



II CAIM 2010
Segundo Congreso Argentino
de Ingeniería Mecánica
San Juan - Noviembre 2010

TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECÁNICA. SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN ÓPTIMA.

Augusto Sergio Antoni, Carlos Gustavo Agüero.

Departamento de Mecánica- Facultad de Ciencias Exactas y Tecnología – Universidad Nacional de Tucumán
Av. Independencia 1800 (4000) Tucumán. Argentina
e-mail: aantoni@herrera.unt.edu.ar

RESUMEN

En este trabajo se analizan las diferentes combinaciones de elementos de transmisión de potencia mecánica, para transmitir potencia entre un motor eléctrico de impulso y una maquina accionada.

Se consideran: las características, cualidades, rangos de utilización, costos, rendimientos, ventajas e inconvenientes de los elementos de transmisión usados para este fin.

Se pone en evidencia cual es la "Magnitud" (solicitud) que determina el tamaño del elemento de transmisión. Se analiza cómo influyen las sucesivas reducciones de frecuencia de rotación, en la cuantía de la solicitud y en consecuencia en el tamaño de los componentes.

Se define el "Factor de Servicio" y su empleo como factor de mayoración de solicitudes, para la selección o el cálculo de elementos y sistemas de transmisión. Se toma en cuenta, asimismo, la variación de la potencia a lo largo de la transmisión, debido a los rendimientos de los diferentes componentes, para la selección o el cálculo de los mismos y la selección del motor de impulso.

Se incluye un ejemplo de selección del equipo de transmisión, en él se analizan las diferentes combinaciones posibles y se realiza la elección de la considerada más conveniente.

En conclusión, la selección del equipamiento y la combinación más adecuada del mismo, para la transmisión de potencia mecánica, debe ser el resultado de un análisis de: la situación particular a resolver, considerando sus requerimientos funcionales, posicionales y ambientales, las características y los campos de aplicación de los componentes usados, la cuantía de la solicitud, las condiciones de servicio y la relación de transmisión. Además se debe tener en cuenta: el costo, la economía y la flexibilidad de la solución adoptada.

Palabras Claves: "Transmisión" "Potencia" "Mecánica" "Solución" "Óptima"

1. INTRODUCCIÓN.

Tanto el estudiante como el joven ingeniero, en algún momento enfrentaran el problema de seleccionar y dimensionar el equipo de accionamiento de una máquina o instalación, hacia ellos hemos dirigido este trabajo, donde se analizan las transformaciones cinemáticas y dinámicas que se producen en el proceso de transmitir potencia y variar la frecuencia de rotación entre un “motor” y un “consumidor” y la selección de los mecanismos de transmisión apropiados.

Supondremos que el lector tiene conocimientos de dinámica y elementos de máquinas. En el desarrollo de la temática se hará referencia a diferentes elementos de transmisión y transformación de potencia mecánica, sus principios, características, campo de aplicación y disponibilidad.

2. Marco teórico.

2.1 Los motores de impulso y la frecuencia de rotación.

El suministro de potencia mecánica en la industria, actualmente se hace, normalmente, desde motores eléctricos asíncronos, ellos resultan económicamente muy accesibles, tienen un buen par de arranque y una frecuencia de rotación prácticamente constante.

La magnitud que expresa la frecuencia de rotación se designa con la letra “n” y se usa como unidad de medida “la revoluciones por minuto” que se abrevia con las letras (r p m). Ella se usa tanto para indicar la frecuencia de giro de motores eléctricos, como también de dispositivos mecánicos. (“n”) también se denomina, en forma impropia, “velocidad de giro”)

La frecuencia de giro de los motores eléctricos asíncronos, debido al resbalamiento propio de su funcionamiento, es de un (3 a un 6) % menor que la de los campos giratorios eléctricos, que en nuestra red, de 50 Hz, son (3000, 1500, 1000 y 750) r p m, dependiendo del número de pares de polos del bobinado del motor (1, 2, 3, 4, pares de polos).

2.2 La transmisión de potencia:

A) Cuando ambos (motor y consumidor) giran a igual frecuencia, se puede montar el elemento sobre el extremo del árbol motor fig. 1. a ó usar un acoplamiento fig. 1. b ó un árbol coaxial intermedio entre motor y consumidor ó un sistema de correas, con poleas de igual diámetro, entre dos ejes paralelos, figura 2. a.

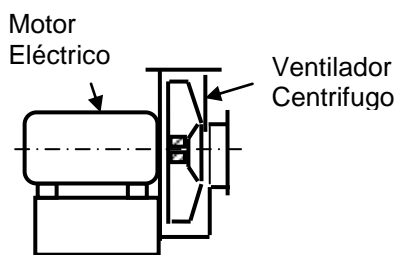


Figura 1.a

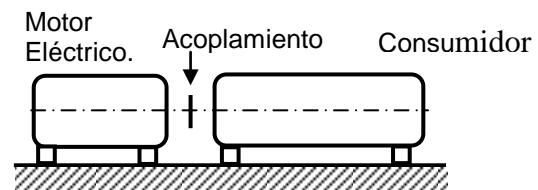


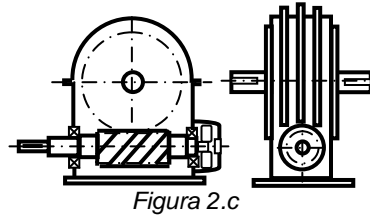
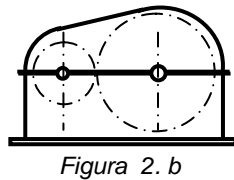
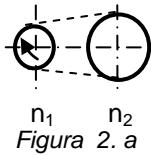
Figura 1. b

