UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRÉS

Facultad Técnica

Carrera de Electromecánica

SISTEMAS DE TRANSMISIÓN MECÁNICA

TRABAJO DE APLICACIÓN

Presentado por:

Univ. Juan Carlos Flores Garcia

TRABAJO DE APLICACIÓN

SISTEMAS DE TRANSMISIÓN MECÁNICA

Presentada por:

Univ. JUAN CARLOS FLORES GARCIA

Trabajo de conclusión

para la obtención del grado de Licenciatura.

Informe sustentado ante el cuerpo docente de la carrera de Electromecánica, de la Facultad Técnica en la Universidad Mayor de San Andrés, como requisito necesario para la obtención del grado de

Licenciado en

Electromecánica

Tribunal Examinador:

Lic. Simón Layme Velasco

Ing. Marcelo Vásquez Villamor

Director de Carrera:

Ing. Luis Cartagena Chavez.

Dedicatoria

A mi esposa y mis hijos, razón suficiente

para pensar que el futuro es hermoso.

A mis padres por inculcar esa fuerza

de superación cada día.

Juan Carlos Flores Garcia

Agradecimientos y reconocimientos

A mis docentes por el tiempo de mi formación en las aulas de la Facultad.

A los miembros del Tribunal examinador por el apoyo moral,

mi agradecimiento por sus consejos y opiniones.

Resumen

El presente trabajo de aplicación es para dar a conocer los aspectos más importantes en lo que significa un sistema de transmisión mecánica, por lo cual el profesional Electromecánico debe tener en cuenta para realizar y lograr un buen diseño y posterior montaje, que es un gran desafió y así realizar un ajuste en el rendimiento y ganar potencia mecánica por medio de la utilización de sistemas de transmisión o cadenas cinemáticas que es un conjunto de grupos de mecanismos los cuales producen movimientos desde el eje motriz hasta los diferentes mecanismos que producen movimientos que pueda realizarse utilizando sistemas de transmisión por correa – polea(plana, trapecial, redonda) paralelos al eje o cualesquiera sea el ángulo que esta tenga, sistemas de par de ruedas (de fricción, dentadas, forma cónica) rectos, inclinados alrededor de la llanta, paralelos y perpendiculares al eje, por tornillo sin fin y su corona formando ejes perpendiculares entre sí, también por medio de una cremallera y su corona paralelos al eje.

La cadena cinemática es utilizada en la mayoría de las maquinas para proporcionar versatilidad y suavidad en el movimiento, logrando mayor rendimiento en el proceso de trabajo, donde existe una interdependencia entre la velocidad, las revoluciones, la transmisión mecánica empieza desde la parte motriz (motor) hasta la parte de salida o eje principal de trabajo.

Índice de contenido

Dedicatoria ..... - 5 -
Agradecimientos y reconocimientos ..... - 6 -
Resumen ..... - 7 -
Índice de contenido ..... - 8 -
Capítulo 1 ..... - 12 -
Introducción ..... - 12 -
1.1 Marco Institucional ..... - 12 -
1.2 Estructura Organizacional ..... - 12 -
1.3 Descripción de actividades en la unidad designada ..... - 13 -
1.4 Objetivos ..... - 13 -
1.4.1 Objetivo general ..... - 13 -
1.4.2 Objetivos Específicos ..... - 13 -
1.5 Justificación ..... - 14 -
Capítulo 2 ..... - 15 -
Marco Teórico ..... - 15 -
2.1 Cadena Cinemática ..... - 15 -
2.1.1 Mecanismo ..... - 17 -
2.1.2 Sistemas de transmisión ..... - 19 -
2.1.3 Transmisión por Correas Planas ..... - 19 -

2.1.3.1 Relación de Transmision ..... - 21 -
2.1.3.2 Tensión de la correa ..... - 22 -
2.1.3.3 Coeficiente de Rozamiento ..... - 26 -
2.1.3.4 Calculo de Área Transversal ..... - 27 -
2.1.3.5 Transmisión Simple ..... - 28 -
2.1.3.6 Sistema Reductor de la velocidad ..... - 29 -
2.1.3.7 Sistema Multiplicador de la Velocidad ..... - 30 -
2.1.3.8 Sistema Transmisor Motriz ..... - 30 -
2.1.3.10 Transmisión Compuesta ..... - 31 -
2.1.3.11 Sistema de Poleas Escalonadas ..... - 33 -
2.1.3.12 Potencia Transmitida ..... - 34 -
2.1.3.13 Tensiones ..... - 34 -
2.1.3.14 Arco de Contacto ..... - 35 -
2.1.3.15 Factor de Servicio ..... - 35 -
2.1.4 Transmisión por Correas Trapezoidales ..... - 38 -
2.1.4.1 Transmisión por correa abierta ..... - 41 -
2.1.4.2 Transmisión por correa cruzada ..... - 42 -
2.1.4.3 Longitud de Correa. ..... - 42 -
2.1.4.4 Potencia Transmitida ..... - 45 -
2.1.5 Transmisión por Engranajes ..... - 46 -
2.1.5.1 Nomenclatura y definiciones ..... - 46 -
2.1.5.2 Relación de transmision ..... - 48 -
2.1.5.3 Formulas Relativas a los Engranajes ..... - 48 -
2.1.5.4 Módulos Normalizados: ..... - 50 -

