. **DIAMETRO MENOR DEL EJE DEL PIÑON. (Dmp).** De igual forma que el paso anterior. Ver ejemplo en su correspondiente al paso 36.

37. **PROFUNDIDAD NORMAL DE TRABAJO (Dn).** Esta es medida perpendicularmente sobre los dientes de c/u de los elementos.

38. CLARO (CLR). Distancia entre la profundidad total y la profundidad de trabajo, ver en el ejemplo su cálculo.

39. PROFUNDIDAD DE RAIZ. De igual forma que el paso anterior, ver ejemplo.

A continuación tenemos el ejemplo, paso a paso, de las proporciones de los dientes de los engranajes espiroidales (corona y piñón).

Cada uno de los pasos está numerado, correspondiendo la referencia a los datos y explicación que se dió anteriormente; además, está complementado con la nomenclatura del dato, miembro al que nos estamos refiriendo, (sea engranaje o piñón) y la ecuación o fórmula que se está utilizando; como datos principales, tenemos condiciones que establecemos según nuestras necesidades son: .C.P. * (Caballos de Potencia. H.P.).

Relación aprox. de 25:1.

* R.P.M. de entrada aprox. de 700.

En las Figs. II.6 y II.7, mostramos el piñón y el engranaje ya con los resultados obtenidos del ejemplo que se detalla a continuación.

REFERENCIA	MIEMBRO	No. REF.	SÍMBOLO	ECUACION	EJEMPLO.
Distancia entre Centros.	Ambos.	1	C		3.25"
Relación.	Ambos.	2	Mg	Ng/Np	25.5
No. de Dientes.	Engr.	3	Ng		51
	Piñón.	4	Np	Ng/Mg	2
Angulo de Conicidad.	Piñón.	5	τ		5°
Angulo Sigma.	Ambos.	6	σ_p		40°
Rel. Engr. Piñón en el círculo primitivo.	Ambos.	7	Rg/Rp	De la Fig. II.3.	3.96
		8	ϕ	$\text{sen } \phi_p = \frac{\tan \tau}{\tan \sigma_p}$	0.104265
Si se usan proporciones estándar =					
0.104265 = 5.9848					
Radio primitivo del Piñón.	Piñón.	9	Rp	$\frac{C}{\text{sen } \phi_p + (Rg/Rp)}$	3.25
				$\frac{C}{\text{cos } \sigma_p}$	0.104265 + 3.96 (0.766)
Si se usan proporciones estándar:					
$\frac{C}{0.104265 + (Rg/Rp) 0.766} = 1.0357"$					

REFERENCIA	MIEMBRO	No. REF.	SIMBOLO	ECUACION	EJEMPLO.
Radio Prim. del Eng.	Engr.	10	Rg	Rp (Rg/Rp)	1.0357 x 3.96 = 4.1016
Avance cónico.	Piñón.	11	L	$\frac{2 (\pi R_g \cos \phi_p)}{M_g - (R_g/R_p) \operatorname{sen} \phi_p}$ Si se usan proporciones estándar: $\frac{4.8132 R_g}{M_g - (R_g/R_p) 0.639}$	= 0.8595"
Coordenada en X en el pto. primitivo.	Piñón.	12	Xp	$R_g \operatorname{sen} \phi_p$ Si se usan proporciones estándar: $R_g \times 0.6425$	4.1016 x 0.6425 = 2.6364
Radio prim. del Piñón en el plano cero.	Piñón.	13	r _o	$R_p - X_p \tan \tau$ Si se usan proporciones estándar: $R_p - 0.0874 X_p$	1.0357 - (2.6364 x 0.8748) = 0.8051".
Coord. en Y, en el pto. primitivo.	Piñón.	14	Yp	Rp cos φ p	1.0357 x 0.99 = 1.03575

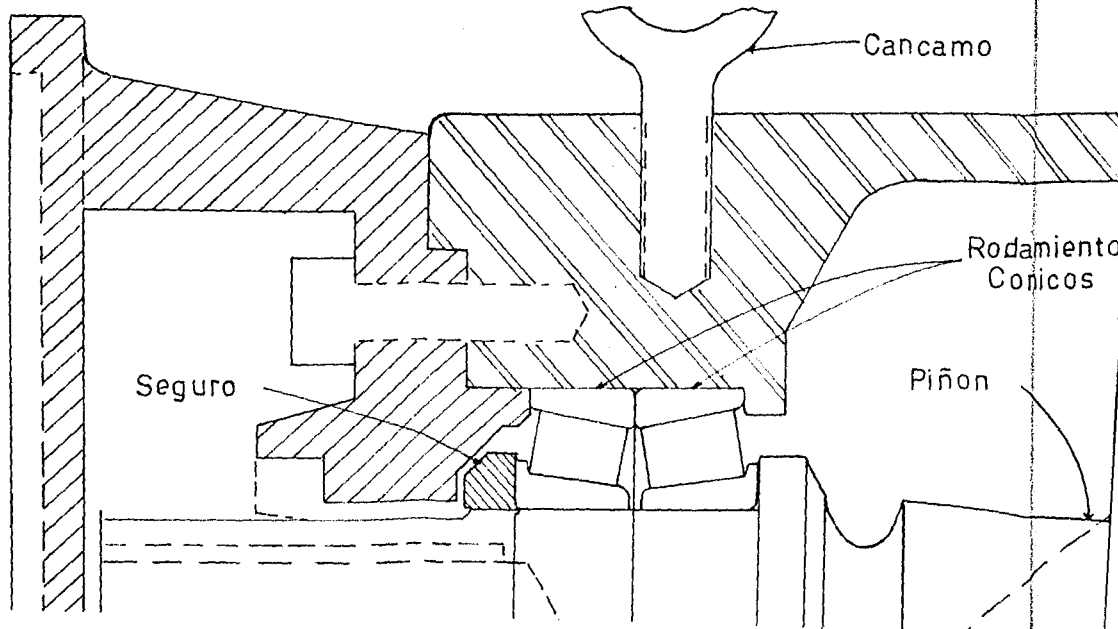
REFERENCIA	MIEMBRO	Nº. REF.	SÍMBOLO	ECUACION	EJEMPLO.
Coord. en Z, en el pto. primitivo.	Piñón.	15	Zp	Rp sen δ_p	1.0357 x 0.104265 = 0.108
Angulo límite de Presión.	Engr.	16	$\psi_2 L$	$\tan^{-1} \left(\frac{R_p + \frac{C_{zp}}{R_p (M_g - p - X_p)}}{X_p} \right)$	$\frac{1.0357/2.6364 + 3.25 \times 0.108}{1.035 (25.5 \times 1.035 - 2.636400)}$ $L = \tan^{-1} (0.4071) = 22.15^\circ$
Angulo de Presión en el lado alto. (Límite).	Engr.	17	ψ_2'	$\geq \psi_2 L + 5^\circ$ Si es mayor de 35° , seleccionar un valor mayor para R_g/R_p y - repítanse pasos 9 al 17)	$= 22.15 + 5 = 27.15^\circ$ (No excede el límite).
Angulo de Presión.	L. Alto. Engr.	18	ψ_2	Se selecciona de la Tabla II.1 (2').	= 30°
Angulo de Presión.	L. Alto. Engr.	19	ψ_1	Se selecciona de la Tabla II.1.	= 10°
Profundidad de Trabajo.	Piñón.	20	Dw	$\frac{0.6 (L/N_p) \sec T}{\frac{\sin \psi_1 + \sin \psi_2}{\cos (\psi_1 + \psi_2 - T)}}$	$\frac{0.82341 (0.8595)}{2}$
				Si: $T = 5^\circ$; $\psi_2 = 10^\circ$ y $\psi_2 = 30^\circ$, Entonces:	
				0.83241 (L/Np).	= 0.35386"

REFERENCIA	MIEMBRO	No. REF.	SIMBOLO	ECUACION	EJEMPLO.
				$Sl; \tau = 5^\circ, \psi_1 = 15^\circ \text{ y}$ $\psi_2 = 35^\circ, \text{ entonces:}$ $0.64228 (L/Np).$	
Diámetro del pro. del engranaje.	Engr.	21	Dpg	2.208 C	$= 2.2018 \times 3.25 = 7.1558''$
Distancia en el plano medio.	Piñón.	22	X	0.52 C	$0.52 \times 3.25. \quad X_1 = 1.69$ $X_2 = 1.7043$
Radio de raíz en el plano medio.	Piñón.	23	r	$ro - Dw + X \tan \tau = 0.8051 - 0.3538 + 1.69$ (0.874) $r_1 = 0.599. \quad r_3 = 0.60003$	
	Piñón.	24	Z	C	3.25 $1 + (X/r \tan \tau) \quad 1 + \frac{1.69}{0.599 \times 0.08748}$ $Z_1 = 0.0977. \quad Z_3 = 0.09718$
	Piñón.	25	k'	$(C - z)^2 + X^2$	$(3.25 - 0.00977)^2 + (1.69)^2$ $k' = 12.7927. \quad k_3 = 12.8015$

REFERENCIA	MIEMBRO	No. REF.	SIMBOLO	ECUACION	EJEMPLO.
	Engr.	26	k''	$(DpG/2)^2$ k'' debe aprox. $\pm 0.005''$ a k' , si no, calcular X_2 en el paso 27 y usarlo en lugar de X en los pasos del 22 al 26. Repetir hasta que $k'' = k'$ $\pm 0.005''$	$(7.1558/2)^2$ $k'' = 12.801''$ $k'' - k' = 0.009''$. Ir a p. 27 $k'' - k_3 = 0.0005$. Pasar di- rectamente al paso 28.
Distancia Y.	Engr.	27 28	X_2 Y	$(k_2 - (C - Z)^2)^{1/2}$ Usando los valo- res finales de r , y Z (pasos 23 y 24). $(r^2 - Z^2)^{1/2}$	$12.801 - (3.25 - 0.0977)^2)^{1/2}$ $X_2 = 1.6924$, $X_3 = 1.7043$ $(0.6003)^2 - (0.09718)^2)^{1/2}$ $Y = 0.59238$
Radio Medio.	Piñón.	29	rm	Usando los valo- res de X en los pasos 22 y 27 $r_o X \tan \tau - Dw/2$	$0.805 + (1.704 \times 0.087) -$ 0.17693 . $rm = 0.77728$

REFERENCIA	MIEMBRO	No. REF.	SIMBOLO	ECUACION	EJEMPLO.
Angulo de Espiral.	Piñón.	30	λ_m	$\tan^{-1} \frac{L \sec \tau}{2 \pi r_m}$	$= \frac{0.8595 \times 1.00319}{6.2831 \times 0.77728} \tan^{-1}$ (0.1766) arc tan, = 10.01°
Chequeo del ángulo de presión.	Piñón.	31	ψ_1	Si λ_m menor de 16°, $\psi_1 = 10^\circ$. Si λ_m mayor o igual 16°. $\psi_1 = 15^\circ$. Corregir ψ_1 en paso 19 y ψ_2 en paso 18 y repíntanse pasos 20 al 30.	= 10.01 menor que 16° Por lo tanto. $\psi_1 = 10^\circ$ (Checa).
Diámetro Exterior.	Piñón.	32	Dop	$2(r_o + 0.1043C)$	= 2 (0.8051 + 0.1043 x 3.25) = 2.2
	Engr.		Dog	3 C	= 3 x 3.25 = 9.75
Largo de dentado					
Piñón.	Piñón.	33	Fp	0.7308 C	= 0.7308 x 3.25 = 2.375.
Dit. al eje del Engr.	Piñón.	34		1.1923 C	= 1.1923 x 3.25 = 3.8749
Diám. mayor del eje.	Piñón.	35	DMp	$(0.632 C)^{0.833}$ - 0.034 C.	= $(0.632 \times 3.25)^{0.833}$ - 0.034 x 3.25 = 1.576

REFERENCIA	MIEMBRO	No. REF.	SIMBOLO	ECUACION	EJEMPLO.
Diám. menor del eje.	Piñón.	36	Dmp	$(0.382 C)^{0.833}$	$= (0.382 \times 3.25)^{0.833} = 1.09$
Porf. normal de Trabajo.		37	Dn	$Dw \cos \gamma$ Si se usan proporciones estándar; $Dw = 0.996195$.	$= 0.35386 \times 0.996195 = 0.3525$
Claro.		38	CLR	$0.07 (L/Np) + 0.002$	$= 0.07 \frac{0.85952}{2} + 0.002 = 0.032$
Prof. de raíz.		39		$L/(5/Np)$	$= 0.85952/(5 \times 2) = 0.086$