B) Cuando el motor y el consumidor giran a distintas frecuencias y se suministra potencia desde un motor que gira a una determinada frecuencia de rotación, alta, “ n_1 ” (r p m) a un consumidor que gira a otra frecuencia distinta “ n_2 ” (r p m) se emplean diferentes mecanismos o combinación de mecanismos para lograr el objetivo. En este caso no solo se debe transmitir el movimiento, sino que se debe cambiar la frecuencia de rotación. El conjunto de estos elementos mecánicos los llamaremos “Transmisión Mecánica”.

En este caso se trata de elegir, el tipo de mecanismo o combinación de mecanismos necesarios, para cumplir con el objetivo, dentro de los dispositivos, que cumplen las condiciones requeridas en cada caso.

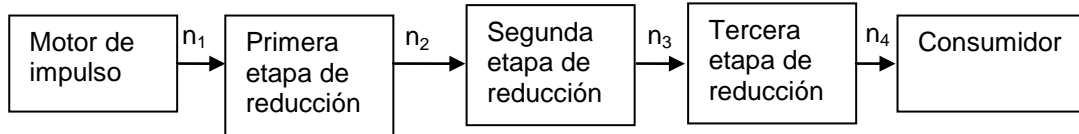
2.3 Mecanismos que permiten el cambio de la frecuencia de rotación:

- Transmisión por correas con poleas de distinto diámetro. Fig. 2. a
- Transmisión por cadenas. Con ruedas de distinto número de dientes. Fig. 2. a
- Reductores o amplificadores de velocidad de ruedas dentadas (Engranajes). Fig. 2.b
Tipos: Cilíndricos, cónicos, con dientes rectos o inclinados o combinación de ellos.
- Mecanismos de Tornillo Sin Fin-Corona. Fig. 2 c.
- Mecanismos tipo planetario.



2.4. Planteo y análisis del proceso de transformación de frecuencia y transmisión de potencia

Supongamos que debemos transmitir una potencia mecánica entre un motor de impulso que gira a una elevada frecuencia de rotación “n₁” (r p m) y un consumidor que lo hace a una frecuencia baja “n₄” (r p m). Supongamos asimismo que conocemos los elementos de transmisión a utilizar y realicemos un diagrama de bloques con las variaciones de frecuencia en las diferentes etapas. Cada etapa es un mecanismo de transformación y transmisión de frecuencia.



Relación de transmisión: Se de denomina “i”, a la relación de frecuencias de rotación de un mecanismo.

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2}; i_2 = \frac{n_2}{n_3}; i_3 = \frac{n_3}{n_4}; i_{total} = \frac{n_1}{n_4}$$

Usaremos aquí el cociente entre la mayor y la menor frecuencia, algunos autores usan la fracción.

2.4.1. Conceptos cinemáticas. Relación entre la velocidad angular ω (1/s) y frecuencia n (r p m)

La **velocidad angular** “ ω ” es la relación entre el arco recorrido “ θ ” en radianes y el tiempo empleado t (s).

$$\omega = \frac{d\theta}{dt}; \omega = \frac{2\pi \cdot n(r p m)}{60}; \omega(1/s) = \frac{\pi \cdot n(r p m)}{30} \quad (1)$$

2.4.2. Dinámica de la rotación:

En la rotación alrededor de un eje fijo, la **potencia** “P” es el producto de la velocidad angular ω (1/s) por el Momento torsor o torque “M_t” (N. m).

P (N. m /s) = M_t (N. m) .x ω (1/s); Expresando la potencia en kW; (1kW = 1000 N. m /s) Nos queda:

$$P(kW) = \frac{M_t(N.m) \times \omega(1/s)}{1000} \quad (2)$$

Reemplazando el valor de la velocidad angular ω (1/s), en función de n (r p m) en la última expresión:

$$P(kW) = \frac{\pi \cdot M_t(N.m) \times n(r p m)}{30 \times 1000}; P(kW) = \frac{M_t(N.m) \times n(r p m)}{9550}; M_t(N.m) = 9550 \times \frac{P(kW)}{n(r p m)} \quad (3)$$

Si observamos la de última expresión de la potencia P (kW) en función del Momento torsor M_t y la frecuencia de rotación n (r p m), ella es el producto de ambas magnitudes dividida por una constante. Cuando se trasmite una potencia “P” a lo largo de una serie de mecanismos, que van transformando la frecuencia de rotación n (r p m), despreciando por el momento, las pérdidas, la potencia es constante. En cada transformación de frecuencia se producirá un “salto” del momento torsor, en sentido inverso.

$$P(kW) = \frac{M_t(N.m) \times n(r p m)}{9550} = Cte \quad (4)$$

Esto expresado matemáticamente es la figura de una hipérbola equilátera

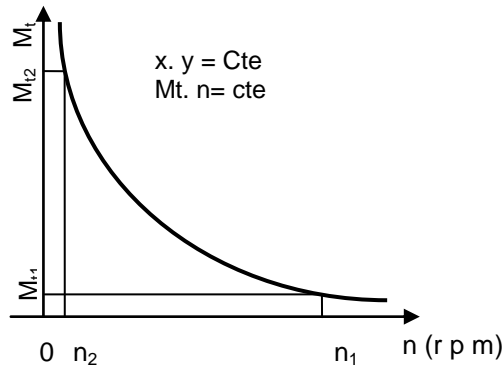


Figura 3.

