



FACULTAD DE INGENIERIA

UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO FACULTAD DE INGENIERÍA

CATEDRA: MECANICA APLICADA

UNIDAD 07: REDUCTORES DE ENGRANAJES

Preparó: Ing. Sebastian M. Lazo

Revisó: Ing. Carlos R. Barrera

Agosto 2015

INDICE

1. Objetivos.....	3
2. Introducción: un poco de historia.....	3
3. Tren de Engranajes: Generalidades.....	5
4. Tipos de trenes de engranajes	6
4.1. Trenes ordinarios.....	6
4.1.1. Relación de transmisión.....	6
4.2. Trenes Epicycloidales.....	8
4.2.1. Relación de transmisión en trenes epicycloidales.....	9
4.2.1.1. Formula de Willis en trenes epicycloidales	9
4.2.1.2. Método tabular en trenes epicycloidales	10
4.2.1.2.1. Tren epicycloidal simple.....	10
4.2.1.2.2. Tren epicycloidal compuesto	12
4.2.1.2.3. Tren epi-hipocicloidal simple.....	13
4.2.1.2.4. Tren epi-hipocicloidal compuesto	14
4.2.1.2.5. Tren Diferencial.....	15
5. POTENCIAS Y PARES TRANSMITIDOS	18
6. REDUCTORES DE VELOCIDAD	20
6.1. TIPOS PRINCIPALES.....	20
6.1.1. Nociones Generales	20
6.1.2. Apreciación comparativa de los tipos principales de reductores	23
6.2. CONSTRUCCION DE LOS REDUCTORES DE VELOCIDAD.....	24
6.3. Procedimientos de lubricación.....	28
7. Bibliografía y Referencias	30

1. Objetivos

- ✚ Reconocer la necesidad de la aplicación de los reductores de velocidad por medio de trenes de engranajes
- ✚ Conocer los diferentes tipos de reductores por engranajes, y sus características.
- ✚ Determinar la relación de velocidad.
- ✚ Seleccionar reductores en función de las características del mando.

2. Introducción: un poco de historia

Los engranajes y las transmisiones de engranajes están presentes en muchas de las máquinas que podemos encontrar a nuestro alrededor, además de ayudar a mover las ruedas y hélices de nuestros medios de transporte, ya sea por tierra, mar o aire. Sin embargo, la tecnología asociada a los engranajes no es, en absoluto, una cuestión novedosa. Antes bien, para buscar su origen se debe remontar, por lo menos hasta a la Grecia de la antigüedad. Así, hasta hace no mucho, se decía que la primera referencia a los engranajes correspondía a Aristóteles, o a los discípulos de su escuela, y aparecía en el libro "Problemas Mecánicos de Aristóteles" (280 a.C.). Tal apreciación, sin embargo, es incorrecta ya que lo que contiene dicho libro es una referencia a un mecanismo constituido por ruedas de fricción. Para una referencia más acertada deberíamos trasladarnos hacia el año 250 a.C., cuando Arquímedes desarrolló un mecanismo de tornillo sin fin - corona, que luego fue utilizado por Leonardo Da Vinci en sus diseños de máquinas de guerra, en el 1482. En la figura 2-1 se observa una enorme ballesta, y el texto que acompaña al dibujo dice: *“los brazos abiertos de esta ballesta (donde se ata la cuerda) miden 42 braccia de ancho, mientras que su sección más ancha mide un braccio y dos tercios. Una vez disparada, el tensor de la cuerda baja y la ballesta se estira a lo largo. Tense la cuerda de la ballesta. Así es cómo funciona un instrumento manejado por una cuerda. La cuerda se suelta por un golpe del mazo que hay encima del tirador del perno”*. En un detalle de la imagen se aprecia una rudimentaria transmisión de tornillo sin fin y corona.

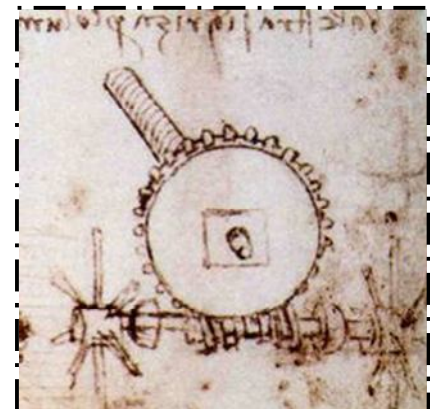
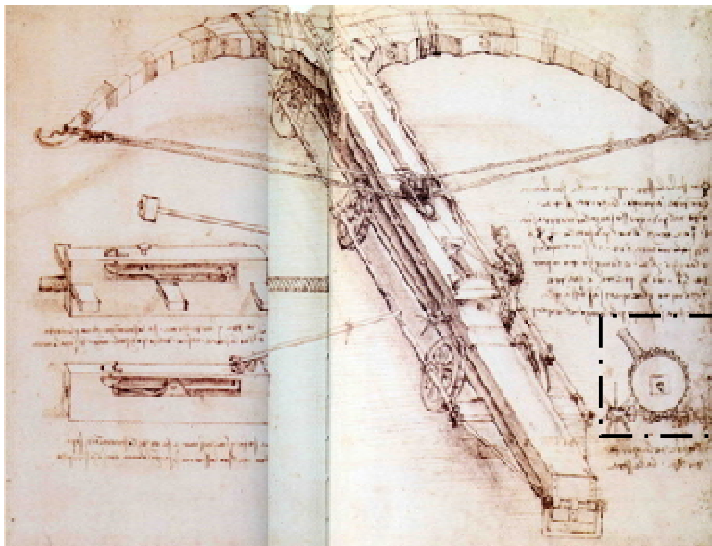


Figura 2-1: Máquina de guerra de Leonardo Da Vinci

Con anterioridad a este descubrimiento, se había venido considerando como la primera aplicación conocida de engranajes diferenciales epicicloidales al llamado "carro que apunta hacia el Sur" (120-250 D.C.) mostrado en la figura 2-2: un ingenioso mecanismo de origen chino que mantenía el brazo de una figura humana apuntando siempre hacia el Sur (considerando, eso sí, que en las ruedas del carro no existía deslizamiento).

Por otro lado, el mecanismo de engranajes más antiguo que se tiene conocimiento es el mecanismo de Antikythera (ver Figura 2-3) descubierto en 1900 en la isla griega de ese nombre



Figura 2-2: Carro que apunta al Sur

en un barco hundido. El mecanismo estaba en condiciones inutilizables, y en fragmentos, y data de alrededor del año 87 D.C. Es un dispositivo extremadamente complejo (incluía trenes de engranajes epicicloidales) y se trata de una máquina destinada a predecir la posición de sol y de la luna, como así también de eclipses. En la era moderna se han realizado varios proyectos de investigación acerca de este mecanismo, logrando reproducir fielmente los movimientos previstos en la máquina original.

Entre el siglo XV y XVII se desarrollan las primeras teorías de engrane y las matemáticas de los perfiles de los dientes de los engranajes, especialmente los perfiles cicloides debidos a Desargues y los perfiles de evolvente debidos La Hire. Luego con la revolución industrial la ciencia y tecnología de los engranajes alcanza su máximo esplendor. A partir de este momento, la aparición de nuevos inventos conlleva el desarrollo de nuevas aplicaciones para los engranajes, y con la llegada del automóvil -por ejemplo- la preocupación por una mayor precisión y suavidad en su funcionamiento se hace prioritaria.

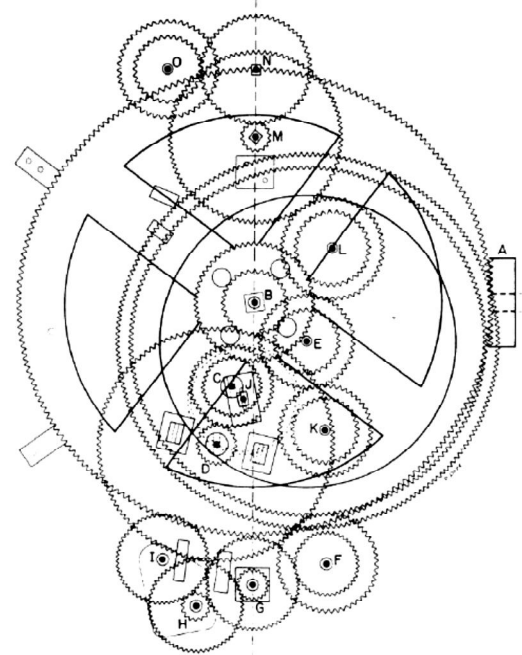


Figura 2-3: Mecanismo de Antikythera

3. Tren de Engranajes: Generalidades

Un **tren de engranajes** es un mecanismo formado por uno o más pares de engrane acoplados de tal forma que el elemento conducido de uno de ellos es el conductor del siguiente. Suele definirse como aquella cadena cinemática formada por varias ruedas que ruedan sin deslizar entre sí; o bien como cualquier sistema de ejes y ruedas dentadas que incluya más de dos ruedas.

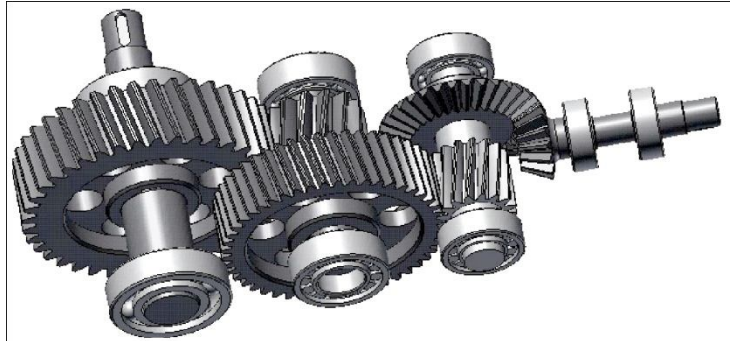


Figura 3-1: Reductor de engranajes (no se muestra el bastidor)

En muy común que se utilicen más de 2 ruedas dentadas, porque no es posible establecer una determinada relación de transmisión entre dos ejes mediante un solo par de ruedas dentadas; o también porque se desea obtener un mecanismo con relación de transmisión variable, lo que tampoco es posible con un solo par de ruedas.

Los casos más frecuentes en los que la relación de transmisión “*i*” no puede ser generada solamente por dos ruedas son:

Cuando la relación de transmisión “*e*” es muy distinta de la unidad:

Por un lado, tenemos el **número mínimo** de dientes que pueden tallarse sin que se produzca interferencia en el dentado. Esto viene dado por la expresión $2/\sin^2\phi$. Usualmente se asume 15 dientes como la menor cantidad, para ruedas talladas con ángulo de presión 20° . También existen limitaciones constructivas que limitan el **número máximo** de dientes que pueden tallarse sobre una rueda. La razón principal es que los errores cometidos durante el tallado, aunque sean muy pequeños y tal vez no influyan en el engrane de una determinada pareja de dientes, son acumulativos. Como consecuencia, el último diente tallado puede quedar excesivamente cerca o lejos del primero falseando el paso y haciendo que el engranaje no funcione correctamente. De ahí que generalmente no se suele admitir pasar de 200 dientes en engranajes industriales (reductores de velocidad de turbinas muy rápidas) y de 100 en mecánica fina de precisión; si bien no se llega a estos límites más que en casos excepcionales.

Uniendo todo ello, podemos ver que el valor mínimo (su inverso será el máximo) que podemos alcanzar en la relación de transmisión es de orden de:

$$e = \frac{15}{100} \cdots \frac{15}{200} = \frac{1}{6} \cdots \frac{1}{12}$$

Los números máximo y mínimo de dientes definen una relación de transmisión que no puede sobrepasarse y a la que se recomienda no llegar, a ser posible, para evitar una disminución notable del rendimiento, un aumento del desgaste, ruido y dificultades en el montaje. Además, otra razón de peso es que no interesa que la rueda de menos dientes resulte excesivamente pequeña en relación a la otra: en tal caso, el piñón se desgasta más que la rueda al entrar más veces en contacto sus dientes y sufrir con ello un mayor desgaste y un mayor número de ciclos de fatiga por unidad de tiempo. En cualquier caso, en general se suele tener en cuenta esta diferencia y se utiliza un mejor material para el piñón.

La relación de transmisión *e* viene definida por una fracción irreductible $e = a/b$

dentro de los márgenes descritos en el punto anterior, pero tal que $a > z_{m\acute{a}x}$ y $b > z_{m\acute{a}x}$. Por ejemplo $e = 133/171$.

La relación de transmisión *e* viene definida por un número irracional que no puede establecerse con la suficiente aproximación mediante un único par de ruedas de dimensiones limitadas. Por ejemplo $e = \pi = 3,14159 \dots$

La relación de transmisión *e* ha de establecerse entre dos ejes excesivamente alejados como para establecer la transmisión mediante sólo dos ruedas de dimensiones normales. En ocasiones, cuando sucede este tipo de problemática, la solución puede estar en buscar otro tipo de transmisión: correas, cadenas, ...

4. Tipos de trenes de engranajes

La clasificación de los reductores, es un tema muy subjetivo, ya que depende del criterio o criterios elegidos para realizarla. A partir de consideraciones de índole **cinemática del tren de engranajes que compone el reductor**, una posible clasificación puede ser:

- **Trenes ordinarios:** que, a su vez, pueden dividirse en:
 - Trenes ordinarios simples.
 - Trenes ordinarios compuestos. Estos, así mismo, podrán ser recurrentes o no recurrentes. (también denominado por otras bibliográficas como “con reversión y sin reversión”)
- **Trenes epicicloidales:** que pueden subdividirse en:
 - Trenes epicicloidales simples.
 - Diferenciales.
 - Trenes epicicloidales de balancín.
- **Trenes mixtos:** en los que coexisten los dos tipos de trenes de engranajes anteriores.

La diferencia fundamental de los dos primeros grupos radica en que en los trenes epicicloidales existe algún eje que tiene movimiento relativo respecto de los demás (por lo general movimiento de rototraslación); mientras que en los trenes ordinarios el único movimiento que pueden tener los ejes es el de giro sobre sí mismos.

4.1. Trenes ordinarios

En un tren ordinario, las ruedas extremas del tren giran sobre los dos ejes entre los que ha de establecerse la relación de transmisión deseada. En él, todos los ejes de las ruedas que lo componen (tanto extremas como intermedias) apoyan sobre un mismo soporte fijo, denominado bastidor o carcasa. Los trenes ordinarios están clasificados como **dispositivos de un grado de libertad**.

4.1.1. Relación de transmisión

Se dice que un **TREN ORDINARIO** es, además, **SIMPLE** cuando cada eje contiene únicamente una rueda (ver figura 4-1).

