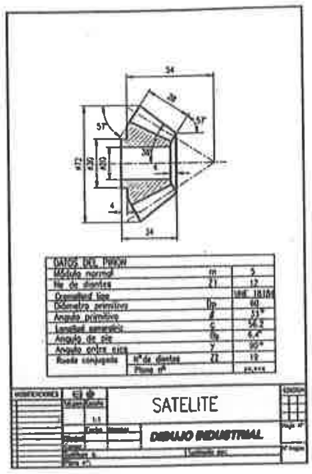
# 18

# MECANISMOS DE TRANSFORMACIÓN DE GIRO




En este tema se incluyen un conjunto de mecanismos utilizados para la transformación de velocidades angulares tanto en magnitud como en dirección. Estos mecanismos son los engranajes, las cadenas con sus ruedas dentadas, las correas y los cables con sus poleas. Los engranajes y las cadenas permiten obtener transformaciones exactas de velocidad angular, ya que al estar constituidos por elementos que engranan unos con otros, la variación de velocidades angulares depende directamente de un parámetro geométrico como es el número de dientes de las ruedas dentadas. Los engranajes permiten *índices de reducción* elevados y ocupan un espacio físico relativamente reducido. Por el contrario, las transmisiones entre ruedas dentadas por cadenas se utilizan cuando la separación de los ejes de giro es elevada frente al tamaño necesario de las ruedas dentadas.

Las poleas constituyen las ruedas a las que se acoplan cables y correas. Salvo para las correas dentadas síncronas, la relación de transmisión del mecanismo con poleas y correas no es exacta, ya que se pueden producir deslizamientos entre correa y polea. La forma de transmisión de giro es sin embargo, mucho menos brusca y más elástica.

Un parámetro fundamental de diseño de estos mecanismos es el *índice de reducción*. Se denomina índice de reducción a la relación entre la velocidad de la rueda conductora ($n_1$) y la velocidad de la rueda conducida ($n_2$), por lo que $i = n_1/n_2$.

Si se considera que el mecanismo transformador de velocidades angulares tiene un comportamiento ideal, sin rozamientos, la potencia de entrada será igual a la de la salida, por lo que, si $M_1$ es el par en la rueda conductora y $M_2$ el par en la rueda conducida, se cumplirá lo siguiente:

$$P_1 = P_2$$

siendo $P_1$ la potencia de la rueda 1 y $P_2$ la potencia de la rueda 2, de donde:

$$n_1.M_1 = n_2.M_2$$

por lo que, como $n_1 = i\, n_2$, se tendrá:

$$M_2 = i.M_1$$

Si el reductor no tiene comportamiento ideal sino que tiene un cierto rendimiento $\rho$, tendremos que:

$$P_2 = \rho P_1$$

por lo que, como $n_1 = i\, n_2$, resultará:

$$M_2 = i\rho M_1$$

## 18.1. Engranajes

Un *engranaje* es un mecanismo formado por dos ruedas dentadas que giran alrededor de unos ejes cuya posición relativa es fija. Se trata pues de un mecanismo que sirve para transmitir un movimiento de rotación entre dos árboles o ejes.

En un engranaje, una de las ruedas arrastra en su giro a la otra por efecto de los dientes que entran en contacto. La rueda de menor número de dientes se llama *piñón,* y la de mayor diámetro se denomina genéricamente *rueda.* En el modo de funcionamiento habitual de un engranaje, el piñón es el elemento que transmite el giro, desempeñando la función de *rueda conductora,* mientras que la rueda realiza el movimiento inducida por el piñón, haciendo ésta el papel de *rueda conducida.*

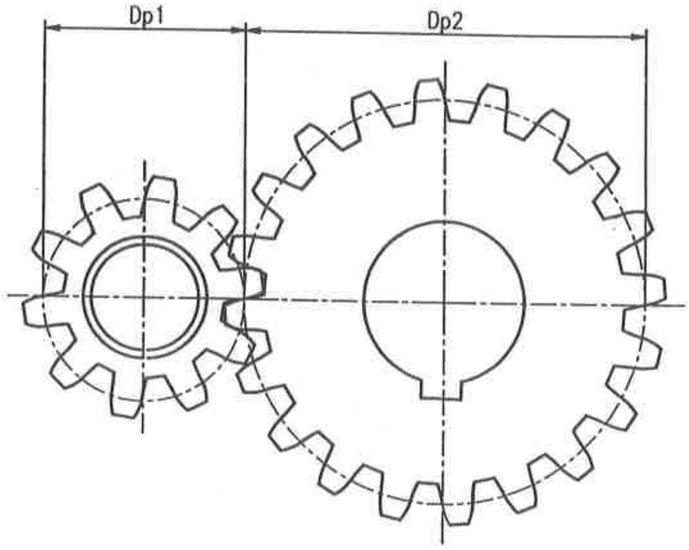



FIGURA 18.1. Engranaje: rueda-piñón.

Por convenio, se utilizará el subíndice 1 para designar elementos que hagan referencia al piñón (por regla general la rueda conductora) y el 2 para elementos que hagan referencia a la rueda (normalmente la conducida).

El engranaje se usa fundamentalmente como mecanismo reductor de velocidad, es decir, $n_1 > n_2$, ya que los elementos industriales generadores de velocidad (motores térmicos, eléctricos, hidráulicos, etc.), para una potencia establecida, generan una velocidad angular relativamente elevada y un par motor relativamente reducido. Con la aplicación de un *mecanismo reductor* se consigue una velocidad de salida más reducida y un par más elevado.

### *18.1.1. Tipos de engranajes*

En la figura 18.2 están representados distintos tipos de engranajes según la posición de sus ejes. Tanto en la figura 18.2 como en la 18.3 se ha usado la representación normalizada de los engranajes. Esta representación aparece detallada en la sección 6 de este tema.

Cuando los ejes del engranaje son *paralelos* (figura 18.2a), la rotación entre las dos ruedas se transmite por medio de un *engranaje cilíndrico.*

Cuando los ejes son *concurrentes* (se cortan) se emplea un *engranaje cónico* (figura 18.2b). Por último, cuando los ejes no son coplanarios, es decir, cuando *se cruzan* en el espacio formando cualquier ángulo, se utilizan *engranajes helicoidales* (figura 18.2c). En este último caso, cuando la transmisión se produce entre *ejes a 90º* y el ángulo de hélice del tornillo en próximo a 90º, el mecanismo se llama *tornillo sin fin y corona.*

Un caso particular de engranaje cilíndrico se produce cuando el diámetro de uno de ellos es infinito. En este caso se obtiene la pareja piñón y cremallera.

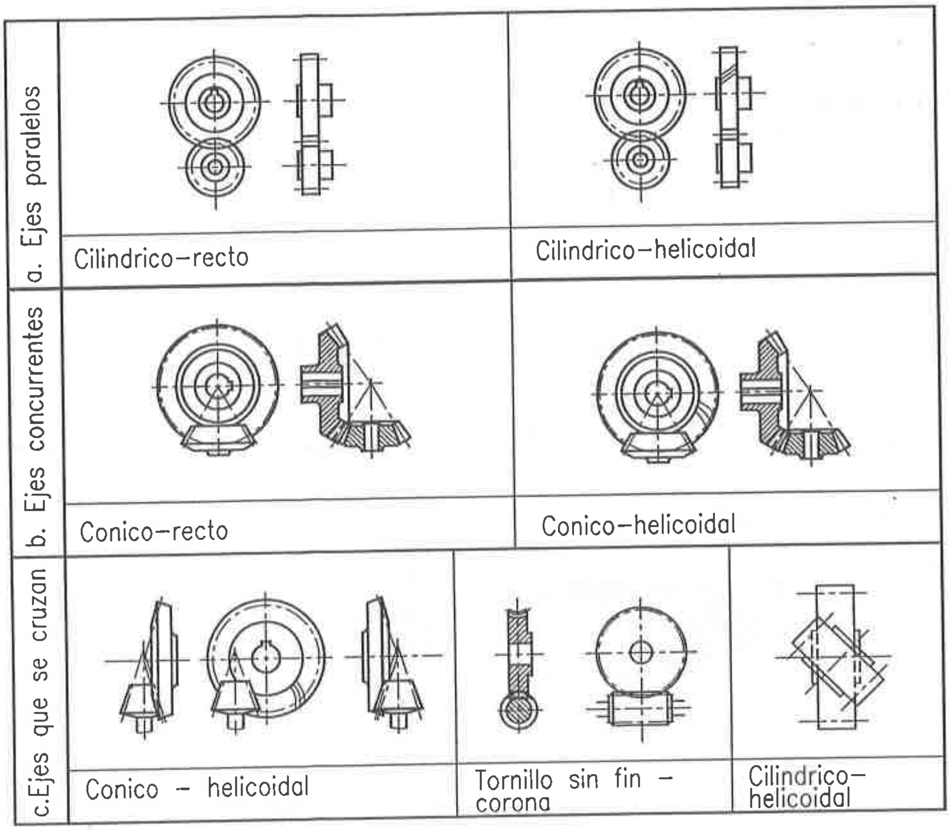



FIGURA 18.2. Tipos de engranajes según la dirección de sus ejes.

Los engranajes también pueden clasificarse según la forma de sus dientes. En los engranajes de dientes rectos, la generatriz de las superficies laterales de los dientes es paralela al eje de rotación. En los engranajes helicoidales sin embargo, dicha generatriz forma un determinado ángulo con este eje.

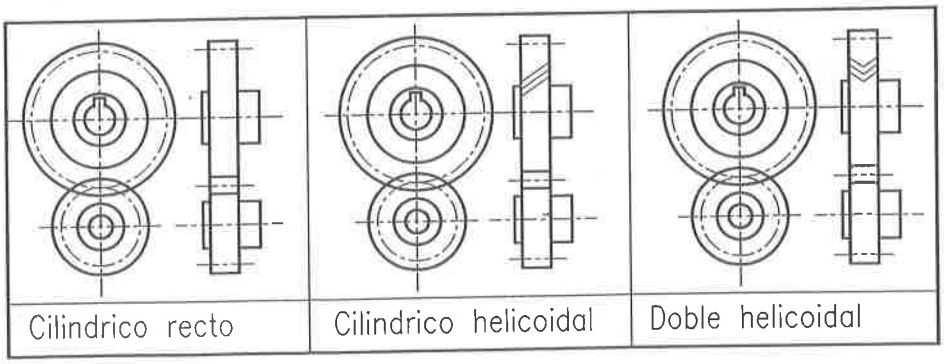



FIGURA 18.3. Tipos de engranajes según la forma de los dientes.

### *18.1.2. Engranajes cilíndricos rectos*

Los engranajes cilíndricos rectos son aquellos en los cuales la línea de contacto entre los dientes de las dos ruedas que engranan es una recta paralela al eje de las ruedas dentadas.

#### *A) Definiciones*

Para el estudio y descripción de los engranajes cilíndricos hay que tener en cuenta las siguientes definiciones:

*Cilindros primitivos:* son aquellos cilindros que rodarían sin deslizamiento uno respecto del otro transmitiendo el mismo movimiento que las ruedas dentadas. Sus secciones rectas determinan las circunferencias primitivas cuyos diámetros se denominan *diámetros primitivos (dp)* de las ruedas.

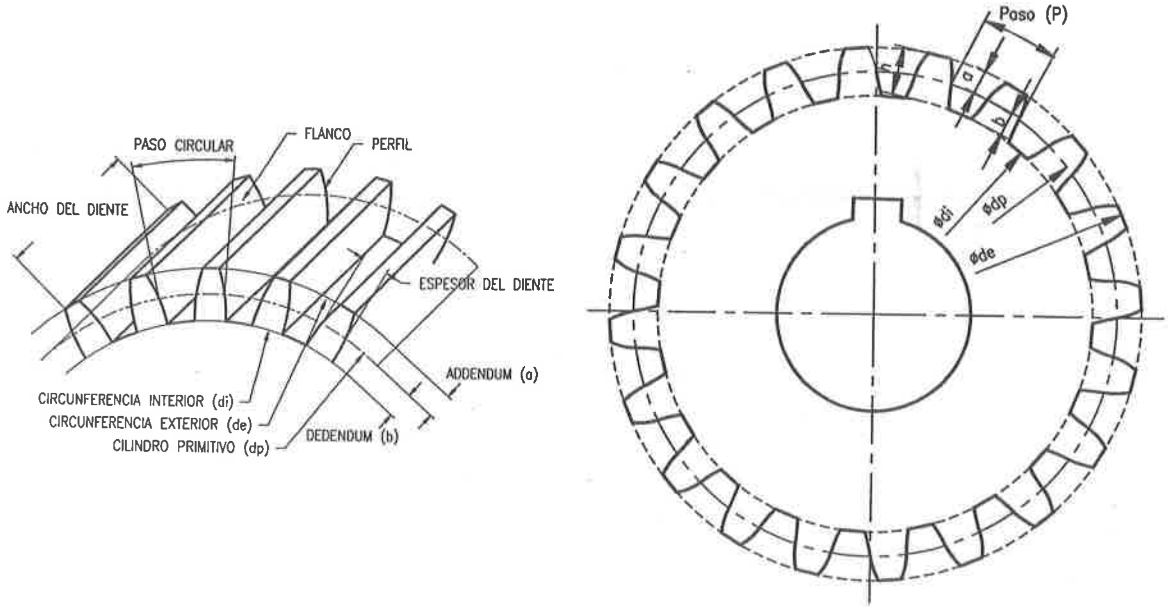



FIGURA 18.4. Engranajes cilíndricos. Definiciones.

*Módulo (m):* es la relación entre el diámetro primitivo y el número de dientes de una rueda *(m = dp/z)*. Tiene que ser el mismo para las dos ruedas, y su valor está normalizado.

Se demuestra que el esfuerzo que puede soportar un diente es aproximadamente proporcional al cuadrado del módulo, por lo que el módulo es el parámetro determinante en la construcción y cálculo de engranajes. Ésta es la razón por la que este valor se ha normalizado y por la que todos los datos de las ruedas dentadas se expresan en función de él y del número de dientes.

En el sistema inglés se utiliza el parámetro *diametral pitch (P),* que es la relación entre el número de dientes y el diámetro primitivo, expresada en pulgadas. Por ejemplo, una rueda de 25 dientes y 5 pulgadas de diámetro primitivo, tiene un diametral pitch de 5.