Observamos en la figura (3), que despreciando las pérdidas, el momento torsor aumenta inversamente con la disminución de la frecuencia de rotación. Si consideramos por otra parte que las dimensiones de las piezas de maquinas son proporcionales al momento torsor transmitido, de acuerdo a las leyes de la resistencia de materiales, respecto al esfuerzo de torsión: $M_t = W_t \times \tau_{adm}$ Donde: W_t es el módulo resistente a la torsión, τ_{adm} : Tensión admisible a la torsión del material; M_t = Momento torsor transmitido.

Concluimos que:

- Al transformar la frecuencia de rotación “n” de valores altos a valores menores, aumentarán los momentos torsores actuantes y también las dimensiones de los elementos de maquinas y los tamaños de los mecanismos de transmisión empleados.
- La “Magnitud” que determina el tamaño de la pieza ó mecanismo es el “Momento Torsor”.
- **El rendimiento de los mecanismos:** Cada mecanismo empleado en transformación de potencia mecánica tiene pérdidas, las cuales se tienen en cuenta con el rendimiento “ η ”. Él es la relación

entre la potencia de salida “ P_s ” y la entrada “ P_e ”: $\eta = \frac{P_s}{P_e}$

Ejemplo: Grafico esquemático de pérdidas Potencia “P”través de La transmisión

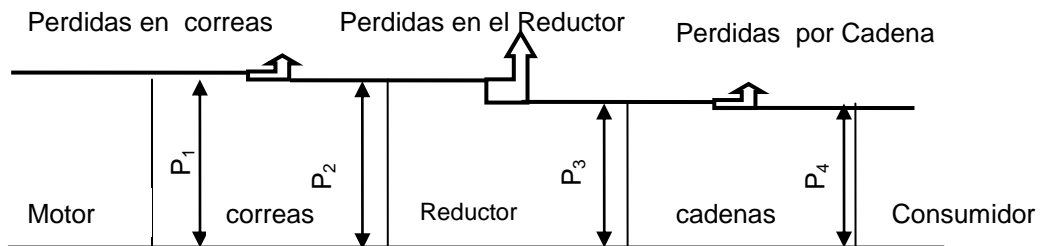


Figura 4

2.4.3 Potencia Necesaria:

La potencia del motor de impulso “P₁” debe ser mayor que la potencia necesaria (útil) en el consumidor “P_{útil}” dividida por el rendimiento total de la transmisión “η_t”, que es el producto de los rendimientos parciales.

$$\eta_t = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_i; \quad P_1 = P_{\text{útil}} / \eta_t$$

Es usual tomar (20 a 30) % más de potencia en el motor, que el mínimo calculado, para considerar las aceleraciones de arranque y una reserva de potencia, para aumentar la potencia instalada.

Para el cálculo se considerará que la máxima potencia que puede circular por la transmisión es la potencia nominal del motor instalado, que debe ser afectada, en cada etapa por el rendimiento de cada transmisión, para el cálculo y selección de los mecanismos usados.

2.4.4. El Factor de Servicio:

En el cálculo y selección de piezas de máquinas y equipos de transmisión, se emplea un factor de “mayoración” de las solicitaciones, llamado factor de servicio (F. S) ó factor de choque (φ), este factor multiplica a la solicitación considerada: potencia, fuerza ó momento, para el cálculo, incrementando su valor.

Este factor se introduce para considerar los efectos perniciosos de los choques y golpes, así como de las variaciones de las solicitaciones en el tiempo (Cargas Dinámicas), las diferentes frecuencias de arranque, duración de servicio, tipo de motor de impulso y de máquina accionada. Lo cual implica un aumento ficticio de la potencia o momento actuante. $P_C = \varphi \times P_N$

Donde, P_C: Potencia de cálculo; P_N: Potencia nominal; φ: Factor de servicio (ó de Choque)

El valor del factor “φ” varía entre 1 a 3 o más de acuerdo, a las condiciones de trabajo.