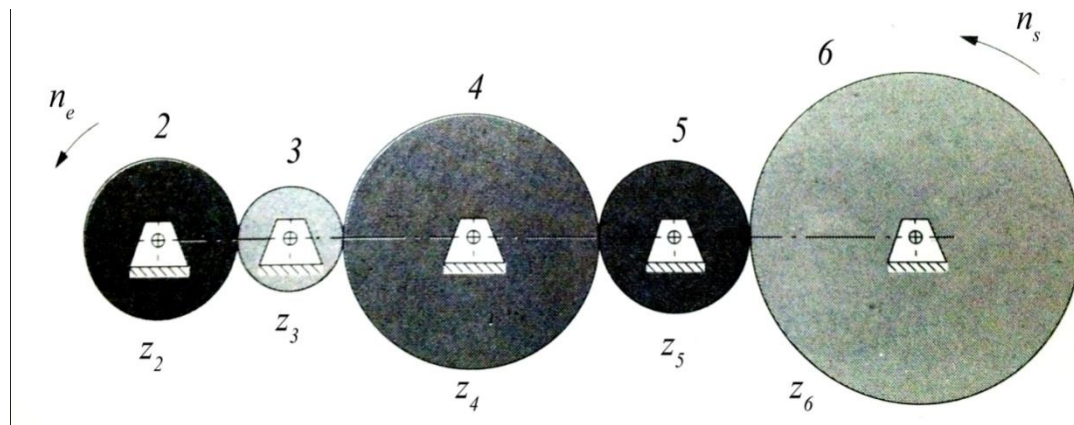


Figura 4-1: Tren ordinario simple (Ref.2)

Para obtener la relación de velocidades de un tren ordinario, se hace uso de la fórmula de Willis. El enunciado dice lo siguiente, y aplica a cualquier tipo de tren de engranajes:

El valor de la relación de velocidades angulares entre la primera rueda motriz y la última conducida es igual al producto de los números de dientes de las ruedas conducidas dividido por el producto de los números de dientes de las motrices.

El modelo matemático de este enunciado es:

$$i = \frac{\text{producto número de dientes conducidas}}{\text{producto número de dientes motoras}} = \pm \frac{\prod z_{\text{conducidas}}}{\prod z_{\text{motoras}}} = \frac{n_e}{n_s} \quad \text{Ecuación 4-1}$$

Aplicando este modelo a un **tren de engranajes ordinario simple**:

$$i = \frac{z_3 \cdot z_4 \cdot z_5 \cdot z_6}{z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \cdot z_5} = \frac{n_e}{n_s} \Rightarrow i = \frac{z_6}{z_2} = \frac{n_e}{n_s}$$

- De esto se concluye que el número de dientes de las ruedas intermedias no influye en el valor absoluto de la relación de transmisión “i”. Son las llamadas **ruedas parásitas o locas**: pueden servir para **invertir el sentido de giro final** (el signo de la relación de transmisión) o para **modificar la distancia entre los ejes** de entrada y salida.
- Otra posible aplicación de los trenes ordinarios simples tiene lugar en el caso de que se desee tener más de un eje de salida de movimiento, para una sola entrada.
- En este tipo de tren, todas las ruedas dentadas deben tener el mismo módulo o diametral pitch.

Por otra parte, se dice que un **TREN ORDINARIO** es **COMPUESTO** cuando, al menos, uno de los ejes es común a varias ruedas. El caso más sencillo posible es el que se puede apreciar en la figura 4.2.

Si separamos el tren de engranajes en parejas de ruedas engranando, tendremos dos grupos: A y B. En el grupo A, el movimiento “entra” por 2 y “sale” por 3 (rueda conductora y conducida, respectivamente). Análogamente, en el grupo B, el movimiento “entra” por 4 y “sale” por 5. Si hubiera más grupos, (C, D, ...) el esquema se repetiría. En este caso, la relación de velocidades, aplicando la formula de Willis, resulta:

$$i = \frac{z_3 \cdot z_5}{z_2 \cdot z_4} = \frac{n_e}{n_s}$$

- Si en un tren de engranajes **ordinario simple** es necesario que todas las ruedas tengan el **mismo módulo**, no sucede lo mismo en el caso del **tren ordinario compuesto**. En el caso de la Fig. 4-2, si $R_3 < R_2$, para transmitir la misma potencia de giro ($Pot = M_t \cdot \omega = F_t \cdot R \cdot \omega$) es preciso una fuerza mayor (es decir, la componente tangencial a la circunferencia primitiva de funcionamiento - F_t - del esfuerzo de contacto entre dientes es mayor: $F_{tB} > F_{tA}$); por lo tanto, los dientes de las ruedas del grupo B están más solicitadas que las del grupo A y deberían ser construidas con un módulo mayor.

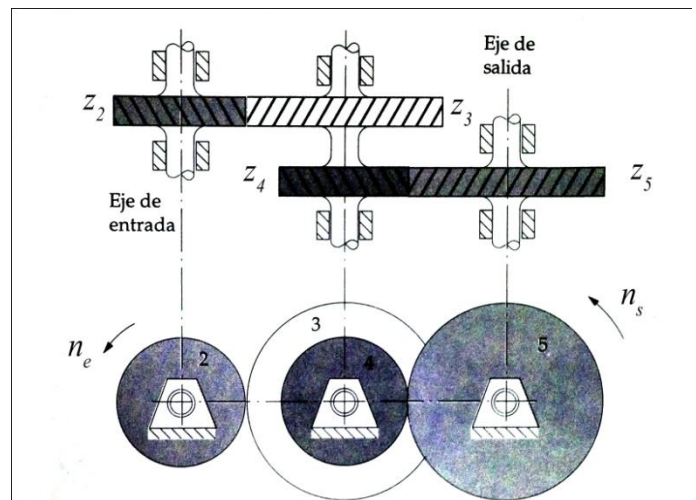


Figura 4-2: Tren ordinario compuesto (Ref.2)

Se dice que un **TREN** de engranajes **ORDINARIO COMPUESTO** es **RECURRENTE** cuando el eje de salida y el de entrada **son coaxiales**, tal cual lo muestra el tren de engranajes de la figura 4-3.

En un tren de este tipo, y con ruedas exteriores, se verifica que:

$$r_2 + r_3 = r_4 + r_5$$

Siendo r : radio primitivo de la rueda dentada. Utilizando el módulo m y el número de dientes z de cada rueda, tenemos:

$$m_A \cdot (z_2 + z_3) = m_B \cdot (z_4 + z_5)$$

Entonces, esto lleva a concluir que la relación de los módulos de cada etapa es inverso a la relación entre la suma de dientes de los engranajes de cada etapa. Analíticamente:

$$\frac{m_A}{m_B} = \frac{(z_4 + z_5)}{(z_2 + z_3)}$$

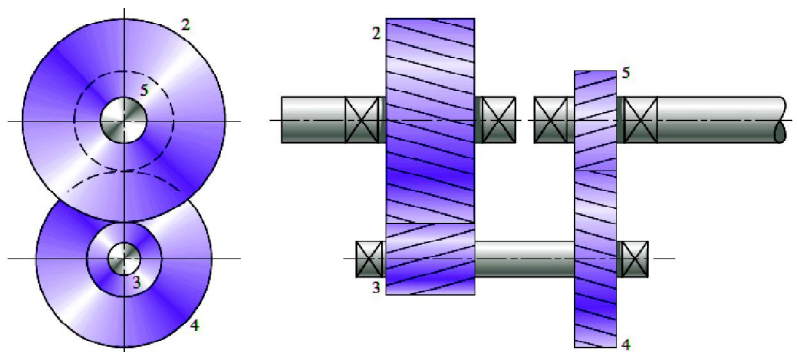


Figura 4-3: Tren ordinario compuesto recurrente (Ref.3)

4.2. Trenes Epicicloiales

Un tren de engranajes epicicloial (Fig. 4.4) es aquel tren de engranajes en el que alguna rueda gira sobre un eje que no es fijo, sino que dicho eje gira en el espacio. Los trenes epicicloiales están clasificados como **dispositivos de dos grados de libertad**, lo que requiere que el accionamiento tenga dos entradas para tener una salida predecible; a diferencia de los trenes ordinarios que solo tienen un grado de libertad. En algunos casos, como en el diferencial del automóvil, se tiene una entrada (la del eje cardan), y se obtienen dos salidas acopladas friccionalmente (las dos ruedas de propulsión).

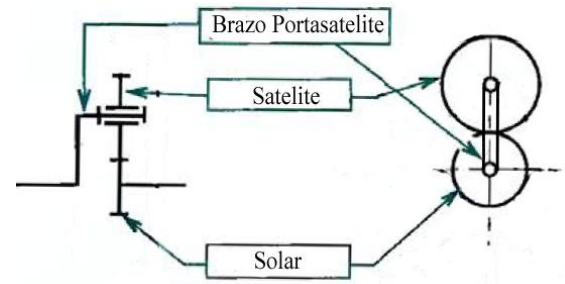


Figura 4-4: Esquema de tren epicicloial

En la figura 4-5a se muestra un reductor ordinario en el que el brazo 1 se ha inmovilizado como eslabón de fijación. En la figura 4-5b se encuentra representado el mismo mecanismo, pero el brazo 1 está libre de girar sobre el mismo eje de rotación del engrane 2, como un brazo rotante y portante del engrane 3. De esta manera, un tren ordinario se ha convertido en un tren epicicloial o planetario con dos grados de libertad, con un **engrane solar** (2) y un **engrane planetario** o **satélite** (3) que orbita alrededor del solar, y es mantenido en dicha orbita por la acción del **brazo** (1).

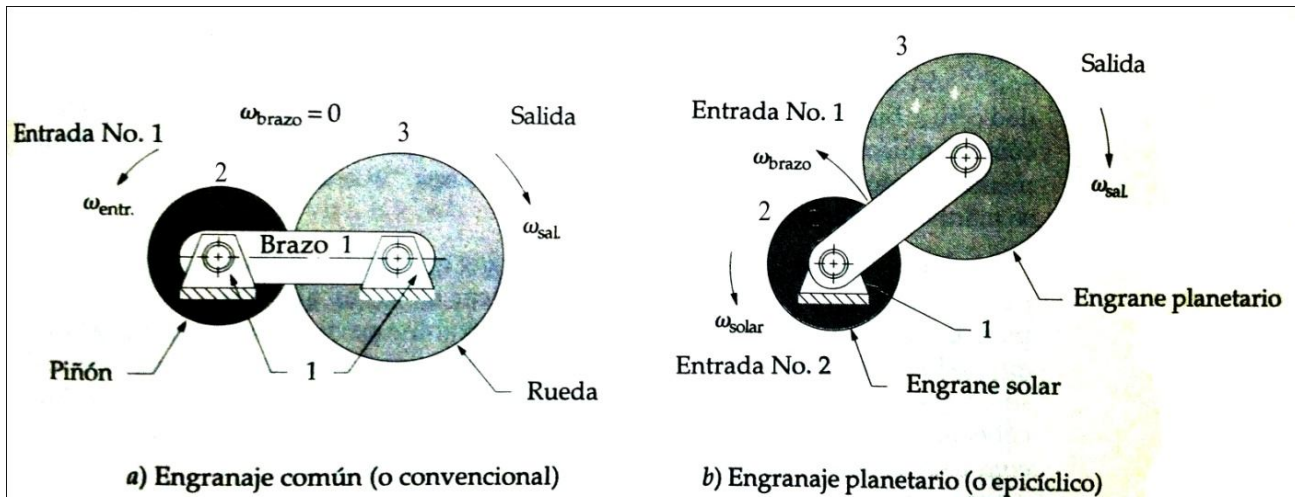


Figura 4-5: Comparación entre un tren ordinario y un tren epicicloial (Ref.2)

En este sencillo ejemplo de engrane epicíclico, el único engrane del que puede tomarse una salida, después de aplicar velocidad de entrada al solar y al brazo, es el planetario. Esto, es algo difícil de lograr, ya que el engrane planetario orbita alrededor de su pivote. En la figura 4-6 se muestra una configuración más útil, donde se utiliza un engrane de dentado interior, o también llamada corona. Dicha corona se conecta al engrane planetario, y su eje de rotación es O_2 , de modo que puede servir fácilmente como eje de salida. Nótese que como el engrane solar, la corona y el brazo se prolongan como ejes hueco coaxiales, de modo que pueda tenerse acceso a cada uno para disponer de su velocidad angular y su torque, como entrada o como salida.

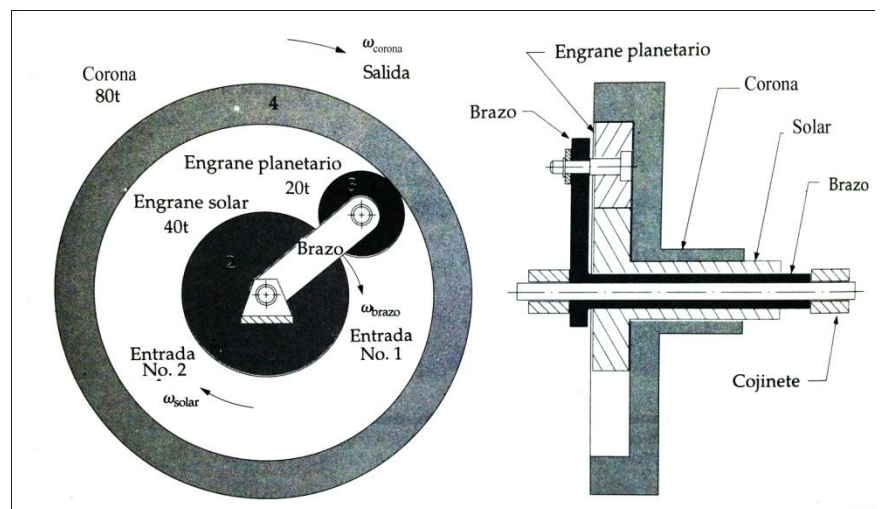


Figura 4-6: Tren Epi-Hipocicloial

Aunque es relativamente fácil visualizar el flujo de potencia y los sentidos de rotación en un tren ordinario, es muy difícil determinar el comportamiento de un tren planetario por simple observación. Puesto que los engranes giran con respecto al brazo y el propio brazo tiene su

movimiento, se tiene un problema de velocidades relativas. Aplicando este principio pero en términos de velocidades angulares específicas para este sistema, se obtiene:

$$\omega_{engrane} = \omega_{brazo} + \omega_{engrane / brazo} \quad \text{Ecuación 4-2}$$

Con esta última ecuación, más la fórmula que relaciona las velocidades angulares y las cantidades de dientes de las ruedas, se pueden predecir el comportamiento de un tren planetario. El los siguientes apartados se tratará este tema.

4.2.1. Relación de transmisión en trenes epicicloidales

En este caso, se pueden aplicar 2 formas distintas para la obtención de la relación de velocidades: Fórmula de Willis y Método Tabular:

4.2.1.1. Fórmula de Willis en trenes epicicloidales

Para obtener una fórmula de relación de velocidades, es práctico imponer un elemento como entrada y otro elemento como salida. Por una cuestión lógica, se impondrá como entrada al engrane solar, y como salida a la corona. Por tanto se llamará ω_{solar} a la velocidad de entrada del tren, y ω_{corona} a la velocidad de salida (cualquier otro criterio llevaría al mismo resultado).