Cancamo

Rodamiento
Conicos

Piñon

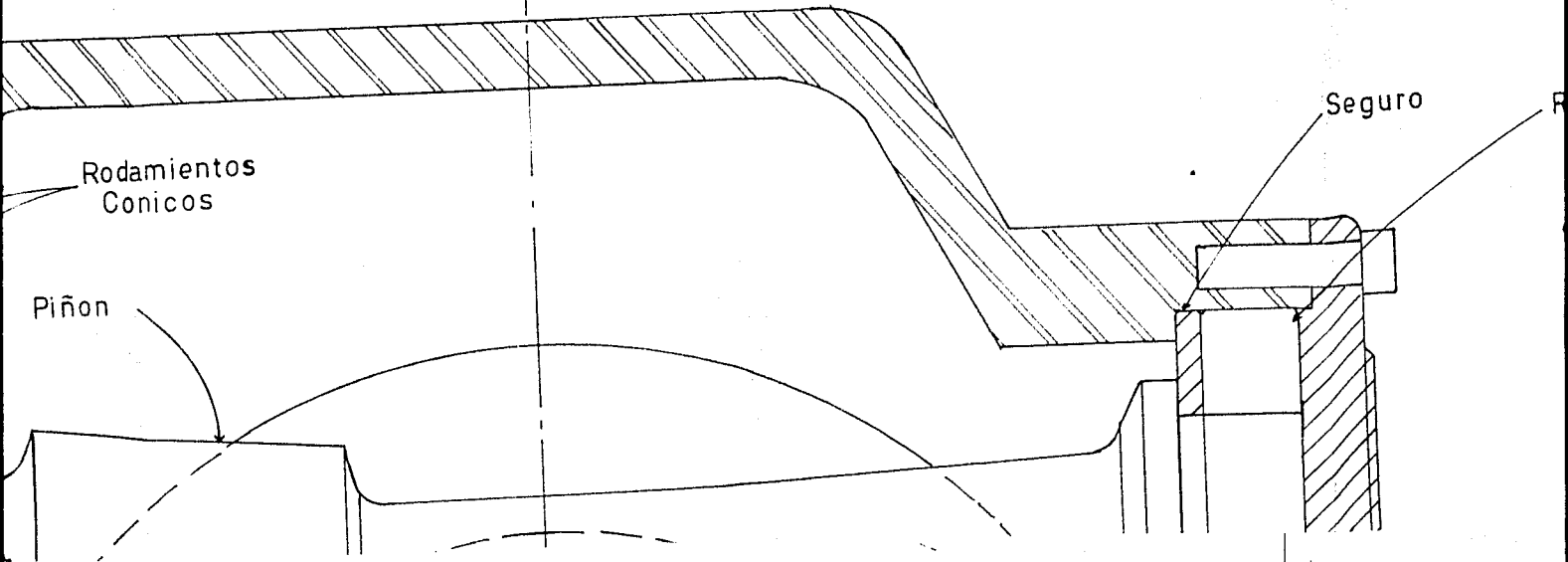
Seguro

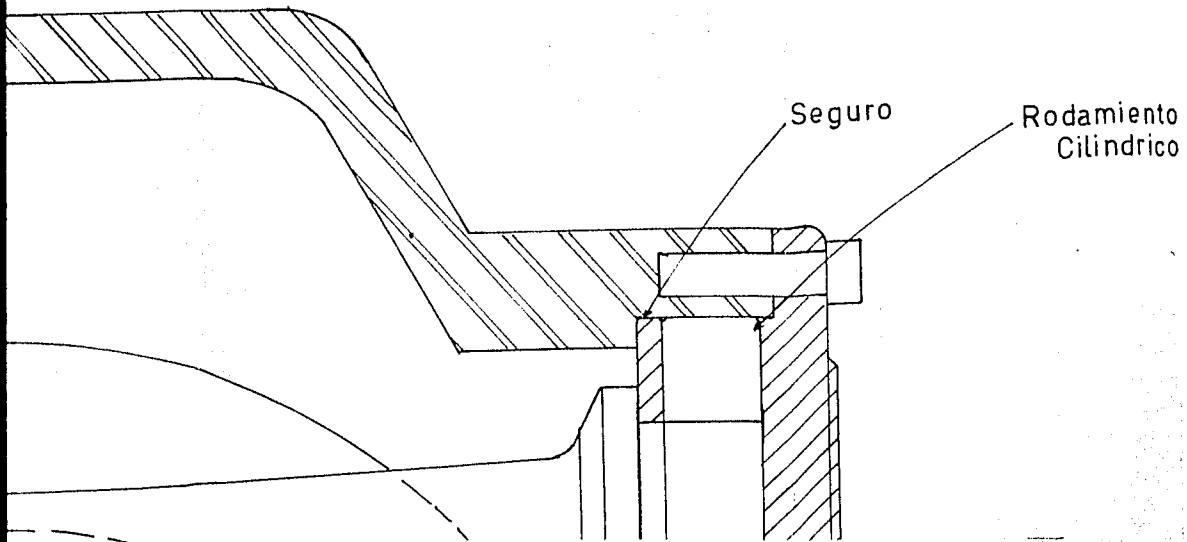
ncamo

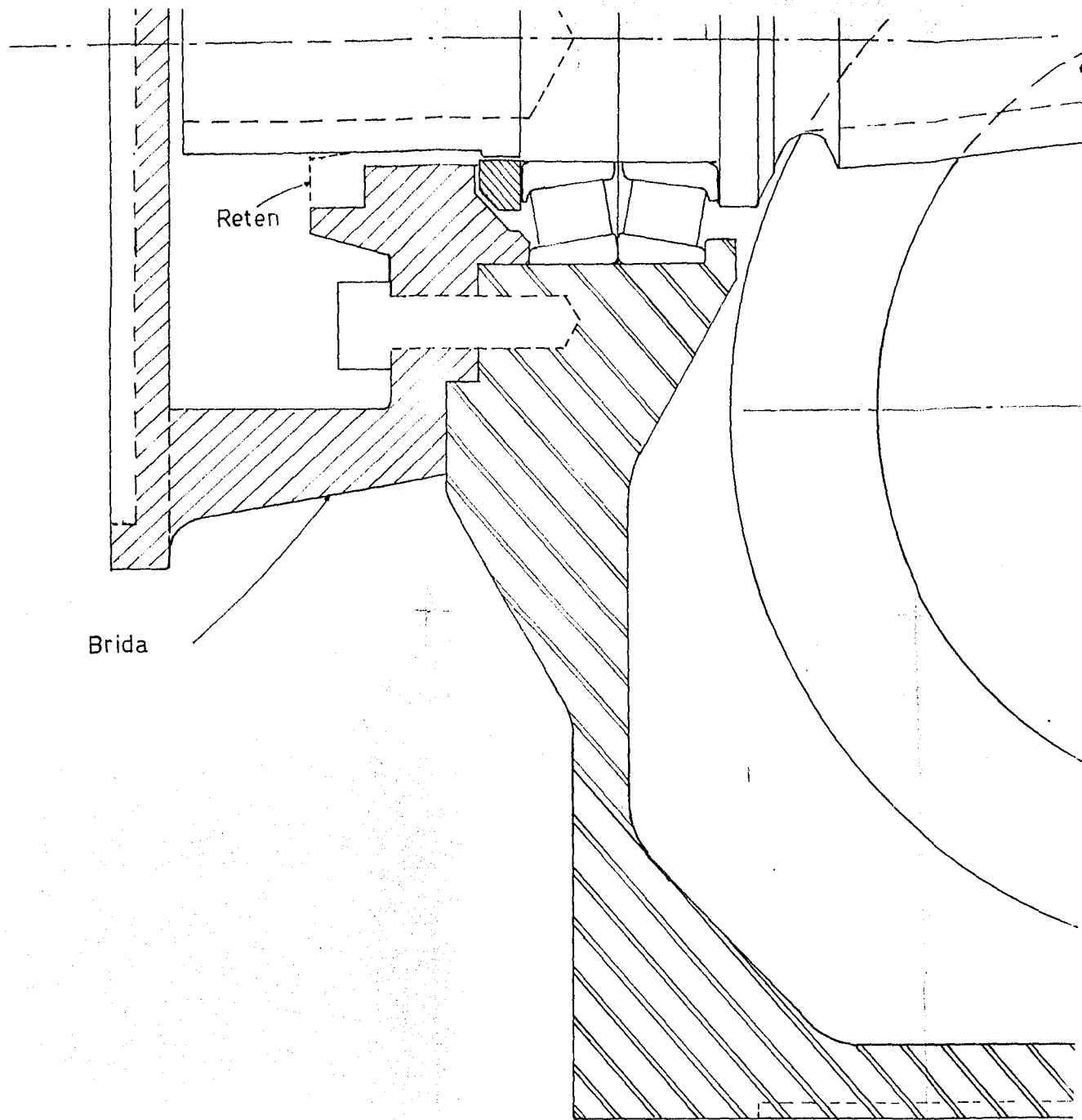
Rodamientos
Conicos

Piñon

Seguro

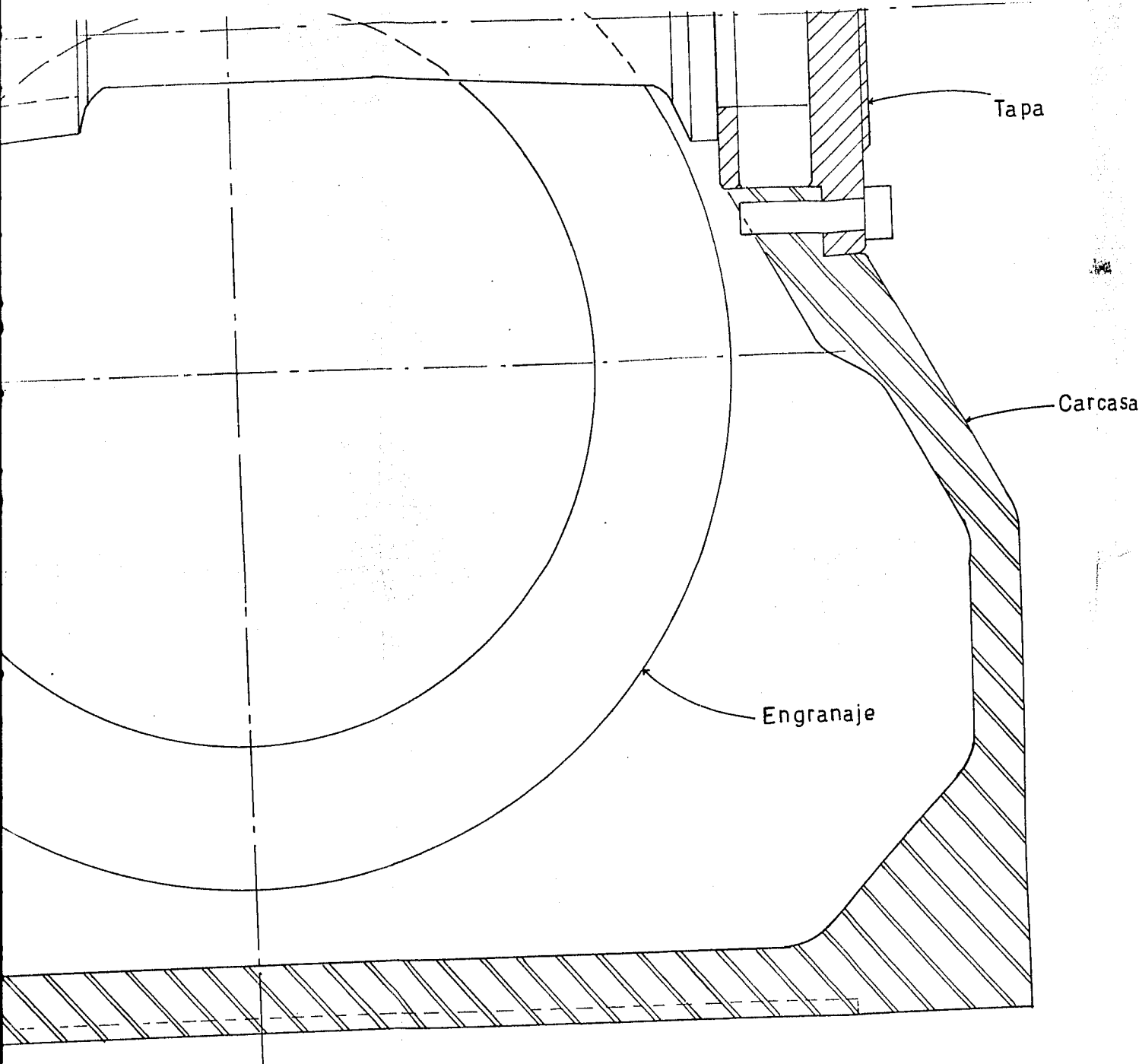






Motorreductor y su

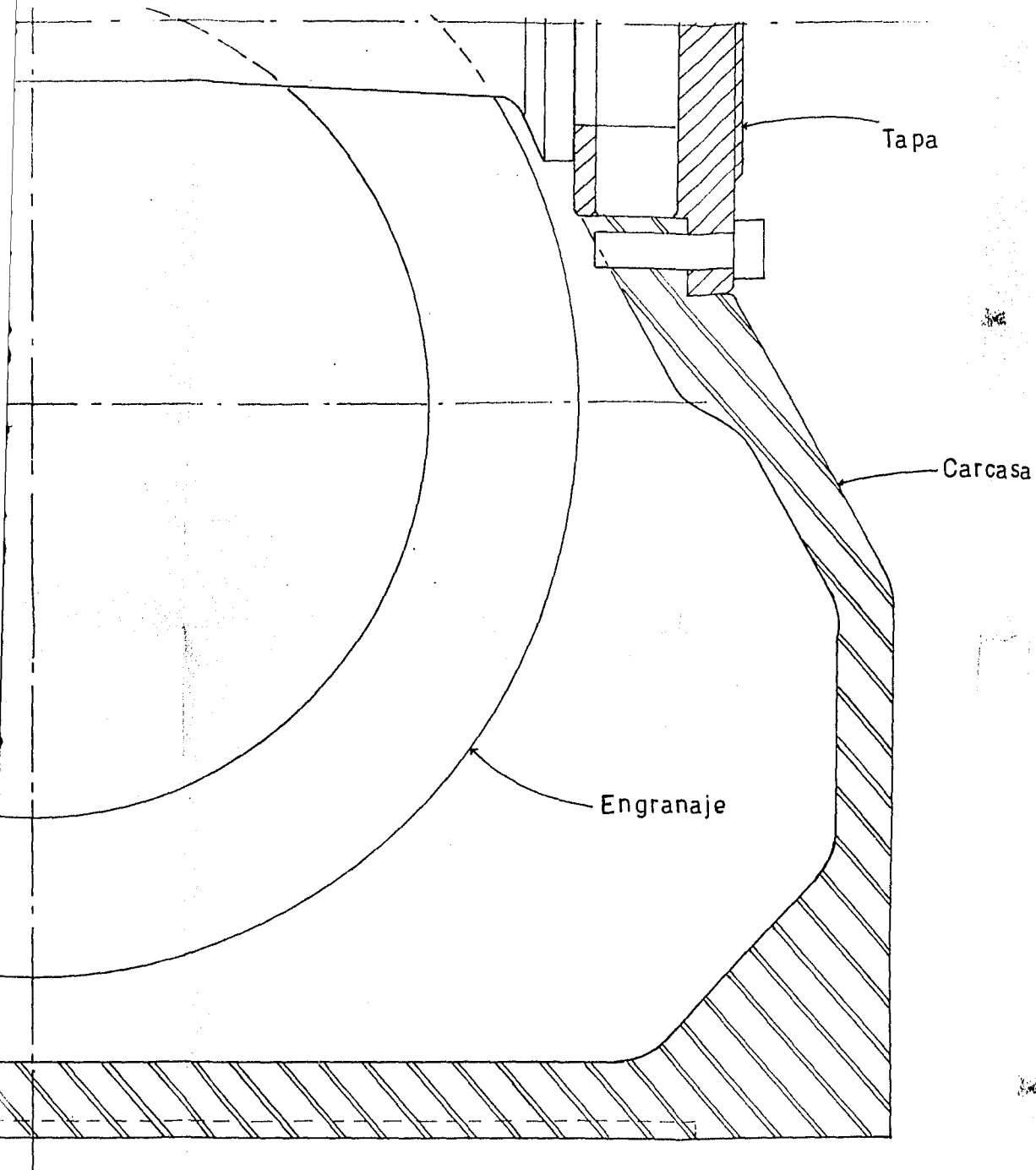
Escala 1:1



y sus partes.
(corte longitudinal)

U.A.G.- Fac. de Ingenieria - Enero 1985
Jorge J. Romero Verduzco

Fig



1 Plg.

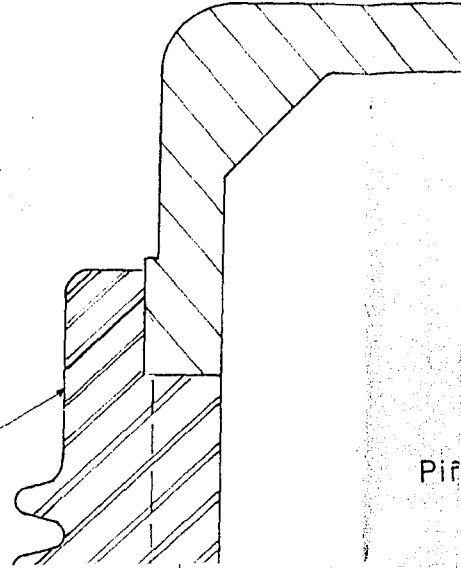
ongitudinal)