Los valores normalizados del módulo y del diametral pitch son (tabla 18.1):

| Módulo *m* (mm) | | Diametral pitch *P* (") | | Equivalencia en módulo |
|---|---|---|---|---|
| Serie 1 | Serie 2 | Serie 1 | Serie 2 | .... |
| 0,05 | | | | |
| | 0,055 | | | |
| 0,06 | | | | |
| | 0,07 | | | |
| 0,08 | | | | |
| | 0,09 | | | |
| 0,1 | | | | |
| | 0,11 | | | |
| 0,12 | | | | |
| | 0,14 | | | |
| 0,16 | | | | |
| | 0,18 | | | |
| 0,20 | | | | |
| | 0,22 | | | |
| 0,25 | | | | |
| | 0,28 | | | |
| 0,3 | | | | |
| | 0,35 | | | |
| 0,4 | | | | |
| | 0,45 | | | |
| 0,5 | | | | |
| | 0,55 | | | |
| 0,6 | | | | |
| | 0,65 | | | |
| 0,7 | | | | |
| | 0,75 | | | |
| 0,8 | | | | |
| | 0,85 | | | |
| 0,9 | | | | |
| | 0,95 | | | |
| 1 | | | | |
| | 1,12 | | | |
| 1,25 | | | | |
| | | 20 | | 1,27000 |
| | 1,37 | | | |
| | | | 18 | 1,41111 |
| 1,5 | | | | |
| | | 16 | | 1,58750 |
| | 1,75 | | | |
| | | | 14 | 1,81429 |
| 2 | | | | |
| | | 12 | | 2,11667 |
| | 2,25 | | | |
| | | | 11 | 2,30909 |
| 2,5 | | | | |
| | | 10 | | 2,54000 |
| | 2,75 | | | |
| | | | 9 | 2,82222 |

| Módulo *m* (mm) | | Diametral pitch *P* (") | | Equivalencia en módulo |
|---|---|---|---|---|
| Serie 1 | Serie 2 | Serie 1 | Serie 2 | .... |
| 3 | | | | |
| | | 8 | | 3,17500 |
| | 3,5 | | | |
| | | | 7 | 3,62857 |
| 4 | | | | |
| | | 6 | | 4,23333 |
| | 4,5 | | | |
| | | | 5,5 | 4,61818 |
| 5 | | | | |
| | | 5 | | 5,08000 |
| | 5,5 | | | |
| | | | 4,5 | 5,64444 |
| 6 | | | | |
| | | 4 | | 6,35000 |
| | 7 | | | |
| | | | 3,5 | 7,25714 |
| 8 | | | | |
| | | 3 | | 8,46667 |
| | 9 | | | |
| | | | 2,75 | 9,23636 |
| 10 | | | | |
| | | 2,5 | | 10,16000 |
| | 11 | | | |
| | | | 2,25 | 11,28889 |
| 12 | | | | |
| | | 2 | | 12,70000 |
| | 14 | | | |
| | | | 1,75 | 14,51429 |
| 16 | | | | |
| | | 1,5 | | 16,93333 |
| | 18 | | | |
| 20 | | | | |
| | | 1,25 | | 20,32000 |
| | 22 | | | |
| 25 | | | | |
| | | 1 | | 25,40000 |
| | 28 | | | |
| | | | 0,875 | 29,02857 |
| 32 | | | | |
| | | 0,75 | | 33,8667 |
| | 36 | | | |
| 40 | | | | |
| | | 0,625 | | 40,64000 |
| | 45 | | | |
| 50 | | | | |
| | | 0,5 | | 50,80000 |
| | 55 | | | |
| 60 | | | | |
| | 70 | | | |

TABLA 18.1. Valores normalizados del módulo y del diámetro pitch.

*Índice de reducción (i):* se denomina índice de reducción a la relación entre la velocidad de la rueda conductora ($n_1$) y la velocidad de la rueda conducida ($n_2$), por lo que $i = n_1/n_2$. Si se produce un engrane perfecto, la velocidad tangencial en el punto de contacto de los dos dientes de los dos engranajes será igual, por lo que se cumplirá:

$$Vt = n_1 . dp_1/2 = n_2 . dp_2/2$$

de donde, sustituyendo *dp* por *m.z* resulta:

$$i = n_1/ n_2 = z_2/ z_1$$

*Paso circular (p):* es la longitud del arco de la circunferencia primitiva correspondiente a un diente y a su intervalo o hueco entre dos dientes consecutivos. Esta longitud medida sobre la circunferencia base daría el paso base ($p = \pi m$).

*Addendum (a):* es la distancia comprendida entre la circunferencia exterior y la primitiva. Se toma $a = m$.

*Dedendum (b):* es la distancia comprendida entre la circunferencia primitiva y la interior. Se toma $b = 1.25\ m$.

*Espesor del diente (e):* es la anchura de la parte dentada de una rueda medida sobre su diámetro primitivo. Normalmente $e = \pi m/2$.

*Flanco:* es la porción de superficie comprendida entre los cilindros interior y exterior.

*Ancho de diente (L):* la longitud medida sobre el diente entre las dos caras paralelas de la rueda.

*Diámetro de la circunferencia exterior o diámetro de cabeza* ($d_e = d_p + 2a$): es el diámetro del cilindro que pasa por el extremo superior de los dientes.
Como $d_p = m.z$ y $a = m$, $d_e = m\ (z + 2)$ entonces $m = d_e / (z+2)$. Es decir, para conocer el módulo de una rueda ya construida basta con dividir el diámetro exterior (que se puede medir fácilmente con un pie de rey) por el número de dientes incrementando en 2.

*Diámetro de la circunferencia interior o diámetro de pie:* es el diámetro del cilindro que pasa por el fondo de cada entrediente. Se cumple que $d_i = d_p - 2\ b$, o también, $d_i = d_p - 2{,}5\ m$.

*Perfil:* es la sección de un flanco producida por un plano perpendicular al eje. Existen distintos tipos de curvas que se pueden utilizar como perfil de un diente de engranaje. Estas curvas deben cumplir la condición de que la normal común a los dos perfiles de los dos dientes en su punto de contacto divida a la línea de centros en dos segmentos inversamente proporcionales a las velocidades angulares de las dos ruedas. Si estas velocidades angulares permanecen constantes, el punto de intersección de la normal con la línea de centros permanecerá fijo y se dice que los perfiles esartán formados por curvas conjugadas.
Para el trazado de los perfiles de dientes de engranajes se emplea fundamentalmente la evolvente de círculo (engranajes de perfil de evolvente). Este tipo de perfil presenta varias ventajas con respecto a otras curvas: se consigue un engrane correcto aunque se varíe el diámetro de alguna de las ruedas, siendo muy sencillo el tallado de los dientes y su verificación.

*Ángulo de presión (α):* es el ángulo formado por el radio de la circunferencia primitiva que pasa por el punto donde el perfil corta a la circunferencia primitiva y la tangente al perfil en dicho punto. Por lo general se toma un ángulo de presión de 20°.

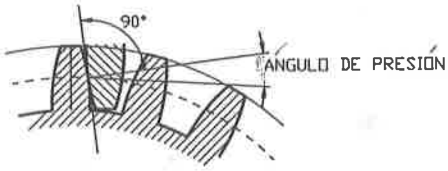



FIGURA 18.5. Ángulo de presión.

## B) Perfil de referencia

El *perfil de referencia* o *cremallera tipo* define las características comunes a todos los engranajes cilíndricos de evolvente de igual módulo. Cada engranaje de cualquier diámetro con un mismo módulo puede considerarse engendrado geométricamente por una cremallera tipo del mismo módulo con lo cual engrana perfectamente. La geometría de la cremallera base, para un ángulo de presión de 20°, es la que aparece en la figura 18.6.

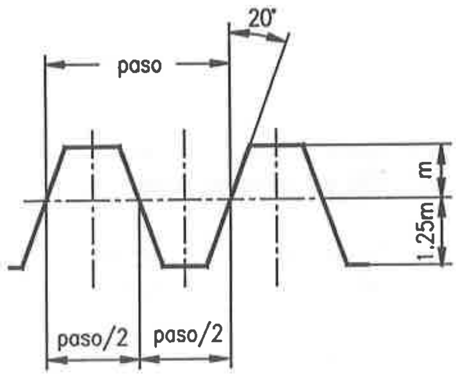



FIGURA 18.6. Perfil de referencia. Cremallera tipo.

## C) Características y dimensiones de los engranajes cilíndricos de dientes rectos

En la tabla 18.2 se indican las características y dimensiones de los engranajes cilíndricos de dientes rectos en función del módulo y número de dientes:

| Parámetro | Símbolo | Valor |
|---|---|---|
| Módulo | m | Cálculo basado en la resistencia de materiales |
| Nº de dientes | z | Determinado a partir de la relación de velocidades $n_1/n_2 = z_2/z_1$ |
| Paso | p | $p = \pi m$ |
| Addendum | a | $a = m$ |
| Dedendum | b | $b = 1{,}25\ m$ |
| Diámetro primitivo | dp | $dp = m.z$ |
| Diámetro exterior | de | $de = m\ (z + 2)$ |
| Diámetro interior | di | $di = m\ (z - 2{,}5)$ |
| Anchura diente | L | $L = k.m$ donde $k$ = 8 ó 10 |
| Ángulo de presión | α | Normalmente 20° |

TABLA 18.2. Características y dimensiones de los engraneies cilíndricos de dientes rectos.

### D) Ejemplo de aplicación

Veamos cómo se pueden determinar los parámetros de un engranaje cilíndrico recto. Como datos de partida se saben:

*a)* Índice de reducción = 14 / 5 (es un parámetro de diseño).

*b)* Módulo normal = 16 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).

*c)* Distancia aproximada entre ejes deseada = 470 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).

Si $Z_1$ es el número de dientes de la rueda conductora o piñón y $Z_2$ el de la conducida, como la relación entre las velocidades angulares es igual a la inversa de la relación de los números de dientes, tendremos que:

$$Z_2/Z_1 = 14/5$$

Como $Z_1$ y $Z_2$ deben ser números enteros, tendrán que ser múltiplos de 5 y de 14.
Por tanto $Z_2 = 14$ K y $Z_1 = 5$ K en donde K es un número entero.
Dado que la distancia entre los dos ejes es igual a la semisuma de los diámetros primitivos:

$$D = (dp_1+dp_2)/2 = m\,(Z_1 + Z_2)/2 = 16\,(5\,K + 14\,K)/2 = 152\,K$$

Y como $D = 152\,K \cong 470$, si se hace $152\,K = 470$ se tendrá que $K = 3{,}09$, por lo que se tomará un valor de K entero $K = 3$. De esta forma resultará:

$$Z_2 = 14 \times 3 = 42 \text{ dientes}$$
$$Z_1 = 5 \times 3 = 15 \text{ dientes}$$

Los diámetros primitivos serán:

$$d_{p1} = m\,Z_1 = 16 \times 15 = 240 \text{ mm y } d_{p2} = m\,Z_2 = 16 \times 42 = 672 \text{ mm}$$

La distancia exacta entre ejes de las dos ruedas será:

$$D = (d_{p1} + d_{p2})/2 = 456 \text{ mm}$$

Respecto a las dimensiones de cada rueda:

Para el piñón:

| Parámetro | Valor |
|---|---|
| Módulo | m = 16 |
| Nº de dientes | z = 15 |
| Addendum | a = 16 |
| Dedendum | b = 20 |
| Diámetro primitivo | dp = 240 |
| Diámetro exterior | de = 272 |
| Diámetro interior | di = 200 |

Para la rueda conducida:

| Parámetro | Valor |
|---|---|
| Módulo | m = 16 |
| Nº de dientes | z = 42 |
| Addendum | a = 16 |
| Dedendum | b = 20 |
| Diámetro primitivo | dp = 672 |
| Diámetro exterior | de = 704 |
| Diámetro interior | di = 642 |

### *18.1.3. Engranajes cilíndricos helicoidales*

Los engranajes cilíndricos helicoidales se emplean para transmitir potencia entre dos árboles cuyos ejes se cruzan. Existen dos casos particulares que corresponden a cuando los ejes son paralelos y cuando los ejes son perpendiculares. En este tipo de engranajes, los dientes están dispuestos según hélices trazadas sobre la superficie lateral del cilindro.

En los engranajes helicoidales, los dientes que engranan no entran en contacto simultáneamente en toda su anchura (como ocurría en el caso de los engranajes de dientes rectos) sino que en un instante dado están en contacto varios dientes a la vez. Por este motivo, la conducción realizada mediante ruedas helicoidales es mucho más regular. Además, como el contacto con los dientes es progresivo, se atenúan los choques y la transmisión es mucho más silenciosa. Por el contrario, al estar simultáneamente en contacto varios dientes, el deslizamiento entre ellos es mucho mayor y, por consiguiente, la potencia absorbida y el desgaste de los dientes también es mucho mayor. Además, al ser la transmisión de esfuerzos oblicua al eje, existe una componente de fuerza axial que tiende a separar los engranajes. Para evitar los empujes axiales, se tallan sobre una misma rueda dos dentados iguales pero con hélices de distinto signo (son los llamados engranajes doble helicoidal o en espigón).

#### *A) Definiciones*

Además de las establecidas en la sección 3.1, se deben tener en cuenta las siguientes definiciones:

— *Hélice primitiva:* es la intersección de un flanco con el cilindro primitivo de un engranaje helicoidal. La hélice puede ser a derechas o a izquierdas.
— *Ángulo de la hélice($\beta$):* es el ángulo formado por la tangente a la hélice primitiva y una generatriz del cilindro primitivo.
— *Paso aparente o circunferencial ($P_c$):* longitud del arco de círculo primitivo comprendido entre dos perfiles homólogos consecutivos.
— *Paso real o normal ($P_n$):* longitud de arco comprendida entre dos flancos homólogos consecutivos, medido sobre una hélice del cilindro primitivo ortogonal a las hélices primitivas.
— *Módulo aparente o circunferencial ($m_c$):* cociente entre el paso aparente Pc y $\pi$.
— *Módulo real o normal ($m_n$):* cociente entre el paso real Pn y $\pi$.

Todos los engranajes de dientes helicoidales del mismo módulo (real o aparente) y del mismo ángulo de hélice engranan entre sí, independientemente de su diámetro y de su número de dientes, aunque sus hélices han de ser de sentido contrario (una a derechas y otra a izquierdas).