Aplicando el criterio de la ecuación 4-2, pero al primer engrane del sistema, o sea el engrane solar:

$$\omega_{solar} = \omega_{brazo} + \omega_{solar / brazo} \Rightarrow \omega_{solar / brazo} = \omega_{solar} - \omega_{brazo} \quad \text{Ecuación 4-3}$$

Ahora se aplica el mismo criterio, pero al engrane de salida, es decir, a la corona:

$$\omega_{corona} = \omega_{brazo} + \omega_{corona / brazo} \Rightarrow \omega_{corona / brazo} = \omega_{corona} - \omega_{brazo} \quad \text{Ecuación 4-4}$$

De acuerdo al criterio de relación de velocidades del eje motriz respecto al conducido, en este caso sería de dividir la ecuación 4-3 por la ecuación 4-4:

$$i = \frac{\omega_{solar / brazo}}{\omega_{corona / brazo}} = \frac{\omega_{solar} - \omega_{brazo}}{\omega_{corona} - \omega_{brazo}} \quad \text{Ecuación 4-5}$$

Si se recuerda la relación fundamental de la fórmula de Willis, planteada en la ecuación 4-1, resulta:

$$i = \pm \frac{\prod z_{conducidas}}{\prod z_{motoras}} = \frac{\omega_{solar} - \omega_{brazo}}{\omega_{corona} - \omega_{brazo}} \quad \text{Ecuación 4-6}$$

Ahora, reemplazando las variables de las cantidades de dientes del tren planetario en la ecuación 4-6, se obtiene:

$$i = \frac{z_{planet} \cdot z_{corona}}{z_{solar} \cdot z_{planet}} = \frac{\omega_{solar} - \omega_{brazo}}{\omega_{corona} - \omega_{brazo}}$$

Por lo tanto:

$$\frac{z_{corona}}{z_{solar}} = \frac{\omega_{solar} - \omega_{brazo}}{\omega_{corona} - \omega_{brazo}} \quad \text{Ecuación 4-7}$$

Esta última ecuación es aplicable a cualquier sistema planetario como el mostrado en la figura 4-6, y puede usarse para resolver cualquier variable del término derecho. Como se observa, en el término derecho existen 3 variables distintas, por lo tanto, es necesario imponer 2 variables para que la tercera sea predecible. Aquí se comprueba que el sistema posee 2 grados de libertad.

Usualmente en la práctica se encuentran reductores planetarios (es decir, con 2 grados de libertad) que tienen un eje de entrada y otro eje de salida. Entonces, **¿Cómo se hace para asignar al reductor ese segundo grado de libertad, para que la salida tenga un comportamiento predecible?**. Muy simple: **a uno de los elementos se lo deja fijo, o sea, con velocidad angular cero.** De acuerdo a esto, se pueden plantear 3 alternativas distintas:

- a) Cuando $\omega_{corona} = 0$

- b) Cuando $\omega_{solar} = 0$
- c) Cuando $\omega_{brazo} = 0$

Para obtener las formulas aplicables a cada situación, tan solo bastaría con reemplazar las variables conocidas y despejar la incógnita de la ecuación 4-7. En el siguiente cuadro se representan gráficamente las 3 situaciones y se muestran las ecuaciones de la relación de velocidad en cada una.

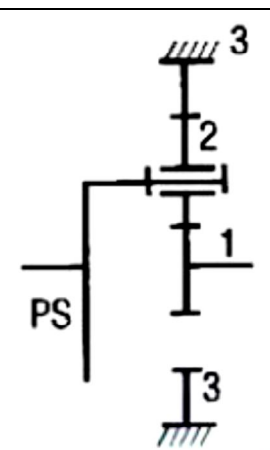
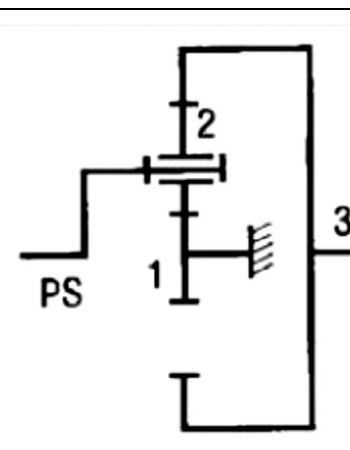
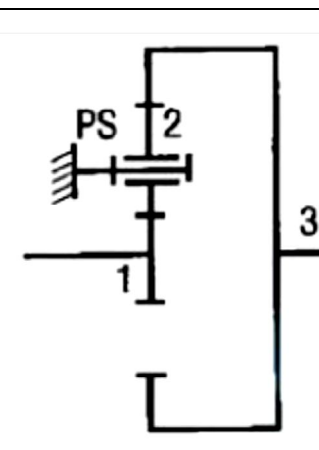
Cuando $\omega_{corona} = 0$	Cuando $\omega_{solar} = 0$	Cuando $\omega_{brazo} = 0$
		
$\frac{z_{solar} + z_{corona}}{z_{solar}} = \frac{\omega_{solar}}{\omega_{brazo}}$	$\frac{z_{solar} + z_{corona}}{z_{corona}} = \frac{\omega_{corona}}{\omega_{brazo}}$	$\frac{z_{corona}}{z_{solar}} = \frac{\omega_{solar}}{\omega_{corona}}$

Tabla 4-1

Nótese que el último caso, cuando el brazo portasatelites esta fijo, se transforma en un tren ordinario simple.

La primera configuración mostrada, cuando la velocidad de la corona es nula, es el caso práctico más utilizado, por la practicidad de uso en planetarios acoplados, como se muestra en la figura 4-7. Esta configuración es de suma utilidad, debido a que la corona de dentado interno forma parte del bastidor y carter, obteniendo un reductor muy compacto, con sus ejes de entrada y salida coaxiales, con una alta relación de velocidad y razonable capacidad de transmisión de torque.

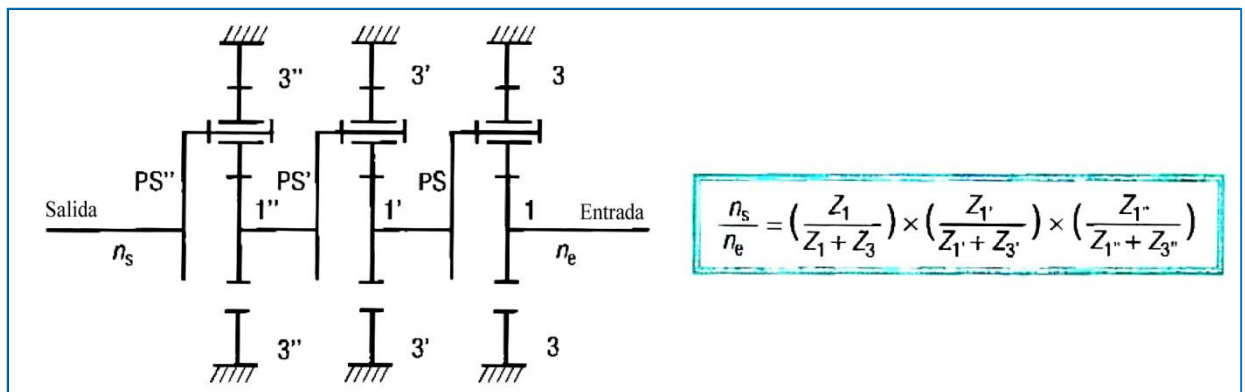


Figura 4-7: Acoplamiento de tres reductores planetarios, aplicando en la corona velocidad angular nula. (Ref.6)

4.2.1.2. Método tabular en trenes epicicloiales

4.2.1.2.1. Tren epicicloial simple

Otro enfoque para analizar un tren de engranajes epicicloial, es el denominado “método tabular”. La idea básica es la siguiente: el movimiento angular total de cualquier rueda es igual al movimiento angular del brazo *c* más el movimiento de la rueda relativo al brazo. En la tabla se han denominado como **movimientos con el brazo *c*** y **movimientos relativos al brazo *c***.

La tabla de solución se construye con una columna para cada elemento del tren, y un renglón para cada movimiento: de arrastre, relativo y total, como se muestra en la tabla 4-2:

	elemento "a" (solar)	Elemento "b" (satélite)	Elemento "c" (brazo)
Movimiento con el elemento "c" (brazo)			
Movimiento relativo al elemento "c" (brazo bloqueado)			
Movimiento total			

Tabla 4-2

Para un análisis inicial, tomaremos el **tren epicicloidal simple** de la figura 4-8, con su correspondiente nomenclatura. **Es importante recordar que este tipo de tren epicicloidal no tiene una aplicación práctica, pero sirve como punto de partida para el método tabular.** Sean a y b dos ruedas montadas sobre el brazo c de modo que, si dicho brazo c está fijo, a y b constituirán un tren de engranajes ordinario. Supongamos ahora que a es el órgano fijo del tren (más adelante se comentará acerca de esta imposición); entonces, c puede girar alrededor de O arrastrando a b , girando esta última rueda alrededor de su propio eje O' . Se desea hallar el número de vueltas que dará b , con respecto al órgano fijo a , por cada vuelta de c alrededor de O .

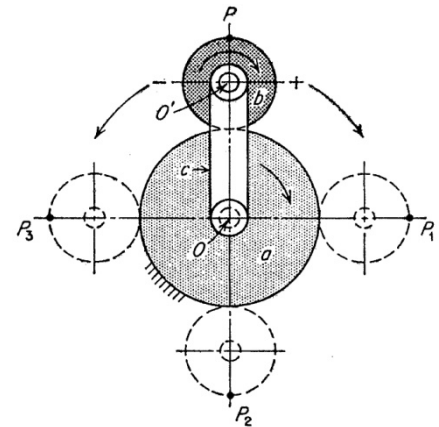


Figura 4-8: Tren epicicloidal simple (Ref.7)

En primer lugar, supongamos a a desconectada del bastidor de modo que a , b y c pueden dar una vuelta juntas, como una sola pieza, en el sentido marcado por la flecha alrededor de O .

Que b dará una vuelta puede verse por las posiciones de cualquiera de sus líneas, como la PO' , durante las diferentes fases del ciclo. Se fija ahora el brazo c , y la rueda a se gira en sentido contrario una vuelta completa, con lo que vuelve a su posición original y su movimiento resultante es nulo. Esto se realiza de esa forma, por la imposición que se realizó al inicio del estudio, en donde se supone a la rueda a como el elemento fijo al bastidor, es decir, que uno de los dos grados de libertad ya queda restringido a tener velocidad nula. Al mismo tiempo, b estará obligada a dar a/b vueltas con el sentido de giro inicial (siendo a y b el número de dientes o diámetro primitivo de cada rueda). Por consiguiente, el número total de vueltas de b por cada revolución de c alrededor de O (sin giro de a) es $1 + a/b$ y su sentido de giro es el mismo que el de c . Es evidente que c puede girar con cualquier sentido, siendo válidas, en cualquier caso, estas conclusiones.

Este método de análisis puede establecerse así: Tómese el giro a derechas como positivo (+) y a izquierdas como negativo (-). Considerando el mecanismo totalmente bloqueado y dando una vuelta alrededor de O en sentido positivo, cada pieza dará $+1$ vuelta. Supóngase ahora que el brazo c queda fijo (con lo cual se reduce el mecanismo a un simple engranaje) y que a gira una vuelta completa en sentido negativo; los movimientos son ahora: -1 vuelta para a ; $+a/b$ vueltas para b ; y cero vueltas para c . La tabla 4-3 resume todo esto:

	elemento "a" (solar)	Elemento "b" (satélite)	Elemento "c" (brazo)
Movimiento con el elemento "c" (brazo)	$+1$	$+1$	$+1$
Movimiento relativo al elemento "c" (brazo bloqueado)	-1	$+ a/b$	0
Movimiento total	0	$1 + a/b$	$+1$

Tabla 4-3

De la tabla, se puede deducir la relación de velocidades angulares entre la rueda b y el brazo c :

$$i_{b-c} = \frac{n_b}{n_c} = \frac{1 + \frac{a}{b}}{1} = 1 + \frac{a}{b} \quad \text{Ecuación 4-8}$$

donde los signos indican que ambos órganos giran en el mismo sentido.

Es importante señalar que el mencionado brazo es siempre el órgano portador del eje de la rueda móvil. Nótese que el procedimiento empleado es un análisis de los movimientos en un tren planetario y que cada etapa del procedimiento no encierra ninguna acción planetaria.

4.2.1.2.2. Tren epicicloidal compuesto

Ahora se analizara un tren de **engranajes epicicloidal compuesto**. Se puede seguir el mismo procedimiento anterior si se añaden otras ruedas, como las *c* y *d* de la figura 4-9, formando un tren compuesto. Si *b* se hace solidaria de *c* y *d* va loca sobre el árbol de *a*, los movimientos son los que se muestran en la tabla 4-4.

Esta forma de tren planetario se usa mucho para obtener grandes relaciones de velocidades entre el brazo *e* y la última rueda *d*.

De acuerdo a la tabla 4-4, se deduce la relación de velocidades entre brazo *e* y la rueda *d*:

$$i_{e-d} = \frac{n_e}{n_d} = \frac{1}{1 - \frac{a \cdot c}{b \cdot d}} \quad \text{Ecuación 4-9}$$

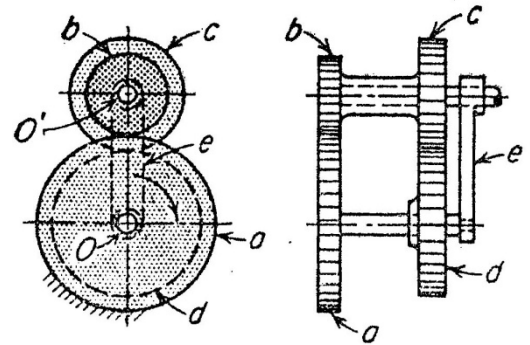


Figura 4-9: Tren epicicloidal compuesto (Ref.7)

	elemento "a"	Elemento "b"	Elemento "c"	Elemento "d"	Elemento "e" (brazo)
Movimiento con el elemento "e" (brazo)	+1	+1	+1	+1	+1
Movimiento relativo al elemento "e" (brazo bloqueado)	-1	+ a/b	+ a/b	-(a/b).(c/d)	0
Movimiento total	0	1 + a/b	1 + a/b	1-(a.c)/(b.d)	+1

Tabla 4-4

Se plantea como ejemplo: Sean las ruedas *a*, *b*, *e* y *d*, de 99, 100, 101 y 100 dientes, respectivamente. Aplicando la ecuación 4-9 resulta:

$$i_{e-d} = \frac{n_e}{n_d} = \frac{1}{1 - \frac{99 \cdot 101}{100 \cdot 100}} = \frac{10000}{1}$$

Aquí se puede percibir la enorme relación de velocidades que se logra con un tren epicicloidal compuesto, integrado solamente por 4 ruedas dentadas.

Puesto que estas ruedas van montadas sobre árboles paralelos, la distancia entre centros debe ser la misma para cada pareja. Teóricamente, *la suma de los números de dientes de cada pareja de ruedas engranadas debe ser la misma*. Como, en nuestro ejemplo, esto no se cumple, será preciso separarse ligeramente de la distancia teóricamente correcta, haciendo los ajustes adecuados, como juego, etc. Con ruedas de evolvente esto no afectaría a la relación de velocidades.

4.2.1.2.3. Tren epi-hipocicloidal simple

En este caso, al tren epicicloidal mostrado en la figura 4-8 se le agrega una corona de dentado interior d engranando con el satélite. Se utiliza la nomenclatura mostrada en la figura 4-10. A diferencia del estudio realizado con el tren epicicloidal de la figura 4-8, ahora el elemento fijo será la corona d . Como ya se dio a entender en apartados anteriores, **este reductor es de gran aplicación práctica**; la idea de fijar con velocidad nula a la corona d provee una distribución muy razonable de los elementos, ya que dicha corona permanece fija sobre el bastidor, o en otros casos, es parte del mismo carter que contiene el lubricante.

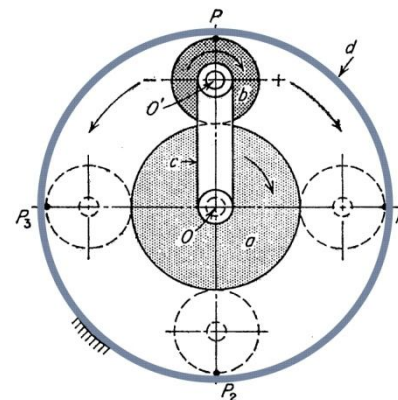


Figura 4-10: Tren epi-hipocicloidal

En la tabla 4-5 se representa el estudio de los movimientos angulares del reductor de la figura 4-10, aplicando el mismo procedimiento que en el tren epicicloidal de la figura 4-8.