2.1.5.5 Potencia Transmitida por un Engranaje ..... - 52 -

2.1.5.6 Fuerzas sobre el diente ..... - 53 -

2.1.5.7 Cálculo de la resistencia del diente (dimensionamiento) ..... - 55 -

2.1.5.8 Transmisión simple ..... - 59 -

2.1.5.9 Transmisión Múltiple ..... - 61 -

2.2 Mantenimiento ..... - 63 -

2.2.1 Sistema predictivo ..... - 64 -

2.2.2 Sistema preventivo ..... - 65 -

2.2.3 Sistema correctivo ..... - 67 -

Capítulo 3 ..... - 69 -

Informe del Trabajo de Aplicación ..... - 69 -

3.1 Informe del Trabajo de Aplicación ..... - 69 -

3.2 Puente Elevadizo ..... - 69 -

3.2.1 Condiciones ..... - 69 -

3.2.2 Condiciones Opcionales ..... - 70 -

3.3 Solución Adoptada ..... - 70 -

3.3.1 Fase de Preparación y Fabricación ..... - 70 -

3.4 Plan de Fabricación ..... - 71 -

3.4.1 Primera fase ..... - 71 -

3.4.2 Segunda fase ..... - 71 -

3.4.3 Tercera fase ..... - 72 -

3.5 Lista de materiales y herramientas ..... - 72 -

3.5.1 Lista de Materiales ..... - 72 -

3.5.2 Lista de Herramientas ..... - 73 -

3.6 Planos ..... - 74 -

3.7 Presupuesto ..... - 75 -

3.8 Cálculos del Sistema de Transmision ..... - 76 -

3.8.1 Cálculos ..... - 76 -

Capítulo 4 ..... - 83 -

Conclusiones y Recomendaciones ..... - 83 -

4.1 Conclusiones. ..... - 83 -

4.2 Recomendaciones. ..... - 83 -

Referencias bibliográficas ..... - 84 -

Anexos ..... - 85 -

Cronograma de actividades ..... - 85 -

Cadena Cinemática de un Torno ..... - 86 -

Tablas Diversas ..... - 87 -

Capítulo 1
Introducción

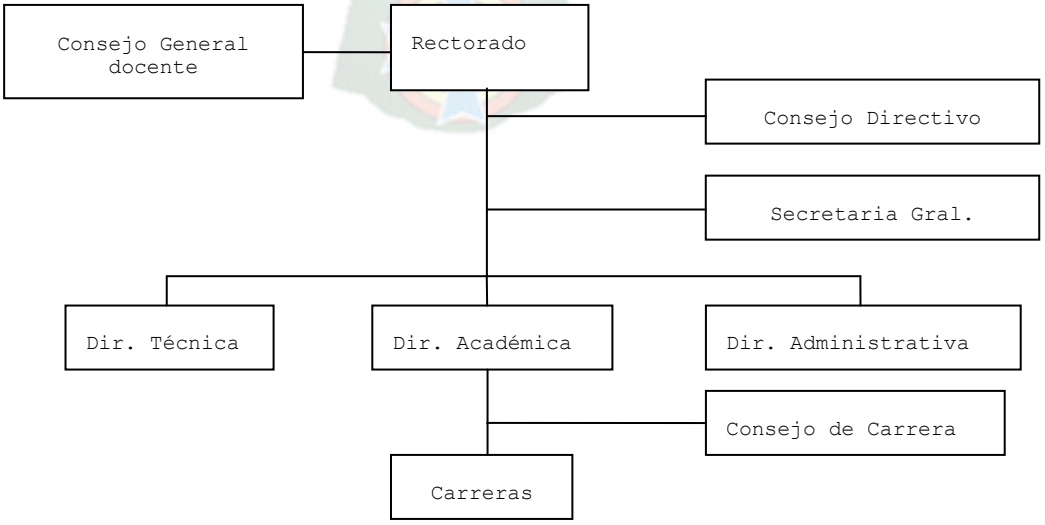
En el actual mundo globalizado que se vive, las empresas buscan constantemente nuevas metodologías de producir sistemas transmisión de gran versatilidad, proponer un mantenimiento simple para reducir sus costos de producción y ser más competitivas.

1.1 Marco Institucional

La Escuela Industrial Superior "Pedro Domingo Murillo" es una institución de formación técnica superior, dependiente del ministerio de Educación, Vice ministerio de Educación Superior de Ciencia y Tecnología y la Dirección General de Formación Técnica y Tecnológica, ubicada en la ciudad de La Paz, provincia Murillo en la Zona de Achachicala.

En la carrera de Mecánica Industrial se aplica los diferentes sistemas de transmisión, para proporcionar un determinado movimiento a las maquinas herramientas.

1.2 Estructura Organizacional



1.3 Descripción de actividades en la unidad designada

La actividad principal de la institución en todas las carreras que ofrece:

- Formar profesionales técnicos competentes para el campo industrial y tecnológico de acuerdo a las nuevas tendencias actuales.
- Capaces de realizar trabajos de planificación, así como el manejo eficiente de maquinas, herramientas, equipos e instrumentos.
- Preparar profesionales técnicos con una formación integral de conocimientos que les permite integrarse eficazmente al campo laboral dentro la sociedad.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

- Demostrar, aplicar en una cadena cinemática, y sus principales componentes existentes dentro de un sistema de transmisión ya sea este hidráulico, neumático y mecánico (accionado por correa-polea plana, por correa-polea trapecial, por cadenas, por ruedas de fricción, por ruedas dentadas o engranajes).

1.4.2 Objetivos Específicos

- Calcular la velocidad del eje conducido con relación a la del eje conductor de un sistema de transmisión mecánica.
- Calcular los esfuerzos tangenciales, la potencia, la velocidad, la eficiencia, razón de transmision, y su campo de aplicación.
- Determinar la posición reciproca de los ejes de acuerdo al tipo de trabajo a cumplir.

- Calcular las distancia entre el eje conductor y el eje conducido que tiene un par cinemático.
- Aplicar en una cadena cinemática la utilidad de sistemas de transmisión a un mecanismo.
- Aplicar un método de mantenimiento.

1.5 Justificación

Para la elección del tema se tomo como parámetro principal la forma del Examen de Grado en la cual se pidió todo lo referente a la parte de maquinas y equipos, tomando en cuenta que este trabajo de aplicación está basado en una institución de formación a nivel técnico y técnico superior, puesto que en la carrera de Mecánica Industrial es una necesidad para el estudiante el conocimiento de una cadena cinemática, transmision mecánica, y mecanismo para producir un movimiento para un determinado trabajo en Maquinas Herramientas como fabricar roscas, engranajes rectos ,engranajes helicoidales, como también elaborar hélices y superficies angulares.

