

Tema 3. Transmisiones flexibles.

Objetivos.

- Definir las características principales de las transmisiones por **cadenas** y correas.
- Seleccionar y calcular los componentes básicos de las transmisiones por **cadenas** y correas

Contenidos fundamentales del tema:

Principio de trabajo de las transmisiones por cadenas y correas. Aplicaciones. Clasificación de las transmisiones por cadenas y por correas. Materiales. Tipos de lubricación en transmisiones por cadenas. Criterios de selección. Selección de transmisiones por cadenas de rodillos. Selección de transmisiones por correas trapeciales.

Cantidad de horas del tema: 20

Cantidad de horas de clases: 16

Cantidad de horas de Laboratorio: 2

Evaluación: Prueba Parcial. 2 horas.

Bibliografía.

Elementos de Máquinas. Dobrovolski
Elementos de Máquinas. Reshetov.
Atlas de Elementos de Máquinas. Reshetov.
Material Complementario del Tema de Cadenas. (Mecaweb)
Norma DIN 8195. Design and selection of chain drives.
Catálogos de la firma Renold Ltd.

CLASE 1.

Objetivos:

- Conocer las características generales de la transmisión, los fundamentos de trabajo y los deterioros que sufren.
- Conocer los métodos de selección según el criterio de cálculo de capacidad de carga.
- Conocer el método de comprobación de la vida útil esperada (Duración) de las transmisiones por cadenas.

Contenidos:

1. Principio de trabajo de las transmisiones por cadena.
2. Aplicaciones. Clasificación de las transmisiones por cadenas.
3. Materiales. Tipos de lubricación en transmisiones por cadenas.
4. Criterios de selección. Selección de transmisiones por cadenas de rodillos.
5. Determinación de la duración.

1. Introducción.

Dentro de las transmisiones flexibles, las transmisiones por cadenas son las más empleadas cuando se demanda grandes cargas en los accionamientos con alta eficiencia y sincronismo de velocidad en los elementos de rotación.

Existe una amplia gama de tipos de cadenas donde se destacan de manera significativa las cadenas de rodillos, esto se debe a que son elementos altamente eficiente y versátil de transmisión de potencia. En el campo de las aplicaciones industriales este tipo de cadena ha sido empleado en contraposición a otras de su gama.

Las transmisiones por cadenas de rodillos pueden encontrarse trabajando en lugares tan disímiles como pueden ser perforadoras de pozos petrolíferos terrestres y marinos, en mecanismos de control de vuelo de aviones militares y civiles, en pequeñas máquinas de laboratorio o en motores diesel de grandes buques supertanqueros.

Debido al extendido uso de las transmisiones por cadenas de rodillos sus componentes son de los elementos de máquinas más normalizados internacionalmente. Las cadenas de transmisión de potencia se encuentran dimensionadas según algunas de las normas más conocidas como son las normas: DIN (Deutsches Institut for Normung), BS (British Standard) y ANSI (American National Standard Institute), de las cuales han sido derivadas las actuales normas dimensionales ISO. Todas estas normas se agrupan en dos partes fundamentales:

Serie Europea: comprende las normas DIN 8187 y BS 228, agrupadas en la norma ISO 606 tipo B.

Serie Americana: comprende las normas DIN 8188 y ANSI B:29, agrupadas en la norma ISO 606 tipo A.

Las firmas que fabrican y comercializan cadenas de rodillos generalmente se rigen por las normas mencionadas anteriormente, aunque pueden existir pequeñas variaciones en los valores de las dimensiones que caracterizan dichas cadenas.

El perfeccionamiento de la industria actual se caracteriza por un aprovechamiento racional del rendimiento de las máquinas, elevando la velocidad de los elementos vinculados al trabajo útil. Esta tendencia puede dar la falsa imagen de que las transmisiones por cadenas son elementos sin perspectivas en el futuro, debido a las limitaciones en las velocidades de trabajo. La realidad es que las ventas de cadenas aumenta de año en año, y firmas productoras como *Renold Chains*; *IWIS Ketten*; *Martin Sprocket & Gear*; *Regina Industria*; *Ransey Silent Chain Co.* y *Browning Manufacturing*, se afianzan cada vez más en el mercado internacional.

2. Características fundamentales de las transmisiones por cadenas.

Las transmisiones por cadenas se emplean fundamentalmente, en accionamientos con árboles dispuestos a mayor distancia entre centros que los engranajes de ruedas cilíndricas con ejes paralelos. Para relaciones de transmisión hasta seis, aunque pudieran emplearse como máximo hasta diez, tienen una eficiencia del 97-98 % y en su funcionamiento no se manifiesta el deslizamiento. Su duración es menor que la de los engranajes, debido al desgaste en las articulaciones de las cadenas, lo que también impone regímenes de lubricación específicos según la velocidad lineal de trabajo de la cadena. Comparando las transmisiones por cadenas de rodillos con las transmisiones por engranajes cilíndricos, el costo de inversión inicial es aproximadamente el 85% de de estos últimos.