	<i>elemento "a"</i> (solar)	<i>Elemento "b"</i> (satélite)	<i>Elemento "c"</i> (brazo)	<i>Elemento "d"</i> (corona)
Movimiento con el elemento "c" (brazo)	+1	+1	+1	+1
Movimiento relativo al elemento "c" (brazo bloqueado)	+d/a	- d/b	0	-1
Movimiento total	1+d/a	1 - d/b	+1	0

Tabla 4-5

De acuerdo a la tabla 4-5, se deduce la relación de velocidades entre el engrane solar a y el brazo c :

$$i_{a-c} = \frac{n_a}{n_c} = \frac{1 + \frac{d}{a}}{1 - \frac{d}{b}} = 1 + \frac{d}{a} \quad \text{Ecuación 4-10}$$

Si se compara la ecuación 4-10 (obtenida por método tabular) y la primera ecuación mostrada en la tabla 4-1 (obtenida por método de Willis), se comprueba que el resultado es exactamente igual.

A continuación, como ejemplo, se propone resolver velocidad de salida en el brazo, en el tren planetario de la figura 4-11, donde las ruedas tienen los siguientes números de dientes:

$$z_{solar} = 40 \text{dientes}$$

$$z_{planet} = 20 \text{dientes}$$

$$z_{corona} = 80 \text{dientes}$$

Se consideran las siguientes velocidades como datos de entrada, y la salida como incógnita:

$$\omega_{solar} = 100 \text{rpm} \quad (\text{entrada, horario})$$

$$\omega_{brazo} = \text{___ rpm} \quad (\text{salida, ______})$$

$$\omega_{corona} = 0 \text{rpm}$$

Aplicando la ecuación 4-10 obtenida por método tabular:

$$i_{solar-brazo} = \frac{n_{solar}}{n_{brazo}} = 1 + \frac{z_{corona}}{z_{solar}} \Rightarrow n_{brazo} = \frac{n_{solar}}{1 + \frac{z_{corona}}{z_{solar}}}$$

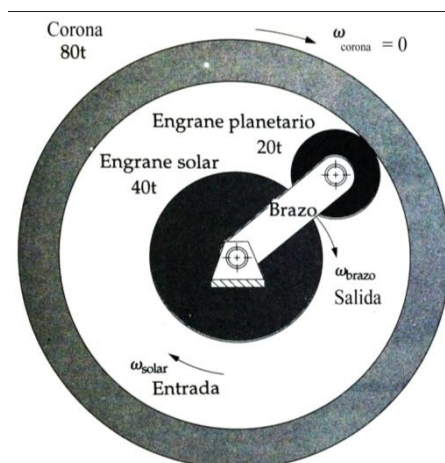


Figura 4-11

$$n_{brazo} = \frac{n_{solar}}{1 + \frac{z_{corona}}{z_{solar}}} = \frac{100rpm}{1 + \frac{80}{40}} = 33,3rpm$$

Esta reducción no parece de un valor apreciable para un tren en el que se utilizan 3 ruedas, y con el inconveniente de que una de ellas es de dentado interior. Pero, la ventaja principal aparece cuando se acoplan en serie, tal como se muestra en la figura 4.7. Usando las cantidades de dientes mencionadas en el ejemplo anterior, si se aplica al reductor combinado de 3 etapas de la figura 4-7, la velocidad de salida resultante sería:

$$n_{brazo} = \frac{n_{solar}}{\left(1 + \frac{z_{corona}}{z_{solar}}\right) \cdot \left(1 + \frac{z_{corona}}{z_{solar}}\right) \cdot \left(1 + \frac{z_{corona}}{z_{solar}}\right)}$$

$$n_{brazo} = \frac{100rpm}{\left(1 + \frac{80}{40}\right) \cdot \left(1 + \frac{80}{40}\right) \cdot \left(1 + \frac{80}{40}\right)} = \frac{100rpm}{27} = 3,7rpm$$

Un detalle de suma importancia a considerar, es que el número de dientes de la corona, indefectiblemente deberá ser igual a la suma del número de dientes del solar más el doble del número de dientes del satélite, es decir:

$$z_{corona} = z_{solar} + 2 \cdot z_{satelite}$$

4.2.1.2.4. Tren epi-hipocicloidal compuesto

La figura 4-12 muestra un aparejo de accionamiento manual con cadenas. Esta es una interesante aplicación de reductores planetarios, el cual se trata de un **tren de engranajes epi-hipocicloidal compuesto**, o sea que es la combinación del **tren epicicloidal compuesto** mostrado en la figura 4-9 y el **tren epi-hipocicloidal simple** mostrado en la figura 4-10.

El bastidor *e* está provisto de cojinetes que soportan la rueda *g*, y en el brazo *f* solidario de *g* hay ejes en los que van montadas sendas parejas de ruedas compuestas *cd*, la menor (*d*) engranada con una rueda de dentado interior que forma parte del bastidor *e* y la mayor engranando con un piñón *b* montado en el extremo del árbol *m*, al que va unida la polea de la cadena de accionamiento manual *a*. Cuando el operador tira de la cadena hace girar la polea *a* y con ella el piñón *b* que a su vez pone en movimiento las ruedas compuestas *cd*.

Como una de estas ruedas de las parejas engrana con la rueda anular fija al marco *e*, el único movimiento posible es el giro del brazo portador de las ruedas compuestas y, por consiguiente, el giro de la polea *g* que arrastra la cadena elevadora.

La relación de velocidades entre ambas poleas, la de accionamiento *a* y la elevadora *g*, es, evidentemente, la misma que la que hay entre el piñón *b* y el brazo giratorio *f*. Para encontrar la relación de velocidades en un caso particular es conveniente dibujar el esquema del tren de engranajes, como se muestra en la figura 4-12b. Las dos parejas de ruedas *e* y *d* tienen por objeto distribuir la carga, y mejorar la capacidad del aparejo. Para hallar la relación de velocidades es necesario, solamente, considerar la mitad del sistema simétrico, es decir, las ruedas designadas por letras en la figura 4-12b.

Aplicando el método tabular a este reductor, se obtiene los datos consignados en la tabla 4-6.

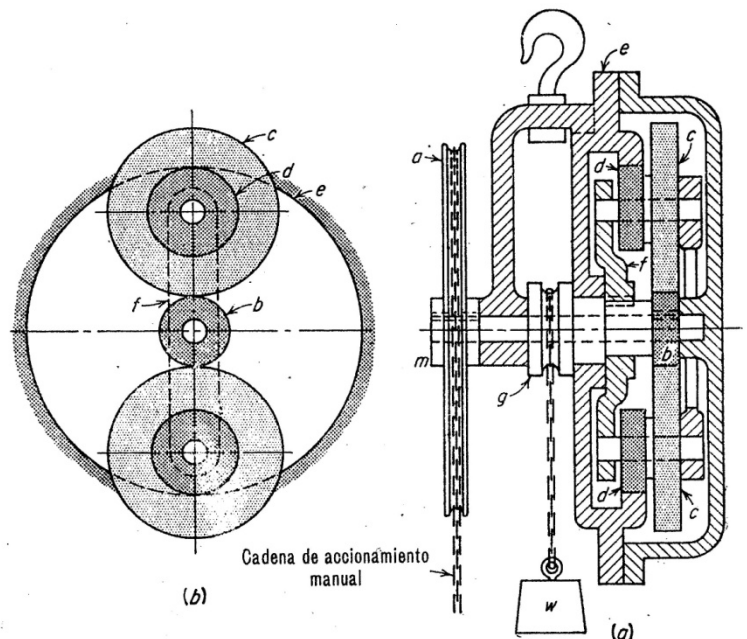


Figura 4-12: Aparejo de cadena de reducción triple (Ref.7)

	elemento "b"	Elemento "c"	Elemento "d"	Elemento "e" (corona)	Elemento "f" (brazo)
Movimiento con el elemento "f" (brazo)	+1	+1	+1	+1	+1
Movimiento relativo al elemento "f" (brazo bloqueado)	$+(e/d).(c/b)$	$-e/d$	$-e/d$	-1	0
Movimiento total	$1+(e/d).(c/b)$	$1-e/d$	$1-e/d$	0	+1

Tabla 4-6

De acuerdo a la tabla 4-6, se deduce la relación de velocidades entre el engrane solar b (acoplado a la polea a que es manipulada por el operador del aparejo) y el brazo f (acoplado a la polea g que es la encargada de elevar la carga):

$$i_{b-f} = \frac{n_b}{n_f} = \frac{1 + \frac{e \cdot c}{d \cdot b}}{1} = 1 + \frac{e \cdot c}{d \cdot b} \quad \text{Ecuación 4-11}$$

Para poder apreciar la efectividad de este tipo de reductor, se propone el siguiente ejemplo numérico, y se calcula la relación de velocidad, considerando la nomenclatura utilizada en la figura 4-12:

$$z_b = 22 \text{dientes} \quad z_c = 53 \text{dientes} \quad z_d = 28 \text{dientes} \quad z_e = 103 \text{dientes}$$

Aplicando la ecuación 4-11:

$$i_{b-f} = \frac{n_b}{n_f} = 1 + \frac{e \cdot c}{d \cdot b} = 1 + \frac{103 \cdot 53}{28 \cdot 22} = 1 + \frac{5459}{616} = \frac{6075}{616}$$

Por lo tanto, cuando se requiere que la polea de izaje g gire 1 vuelta, la polea a accionada por el operador deberá girar:

$$\frac{n_b}{n_f} = \frac{6075}{616} \Rightarrow n_b = \frac{6075}{616} \cdot n_f = \frac{6075}{616} \cdot 1 \text{vuelta} = 9,86 \text{vueltas}$$

Este índice, se ve aumentado por la diferencia de diámetros entre la polea de accionamiento del operador y la polea de izaje de la carga. A simple vista, se podría estimar que esta relación es 5:1, por lo tanto, se puede estimar son una buena aproximación, que la relación de desplazamiento (la cual es inversa a la relación de carga) es 50 veces a 1. Esto significaría, por ejemplo, que por cada 50 cm de cadena que el operador acciona, la cadena de izaje se mueve 1 cm. Con el mismo criterio, desde el punto de vista de la carga izada, se puede afirmar que por cada 1 kg de fuerza que el operador aplica a la polea a , en la cadena de izaje se produce una fuerza de 50 kg. Aparejos manuales de hasta 1 Tn pueden ser construidos con este mismo sistema reductor.

4.2.1.2.5. Tren Diferencial

Los **trenes de engranajes diferenciales** son utilizados en el eje de tracción de casi todos los vehículos auropropulsados (automóviles, camiones, etc.). Cuando dichos vehículos transitan en línea recta, Pero en una curva la rueda interior recorre el trayecto menor que el trayecto que recorre la rueda la externa. Estos caminos desiguales son efectuados al mismo tiempo y suponemos que las dos ruedas darán igual número de vueltas, por lo que siendo de igual tamaño, una será arrastrada por la otra, patinando sobre el piso. Para evitar este patinamiento, y grandes esfuerzos torsionales sobre un eje rígido, se recurre al DIFERENCIAL, mecanismo que hace dar mayor número de vueltas a la rueda que en la curva le corresponde recorrer la parte externa y disminuye las de la parte interna.

En la figura 4-13 se muestra un diferencial, con los distintos elementos que lo integran.

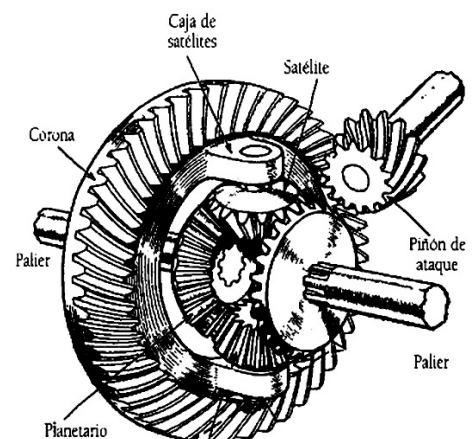


Figura 4-13: Diferencial

En la figura 4-14 se muestra la distribución de los mecanismos de vehículos, tanto de tracción trasera, tracción delantera y vehículos doble tracción.

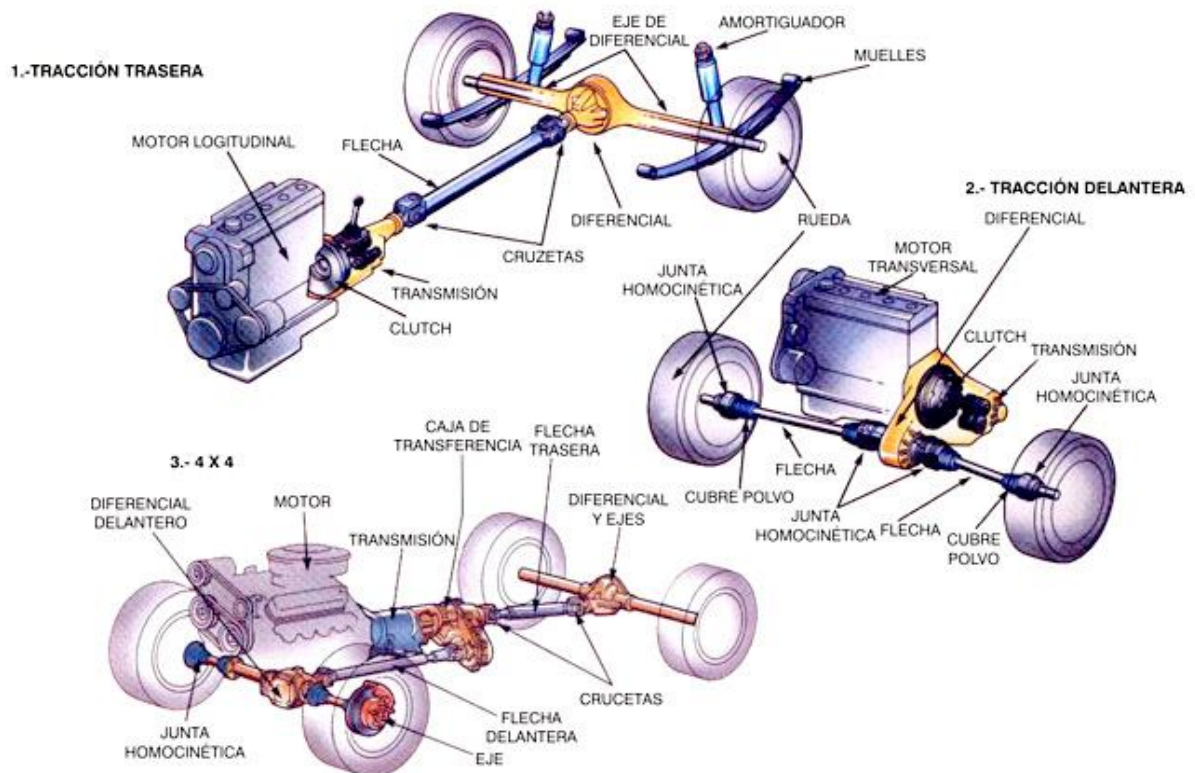


Figura 4-14

La Fig. 4-15 muestra el corte transversal del montaje de ruedas cónicas del diferencial del puente trasero de un automóvil. El árbol *a* recibe su movimiento del motor y sobre él va montado el piñón cónico *b* que engrana con la corona *c* unida al marco o caja de satélites *d*. El marco gira libremente sobre los semiejes *e*, a los que van unidas las ruedas cónicas *f*. El marco *d*, del que es solidaria la corona *c*, lleva los piñones *g*, que van montados locos sobre sus ejes *h*. Hay, normalmente, dos o tres piñones de éstos con objeto de distribuir la carga. Cuando el automóvil sigue un camino recto, *a* mueve a *b* y todas las demás ruedas giran formando un todo con *c*, sin ningún movimiento relativo entre ellas. Sin embargo, en cuanto el coche inicia una vuelta, supongamos a la derecha, la rueda izquierda debe marchar más deprisa que la derecha y, por lo tanto, las ruedas del tren de engranajes empiezan a moverse, unas respecto a otras, siendo su funcionamiento el de un sistema planetario.