Capítulo 2

Marco Teórico

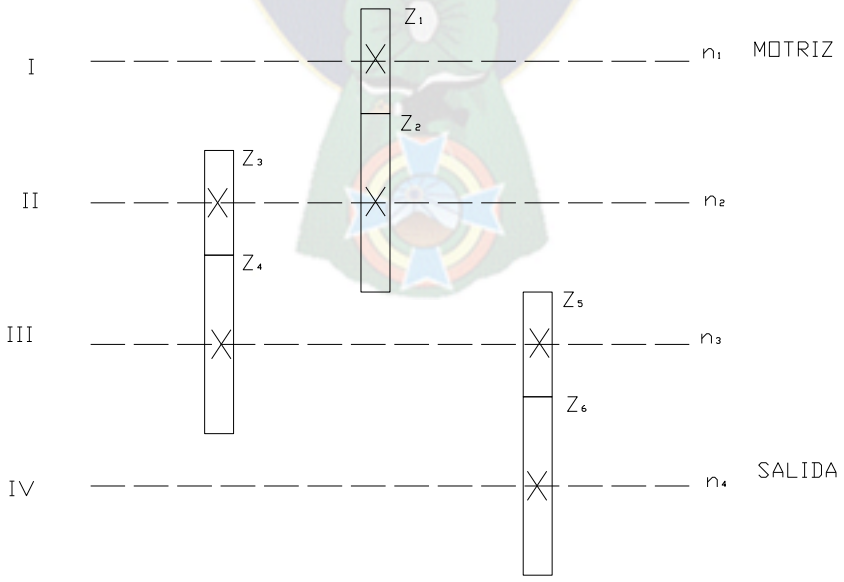
2.1 Cadena Cinemática

Conjunto de eslabones o piezas, generalmente considerados rígidos conectados entre sí por juntas de forma que permiten o suprimen determinados movimientos.

A cada uno de los pares de engranajes correlativos se los denomina tren de engranajes.

La cadena cinemática es un conjunto de dos o más pares Ruedas dentadas, que engranan entre sí, y que tienen por finalidad variar el número de revoluciones, como la potencia del último eje.

(Figura # 1) Cadena Cinemática



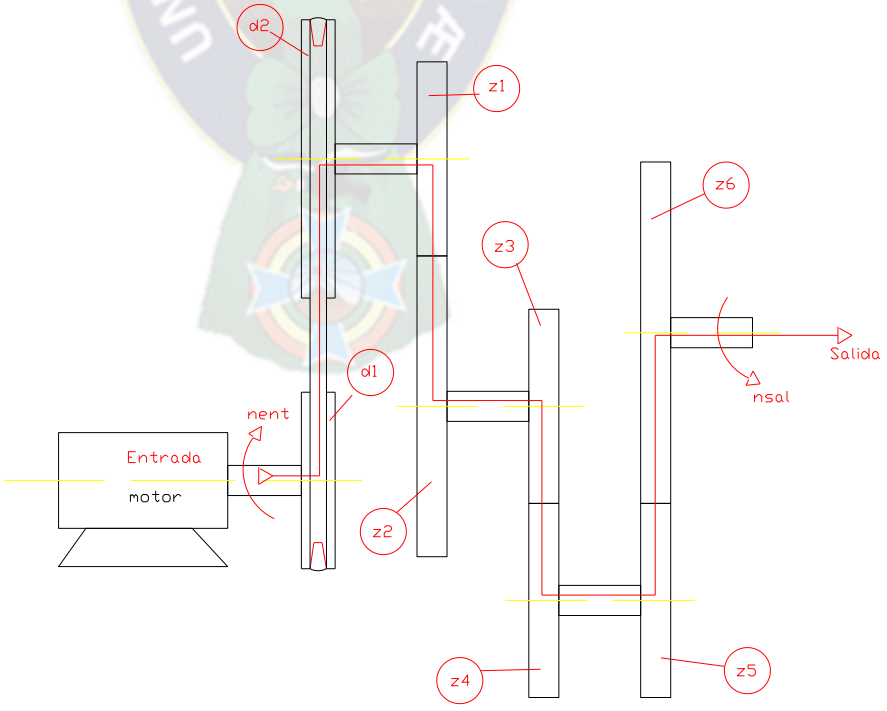
Fuente: Elaboración propia

Existe una simbología para cada uno de los elementos de maquinas. Es necesario destacar que los engranajes se dibujan mediante un rectángulo o círculo cuyo interior se coloca una “X” para indicar que esta fijo al árbol, o una línea inclinada, para señalar que se puede desplazar longitudinalmente (girando también con el árbol).

Las cadenas cinemáticas suelen estar formados por varios árboles, cada árbol se indica mediante un numero romano, los engranajes se representan mediante la letra “Z” seguido de un subíndice, que para los engranajes conductores (piñones)será impar y para los engranajes conducidos (ruedas) será par.

En palabras más simples una cadena cinemática es formada principalmente por la parte motriz la cual hace que se produzca un movimiento de rotación siguiendo un trayecto de piezas unidas entre si, en la cual este movimiento puede transformarse en lineal hasta llegar a la parte conducida o de trabajo.

(Figura # 2) Movimiento de Rotación

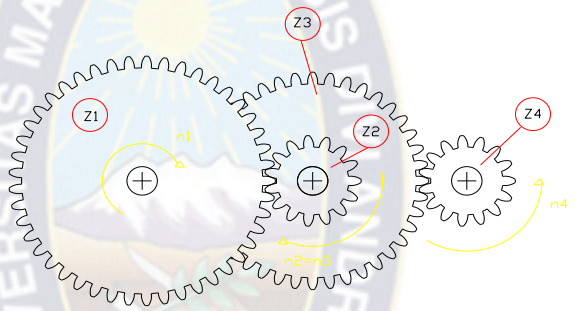


Fuente: Elaboración Propia.

2.1.1 Mecanismo

El concepto de mecanismo tiene su origen en el término latino mechanisma y se refiere al conjunto de las partes de una máquina en su disposición adecuada. También, agrega el diccionario de la Real Academia Española,que la noción hace referencia a la estructura de un cuerpo natural o artificial y a la combinación de sus partes constitutivas.

(Figura #3) Mecanismo



Fuente: Elaboración Propia

Por otra parte, los mecanismos son los medios prácticos que se emplean en las artes y la sucesión de fases dentro de un proceso.

En las maquinarias, se llama mecanismo al conjunto de elementos rígidos, móviles unos respecto de otros, unidos entre sí mediante diferentes tipos de uniones que se conocen como pares cinemáticos (pernos, uniones de contacto, etc.). El propósito de estos mecanismos es la transmisión de movimientos y fuerzas.