Parámetros geométricos (fórmulas básicas):



$$d_1 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} \quad d_2 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)}$$

$$d_{a1} = t \cdot \left[0,5 + \frac{1}{\tan\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} \right]$$

$$d_{a2} = t \cdot \left[0,5 + \frac{1}{\tan\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} \right]$$

$$a_{\min} = 1,2 \cdot \left(\frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} \right) + [30..50mm]$$

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \frac{t}{a}$$

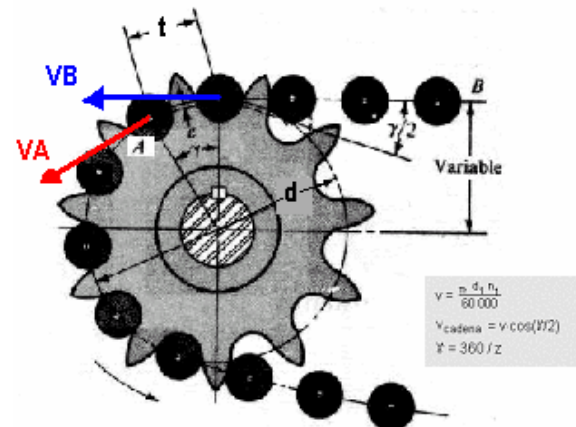
Siendo:

z_1	Número de dientes del piñón
z_2	Número de dientes de la rueda
t	Paso [mm]
d_1	Diámetro primitivo del piñón [mm]
d_2	Diámetro primitivo de la rueda [mm]
d_{a1}	Diámetro de cabeza del piñón [mm]
d_{a2}	Diámetro de cabeza de la rueda [mm]
a	Distancia entre centros [mm]
y	Número de eslabones de la cadena.

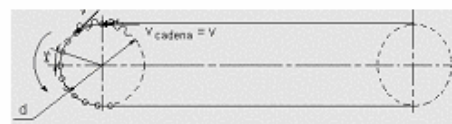
3. Principio de funcionamiento.

El principio de funcionamiento se basa en que la transmisión de potencia entre la cadena y la rueda se efectúa por un acoplamiento de forma y de fuerza entre los dientes de las ruedas (*sprockets*) y los eslabones de la cadena.

La cadena se adapta a la rueda en forma de polígono, esto produce pequeñas fluctuaciones en el brazo de la fuerza periférica y por consiguiente, también en la velocidad de la cadena y en la fuerza de la misma (efecto de polígono). Para una mejor comprensión vea la siguiente figura.



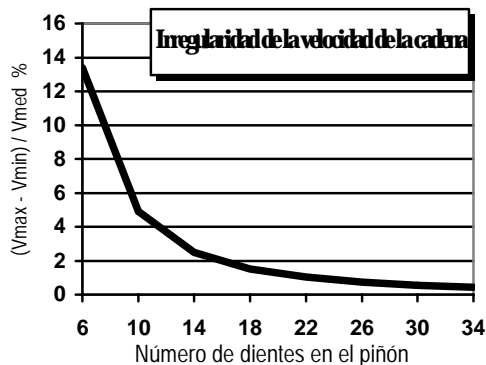
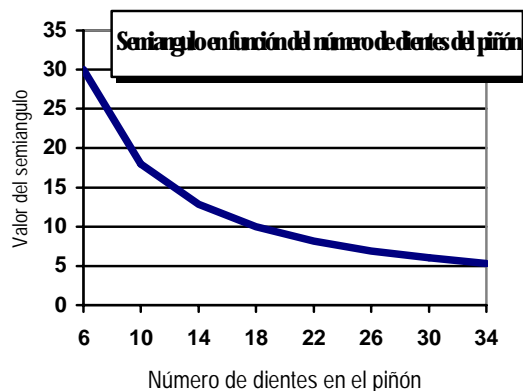
VA: velocidad circular en el diámetro primitivo del piñón
VB: velocidad de la cadena



Como se observa en la figura, la velocidad lineal de la cadena varía con el funcionamiento. La velocidad de la cadena tiene su mayor valor cuando el ángulo del eje del rodillo y la horizontal es igual a 0° y su menor valor para $\gamma/2$.

Los gráficos a continuación, muestran la variación del semiángulo entre dientes ($\gamma/2$) en función del número de dientes de la polea menor (z_1), lo que demuestra la importancia de diseñar o seleccionar ruedas de cadenas con grandes números de dientes. También se muestra el comportamiento gráfico de la dependencia entre la relación *variación de velocidad* ($\Delta v / v$) y *el número de dientes en el piñón* (z_1), calculado según la fórmula:

$$\frac{\Delta v}{v} = \left(1 - \cos\left(\frac{180}{z}\right) \right) \cdot 100\%$$



Los eslabones de la cadena, al acoplarse o entrar en contacto con las ruedas y al desacoplarse o salir de las ruedas están sometidos a un plegado entre sí. Del trabajo de rozamiento en las articulaciones de los eslabones que aparece por este motivo resulta una pérdida de potencia y un desgaste en la transmisión.

El desgaste de los eslabones aumenta el paso efectivo de la cadena dando origen a que la cadena monte sobre una circunferencia periférica mayor de la rueda. En casos extremos, llega a rebasarse la circunferencia de cabeza de los dientes y la cadena salta de la rueda.

4. Aplicaciones.

Este tipo de transmisión tiene una amplia aplicación en la industria contemporánea, específicamente cuando el uso de otras transmisiones se hace muy difícil. Estos casos son:

Con distancia entre ejes medias, donde los engranajes necesitarían ruedas parásitas ó escalones intermedios, innecesarios para obtener la relación de transmisión requerida.

Si es necesario el funcionamiento sin resbalamiento, lo que impide el uso de transmisiones por correas.

Si son rigurosas las exigencias en las dimensiones exteriores, donde las transmisiones por correas estarían limitadas.

El campo de aplicación puede ampliarse recurriendo a artificios especiales. Por ejemplo:

En caso de choques de gran periodicidad y velocidades elevadas, suele emplearse amortiguadores con el fin de limitar las oscilaciones de la cadena.

En caso de separaciones muy grandes entre ejes, es recomendable el empleo de apoyos, con el fin de disminuir el esfuerzo de la cadena debido a su propio peso.