Supongamos que la rueda izquierda se levanta del suelo, de tal modo que puede girar libremente, mientras la derecha se mantiene en contacto con el suelo, impidiéndose así el giro de la rueda dentada *f*. Consideremos a esta rueda *f* como la primera del tren de engranajes y al marco *d* como brazo giratorio portador de las ruedas *g*. La relación de velocidades entre ambas ruedas *f* puede hallarse por el método ya descrito:

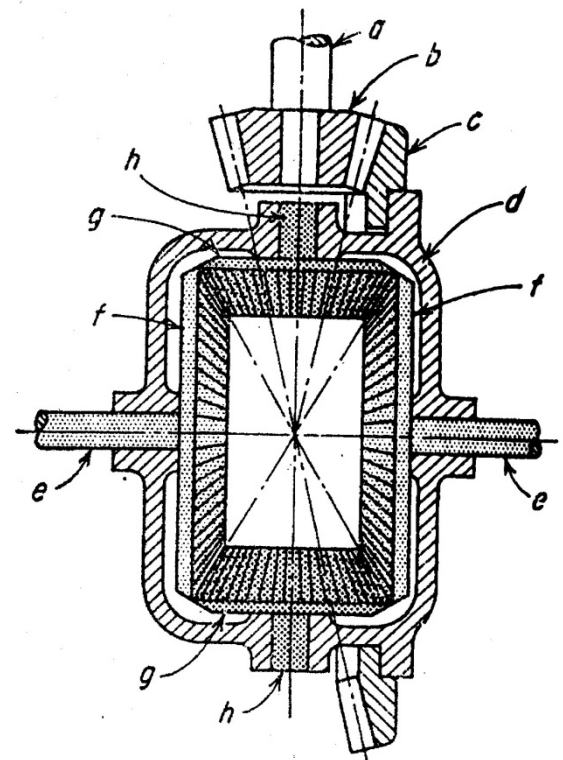


Figura 4-15: Corte transversal de un diferencial (Ref.7)

	<i>rueda "f" (fija)</i>	<i>Elemento "d" o "c" (brazo)</i>	<i>rueda "g" (brazo)</i>	<i>rueda "f" (libre)</i>
Movimiento con el elemento "d" (brazo)	$+1$	$+1$	----	$+1$
Movimiento relativo al elemento "d" (brazo bloqueado)	-1	0	----	$+\frac{f}{g} \cdot \frac{g}{f}$
Movimiento total	0	$+1$	----	$1 + \frac{f}{g} \cdot \frac{g}{f} = 2$

Tabla 4-7

La tabla muestra que la rueda izquierda (f) gira a doble velocidad que la c , y en el mismo sentido (ambos signos +).

5. POTENCIAS Y PARES TRANSMITIDOS

Prescindiendo del rozamiento, todas las **fuerzas** que intervienen en un tren de engranajes son las mismas si el tren está quieto, si el tren se mueve con velocidades uniformes en un sentido o si se mueve en sentido contrario. Ello es una consecuencia de que todas las fuerzas de inercia quedan equilibradas.

Por ejemplo, en la figura 5-1b los sentidos de giro son contrarios a los de la figura 5-1a, pero las fuerzas que intervienen son las mismas. La diferencia estriba en que en el primer caso M_1 actúa en el mismo sentido que ω_1 y, por lo tanto, es un par motor que introduce trabajo en el sistema; mientras que M_2 es un par resistente que saca trabajo del sistema. Sin embargo, en el segundo caso, M_1 es el resistente y M_2 el motor.

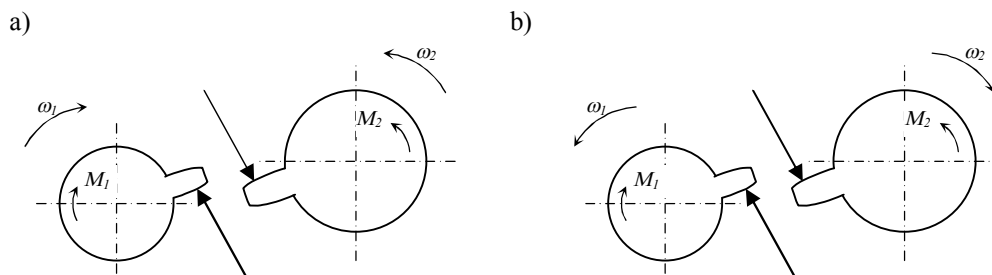


Figura 5-1: Las fuerzas no dependen del sentido de giro

Se denominan **fuerzas activas** a aquéllas que introducen o sacan trabajo en el sistema. Esto **excluye las reacciones** en los apoyos y los empujes mutuos entre dientes. Así, las únicas fuerzas activas que hay que considerar en un tren de engranajes son los **pares exteriores** que actúan sobre las piezas giratorias en su plano de giro.

Para analizar los **pares activos** basta con aplicar de forma sistemática el **teorema de las potencias virtuales**: *en un sistema en equilibrio pero que puede moverse (o se mueve), en cualquier movimiento posible la suma de las potencias que entran al sistema es nula.*

Observando la figura 5-2, en la que los pares activos son M_1 y M_2 , de acuerdo al teorema de las potencias virtuales, se debe cumplir que:

$$(M_1 \cdot \omega_1) + (M_2 \cdot \omega_2) = 0$$

Despejando términos:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_2}{M_1} = -i \quad \text{Ecuación 5-1}$$

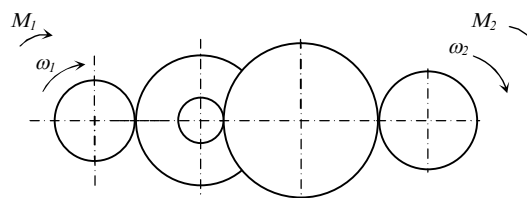


Figura 5-2: Tren ordinario compuesto

En la figura se observa que si ω_1 tiene realmente el sentido dibujado, ω_2 debe tener el sentido contrario. Esto se traduce en que i tendrá un valor negativo, con lo que según la ecuación 5-1, M_1 y M_2 tendrán el mismo signo (el dibujado o el contrario).

La ecuación 5-1 también demuestra que, el momento torsor en una transmisión de engranajes se multiplica (o reduce) por un índice exactamente igual a la reducción (o multiplicación) de velocidad del reductor. Dicho de otra manera, **el momento torsor de salida de un tren de engranajes es inversamente proporcional a la reducción de velocidad.** Por último, vale recordar que **la potencia transmitida permanece constante**, salvo pérdidas por rozamiento.

En un tren de engranajes, los pares activos sobre los ejes se transmiten de un eje al otro por medio de **fuerzas tangenciales** sobre las circunferencias primitivas de cada engranaje. Como ya vimos, la acción mutua entre dos ruedas es una fuerza (F) perpendicular a la superficie del diente; de modo que, en general, esta fuerza tendrá una componente tangencial (T), otra axial (A) paralela al eje, y otra radial (R) perpendicular al eje. De todas ellas, la única que daba momento respecto al eje era la tangencial (T).

Las **componentes tangenciales (T) quedan determinadas por los pares activos que actúan sobre los ejes, y no dependen de la forma de los dientes**. Sin embargo, las otras componentes (A y R) quedan determinadas en función de T y la forma del diente.

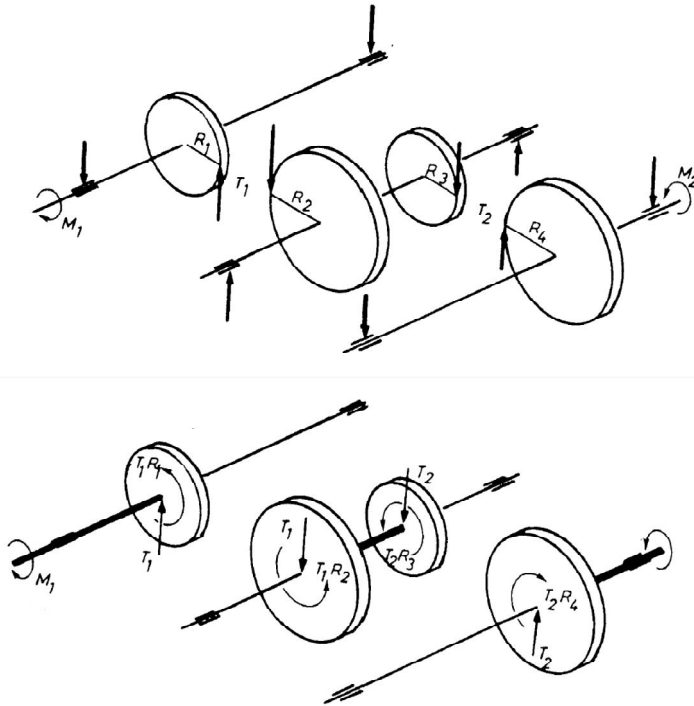


Figura 5-3: Fuerzas tangenciales en un tren ordinario de tres ejes y cuatro engranajes

Así, en el tren ordinario compuesto de la figura 5-3, las fuerzas tangenciales quedan determinadas por las condiciones de equilibrio de cada eje. Los momentos respecto al eje son:

$$M_1 - (T_1 \cdot R_1) = 0 \quad (\text{primer eje})$$

$$-(T_1 \cdot R_2) + (T_2 \cdot R_3) = 0 \quad (\text{segundo eje})$$

$$(T_2 \cdot R_4) - M_2 = 0 \quad (\text{tercer eje})$$

que permiten determinar T_1 , T_2 y M_2 en función de M_1 .

El equilibrio del eje exige también que existan en los apoyos unas reacciones de sentido contrario a la suma vectorial de $T + R$ (de las fuerzas tangenciales y fuerzas radiales al eje). Estas fuerzas serán las mismas si el tren está quieto, que si gira uniformemente en un sentido o en otro.

En estas condiciones de equilibrio, hay algunos sectores del eje que quedan sometidos a **flexión y torsión**. Esto se pone en evidencia en la figura 5-3, al trasladar las fuerzas tangenciales (T) al centro de las ruedas y añadiendo unos pares ($T \cdot R$) que compensen esa traslación. En el primer eje, por ejemplo, la nueva fuerza T_1 se equilibra con las reacciones de los apoyos, que están en el mismo plano. Este equilibrio se traduce en **flexar todo el trozo del eje comprendido entre los apoyos**. Al mismo tiempo, el par M_1 se equilibra con el par $T_1 \cdot R_1$, pero este equilibrio se traduce en **torsionar el tramo del eje comprendido entre los planos de acción de ambos pares**.

En la figura 5-3, los tramos de eje sometidos a **torsión** están señalados con trazo grueso. En definitiva, el par M_1 se transmite hasta M_2 a lo largo de sucesivos tramos de eje que quedan sometidos a torsión.

6. REDUCTORES DE VELOCIDAD

6.1. TIPOS PRINCIPALES

6.1.1. Nociones Generales

En muchos casos las transmisiones por engranaje se utilizan como grupos independientes que tienen el fin de **reducir la velocidad angular** del árbol conducido, y consecuentemente un **aumento de torque** de similar grado. En estos casos, la transmisión se aloja en una armazón rígida, independiente y hermética al aceite y al contaminante exterior, portante de cojinetes para los árboles, que lleva el nombre de **reductor de velocidad**. Unos mecanismos semejantes, pero que sirven para **aumentar la velocidad** del árbol conducido, se llaman **multiplicadores de velocidad**. Los reductores y los multiplicadores se unen con el motor y con la máquina de trabajo por medio de otros elementos de máquinas denominados **acoplamientos**. En la figura 3-1 se muestra el ejemplo de un motor que en su eje de salida tiene acoplado por medio de un embrague, un reductor de engranajes, y a la salida del mismo se encuentra acoplado un compresor.

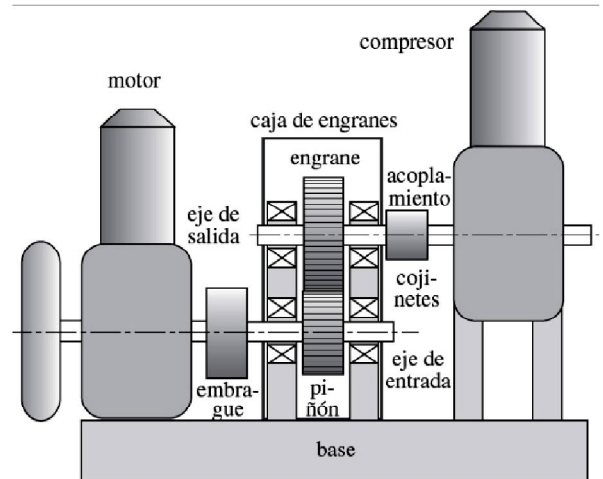


Figura 6-1: Mando de compresor, compuesto por un motor, volante de inercia, embrague, reductor de engranajes y acoplamiento. (Ref. 3)

Se distinguen los reductores de engranajes cilíndricos, cónicos, planetarios, por tornillo sin fin y mixtos. Desde hace varios años hallan amplia difusión los moto-reductores (grupos electrorreductores), así como las unidades compuestas de motor, variador y reductor, incorporados en un solo bastidor.

En la tabla 6-1 se dan unos ejemplos de esquemas de los reductores de engranaje y de tornillo sin fin que tienen más aplicación (con las letras R, L e I simbolizan correspondientemente los escalones rápido, lento e intermedio).

Los parámetros principales de los **reductores con ruedas dentadas cilíndricas** están estandarizados. Con estas normas se establece una serie de distancias entre los ejes para reductores de uno, dos y tres etapas de reducción, se estipulan las magnitudes de los coeficientes de ancho de las ruedas dentadas, los módulos, las relaciones de engranajes y los límites de los ángulos de inclinación de los dientes.

Un sencillísimo reductor con un par de ruedas dentadas cilíndricas (figura 6-2 y tabla 6-1 esquema 1) es eficaz en el funcionamiento y se emplea para un amplio rango de potencias, pero es de pequeñas relaciones de engranaje ($1 \leq i \leq 10$).

En caso de necesitar grandes relaciones de engranaje ($10 \leq i \leq 60$) se emplean los reductores de los esquemas 2a y 4a de la tabla 6-1. Las insuficiencias de estos reductores son la disposición asimétrica de las ruedas con relación a los cojinetes. Cuando se trabaja con carga, los árboles del reductor se pandean y la rueda se encuentra situada en los sectores inclinados de los árboles. Esto provoca la flexión recíproca de las ruedas engranadas, por consiguiente, una sobrecarga en los extremos de los dientes engranados, lo que puede ocasionar el deterioro prematuro de la transmisión.