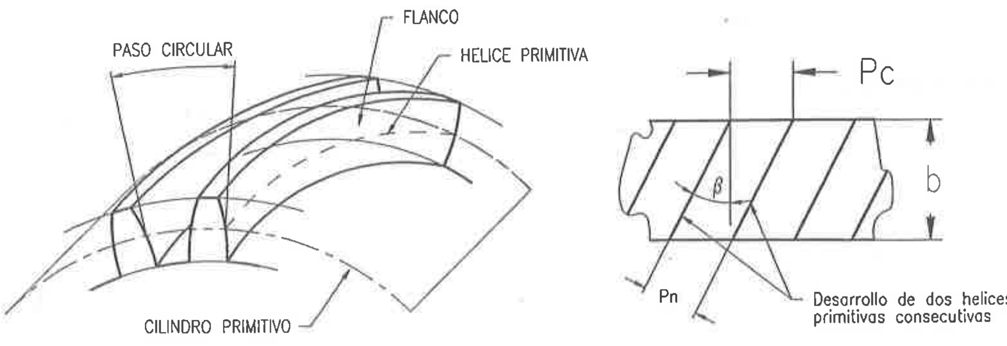



FIGURA 18.7a. Engranajes cilíndricos helicoidales. Definiciones.

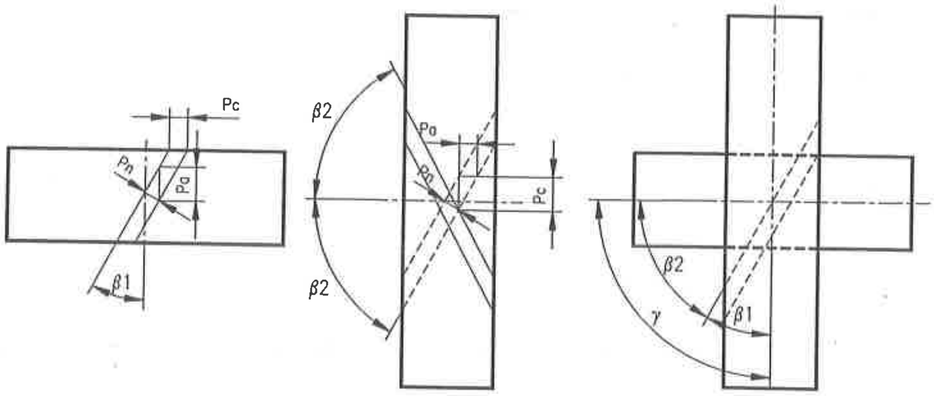



FIGURA 18.7b. Engranajes cilíndricos helicoidales. Definiciones.

### B) *Características y dimensiones de los engranajes cilíndricos helicoidales*

En la tabla 18.3 se presentan las características y dimensiones de los engranajes cilíndricos helicoidales.

| Parámetro | Símbolo | Valor |
|---|---|---|
| Ángulo de hélice | $\beta$ | |
| Ángulo entre ejes | $\gamma$ | $\beta_1 + \beta_2$ |
| Módulo normal | $m_n$ | Valor normalizado de la tabla de módulos |
| Módulo aparente o circunferencial | $m_c$ | $m_c = m_n / \cos\beta$ |
| Módulo axial | $m_a$ | $m_a = m_n / \text{sen}\,\beta$ |
| Paso normal | $p_n$ | $p_n = \pi\, m_n$ |
| Paso circunferencial | $p_c$ | $p_c = \pi\, m_c = \pi\, m_n / \cos\beta$ |
| Paso axial | $p_a$ | $p_a = \pi\, m_a = \pi\, m_n / \text{sen}\,\beta$ |
| Nº de dientes | z | Obtenido a partir del índice de reducción |
| Diámetro primitivo | dp | $dp = m_c . z$ |
| Sentido de la hélice | | a derecha o a izquierda |
| Addendum | a | $a = m_n$ |
| Dedendum | b | $b = 1{,}25\ m_n$ |
| Altura del diente | h | $h = a + b = 2{,}25\ m_n$ |
| Diámetro exterior | de | $de = dp + 2\ m_n$ |
| Diámetro interior | di | $di = dp - 2{,}5\ m_n$ |
| Ángulo de presión | $\alpha$ | Normalmente 20° |

TABLA 18.3. Dimensiones y características de los engranajes cilíndricos helicoidales.

### C) *Ejemplo de aplicación. Engranajes cilíndricos helicoidales de ejes paralelos*

Como datos de partida se saben:

*a)* Índice de reducción = 7/3 (es un parámetro de diseño).
*b)* Módulo normal = 16 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).
*c)* Distancia exacta entre ejes = 500 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).
*d)* Ángulo de hélice aproximado = 15° (parámetro de diseño).

Si los dos ejes son paralelos se cumplirá: $ß_1= -ß_2$, de forma que los ángulos de las hélices son iguales pero de sentido contrario (hélice derecha – hélice izquierda).

Si $Z_1$ y $Z_2$ representan respectivamente a los números de dientes de la rueda conductora y de la rueda conducida, tendremos:

$$i = Z_2/Z_1= 7/3$$
$$Z_1= 3k \text{ y } Z_2 = 7k$$

siendo k un número entero. Para la rueda conductora:

$$dp_1 = m_{c1} \times Z_1 = m_n/\cos ß_1 \times 3k$$

Y para la rueda conducida:

$$dp_2 = m_{c2} \times Z_2 = m_n/\cos ß_2 \times 7k$$

Por tratarse de ejes paralelos, como $ß_1= -ß_2$ y $\cos ß_1= \cos ß_2$ entonces:

$$m_{c1} = m_{c2}$$

La distancia entre los ejes será igual a la semisuma de los diámetros primitivos:

$$(dp_1 + dp_2)/2 = 500 = (m_n/\cos ß) \times (3k + 7k)/2$$

y como se ha fijado que ß debe ser aproximadamente 15° tendremos que:

$$500 = 16 \times 10k/(2 \times \cos 15°)$$

Despejando k de la ecuación anterior se obtiene un valor de k = 6,03, que, como debe ser entero, el valor a elegir será:

$$k = 6$$

De forma que se tendrá:

$$Z_2 = 7 \times 6 = 42 \text{ dientes y } Z_1 = 3 \times 6 = 18 \text{ dientes}$$

El valor exacto del ángulo de hélice se obtendrá de:

$$500 = 16 \times 10 \times 6/(2 \times \cos ß)$$
$$\cos ß = 0{,}96 \qquad \text{de donde:} \qquad ß = 16° \, 16'$$

por último:

$$dp_1 = 16 \times 18/\cos 16° \, 16' = 300 \text{ mm}$$
$$dp_2 = 16 \times 42/\cos 16° \, 16' = 700 \text{ mm}$$

### *D) Ejemplo de aplicación. Engranajes cilíndricos helicoidales de ejes perpendiculares*

Como datos de partida se saben:

*a)* Índice de reducción = 7/3 (es un parámetro de diseño).
*b)* Módulo normal = 16 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).
*c)* Distancia aproximada entre ejes = 480 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).
*d)* Angulo de hélice exacto del piñón = 40º (parámetro de diseño).

Si $Z_1$ y $Z_2$ son los números de dientes de la rueda conductora y de la rueda conducida:

$$Z_2 / Z_1 = 7 / 3 \text{ de donde } Z_2 = 7k \text{ ; } Z_1 = 3k \text{ con k entero}$$

Si se fija la inclinación de los dientes sobre la rueda conductora $ß_1 = 40º$, la inclinación de las hélices sobre la rueda conducida será de $ß_2 = 90º - 40º = 50º$.
La distancia entre ejes es igual a la semisuma de los diámetros primitivos:

$$(dp_2 + dp_1)/2 = 1/2\ (16 / \cos 40 \times 3\ k + 16/\cos 50 \times 7\ k\ ) = 480$$

De donde k = 4,052 por lo que se tomará k = 4. Los números de dientes $Z_1$ y $Z_2$ serán respectivamente 12 y 28 dientes, y la distancia exacta entre ejes:

$$D = (dp_2 + dp_1)/2 = 1/2\ (16/\cos 40 \times 3 \times 4 + 16/\cos 50 \times 7 \times 4\ ) = 473{,}8$$

### *18.1.4. Tornillo sin fin y corona*

El *tornillo sin fin* es un caso particular de engranajes helicoidales con ejes que se cruzan a 90º. El ángulo de hélice del piñón se toma próximo a los 90º y el número de dientes del mismo es tan pequeño que sus dientes forman hélices completas (llamadas *entradas* del tornillo o *hilos* del tornillo). El piñón se convierte en un *tornillo sin fin* y la rueda se denomina entonces *corona.* El número de dientes del piñón es igual al número de entradas del tornillo. La máxima relación de transmisión se conseguirá con $Z_1 = 1$ (tornillo de una entrada).
En general, el paso de rosca del tornillo será igual al paso axial del tornillo por el número de entradas.

$$p = \pi\ d_1\ ctgß_1 = P_{ax}\ Z_1 = \pi\ m_{ax}\ Z_1$$

#### *A) Tipos de tornillos sin fin y coronas*

El tornillo sin fin generalmente desempeña el papel de la rueda conductora. Está tallado a partir de un eje cilíndrico macizo en torno al cual se disponen helicoidalmente una serie de filetes. Se distinguen tres tipos fundamentales de tornillos sin fin y coronas.

- Corona y tornillos sin fin cilíndricos

La rueda conducida es igual a la de los engranajes cilíndricos usuales. El contacto entre el filete del tornillo y el diente de la corona es puntual, y por lo tanto el desgaste de ambos es rápido. Este montaje sólo se utiliza en la transmisión de pequeños esfuerzos y a velocidades reducidas.

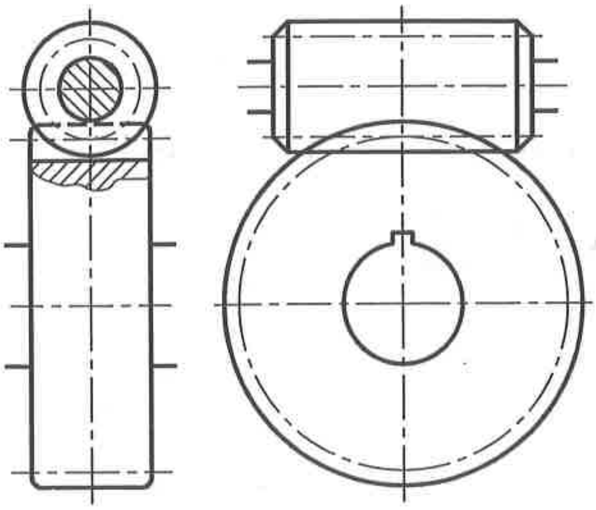


FIGURA 18.8. Corona y tornillos sin fin cilíndricos.

- Tornillo sin fin cilíndrico y corona de dientes cóncavos

El tornillo sin fin mantiene su forma cilíndrica, con sus filetes helicoidales. La rueda está tallada de forma que sus dientes están curvados, con el centro de curvatura situado sobre el eje del tornillo sin fin.

En este caso el contacto entre los dientes es lineal, lo que hace que se transmite mejor el esfuerzo y se producen menos desgastes. Este sistema es el más usual en mecanismos de reducción.

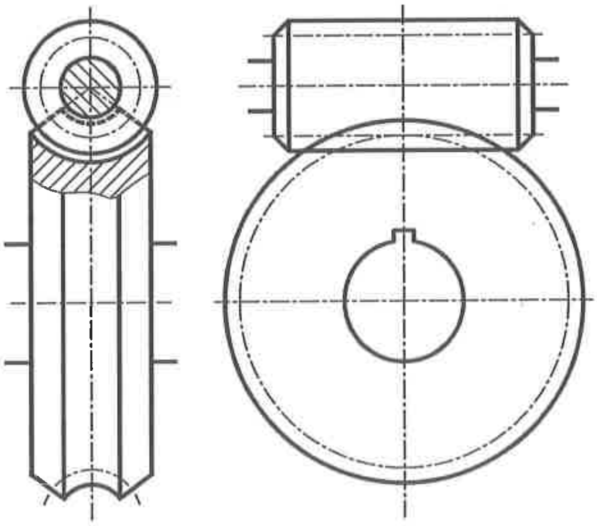


FIGURA 18.9. Tornillo sin fin cilíndrico y corona de dientes cóncavos.

- Corona y tornillo globoidal

En este tipo, el tornillo se adapta a la forma de la rueda. Esta disposición es poco frecuente, debido a su alto coste de fabricación. Se suele emplear en las cajas de dirección de los automóviles.

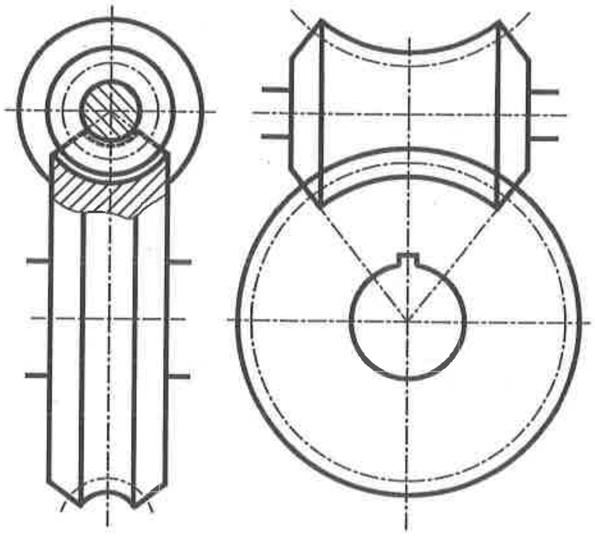


FIGURA 18.10. Corona y tornillo globoidal.

### *B) Irreversibilidad del movimiento*

En la mayoría de los casos el tornillo hace el papel de rueda conductora, con lo que el sistema es un reductor de velocidad.

Dependiendo del coeficiente de rozamiento entre dientes y del ángulo de hélice, el mecanismo de tornillo sin fin y corona presenta la característica de que es un mecanismo no reversible, es decir, aunque el tornillo puede girar en cualquier sentido y arrastrar a la corona, si ésta es la que gira, no puede arrastrar al tornillo.

Este fenómeno se aprovecha como mecanismo de seguridad en sistemas donde se necesita que la rueda no sea capaz de arrastrar al tornillo. Tiene especial aplicación en elevadores de carga y ascensores, donde la irreversibilidad del mecanismo constituye el mejor freno de seguridad en caso de fallo de la energía eléctrica.

### *C) Características y dimensiones del tornillo sin fin y de la corona*

Seguidamente se indican las fórmulas necesarias para determinar la geometría del tornillo sin fin y de la corona (tabla 18.4).