Ventajas y desventajas de las transmisiones

Las ventajas fundamentales de este tipo de transmisión son:

Posibilidad de empleo en una amplia gama de distancia entre centros.

Dimensiones exteriores menores que las transmisiones por correas.

Ausencia de deslizamiento.

Alta eficiencia.

Pequeñas fuerzas actuando sobre los árboles, pues no necesitan tensado inicial.

Posibilidad de transmitir el movimiento a varias ruedas.

Las desventajas fundamentales de estas transmisiones son:

Irregularidad durante el funcionamiento de la transmisión.

Tienen una vida útil menor que la de los engranajes debido al desgaste que se produce en la articulación.

Exigen una precisión más alta en el montaje de los árboles que la de las transmisiones por correas.

A medida que aumenta la velocidad periférica se exigen mejores condiciones de lubricación.

5. Clasificación de las cadenas.

La clasificación de las cadenas es basada en dos aspectos fundamentales:

1. De acuerdo al tipo de cadena que se emplee:
 - De rodillos
 - De casquillos
 - Dentadas
 - Abiertas o Vaucanson
2. De acuerdo al trabajo que realizan:
 - Cadenas de tracción que sirven para mover cargas en las máquinas transportadoras.
 - Cadenas impulsoras que sirven para transmitir la energía mecánica de un árbol a otro.

Las cadenas de tracción trabajan con velocidades medias (hasta 2-4 m/s). Se componen de bridas de forma sencilla y ejes con casquillos o sin éstos, también se emplean cadenas abiertas. En estas cadenas son típicos los pasos grandes, pues casi siempre tienen una gran longitud e interaccionan con ruedas de cadena de grandes proporciones.

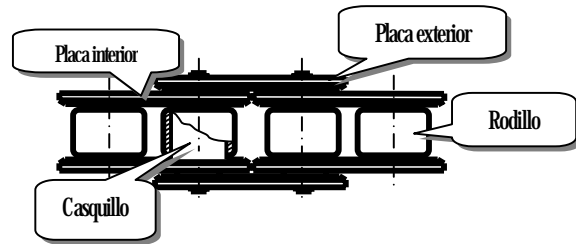
Las cadenas impulsoras trabajan con altas velocidades, se ejecutan con pasos menores para reducir las cargas dinámicas, y con pasadores resistentes al desgaste para asegurar la duración necesaria.

6. Características generales de las cadenas impulsoras.

La cadena constituye el elemento principal de la transmisión y define la seguridad y duración del trabajo de la misma, se construyen de eslabones unidos articuladamente. Las características geométricas principales son el paso y el ancho, y por éstas magnitudes se realiza la selección de la cadena. Como característica mecánica de la resistencia de la cadena se emplea la carga límite de rotura, la cual se determina prácticamente en la fábrica constructora de cadenas.

Cadenas de rodillos.

Las cadenas de rodillos están formadas por una serie de piezas de revolución que actúan como cojinetes, estando situado cada conjunto a una distancia precisa del otro mediante piezas planas llamadas placas o bridas. El conjunto cojinete está formado por un pasador y un casquillo sobre el que gira el rodillo de la cadena. El pasador y el casquillo se recomienda que se cemen para permitir el trabajo de la articulación bajo presiones elevadas, y para soportar la carga y la acción de engrane impartida a través de los rodillos de cadena.



Los rodillos sustituyen el rozamiento de rodadura y permiten reducir el desgaste de los dientes de la rueda y los pasadores de los eslabones. Los pasadores (ejes) de las cadenas se someten al remachado, por lo que sus eslabones no son desmontables. Los extremos de las cadenas se unen por eslabones de unión. En ocasiones es necesario emplear cadenas con un número impar de eslabones, en este caso se utilizan eslabones especiales de transición, que son menos resistentes que los principales, por lo que se recomienda el uso de cadenas con número par de eslabones.

En caso de grandes cargas y velocidades, para evitar pasos grandes, desfavorables en cuanto a las cargas dinámicas, se emplean cadenas de múltiple hilera de rodillos. Estas cadenas se componen de los mismos elementos que las ordinarias, sólo que sus ejes tienen la longitud aumentada. Las potencias a transmitir y la carga de rotura de las cadenas múltiples son casi proporcionales al número de ramales.

Cadenas de rodillos con bridas curvas o de eslabones acodados.

Se arman de eslabones iguales, semejantes al eslabón de transición. Debido a que las bridas trabajan a flexión, por tanto poseen una alta flexibilidad, se emplean para cargas dinámicas y baja velocidad, es decir para choques, y trabajo con inversiones frecuentes. Este tipo de transmisión suele emplearse en accionamientos que trabajan a la intemperie, con carga de trabajo elevada como tambores rotatorios, equipos de excavadoras, etc.

Cadenas de rodillos de paso largo.

Utilizan pasadores, casquillos y rodillos de cadenas de paso corto, pero tienen bridas de paso doble. Estas cadenas se reservan para aplicaciones menos exigentes que las demandas en las cadenas equivalentes de paso corto, son particularmente útiles en aplicaciones de baja velocidad en transmisiones con grandes distancias entre centros de ruedas, donde debe minimizarse el costo y el peso de la máquina. Se aplican en equipos agrícolas y maquinaria de embalaje.

Cadenas de casquillos

Estructuralmente coinciden con las cadenas de rodillos, pero no tienen este último elemento, lo que abarata la cadena y reduce su masa. Estas cadenas se hacen de pasos pequeños y se emplean mucho en accionamientos de equipos de transporte como automóviles, motos, etc.