En los reductores con «bifurcación de potencia» (esquema 2b y 4b tabla 6-1) son menos los inconvenientes indicados anteriormente debido a que las ruedas de la etapa rápida, instaladas en los árboles más delgados, están dispuestas en el medio del tramo y no se tuercen por la deflexión de los árboles.

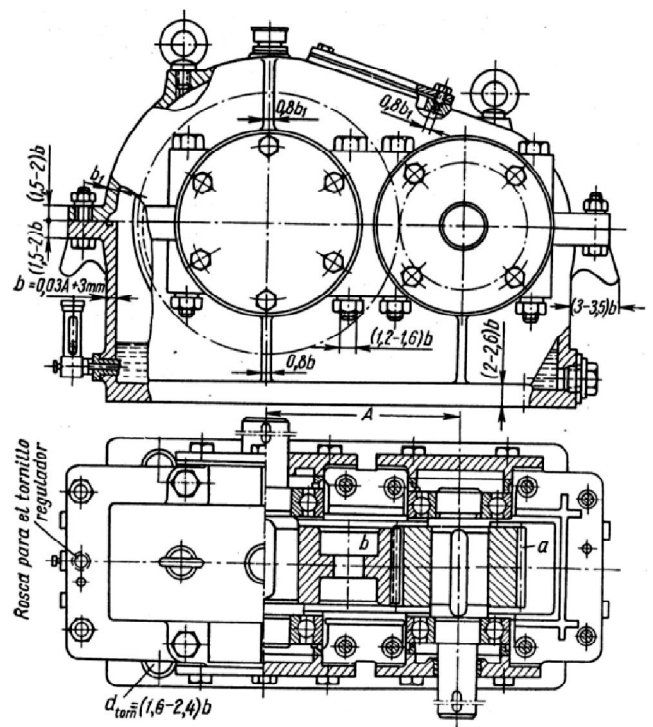


Figura 6-2: reductor de engranajes cilíndricos de 1 etapa (Ref.1)

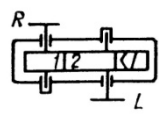
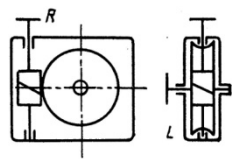
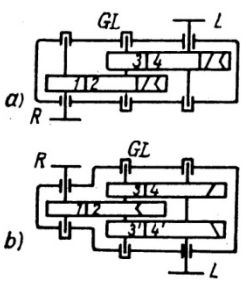
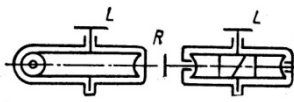
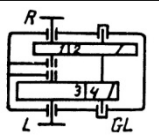
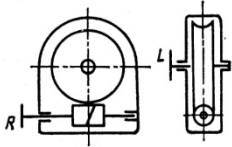
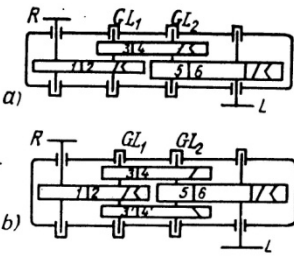
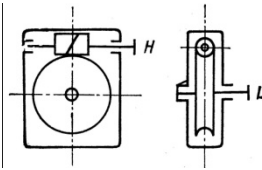
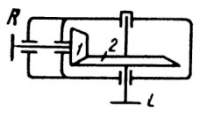
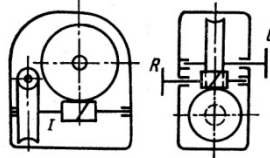
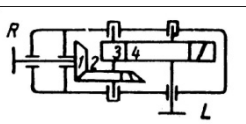
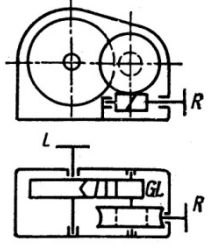
Item	Esquema	Engranajes	Item	Esquema	Engranajes
1		Cilíndricos, de una etapa	7		Sin fin-Corona, una etapa, con sin fin vertical
2		Cilíndricos, de dos etapas	8		Sin fin-Corona, una etapa, con sin fin lateral
3		Cilíndricos, de 2 etapas, concurrente.	9		Sin fin-Corona, una etapa, con sin fin inferior
4		Cilíndricos, de 3 etapas	10		Sin fin-Corona, una etapa, con sin fin superior
5		Cónico, una etapa	11		Sin fin-Corona, 2 etapas
6		Combinado conico-Cilindrico, 2 etapas	12		Combinado Sinfin-Corona y Cilíndricos, 2 etapas.

Tabla 6-1: Esquemas de reductores de engranajes cilíndricos, sin fin-corona, cónicos y combinados (Ref.1)

Los **reductores coaxiales** (tabla 6-1 esquema 3) son cómodos de aplicar en los casos en que se desee obtener una línea de árboles de los mecanismos a unir. Los inconvenientes de los reductores de este tipo son: 1) el aumento de sus medidas exteriores a lo largo de los ejes, como consecuencia de tener que establecer los cojinetes de los árboles rápido y lento en un eje geométrico, 2) las grandes torceduras de las ruedas en el árbol intermedio que se flexiona considerablemente bajo la carga por su gran longitud y 3) la dificultad de utilizar totalmente la capacidad de carga de las ruedas de la etapa rápida debido a la igualdad de las distancias entre los ejes de los escalones rápido y lento, en caso que se distingan mucho los pares de torsión.

Para transmitir rotación entre árboles que se intersecan se utilizan **reductores de engranajes cónicos** (figura 6-3 y tabla 6-1 esquema 5) o combinados cilíndrico-cónicos (tabla 6-1 esquema 6).

Con frecuencia se utilizan reductores por tornillo sin fin de una etapa con distinta disposición de los árboles: vertical, horizontal y lateral (esquemas 7, 8, 9, 10), más raramente se emplean los reductores de dos etapas (esquema 11). También hallan aplicación los reductores por tornillo sin fin cilíndricos (esquema 12, tabla 6-1 y figura 6-4).

Los **reductores planetarios** se distinguen por lo compactos, dando grandes relaciones de engranaje y en muchos casos sustituyen exitosamente a los reductores comunes de engranaje y por tornillo sin fin.

Los reductores planetarios pueden ser, tanto de ruedas cilíndricas como de ruedas cónicas (diferencial del automóvil).

El peso de los reductores planetarios es de 2 a 3 veces menor que el de los reductores de engranaje, siendo iguales las potencias y las relaciones de engranaje. Esto se consigue a cuenta del empleo del engrane interior, repartimiento de la carga entre varios satélites, posibilidad de usar materiales de alta calidad (lo que es más accesible para las ruedas dentadas de pequeños diámetros), menor influencia de las deformaciones de los elementos en la irregularidad del reparto de las cargas por el ancho de las ruedas, puesto que los esfuerzos flectores sobre los árboles con frecuencia se logran equilibrar y la anchura de las ruedas se puede hacer menor que en los reductores habituales.

Los reductores planetarios se aplican ampliamente en los aviones, helicópteros, cabrestantes, máquinas transportadoras y de guerra, maquinaria agrícola, minería, aerogeneradores, herramientas eléctricas de mano, artefactos domésticos, y en una innumerable cantidad de aplicaciones.

En la figura 6-5 se muestran los esquemas de engranajes planetarios que han adquirido mayor difusión en los reductores. En la figura 6-5a se muestra un esquema de los reductores planetarios más sencillos (el cual ya fue desarrollado en el capítulo 4 de este documento). La relación de engranaje máxima es $i=8$. Gracias al elevado coeficiente de rendimiento ($\eta = 0,99 \pm 0,97$) estos reductores se emplean en los accionamientos de muchas máquinas estacionarias y transportadoras.

Los reductores que se ejecutan por el esquema de la figura 6-5b permiten realizar grandes relaciones de engranaje (hasta $i = 15$) con los mismos valores del coeficiente de rendimiento que los reductores representados en la figura 6-5a. Las dimensiones exteriores en el plano diametral de los reductores de estos dos tipos, con iguales relaciones de engranaje, se diferencian considerablemente: así, si $i = 8$ con una misma potencia, las dimensiones exteriores del reductor del esquema a (figura 6-5) son una vez y media mayores que las del reductor ejecutado por el esquema b (figura 6-5).

En estos reductores se emplean, tanto las ruedas de dientes rectos como oblicuos. Las potencias transmitidas por los reductores de estos dos tipos, alcanzan 1000 CV.

Los reductores ejecutados por el esquema c (figura 6-5) permiten realizar grandes relaciones de engranaje, no obstante con el aumento de la relación

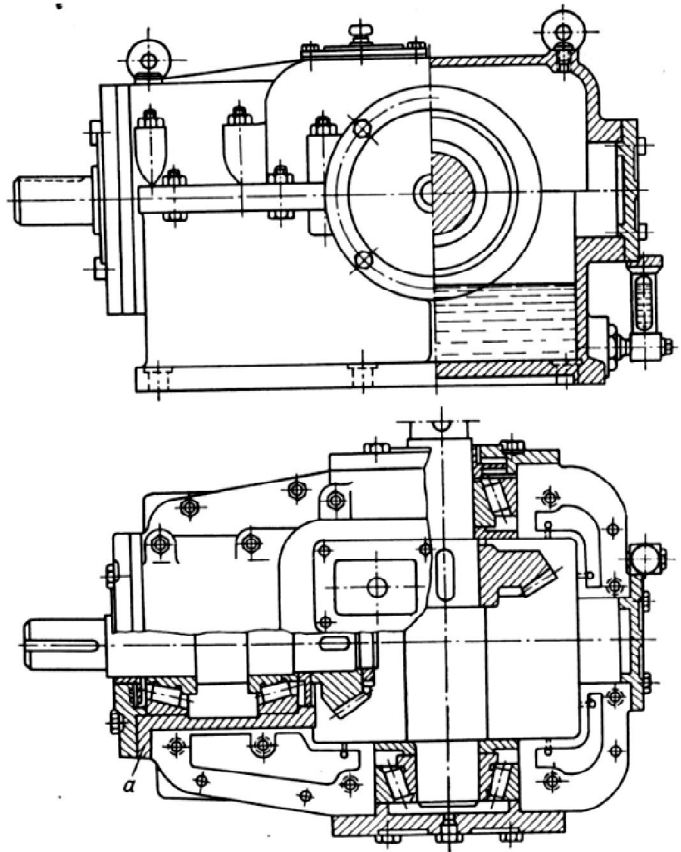


Figura 6-3: reductor de engranajes cónicos (Ref.1)

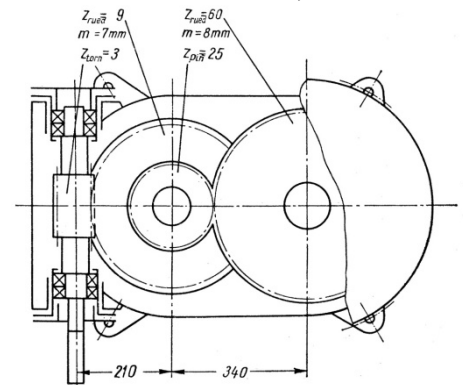


Figura 6-4 (Ref.1)

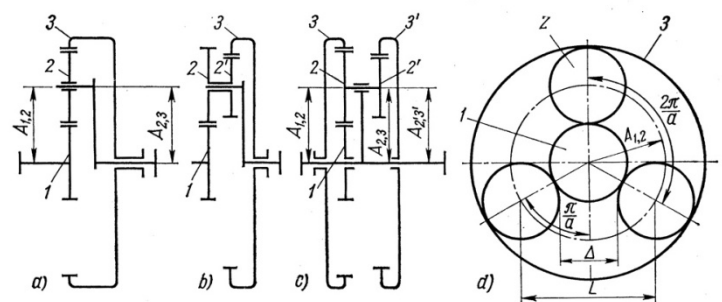


Figura 6-5: Tipos de reductores planetarios (Ref.1)

de engranaje disminuye bruscamente el coeficiente de rendimiento de la transmisión. Lo más racional es el empleo de estos reductores para $20 \leq i \leq 100$ y para la potencia a transmitir hasta 100 kW.

Para obtener mayores relaciones de engranaje para valores suficientemente altos del coeficiente de rendimiento, se emplean reductores que están compuestos por varias transmisiones acopladas, representadas en el esquema *a* de la figura 6-5, y otras combinaciones de transmisiones planetarias y ordinarias. Ver figura 4-7.

6.1.2. Apreciación comparativa de los tipos principales de reductores

Al seleccionar un tipo de reductor es necesario reconocer muchas características: el rendimiento, las dimensiones exteriores, el peso, el costo de fabricación y de explotación, la posición de los ejes, etc.

Como se ha indicado anteriormente, el **rendimiento** de una transmisión por engranaje es considerablemente mayor que el de las transmisiones por tornillo sin fin cilíndrico y globoidal (las pérdidas en estos últimos sobrepasan casi cinco veces las pérdidas de un reductor por engranaje de dos escalones). Durante el funcionamiento prolongado o continuo de un reductor, el costo de la energía eléctrica que se gasta en vencer las pérdidas en un reductor por tornillo sin fin puede resultar considerablemente mayor que el costo de fabricación de un reductor de engranaje que puede sustituir al de tornillo sin fin. Por eso, es deseable aplicar los reductores por tornillo sin fin y por tornillo globoidal en los casos en que se necesite una marcha silenciosa, una estructura correspondiente de la máquina y si se trabaja de forma intermitente. Se debe prestar especial atención al problema del rendimiento cuando se elige el esquema del reductor planetario.

La confrontación de distintos tipos de reductores por las **dimensiones exteriores** muestra que con pequeñas relaciones de engranaje los reductores por tornillo sin fin resultan de mayor tamaño, y los planetarios con elevada dureza de las superficies de los dientes resultan de menor tamaño. En la figura 6-6 se representan los tamaños coincidentes de los reductores: a) para la potencia $P = 50$ CV y la relación de engranaje $i = 7$; b) para la potencia $P = 25$ CV y la relación de engranaje $i = 21$; c) para la potencia $P = 12$ CV y la relación de engranaje $i = 50$; se indica con el número 1 al reductor por tornillo sin fin cilíndrico con rueda helicoidal de llanta de bronce al estaño; 2 al reductor por tornillo globoidal; 3 reductor de engranaje con ruedas cilíndricas; 4 reductor planetario. Con el aumento de la magnitud de la relación de engranaje disminuyen las dimensiones relativas de los reductores por tornillo sin fin y por globoidal.

A base de lo dicho, se puede hacer la deducción de que lo más ventajoso, en el caso general, es el empleo de los reductores de engranaje.

En la práctica se hacen reductores de un escalón con ruedas dentadas cilíndricas con una relación de engranaje $i = 25$; sin embargo, en las condiciones habituales no conviene adoptar $i > 8$ para una transmisión de un escalón. Los mayores valores de relación de engranaje se pueden admitir para las ruedas de dientes helicoidales o bihelicoidales, los menores se toman para las ruedas de dientes rectos.

En el caso en que la requerida relación de engranaje es grande, conviene emplear reductores planetarios o por tornillo sin fin de múltiples etapas.

Si la relación de engranaje está en los límites desde 10 hasta 50, entonces conviene hacer la transmisión de dos etapas. Si $i > 40$ se puede utilizar una transmisión de tres etapas.

Las transmisiones por engranaje más difundidas son las de engrane exterior.