Para poner en marcha este tipo de mecanismos, se crean esqueletos vectoriales en base a los principios del álgebra lineal y física, y se forman sistemas de ecuaciones. Cabe destacar que un mecanismo no se considera como una masa puntual: dado que los elementos que lo conforman presentan

combinaciones de movimientos relativos de rotación y traslación, deben tenerse en cuenta conceptos como el centro de gravedad, el momento de inercia y la velocidad angular.

Los mecanismos más sencillos pueden ser reducidos a un plano y analizados desde un enfoque bidimensional. En los casos más complejos, se requiere de un análisis tridimensional. Los pasos del análisis de un mecanismo deben comenzar con su posición, seguir con su velocidad, pasar a la aceleración, continuar con la dinámica y finalizar con los esfuerzos del mecanismo.

Todas las máquinas se componen de mecanismos. Un mecanismo es un sistema que transforma un movimiento y una fuerza de entrada en otra de salida.

Hay dos tipos de movimientos; Rotatorio a Rotatorio y de rotatorio a rectilíneo (o viceversa), por ejemplo un sistema de poleas realiza el movimiento de rotatorio a rotatorio ya que al rotar la polea motriz traduce el movimiento a la polea conducida y hace que rote, y un ejemplo de movimiento rotatorio a rectilíneo es un sistema de cremallera y piñón ya que el piñón rota y la cremallera transforma su rotación en un movimiento rectilíneo.

Podemos encontrar distintos tipos de mecanismos como: Polea, Biela-Manivela, Leva, Engranajes, Tornillo sin fin y Rueda helicoidal, Cadena y piñones, Piñón-Cremallera, Manivela, Tornillo, Palancas, Mecanismos articulados.

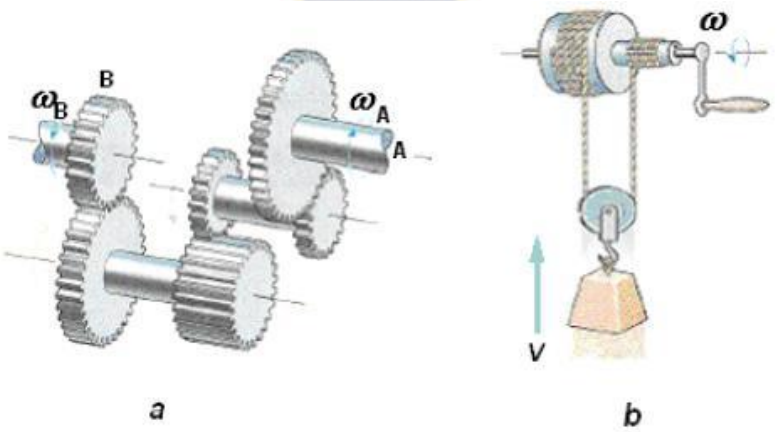
Mecanismos Articulados: Muchas maquinas y artefactos utilizan mecanismos articulados para hacerlas funcionar.

Un mecanismo articulado es un ensamblaje de palancas, diseñadas para trasmitir movimiento y fuerza.

2.1.2 Sistemas de transmisión

Se denominan transmisiones mecánicas a los mecanismos que se emplean para trasmitir la energía mecánica, desde la máquina o elemento motor a los órganos de trabajo de una máquina, con transformaciones de las velocidades, de las fuerzas o momentos (Fig. a), y a veces con la transformación del carácter y de la ley del movimiento (Fig. b)

(Figura # 4) Sistemas de transmision



Caso a) Con transformación de las velocidades y momentos torsores.

Caso b) Con transformación del carácter del movimiento (de rotación a traslación).

Fuente: Calculo de transmisiones mecánicas de Gonzalo Gonzales Rey

2.1.3 Transmisión por Correas Planas

Las correas se utilizan para transmitir un movimiento de rotación, potencia entre arboles normalmente paralelos, entre los cuales no es preciso mantener una relación de transmision exacta y constante.

El hecho de no poder exigir una relación de transmision exacta y constante se debe a que en estas transmisiones hay pérdidas, debido al deslizamiento de las correas sobre las poleas. Dicho deslizamiento no es constante si no que varía en función de las condiciones de trabajo, es decir, de los valores de par de transmision y de la velocidad de la correa.

Las transmisiones por medio de correas son denominadas de tipo flexible pues absorben vibraciones y choques de los que solo tienden a transmitir un mínimo al eje arrastrado.

Son estas transmisiones adecuadas para distancias entre ejes relativamente grandes, actuando bajo condiciones adversas de trabajo (polvo, humedad, calor, etc.), son además silenciosos y tienen una larga vida útil sin averías ni problemas de funcionamiento.

Las correas de tipo plano están constituidas por una banda continua cuya sección transversal es rectangular, fabricadas de distintos materiales siendo los más empleados.

- Cuero de 4 a 6 mm de espesor. Para bandas de más espesor se unen capas sucesivas de cuero mediante adhesivos, construyéndose bandas de dos capas y bandas de tres capas.

Según su capacidad se pueden clasificar en tres grupos:

- Clase I:

  $P_{ermisible}$ = 2.54N/cm^2. y velocidad máxima de hasta 12m/s.

- Clase II:

  $Б_{permisible}$ = 2.95N/cm^2. y velocidad máxima de hasta 24 m/s.
- Clase III:

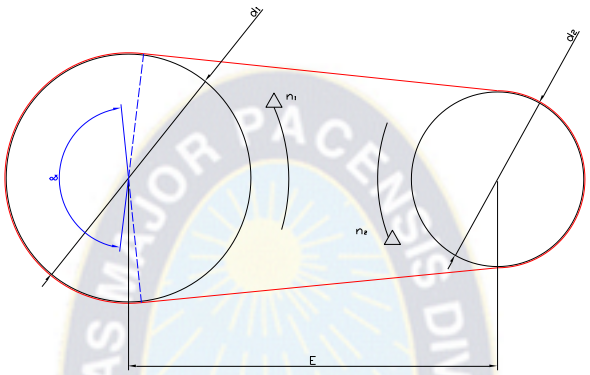
  $Б_{permisible}$ = 3.36N/cm^2. y velocidad máxima de hasta 45 m/s.
- Tejido de Algodón o banda de nylon. Se construye con varias capas de tejido, normalmente recubiertas de caucho o plástico para su protección y mayor duración.