Cada fabricante recomienda para sus productos: Acoplamientos, Reductores, cadenas, etc. sus propios valores y /o gráficos y tablas de selección de Factor de Servicio. Los diferentes autores de textos de Elementos de Máquinas y/o Resistencia a la fatiga, también tienen tablas o gráficos de selección [1,2]

3. Desarrollo. La selección de los componentes de la transmisión.

La elección de la combinación más adecuada en cada caso, resulta del análisis de los siguientes factores:

- Potencia a transmitir. P₁ (k W)
- Frecuencias de rotación del motor “n₁” (r p m) y el consumidor “n_{Consum}” (r p m). Relación total (i_t).
- La posición del cabo del eje de la máquina accionada.
- Condiciones de Servicio: tipo de solicitación, existencia y grado de choques, etc.
- Las características y restricciones particulares de cada caso respecto a: espacio disponible, peso, condiciones ambientales: humedad, polvo en suspensión, seguridad.

Entre las soluciones seleccionadas, se debe realizar un análisis comparativo de: costos iniciales, pérdidas de funcionamiento (rendimiento-economía), facilidades de mantenimiento, flexibilidad para cambios de la relación de transmisión y su costo. Entre ellas se elegirá la alternativa más conveniente.

3.1 Procedimiento:

Se puede conocer en forma aproximada el rendimiento de cada etapa y se puede determinar en forma estimativa la potencia mínima del motor de impulso. $P_{1\text{Min}} = P_{\text{útil}} / \eta_t$

Luego se seleccionará el motor de impulso de catálogos de tal suerte que su potencia nominal sea mayor que la mínima requerida por el cálculo anterior. Luego se seleccionará para cada etapa el tamaño del mecanismo elegido, para ello se utilizará como potencia de cálculo, la potencia nominal multiplicada por el Factor de servicio “φ” correspondiente. $P_{Ci} = \varphi \times P_{Ni}$

Donde, P_{Ci} : Potencia de cálculo en el punto; P_{Ni} : Potencia nominal ; φ : Factor de servicio ó de Choque.

La potencia de cálculo, en cada punto "i", P_{Ci} es un valor "ficticio" que en realidad nunca circulará por el sistema, es un valor obtenido por la aplicación de un factor (φ) de mayoración para el cálculo. La potencia nominal P_{Ni} es el producto de la potencia nominal del Motor eléctrico P_N , multiplicada por el rendimiento de los elementos de transmisión existentes entre el eje del motor y el eje de entrada del mecanismo considerado.

$$P_{Ni} = \eta_i \cdot P_N$$

Para la selección del tamaño del mecanismo se emplea "El Momento torsor" M_{tCi} en ese punto ó la potencia de cálculo y la frecuencia de rotación en el punto considerado.

$$M_{tCi} (Nm) = 9550 \times \frac{P_{Ci} (kW)}{ni (rpm)} \quad (5)$$

Debido que la potencia de cálculo P_{Ci} estará multiplicada por el factor de servicio y que este, en general es mayor que la unidad, la potencia de cálculo de un elemento de transmisión resultará, en esos casos, un valor mayor que la potencia nominal del motor de impulso. Por esa misma razón el momento torsor de cálculo M_{tCi} resultará mayor que el momento torsor nominal correspondiente en ese punto.

De cualquier forma resulta conveniente advertir que el factor de servicio, se aplicará una sola vez, en cada cálculo o selección, ya sea sobre la potencia o sobre el momento nominal.

3.2 CARACTERÍSTICAS DE LOS MECANISMOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

Órganos flexibles: Correas y cadenas, permiten transmitir potencia con largas distancias entre centros.

Las correas se usan en altas velocidades (20 a 30) m/s. corresponden a frecuencias de rotación altas, se emplean para transmisiones desde el motor al consumidor, casos de ventiladores, o como primeras etapas de reducciones de mayores relaciones de transmisión, su rango de relación de transmisión es de 1 a 4 (excepcionalmente hasta 8). En cuanto a potencia, se usa normalmente hasta 75 Kw. La transmisión por correa amortigua choques y golpes y puede permitir el patinamiento en caso de atascamiento. En su rango de aplicación es una solución comparativamente más económica que los reductores de velocidad a engranajes, también resulta de menor peso que ellos. Estas transmisiones son sensibles al calor y a la humedad.

Las Cadenas de transmisión de potencia: Las cadenas de rodillos, se usan en bajas velocidades menos de 10 m/s. Trasmiten el movimiento, por forma, de tal manera que no puede ocurrir patinamiento, se emplean en las etapas de baja frecuencia de rotación de las transmisiones, tales como salidas de reductores a consumidores. En potencia, su límite de uso esta normalmente limitado hasta 75 Kw., Se puede usar hasta 4 ramales en paralelo. En su rango de utilización resultan más económicas que los reductores de velocidad a engranajes correspondientes. Se debe considerar la lubricación y la protección.

Reductores con ruedas dentadas: Estos pueden ser de diferentes tipos y combinaciones, hay una gran diversidad de tipos y tamaños disponibles. Su relación de transmisión depende del número de etapas de reducción y puede ser muy elevada: $i = (1/1$ a $100/1)$ y mas. La potencia va desde fracciones, a cientos de k W. Hay unidades construidas de hasta 18.000 k W. Estos equipos pueden trabajar desde muy bajas a altas velocidades (hasta 200 m/s). Son soluciones de mayor costo que los órganos flexibles, pero son de gran robustez, elevado rendimiento (0,98), por etapa y son de accionamiento positivo, no permite patinamiento. Al estar albergados en una caja envolvente hermética, son limpios y se puede conservar el lubricante por largos periodos. Son mecanismos muy seguros. Estos mecanismos son reversibles, o sea

pueden usarse tanto como reductores o como amplificadores de la frecuencia de rotación. Se emplean como elementos para brindar altas relaciones de transmisión, solos o combinados con otros mecanismos.