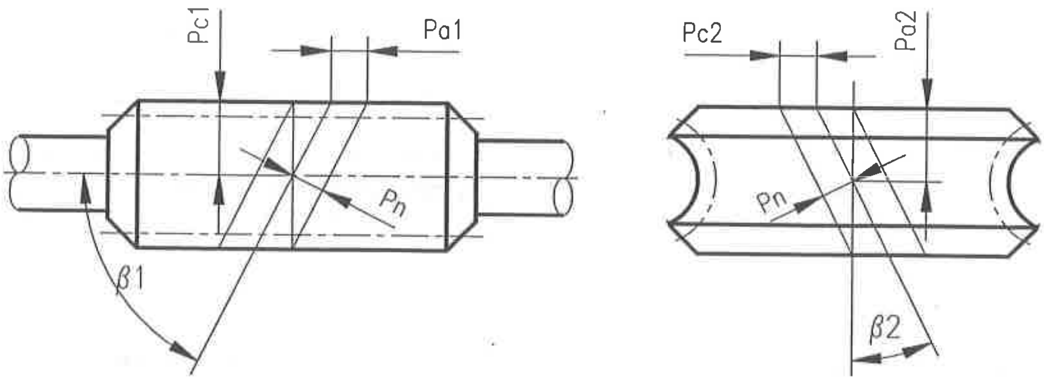



FIGURA 18.11. Corona y tornillo sin fin.

| TORNILLO SIN FIN | |
|---|---|
| $dp_1$ | Diámetro primitivo |
| $m_{a1}$ | Módulo axial= $m_n/\text{sen } \beta_1 = m_n/\cos \beta_2 = m_{c2}$ |
| $m_n$ | Módulo normal = $m_{a1}$ sen $\beta_1$ |
| $m_{c1}$ | Módulo circunferencial = $m_{a1} \tan \beta_1$ |
| $z_1$ | Número de entradas. |
| $p_{a1}$ | Paso axial = $\pi\, m_{a1}$ |
| $p$ | Paso de la hélice del tornillo = $p_{a1}\, z_1$ |
| $p_n$ | Paso normal = $\pi\, m_n$ |
| $p_{c1}$ | Paso circunferencial = $\pi\, m_{c1}$ |
| $\beta_1$ | Ángulo de la hélice; ctg $\beta_1 = m_{a1}\, z_1/\, dp_1$ |
| | Sentido de la hélice (derechas o izquierdas) |
| $d_{e1}$ | Diámetro exterior = $dp_1 + 2\, m_n$ |
| $d_{i1}$ | Diámetro interior = $dp_1 - 2{,}5\, m_n$ |
| $a$ | Addendum $a = m_n$ |
| $b$ | Dedendum $b = 1{,}25\, m_n$ |
| $h$ | Altura del diente $h = 2{,}25\, m_n$ |
| $\alpha$ | Ángulo de presión (normalmente 20°) |
| | Tipo de dentado (normalmente evolvente) |

| CORONA | |
|---|---|
| $Dp_2$ | Diámetro primitivo. |
| $m_{a2}$ | Módulo axial= $m_n/\text{sen } \beta_2 = m_n/\cos \beta_1 = m_{c1}$ |
| $m_n$ | Módulo normal = $m_{a2}$ sen $\beta_2$ |
| $m_{c2}$ | Módulo circunferencial = $m_n / \cos \beta_2$ |
| $z_2$ | Número de dientes. |
| $p_{a2}$ | Paso axial = $\pi\, m_{a2}$ |
| $p_n$ | Paso normal = $\pi\, m_n$ |
| $p_{c2}$ | Paso circunferencial = $\pi\, m_{c2}$ |
| $\beta_2$ | Ángulo de la hélice; $\beta_2 = 90° - \beta_1$ |
| | Sentido de la hélice (derechas o izquierdas) |
| $D_{e2}$ | Diámetro exterior = $Dp_2 + 2\, m_n$ |
| $D_{i2}$ | Diámetro interior = $Dp_2 - 2{,}5\, m_n$ |
| $a$ | Addendum $a = m_n$ |
| $b$ | Dedendum $b = 1{,}25\, m_n$ |
| $h$ | Altura del diente $h = 2{,}25\, m_n$ |
| $\alpha$ | Ángulo de presión (normalmente 20°) |
| | Tipo de dentado (normalmente evolvente) |

Tabla 18.4. Fórmulas para la determinación de la geometría del tornillo sin fin y de la corona.

## D) *Ejemplo de aplicación*

Como datos de partida se saben:

*a)* Índice de reducción = 32 (es un parámetro de diseño).
*b)* Módulo normal = 2 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).
*c)* Distancia aproximada entre ejes = 43 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).

*d)* Ángulo de hélice exacto del tornillo = 85° (parámetro de diseño).

Dado que el índice de reducción es 32, tendremos que:

$$i = 32 = \frac{Z_{corona}}{Z_{tornillo}} = \frac{32k}{k}$$

Por otra parte, si existe una distancia entre centros aproximada de 43 mm

$$2c = \frac{m_n Z_{tornillo}}{\cos\beta_{tornillo}} = \frac{m_n Z_{corona}}{\cos\beta_{corona}}$$

Dado que la suma de ángulos de hélice de tornillo y corona debe ser 90°, y si el tornillo tiene ángulo de hélice 85°, la corona tendrá 5°, por lo que:

$$86 = \frac{2 \times k}{\cos 85} + \frac{2 \times 32k}{\cos 5}$$, de donde, $k = 0{,}986 \cong 1$

así pues:

$$Z_{tornillo} = 1 \quad \text{y} \quad Z_{corona} = 32$$

y

$$dp_{tornillo} = \frac{m_n Z_{tornillo}}{\cos\beta_{tornillo}} = \frac{2 \times 1}{\cos 85} = 22{,}95$$

$$dp_{corona} = \frac{m_n Z_{corona}}{\cos\beta_{corona}} = \frac{2 \times 32}{\cos 5} = 64{,}24$$

$$c = \frac{1}{2}\left(\frac{m_n Z_{tornillo}}{\cos\beta_{tornillo}} + \frac{m_n Z_{corona}}{\cos\beta_{corona}}\right) = 43{,}60$$

### *18.1.5. Engranajes cónicos*

Los engranajes cónicos se usan para transmitir un movimiento de rotación entre dos ejes que se cortan y que forman entre sí un ángulo cualquiera.

La razón de las velocidades angulares de dos engranajes cónicos es también igual a la razón inversa de su número de dientes. Los módulos de las dos ruedas que engranan tienen que ser también iguales.

Los dientes pueden ser de perfil evolvente o cicloidal.

Existen distintos tipos de engranajes cónicos en función de la forma de los dientes. Los más empleados son los engranajes cónicos de dientes rectos (figura 18.12a) y los cónicos de dientes en espiral, comparables estos últimos por sus características de funcionamiento con los engranajes cilíndricos de tipo helicoidal. Ofrecen la particularidad de tener dispuestos los dientes en espiral logarítmica, es decir, con inclinación constante en cada uno de sus puntos. Produce un engrane mucho más suave que el dentado recto, con un nivel de vibraciones y ruidos mucho menor.

Las ruedas cónicas de dentado hipoide (figura 18.12b) son semejantes en su forma a los engranajes cónicos de diente curvo, pero con la diferencia de que los árboles no se cortan, sino que se cruzan. Esta disposición es la más usada, por ejemplo, en los diferenciales de los automóviles.

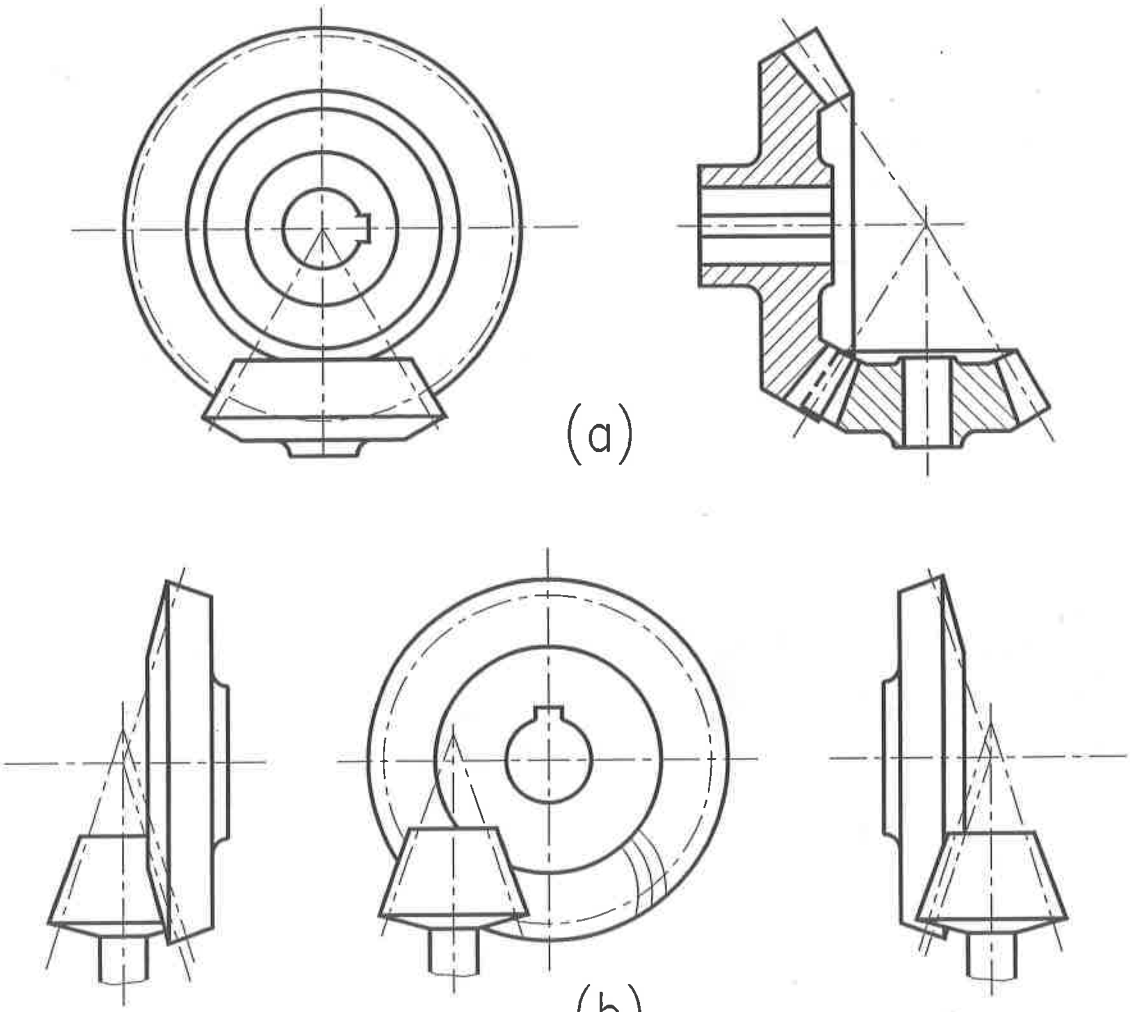



FIGURA 18.12. Engranajes cónicos.

### A) Definiciones

— *Cono primitivo:* cono teórico de engrane donde entran en contacto los dientes que engranan. El diámetro de su base es el diámetro primitivo *(dp)*.
— *Cono exterior o de cabeza:* es aquel en el que están inscritos los dientes. El diámetro de su base es el diámetro exterior *(de)*.
— *Cono de fondo o de pie:* es aquel sobre el que se apoyan los dientes. El diámetro de su base es el diámetro interior *(di)*.
— *Semiángulo del cono primitivo* (semiángulo primitivo $\beta_1$).
— *Semiángulo del cono exterior* (semiángulo de cara $\beta_a$).
— *Semiángulo del cono de fondo* (semiángulo de fondo $\beta_b$).

— *Longitud de la generatriz del cono primitivo (G).*
— *Ángulo de addendum ($\theta_a$):* es la diferencia entre el semiángulo del cono exterior y el semiángulo del cono de fondo.
— *Ángulo de dedendum ($\theta_b$):* diferencia existente entre el semiángulo del cono primitivo y el semiángulo del cono de fondo.
— *Ángulo entre ejes ($\gamma$):* ángulo formado por los ejes de los árboles cuyo movimiento se requiere transmitir.

Si los ejes forman un ángulo $\gamma$, los semiángulos de los conos primitivos $\beta_1$ y $\beta_2$ cumplirán que $\gamma = \beta_1 + \beta_2$.