U.A.G.- Fac. de Ingenieria - Enero 1985

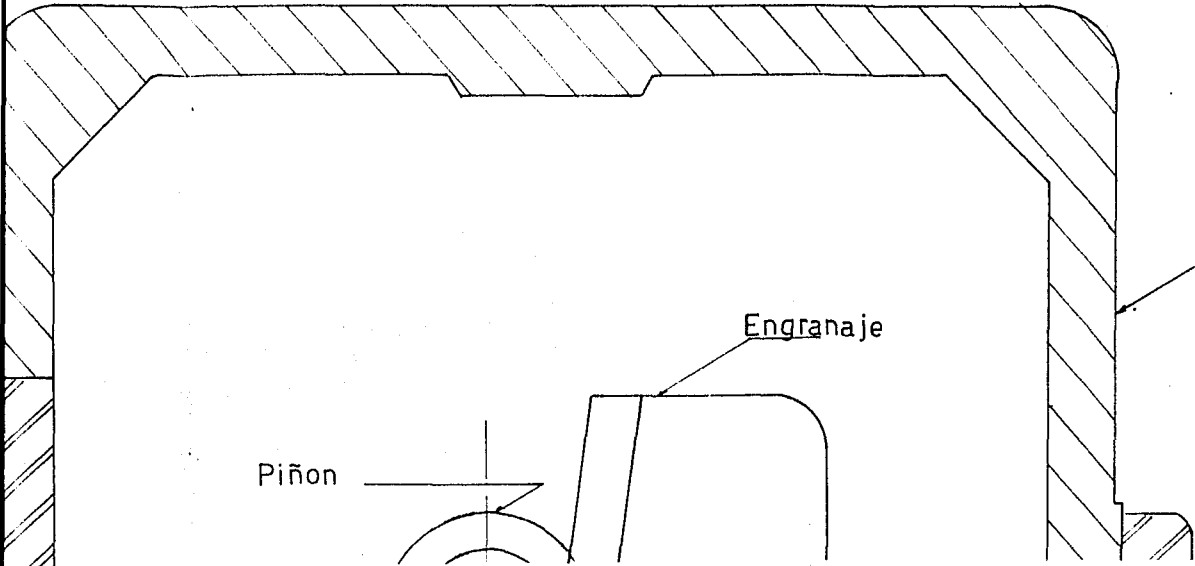
Jorge J. Romero Verduzco

Fig. III.3

Tapa



Pipa

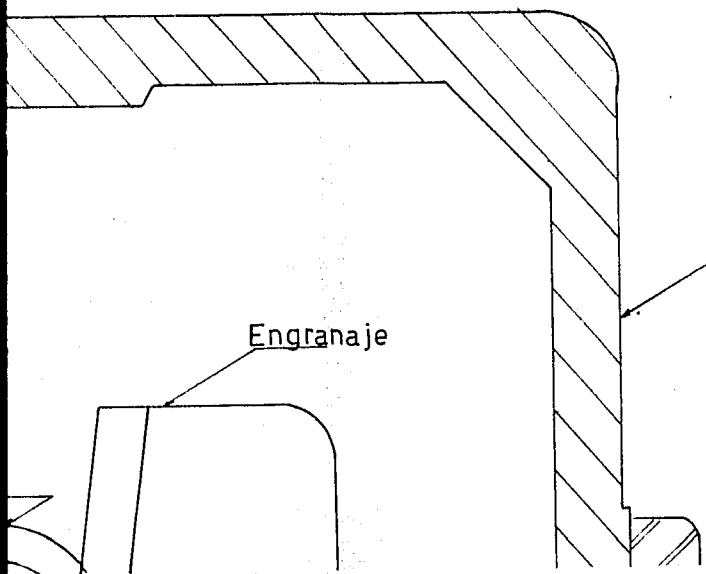


Carcasa

Engranaje

Piñon

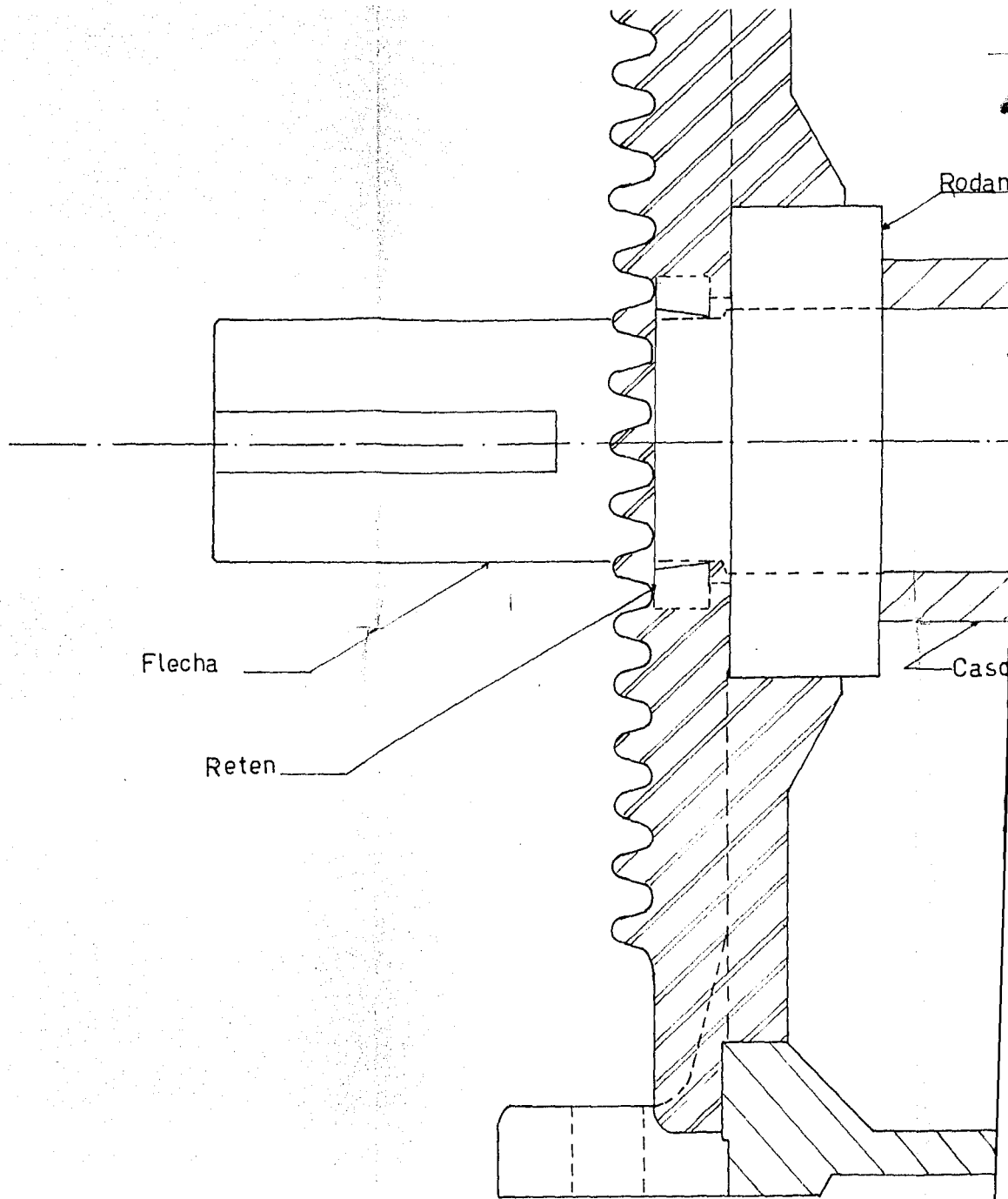
Tapa



Engranaje

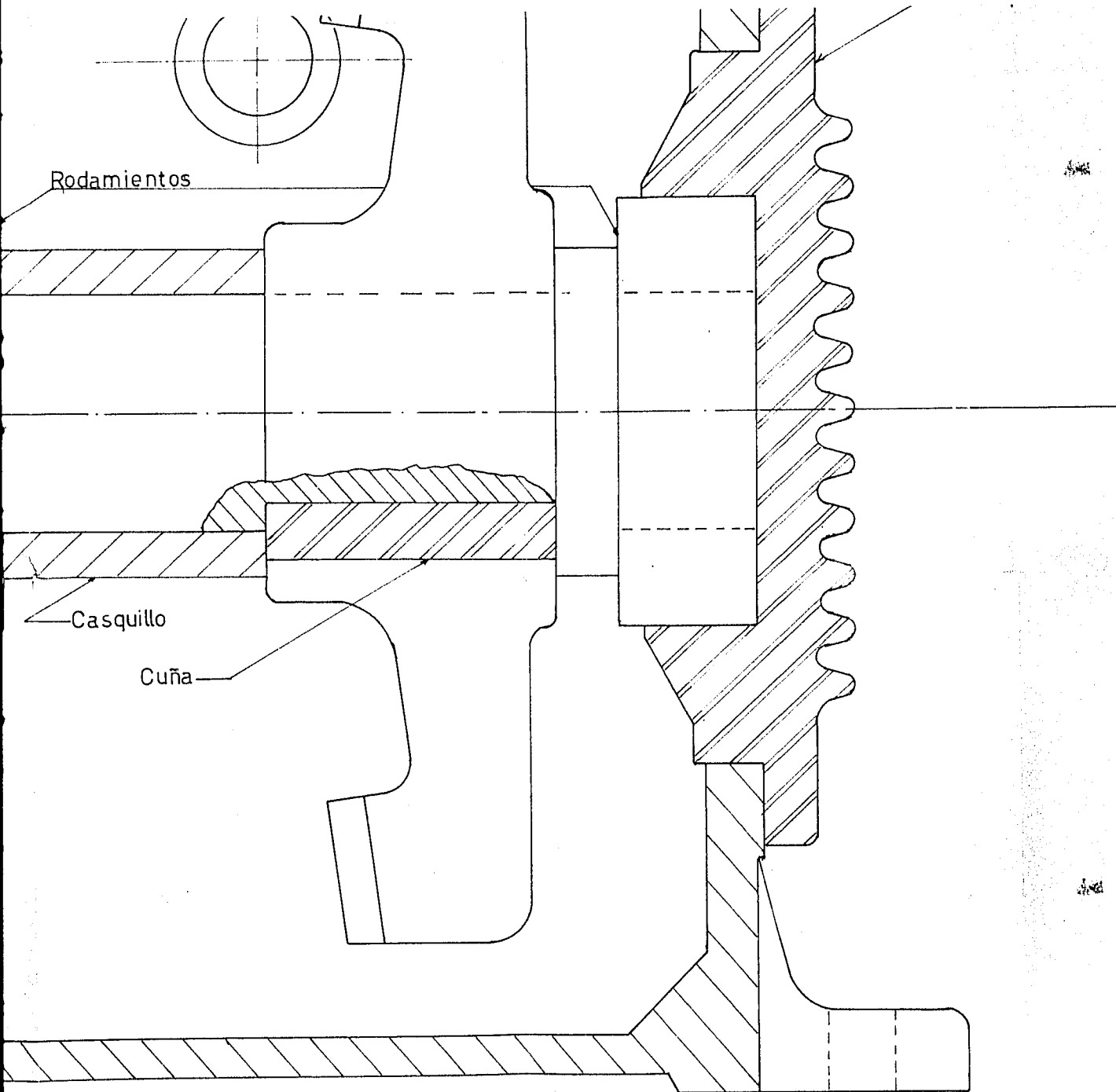
Carcasa

Tapa



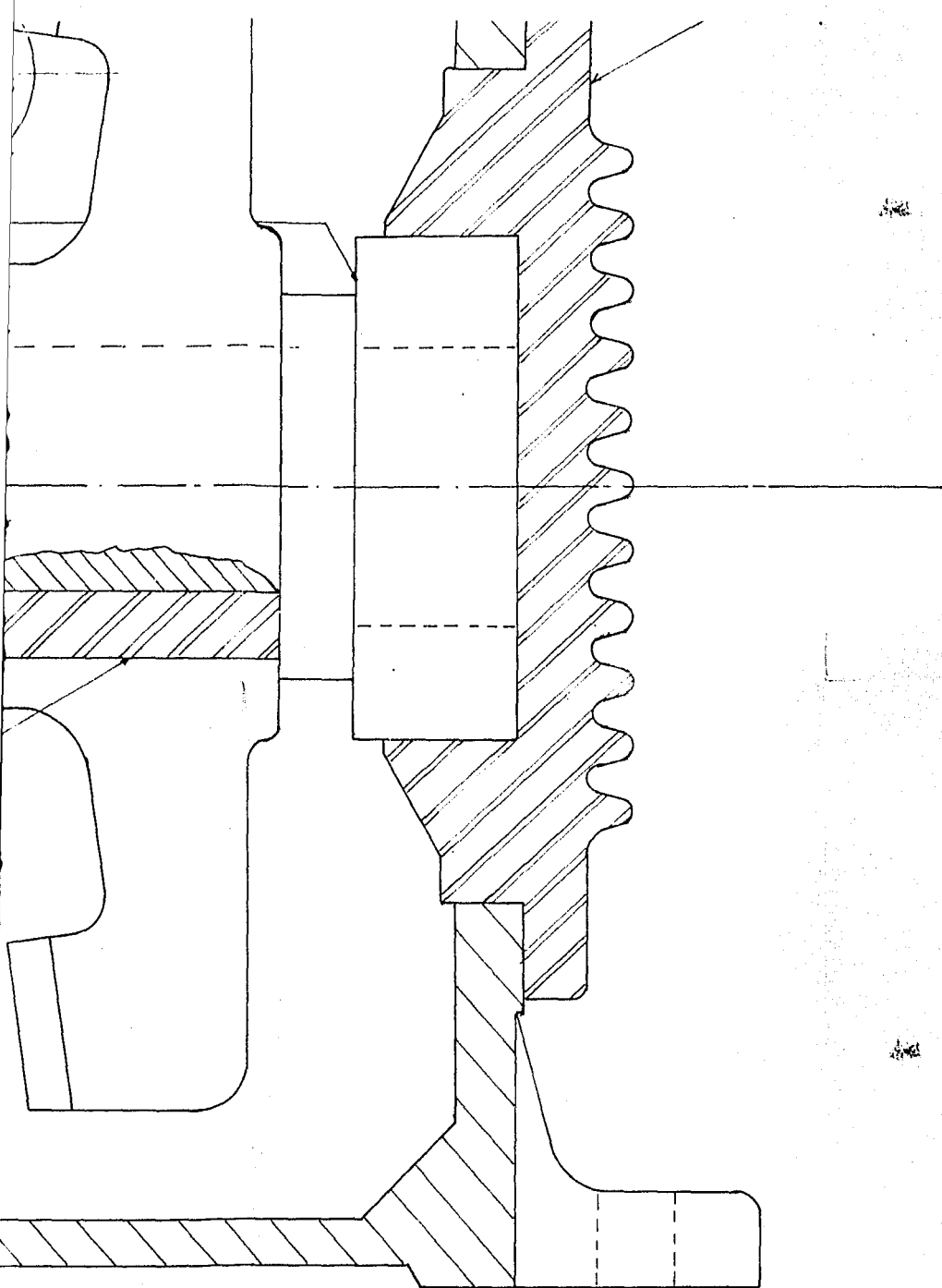
Motorreductor

Escala 1:1



Reductor y sus partes
(corte lateral)

UAG-Fac. de Ingeniería - Enero - 1985
Jorge J. Romero Verduzco.

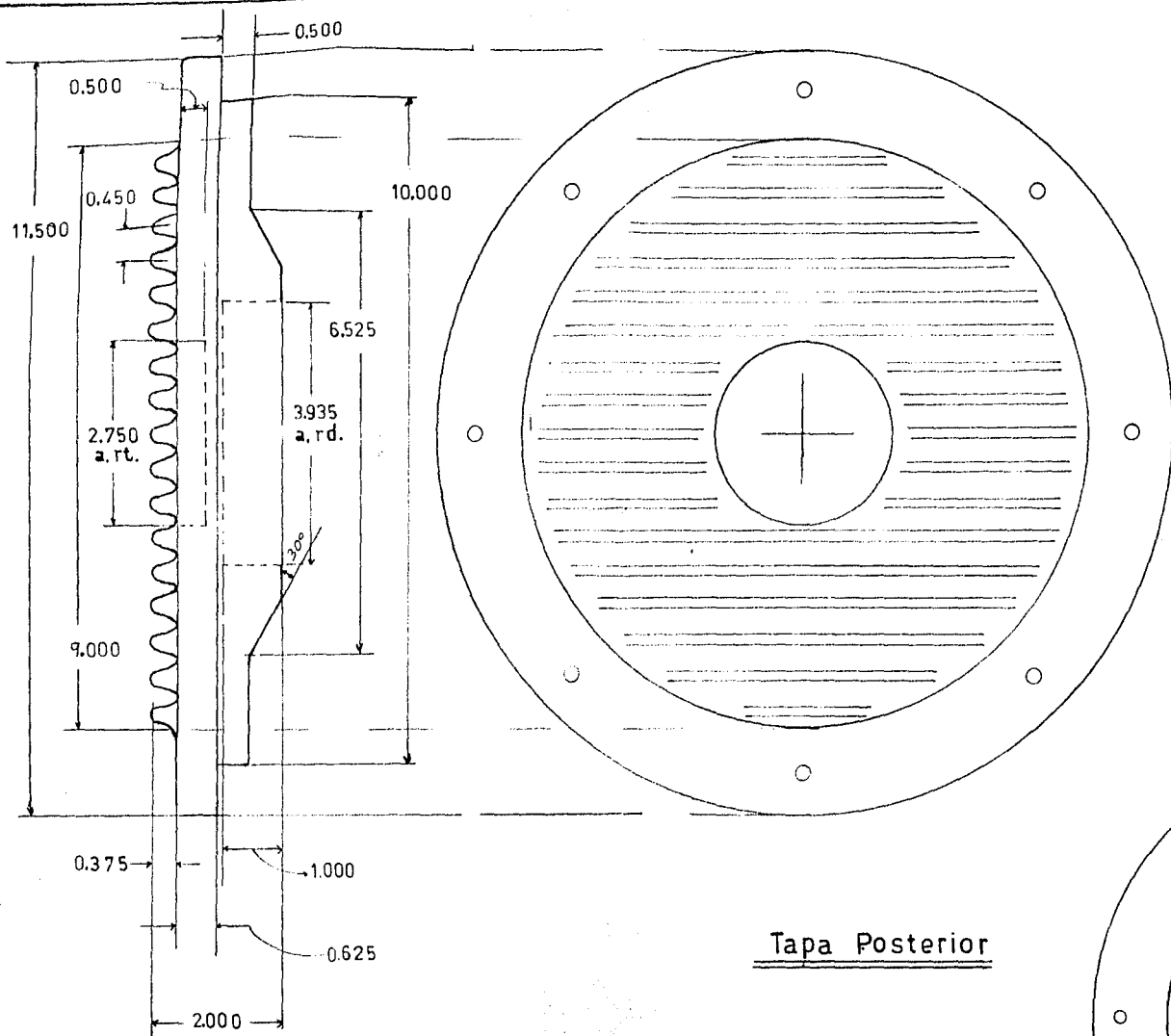


1 pág.

es
(corte lateral)

UAG- Fac. de Ingeniería - Enero - 1985
Jorge J. Romero Verduzco.

Fig. III. 4



Tapa Posterior

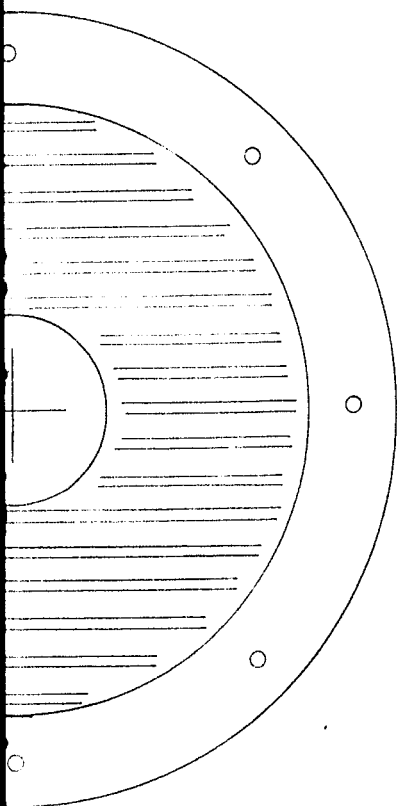
1 Plg.

a: ajuste, rt: de reten, rd: de rodamiento.

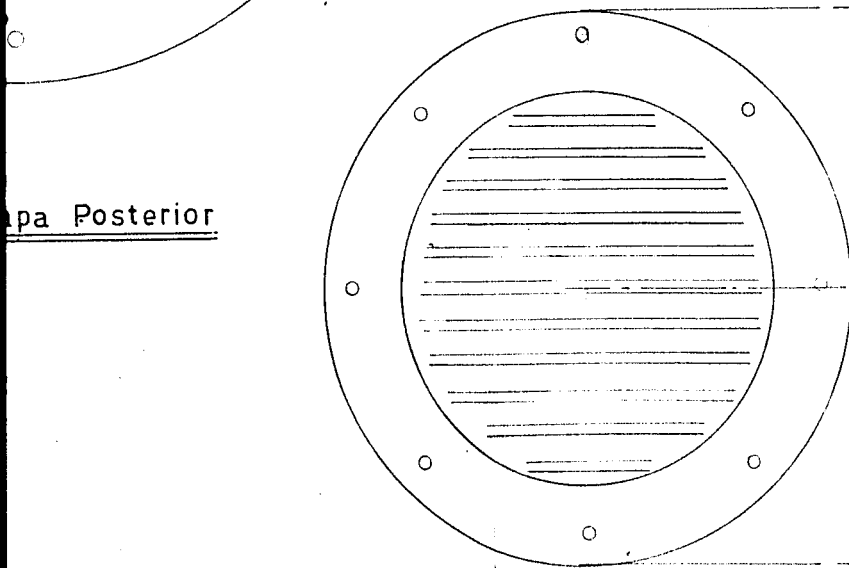
Dimensiones en pulgs.