7. Materiales.

Materiales para las cadenas.

La selección del material y del tratamiento térmico adecuado en las cadenas, tiene una importancia decisiva para su duración, y para asegurar una suficiente capacidad de trabajo, que permita disponer de una elevada resistencia mecánica y al desgaste.

De forma general se recomienda que las bridas se ejecuten de planchas laminadas en frío, de aceros medios en carbono o aleados, 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A (según norma GOST). Las bridas curvadas, como regla, se fabrican de aceros aleados, según la aplicación de la cadena, se someten a temple hasta lograr durezas de 40-50 HRC.

Las piezas de los pasadores, ejes, manguitos y semicasquillos se ejecutan preferentemente de aceros para cementar 15, 20, 20X, 12XH3, 20XH3A, etc, y se someten a temple hasta 50-65 HRC. Los rodillos se fabrican de acero 60, con durezas entre 47-55 HRC.

Materiales para las ruedas de cadenas.

Para la fabricación de las ruedas de cadenas (denominadas también estrellas o sprockets) se emplea el acero para ruedas de hasta 30 dientes y por encima de esta cantidad de dientes generalmente se fabrican de fundición.

Entre los aceros que pueden emplearse están los de medio contenido de carbono o aleados 45, 40X, 40XA, etc, con temple superficial o total hasta alcanzar durezas de HRC 45-55; ó aceros para cementar 15, 20X, 12XH3A, con cementación a profundidades de 1 - 1.5mm y temple hasta HRC 55-60. Las fundiciones empleadas son CY18-36, CY21-40, CY24-44 y CY28-48.

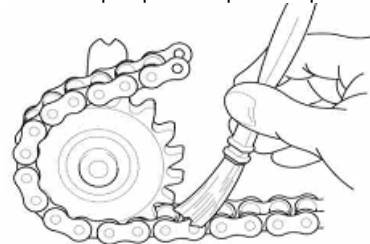
8. Lubricación.

La lubricación juega un papel fundamental en el funcionamiento de las transmisiones por cadenas, pues su función es atenuar el inevitable desgaste en las articulaciones de la cadena, por lo que tiene gran influencia en la duración y buen funcionamiento de la transmisión.

Esta lubricación puede ser periódica o continua, en función de la velocidad de la cadena y de la potencia transmitida. Recomendaciones sobre este aspecto pueden verse en las páginas del Libro de Texto: Elementos de Máquinas. Dobrovolski. Es práctica usual de los fabricantes y las normas internacionales recomendar el tipo de lubricación a utilizar de acuerdo a las condiciones antes mencionadas, aclarando que son requerimientos mínimos de lubricación y que un tipo mejor, no sólo será aceptable, sino que puede resultar beneficioso. A continuación se describen los cuatro tipos de lubricación básicos para accionamientos de cadenas.

Operación manual.

Este tipo de lubricación se realiza periódicamente con un cepillo o aceitera, el volumen y frecuencia debe ser suficiente para mantener la cadena húmeda de aceite y permitir la penetración de lubricante limpio entre las piezas de la cadena. La aplicación de lubricante por aerosol puede ser satisfactoria bajo ciertas condiciones, pero es importante que el lubricante sea un tipo aprobado para la aplicación.



En este procedimiento, el lubricante se introduce en los espacios pasador/casquillo/rodillo, debiendo resistir la tendencia a gotear o escurrirse cuando la cadena está parada, como a ser expulsado por efecto de la fuerza centrífuga cuando la cadena está en movimiento. Este tipo de lubricación corresponde con el método 1 de la Norma ISO 10823:1996.

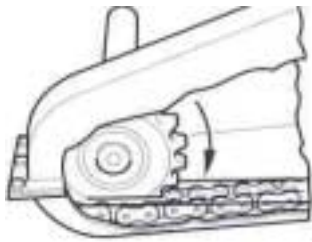
Lubricación por goteo.

En este tipo de lubricación las gotas se dirigen entre los extremos de las placas de los eslabones desde un lubricador de goteo. El volumen y la frecuencia deben ser suficientes para permitir la penetración del lubricante entre las piezas de la cadena. Este tipo de lubricación se corresponde con el método 2 de la Norma ISO 10823:1996.

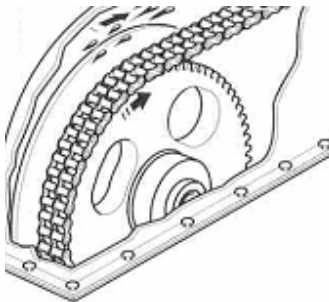


Lubricación por baño o disco.

En la lubricación por baño de aceite el ramal inferior de la cadena se mueve a través de un depósito de aceite en un guardacadena. El nivel de aceite debe cubrir la cadena en su punto más bajo estando en funcionamiento.



Para la lubricación por disco se usa un baño de aceite, pero la cadena funciona por encima del nivel de aceite. Un disco recoge aceite del depósito y lo deposita encima de la cadena, normalmente mediante un recipiente. Este tipo de lubricación se corresponde con el método 3 de la Norma ISO 10823:1996.



Lubricación por chorro de aceite.

En este tipo de lubricación se dirige hacia la cadena un suministro continuo de aceite desde una bomba o un sistema de lubricación central. Es importante asegurar que los agujeros de los tubos de los que sale el aceite estén alineados con lo extremos de las placas de la cadena, además el tubo debe situarse de tal modo que el aceite caiga sobre la cadena justo antes de que engrane con el piñón motriz, con esto se asegura que el aceite es centrifugado en toda la cadena y ayuda a disminuir el impacto del rodillo con el diente del piñón.