Las transmisiones por engranaje con engrane interior, en iguales condiciones, tienen las dimensiones exteriores considerablemente menores; los esfuerzos por contacto en las superficies útiles de sus dientes son menores a consecuencia de

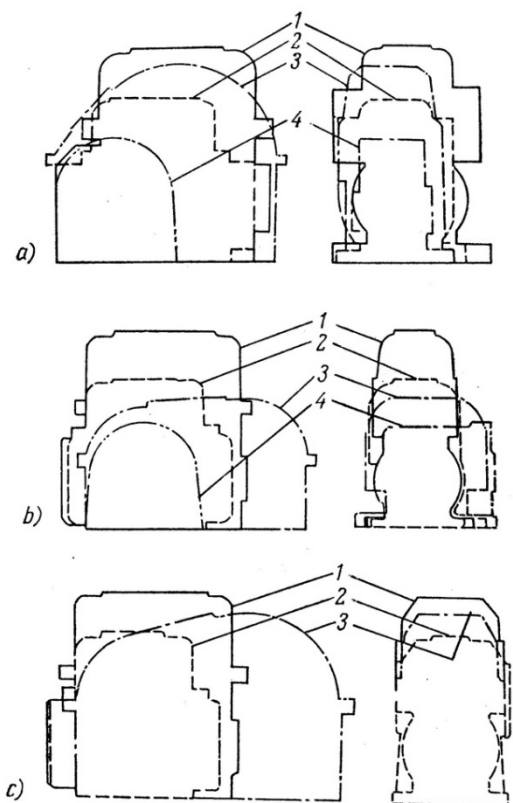


Figura 6-6: comparación de tamaños de reductores (Ref.1)

que las superficies convexas de los dientes del piñón trabajan por las superficies cóncavas de los dientes de la rueda. No obstante, las transmisiones con engrane interior no se pueden utilizar para grandes cargas, puesto que las ruedas de las transmisiones se establecen en voladizo.

Las ruedas con dientes interiores tienen mucha aplicación en los reductores planetarios, donde debido a la correspondiente estructura se consigue disminuir la concentración de carga por la anchura de las ruedas.

La transmisión por engranaje de dientes rectos que se emplean para pequeñas velocidades periféricas es la más sencilla. En los casos en que los esfuerzos axiales o el juego axial de las ruedas es inadmisibles, también se utilizan ruedas de dientes rectos.

A velocidades periféricas de $v_t > 5$ m/seg se aconseja emplear ruedas de dientes helicoidales. Las transmisiones con ruedas de dientes helicoidales que trabajan a grandes cargas se deben suministrar con rodamientos angulares, por lo tanto es deseable, en semejantes casos, aplicar ruedas bihelicoidales. Aunque éstas últimas, son requieren una fabricación más compleja y precios más altos. Con lo que casi siempre resulta ventajoso usar ruedas helicoidales y seleccionar los rodamientos adecuados para contrarrestar las cargas axiales que se generan.

La fabricación exacta de las ruedas cónicas de grandes dimensiones es muy dificultosa. A consecuencia de esto las transmisiones cónicas se utilizan para las primeras etapas en los reductores multietápicos. Las ruedas cónicas de dientes rectos pueden funcionar satisfactoriamente sólo a $v_t \leq 2$ m/seg, por eso a mayores velocidades se emplean ruedas cónicas de dientes helicoidales o espirales.

En los reductores combinados las transmisiones por tornillo sin fin se emplean como etapa rápida, puesto que a grandes velocidades el rendimiento de la transmisión por tornillo sin fin es mayor.

6.2. CONSTRUCCION DE LOS REDUCTORES DE VELOCIDAD

Reductores de engranajes cilíndricos y por tornillo

sin fin. Para las armazones de los reductores se emplea la fundición, más raramente se emplea la colada de acero al carbono. A veces las piezas del bastidor se hacen de soldadura (ver figura 6-7). La forma de los elementos del bastidor debe ser simple, por consiguiente debe tener una requerida cantidad mínima (para asegurar la rigidez) de nervios, rebordes, etc. Las dimensiones de los elementos de la armazón y de la tapa se eligen por consideraciones constructivas (ver figura 6-8).

En los sitios del bastidor en que se deben colocar los cojinetes, se proyectan unos nervios o refuerzos (planchuelas). Con el fin de aumentar la rigidez del reductor, en los lugares que se transmiten los esfuerzos de los cojinetes al bastidor, se deben prever nervios o modificar correspondientemente las formas de la pared del bastidor. Los pernos para sujetar la tapa se deben situar lo más cerca posible a los cojinetes; para lo cual se deberá convenir también una forma de respaldos para las tuercas.

El mecanizado para los cojinetes o para los aros de los rodamientos se ejecutan con un elevado grado de exactitud; y con una terminación superficial superior a $1,6 \mu\text{m}$.

Con el fin de facilitar la extracción de la tapa, en la armazón se hacen, a veces, agujeros con rosca para los pernos.

Para poder revisar cómodamente el engrane, para el llenado y la salida del aceite, la instalación del indicador de nivel del aceite o del termómetro, en la tapa y en el bastidor se abren unos agujeros de requerida forma y dimensiones que se cierran con tapas, tapones, rácores, etc. La tapa debe tener ganchos para la elevación y el transporte de todo el reductor.

Para que el aceite no salga del bastidor hacia afuera, en la junta de los planos de la superficie horizontal del bastidor se hacen a veces unas canales que comunican (por medio de agujeros inclinados) con la cavidad interior (ver figura 6-3).

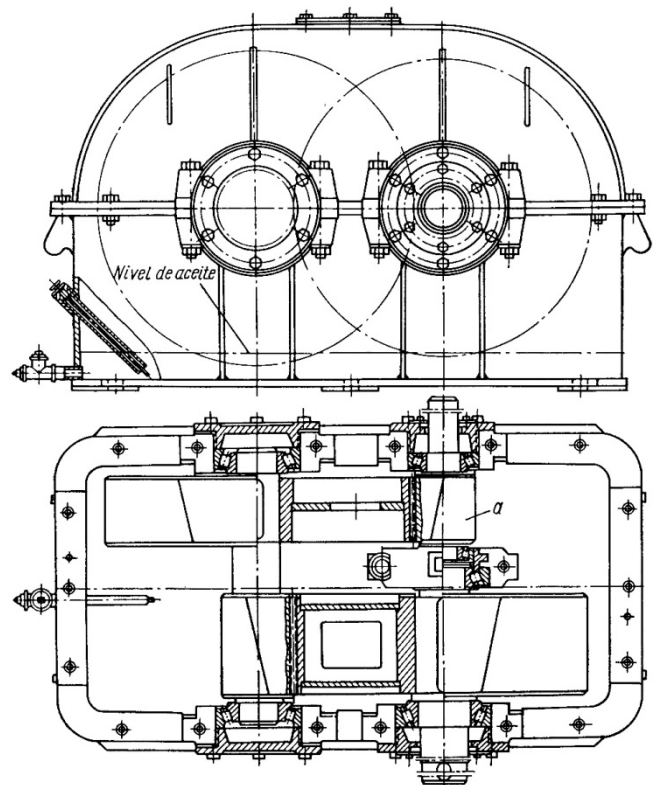


Figura 6-7: Reductor de engranajes cilíndricos de 2 etapas, concurrente. (Ref.1)

La posición de la tapa con relación al bastidor, al montar el reductor, se fija con dos pasadores cónicos (o cilíndricos), los cuales se sitúan uno lo más distanciado posible del otro (ver fig. 6-7).

En los árboles de los reductores de pequeña y mediana potencia se emplean habitualmente cojinetes de contacto rodante, en los reductores de gran potencia y en los rápidos, cojinetes de contacto plano.

El tipo de cojinetes se debe escoger de acuerdo con la forma del engrane. Para las ruedas de dientes rectos se pueden aplicar rodamientos de cualquier tipo. Los árboles con ruedas de dientes helicoidales se montan sobre rodamientos de bolas rígidos o cónicos de una fila, como también rodamientos de doble hilera de rodillos de rotula.

En los reductores con **transmisiones de engranaje de dientes bihelicoidales** con «bifurcación de potencias» es necesario que uno de los árboles (mejor que sea el árbol del piñón, por ser el más ligero) se instale sobre cojinetes de bolas: éstos toleran el juego axial, merced a lo cual al trabajar la transmisión el piñón puede autocentrarse con respecto a la rueda por la acción de las fuerzas axiales en cada fila de dientes oblicuos y la carga se repartirá por igual entre cada fila de dientes oblicuos.

Para asegurar unas condiciones satisfactorias de trabajo del **engranaje cónico**, la distancia entre los rodamientos del árbol en voladizo debe ser de 2,5 a 3 veces mayor que la distancia desde el centro del piñón hasta el centro del primer rodamiento. El montaje más cómodo del árbol resulta cuando el piñón va insertado en un casquillo ciego especial, el cual después se coloca en conjunto en la armazón del bastidor (pieza *a*, de la fig. 6-3).

Para establecer la posición correcta de las ruedas conjugadas en los reductores cónicos, con el fin de asegurarla coincidencia de los vértices de los conos primitivos se colocan juntas bajo todas las tapas de los conjuntos de rodamientos. Por medio de estas juntas se puede desplazar cada rueda cónica junto con su árbol, en la dirección que se quiera a lo largo del eje para obtener un engrane debido.

En los reductores por **tornillo sin fin cilíndrico o globoidal** se emplean fundamentalmente rodamientos angulares (cónicos o bolas de contacto angular), tanto para los tornillos como para los árboles de las ruedas (en disposición “ajustada”, ver tema “Disposición de Rodamientos”). La ventaja de estos rodamientos, en comparación con los radiales de bolas, consiste no sólo en su capacidad de soportar grandes esfuerzos axiales, sino también por su mayor rigidez; esto asegura una mayor estabilidad de la disposición relativa de los elementos de las transmisiones de este tipo. Instalando rodamientos angulares, con un ángulo de contacto de $26 \leq \beta \leq 30^\circ$ se obtienen conjuntos más compactos.

Al instalar rodamientos angulares en ambos apoyos del tornillo sin fin (fig. 6-8) es posible el “agarre” de los cuerpos de rodamiento debido al aumento de la temperatura del tornillo sin fin. En caso que haya peligro de tal agarre (si la distancia entre los cojinetes es mayor de 350 mm), se utiliza una disposición de rodamientos “fijo-libre”; en este caso se coloca en un soporte un rodamiento que absorba la carga axial. Dicho rodamiento puede ser rígido de bolas, o una pareja de rodamientos angulares. Y en el otro soporte del eje, se coloca un rodamiento para absorber solo carga radial,

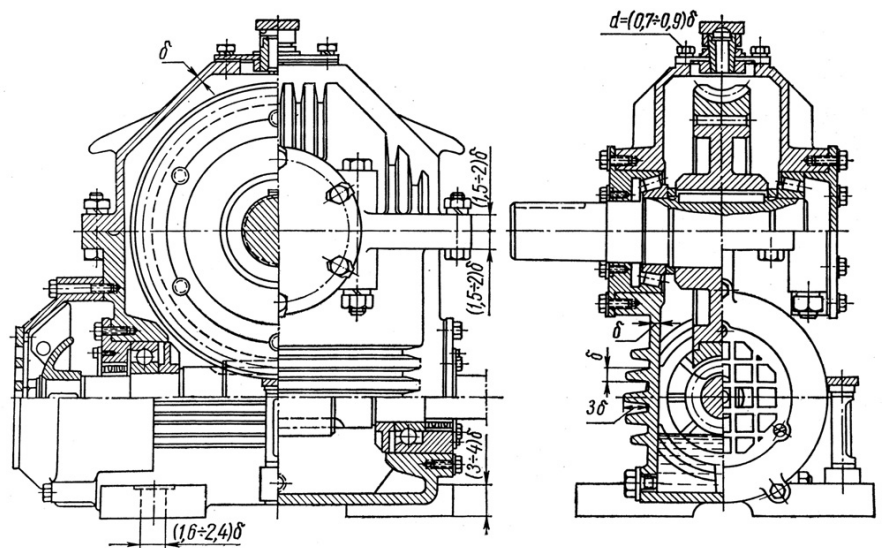


Figura 6-8: Reductor de tornillo sin fin-corona. Ejes montados sobre rodamientos en disposición ajustada. (Ref.1)

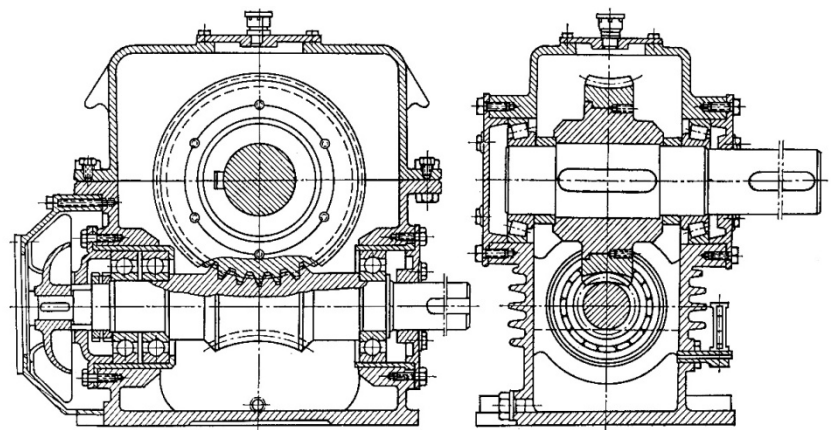


Figura 6-9: Reductor de tornillo sin fin-corona. Ejes montados sobre rodamientos en disposición fijo-libre (Ref.1)

tal como un rodamiento de rodillos cilíndricos, o un rodamientos de bolas en alojamiento flotante (ver figura 6-9). Para facilitar el montaje y con el fin de simplificar la tecnología de fabricación bastidor, los rodamientos se arman en casquillos ciegos que se alojan en la armazón a encaje corredizo (sistema de agujero único). Observar en la figura 6-9 que los rodamientos del árbol de la corona están montados en disposición ajustada, y los rodamientos del tornillo sin fin están montados en disposición “fijo-libre”.

Reductores planetarios. Los reductores planetarios son más complejos por su construcción que los descritos anteriormente. Las dificultades principales que surgen al elaborar las construcciones de los reductores planetarios son a causa de la necesidad de alojar, en pequeños espacios las ruedas y el marco dispuestos coaxialmente, así como los satélites, cuyos ejes se establecen en el marco. Para asegurar una larga vida de los reductores, los cojinetes deben tener las dimensiones correspondientes. Con frecuencia resulta que las dimensiones exteriores de los cojinetes determinan la construcción de los demás elementos del reductor, la estructura y el tamaño de todo el reductor. La tendencia de reducir las dimensiones exteriores hasta el mínimo, partiendo de las condiciones indicadas, conduce frecuentemente a la necesidad de emplear conjuntos complejos en los reductores planetarios.