Puede llegar a demostrarse que:

$$tg\beta_2 = sen\gamma / ((z_1 / z_2) + cos\gamma) \quad \text{y} \quad tg\beta_1 = sen\gamma / ((z_2 / z_1) + cos\gamma)$$

Si $\gamma = 90°$ se tendrá:

$$tg\beta_1 = z_1 / z_2 \quad \text{y} \quad tg\beta_2 = z_2 / z_1$$

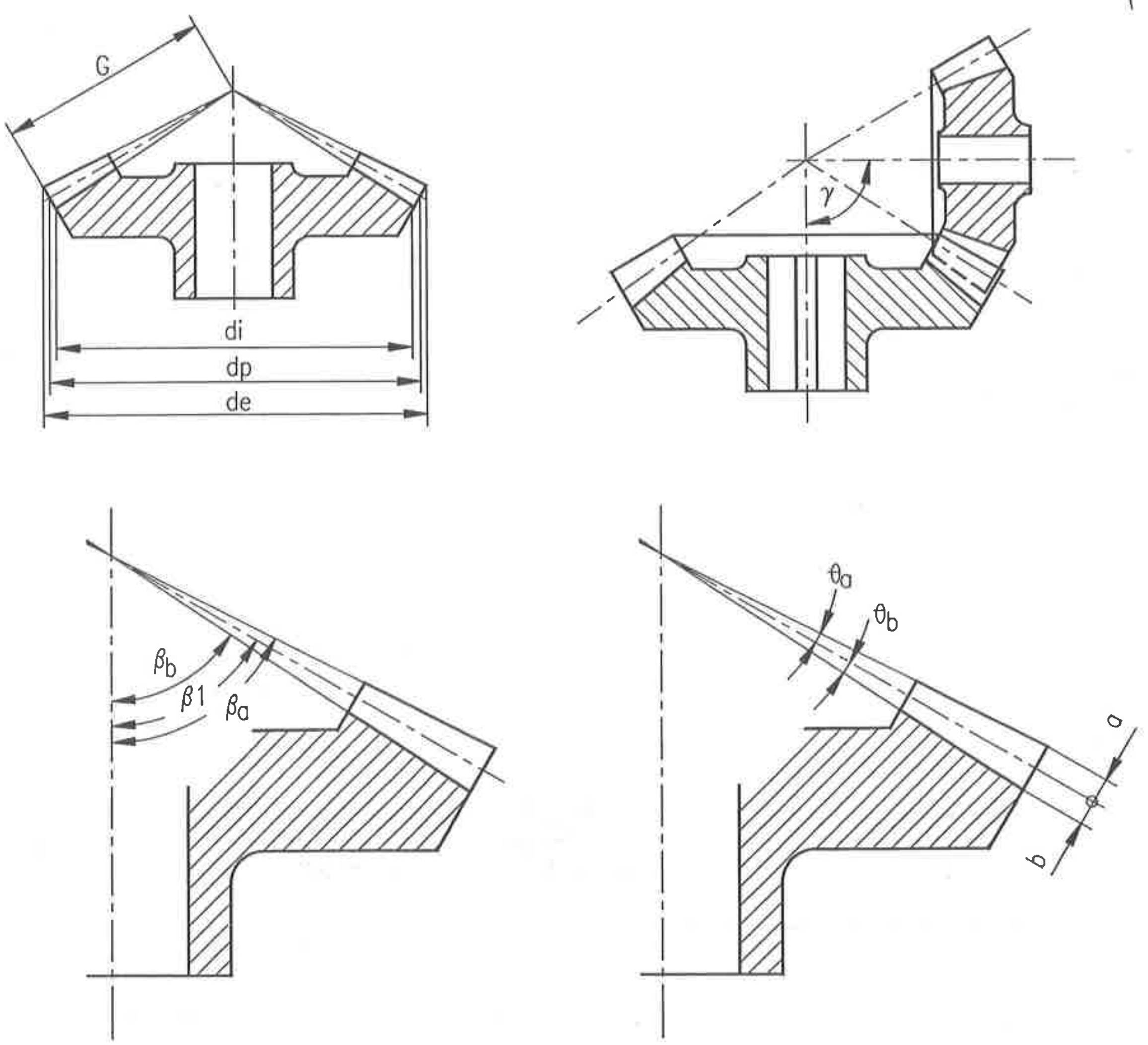



FIGURA 18.13. Engranajes cónicos. Definiciones.

### *B) Características y dimensiones de los engranajes cónicos rectos*

El cálculo de las características de los engranajes cónicos de dientes rectos puede hacerse a partir de las fórmulas siguientes:

| | |
|---|---|
| **PIÑÓN** | |
| Nº de dientes | $z_1$ |
| Módulo | m |
| Paso | $p = \pi m$ |
| Diámetro primitivo | $dp_1 = m z_1$ |
| Longitud del diente | L |
| Ángulo de presión | 20º |
| Velocidad de giro | $n_1$ |
| Ángulo de los ejes | $\gamma = \beta_1 + \beta_2$ |
| Semiángulo cono primitivo | $tg\beta_1 = sen\gamma / ((z_2 / z_1) + cos\gamma)$ |
| Addendum | $a = m$ |
| Dedendum | $b = 1{,}25\ m$ |
| Diámetro exterior | $de_1 = dp_1 + 2m\ cos\beta_1 = mz_1 + 2\ m\ cos\beta_1 = m(z_1 + 2\ cos\beta_1)$ |
| Diámetro interior | $di_1 = dp_1 - 2{,}5m\ cos\beta_1 = mz_1 - 2{,}5m\ cos\beta_1 = m(z_1 - 2{,}5\ cos\beta_1)$ |
| Generatriz de contacto | $G = dp_1/2sen\beta_1$ |
| Ángulo de addendum | $tg\ \theta_{a1} = m/G$ |
| Ángulo de dedendum | $tg\ \theta_{b1} = 1{,}25m/G$ |
| **RUEDA** | |
| Nº de dientes | $z_2$ |
| Módulo | m |
| Paso | $p = \pi m$ |
| Diámetro primitivo | $dp_2 = m z_2$ |
| Longitud del diente | L |
| Ángulo de presión | 20º |
| Velocidad de giro | $n_2$ |
| Ángulo de los ejes | $\gamma = \beta_1 + \beta_2$ |
| Semiángulo cono primitivo | $tg\beta_2 = sen\gamma / ((z_1 / z_2) + cos\gamma)$ |
| Addendum | $a = m$ |
| Dedendum | $b = 1{,}25\ m$ |
| Diámetro exterior | $de_2 = dp_2 + 2m\ cos\beta_2 = mz_2 + 2\ m\ cos\beta_2 = m(z_2 + 2\ cos\beta_2)$ |
| Diámetro interior | $di_2 = dp_2 - 2{,}5m\ cos\beta_2 = mz_2 - 2{,}5m\ cos\beta_2 = m(z_2 - 2{,}5\ cos\beta_2)$ |
| Generatriz de contacto | $G = dp_2/2sen\beta_2$ |
| Ángulo de addendum | $tg\ \theta_{a2} = m/G$ |
| Ángulo de dedendum | $tg\ \theta_{b2} = 1{,}25m/G$ |

Tabla 18.5. Fórmulas para el cálculo de las características de los engranajes cónicos de dientes rectos.

### *C) Ejemplo de aplicación*

Como datos de partida se saben:

*a)* Índice de reducción = 5 / 2 (es un parámetro de diseño).
*b)* Módulo normal = 5 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).

*c)* Longitud aproximada de la generatriz del cono primitivo aproximada = 135 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).
*d)* Ángulo entre ejes = 90º (parámetro de diseño).

Dado que $i = Z_2 / Z_1 = 5 / 2$, se tendrá que:

$$Z_2 = 5k \quad y \quad Z_1 = 2k$$

por lo que:

$$G = \frac{1}{2}\sqrt{Dp_1^2 + Dp_2^2}$$

$$135 = \sqrt{(m \times 2 \times k)^2 + (m \times 5 \times k)^2}$$

de donde:

$$m \times k = 50{,}14$$

por lo que si m = 5, entonces: k = 10,03, por lo que se tomará k = 10 y tendremos:

$$ß_1 = 21° \, 48' \text{ y } ß_2 = 90° - 21° \, 48' = 68° \, 12'$$
$$Z_1 = 2k = 20 \quad \text{y } Z_2 = 5k = 50$$

Si el módulo es 4 mm:

$$dp_1 = 5 \times 2k = 100 \text{ mm}$$
$$dp_2 = 5 \times 5k = 250 \text{ mm}$$
$$G = 134{,}6 \text{ mm}$$

### *18.1.6. Piñón y cremallera*

Cuando una de las ruedas dentadas tiene radio primitivo infinito se convierte en lo que se denomina *cremallera.* El mecanismo piñón y cremallera es un mecanismo que transforma el giro del piñón en un desplazamiento lineal de la cremallera.

El mecanismo tiene diversas aplicaciones, aunque tal vez la más conocida es el mecanismo de dirección de cremallera de vehículos.

En este mecanismo, el concepto de índice de reducción cambia. La relación de velocidades en este caso ya no es adimensional, como en el caso de una pareja de ruedas dentadas, sino que, al tratarse de una relación entre una velocidad angular y una lineal, el índice de reducción está en función del radio primitivo del piñón, de forma que se cumple que:

$$r_{p_{piñón}} = \frac{v_{cremallera}}{\omega_{piñón}}$$

El dentado del piñón y de la cremallera puede ser recto o helicoidal.

En la figura 18.14 aparece representada una pareja piñón y cremallera.

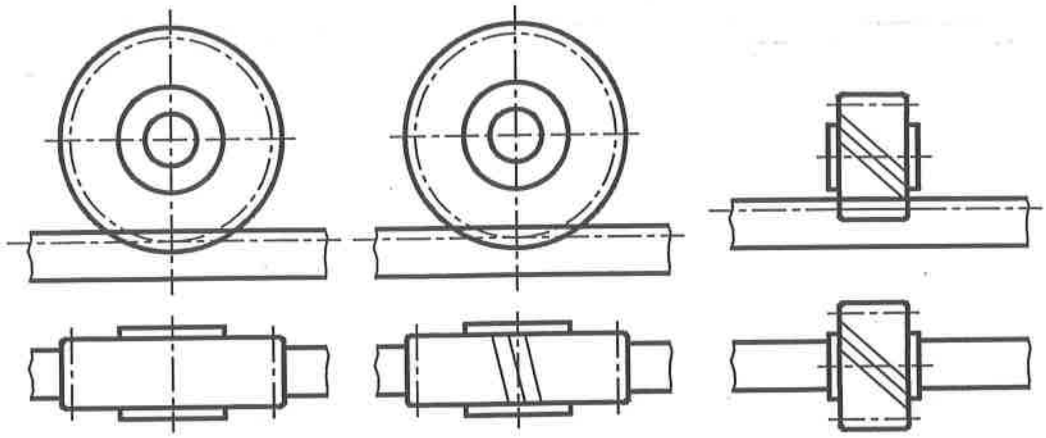


FIGURA 18.14. Piñón - cremallera.

## A) Ejemplo de aplicación

Como datos de partida se saben:

*a)* Relación de transformación = 50 mm de desplazamiento de cremallera por cada vuelta del piñón (es un parámetro de diseño).
*b)* Módulo normal = 1 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).
*c)* Ángulo de hélice aproximadamente = 20º (parámetro de diseño).
*d)* Ángulo entre ejes = 0º (parámetro de diseño).

(Se sobreentiende que la cremallera es una rueda dentada de radio primitivo infinito, y que el eje de esta rueda es perpendicular a la dirección de desplazamiento de la cremallera.)

- *Primera forma de resolución*

Si $Z_1$ representa el número de dientes del piñón, se tiene:

$$dp_1/2 = 50 \text{ mm}/2\,\pi \text{ radian, de donde: } dp_1 = 15{,}92 \text{ mm}$$
$$dp_1 = m_{c1} \cdot Z_1 = m_n/\cos \beta_1 \times Z_1 \text{, de donde:}$$
$$15{,}92 = 1/\cos 20^\circ \times Z_1$$
$$Z_1 = 14{,}96$$

Como $Z_1$ debe ser un número entero, se tomará $Z_1$ = 15 dientes, por lo que entonces, el ángulo de hélice del piñón será:

$$15{,}92 = 1 / \cos \beta^\circ \times 15 \text{, de donde } \beta = 19^\circ\ 34'$$

- *Segunda forma de resolución*

Si el eje de giro del piñón es perpendicular a la dirección de desplazamiento de la cremallera, el paso cincunferencial del pinón se obtendrá dividiendo el recorrido de la cremallera para cada vuelta girada del piñón entre el número de dientes del piñón.

Si $Z_1$ representa el número de dientes del piñón, entonces el recorrido de la cremallera por cada vuelta del piñón = 50 mm = $Z_1 \times P_c$.

Como $P_c = M_c \times \pi$ y $m_c = m_n/\cos\beta$, se tiene que:

$$\frac{50}{Z_1} = \frac{m_n}{\cos\beta}\pi$$

$$\frac{50}{Z_1} = \frac{1}{\cos 20}\pi$$

$$Z_1 = 14{,}96$$

Como $Z_1$ debe ser un número entero, se tomará $Z_1$ = 15 dientes, por lo que entonces, el ángulo de la hélice del piñón será: $\beta = 19°\ 34'$

### *18.1.7. Representación de los engranajes*

La norma UNE 1-044-75 especifica los signos convencionales para la representación de engranajes en planos, tanto a nivel de despieces y detalles como en planos de conjuntos. Se aplica tanto a engranajes como a tornillos sin fin.

#### *A) Representación de ruedas aisladas*

Los contornos y las aristas de cada rueda se representan (figuras 18.15, 18.16 y 18.17) de la siguiente forma:

— En una vista no seccionada, la rueda se representa como si no estuviera dentada, y limitada por la superficie de cabeza (o superficie exterior).
— En una vista seccionada axialmente, se representa como si fuera una rueda de dientes rectos, con dos dientes diametralmente opuestos, representados sin cortar (aunque se trate de dientes no rectos o de un número impar de ellos).

La superficie primitiva (cono o cilindro primitivo) se traza en línea fina de trazo y punto, aunque se trate de partes ocultas o de cortes. Se representa (figuras 18.15, 18.16 y 18.17) del siguiente modo:

— En proyección normal al eje, por su cilindro primitivo.
— En proyección paralela al eje, por su contorno aparente, de forma que la línea de trazo y punto sobresalga por los lados del contorno de la pieza.

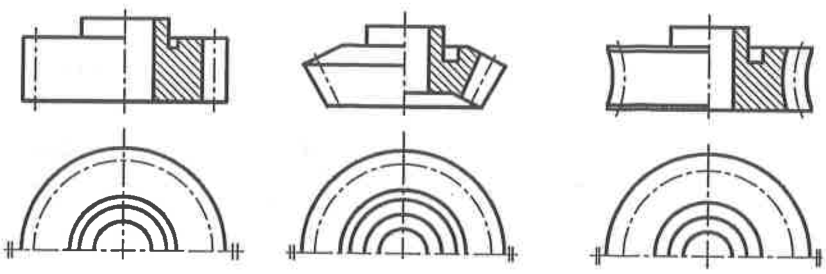


FIGURA 18.15. Representación de una rueda dentada sin sección.

Como norma general, no se representa la superficie de pie o inferior, salvo en los cortes. Sin embargo, cuando sea conveniente su representación sobre vistas no cortadas, se trazará con línea fina continua (figura 18.16).

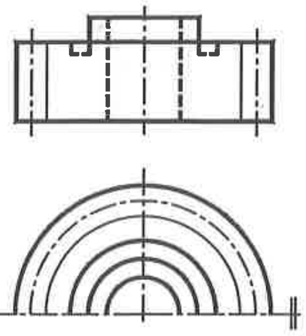


Figura 18.16. Representación de una rueda dentada sin sección. Superficie de pie.

El perfil de los dientes se define indicando su tipo (por referencia a una norma) o bien mediante un dibujo a la escala conveniente. Cuando resulta indispensable que figuren uno o dos dientes en el dibujo (por ejemplo para delimitar los extremos de un sector dentado o de una cremallera, figura 18.17) los dientes se trazan con línea gruesa, dibujándolos tal y como son.