Tornillo Sin fin - Corona: Este tipo de mecanismo constituido por el emparejamiento de una rueda dentada y un tornillo Sin Fin, tiene adecuadas características para rangos de relaciones de transmisión desde $i = (10/1$ a $50/1)$, excepcionalmente puede llegar a $i = 100/1$. En cuanto a potencias, usando motores de impulso con frecuencia de campo eléctrico 1500 r p m y relación de transmisión $i = 50/1$, pueden encontrarse equipos en el mercado nacional de hasta 5,5 kW en el eje de entrada.

En los manuales de los fabricantes se indica capacidad en kW sobre el eje de entrada, de los diferentes equipos. La capacidad y el rendimiento están tabulados, en función del tamaño y la frecuencia giratoria del eje motor (500, 750, 1000, 1500) r p m.

Los Mecanismos de tornillo Sinfín-Corona, son equipos compactos, son de mejor precio y menor peso, que sus equivalentes cajas reductoras a engranajes, dentro de su rango de fabricación. Pero su rendimiento es menor que el de las ruedas dentadas y disminuye al aumentar la relación de transmisión, El bajo rendimiento, genera altas temperaturas, pérdidas de potencia y desgaste, por ello su utilización esta limitada en instalaciones de uso continuo, (10 ó más h/día) a potencias iguales o menores de 5,5 kW.

Se usan también estos mecanismos como Moto reductores, están muy difundidos, existen gran variedad de tipos tamaños y posiciones.

4. Estudio de un caso propuesto: Accionamiento de una Válvula de doble asiento.

Se trata de seleccionar los componentes de una transmisión para accionar una válvula de doble paleta cuyas dimensiones y requerimientos se muestra en la figura (5).

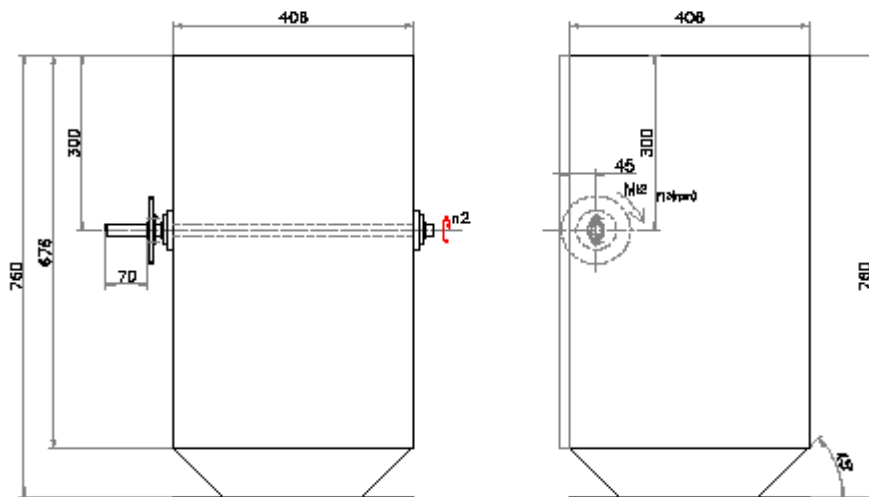


Figura 5.

4.1. Datos:

Frecuencia de rotación en el eje del consumidor: $n_u = 14$ (r p m)

Momento torsor útil en el eje del consumidor : $M_{tu} = 170$ N. m

Servicio liviano.....: $\phi = 1$

Se debe tomar en cuenta al elegir los componentes que:

- Sobre el eje de entrada al consumidor está instalado un disco dentado para transmisión a cadena de rodillo de paso $\frac{1}{2}$ ", cuyo número de dientes se deberá seleccionar.

- El disco dentado, está montado sobre un cubo al eje, la transmisión del movimiento se realiza a través de un perno de corte de acero de 10 mm de diámetro, que actúa como fusible del mecanismo.
- Existe peligro de atascamiento.
- Se desea tener la posibilidad de efectuar pequeños cambios de la relación de transmisión total (Flexibilidad).
- Los componentes de la transmisión se montaran sobre el cuerpo de la válvula.

4.2. Planteo:

La potencia útil de accionamiento, P_u , con los datos antes mencionados es del orden de 0,25 kW, por lo tanto son aplicables los reductores de Tornillo sin fin-corona, que se usan desde potencias fraccionarias hasta 5 kW o pequeños reductores con ruedas dentadas cilíndricas (engranajes).