Conviene prestar particular atención en la construcción de los conjuntos de los satélites y en la elección de los cojinetes para éstos, puesto que cualquier alabeo de los satélites por pequeño que sea empeora bruscamente el funcionamiento de todo el reductor. Además, la capacidad portante (capacidad de carga) de los rodamientos de los satélites a veces limita mucho la capacidad de carga de todo el reductor. Por lo tanto, al cálculo de estos rodamientos se le debe prestar la

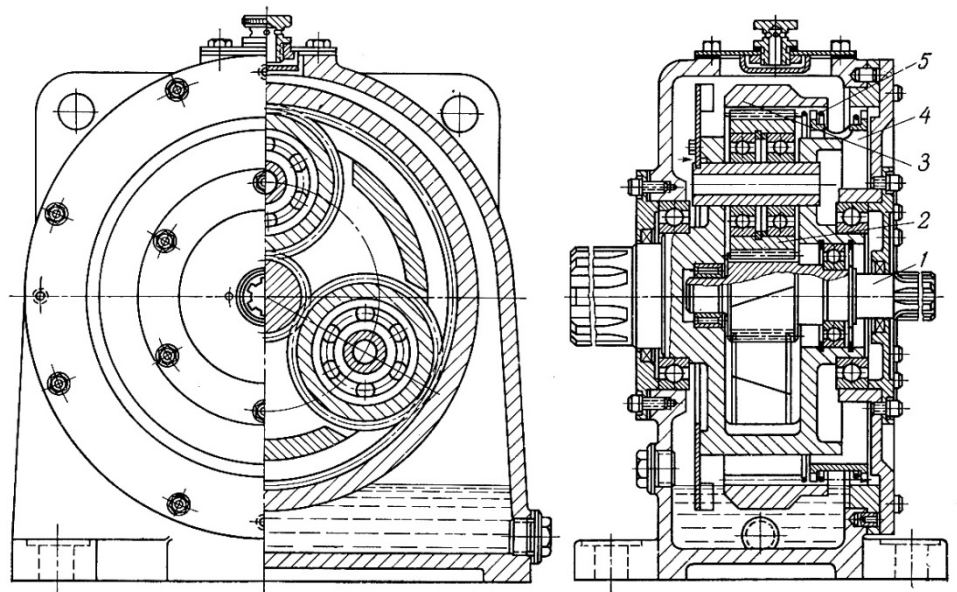


Figura 6-10: Reductor planetario simple (Ref.1)

debida atención. Habitualmente, se emplean rodamientos de bolas esféricos, cónicos y de rodillos; con el fin de disminuir el tamaño diametral de los satélites se emplean rodamientos de agujas. Si las dimensiones de los satélites son muy pequeñas, éstos se instalan sobre cojinetes de contacto plano que se lubrican a presión.

Un reductor compacto, ejecutado por el esquema mostrado en la fig. 6-5a, se representa en la fig. 6-10. La rueda central 3 con corona dentada interior es «flotante», lo que favorece el equilibrio del reparto de la carga entre los satélites 2 que entran en engrane con el piñón 1. El accionamiento de este reductor es: eje de entrada en el engrane solar, eje de salida en brazo portasatélites.

Los esfuerzos circunferenciales que se transfieren por los satélites a la corona 3, crean el momento que lo soporta el bastidor del reductor a través de un acoplamiento dentado doble 4. Para fijar en sentido axial la rueda 3 y la llanta del acoplamiento dentado 4 con dientes exteriores se vale de los anillos de ajuste 5.

La construcción de un reductor planetario con dobles satélites ejecutado por el esquema representado en la fig. 6-5c, se muestra en la fig. 6-11.

La construcción de los satélites 2 y 2', que entran en engrane con el piñón 1, con los rodamientos colocados fuera del satélite, aquí es muy conveniente, puesto que los esfuerzos que actúan sobre los satélites de las ruedas 3 y 3', tienden a producir un alabeo y con el aumento de la distancia entre los cojinetes este alabeo será menor. En esta construcción la rueda 3' con dientes interiores está vinculada con el bastidor también con auxilio del acoplamiento dentado 4, pero la llanta del acoplamiento tiene dientes interiores. Habitualmente, en el acoplamiento dentado se utilizan los mismos engranes que en las ruedas para cuyas uniones se han designado.

Motoreductores.

Estos reductores se montan en un bastidor con el motor eléctrico acoplado y se emplean para potencias relativamente pequeñas.

El motor eléctrico normalizado suele ser asíncrono tipo jaula de ardilla, totalmente cerrado y refrigerado por ventilador para conectar a red trifásica de 220/440 voltios y 60Hz. Para proteger eléctricamente el

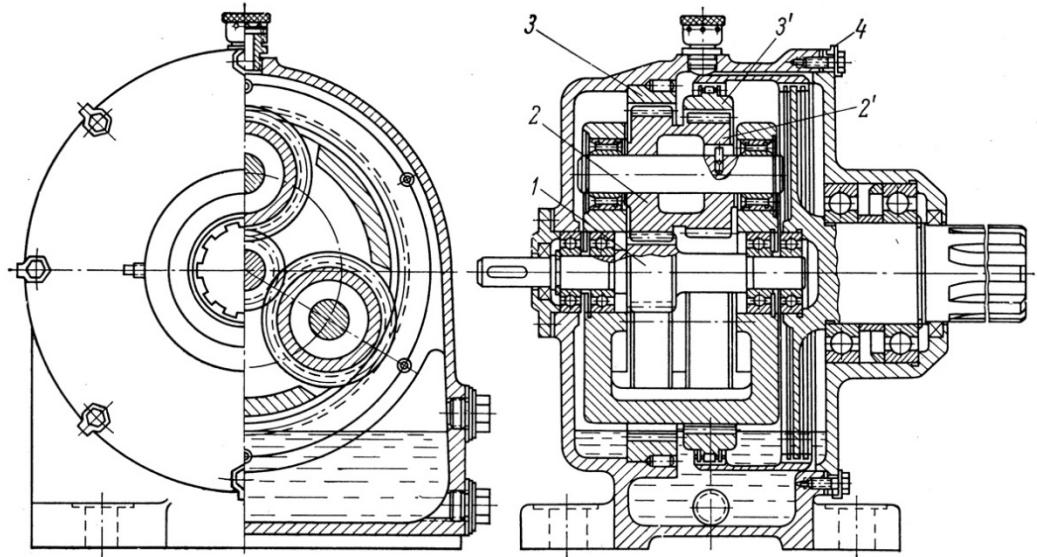


Figura 6-11: Reductor planetario con doble satélite y doble corona (Ref.1)

motor es indispensable colocar en la instalación de todo Motorreductor un guarda motor que limite la intensidad y un relé térmico sobrecarga. Los valores de las corrientes nominales están grabados en las placas de identificación del motor. Los tipos de estos reductores son muy diversos. Normalmente los motores empleados responden a la clase de protección IP-44 (Según DIN 40050). Bajo pedido se puede mejorar la clase de protección en los motores y unidades de reducción



Figura 6-12 Motoreductor de 2 etapas concurrente de dentado cilíndrico helicoidal

variadores continuos de velocidad, acoplamientos de brida, y finalmente los reductores de engranajes.

En la fig. 6-12 y 6-13 se muestran una de las construcciones de motor- reductor. En la figura 6-14, se muestra a modo de ejemplo un esquema de las distintas soluciones presentadas por un fabricante de mandos.

El fabricante ofrece desde el motor, con su variador electrónico de velocidad (variador de frecuencia), motores eléctricos,

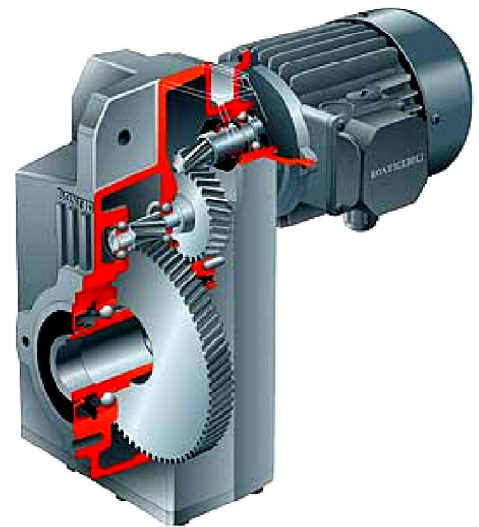


Figura 6-14: Motoreductor de 2 etapas de dentado cilíndrico helicoidal.



Figura 6-13: Soluciones propuestas por fabricante SEW para mandos de motorreductores. (Ref. SEW Eurodrive)

6.3. Procedimientos de lubricación.

Los engranajes de los reductores de velocidad se lubrican con aceite o simplemente se sumergen las ruedas dentadas en un baño de aceite (lubricación por inmersión), o bien por medio del suministro de aceite a la zona de engrane a través de una tobera especial (lubricación por chorro). La lubricación más efectiva de los engranajes y de los rodamientos de los reductores de potencia media (particularmente de los planetarios) es la lubricación por niebla de aceite. Para crear unas condiciones satisfactorias de lubricación mediante la niebla de aceite, el bastidor del reductor debe ser de pequeño volumen para que el espacio libre en el interior del reductor no sea excesivo. El aceite salpica por medio de las ruedas que giran o por medio de unas ruedas de paletas especiales.

La **lubricación por inmersión** sólo se puede aplicar a velocidades periféricas menores de $v_t = 12$ m/seg. A una velocidad mayor, el aceite es lanzado por la fuerza centrífuga y el engranaje funciona con insuficiencia de lubricante. Al mismo tiempo crece la resistencia al giro de las ruedas y aumenta la temperatura del aceite. Por consiguiente, a velocidades periféricas de las ruedas de una transmisión mayores de $v_t = 12$ m/seg se debe disminuir el grado de inmersión de las ruedas en el aceite, con la particularidad de que, en todos los casos, en el aceite se sumerge la rueda mayor de la transmisión. La profundidad de inmersión de las ruedas de gran velocidad debe ser de hasta 0,7 de la altura del diente y no menos de 10 mm. Las ruedas de pequeña velocidad se deben sumergir hasta 100 mm como máximo. En las transmisiones cónicas la inmersión de las ruedas debe hacerse de tal modo que el aceite cubra el diente por toda su longitud.

Para que se lubriquen las ruedas que no están sumergidas, en las transmisiones multietápicas de pequeña velocidad, se acoplan dispositivos o piezas especiales: piñones, aros, etc. (fig.6-15a).

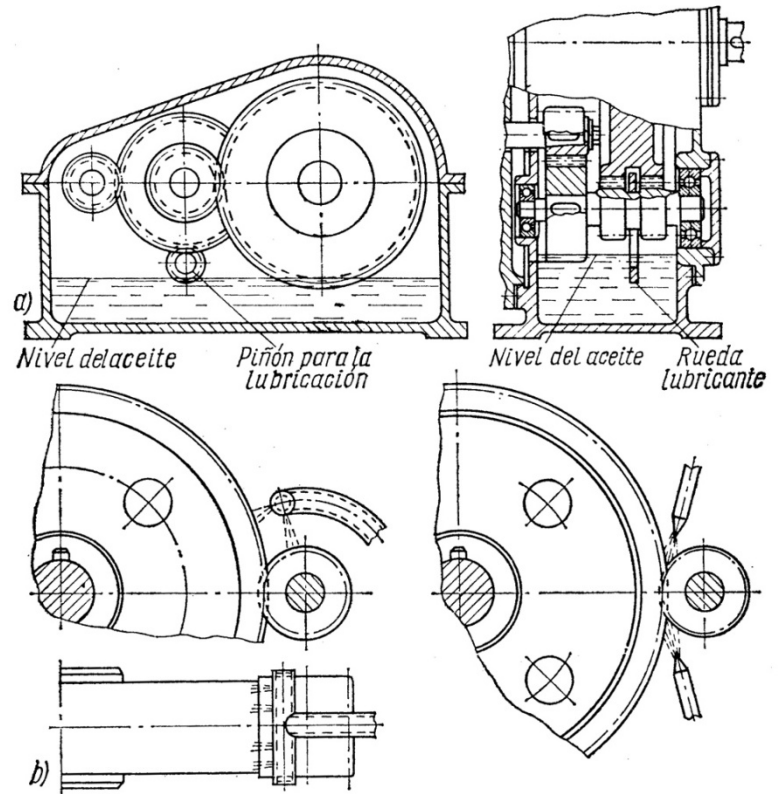


Figura 6-15: Lubricación en reductores de engranajes (Ref.1)

La capacidad del baño de aceite debe ser calculada de modo que por cada 1 kW de potencia a transmitir haya de 0,35 a 0,7 litros de aceite.

La **lubricación por chorro** se aplica a velocidades periféricas de $v_t \geq 12$ m/seg y se lleva a cabo con el auxilio de toberas especiales, en las cuales el aceite se suministra por tuberías desde una bomba (fig. 6-15b). Este tipo de lubricación forzada requiere una construcción de tuberías especiales, dispositivos para la filtración, refrigeración y regulación del suministro del aceite.

A grandes velocidades ($v_t \geq 20$ m/seg) el aceite se entrega a los dientes de cada rueda por separado, puesto que en caso contrario empeoran las condiciones de trabajo del engranaje. Si las ruedas giran a velocidades muy grandes, el aceite se suministra a la zona de engrane por el lado contrario a la dirección del movimiento de los dientes de la zona de contacto.

En las transmisiones multietápicas, la viscosidad del aceite se toma la intermedia entre los valores de la viscosidad que se requiere para los últimos escalones de la transmisión. Si se va a utilizar un mismo lubricante, tanto para las ruedas dentadas como para los cojinetes, la marca del aceite se determina por el que se necesite para el engrane.

La **lubricación por inmersión** se emplea en los reductores por tornillo sin fin en los casos en que la velocidad periférica del tornillo alcanza 10 m/seg. La rueda (si el tornillo está sobre la rueda) o el tornillo deben estar sumergidos en el aceite no más de la altura del diente o del filete.

No obstante, si se dispone el tornillo debajo de la rueda, el nivel del aceite no debe estar por encima del centro del elemento inferior del elemento rodante de los rodamientos del árbol del tornillo; esto es indispensable para disminuir las pérdidas en los cojinetes y simplificar la construcción de los sellos. En caso de que en estas circunstancias el tornillo no esté

sumergido en el aceite, se deberá colocar en él unos anillos con paletas (véase la figura 6-8), las cuales al girar el tornillo echarán aceite sobre la rueda helicoidal. Este procedimiento de lubricación puede resultar insatisfactorio para las transmisiones que funcionan con frecuentes paradas, puesto que la cantidad de lubricante que se suministra en el engrane será insuficiente durante el arranque y el paro del reductor.

A la velocidad tangencial de tornillo de $v_{torn} < 4$ m/seg la rueda habrá que situarla encima de aquel; a $v_{torn} \geq 4$ m/seg el tornillo deberá estar encima de la rueda; a $v_{torn} > 10$ m/seg se debe aplicar lubricación forzada del engranaje mediante el suministro de aceite a través de una tobera, por el lado donde los filetes del tornillo entran en engrane con los dientes de la rueda.

Obsérvese en la figura 6-8 y 6-9, que el bastidor de los reductores de sin fin-corona poseen sendas aletas de disipación de calor. Esto permite que el aceite pueda refrigerarse con facilidad, y poder eliminar al ambiente las pérdidas considerables por rozamiento que posee este sistema de transmisión. Y una ventaja adicional es que permite hacer más rígido el bastidor, aunque aun más pesado.

7. Bibliografía y Referencias

1. “**Elementos de Maquinas**”, Bernard DOBROVOLSKY - Ed. MIR, 1ra edición.
2. “**Diseño de Maquinaria**”, Robert L. NORTON – Mc. Graw Hill
3. “**Diseño de maquinas**”, Robert L. NORTON – Prentice Hall – 4ta edición
4. “**Diseño en Ingeniería Mecánica**”, Joseph Edward SHIGLEY, Charles Mischke, Ed. Mc. Graw Hill, 8va edición.
5. “**Diseño de elementos de maquinas**”, V.M. FAIRES, Editorial Montaner y Simon - Barcelona 4ta edición.
6. “**Guide des Sciences et Technologies Industrielles**”, Jean Louis Fanchon, ed. Nathan, novena edición.
7. “**Mecánica de Máquinas**”, Ham, Crane, Rogers, ed. Mc. Graw Hill, cuarta edición.