Su tensión permisible varía entre los 125 y 250 kg/cm2 y su velocidad lineal máxima es de hasta 40 m/s

2.1.3.1 Relación de Transmision

Hay un concepto muy utilizado en las transmisiones por correa, es de relación de Transmision.

(Figura # 5) Relación de Transmision



Fuente: Elaboración Propia

Es evidente que por ser la correa una banda continua la velocidad lineal en cualquiera de sus puntos tiene el mismo modulo. Por tanto si *v* es la velocidad lineal se cumplirá (despreciando el deslizamiento) que:

$$v_1 = 2 * \pi * r_1 * n_1$$

$$v_2 = 2 * \pi * r_2 * n_2$$

$$v_1 = v_2$$

$$r = \frac{d}{2}$$

Se tiene que:

$$n_1 * d_1 = n_2 * d_2$$

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

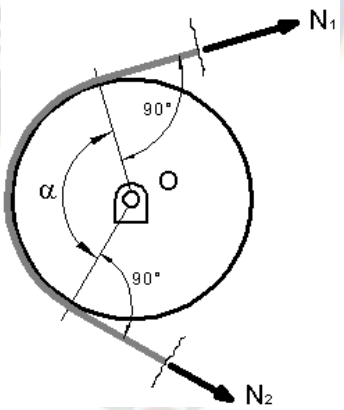
A esto se lo denomina Relación de Transmision.

2.1.3.2 Tensión de la correa

Sea una polea articulada a un elemento fijo, alrededor de la cual está enrollada una correa plana con un ángulo de contacto igual a α, tal como se muestra en la figura. N_1 y N_2 son las tensiones (esfuerzos normales) en los extremos de la correa. En el diagrama de sólido libre correspondiente al conjunto polea-correa, se han omitido las reacciones en la articulación del punto O, así como el peso de la polea, por simplicidad; estas fuerzas no intervienen en el cálculo que aquí se realiza.

Se considera que la correa es un sólido funicular (o hilo), es decir, cualquier sección transversal de la correa sólo trabaja a tracción (esfuerzo normal positivo).

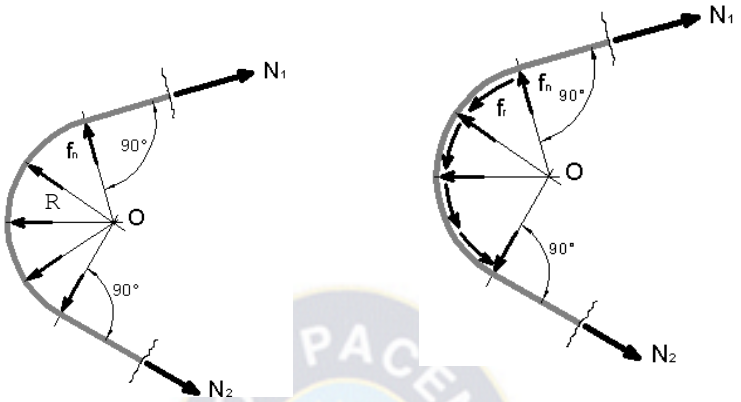
Figura # 6.- Angulo de Contacto



Fuente: Mecapedia.ujrt

Si el rozamiento entre la polea y la correa es despreciable, ésta sólo puede estar en equilibrio cuando se aplican en sus extremos tensiones N_1 y N_2 iguales. Esto puede demostrarse considerando el equilibrio de momentos respecto al punto O, teniendo en cuenta el diagrama de sólido libre de la correa mostrado a continuación.

Figura # 7.- Diagrama de Tensiones



Fuente: Mecapedia. Ujrt, Rozamiento

La reacción de la polea sobre la correa es en la dirección normal (radial) en cualquier punto de contacto polea-correa. Se considera la reacción total como una fuerza distribuida de densidad constante e igual a f_n . Todas las reacciones polea-correa puntuales son concurrentes en el punto O, por lo que no crean momento respecto a dicho punto. Con lo que se obtiene la igualdad que se quería demostrar:

$$\sum \overrightarrow{Mo} = \vec{0} \rightarrow -N_1 * R + N_2 * R = 0 \rightarrow N_1 = N_2$$

Donde R es el radio de la polea.

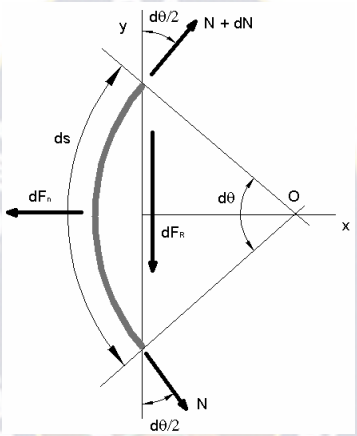
Por el contrario, si no es despreciable el rozamiento entre polea y correa, existirá una diferencia entre las tensiones N_1 y N_2

Una correa con tensiones N_1 y N_2 diferentes en sus extremos (se considera el caso $N_1 > N_2$) estará en equilibrio sometida a dichas tensiones y a la reacción de la polea sobre ella. Con rozamiento, esta reacción consta de fuerzas normales y fuerzas tangenciales (o de rozamiento) distribuidas a lo largo del tramo de correa que está en contacto con la polea. Denominando f_n y f_r a estas fuerzas distribuidas por unidad de longitud de correa, las fuerzas de rozamiento

estarán dirigidas en un sentido tal que se opongan al posible deslizamiento de la correa sobre la polea.

Considerando un elemento diferencial de correa de la zona de contacto, de longitud ds = R·dq, dF_n y dF_R son las componentes normal y tangencial de la reacción de la polea sobre la correa.

Figura # 8.- Componente Normal y Tangencial.



Fuente: Mecapedia. Ujrt, Rozamiento

Aplicando las ecuaciones de equilibrio de fuerzas, respecto a los ejes x e y representados, se tiene que:

$$\sum F_{ix} = 0 \rightarrow -dF_n + (N + dN) * \sin\frac{d\theta}{2} + N \sin\frac{d\theta}{2} = 0$$

$$\sum F_{iy} = 0 \rightarrow (N + dN) * \cos\frac{d\theta}{2} - dF_R - N * \cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) = 0$$

Cuando el deslizamiento es inminente, se cumple que $dF_R = \mu * dF_n$.