Escala 1:2

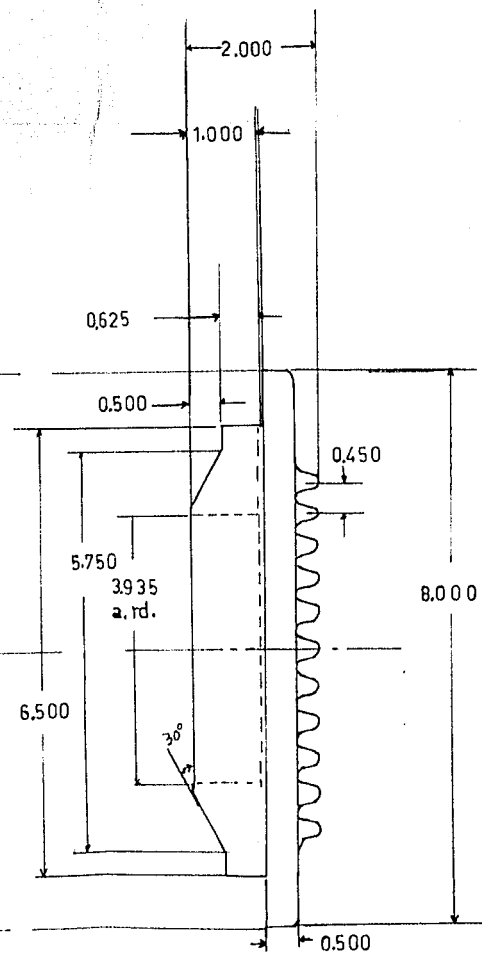
TAPAS DELANTERA Y
POSTERIOR.



Tapa Delantera



Tapa Posterior



PAS DELANTERA Y
POSTERIOR.

UAG.- Facultad de Ingenieria- Enero 1985

Jorge J. Romero Verduzco.

Fig. III.5

CAPITULO III

CARCASA

CARCASA.

Nuestra unidad se compone de tres partes principales, que son: Motor, Carcasa y Acoplamiento; éste último tiene el fin de unir mutuamente el motor y la carcasa. El motor, por razones obvias, no es tema de estudio en este trabajo, sin embargo, al final de este capítulo detallaremos los datos y características del mismo; y con relación a los acoplamientos los estudiaremos muy ampliamente en el capítulo siguiente.

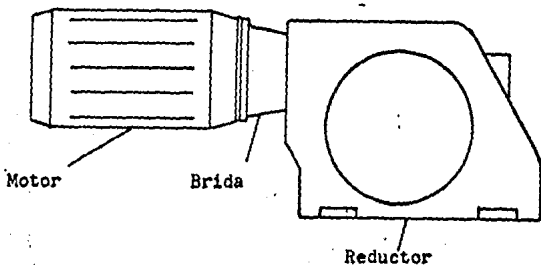


FIGURA III.1.

La carcasa es en sí una caja conteniendo a los engranajes (Piñón y Engranajes Espiroidal), conjuntamente con baleros, tapas, seguros, retenes y demás piezas que de alguna forma tienen una función determinada; posterior-

mente en este mismo capítulo, detallaremos todas y cada una de estas piezas.

Para el diseño de este compartimiento, existen varios puntos que tomamos en consideración; las dimensiones de la carcasa dependen directamente de los parámetros y características de los engranajes.

Su construcción debe tener rigidez; facilidad de maquinado, de montaje y de mantenimiento; también la capacidad de enfriamiento del lubricante y de la carcasa misma; el espacio a ocupar y los materiales que deben de utilizarse, para su fabricación, fueron tomados en cuenta; en otras palabras, cada una de las necesidades fueron las bases o claves para el diseño de nuestra carcasa.

Con relación al espacio a ocupar de este mecanismo; esto es, una característica propia de los engranajes espiroidales, ya que sus dimensiones son menores que otros sistemas y además, la alta relación de velocidad entre piñón y engranaje, equivale a otro sistema en el que se tendrían que usar hasta tres trenes de engranes; es decir, seis engranes, esto incrementa el costo y por lo tanto, el espacio a ocupar.

Esta carcasa se puede fabricar en fierro dulce; placas debidamente bien soldadas, pero es lógico pensar que un buen diseño exterior es fortuito para su agrado y reconocimiento; por lo tanto, hemos considerado su fabricación en fierro colado (también conocido como fierro vaciado o fierro gris);

teniendo de esta forma un mejor diseño exterior e interior; a fin de que pueda fabricarse con este tipo de material, es necesario un conjunto de modelos hechos de antemano en madera, con el objeto de que estos sirvan de moldes. .

Este sistema de fundición en hierro colado es el indicado para una fabricación continua de cualquier pieza.

En nuestro caso, hemos considerado a nuestra carcasa o mejor decirlo a nuestro Motorreductor, como un mecanismo de fabricación constante. En la Fig. III.1, se muestran las partes principales de que se compone el Motorreductor. En la Fig. III.2, mostramos nuestro diseño en un dibujo isométrico, a fin de que se tenga una mejor idea del mismo.

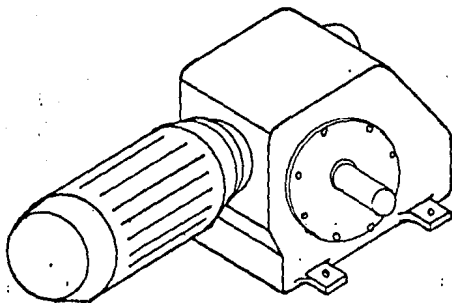


FIGURA III.2. DIBUJO ISOMETRICO DEL MOTORREDUCTOR.

La caja o carcasa tiene varias funciones, como son: soporte a los engranajes y forma un recipiente para el aceite, además, soporta al motor por medio de un acomplamiento. En ella están también incluidas otras piezas las cuales tienen una función específica. En la Fig. III.3, tenemos un corte de nuestra unidad; en éste se podrá observar a casi todos los elementos que la forman.

El Piñón que es el receptor de la fuerza motriz, está totalmente embalado; en la parte delantera tiene dos baleros o rodamientos de rodillos cónicos, opuestos entre sí, con el objeto de soportar las cargas axiales y radiales, en cualquiera de los dos sentidos, que se suscitan a causa de la generación de fuerza. En su parte posterior, un sólo rodamiento lo consideramos como suficiente. (Ver Fig. III.3). Este es de rodillos cilíndricos, a fin de que tenga mayor rigidez dicho piñón.

Los rodamientos de rodillos cónicos son los que están junto al acoplamiento; están fijados en sus tasas o pistas exteriores, por un lado, por la misma brida y por el otro, por la carcasa y sus partes interiores o conos, están posicionados por el saliente o apoyo del piñón y un seguro roscado sobre el eje del mismo. El rodamiento posterior del piñón, está fijo por una rondana de ajuste y la tapa posterior fijada en la misma carcasa por medio de tornillos. La carcasa soporta también a la corona o engranaje por medio de dos tapas que están fijas a ambos costados de la caja. El eje de la corona va apoyado en rodamientos de dos hileras de bolas, con contacto angular; estos rodamientos van sujetos por las dos tapas, como se puede observar en la Fig. III.4, las tapas van sujetas a la carcasa por medio de tornillos.

La corona o engranaje, va soportada por un eje o flecha y fijada por medio de una cuña o chaveta del tipo Pratt and Whitney (conocida comúnmente como cuñero de caja), que le permite el arrastre o tracción del mismo eje; y queda, el engranaje, inmóvil lateralmente por un casquillo: el cual sirve de ajuste entre el balero de la tapa delantera y la misma corona. (Ver Fig. III.4).

Con relación a las tapas, las hemos diseñado en base al ensamble y mantenimiento del mecanismo; la tapa delantera, que es la que va en el lado de la flecha de salida, es más grande que la tapa posterior, con el objeto de que por ese lado, se introduzca a la carcasa la corona y se coloque en la posición correcta.

Estas tapas, junto con la tapa posterior del piñón y la brida, también son hechas de hierro gris y el maquinado de estas partes y de la carcasa, se detallará plenamente en el capítulo de Fabricación. (Cap. VI).

La tapa delantera, además de servir de apoyo al eje de la corona, aloja a un retén, el cual impide que el lubricante se salga al estar girando este eje; ambas tapas en su parte exterior, tienen en toda su área aletas o venas de enfriamiento; esto es para que se disipe el calor que se genera al estar en funcionamiento el motorreductor. (Ver Figura III.5).

La carcasa tiene cuatro salientes o partes con las cuales puede fijarse o anclarse (estas se conocen comunmente como patas); y puede colocarse en cualquier posición. En la Figura III.6, se detallan los tapones de nivel, llenado y drenado; se puede observar que en cualquier posición que tome el eje, sea vertical u horizontal, el nivel servirá como tal para ambos casos. En la parte superior tiene el tapón de llenado y en la parte inferior a un costado, el drenado. En caso de que el Motorreductor trabaje invertido, el tapón de llenado se cambiará por el de drenado, ya que este tapón está barrenado, a fin de que tengan salida los gases (el tapón sirve como respiradero). Por último, en la misma figura, se observa un cancamo o argolla, la cual va enroscada a la carcasa, a fin de que pueda ser transportada la unidad.

La flecha, el casquillo y los seguros, se detallan en la Figura III.7, con sus dimensiones y características. A continuación detallamos cada una de todas las partes que componen nuestro Motorreductor. (Tabla III.1). Especificándose el nombre de la pieza a tratar, tipo y características del material usado en su fabricación, clave o codificación comercial con la que pueda ser identificada, cantidad de cada una de ellas, lugar o posición en que se fijará (o el propósito de la misma). Todas estas piezas suman un total de 55, incluyendo motor y acoplamientos. (Ver Tabla III.1). El motor usado en nuestra unidad tiene las siguientes características:

MOTOR:

- Trifásico.
- 8 polos (850-900 r.p.m.).
- 5.0 C.P. 3.7 kw. (Potencia).
- 80 % de eficiencia.
- 0.70 factor de potencia.
- 440 volts.
- 9.0 amperes (a plena carga).
- Montado sobre brida Nema C.

TABLA III.1. PARTES DEL MOTORREDUCTOR.

PIEZA.	MATERIAL	CLAVE	CANT.	LUGAR-PARTE A FIJAR.
Carcasa.	Hierro.	AGMA 20	1	Caja o armazón ppal.
Piñón.	Acero.	AISI 3140	.1	En la caja.
Engranaje.	Acero.	AISI 2317	1	En la caja.
Brida.	Hierro	AGMA 20	1	Une la caja y el motor.
Flecha.	Acero.	AISI 1060	1	Eje de engranaje.
Tapa salida.	Hierro	AGMA 20	1	Soporta Rod. eje Engr.
tapa post.	Hierro	AGM 20	1	Soporta Rod. eje Engr.
Tapa Piñón.	Hierro.	agma 20	1	En eje de piñón.
Seguro del.	Acero.	AISI 1045	1	En eje piñón, ajusta rods.
Seguro post.	Acero.	AISI 1045	1	En eje piñón, ajusta rods.
Cuña.	Acero.	AISI 1045	1	Fija engr. en flecha.
Cuña.	Acero.	AISI 1045	1	De flecha, parte ext.
Casquillo.	Acero.	AISI 1045	1	Fija y posiciona engr.
Rodamientos				
Rods. cónicos.	Acero.	SKF-302011	2	Parte del. piñón.
R. de C. A.	Acero	SKF-N-209	2	Eje de engranaje.
Rods. Cilínd.	Acero.	SKF-3211	1	Parte post. piñón.
Retén.	L. Nitr.	C/R 19902	1	En brida-piñón.
Retén.	L. Nitr.	C/R 19838	1	En tapa de salida.
Tornillo Allen	Acero	(12 NC-1/2x)	4	Sujetar brida a caja.
T. Allen.	Acero.	12 NC 1/2 x 1 1/4	4	Sujetar piñón a caja.

PIEZA.	MATERIAL	CLAVE	CANT.	LUGAR-PARTE A FIJAR.
T. Allen.	Acero	(18 NC 5/16 x 1 1/4)	4	Sujetar piñón a caja.
T. Cab. Exag.	Acero.	(11 NC 5/8 x 1 1/4)	8	Sujetar tapas a caja.
T. Cab. Exag.	Acero	(11 NC 5/8 x 1 3/8)	8	Sujetar tapa a caja.
Tapón Tub.	Hierro.	(ASA-NPT 3/4)	4	Tapones de nivel y dren.
Tapón Tub.	Hierro	(ASA-NPT 1.0)	1	Tapón de llenado.
Cancamó.	Acero.	AISI 1045	1	Transportar la unidad.
Motor.	Varios.	(5 C.P. 3F 8 P)	1	Unidad motriz fijado a caja.

CAPITULO IV

ACOPLAMIENTOS.

ACOPLAMIENTOS.

En este capítulo describiremos la forma en que están unidos o acoplados las partes principales del Motorreductor; es decir, el motor a la carcasa o caja que contiene los engranajes. La mayor parte de este capítulo, es de tipo práctico; el diseño de los acoplamientos lo hemos fundamentado en base a los sistemas de dimensiones y parámetros que actualmente son utilizados y estandarizados.

Los acoplamientos son partes o piezas que se utilizan para unir dos o más elementos en los que se requiere transmitir, de una a otra parte, un movimiento o fuerza motriz; y existen varias clases y ampliaciones (flexibles, de bridas, de mango o junta fija, de tipo estrella, etc.), según sea el tipo de movimiento o giro de los ejes a unir; estos acoplamientos son los que se usan comúnmente en la industria. En nuestro Motorreductor, tenemos dos tipos de acoplamiento, uno que tiene el fin de transmitir la potencia en forma de fuerza motriz; y otro, que es un acoplamiento estático, fijo, no de transmisión; estos son el piñón mismo y la brida, respectivamente. El piñón recibe en su centro a la flecha del motor, o sea, que el piñón está maquinado en su parte interna a la medida de la flecha del motor, con esto se consigue proporcionar movimiento a la transmisión.

Por otro lado, la brida o acoplamiento estático sólo une al motor con la carcasa (Ver Fig. IV.1), siendo la parte intermedia entre ambos.

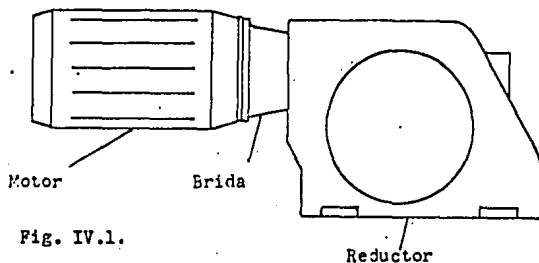
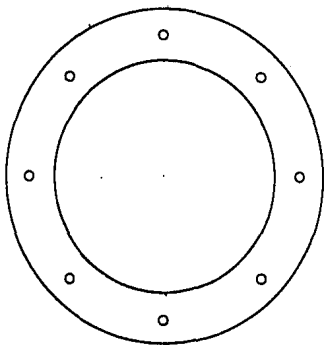
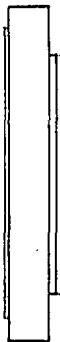


FIGURA IV.1.

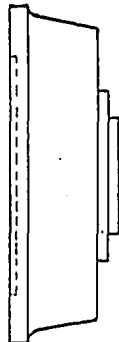
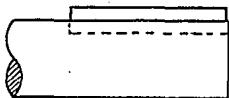
El motor, como decíamos en el capítulo III, viene montado ya sobre brida NEMA C (tiene que ordenarse esta especificación al comprarse), comúnmente el motor viene con su tapa original en el lado de la flecha. Todos los fabricantes de motores elaboran sus propias bridas; pero las dimensiones de las mismas para su manejo, están ya bien determinadas y estandarizadas por los diferentes fabricantes; facilitándose con esto, montar sobre la carcasa cualquier motor, independientemente de la marca que sea, por lo tanto, nuestra brida o acoplamiento estático, está maquinado con las dimensiones estandard que pide la brida NEMA C (Ver Fig. IV.2).



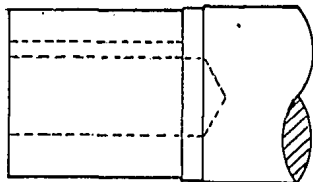
Corte de Motor



Brida Nema C

Acoplamiento del
Motorreductor

Flecha del Motor



Piñón

Fig. IV.2. Acoplamientos.