Considerando, por otra parte, que la frecuencia de rotación de los motores a usar es de 1420 rpm y que la del consumidor es de 14 rpm, (relación de transmisión $i = 100$), utilizaremos al menos uno de los componentes de la transmisión con una fuerte reducción, caja reductora de engranajes ó tornillo sin fin corona, a los efectos de hacer una transmisión lo más compacta posible. La etapa final debe ser de cadena de rodillos. Se seleccionaron tres propuestas que a continuación desarrollaremos:

4.3.1 Propuesta 1: Moto Reductor a Engranajes y Cadena de rodillos. Vea Figura 6

Se eligió una transmisión que dispone de un moto reductor coaxial de engranajes cilíndricos, con dientes inclinados, frecuencia de rotación de entrada, 1420 rpm, y frecuencia de salida del conjunto moto reductor de 38 rpm mas una etapa final con cadena de rodillos, $i = 38/19$.

Para la transmisión a cadenas se ha elegido como diámetro del disco dentado de llegada al consumidor, un disco dentado de 48 dientes. Calculo de la cantidad de dientes piñón z_1 .

$$i = \frac{38}{14} = 2,711428; z_1 = \frac{z_2}{i}; z_1 = \frac{48}{2,711428}; z_1 = 17,7: \text{ Se tomará, } z_1, 18 \text{ dientes.}$$

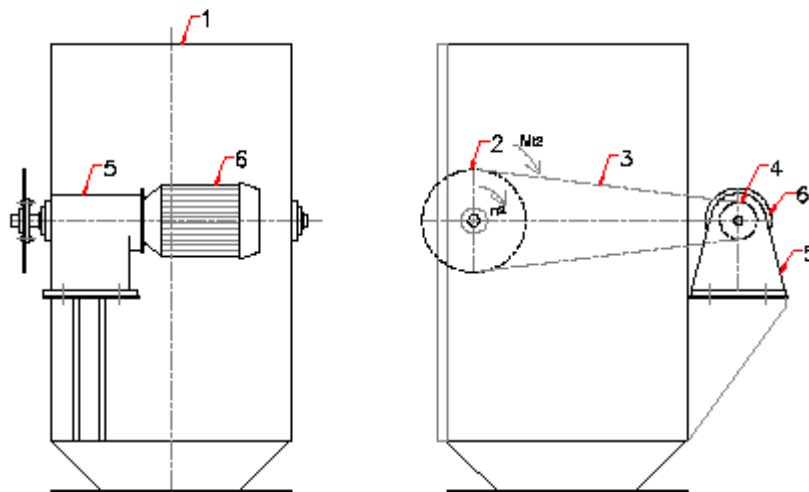


Figura 6

Referencias:

- 1) Cuerpo Válvula; 2) Disco de Cadena 48 dientes, (paso 1/2"); 3) Cadena ASA 40 (paso 1/2").
- 4) Piñón para cadena 18 dientes, (paso 1/2"); (5 y 6) Moto Reductor $n_1 = 1400$ rpm; $n_2 = 38$ rpm; $M_{tu} = 84$ Nm.

Cálculo momento torsor útil mínimo del reductor: $M_{tu} = \frac{M_{t\text{ consumidor}}}{i_{cad} \cdot \eta_{cadena}}$; $M_{tu} = \frac{170}{0,98} \times \frac{18}{48}$; $M_{tu} = 65,05 \text{ Nm}$.

Siendo: M_{tu} : El momento útil mínimo necesario a la salida del moto reductor; $M_{t\text{ Consumidor}}$: El momento torsor de entrada al consumidor (Dato); i_{cad} = Rendimiento de la transmisión a cadena = 0,98

$z_1 = 18$; número de dientes del piñón; $z_2 = 48$ número de dientes del disco del consumidor.

Tabla 1

Datos del: Equipo seleccionado	n_1 (r p m)	M_t útil (N. m)	n_2 (r p m)	Rendimiento η	P.inst. (k. W)	Precio (\$ Más IVA.
	1420	84	38	0,94	0,37	3270,00

El cálculo de la transmisión con cadena se lo debe hacer con este último momento, $M_t = 84 \text{ N. m}$.

4.3.2. Propuesta 2: Transmisión con un moto reductor a tornillo sin fin-corona, mas una etapa final con cadena de rodillos. Vea figura (7)

El moto reductor elegido, estará impulsado por un motor, de frecuencia de rotación, 1420 r p m y frecuencia de salida del conjunto moto reductor de $n_{salida} = 28 \text{ r p m}$.

Para la transmisión a cadenas se usará de llegada al consumidor, el disco dentado de existente de $z_2 = 38$ dientes. Frecuencias de rotación de la transmisión a cadena: $n_1 = 28 \text{ r p m}$; $n_2 = 14 \text{ r p m}$.

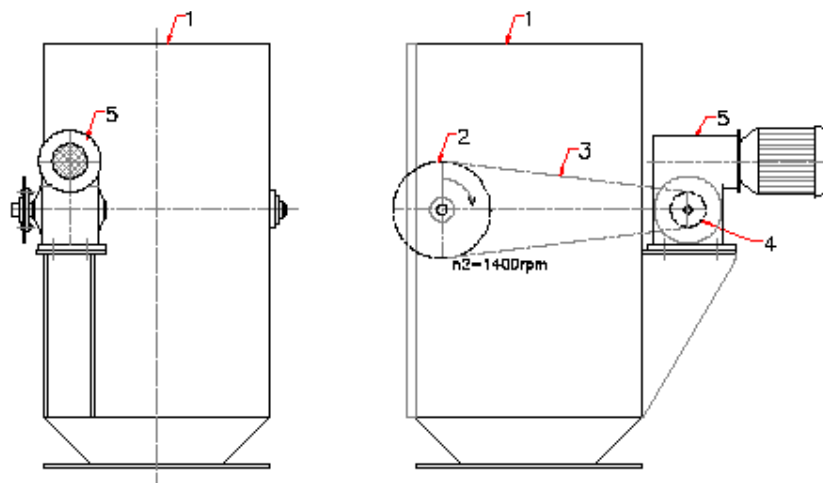


Figura 7

Referencias:

- 1) Caja de Válvula; 2) Disco de cadena de 38 dientes; 3) Cadena ASA 40 (1/2" de paso).
- 4) piñón para cadena de 19 dientes; 5) Moto reductor Sin Fin Corona $n_1 = 1400 \text{ r p m}$; $n_2 = 38 \text{ r p m}$; $M_{tu} = 87 \text{ N.m}$.

Cálculo de la cantidad de dientes necesarios del piñón de la transmisión a cadena.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = 2; z_1 = \frac{z_2}{i}; z_1 = \frac{38}{2}; z_1 = 19 : \text{Se tomara, } z_1 = 19 \text{ dientes.}$$

Cálculo del momento torsor de salida útil, mínimo del reductor:

$$M_{tu} = \frac{M_{t\text{ consumidor}}}{i_{cad} \cdot \eta_{cadena}}; M_{tu} = \frac{170}{0,98} \times \frac{19}{38}; M_{tu} = 86,73 \text{ Nm.}$$

Siendo: M_{tu} : El momento útil mínimo necesario a la salida del moto reductor; M_t Consumidor : El momento torsor de entrada al consumidor (Dato); η_{cad} : Rendimiento de la transmisión a cadena.

z_1 = Número de dientes del piñón; z_2 =Número de dientes del disco del consumidor.

Con estos datos se seleccionó, el tamaño del Moto reductor Tornillo Sinfín Corona: (Cambio: 3,98 (\$/\$US)

Tabla 2.

Datos del: Equipo seleccionado	n_1 (r p m)	$M_{\text{útil}}$ (N.m)	n_2 (r p m)	Rend. (η)	Pot. instala (k W)	Precio (\$ Más IVA.
	1420	128	28	0,66	0,55	2895,00

El cálculo de la transmisión con cadena se lo debe hacer con este último momento, $M_t = 128$ N. m

4.3.3. Propuesta 3: Vea figura (8).

Se eligió una transmisión constituida por, un motor de frecuencia 1420 r p m, una transmisión por correas trapeciales con relación 2/1, (2) poleas trapeciales (A150/ A 75), luego un Reductor tornillo sin fin-corona, de relación de transmisión: $i = 25/1$, mas una etapa con cadena de rodillos, relación de transmisión: $i = 2/1$.

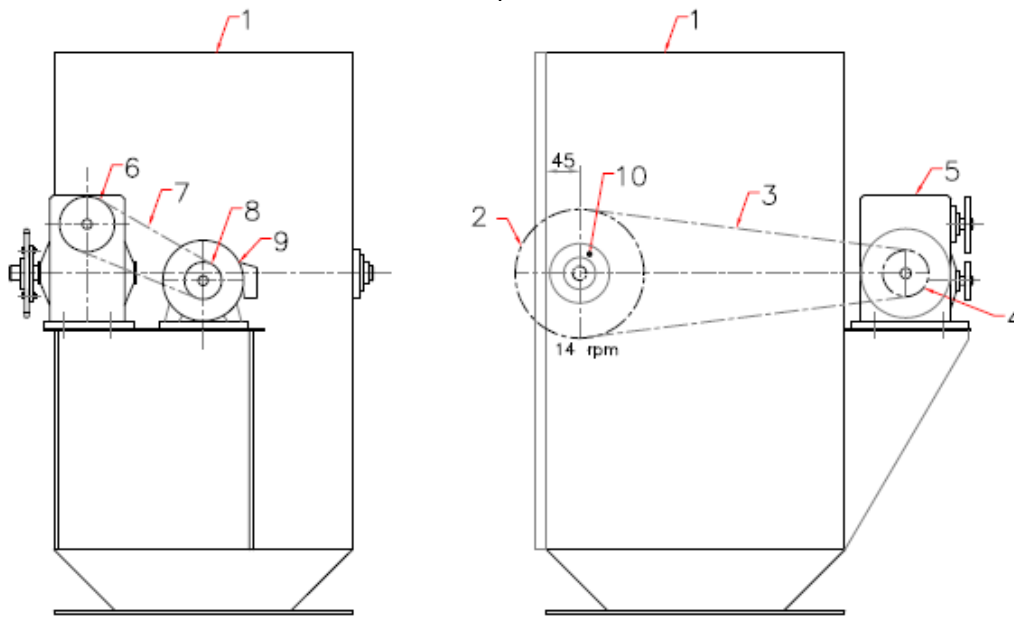


Figura 8.