Por otro lado, al considerar un diferencial de ángulo de contacto, puede realizarse la siguiente aproximación:

$$\cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) \cong 1$$

Con lo que, del equilibrio de fuerzas según el eje y, se llega a:

$$N + dN - \mu * dF_n - N = 0 \rightarrow dN = \mu * dF_n$$

Al considerar un diferencial de ángulo de contacto, también se puede considerar que:

$$\sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) \cong \frac{d\theta}{2}$$

Por lo que, despreciando los infinitésimos de segundo orden, del equilibrio de fuerzas según el eje x se llega a:

$$-dF_n + (N + dN) * \left(\frac{d\theta}{2}\right) + N * \left(\frac{d\theta}{2}\right) = 0 \rightarrow dF_n = N * d\theta$$

Combinando los dos resultados obtenidos se llega a la siguiente ecuación diferencial:

$$\frac{dN}{N} = \mu * d\theta$$

La integración de esta ecuación resulta ser:

$$lnN = \mu * \theta + C$$

donde C es una constante de integración que debe determinarse. Para ello, se utilizará la condición de contorno para q = 0, N = N_2 ; con lo que se tiene que:

$$C = lnN_2 \rightarrow ln\frac{N}{N_2} = \mu * \theta$$

Si en este último resultado se tiene en cuenta que para; q = a, N = N_1, se llega a la relación entre las dos tensiones cuando el deslizamiento de la correa es inminente en sentido horario:

$$\frac{N_1}{N_2} = e^{\mu\theta}$$

Procediendo análogamente, si el deslizamiento de la correa fuera inminente en sentido anti horario (es decir, si $N_2 > N_1$), se hubiera llegado a:

$$\frac{N_2}{N_1} = e^{\mu\theta}$$

Donde:

$$\mu = Coeficiente\ de\ rozamiento\ correa - polea.$$

$$\theta = angulo\ de\ contacto\ correa - polea.$$

Ecuación que será de gran utilidad en el cálculo de frenos.

El coeficiente de rozamiento μ entre polea y correa está muy estudiado, habiendo tablas como la siguiente que ofrecen valores de μ.

2.1.3.3 Coeficiente de Rozamiento

(Tabla # 1) Coeficiente de Rozamiento

Material del cuerpo rozante	μ_o (rozamiento de partida)	μ_o (rozamiento en movimiento)
Acero sobre acero	0,15	0,1
Acero sobre bronce.	0,2	0,16
Madera sobre madera.	0,65	0,25
Cuero sobre metal.	0,6	0,25
Cuero sobre fundición.	0,5-0,6	0,28
Cuero sobre madera.	0,47	0,27

Fuente: Elementos de Maquinas de G. Gonzales Rey

En el caso del cuero sobre poleas de acero hay una formula empírica que ofrece el valor de μ ligado a la velocidad lineal de la correa.

$$\mu = 0'22 + 0'012 * v$$

Siendo v la velocidad lineal de la correa en m/s.

2.1.3.4 Calculo de Área Transversal

El cálculo de la sección transversal de la correa plana se calcula con la formula que ofrece la tensión o esfuerzo en el ramal más cargado, o sea el sometido a la carga N_1:

$$\sigma = \frac{N_1}{A}$$

Como $\sigma \leq \sigma_{permisible}$ entonces el área mínima de la sección vendrá dada por:

$$A = \frac{N_1}{\sigma_{permisible}}$$

Como el área A es una sección rectangular, si ***b*** es la anchura de la correa se tendrá que el espesor mínimo necesario en la correa es ***a***, dado por:

$$a * b = A \rightarrow a = \frac{A}{b}$$

La velocidad de la correa, como se desprende del estudio realizado, incide de manera notable en su comportamiento, ya que la fuerza centrifuga crece rápidamente con la velocidad y puede llegar a valores a los que la capacidad de transmision de potencia sea nula.

En la práctica no se aconsejan velocidades mayores a 30 m/s, ya que las flexiones a las que se somete la correa al pasar sobre las poleas actúan sobre la vida útil y a más velocidad lineal existen más flexiones que se somete la correa por unidad de tiempo y menor será su vida útil.

Un aspecto de gran importancia en el cálculo de transmisiones con correas planas es el diámetro mínimo aconsejable de poleas, esta es una medida empírica cuyos valores usuales son los siguientes:

(Tabla #2) Diámetros mínimos de poleas mm

Velocidad lineal m/s	Espesor de correa pequeño<7mm	Espesor medio 7-9 mm	Espesor grande 9-14 mm
V<12	60-100	100-200	200-500
12<V<20	70-110	110-220	220-550
20<V<30	90-130	130-250	250-600

Fuente: Matemática Aplicada a la Mecánica

El esfuerzo tangencial que puede transmitir una correa, depende de la potencia y de la velocidad (V).

Las correas planas exigen poleas con el perímetro ligeramente bombeado o acanalado, siendo las primeras las más empleadas.

En algunas aplicaciones especiales también se emplean correas estriadas y de sincronización que exigen la utilización de sus correspondientes poleas. Esto obliga a que la correa no apoye directamente sobre la llanta de la garganta, sino solamente sobre las paredes laterales en forma de "V".

2.1.3.5 Transmisión Simple

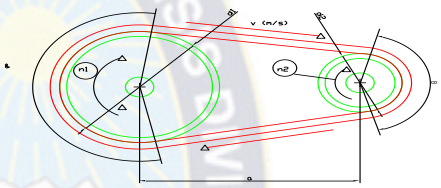
Es el sistema de poleas más sencillo y está formado por dos ejes (conductor y conducido), dos poleas fijas de correa (conductora y conducida), una correa y una base sobre la que va fijada todo el conjunto.

La utilidad de cada operador es la siguiente: El eje conductor o motriz es el eje que dispone del movimiento que queremos trasladar o transformar y el eje conducido es el eje que recibe esa transformación de movimiento a la salida.