Cuando la cadena se lubrica adecuadamente se forma una cuña de lubricante entre las partes de la cadena y se minimiza el contacto metal – metal. La lubricación con chorro de aceite da también una refrigeración efectiva y un amortiguamiento de impacto a altas velocidades. Este tipo de lubricación se corresponde con el método 4 de la Norma ISO 10823:1996.

En general los accionamientos de cadenas deben lubricarse empleando aceite con base de petróleo de buena calidad, no detergente. Los aceites pesados y grasas son generalmente demasiados densos para introducirse entre las superficies de trabajo de la cadena y no deben emplearse. La viscosidad del aceite recomendado para la lubricación de transmisiones por cadenas a diferentes temperaturas de trabajo se muestran en la siguiente tabla.

Tabla - Viscosidad de aceites para lubricación de transmisiones por cadenas.

Temperatura ambiente	$\geq -5^{\circ}\text{C}$ $\leq +5^{\circ}\text{C}$	$> +5^{\circ}\text{C}$ $\leq +25^{\circ}\text{C}$	$> +25^{\circ}\text{C}$ $\leq +45^{\circ}\text{C}$	$> +45^{\circ}\text{C}$ $\leq +70^{\circ}\text{C}$
Viscosidad del aceite	VG 68 (SAE 20)	VG 100 (SAE 30)	VG 150 (SAE 40)	VG 220 (SAE 50)

Es importante que el lubricante esté libre de contaminantes, particularmente de partículas abrasivas, además es necesario proteger los accionamientos contra suciedad y humedad.

9. Cálculo de capacidad de carga.

Durante el funcionamiento de las transmisiones por cadenas de rodillos se pueden producir diferentes fallos, como:

Desgaste en la articulación, que provoca un alargamiento de la cadena y su engrane incorrecto con las ruedas.

La rotura por fatiga de los agujeros de las bridas, es el fallo más frecuente en transmisiones que trabajan a altas velocidades y muy cargadas, en cárteres cerrados con buena lubricación.

El resbalamiento de los ejes y casquillos de las bridas en los sitios de su montaje a presión, esto se relaciona con la falta de calidad de fabricación.

Picadura y agrietamiento de los rodillos.

Desgaste de los dientes de las ruedas.

Todos estos fallos provocan una pérdida de potencia apreciable debido a los impactos y al mal funcionamiento de la transmisión, pero es el criterio más generalizado que el desgaste en la articulación de la cadena, es el que determina la capacidad de carga en este tipo de transmisión.

Los cálculos de capacidad de carga más usados en transmisiones por cadenas son tres: *según la fuerza útil que puede transmitirse, según la presión específica que puede soportar la articulación y según la potencia útil que puede transmitir.*

Los criterios de cálculo según la presión específica y la fuerza útil son muy similares, por ello en clase sólo se explicará el método de las presiones. El criterio de cálculo de capacidad de trabajo basado en las potencias según la norma DIN 8195 se abordará en la *clase 2* como parte del seminario.

Cálculo según las presiones. (Libro de texto: Elementos de Máquinas, Dobrovolski)

El cálculo según las presiones que se generan en la articulación se basa en la siguiente expresión:

$$p \leq [p]$$

En este caso $[p]$ es la presión admisible en las articulaciones, para condiciones medias de explotación.

La presión en la articulación p , no es más que la relación fuerza útil de la cadena F entre área resistiva A de la articulación, ajustado por el coeficiente de explotación k_e , que toma en cuenta las condiciones reales de trabajo de la transmisión y un factor de distribución de carga entre las hileras de rodillo mr .

$$p = \frac{F}{A \cdot mr} k_e \text{ [MPa]}$$

El área resistiva que se considera en el cálculo, es la proyección de la superficie de apoyo de la articulación.

El coeficiente k_e se calcula como:

$$K_e = K_d K_a K_i K_r K_l K_{reg}$$

Todos estos coeficientes ajustan el cálculo a las condiciones reales de trabajo de la transmisión. Los valores que toman los coeficientes son:

Coeficiente de carga dinámica K_d

Este coeficiente evalúa las cargas dinámicas externas debido a las perturbaciones que introducen el motor y la máquina movida en la transmisión.

$$K_d = 1 \quad \text{Carga suave}$$

$$K_d = 1.2 - 1.5 \quad \text{Carga con sacudidas}$$

$$K_d = 1.8 \quad \text{Choques fuertes (Esta recomendación no aparece en el libro de texto)}$$

Coeficiente de la longitud de la cadena K_a .

Este coeficiente está referido a la distancia entre centros, es evidente que cuanto más larga es la cadena, si son iguales las demás condiciones, se producirá el engrane de la rueda con la total longitud de la cadena con menor frecuencia y por tanto será menor el desgaste en las articulaciones.

$$K_a = 1 \rightarrow a = (30 \div 50) \cdot t$$

$$K_a = 1.25 \rightarrow a < 25 \cdot t$$

$$K_a = 0.8 \rightarrow a > 25 \cdot t$$

a Distancia entre centros [mm]

t Paso de la cadena [mm]

Una relación analítica de este factor es la siguiente fórmula:

$$K_a = \sqrt[3]{\frac{L_0}{L}} \rightarrow a = (60 \div 80) \cdot t$$

Esta recomendación no aparece en el Dobrovolski.

Siendo: L la longitud real de la cadena y L_0 el valor de referencia calculado como $L_0 = 40 \cdot t$.

Coeficiente de posición de la cadena k_h .