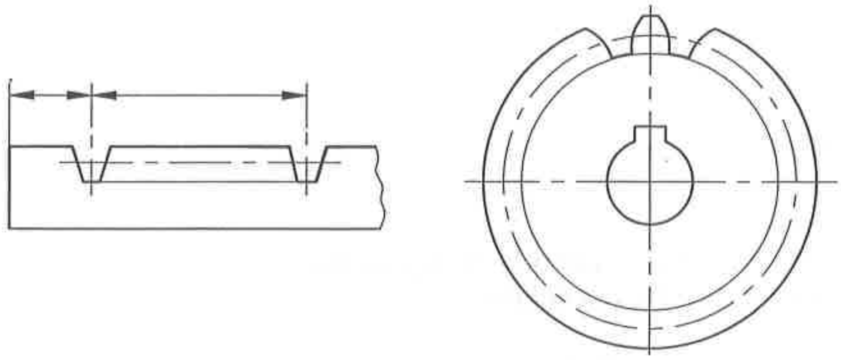


Figura 18.17. Representación de los dientes del engranaje.

Si procede, se indicará la orientación de los dientes de un engranaje o de una cremallera sobre la proyección paralela al eje del engranaje mediante tres líneas finas, tal y como se indica en la figura 18.18.

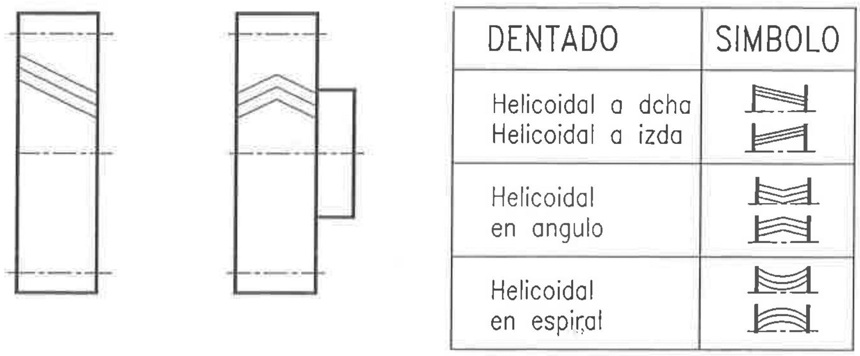



Figura 18.18. Representación de la orientación de los dientes del engranaje.

### *B) Dibujos de conjunto*

En los planos de conjunto se utilizan los mismos convenios que para la representación de las ruedas aisladas. Sin embargo, cuando se trate de conjuntos con ruedas cónicas, en la proyección paralela al eje se prolonga la línea que representa la superficie primitiva hasta el punto donde corte al eje (figuras 18.20 y 18.21).

Cuando las ruedas se dibujan sin seccionar, no debe quedar ninguna rueda oculta por la otra en las partes coincidentes (figura 18.19).

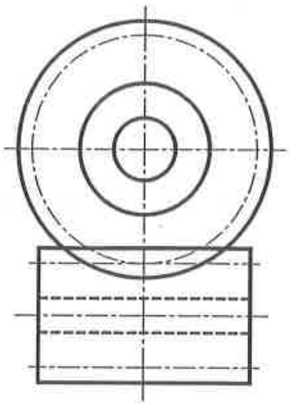


FIGURA 18.19. Representación de dos ruedas con partes coincidentes.

Son excepciones de la regla anterior:

— Cuando una rueda está situada por completo delante de la otra (figuras 18.20 y 18.21).
— Cuando se dibujan en sección los engranajes (figura 18.20).

En estos dos casos puede omitirse la representación de las aristas ocultas si no es imprescindible para la claridad del dibujo.

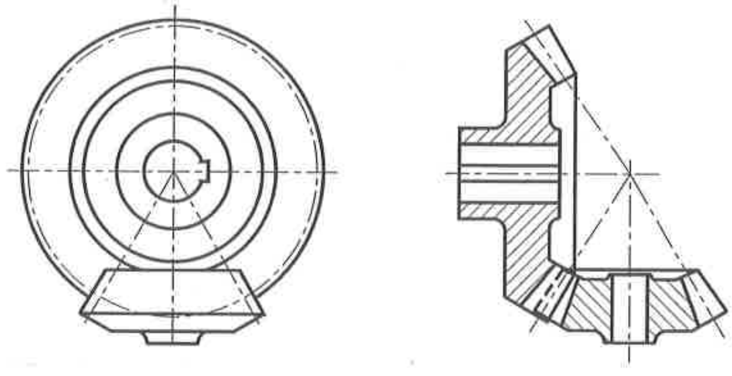


FIGURA 18.20. Representación de un engranaje cónico de ejes concurrentes.

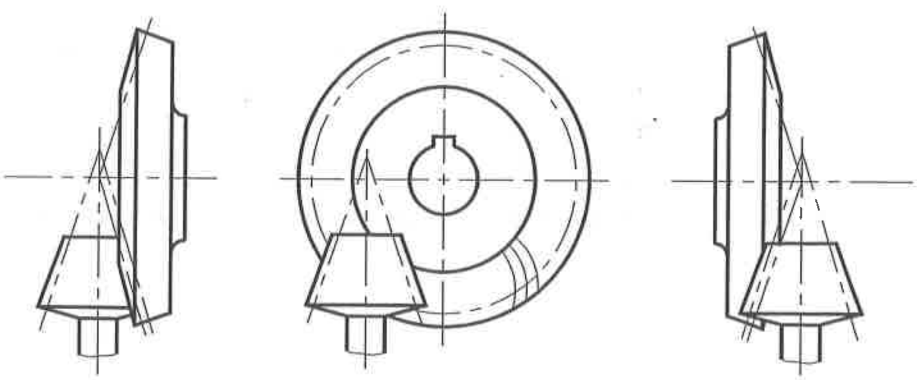


FIGURA 18.21. Representación de un engranaje cónico de ejes no concurrentes.

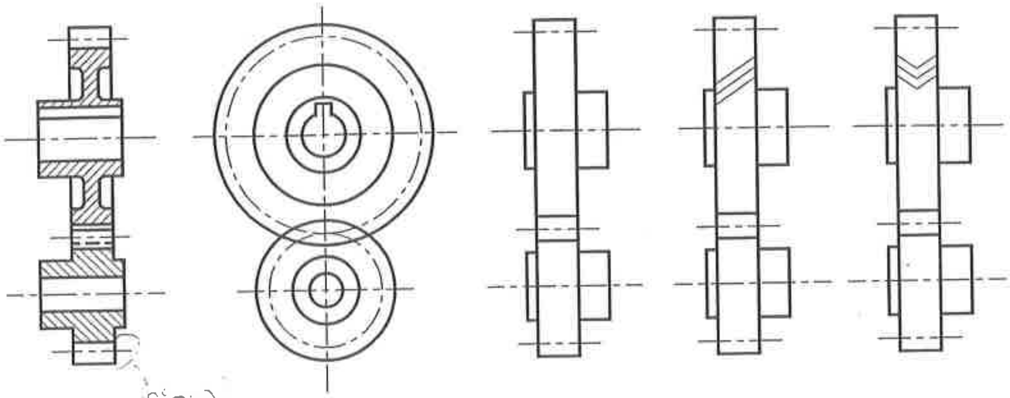


FIGURA 18.22. Engranajes exteriores de ruedas cilíndricas.

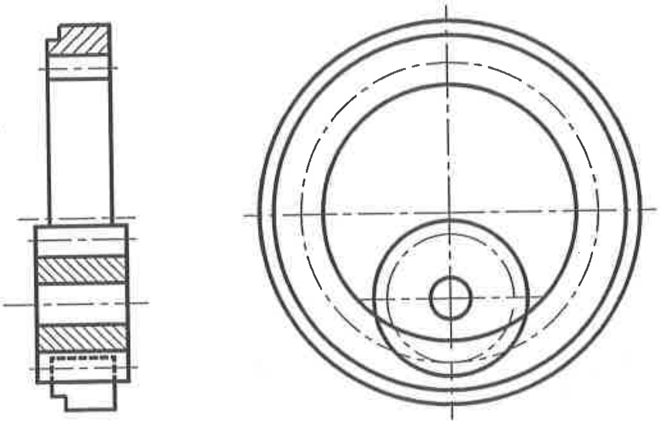


FIGURA 18.23. Engranaje interior de ruedas cilíndricas.

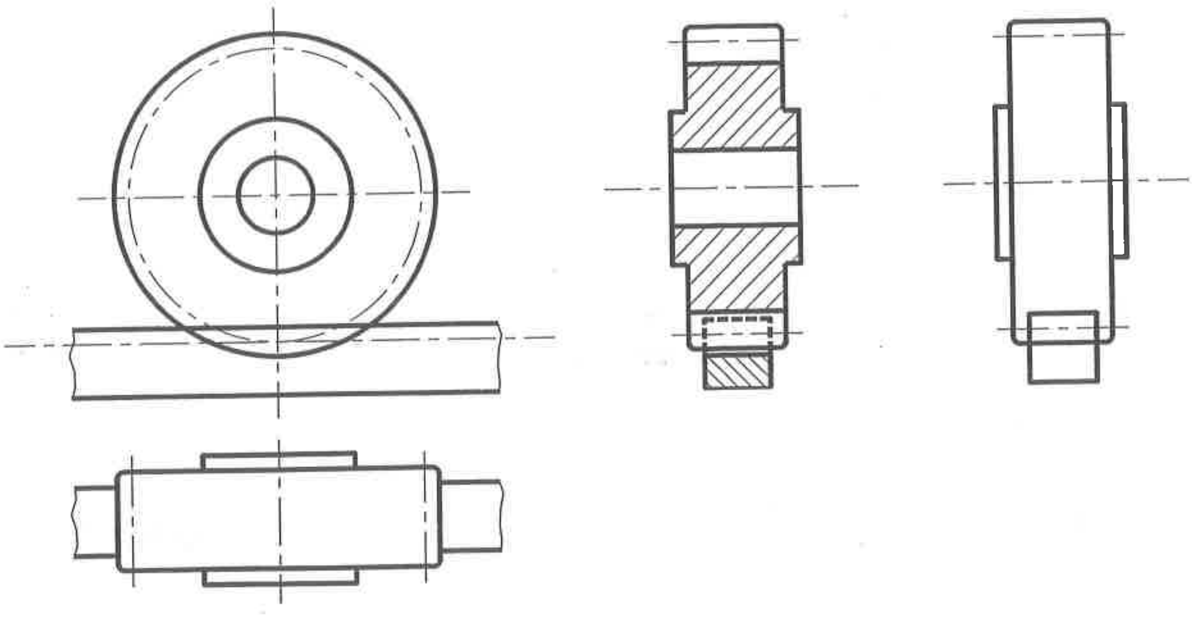


FIGURA 18.24. Engranaje de rueda con cremallera.

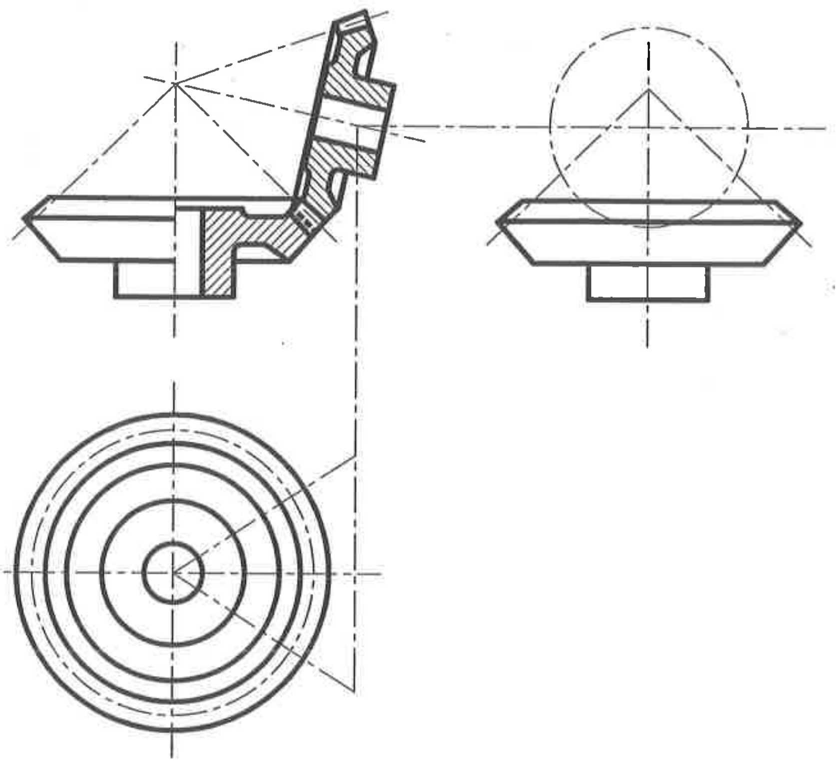


FIGURA 18.25. Engranajes cónicos con ángulos arbitrarios entre ejes.

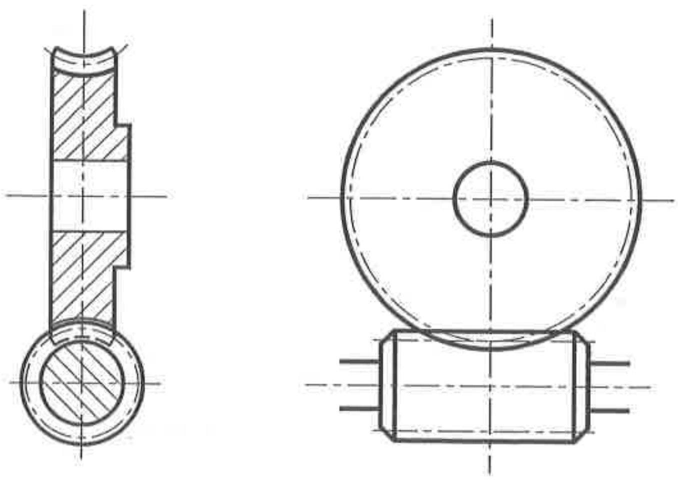


FIGURA 18.26. Engranaje de corona con tornillo sin fin.

### *18.1.8. Acotación y representación en planos*

Los engranajes se deben representar en los correspondientes planos de despiece de la forma descrita a continuación:

— Las ruedas dentadas se deben representar según lo indicado en la sección anterior.
— Deben figurar en el plano, y definidas mediante cotas, todas aquellas dimensiones que definan la rueda dentada *antes de construir el dentado correspondiente.* Por lo que respecta al elemento dentado, habrá que especificar sus dimensiones exteriores.

— La *longitud del diente* es una *cota funcional* que debe figurar en el plano.
— Incluidas en una tabla se consignarán todas aquellas medidas que afecten al dentado propiamente dicho. Como mínimo, la tabla debe contener la información que se detalla en los apartados siguientes.