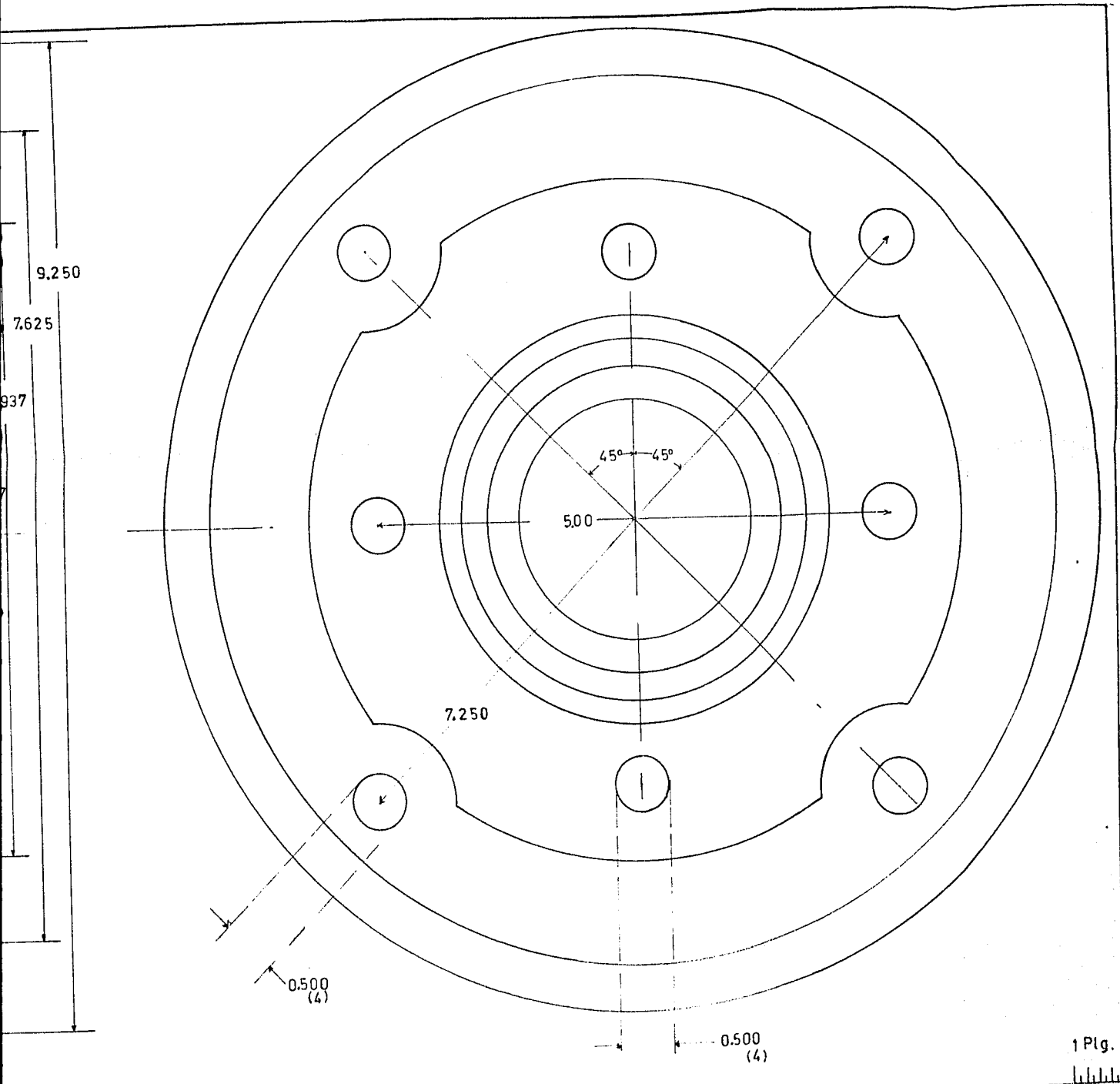
En la Fig. IV.2, se muestra la flecha del motor, la cual es introducida en el centro del piñón; esto es, el orificio previamente maquinado, tanto en su calibre como en su cuñero, tomando en consideración las medidas ya estandarizadas de la capacidad del motor específica. De cualquier forma, este orificio está maquinado dejando un rango de profundidad mayor por si existen pequeñas diferencias de largos de flechas de motor. De esta forma, tanto nuestra brida como el orificio del piñón, podrán recibir cualquier motor, con medidas estandarizadas por las normas establecidas por los diferentes fabricantes.

Nuestro acoplamiento o brida estática se une a la carcasa por medio de cuatro tornillos; pero lo más importante de esta unión es el asiento o ceja de la caja en el que está recargada la brida; (Ver Fig. IV.3); del maquinado y la precisión de ésta depende mucho el buen funcionamiento del acoplamiento; este acoplamiento tiene además otras funciones: posiciona y fija a las pistas exteriores o tasas de los rodamientos que van a la parte anterior del eje del piñón (Ver Fig. III.3), y también aloja a un retén, el cual impide que el aceite se salga de la caja.

Todas las partes juntas, tanto de tapas como de la brida, van selladas con una pasta especial para impedir que existan fugas de lubricante.

En la Fig. IV.3, se observa bien la brida y sus dimensiones. Como declamos anteriormente, el diseño es nuestro totalmente, a excepción de la parte que va a anteponerse, por así decirlo, al motor, que es una medida

estandarizada que cualquier motor de 5.0 caballos de potencia, montado en brida NEMA C, las tiene. Los datos y especificaciones de su manufactura serán expuestos en el Capítulo VI.



1 Plg.

BRIDA

UAG.-Fac. de Ingenieria.- Enero 1985
 Jorge J. Romero Verduzco.

Fig.IV.3

CAPITULO V

POTENCIA DEL SISTEMA.

POTENCIA DEL SISTEMA.

Los engranajes cónicos espiroidales son una creación relativamente nueva, introducidos en el mercado por la Illinois Tools Works, alrededor de los años cincuenta. Son por decirlo así, un intermedio entre el engranaje cónico con dentado en espiral y el tornillo tangente o tornillo sinfin (Ver Fig. II.1). Esta nueva contribución al sector de las transmisiones cónicas, es conjuntamente con su utilidad, características de funcionamiento y rendimiento, comparable a otras transmisiones, pero más especialmente a las del tornillo sinfin.

Al decir "Potencia del Sistema", nos estamos refiriendo a la potencia del par de engranajes espiroidales (Piñón y engranaje o corona); y los datos o características para el cálculo de la misma, son por lo tanto, similares a las del tornillo sinfin; por lo que en este capítulo estaremos continuamente relacionando ambos sistemas. Este tipo de transmisión de potencia, se puede definir como, la capacidad de mandar o transmitir un determinado trabajo o fuerza; en otras palabras, es también la capacidad de recibir una determinada carga. Por ejemplo, sean un par de ruedas dentadas actuando entre sí A y B, de radios primitivos r_a y r_b ; y un determinado ángulo de presión β entre los mismos (Ver Fig. V.1); ya separados se puede observar que la fuerza F se descompone en dos reacciones: f_r (fuerza radial) y f_t (fuerza tangencial); a esta última componente, la cual actúa tangencialmente sobre los dientes, se llama frecuentemente fuerza transmitida, ya que la componente radial de F (f_r), no tiene ningún efecto, o sea, no ejerce ninguna fuerza, con lo que

respecta al estudio de la transmisión de potencia.

La La potencia del ejemplo anterior, está resumida en la siguiente fórmula:

$$\text{H.P.} = \frac{f_t \times V}{33000} \quad (\text{Ec. V.1}).$$

Siendo f_t la componente tangencial de la fuerza transmitida (F), dependiendo ésta última del tipo de dentado, dimensiones y características.

$$f_t = F \cos \phi, \text{ en kg.}$$

$$V = Dn/12. (\text{Vel. en la línea primitiva}), \text{ en pies por min.}$$

D = Diámetro primitivo.

n = Revoluciones por minutos.

ϕ = ángulo de presión.

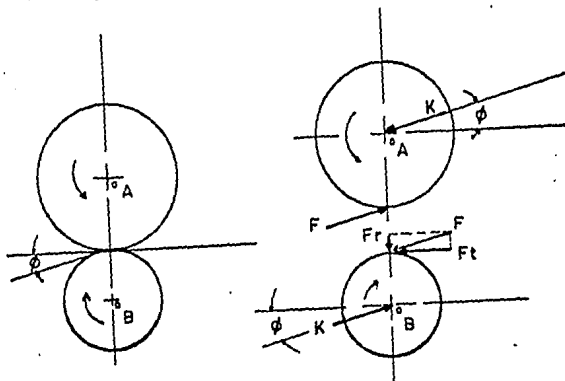


FIGURA V.1.

Los datos para el diseño, cálculo de potencia y eficiencia, tienen mucho en común con los del tornillo sinfín; sin embargo, las ventajas de los Espiroidales determinan su superioridad frente al tornillo sinfín, como se puede ver a continuación:

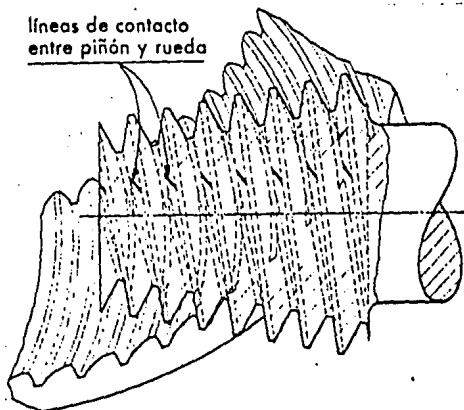


FIGURA V.2.

En la Fig. V.2, se muestra una sección de la corona o engranaje espiroidal y al piñón actuando sobre la misma; obsérvense las diferentes líneas de contacto entre ambas partes; este gran número de superficies de contacto es producto de las numerosas cuerdas o filetes que están apoyando

sobre el engranaje simultáneamente. Esto trae como resultado una mayor capacidad de carga admitida, por lo tanto, mayor potencia. Estas líneas de contacto instantáneo son prácticamente perpendiculares a la velocidad de resbalamiento. (Ver Fig. V.3). Esta característica hace que el piñón tenga menor resistencia al deslizamiento sobre la corona o engranaje.

La fórmula anterior puede utilizarse para conocer la potencia que está impartiendo un engranaje a otro; y éste a su vez, a un determinado sistema o parte por medio de su eje. Sin embargo, existen cantidad de engranajes de diferentes tipos y perfiles de dientes, quedando desde hace muchos años bien definidos los campos de aplicación para cada tipo de dentado. Los engranajes espiroidales pertenecen al campo en el que hasta hace algún tiempo era exclusivo dominio de los de tipo tornillo sinfin (o tangente), rueda dentada, salvo en algunos casos o situación en la que estos funcionan mejor.

La potencia que se deriva de cada perfil de diente o sistema, depende de muchos factores, como son: ángulos de presión, estructuración, velocidades permisibles, tipo de relación entre los mismos engranajes, etc., todos estos datos y características están bien detalladas por normas ya establecidas por algunas asociaciones o también por los mismos fabricantes. Este es el caso en el que el fabricante y a la vez diseñador de este sistema de engranajes establezca y recomiende los parámetros y pautas a seguir.

En la Tabla II.1, del Capítulo de Transmisión, se establecen los

caballos de potencia a diferentes velocidades del piñón. Para cada potencia y velocidad del piñón, se especifica una relación de velocidades entre piñón y engranaje, (mg), distancia entre centros de ambos elementos (C), diámetro exterior del piñón, (Dop) y diámetro exterior del engranaje (Dog). Estos datos son los recomendados por el diseñador y fabricante: "Illinois tool Works Co."

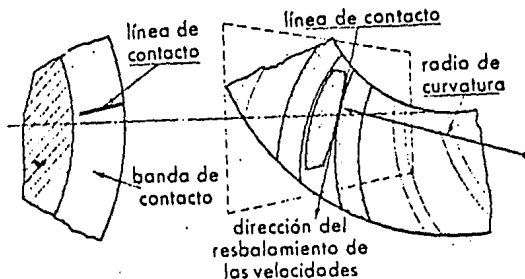


FIGURA V.3. DETALLA DEL ENGRANADO ESPIROIDAL.

Estas características las incluimos en este capítulo, ya que están íntimamente ligadas con la potencia del sistema. En la Fig. V.4, se muestra una comparación entre los espiroidales y el tornillo sinfín; aquí se ven las diferentes fuerzas y componentes en los elementos de ambos sistemas; se puede observar la fuerza normal o tangencial originada por la resultante del Par Motor y la fuerza de rozamiento y su otra componente, además observa-

mos que ésta última favorece la rotación, mientras que en el juego tornillo sinfin-rueda, sucede lo contrario; con este dibujo se nos facilita ver mejor la facilidad de deslizamiento del par espiroidal o lo que es lo mismo, una menor tendencia al rozamiento o fricción.

Las cargas o fuerzas que actúan sobre el piñón y el engranaje, se relacionan así: la fuerza Axial en el piñón es igual a la fuerza Radial en el engranaje; y viceversa, la fuerza axial en el engranaje es igual a la fuerza radial en el piñón, esto es:

$$f_{xp} = f_{rg} \quad (\text{Ec. V.2}).$$

$$f_{xg} = f_{rp} \quad (\text{Ec. V.3})$$

El punto de aplicación de estas fuerzas puede situarse en la parte media de la cara del engranaje y en la mitad de la profundidad del diente mismo; se ve claro que estas fuerzas actuantes sobre el Par Espiroidal son también las fuerzas o cargas en los baleros y podemos considerarlos como de igual magnitud y sentido en los mismos.

El cálculo exacto de las cargas en los baleros del sistema espiroidal no es muy exacto, generalmente se llega a una aproximación satisfactoria de estas cargas mediante el uso de constantes especiales y recomendadas por el fabricante; siendo el error usual de 10 %. La fuerza tangencial puede ser obtenida on base a los caballos de potencia de salida; o en base al

torque por medio de las siguientes ecuaciones:

$$f_t = \frac{63,025 P}{N_g R} \quad (\text{Ec. V.4})$$

$$f_g = \frac{\text{Par de salida}}{R_g} \quad (\text{Ec. V.5})$$

Donde:

P = Potencia de salida.

n = Revoluciones por min. del engranaje.

R_g = Radio primitivo del engranaje.

La fuerza radial aproximada en el engranaje está dada por la siguiente ecuación:

$$F_{rg} = 0.91 f_t \quad (\text{Ec. V.6}).$$

Y la fuerza radial en el piñón:

$$F_{rp} = K_p (f_t) \quad (\text{Ec. V.7}).$$

En donde la constante K_p tiene los siguientes valores:

K_p = 0.60 para un ángulo de presión de 35° en el lado alto. (°)

K_p = 0.52 para un ángulo de presión de 30° en el lado alto. (**)

K_p = 0.35 para un ángulo de presión de 15° en el lado bajo. (+)

$K_p = 0.21$ para un ángulo de presión de 10° en el lado bajo. (++)

(*) Si m_g (relación) es menor o igual de 16:1.

(**) Si m_g (relación) es mayor de 16:1.

(+) Si m_g (relación es menor o igual de 16:1.

(++) Si m_g (relación es mayor de 16:1.

Como habíamos dicho anteriormente, el piñón tiene dos ángulos de presión, uno en el lado alto y otro en el lado bajo; los valores recomendados de la constante K_p , son dados para efecto de utilizar cualquier lado del filete del piñón, sea el que tiene el lado bajo el alto, como se ve en la Fig. 11.6; sin embargo, es muy recomendable que siempre se utilice como flanco o parte activa, la superficie del lado bajo del perfil del diente del piñón mismo; en esta figura se observa también el sentido en que debe girar el piñón, a fin de que se produzca tal efecto (ya que también de esto depende la eficiencia); sin embargo, esta transmisión puede trabajar en ambos sentidos y por lo tanto, ambos lados del perfil del diente pueden ser utilizados.

En la parte final de este capítulo utilizaremos las fórmulas anteriores para ejemplificarlas con los datos de nuestro diseño que se usaron en el Capítulo 11.

Con relación a la eficiencia de estos engranajes, es similar a la del sistema de tornillo sinfin; y está determinada por la siguiente ecuación, la

cual también tiene mucho en común:

$$E = 100 \frac{\cos \phi_n + f \cot \alpha_g}{\cos \phi_n + f \cot \lambda} \quad (\text{Ec. V.8})$$

En donde:

E = Eficiencia.

ϕ_n = Angulo de presión normal.

f = Coeficiente de fricción.

α_g = Angulo de espiral del Engr. (con respecto al plano de rotación)

λ = Angulo de espiral del piñón.

Siendo:

$$\lambda = (L/2\pi r_m) \tan^{-1} \quad (\text{Ec. V.9})$$

L = Avance cónico.

r_m = Radio medio.

Y también considerando que:

$$\alpha_g = 90^\circ - (\phi_p - \lambda) \quad \text{Ec. V.10}$$

(Si: $\phi_p = 40^\circ$ y $\phi_n = 10^\circ$) •

• (Véase Tabla II.2)

Para entender mejor la relación geométrica con las ecuaciones arriba señaladas, véase la Figura V.5, en la cual se muestra un segmento en contacto mutuo entre el piñón y el engranaje.

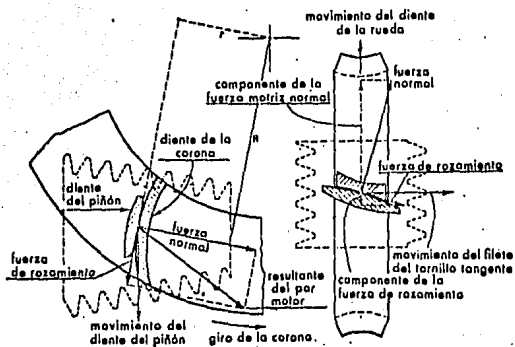


FIGURA V.4. SIST. ESPIROIDAL VS TORNILLO SINFIN.