Referencias: 1) Caja de Válvula; 2) Rueda dentada para cadena, paso $\frac{1}{2}$ ", 38 dientes; 3) Cadena de rodillos paso $\frac{1}{2}$ " (ASA 40); 4) Piñón para cadena, paso $\frac{1}{2}$ ", 19 dientes; 5) Reductor a tornillo Sin Fin Corona; $i = 25$; $n_1 = 700$ r p m; $M_{t2} = 87$ Nm; 6) Polea para correa en V : (1) A 150^{oe} ; 7) correa en V sección 13 A 0790 MC; 8) Polea para correa en V : (1) A 75^{oe}; 9) Motor eléctrico asíncrono 0,75 CV -1420 r p m - B3; 10) Perno de seguridad al corte.

Tabla 3. Secuencia de frecuencias de rotación, relaciones y rendimientos a lo largo de la transmisión:

	Motor	Correas Trapec		T. Sin Fin Corona		Cadena	
Frec. de Rotación n (r p m)	1420	1420	710	710	28,4	28,4	14,2
Relación de Transmisión "i"	-----	2/1		25/1		2/1	
Rendimiento η		0,98		0,78		0,98	

Número de dientes necesarios en la transmisión por cadena: Se usará un disco de 38 dientes y un piñón de 19 dientes para tener la relación de transmisión deseada.

Cálculo del momento torsor de salida útil, mínimo del reductor:

$$M_{tu} = \frac{M_t \text{ consumidor}}{i_{cad} \cdot \eta_{cadena}}; M_{tu} = \frac{170}{0,98} \times \frac{19}{38}; M_{tu} = 86,73 \text{ Nm.}$$

Siendo: M_{tu} : El momento útil mínimo necesario a la salida del moto reductor; M_t Consumidor : El momento torsor de entrada al consumidor (Dato); η_{cad} : Rendimiento de la transmisión a cadena.

z_1 = Número de dientes del piñón; z_2 = Número de dientes del disco del consumidor.

Tabla 4. Tamaño del Moto reductor Tornillo Sinfín Corona, seleccionado

Datos del: Equipo seleccionado	Frec. Motor n_1 (r p m)	Momento útil (N. m)	Frec. Sal n_2 (r p m)	Rendimiento η (-)	Pot. instala (k. W)	Precio (\$) + IVA
	710	90	28	0,78	0,55	1980,0

Precio del motor: \$ 450.0. El cálculo de la transmisión con cadena se lo debe hacer con este último momento, $M_t = 90$ N. m. Usar para el cambio: 3,98 (\$/\$US)

4.3. 4 Selección de la SOLUCIÓN ÓPTIMA:

Tabla 5. CUADRO COMPARATIVO DE LOS COSTOS y RENDIMIENTOS DE LAS TRES PROPUESTAS.

Nº	Partes incluidas-	Rend. T H	Precio. \$ mas IVA
1	(1) Moto reductor coaxial, $i = 37$; 1420 r p m; 0,37 k W; (1) Piñón 18 dientes; (1) disco dentado 48 dientes y (1m) Cadena, paso $\frac{1}{2}$ ", gastos de mec., de ruedas.	0,92	3338,0
2	(1) Moto reductor Tornillo Sin Fin Corona $i = 50$; 1420 r p m; 0,55 k W; (1) Piñón 19, dientes, paso $\frac{1}{2}$ ", (1) disco dentado 38 dientes, paso $\frac{1}{2}$ ", y (1m) de Cadena, paso $\frac{1}{2}$ ", gastos de mecanizado, de ruedas.	0,65	2988,0
3	(1) Rueda de correa A 75; (1) Rueda de correa A 150; (1) Correa A 79; (1) Reductor Tornillo Sin Fin Corona, $i = 25$; $n_1 = 710$ r p m / $n_2 = 28$ r p m; $M_{tu} = 90$ N. m (1) Piñón 19, (1) dientes disco dentado 38 dientes y 1m de Cadena, todos, paso $\frac{1}{2}$ ", gastos de mecanizado de ruedas.	0,75	2133,0

La propuesta Nº 3 resultó la más conveniente, por:

1. Es la de menor costo.
2. Tiene un buen rendimiento 0,75 el (segundo mejor).
3. Es la única que contempla el uso de correas, ellas otorgan a la transmisión, posibilidad de patinamiento, en caso de atascamiento y son flexibles para el cambio de frecuencia de rotación, puesto que con un cambio de diámetro de una polea, se puede cambiar la relación de transmisión, con mínimo costo y sencillez.

5. Conclusiones:

La selección del equipamiento y la combinación más adecuada del mismo, para la transmisión de potencia mecánica, debe ser el resultado de un análisis de: la situación particular a resolver, considerando sus requerimientos funcionales, posicionales y ambientales, las características y los campos de aplicación de los componentes usados, la cuantía de la solicitud, las condiciones de servicio y la relación de transmisión. Además se debe tener en cuenta: el costo, la economía y la flexibilidad de la solución adoptada.

6. Referencias:

- 1] G. Niemann: Tratado Teórico práctico de Elementos de Máquinas; Thirten Edition; Springer Verlag. Labor.
- [2] Decker, Karl- Heinz. Elementos de Máquinas; Isbn: 978-84-314-0340-9. Editorial: Hanser