A continuación ofrecemos un ejemplo de cada rueda dentada.

### *A) Engranajes cilíndricos rectos*

En los planos debe figurar la siguiente tabla (figura 18.28a):

| | | | |
|---|---|---|---|
| Módulo | | m | |
| Número de dientes | | Z | |
| Cremallera tipo | | | UNE 18016 |
| Diámetro primitivo | | dp | |
| Medida sobre Y dientes | | K | |
| Distancia entre ejes | | C | |
| Rueda conjugada | Nº de dientes | Z | |
| | Plano nº | | nº de plano |

Para verificar que la rueda dentada ha sido construida correctamente se debe medir, una vez fabricada la rueda, el espesor del diente o un parámetro relacionado con él que permita deducirlo.

El perfil de evolvente de las ruedas dentadas hace que sea prácticamente imposible medir el espesor de un diente con un aparato de medida clásico como un pie de rey. El motivo es que un pie de rey necesita apoyar firmemente los planos de sus dos extremos entre dos superficies (figura 18.27). La técnica que se sigue es medir no sobre un diente sino sobre varios. La tabla 18.6 muestra el número de dientes que hay que coger entre los extremos del pie de rey en función del número de dientes de la rueda.

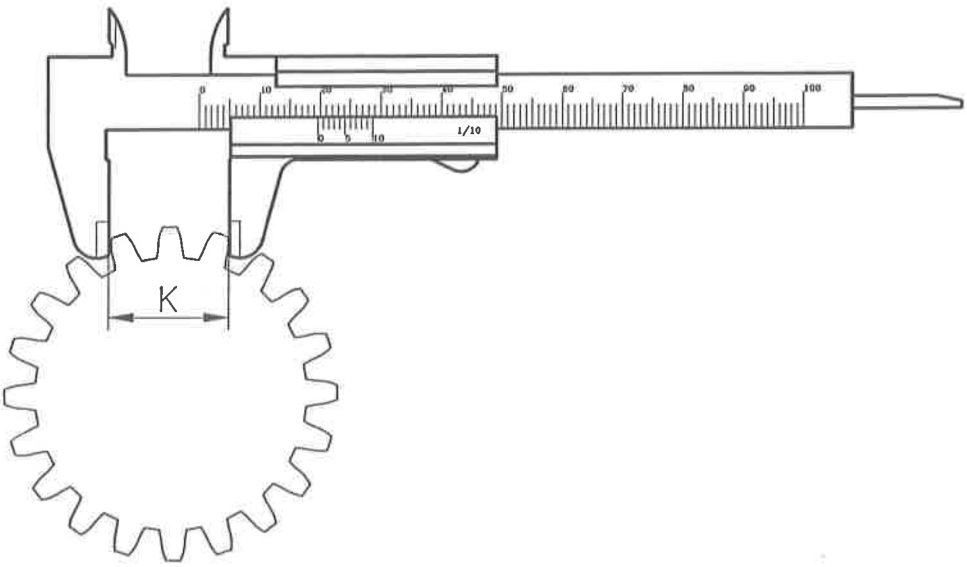



FIGURA 18.27. Medida del parámetro K para comprobar el espesor del diente.

De esta forma, en la tabla de la rueda dentada se debe consignar el número de dientes entre los que se debe medir y el valor de lo que debe medir. Dicho valor se calcula con la expresión siguiente:

$$(\text{Si } \alpha=20^{\circ}) \qquad K = m\,[\,2{,}952 \times (Y\text{-}1) + 1{,}476 + 0{,}014 \times Z]$$

Obsérvese que el valor de K depende del módulo m, del número de dientes entre los que se mide, Y, y del número total de dientes de la rueda Z.

| Z | Y |
|---|---|
| 12 a 18 | 2 |
| 19 a 27 | 3 |
| 28 a 36 | 4 |
| 37 a 45 | 5 |
| 46 a 54 | 6 |
| 55 a 63 | 7 |
| 64 a 72 | 8 |
| 73 a 81 | 9 |

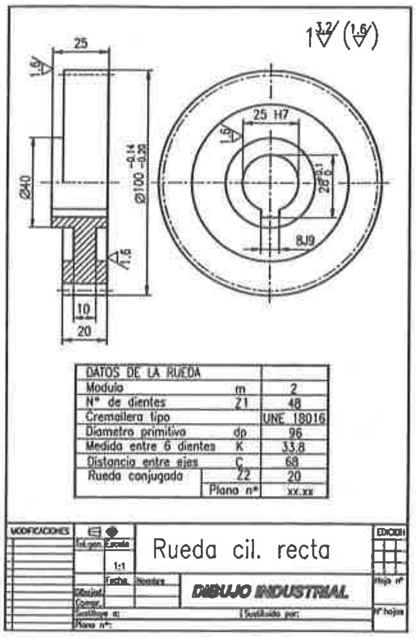
TABLA 18.6. Número de dientes entre los que se mide para obtener el parámetro K.

Para Z < 12 se debe tomar Y = 1.

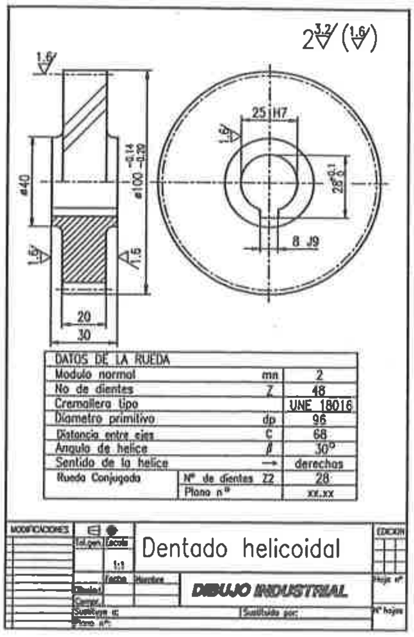
### *B) Engranajes cilíndrico helicoidales*

En los planos debe figurar la siguiente tabla (figura 18.28b):

| | | | |
|---|---|---|---|
| Módulo normal | | m | |
| Número de dientes | | z | |
| Cremallera tipo | | | UNE 18016 |
| Diámetro primitivo | | dp | |
| Distancia entre ejes | | C | |
| Ángulo de la hélice | | β | |
| Sentido de la hélice | | | |
| Rueda conjugada | Nº de dientes | Z | |
| | Plano nº | | nº de plano |




(a)




(b)

FIGURA 18.28. Ruedas cilíndricas. Datos en planos.

## *C) Tornillo sin fin y corona*

En los planos debe figurar la siguiente tabla (figura 18.29):

TORNILLO SIN FIN

| | | | |
|---|---|---|---|
| Módulo normal | | m | |
| Número de entradas | | z | |
| Cremallera tipo | | | UNE 18016 |
| Diámetro primitivo | | dp | |
| Distancia entre ejes | | C | |
| Ángulo de la hélice | | β | |
| Sentido de la hélice | | | |
| Rueda conjugada | Nº de dientes | Z | |
| | Plano nº | | nº de plano |

CORONA

| | | | |
|---|---|---|---|
| Módulo normal | | m | |
| Número de dientes | | z | |
| Cremallera tipo | | | UNE 18016 |
| Diámetro primitivo | | dp | |
| Distancia entre ejes | | C | |
| Ángulo de la hélice | | β | |
| Sentido de la hélice | | | |
| Rueda conjugada | Nº de hilos | Z | |
| | Plano nº | | nº de plano |

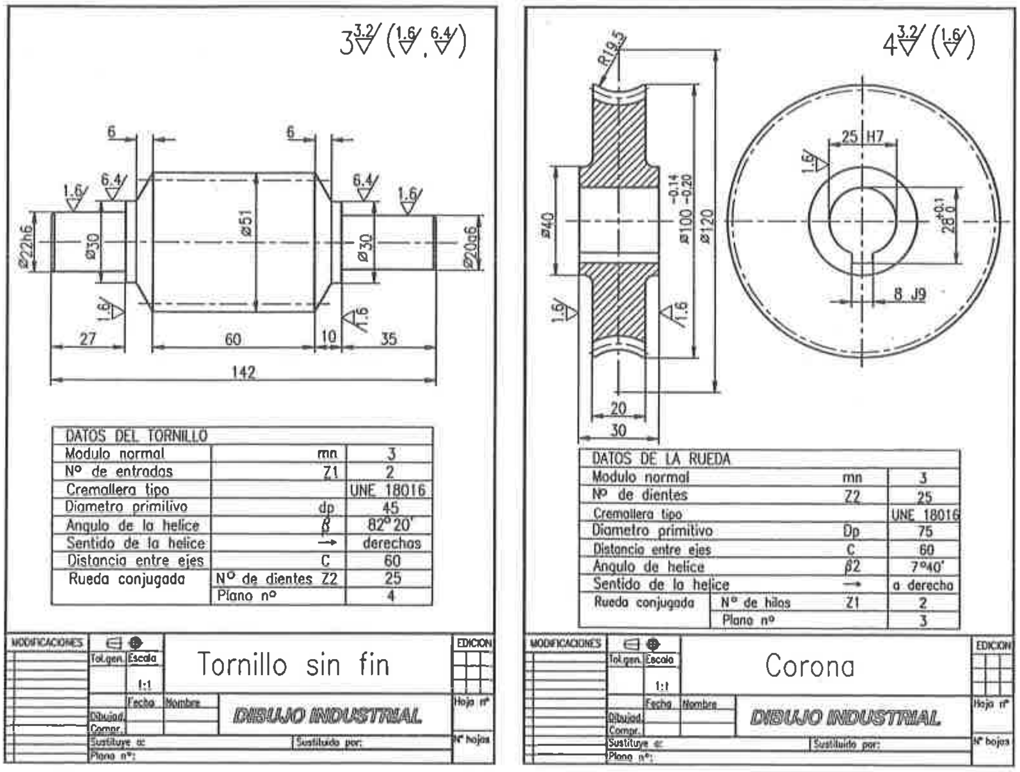


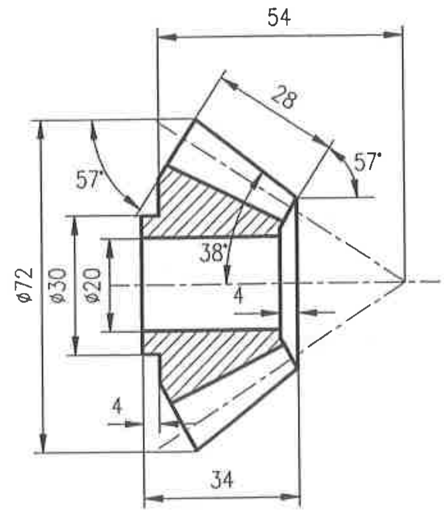

FIGURA 18.29. Tornillo sin fin y corona. Datos en planos.

## D) *Engranajes cónicos*

Además de las cotas que dimensionan la forma exterior de la rueda dentada, es preciso consignar en el plano la *cota de montaje* correspondiente a la *posición del vértice del cono primitivo*.

En los planos debe figurar la siguiente tabla (figura 18.30):

| | | | |
|---|---|---|---|
| Módulo | | m | 5 |
| Número de dientes | | Z | 16 |
| Cremallera tipo | | | UNE 18184 |
| Diámetro primitivo | | dp | 80 |
| Ángulo primitivo | | ß | 18,08° |
| Longitud generatriz | | G | 128,87 |
| Ángulo de pie | | $\theta_b$ | 16,38° |
| Ángulo entre ejes | | γ | 90° |
| Rueda conjugada | n° de dientes | z | 49 |
| | plano n° | | n° de plano |




| DATOS DEL PIÑON | | | |
|---|---|---|---|
| Módulo normal | | m | 5 |
| Nº de dientes | | Z1 | 12 |
| Cremallera tipo | | | UNE 18184 |
| Diámetro primitivo | | Dp | 60 |
| Angulo primitivo | | β | 33° |
| Longitud generatriz | | G | 56.2 |
| Angulo de pie | | Θb | 6,4° |
| Angulo entre ejes | | γ | 90° |
| Rueda conjugada | Nº de dientes | Z2 | 19 |
| | Plano nº | | xx.xxx |

| MODIFICACIONES | Tol.gen. | Escala | SATELITE | EDICION |
|---|---|---|---|---|
| | | 1:1 | | |
| | Fecha | Nombre | DIBUJO INDUSTRIAL | Hoja nº |
| | Dibujad. | | | |
| | Compr. | | | Nº hojas |
| | Sustituye a: | | Sustituido por: | |
| | Plano nº: | | | |

FIGURA 18.30. Ruedas cónicas.

## 18.2. Cadenas

Las cadenas tienen especial aplicación en mecanismos donde los ejes de giro de las dos ruedas dentadas están muy separados y el tamaño de las ruedas dentadas debe ser pequeño (por ejemplo, en el sistema de transmisión de una bicicleta) o incluso cuando se puede producir un movimiento relativo de un eje de giro respecto de otro, como por ejemplo en la transmisión de la tracción de una motocicleta a la rueda trasera, que está dotada del movimiento de la suspensión.

En las figuras 18.31, 18.32 y 18.33 se muestran varios tipos de cadena y las rueda dentadas sobre las que ésta se acopla. La forma de los dientes de la rueda depende del tipo de cadena, debiendo adaptarse la rueda a la cadena.

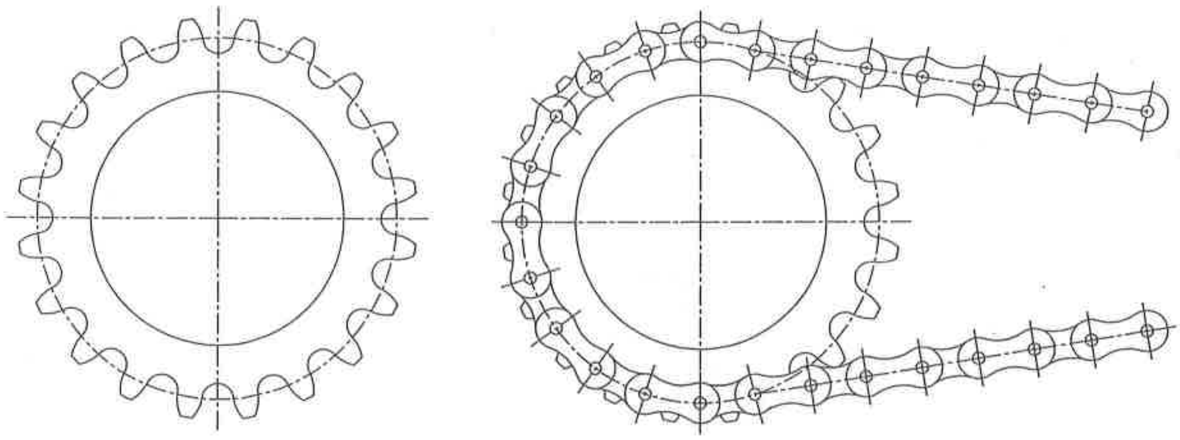


FIGURA 18.31. Rueda dentada y cadena de rodillos.