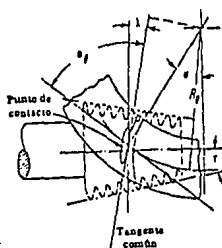


FIGURA V.5. PUNTO DE CONTACTO MUTUO.

En relación con el coeficiente de fricción f , con el deslizamiento de la velocidad, se puede ver en la Fig. V.6. En la Fig. V.7 han sido trazadas unas curvas tomando en cuenta la eficiencia de los engranajes contra el ángulo de espiral del piñón. Debemos de considerar que los datos para el desarrollo de estas curvas fueron obtenidas tomando en cuenta el endurecimiento (tratamiento térmico) y rectificado de ambas partes. Existe una pequeña diferencia que se tiene que observar cuando se utiliza engranaje de bronce en vez de engranaje de acero endurecido. Sin embargo, a muy bajas velocidades, una combinación de engranaje de bronce y piñón de acero (como es el caso del tornillo sinfín) puede resultar más eficiente.

Concluiremos este capítulo ejemplificando los conceptos anteriores y para esto tomaremos en consideración los datos del ejemplo que se desarrolló en el Capítulo II; además desarrollaremos las fórmulas que se describieron en este capítulo auxiliándonos para ello de los siguientes datos y de unas notas posteriores.

(*) DATOS:

N_p = (Número de dientes del piñón).	2
N_g = (Número de dientes del engranaje)	51
m_g = (Relación).	25.5
n_p = (Revoluciones por minuto del piñón).	720
n_g = (Revoluciones por minuto del engranaje.)	28.23
r_m = (Radio medio del piñón).	0.777"
R_p = (Radio primitivo del piñón).	1.035"

$R_g =$ (Radio primitivo del engranaje).	4.101"
$L =$ (Avance cónico).	0.860"
$\sqrt{\rho} =$ (Angulo sigma).	40°
$\phi_H =$ (Angulo de presión).	10°

(*) Estos datos son sólo los que se van a utilizar en los siguientes cálculos, pudiéndose complementar con los descritos en el Capítulo II.

_____ o _____

Fuerza Tangencial: f_t (Ec. V.4)

$$f_t = \frac{63,035 \times P}{n_g \times R_g} = \frac{63,025 \times 5.94}{28,23 \times 4.101} = \underline{3,233.69 \text{ lb}}$$

(P = Potencia de salida; Ver Tabla II.1).

Par o Torque; T. (Ec. V.5).

$$T = f_t \times R_g = 3,233.69 \text{ lbs.} \times 4.101 \text{ pulg.} = \underline{13,261.37 \text{ lb/pulg.}}$$

Fuerza Radial en el Piñón, que es igual a la Fuerza Axial en el Engrana
je. (Ecs. V.3 y V.7).

$$f_{rp} = f_{xg} = K_p (f_t)$$

$$\text{si } k_p = 0.21 \text{ (Ver Nota b).}$$

$$\text{Tenemos que: } f_{rp} = f_{xg} = 0.21 (3,233.69) = \underline{679.07 \text{ lb.}}$$

Fuerza Radial en el Engranaje, que es igual a la Fuerza Axial en el.

Piñón. (Ecs. V.2 y V.3).

$$\begin{aligned} f r_g &= f x_p = 0.91 \text{ ft} \\ &= 0.91 \times 3,233.69 = \underline{2,942.65 \text{ lb.}} \end{aligned}$$

Eficiencia. (Ecs. V.8, V.9 y V.10).

$$E = 100 \times \left(\frac{\cos \phi_n + f \cot \alpha_g}{\cos \phi_n + f \cot \lambda} \right)$$

$$\text{Si } \phi = (L/2 \pi r_m) \tan^{-1}, \text{ y sabiendo que } \phi_p = 40^\circ$$

$$= 90^\circ - (\phi_p - \lambda) \quad \phi_n = 10^\circ$$

$$\text{y } L = 0.860''; r_m = 0.777''.$$

Entonces:

$$\lambda = (0.860''/2 \times 3.1416 \times 0.777'') \tan^{-1}$$

$$\lambda = (0.860''/4.88379'') \tan^{-1} = (0.17609) \tan^{-1}$$

$$\lambda = \underline{9.98^\circ}$$

$$\begin{aligned} \alpha_g &= 90^\circ - (\phi_p - \lambda) = 90^\circ - (40^\circ - 9.98^\circ) = 90^\circ - (30.02^\circ) = 59.98^\circ \\ &= \underline{59.98^\circ} \end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$E = 100 \times \left(\frac{\cos 10^\circ + f \cot 59.98^\circ}{\cos 10^\circ + f \cot 9.98^\circ} \right)$$

$$\text{Si } \cot \alpha_g = 1/\tan \alpha_g = 1/\tan 59.98^\circ = 0.577$$

$$\text{y } \cot \lambda = 1/\tan \lambda = 1/\tan 9.98^\circ = 5.682$$

V, que es la velocidad de deslizamiento, (Ver nota C). Determina al coeficiente de fricción f, y V es igual a:

$$V = \frac{\pi D_g n_g}{12} = \frac{3.1416 \times 2.070'' \times 720}{12} = \underline{390.18 \text{ pies/min.}}$$

$$\text{Ya que } D_g = \text{Diámetro primitivo} = 2 \text{ (Rp)} = 2 \times 1.035 = 2.070''$$

$$n_p \text{ r.p.m. del piñón} = 720 \text{ r.p.m.}$$

Entonces $f = 0.04$ (Según gráfica de la Fig. V.6).

Quedando finalmente la Eficiencia así:

$$E = \frac{0.984 + 0.04 (0.577)}{0.984 + 0.04 (5.682)} = \frac{1.0079}{1.2121} \times 100 = \underline{83.15 \% \text{ de Eficiencia.}}$$

(Véase la nota d).

NOTAS.

a). En la Tabla II.1, se especifica una velocidad del piñón de 720 r.p.m. Los motores existentes en el mercado son de 800 r.p.m. Siendo poca esta diferencia, la variación será mínima; por lo tanto, el dato que usaremos será el de esta tabla.

b). La constante K_p tiene diferentes valores según sea el ángulo de presión que tenga la parte o perfil del diente activo (esto es el perfil que esté trabajando); y la relación m_g , en nuestro caso consideramos -por ser recomendable- usar el lado bajo, que tiene un ángulo de presión de 10° , ya que la relación es mayor de 16:1. (Véase la Tabla II.2).

c). En la Fig. V.6, se muestran los diferentes valores de f , que es el coeficiente de fricción para los engranajes espiroidales, a diferentes velocidades de deslizamiento; refiriéndose esta velocidad al piñón. Con el valor encontrado de V , se observa en la curva que f tiene un valor aproximado de 0.04.

d). La Eficiencia resultante de nuestro sistema, puede comprobarse en la gráfica de la Fig. V.7, en la que se grafican diferentes curvas de velocidad de deslizamiento para conocer la eficiencia a diferentes ángulos de espiral del piñón. Usando los datos obtenidos de $\alpha = 9,98^\circ$ y $V = 390.18'$ por minuto, en la Fig. V.7, se puede observar que nuestros resultados son correctos, ya que coinciden con los datos de Eficiencia obtenidos por los fabricantes de este tipo de transmisión. Esto se ve fácilmente imaginando una curva, similar a las trazadas en dicha figura (siguiendo la misma trayectoria), entre la curva de 200' por minuto y la de 500' por min., nuestra velocidad es de 390' p.m., por lo tanto, va a estar más cerca de la curva de 500' p.m. La velocidad angular que utilizamos para el piñón, fue de 720 r.p.m., teniendo por lo tanto 80 revoluciones más de entrada, ya que en el mercado existen comunmente motores de 800 r.p.m.

Por lo tanto, en nuestro sistema utilizaremos este motor y debido a este pequeño incremento de revoluciones, lógicamente sera menor el coeficiente de fricción y mayor la Eficiencia (Ver. Figs. V.6 y V.7).

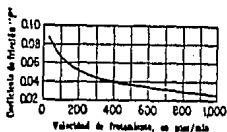


FIGURA V.6. RELACION ENTRE COEFICIENTE DE FRICCION Y LA VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO. PIÑÓN Y ENGRANAJES ENDURECIDOS (60 ROCKWELL C) Y LUBRICADOS.

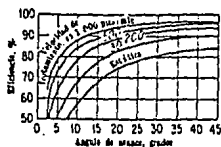


FIGURA V.7. EFICIENCIA NOMINAL DE LOS ENGRANAJES ESPIROIDALES. PIÑON Y ENGRANAJES ENDURECIDOS. (60 ROCKWELL C) Y LUBRICADOS.

CAPITULO VI

FABRICACION

FABRICACION.

El diseño de un producto o artículo, marca siempre la pauta a seguir para los diferentes procesos en la fabricación; es tan importante que se puede lograr un diseño que sea infabricable, por así decirlo; esto sería por lo tanto un mal diseño; es por esto que hemos puesto toda nuestra atención y cuidado en éste, para que cada una de las partes o piezas que componen el Motorreductor, sea posible su manufactura. Lógico es que la fabricación de las partes se logrará con un grado mayor o menor de dificultad, según sea la pieza de que se esté tratando.

En este capítulo seguiremos una secuencia lógica y ordenada de todas las partes a fabricar del aparato mismo, así como de los pasos de fabricación y maquinado, detallándose la clase de proceso y tipo de maquinaria que se está usando en cada caso. Sin embargo, existen muchas partes ya elaboradas, como son, los rodamientos, seguros, retenes y otras partes en las que su fabricación, distribución y venta, es ya muy común, incluyendo el mismo motor; en la Tabla III.1, se detallan todas estas piezas conjuntamente con las partes que se van a fabricar.

La fabricación del Motorreductor implica bastantes procesos y de diferentes tipos. En la Fig. VI.1, se muestran las diferentes partes a fabricar que son: Acoplamiento, carcasa, (conjuntamente con sus tapas), transmisión, (piñón y corona espiroidal).

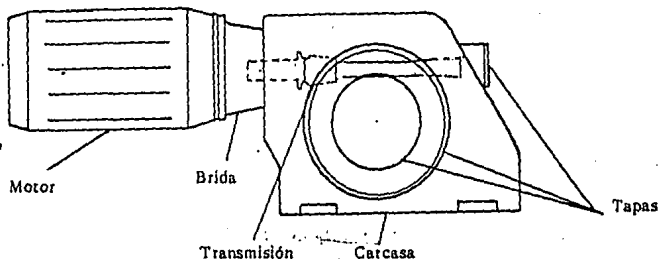


FIGURA VI.1.

Con relación al Motor, se sobreentiende que es una parte ya elaborada. El Acoplamiento y la Carcasa están fabricadas en hierro gris; sus dimensiones y características físicas están detalladas en su capítulo correspondiente, al igual que las tapas portabalero de la misma caja; a fin de que puedan obtenerse estas piezas en hierro gris, también conocido como hierro colado o vaciado; es necesario que se prefabriquen modelos de las mismas, partiendo de los dibujos, los cuales servirán de patrones. El sistema de moldeado y vaciado, para obtener este tipo de material, es un proceso que requiere un estudio detallado y por separado, el cual va más allá del alcance de este trabajo. La Transmisión (Piñón y Engranaje), están fabricados en acero especial, al igual que la Flecha, las características y especificaciones de

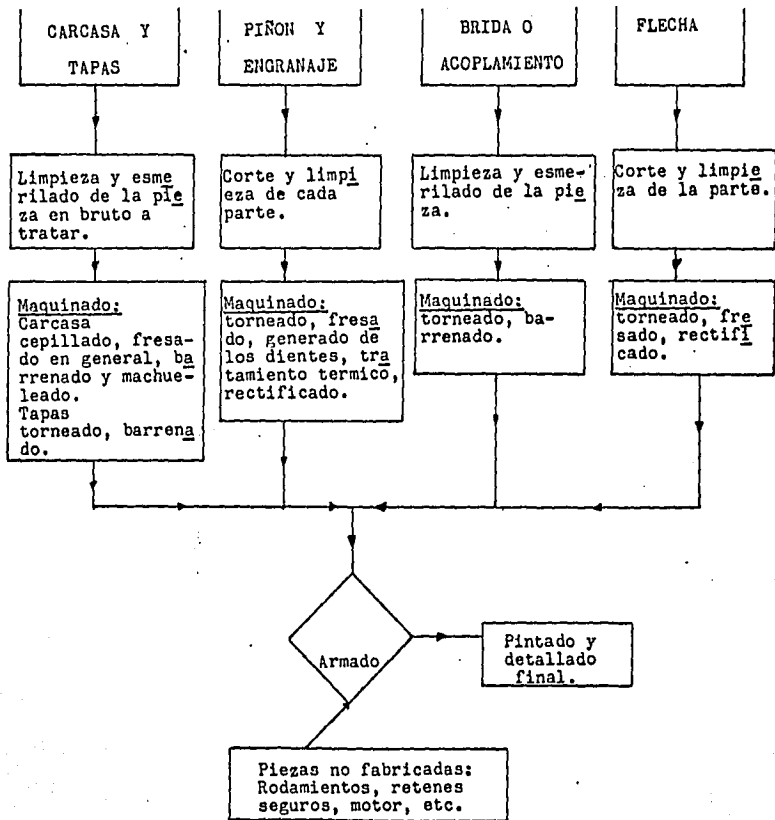
ambas partes se detallan en la Tabla III.1.

Actualmente existen muchos adelantos en la maquinaria, sus procesos son más rápidos, eficaces y casi totalmente automatizados; todas las partes de nuestro aparato, tanto las fijas como las de la transmisión, pueden fabricarse usando este tipo de máquinas; y también las máquinas de tipo convencional. Las características y especificaciones de la maquinaria que se usa para cada uno de los procesos, se detalla en cada caso. Se ve claro que el proceso desarrollado es el mismo, tanto en las automatizadas como en las otras; la diferencia estriba en que la rapidez de montaje y cambio de la pieza a trabajar, es automático; al igual que el cambio de herramientas, velocidades y avances; y todo esto por un determinado programa de computadora.

Nuestros procesos seguirán un orden lógico de fabricación de cada una de las partes. Como decíamos anteriormente, hemos considerado a nuestro Motorreductor como un artículo de fabricación constante; el diagrama de la Fig. VI.2, muestra los diferentes pasos de fabricación para cada elemento por separado, partiendo desde la materia prima hasta el armado, introduciéndose en esta última sección todas las partes prefabricadas, como motor, rodamientos seguros, retenes, etc. A continuación especificamos la manufactura de cada parte:

ACOPLAMIENTO. Esta pieza es fundida en hierro gris, ya esmerilada y limpia se monta en el torno (Torno paralelo horizontal, tipo convencional) y se empieza a labrar, (tornear), en todas sus partes, posteriormente, se

Fig. VI.2. Diagrama de procesos en la fabricación del Motorreductor.
 (los datos y características de los materiales y procesos utilizados se complementan con los citados en las Tablas III.1 y VII.1)



procede al barrenado del mismo. (Ver Fig. VI.3).

CARCASA. El proceso de fabricación de la carcasa es un poco más complicado; después de haberse esmerilado y limpiado la pieza de hierro gris, también se procede a su maquinado, empezando con la base de la misma, montándose en un cepillo (Cepillo de codo de aproximadamente 24" de carrera), pudiéndose también efectuar este proceso en una máquina mandriladora (Mandriladora de tipo horizontal, el husillo de ésta se desliza vertical y horizontalmente), mejorándose con esto el acabado de la superficie y el tiempo del proceso mismo; después de esto se procede al calibrado o maquinado de todas las partes que soportan a las tapas portabaleros, (estos a su vez, soportan a la transmisión) y también los asientos de estas tapas, utilizándose para esto máquinas como fresadoras o mandriladoras; ya maquinadas todas las partes de la carcasa, se barrena totalmente con taladro (Taladro de un sólo husillo o taladro de múltiples husillos), después de esto, se machuelan todos los barrenos que reciben a los tornillos que fijan las tapas.

TRANSMISION. La manufactura de la transmisión que hemos usado, puede efectuarse con maquinaria de tipo convencional, usadas para engranajes cónicos, esto es una gran ventaja, ya que no se requiere de una máquina especial para esto. Partiendo de lo que se puede obtener en acero especial tratado (las especificaciones se encuentran en la Tabla III.1), se monta en el torno y se empieza a debastar, ya quitado el exceso de material, se le da forma al piñón y al engranaje y ya terminados, se maquina o tallan los

dientes de ambas partes. En el tallado se utiliza un diferente tipo de máquina para cada uno de los dos elementos.

Para el tallado de los dientes de los engranajes cónicos, existen dos clases de máquinas: las que se utilizan en la fabricación de engranes con dientes rectos y las empleadas para engranajes con dientes curvados; para la manufactura de nuestra transmisión, se utiliza este segundo tipo de maquinaria. Existen diferentes modelos y tipos, según sean las necesidades de dimensiones y capacidad de producción para cada caso. Para explicar mejor este proceso, describiremos las características del tallado del piñón y engranaje por separado:

PIÑÓN. Con relación al tallado de la o las cuerdas del piñón (conocidas también como filetes), se utiliza un tallador frontal o cortador, a fin de dar forma a estas cuerdas, se dispone el eje del piñón, de tal forma que la profundidad del filete sea siempre la misma a todo lo largo del maquinado, quedando éste con la concicidad requerida por el piñón espiroidal. (Ver Figura VI.3). Esta máquina es de tipo generadora de engranes con cortador frontal.