La correa es un aro flexible que abraza ambas poleas y transmite el movimiento. Dependiendo del tamaño de las poleas y de cuál de ellas sea la conductora y la conducida tendremos tres tipos de sistemas simples de poleas:

Figura # 9.- Transmision Simple

d1: diámetro polea mayor (mm)
d2: Diametro polea menor (mm)
a: distancia entre centros (mm)
n1, n2: RPM
ά: angulo de la polea mayor
β: angulo de la polea menor

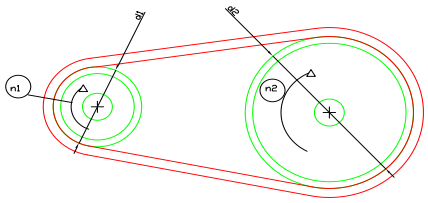


Fuente: elaboración propia

2.1.3.6 Sistema Reductor de la velocidad

Se caracteriza porque la polea conductora o motriz tiene un diámetro menor que la polea conducida. La velocidad de la polea conducida es menor que el de la polea conductora (i<1).

Figura # 10.- Reductor de Velocidad



Fuente: Elaboración Propia

$$n_1 > n_2$$

$$d_1 < d_2$$

$$d_1 * n_1 = d_2 * n_2$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

2.1.3.7 Sistema Multiplicador de la Velocidad

Se caracteriza porque la polea motriz tiene un diámetro mayor que la conducida. La velocidad de la conducida es mayor que el de la motriz (i>1).

$$n_1 < n_2$$

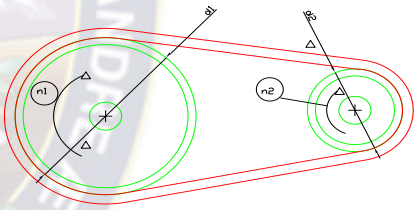
$$d_2 > d_1$$

$$d_1 * n_1 = d_2 * n_2$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Figura # 11.- Multiplicador de Velocidad

d1: diámetro de la polea conductora. (mm)
d2: diámetro de la polea conducida. (mm)
n1: velocidad de la polea conductora (RPM)
n2: velocidad de la polea conducida. (RPM)



Fuente: Elaboración propia

2.1.3.8 Sistema Transmisor Motriz

Se caracteriza porque el diámetro de la polea conductora es igual al de la polea conducida. La velocidad de la conducida es igual que el de la conductora (i=1:1).

$$n_1 = n_2$$

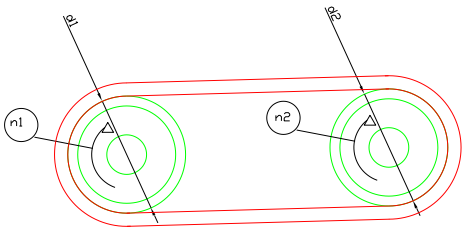
$$d_1 = d_2$$

$$d_1 * n_1 = d_2 * n_2$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Figura # 12.- Sistema Transmisor Motriz

d1: diámetro de la polea conductora. (mm)
d2: diámetro de la polea conducida. (mm)
n1: velocidad de la polea conductora RPM
n2: velocidad de la polea conducida. RPM

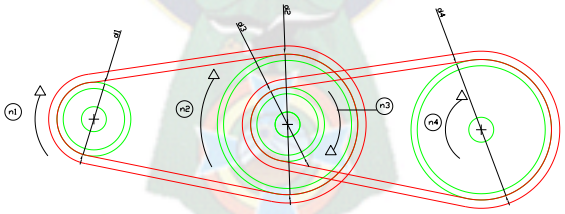


Fuente: Elaboración Propia

2.1.3.10 Transmisión Compuesta

El sistema de transmision compuesta se construye con un soporte sobre el que se instalan varios sistemas de poleas simples con sus respectivos ejes y una correa por cada dos poleas. El sistema se monta en cadena. En este sistema también se puede aplicar, por cada sistema simple, la fórmula de la relación de transmisión que hemos visto anteriormente.

Figura # 13.- Transmision Compuesta.



Fuente: Elaboración Propia

De acuerdo al sistema de transmision compuesta se puede determinar lo siguiente tomando como parámetro el sistema de transmision simple:

$$d_1 * n_1 = d_2 * n_2$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Si observamos detenidamente, la polea conducida del primer sistema simple de poleas está acoplada al mismo eje de la polea motriz del segundo sistema simple se tiene que:

$$n_2 = n_3$$

Luego para el segundo sistema de transmision simple se tiene:

$$d_3 * n_3 = d_4 * n_4$$

$$\frac{n_3}{n_4} = \frac{d_4}{d_3}$$

Reemplazando datos en la primera ecuación se tiene:

$$i_T = n_4 = n_1 * \frac{d_3}{d_4} * \frac{d_1}{d_2}$$

De donde la transmision total del sistema, se expresa matemáticamente de la siguiente manera:

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

$$i_2 = \frac{n_3}{n_4} = \frac{d_4}{d_3}$$

En función de los diámetros se tiene:

$$i_t = i_1 * i_2$$

$$i_t = \frac{d_2}{d_1} * \frac{d_4}{d_3}$$

En función de las revoluciones se tiene:

$$i_t = i_1 * i_2$$

$$i_t = \frac{n_1}{n_2} * \frac{n_3}{n_4}$$

$$i_t = \frac{n_1}{n_4}$$

Entonces la transmision total de un sistema de transmision mecánica se la expresa de la siguiente manera:

$$i_t = i_1 * i_2 * i_3 * \ldots\ldots * i_n$$

Donde:

d_1, d_3: poleas conductoras (mm)
d_2, d_4: poleas conducidas (mm)
n_1: RPM a la entrada (min^{-1})
n_4: RPM a la salida (min^{-1})
i_T: Transmision total del sistema

2.1.3.11 Sistema de Poleas Escalonadas

Permite transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes distantes, pero en este caso su diseño permite obtener, con el mismo mecanismo, diferentes velocidades en el eje conducido (tantas parejas de poleas tengamos instaladas) sin más que elegir la pareja de poleas más adecuada. Se emplea en máquinas que necesitan varias velocidades de funcionamiento a partir de una única velocidad del motor.