Cuanto mayor sea la inclinación de la transmisión respecto a la horizontal, tanto menor será el desgaste total admisible de la cadena.

$$K_h = 1 \quad \text{Inclinación de la línea entre centros hasta } 60^\circ.$$

$$K_h = 1.25 \quad \text{Inclinación de la línea entre centros superior a } 60^\circ.$$

Coeficiente para la regulación de la cadena K_{reg} .

Este coeficiente toma en cuenta la posibilidad de ajustar el estiramiento de la cadena al desgastarse y por ello permite mayor capacidad en cadenas con reglajes.

$$K_{reg} = 1 \quad \text{Ajuste de la cadena por desplazamiento del eje de una de las ruedas.}$$

$$K_{reg} = 1.1 \quad \text{Transmisión con ejes regulables de las ruedas o con rodillos tensores. (Esta recomendación no aparece en el Dobrovolski).}$$

$$K_{reg} = 1.25 \quad \text{Transmisión con ejes no regulables de las ruedas.}$$

Coeficiente del carácter de la lubricación K_l .

Este coeficiente toma en cuenta las buenas condiciones de trabajo que reporta la lubricación continua y la disminución de la capacidad de carga en presencia de una lubricación irregular.

$$K_l = 0.8 \quad \text{Lubricación continua en baño de aceite o por aceite a presión.}$$

$$K_l = 1 \quad \text{Lubricación regular por goteo o para lubricación en el interior de las articulaciones.}$$

$$K_l = 1.5 \quad \text{Lubricación periódica.}$$

Coeficiente para el régimen de trabajo K_r

Toma en cuenta la intensidad del trabajo de la cadena.

$K_r = 1$ Un turno de trabajo.

$K_r \approx 1.25$ Dos turnos de trabajo.

$K_r \approx 1.45$ Tres turnos de trabajo.

De manera general, en caso de que el este coeficiente de explotación K_e al ser evaluado reporte un valor mayor que 3, es necesario tomar medidas constructivas o de explotación para mejorar el trabajo de la transmisión por cadenas.

Para seleccionar la cadena se proponen los siguientes pasos:

Fijar el número de dientes de la rueda pequeña y verificar el número de dientes de la rueda grande.

Fijar el paso de la cadena en función de la velocidad de rotación de la rueda pequeña, o analizar sucesivamente con varios pasos para elegir un paso racional. Aquí se especifica que para la frecuencia de rotación máxima recomendable n_{mr} se debe trabajar con número de dientes en el piñón $Z_1 \geq 15$ y para la frecuencia de rotación límite n_{lim} es necesario un número de dientes en el piñón $Z_1 \geq 20$.

Realizar los cálculos de comprobación necesarios.

Seleccionar la cadena con el paso lo menor posible entre las que permiten transmitir la potencia requerida, para garantizar mayor regularidad de trabajo.

En caso que sea necesario emplear cadenas con más de una hilera se introduce en el cálculo el coeficiente de ramales de la cadena m_r y es evaluada la cantidad de hileras de rodillos requeridas Z_r .

$$m_r = \frac{F}{A \cdot [p]} k_e \text{ [MPa]}$$

Para $m_r \leq 1$, tomar cadenas de una hilera de rodillos.

Para $1 < m_r \leq 1,7$, tomar cadenas de 2 hileras de rodillos.

Para $1,7 < m_r \leq 2,5$, tomar cadenas de 3 hileras de rodillos.

Para $2,5 < m_r \leq 3$, tomar cadenas de 4 hileras de rodillos.

El coeficiente m_r tiene en cuenta la distribución no uniforme de la carga en los ramales en una cadena multirramal.

Las tablas para realizar los cálculos se dan a continuación:

Tabla 3.5- Velocidades máximas de rotación recomendables n_{mr} y límites n_{lim} en el piñón.

Paso de la cadena [mm]	Paso de la cadena [pulgadas]	n_{mr} [rpm]	n_{lim} [rpm]
8	-	3000	6000
9.52	3/8	2500	5000
12.7	1/2	1250	3100
15.875	5/8	1000	2300
19.05	3/4	900	1800
25.4	1	800	1200
31.75	1 1/4	630	1000
38.1	3/2	500	900
44.45	1 3/4	400	600
50.8	2	300	450
63.5	1 3/2	200	300
78.1	-	150	210