Por otro lado, el tallado de los dientes del engranaje, se lleva a cabo por medio de una fresa especial, ésta se muestra en la Fig. VI.4; puede observarse que este tipo de herramienta es equivalente al piñón, pero con secciones debidamente afiladas con el objeto de que pueda llevarse a cabo el tallado de los dientes del engranaje. Observando esta herramienta se ve que para cada juego de piñón y engranaje, debe existir un juego de cortado-

res equivalentes o conjugados, por así decirlo; en otras palabras, la herramienta o cortador con la que deben detallarse los dientes del engranaje, debe de tener la forma del piñón; y de igual o similar forma para el tallado o maquinado de los perfiles o dientes del piñón. (Ver Fig. VI.4).

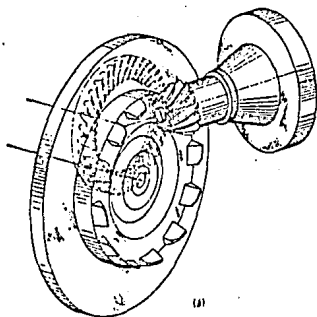


FIG. VI.3. DETALLE DEL GENERADO DE LOS DIENTES O CUERDAS
DEL PIÑÓN.

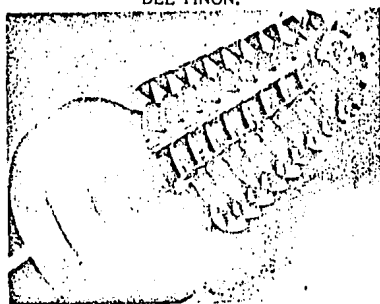


FIGURA VI.4. CORTADOR PARA ENGRANAJE ESPIROIDAL.

Este cortador cónico es montado en una máquina generadora de engranes, de avance tangencial. Después del tallado de los dientes de cada una de las dos partes, se procede al tratamiento térmico y posteriormente al rectificado; este último es con el fin de quitar pequeñas imperfecciones que quedan después del tallado y se lleva a cabo en maquinaria específica para este proceso. Con el rectificado se provee a la superficie de los dientes de un mejor terminado y pulido. (Ver Fig. VI.5); esto es, con el objeto de que exista el menor rozamiento posible entre las superficies de ambas partes al estar engranando entre sí; lógico es que entre mejor terminado esté, mayor durabilidad tendrán las partes.

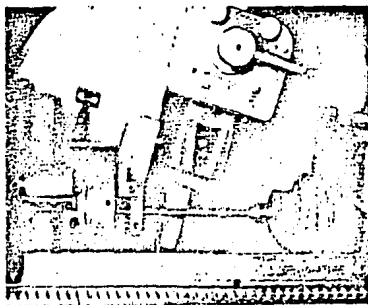


FIGURA VI.5. MAQUINA RECTIFICADORA.

En la Figura VI.6, se observa un detalle del engranado espiroidal. En la Fig. VI.7, se detallan las tolerancias para cada una de las partes de la transmisión.

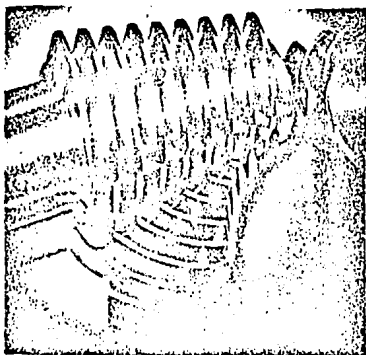


FIGURA VI.6. DETALLE DEL ENGRANADO DE LA TRANSMISION.

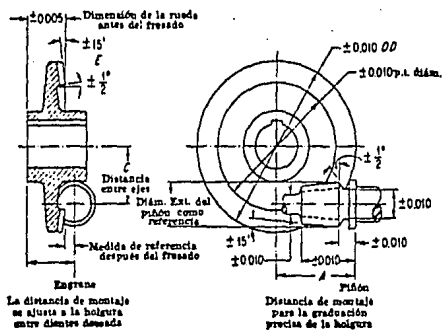


FIGURA VI.7. TOLERANCIAS PARA LOS ENGRANAJES ESPIROIDALES.

Con los datos ya obtenidos en el desarrollo del capítulo II, se muestra en la Figura VI.6 y VI.7, el piñón y engranaje ya acotado y dimensionado en su totalidad.

FLECHA. El maquinado de la flecha, aunque más sencillo, requiere de procesos con buen acabado. Después de haber obtenido el acero (datos y especificaciones del mismo en la Tabla III.1), se procede primero al debastado en torno, hasta dejarla ya casi a las medidas finales a todo lo largo de la misma, a fin de que la rectificadora (Máquina rectificadora de tipo cilíndrica; ésta es usada para dar el acabado tanto de la flecha como a las partes previamente establecidas del eje del piñón), deje la medida exacta en todas sus secciones; finalmente, es montada en la fresadora, con el objeto de que se le maquinen los cuñeros. No requiere tratamiento térmico.

INSPECCION. Ya después de haberse torneado, fresado o tallado, (según sea el caso) y rectificado todas las piezas, se procede al chequeo e inspección de las mismas; en esta parte se determinan las piezas que serán aceptadas, a fin de que puedan pasar al departamento de armado; para esta inspección (conocida también como control de calidad), son utilizados aparatos y dispositivos especiales, según sea la pieza que se esté checando. En la Figura VI.8, se muestra un verificador de distancia entre cada diente (espacio interdental), midiéndose en el círculo medio de cada elemento. La Fig. VI.9, muestra una máquina para la verificación del avance, perfil y espaciamiento de los dientes del piñón espiroidal.

REPUBLICA ARGENTINA
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN Y CULTURA
INSTITUTO NACIONAL DE INVESTIGACIONES CIENTÍFICAS Y TECNOLÓGICAS

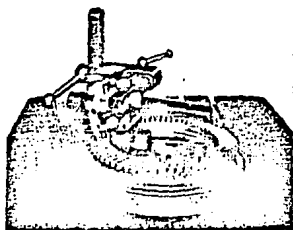


FIGURA VI.8. CHEQUEO DEL ENGRANAJE ESPIROIDAL.



FIGURA VI.9. CHEQUEO DE LA CUERDA DEL PIÑÓN ESPIROIDAL.

En la siguiente Tabla, se muestran los valores de las tolerancias (en pulgadas), para cada una de las tres clases que anteriormente describimos, como se puede ver, la clase B es la que se considera propia para nuestro Motorreductor. Esta tabla se complementa con el dibujo que se muestra en la Figura VI.7.

TOLERANCIAS DE LOS ENGRANAJES ESPIROIDALES. (*)

DISTANCIA ENTRE EJES. C	CLASE.	DISTANCIA DE MON-TAJE DEL PIÑON. A \pm	DISTANCIA ENTRE EJES C \pm	CARA DEL ENGRANE E	PROMEDIO DE LA HOLGURA.
0.500	A	0.006	0.0010	0.0005	0.002
	B	0.012	0.0015	0.0010	0.003
	C	0.018	0.0020	0.0020	0.004
1.000	A	0.007	0.0010	0.0010	0.003
	B	0.014	0.0015	0.0025	0.004
	C	0.021	0.0020	0.0045	0.005
2.00	A	0.009	0.0015	0.0020	0.004
	B	0.018	0.0020	0.0040	0.005
	C	0.027	0.0040	0.0080	0.007
3.00	A	0.011	0.0015	0.0030	0.005
	B	0.022	0.0020	0.0060	0.006
	C	0.033	0.0040	0.0110	0.009
4.00	A	0.014	0.0020	0.0035	0.006
	B	0.028	0.0030	0.0070	0.008
	C	0.042	0.0050	0.0140	0.012
5.00	A	0.015	0.0020	0.0040	0.007
	B	0.030	0.0030	0.0080	0.010
	C	0.045	0.0050	0.0160	0.015

* Datos recomendados (en fracciones de pulgada), por la "Illinois tool Works", Chic. U.S.A.

También son usados dispositivos y máquinas para el chequeo de la distancia de montaje de cada uno de los engranajes, para verificar la distancia entre centros en el maquinado de la carcasa, comprobadores de dureza, para verificación de la forma del área de contacto, herramientas de medición comunes, comparadores ópticos, etc.

Ponemos un énfasis particular en la transmisión, debido a que su situación y características determinan por completo a todas y cada una de las partes restantes que componen al Motorreductor, ahora bien, dependiendo de la aplicación y función del aparato en sí, existen tres clases generales de grados de precisión, para estos engranajes: la clase A, la B y la C; a continuación especificamos cada una de ellas:

CLASE A. Piñón de maquinado preciso, que se rectifica a esmeril con precisión y que en algunas ocasiones es también pulimentado; en la corona dentada o engranaje correspondiente, se mantiene la calidad de los motores de avión, pero no tienen la exactitud tan extremada como la que se mantiene en los engranajes utilizados en algunos instrumentos o en los mecanismos de los sistemas de mando de los proyectiles teledirigidos.

CLASE B. Juegos de engranajes de alta calidad, del tipo comercial, rectificadas a esmeril, utilizados en la industria en general y que no se requiere una alta precisión.

CLASE C. Engranajes de la calidad comercial ordinaria, tanto el piñón

como el engranaje, pueden ser fabricados por herramientas de corte convencional o por fundición a presión, sinterizados o por medio de matrices de inyección.

Se puede lograr la fabricación de esta unidad con máquinas y herramientas de tipo convencional, como ya decíamos, pero si se requiere aumentar la producción y disminuir los costos de operación, es necesario hacer uso de maquinaria más compleja, por ejemplo, centros de maquinado de control numérico; estas máquinas tienen una capacidad de fabricación mayor, debido a que están equipadas con cabezales de husillos múltiples y fijadas en cada uno de ellos una herramienta determinada para cada proceso específico, efectuando esto de una forma automática y computarizada, lográndose así maquinar la pieza más rápidamente, ya que se evita hacer el cambio de herramienta para cada proceso y quitar la dicha pieza para ser montada en otra máquina. Sin embargo, esto depende del estudio de costos e investigación de la aceptabilidad que tenga nuestro Motorreductor.

Concluiremos este capítulo detallando algunos datos específicos que siempre deben tomarse en cuenta en la fabricación.

CONSIDERACIONES GENERALES PARA LA FABRICACION.

Para el maquinado, tanto de hierro gris como de acero, es muy recomendable hacer uso de herramientas con carburo de Tungsteno (existe un tipo definido y específico para cada caso); esto agiliza bastante y perfecciona

también el terminado. Este maquinado general de todas las partes, se facilita también mediante el uso de posicionadores, plantillas y aditamentos para cada una de estas partes.

Con el buen afilado de las herramientas, el cuidado en el montaje de las piezas en la maquinaria y la verificación de todas sus partes, se llega a un armado sin problema alguno.

CAPITULO VII

ESTUDIO ECONOMICO.

ESTUDIO ECONOMICO. (

La fabricación de una máquina, aparato o mecanismo, siempre implica llevar a cabo un estudio especial, el cual comprende la estimación de cada una de las partes, tanto de materia prima como de los procesos de fabricación y simultáneamente, una investigación del mercado ya existente, lógico es que dicho estudio debe anteponerse a la fabricación pensada ya de una forma constante; esto es, con el fin de saber si es conveniente y factible fabricarse.

En algunos productos no importa la estimación del costo final, sino la calidad y servicio que dé el artículo. Según un sondeo que hemos realizado, no existe la fabricación de línea de Motorreductor con transmisión de engranajes espiroidales aquí en el país, sin embargo, compararemos el costo final de nuestra unidad con motorreductores de diferentes marcas y de características semejantes.

Los costos de materia prima y de procesos de fabricación de las partes que se fabricarán, además de las partes no fabricadas, como son: motor, rodamientos, seguros, tornillos, etc., fueron cotizadas en el mes de Octubre de 1984 y simultáneamente se investigaron varios de diferentes marcas de Motorreductores. Se tendrá que tomar en consideración el porcentaje de inflación, al igual que el constante deslizamiento de nuestra moneda frente a otras; sin embargo, estas circunstancias afectan de igual manera a todos los fabricantes, por lo tanto, las diferencias encontradas entre nuestro precio

final y los ya existentes en el mercado, siempre serán aproximadamente las mismas independientemente del transcurso del tiempo.

Hemos hecho una selección de las partes que se fabricarán y aparte, otra de las ya existentes en el mercado, a fin de aprovechar todo lo que tengamos al alcance; de esta forma, nos ahorramos procesos y agilizamos la producción; empezaremos detallando los costos de materia prima y de procesos de fabricación. (Ver Tabla VII.1) Y posteriormente los de las partes existentes en el mercado. (Ver Tabla VII.2).

En la Tabla VII.1 se especifica para cada una de las partes, el tipo de material, peso aproximado, costo de materia prima, tipos de procesos, tiempo de maquinado para cada uno de ellos, tiempo de maquinado (total) para cada una de las partes que componen el motorreductor, costo del proceso y costo total. El costo de los procesos incluyen todos los costos de los pasos de fabricación que intervienen en cada una de las piezas a tratar y se obtiene al multiplicar el costo actual de los procesos (hora: hombre: máquina) por el tiempo de duración total. Este costo lo estimamos por igual para todos los tipos de procesos de fabricación.

El costo total es igual a la suma del costo de materia prima más el costo del proceso. Los tiempos considerados para cada paso, ya incluyen el tiempo que se requiere para fijar la pieza a la máquina para ser maquinada. Hacemos la aclaración de que el tiempo que se establece para cada proceso, es con el único objeto de evaluar el costo de cada parte para obtener una

estimación completa de todo el conjunto y no siendo el tiempo total encontrado el tiempo que se tardará en fabricar dicha unidad, ya que se supone que mientras se está fabricando una parte en una determinada máquina, otra está haciendo lo mismo con una pieza diferente.

La Nomenclatura de todos los procesos que se usará en la Tabla VII.1, la detallamos a continuación:

- F. Fresado en general.
- FC. Careado en Fresadora.
- FE. Escariado en Fresadora (se conoce también como calibrado).
- T. Torneado.
- Tr. Tratamiento térmico.
- R. Rectificado. (En este proceso también se inspecciona la pieza a tratar).
- C. Cepillado.
- B. Barrenado.
- M. Machueleado.
- D. Detallado.
- AP. Armado y Pintado.
- G. Generado (Maquinado de los dientes de los engranajes).

Como decíamos anteriormente, según nuestras investigaciones de mercado, no existe en el mercado nacional un reductor con la transmisión parecida a la nuestra, las hay de otros tipos, (engranajes rectos, cónicos, helicoidales, de corona y sinfin, etc.). Lógico es que mientras más sofisticado sea el sistema de transmisión, mayor será su costo; por ejemplo, las transmisiones

de engranajes helicoidales, tienen hasta tres trenes de engranado a diferencia de las de tornillo sínfin de dos piezas nada más; las primeras, que son las más fabricadas para motorreductores de grandes capacidades de potencia, ofrecen un mayor número de dientes en contacto simultáneo (igual que los engranajes espiroidales), repartiendo mejor el esfuerzo, evitando más el desgaste y por lo tanto, haciéndola más duradera.

En México, varias firmas manufactureras de Motorreductores, en la Tabla VII.3, citamos algunas de las más importantes, incluimos los precios de las unidades con características de potencia de salida y r.p.m. iguales a las de nuestra unidad.

TABLA VII.1. COSTOS DE MATERIA PRIMA Y DE PROCESOS DE FABRICACION.

PARTE.	MATERIAL.	PESA BRUTO APROX. (KG)	COSTO X KG.	COSTO DE M. PRIMA (I)	TIPOS DE PROCS. TIEMPO DE MAQ. (Minutos)	TIEMPO TOTAL (Min.)	COSTO DE PROCESOS (II)	COSTO TOTAL (I + II)
Carcasa.	Hierro Gris.	48	200.	\$ 9,600.00	FC-170, FE-55, B-22, M-7, D-20, AP-22.	296	\$ 4,835.00	\$ 14,435.00
Piñón.	Acero.	14.5	480.	6,960.00	T-110, G-75, C-27, Tt-30, R-58, D-3.	303	4,950.00	11,910.00
Brida.	Hierro Gris.	8.5	200.	1,700.00	T-40, B-3, M-2.	45	735.00	2,435.00
Engranaje.	Acero.	27.91	480.	13,400.00	T-98, C-97, C-18, Tt-40, R-15, D-7.	275	4,490.00	17,890.00
Flecha.	Acero.	10.9	300.	3,270.00	T-29.5, F-12, R-10	51.5	844.00	4,114.00
Tapa Sal.	H. Gris.	4.7	200.	940.00	T-24, B-6	30	490.00	1,430.00
Tapa Post.	H. Gris.	2.8	200.	560.00	T-17, B-5	22	360.00	920.00
Seguros (2)	Acero.	0.65	480.	312.00	T-16, R-4	20	325.00	637.00
Casquillo.	Acero.	3.4	250.	850.00	T-8, R-2	10	165.00	1,015.00
Tapa Piñón	H. Gris.	1.35	200.	270.00	T-15, B-3	18	295.00	565.00
							TOTAL:	\$ 55,351.00

TABLA VII.2. COSTO DE LAS PARTES NO FABRICADAS.