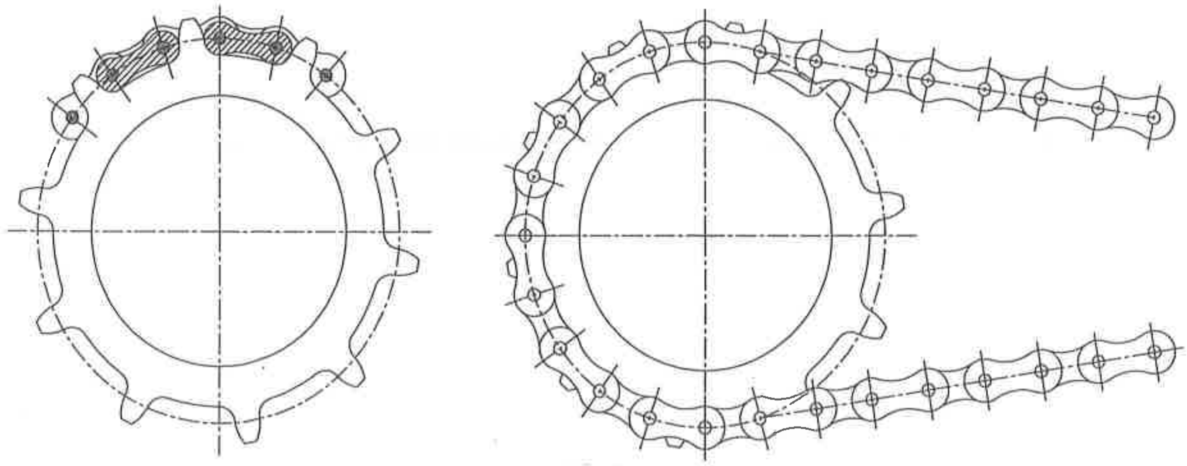


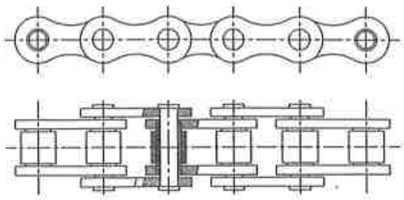
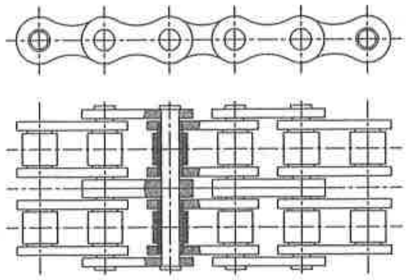
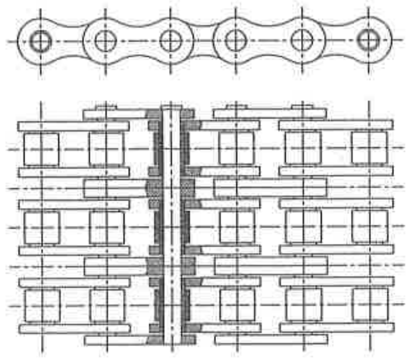
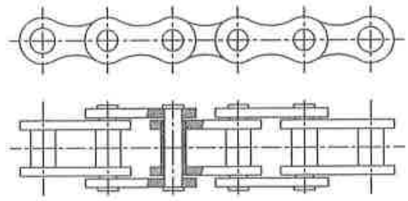
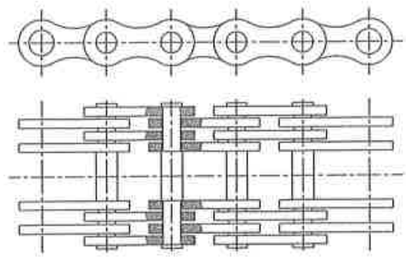
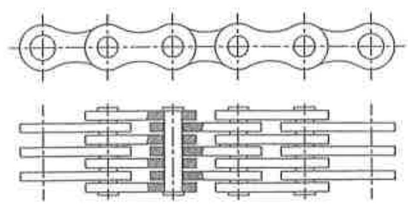
FIGURA 18.32. Rueda dentada y cadena de bloques.

Todas las cadenas articuladas constan de dos elementos constructivos principales, que son las *mallas* y los *bulones* o elementos de articulación.

Las cadenas articuladas se definen en función de sus tres magnitudes fundamentales: paso, anchura interior y diámetro exterior del bulón o del rodillo.

### *18.2.1. Tipos de cadenas*

Desde el punto de vista de su aplicación, las cadenas se clasifican en tres grupos: de transmisión, transportadoras y de carga. En la figura 18.33 aparecen representados detalladamente los tipos de cadena más usuales y las normas donde están definidos.

| Tipo | Normas | Representación |
|---|---|---|
| Cadenas de rodillos simples | DIN 8187<br>DIN 8188<br>DIN 8181<br>ISO 606<br>UNE 18015 |  |
| Cadenas de rodillos dobles | DIN 8187<br>DIN 8188<br>DIN 8181<br>ISO 606 |  |
| Cadenas de rodillos triples | DIN 8187<br>DIN 8188<br>DIN 8181<br>ISO 606 |  |
| Cadenas de casquillos | DIN 8164<br>UNE 18084 |  |
| Cadenas Galle | DIN 8150<br>DIN 8151<br>UNE 18075 |  |
| Cadenas Fleyer o de mallas | DIN 8152<br>UNE 18085 |  |

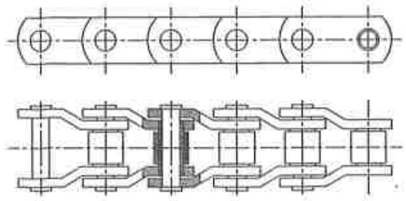
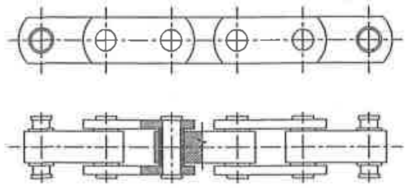
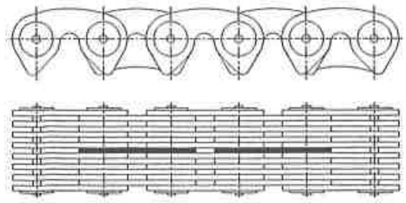
| Tipo | Normas | Representación |
|---|---|---|
| Cadenas Rotary | DIN 8182 |  |
| Cadena de bloques | |  |
| Cadenas dentadas silenciosas | DIN 8190<br>UNE 18003 |  |

FIGURA 18.33. Tipos de cadenas y normas que las definen.

Pertenecen al grupo de cadenas de accionamiento las cadenas de rodillos, las de casquillos y las silenciosas. Son aptas para transmitir potencias grandes y pequeñas a alta velocidad, debido a su mejor superficie de articulación.

La cadena más habitual del grupo de las transportadoras es la de casquillos. En instalaciones transportadoras más ligeras se utilizan también las cadenas de rodillos y las silenciosas con mallas adecuadas. Las velocidades de funcionamiento en este caso son intermedias o bajas, pero las cargas de rotura son altas.

Forman el grupo de las cadenas de carga las *cadenas Galle,* las *cadenas Fleyer* y las *cadenas de bloques.* Estas cadenas sólo tienen superficies de articulación pequeñas por lo que se utilizan a velocidades muy reducidas aunque tienen cargas de rotura muy elevadas.

Las cadenas de accionamiento se utilizan en todos los campos de la industria, principalmente como elemento simple de transmisión entre el elemento motor y el eje de trabajo o de transmisión.

En aquellas aplicaciones donde se deba trasladar cualquier objeto se emplean las cadenas de transmisión. La construcción robusta de las cadenas les hace aptas para utilizarlas en las condiciones de trabajo más duras.

Las cadenas de carga se utilizan en la construcción de maquinaria en general, para elevadores o guías, para elevar o descender pesos y cargas pesadas.

### *18.2.2. Representación en planos*

Las ruedas dentadas para cadenas siguen los mismos criterios de representación en planos que las ruedas dentadas de engranajes (figuras 18.34 y 18.35).

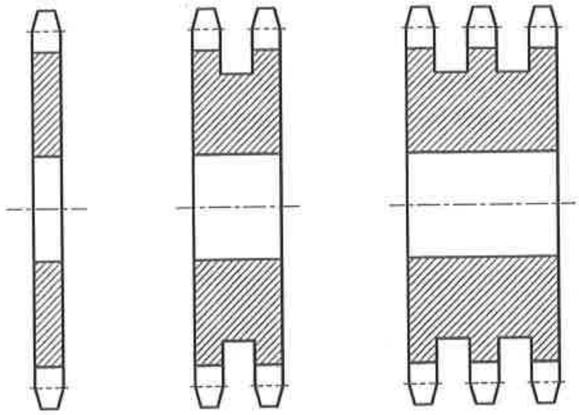


FIGURA 18.34. Ruedas dentadas para cadenas. Representación seccionada.

Las cadenas (figura 18.35) se representan esquemáticamente mediante una línea fina de trazo y punto. Las forma de los dientes están definidas en la norma DIN 8196.

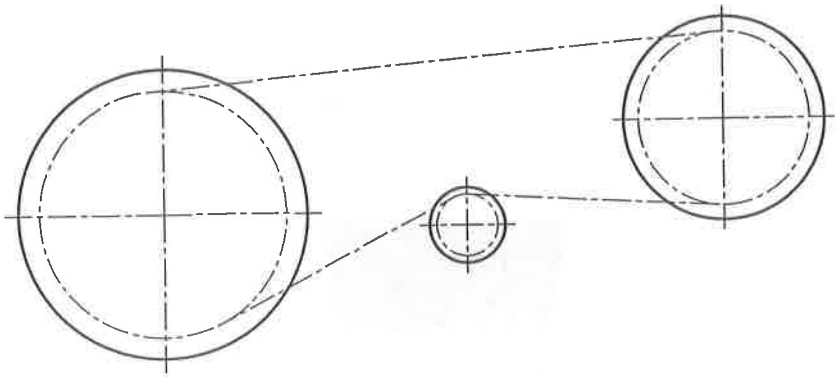


FIGURA 18.35. Representación de una cadena y sus ruedas dentadas.

## 18.3. Poleas

Las poleas son elementos que sirven de apoyo a cables y correas y transmiten el movimiento de giro comunicado por éstos. La superficie exterior es de revolución y tiene una geometría adaptada al elemento que vaya a sustentar (figura 18.36). La zona de acoplamiento con el cable o con la correa se denomina *garganta*.

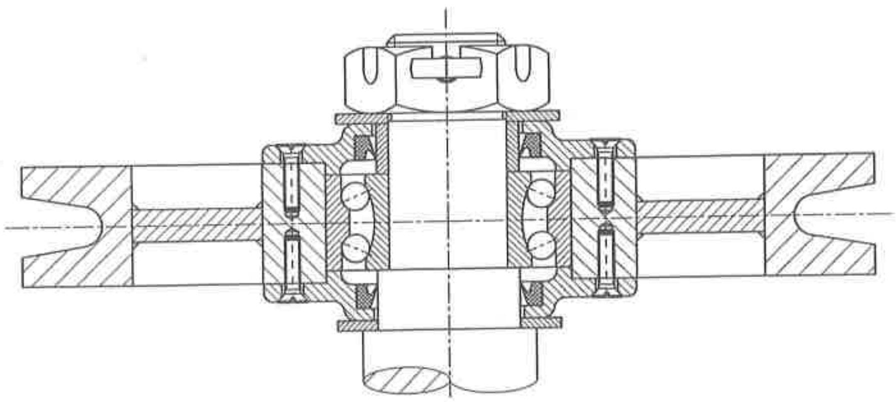


FIGURA 18.36. Polea para cables.

## 18.4. Cables

Los cables están formados por un conjunto de alambres entrelazados entre sí que constituyen un solo elemento. En la figura 18.37 se muestran algunos de los tipos más usuales.

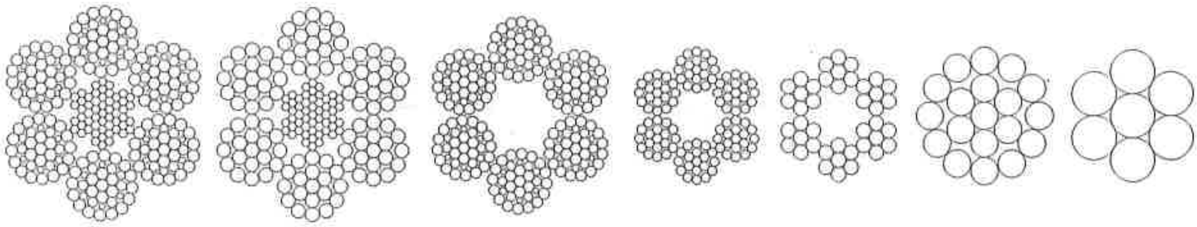


FIGURA 18.37. Tipos de cables.

## 18.5. Correas

Tienen una función equivalente a las cadenas. Permiten transmitir menos esfuerzos pero, por otro, se consigue una transmisión mucho más elástica. En las correas planas y trapeciales (figura 18.38) la superficie lateral que está en contacto con la polea es plana, y la transmisión de movimiento se produce por la fricción existente entre la correa y la polea. No se puede garantizar pues con exactitud la relación de transmisión.

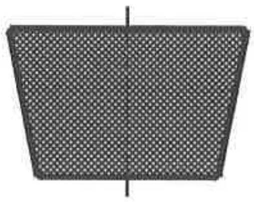


FIGURA 18.38. Correa trapecial.

Las correas síncronas (figura 18.39) presentan la ventaja adicional de poder garantizar una relación de transmisión constante debido al dentado interior que presentan. Aparecen definidas en las normas UNE 18153 y UNE 18160.

FIGURA 18.39. Correa síncrona.

## 18.6. Normativa

| Norma | Título |
|---|---|
| UNE 18 004 79 (3) 1R | Engranajes. Vocabulario y definiciones geométricas. Engranajes cónicos. |
| UNE 18 004 79 (4) 1R | Engranajes. Vocabulario y definiciones geométricas. Engranajes de tornillo. |