Tabla – Dimensiones de las cadenas de rodillos según Norma ISO 606¹

Denominación ISO	paso		Diámetro de rodillo mm	Ancho interior mm	Paso transversal mm	Diámetro de pasador mm	Altura de la placa interior mm	Área resistiva mm ² *	Masa lineal kg/m *
	mm	pulgada							
05B	8		5	3	5,64	2,31	7,11	11	0,18
06B	9,525	3/8	6,35	5,72	10,24	3,28	8,26	28	0,41
08A	12,7	1/2	7,92	7,85	14,38	3,98	12,07	44	0,60
08B	12,7	1/2	8,51	7,75	13,92	4,45	11,81	50	0,70
081	12,7	1/2	7,75	3,3	-	3,66	9,91	21	0,28
083	12,7	1/2	7,75	4,88	-	4,09	10,3	29 @	0,44 @
084	12,7	1/2	7,75	4,88	-	4,09	11,15	36 #	0,59 #
085	12,7	1/2	7,77	6,25	-	3,58	9,91	-	-
10A	15,875	5/8	10,16	9,4	18,11	5,09	15,09	70	1,00
10B	15,875	5/8	10,16	9,65	16,59	5,08	14,73	67	0,95
12A	19,05	3/4	11,91	12,57	22,78	5,96	18,08	105	1,50
12B	19,05	3/4	12,07	11,68	19,46	5,72	16,13	89	1,25
16A	25,4	1	15,88	15,75	29,29	7,94	24,13	178	2,60
16B	25,4	1	15,88	17,02	31,88	8,28	21,08	210	2,70
20A	31,75	1¼	19,05	18,9	35,76	9,54	30,18	261	3,70
20B	31,75	1¼	19,05	19,56	36,45	10,19	26,42	296	3,60
24A	38,1	1½	22,23	25,22	45,44	11,11	36,20	392	5,50
24B	38,1	1½	25,4	25,4	48,36	14,63	33,40	554	6,70
28A	44,45	1¾	25,4	25,22	48,87	12,71	42,24	470	7,50
28B	44,45	1¾	27,94	30,99	59,56	15,9	37,08	739	8,60
32A	50,8	2	28,58	31,55	58,55	14,29	48,26	642	9,70
32B	50,8	2	29,21	30,99	58,55	17,81	42,29	810	9,50
36A	57,15	2¼	35,71	35,48	65,84	17,46	54,31	875+	13,28+
40A	63,5	2½	39,68	37,85	71,55	19,85	60,33	1085	15,80
40B	63,5	2½	39,37	38,1	72,29	22,89	52,96	1275	15,10
48A	76,2	3	47,63	47,35	87,83	23,81	72,39	1610+	24,00+
48B	76,2	3	48,26	45,72	91,21	29,24	63,88	2058	25,00

Nota: El área resistiva y la masa lineal cadenas con múltiples hileras de rodillos pueden ser calculados multiplicando el valor de una cadena simple por la cantidad de hileras. Ejemplo: una cadena 28B-3 de 3 hileras tiene un área resistiva de 2217 mm² y una masa de 25,80 kg/m.

Tabla 3.6- Presión admisible en las articulaciones de las cadenas

Paso, t, mm	[p], [MPa] para la velocidad de rotación del piñón en rpm.										
	<50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
12,70-15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5	16,5	1,5	1,4
19,05- 25,40	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15	-	-	-
31,75- 38,10	35	29	21	18,5	16,5	15	-	-	-	-	-
40,00- 50,80	35	26	21	17,5	15	-	-	-	-	-	-

¹ ISO Standard 606, Short-pitch transmission precision roller chains and chain wheels

* No declarado en ISO 606-1994. Valor tomado del catalogo técnico de Arnold & Stolzenberg (firma perteneciente a la Corporación Renold). "Roller Chains", Einbeck, 1991.

@ No declarado en ISO 606-1994. Valor tomado del catalogo técnico de IWIS. "IWIS Chains", Munich 1994.

No declarado en ISO 606-1994. Valor tomado del catalogo técnico de Köhler + Bovenkamp. "KOB Precision Roller Chains", Wuppertal, Alemania, 1992.

+ No declarado en ISO 606-1994. Valor tomado del catalogo técnico de YUK. "Cadenas YUK", Valencia, 1994.

10. Criterio para la determinación de la duración de una transmisión.

El cálculo de duración de las transmisiones por cadenas es un cálculo de referencia, ya que es en extremo difícil determinar con exactitud que tiempo puede trabajar sin deteriorarse una transmisión. Los factores que influyen en el proceso de desgaste de las articulaciones son muy diversos. Generalmente el criterio que se toma en cuenta es el aumento del paso en la cadena hasta el punto en que puede ocurrir el salto de la cadena por encima de la rueda. Generalmente es admisible un estiramiento en la cadena del 3% de su longitud inicial.

Por consiguiente, este criterio toma en cuenta la norma de desgaste admisible, las condiciones de lubricación, la limpieza de la transmisión, el tipo de cadena y el dinamismo de carga.

$$H = \frac{4350 \cdot \Delta t \cdot K_C \cdot K_I \cdot \sqrt{Z_{\text{menor}}}}{P \cdot K_e} \sqrt[3]{\frac{Z_{\text{mayor}} \cdot a}{Z_{\text{menor}} \cdot t \cdot v}} \quad (\text{horas})$$

K_C : Coeficiente por tipo de cadena

$K_C = 1$ Cadena de Casquillo

$K_C = 1,2$ Cadena de Rodillo

K_I : Coeficiente de Intensidad de desgaste

$K_I = 1$ Condiciones normales de lubricación y limpieza.

$K_I = (0,5 \dots 0,2)$ Condiciones anormales de lubricación y limpieza

$\Delta t = 3\%$ Norma de Desgaste admisible. Porcentaje de alargamiento con respecto a su longitud nominal. Para ruedas de cadenas con pocos dientes son admisibles normas de desgaste mayores.

Como puede comprenderse para aumentar la duración de una transmisión se debe bajar el dinamismo de carga, esto se logra con la disminución del paso, el aumento del número de dientes de la rueda motriz y la distancia entre centros.

También puede lograrse con el empleo de mayor número de hileras y por supuesto mejores condiciones de lubricación y limpieza. Se considera la duración de una transmisión aceptable si es superior a la duración mínima de referencia $H_{\text{ref}} = 5000$ horas.

11. Recomendaciones de diseño.

A la hora de diseñar una transmisión por cadenas es necesario tener en cuenta algunos aspectos que influirán de manera notable en la capacidad de carga, en la duración y en el buen funcionamiento de la misma, por lo que se aconseja tener en cuenta las siguientes recomendaciones.

Paso de la cadena.

Se debe seleccionar la cadena simple o de una hilera con el paso más pequeño, ya que el resultado es el accionamiento más económico. Si la cadena simple no satisface las necesidades de limitaciones de espacio, o la dimensión necesaria de las ruedas produce una velocidad inadmisiblemente elevada, debe considerarse entonces una cadena de mayor número de hileras.