PARTE.	CANT.	DATOS O ESPECS.	COSTO X U.	COSTO TOTAL
Rods. de Contacto angular.	2	SKF 3211.	\$ 7,150.00	\$ 14,300.00
Rods. de Rodillos Cónicos.	2	SKF N-209	3,200.00	6,400.00
Rods. de Rodillos Cilíndricos.	1	SKF N-209	5,140.00	5,140.00
Retén.	1	C/R 19902	527.00	527.00
Tornillo Allen.	4	12 UNC-1/2 x 1.3/4	46.00	184.00
T. Allen.	4	12 UNC-1/2x1.1/4	38.00	152.00
T. C/Exag.	4	18 UNC-5/16x1.1/4	8.00	36.00
T. C/Exag. 14	11	UNC-5/8x1.1/4	30.00	420.00
Tapón Macho.	4	ASA-TN-3/4	70.00	280.00
Motor Trifásico. 220-440 V.	1	ASEA-132 A-6	98,570.00	98,570.00
Detallado (Extras).		Pintura y otros.	800.00	800.00
		SUMA TOTAL.	\$	127,336.00

TABLA VII.3.

Transf. de Engrs. Helicoidales	
JIV Mod. MA-120.	\$ 347,985.00
SIEMENS MOD. E 212.	409,200.00
VARSA MOD. 5-E.	449,360.00
PHILADELPHIA MOD. NO. 5.	470,250.00
ASEA MOD. 132 A-6/256.	588,947.00
FALK MOD. 5C 2-02.	959,310.00
Trans. de Corona y Sinfín	
MESBO.	237,200.00
RISGA.	255,870.00
VARSA.	278,500.00

Viendo ya los resultados de las Tablas VII.1 y VII.2, tenemos lo siguiente:

Costos de Mat. Prima y Proc. de Fabricación.	\$ 55,351.00
Costos de Partes no fabricadas.	127,336.00
Costo Total.	<u>\$ 182,687.00</u>

Hacemos notar que este precio no incluye el impuesto, ni tampoco lo incluyen las cotizaciones detalladas en la Tabla VII.3. El porcentaje de utilidad que los fabricantes esperan obtener, depende directamente del número total de piezas o aparatos terminados, para un determinado tiempo esperado y/o para una inversión en maquinaria y equipo específico. De cualquier forma, nosotros consideramos que nuestro aparato puede salir a la venta con un precio de \$ 340,000.00; esto es, aproximadamente un incremento del 90 % del costo total estimado.

Por otro lado, tenemos que tomar en consideración que este producto tiene que distribuirse para su venta; los distribuidores trabajan con un porcentaje de utilidad que varía del 20 al 30 %; sin embargo, el mismo fabricante podría ser su propio distribuidor, quedándose entonces con un porcentaje de utilidad mayor. Comparando este precio de venta con los citados en la Tabla VII.3, podemos decir que estamos en precio, ya que aún es inferior al más económico de los Motorreductores de engranes helicoidales. (JIV Mod. MA-120 \$ 347,985.00).

Como conclusiones, podemos afirmar que la fabricación de nuestro Motorreductor, es costeable, ya que además de satisfacer las necesidades de potencia, compite en cuanto a precio de venta.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES.

Nuestro aparato está compuesto por varias piezas que tienen cada una su función particular; la parte más importante del mismo es el sistema de transmisión, que, como hemos dicho, a lo largo de nuestro estudio, determina básicamente todo el diseño y características del Motorreductor. A continuación citamos en forma breve las conclusiones que hemos obtenido:

- Un mayor número de dientes en contacto, tres o cuatro veces más que cualquier otro par cónico.
- Mayor capacidad de potencia.
- Menor peso y economía de espacio y precio.
- Simplificación de los problemas de montaje y mantenimiento.
- Menor calor generado, alto rendimiento y duración.

Al tener la transmisión un mayor número de dientes en contacto simultáneo, se está aprovechando y distribuyendo mejor la potencia recibida y como resultado de esto, tenemos también un menor desgaste de los dientes de los engranajes.

Su espacio a ocupar y su peso final, son también cualidades que se consideran importantes en este tiempo, al igual que su mantenimiento y montaje. El precio final de nuestra unidad se considera competitivo frente a otras ya existentes en el mercado.

Con relación al calor generado, se ve claro que la diferencia de potencia entre el eje de entrada y el eje de salida, es transformada en calor, siendo éste disipado por el aceite, ya que actúa como refrigerante y éste a su vez en contacto con la caja, ayudando mucho a este propósito las venas de enfriamiento que tienen las dos tapas laterales del Motorreductor.

La transmisión de engranajes espiroidales sólo se compone de dos elementos: Piñón y Engranaje, a diferencia de otros sistemas que utilizan varios juegos de engranajes, a fin de igualar una determinada relación de velocidad; esto por lo tanto, genera más calor, ya que son más las piezas en movimiento. (Debido a esta diferencia de partes, aumenta el costo de materia prima, de fabricación y aún el de mantenimiento). Como vemos, la transmisión de este aparato nos determina las ventajas principales del mismo.

La industria actual requiere día con día de más sofisticados sistemas no sólo de transmisiones de potencia sino de todo en general; este Motorreductor puede ser una alternativa más o mejor en la solución de problemas en la transmisión de fuerza y movimiento.

APENDICE
Y
BIBLIOGRAFIA

TABLA A.1. COMPOSICION DE ACEROS ESPECIALES PARA ENGRANES

AISI No.	LIMITES DE COMPOSICION QUIMICA %				
	C	Mn	Ni	Cr	Mo
1015	0.13/0.18	0.30/0.60			
1025	0.22/0.28	0.30/0.60			
1045	0.43/0.50	0.60/0.90			
1060	0.55/0.65	0.60/0.90			
1118	0.14/0.20	1.30/1.60	(0.08/0.13 Azufre)		
1137	0.32/0.39	1.35/1.65	(0.08/0.13 azufre)		
1320	0.18/0.23	1.60/1.90			
1335	0.33/0.38	1.60/1.90			
2317	0.15/0.20	0.40/0.60	3.25/3.75		
2340	0.38/0.43	0.70/0.90	3.25/3.75		
3140	0.38/0.43	0.70/0.90	1.10/1.40	0.55/0.75	
3250	0.48/0.53	0.40/0.60	1.65/2.00	0.90/1.20	0.20/0.30
4047	0.45/0.50	0.70/0.90			0.20/0.30
4023	0.20/0.25	0.70/0.90			0.20/0.30
4130	0.28/0.33	0.40/0.60		0.80/1.10	0.15/0.25
4320	0.17/0.22	0.45/0.65	1.65/2.00	0.40/0.60	0.20/0.30
4340	0.38/0.43	0.60/0.80	1.65/2.00	0.70/0.90	0.20/0.30
4620	0.17/0.22	0.45/0.65	1.65/2.00		0.20/0.30
4640	0.38/0.43	0.60/0.80	1.65/2.00		0.20/0.30
4820	0.18/0.23	0.50/0.70	3.25/3.75		0.20/0.30
5132	0.30/0.35	0.60/0.80		0.75/1.00	
5145	0.43/0.48	0.70/0.90		0.70/0.90	
E52100	0.95/1.10	0.25/0.45		1.30/1.60	
6120	0.37/0.22	0.70/0.90		0.70/0.90	(Va 0.10 min.)
6150	0.48/0.53	0.70/0.90		0.80/1.10	((Va 0.15 min.)
8620	0.18/0.23	0.70/0.90	0.40/0.70	0.40/0.60	0.15/0.25
8640	0.38/0.43	0.75/1.00	0.40/0.70	0.40/0.60	0.15/0.25
E93130	0.08/0.13	0.45/0.65	3.00/3.50	1.00/1.40	0.08/0.15
9840	0.38/0.43	0.70/0.90	0.85/1.15	0.70/0.90	0.20/0.30

· TABLA A.2. NIVELES DE DUREZA RELATIVOS PARA ENGRANES DE
HIERRO Y ACERO.

DUREZA.		MAQUINABILIDAD	COMENTARIOS
BRINELL	ROCKWELL C		
150-200		Muy fácil.	Dureza muy baja capacidad mínima para soportar la carga
200		Fácil.	Dureza baja, capacidad de carga moderada. Ampliamente usada en trabajos industriales de engranes.
250	24		
250	24	Moderadamente	Dureza media. Buena capacidad
300	32	duro para cortar	de carga. Ampliamente usada en trabajos industriales.
300	32	Materiales duros	Dureza alta. Capacidad de carga excelente. Se les emplea en trabajos en los que se requiere altos rendimientos y peso reducido.
350	38	para cortar, frecuentemente se les considera como el límite extremo de la maquinabilidad.	
350	38	Muy dura para cortar. Muchos talleres no pueden manejarla.	Dureza alta. Excelente capacidad de carga a condición de que el tratamiento térmico desarrolle la estructura apropiada.
400	43		
500	51	Requiere de rec-	Dureza muy alta. Buena capacidad para el desgaste. Puede caer de resistencia.
550	55	tificado para su acabado.	
587	58	Requiere de rec-	Dureza completa. Usualmente obtenida como una dureza superficial por medio de carburación o cementación superficial.
	63	tificado.	

		Muy alta capacidad de carga para engranes de aeronáutica, engranes automotrices, camiones, tanques, etc.
65	Puede endurecerse superficialmente,-	Superdureza. Generalmente se obtiene por nitruración. Muy -
70	después del maqui- nado final.	alta capacidad de carga.

TABLA A.3.
LIMITES DIMENSIONALES QUE ABARCAN LOS CORTADORES
PARA MAQUINAS FRESADORAS FRONTALES, EN LOS
DIAMETROS OBTENIBLES.

DIAMETRO DEL CORTADOR.	No. DE CUCHILLAS.	DISTANCIA PROMEDIO DEL CONO, APROX. EN PULG.	ANCHURA MAXIMA APROX. DE LA CARA, EN "	ALTURA MAXIMA TOTAL APROX. EN PULG. *.
1.1	8	0.5 - 0.75	0.25	0.125
1.5	12	0.75 - 1.0	0.3125	0.1875
2.0	16	1.0 - 1.5	0.4375	0.1875
2.75	20	1.25-1.75	0.5625	0.250
3.5	20	1.5 - 2.75	0.750	0.350
4.5	20	2.5 - 3.0	1.0	0.375
6.0	16, 20	2.75 - 3.5	1.25	0.375
7.5	16.20	3.5 - 4.0	1.5	0.50
9.0	16.20.24	4.0 - 5.25	1.875	0.5625
12.0	12.20.28.32.	5.25 - 7.5	2.5	0.750
16.0	24.40	7.5 - 15.0	3.5	0.750
18.0	28	7.5 - 15.0	4.0	0.750
18.0	24	7.5 - 15.0	4.0	14 1/2" 1.3125
				17 1/2" 1.125
				20" 1.000

* Estas medidas pueden ser aumentadas empleando cuchillas de longitud especial.

TABLA A.4.
RECOMENDACIONES GENERALES EN LA SELECCION DE ACEROS
PARA DIFERENTES TAMAÑOS DE ENGRANES.

PASO DE LOS DIENTES.	ESPESOR* DE PARED. EN PULG.	DUREZA**	ACEROS PARA ENGRANES.
ENDURECIMIENTO TOTAL.			
10 - 30	1/2	200 NBD	1045 1137. 1335. 4047
		300 NBD	1045 1060. 3140. 4047
5 - 15	1	200 NBD	1045. 1060. 3140. 4047
		300 NBD	2340. 3140. 3250. 4140. 4340. 4640.
2 1/2 - 8	2	200 NBD	1060. 2340. 3250. 4340. 5145. E52100.
		300 NBD	2340. 3250. 4340. 4640. 8640. 9840.
1 1/4 - 4	4	200 NBD	2340. 3250. 4140. 4340. 4640. 9840.
		300 NBD	3250. 4340.
CARBURIZACION.			
10 - 30	1/2	58 Rockwell C	1015. 1025. 1118. 1320. 4023. E9310.
			5 - 15
2 1/2 - 8	2	58 Rockwell C	4620. E9310.

* El "espesor de pared" se basa en la sección más gruesa de la llanta, del plato o disco, o de la flecha misma, elementos que deben mantener el mínimo de dureza en toda su extensión.

** Las durezas indicadas representan valores mínimos; 300 NBD significa por ejemplo, que el márgen normal se encuentra entre 300 y 350 NBD.

TABLA A.5.
LUBRICANTES RECOMENDADOS PARA DIFERENTES TIPOS
DE ENGRANES.

TIPO Y TAMAÑO DE LA UNIDAD, DISTANCIA ENTRE EJES DEL ENGRANE PRINCIPAL Y EL DE BAJA VELOCIDAD.	TEMPERATURA AMBIENTE EN °F.	
	PARA 15-60° F. USESE LUBRIC. AGMA NUM.	PARA 50-125° F. USESE LUBRIC. AGMA NUM.
Flechas paralelas (reducción sencilla):		
Hasta 8".	2	3
De 8" hasta 20".	2	4
De más de 20".	3.	4
Flechas paralelas (reducción doble):		
Hasta 8".	2	3
De más de 8" hasta 20".	3	4
De más de 20".	3	4
Flechas paralelas (triple reducción):		
Hasta 8"	2	3
De más de 8" hasta 20".	3	4
De más de 20".	4	5
Unidades de engranajes planetarios:		
Diámetro ext. de la carcasa, hasta 16"	2	3
Diám. ext. de la carc. de más de 16".	3	4
Unidades de engranajes cónicos, espirales o rectos:		
Distancia del cono, hasta 12".	2	4
Distancia del cono de más de 12".	3	5
Motorreductores.	2	4
Unidades de alta velocidad.	1	2

TABLA A.6.
FACTORES DE SERVICIO PARA REDUCTORES DE VELOCIDAD
DE SINFIN CILINDRICO Y DE SINFIN HELICOIDAL.

MAQUINA MOTRIZ.	DURACION DEL SERV. X DIA.	CLASIFICACIONES DE CARGA DE LA MAQUINA IMPULSADA.		
		UNIFOR- ME.	CHOQUES MO- DERADOS.	CHOQUES FUERTES.
Motor eléctrico.	1/2 hr. ocas.	0.80	0.90	1.00
	2 hr. interm.	0.90	1.00	1.25
	10 hr.	1.00	1.25	1.50
	24 hr.	1.25	1.50	1.75
Motor de combustión interna multicilín- drico.	1/2 hr. ocas.	0.90	1.00	1.25
	2 hr. interm.	1.00	1.25	1.50
	10 hr.	1.25	1.50	1.75
	24 hr.	1.50	1.75	2.00
Motor de combustión interna monocilín- drico.	1/2 hr. ocas.	1.00	1.25	1.50
	2 hr. interm.	1.25	1.50	1.75
	10 hr.	1.50	1.75	2.00
	24 hr.	1.75	2.00	2.25
Los factores de servicio que siguen, son propios para trabajos sujetos a arranques y paradas frecuentes.				
Motor eléctrico.	1/2 hr. ocas.	0.90	1.00	1.25
	2 hr. interm.	1.00	1.25	1.50
	10 hr.	1.25	1.50	1.75
	24 hr.	1.50	1.75	2.00

NOTAS EXPLICATIVAS:

ocas. = ocasional.

interm. = intermitente.

1. El tiempo indicado para servicios intermitentes u ocasionales, se refiere al tiempo total de operación, por día.

2..El término "paros y arranques fuertes", se refiere a una frecuencia de más de 10 arranques por hora.

3. Se permiten, la sobrecarga normal del arranque o sobrecargas momentáneas hasta del 300 % de la capacidad nominal básica de carga.

BIBLIOGRAFIA

ENGRANAJES.

Campabadel Marti, (Ed. Ariel).

ENGRANES.

Zignoli. (Ed. Blume).

EL PROYECTO EN INGENIERIA MECANICA.

J.E. Shigley, (Mc. Graw Hill Book Co. Inc. 1975).

MARK'S STANDARD HANDBOOK FOR MECHANICAL ENGINEER'S.

(Mc. Graw Hill Book Co. Inc. 1978).

METAL CUTTING TOOL HANDBOOK.

(Metal Cutting Tool Institute MCTI, 1959).

DESING, PRODUCTION AND APLICATION OF THE HYPOID REAR-
AXLE GEAR.

(A.L. Stewart & E. Wild Haber; SAE Journal, Jun. 1926).

BASIC RELATIO SHIP OF SPIROID GEAR.

(American Machinist. Feb. 1946).

SPIROID GEARS.

Illinois Tool Work's. (Illinois, Chicago, U.S.A.).

SPIROID GEARING.

Nelson W.A. (Machine Dessing, Feb. 16, Mar. 2. Mar. 16. 1966).

PRACTICAL GESR DESING.

Dudley, D.W. (Mc. Graw Hill Book Co. Inc. 1954).

CUTTING AND HOBGING WORMS AND GEARS.

Dudley D.W. (American Gears Manufacturers Association, AGMA, Oct. 1943. pp. 7-10).