Cuando la potencia necesaria a una determinada velocidad es superior a la capacidad de un solo ramal de cadena, el uso de accionamientos de varios ramales permite transmitir potencias superiores.

Número de dientes de los piñones.

Emplear el mayor número de dientes en el piñón.

Cuatro ventajas importantes de un accionamiento por cadena dependen directamente del número mínimo de dientes del piñón (Z_1), que siempre debe ser el mayor posible.

Las ventajas son:

- un flujo de potencia uniforme,
- regularidad de funcionamiento,
- alto rendimiento
- larga duración.

La razón de esta dependencia está en el hecho de que la cadena forma un polígono sobre el piñón. Por consiguiente, cuando la velocidad del piñón es constante, la velocidad de la cadena (debido a la forma multi-lados de su adaptación a los dientes) está sujeta a una variación cíclica regular. Esta variación cíclica es menos acentuada a medida que la adaptación de la cadena sobre el piñón se acerca más a la forma circular y de hecho, se hace insignificante en muchas aplicaciones cuando el número de dientes del piñón motriz es superior a 19.

Existen, sin embargo, aplicaciones en las que el ahorro de espacio es una necesidad vital de diseño y otras en las que, las condiciones velocidad/potencia son tales que un número de dientes más pequeño (inferior a 17) puede dar un funcionamiento aceptable, de modo que puede obtenerse un accionamiento compacto y satisfactorio, por ejemplo, en maquinaria de oficina, accionamientos movidos a mano, mecanismos, bicicletas, etc.

Número de dientes impar.

Muchos accionamientos tienen un número par de eslabones en su cadena debido a la sencillez del eslabón de cierre. Usando un piñón motriz con un número de dientes impar, se obtiene una distribución uniforme del desgaste tanto en la cadena como en el piñón.

Número máximo de dientes.

El número máximo de dientes en cualquier piñón conducido (Z_2) no debe superar el rango 120 a 150 dientes. Esta limitación se debe al hecho que, para una elongación dada de la cadena debida al desgaste, el diámetro primitivo de trabajo de la cadena sobre el piñón aumenta en proporción al diámetro primitivo nominal, esto es, la cadena se sitúa en posiciones más elevadas sobre el diente del piñón, por lo que cuando se desgastan las articulaciones se manifiesta con más facilidad el salto de la cadena sobre la rueda mayor. Se considera que el desgaste de la cadena presumible es el que da una elongación del orden del 2-3% sobre la longitud nominal.

Distancia entre centros.

Para una duración óptima en cuanto a desgaste, la distancia entre centros de dos ruedas, debe ser del orden de 30 a 50 veces el paso de la cadena.

La distancia entre centros mínima viene dada, algunas veces, por el número de dientes que engranan con la cadena en el piñón motriz. Se recomienda que el engrane mínimo sea de 6 ó 7 dientes. Cuando las relaciones de transmisión son grandes, es importante comprobar que el ángulo de engrane en el piñón motriz no sea inferior a 120° .

En transmisiones con 2 ruedas, un engrane 120° se obtiene cuando la distancia entre centros es igual o superior a la diferencia entre el diámetro primitivo de las ruedas. Un aumento de la distancia entre centros aumenta el engrane en el piñón.

La distancia entre centros debe adaptarse a la conveniencia de usar una cadena con un número par de eslabones, para evitar el uso de un eslabón acodado, práctica que no se recomienda, salvo en circunstancias especiales. Generalmente los fabricantes brindan los valores de distancias entre centros, en función del paso de la cadena.

Posición del accionamiento.

Los accionamientos pueden funcionar en posición horizontal, inclinada o vertical. En general el ramal cargado de la cadena puede ser el superior o el inferior, según se desee. Es recomendable que el ramal menos tensado sea el superior lo que posibilita que las deformaciones de la cadena por su peso ayuden a abrazar mas dientes en las ruedas. Cuando la posición del accionamiento es vertical o próxima a ésta, es preferible que el piñón motriz (Z_1), esté por encima del conducido (Z_2), sobre todo si la transmisión es reductora. Sin embargo, aún con un accionamiento en posición vertical, se puede poner el piñón motriz en la parte inferior con tal de asegurar que se mantenga siempre el ajuste de la tensión de la cadena.

Conclusiones.

- Las transmisiones por cadenas son elementos de máquinas muy difundidos y normalizados. Las cadenas de rodillos pueden llegar a transmitir altas cargas y generalmente se emplean para velocidades medias.
- Las cadenas dentadas se emplean para lograr transmisiones silenciosas y las cadenas de casquillos carecen de rodillos por lo que son más ligeras y menos resistentes al desgaste.
- En los diseños se deben emplear números de dientes lo mayor posible y pasos pequeños para garantizar la suavidad de marcha, aunque esto exija más de una hilera.
- La capacidad de trabajo se determina a partir del criterio de presiones admisibles ($p < [p]$), para evitar un desgaste prematuro en las articulaciones que aumente el paso y haga inservible la cadena en un período de tiempo corto.
- Para estimar la duración puede emplearse el criterio del control de la norma de desgaste, mediante el cual teniendo en cuenta las condiciones de limpieza, lubricación y dinamismo de carga, se hace un cálculo de referencia de la duración. Siempre que esta sea mayor que 5000 horas será correcta.
- Para aumentar la capacidad de trabajo de una transmisión se puede aumentar el número de hileras, aumentar el paso o mejorar las condiciones de explotación de la transmisión.