Para la fabricación de este mecanismo es necesario emplear varias poleas de diferente diámetro montadas sobre el mismo eje, al que permanecen unidas mediante un sistema de fijación fiable (eje estriado, chaveta, tornillos...) Con esto se consigue que todas ellas giren solidarias con el eje y a su misma velocidad angular. El sistema completo necesita, al menos, los operadores siguientes: dos ejes, una correa y varias parejas de poleas de diferentes dimensiones. El número de poleas múltiples de los ejes conductor y conducido

tienen que ser iguales, pero han de instalarse invertidas entre sí, de tal forma que la suma de los dos diámetros emparejados sea la misma, pues vamos a emplear una única correa para todo el sistema. Este mecanismo permite modificar los emparejamientos de las poleas y, por tanto, cambiar fácilmente la velocidad del eje conducido, recordemos que:

Si $d_1>d_2$, aumenta la velocidad de giro

Si $d_1=d_2$, se mantiene la velocidad de giro

Si $d_1<d_2$, la velocidad de giro disminuye

2.1.3.12 Potencia Transmitida

La potencia se calcula por la siguiente ecuación:

$$N = \frac{L_p * n * v * (F_1 * F_2)}{33000}$$

2.1.3.13 Tensiones

Las tensiones en las correas planas se calculan por la siguiente ecuación:

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\mu\theta}$$

Donde: Fc: Fuerza centrifuga
μ: coeficiente de fricción correa-polea.
ɵ: ángulo de contacto correa-polea.

La fuerza centrifuga se determina por la siguiente ecuación:

$$F_c = \frac{q * v^2}{1000 * g} \qquad (MPa)$$

Siendo:

q: Peso específico de la correa (N/dm^3).

Generalmente es aceptado q≅12,5 N/dm³.
v: Velocidad de la correa (m/s).
g: Aceleración de la gravedad. g = 9,81 m/s²

2.1.3.14 Arco de Contacto

Para el arco de contacto de las correas sobre las poleas será:

$$\propto = 180° * \frac{60(d_2 - d_1)}{E}$$

Para el factor de corrección del arco de contacto se tiene la siguiente tabla:

Tabla # 3.- Arco de contacto

Arco de contacto (grado)	Factor de corrección	Arco de contacto (grado)	Factor de corrección
90	0.58	180	1.00
100	0.64	190	1.03
110	0.69	200	0.07
120	0.74	210	1.11
130	0.79	220	1.14
140	0.83	230	1.17
150	0.88	240	1.20
160	0.92	250	1.23
170	0.96	260	1.26
180	1.00	270	1.29

Fuente: Projetista de maquinas, pagina 4-156

2.1.3.15 Factor de Servicio

Este factor considera los incrementos de carga que se producen en la correa, al transmitir la carga nominal, producto de las perturbaciones que puede provocar la maquina motriz y la maquina movida sobre la correa.

Tabla # 4.- Factor de Servicio

Máquina Movida	**Máquina Motriz**	
	Motor eléctrico sincrónico. Motor de combustión interna multicilindro. Turbinas.	Motor eléctrico de alto par. Motor de combustión interna Mono cilindró.

	8 h/día	16 h/día	24 h/día	8 h/día	16 h/día	24 h/día
Carga ligera Agitadores de líquidos. Bombas y Compresores centrífugos. Transportadores de banda. Ventiladores. Máquinas herramientas de corte continuo.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Carga normal Bombas y compresores de 3 y más cilindros. Transportadores de cadena. Fresadoras	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Carga pesada Bombas y compresores de uno y dos Cilindros. Elevadores de cangilones. Cepilladoras y mortajadoras.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Carga muy pesada Mecanismos de elevación de grúas. Prensas. Cizallas.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.

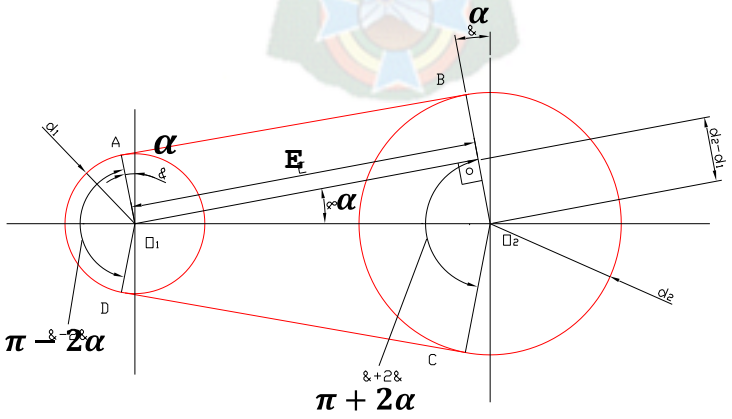
Fuente: Apuntes de Ingeniería

El factor de servicio lo utilizaremos para el cálculo de la mejora de la potencia nominal, para lo dicho se tiene la siguiente ecuación:

$$N_D = N * f_s$$

El cálculo de la longitud de una correa plana se lo realiza por la siguiente fórmula:

Figura # 14.- Longitud de Correa



Fuente: Elementos de Maquinas, G. Gonzales Rey

Para determinar la longitud de la correa se tiene:

$$L_c = AB + BC + CD + DA$$

$$L_c = 2AB + BC + DA$$

Donde: $$AD = \frac{d_1}{2} * (\pi - 2\alpha)$$

$$BC = \frac{d_2}{2} * (\pi + 2\alpha)$$

Siendo: $$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{d_2 - d_1}{2 * E}\right)$$

Además el segmento AB se tiene:

$$\overline{AB} = \sqrt{E^2 + \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2}$$

Reemplazando los valores se tiene:

$$L_c = 2 * \sqrt{E^2 + \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2} + \frac{\pi}{2} * (d_2 + d_1) + (d_2 - d_1) * \sin^{-1}\left(\frac{d_2 - d_1}{2 * E}\right)$$

Luego la ecuación da una idea del tamaño de la correa la cual para determinadas aplicaciones deberá ser modificada por ciertos factores de uso. Esta ecuación puede ser escrita sin recurrir al empleo de funciones sinusoidales, apelando a una expansión en series de Taylor de las funciones sinusoidales, truncada en el segundo término, donde se tiene:

$$\overline{AB} = E * \cos\alpha$$

El cosα puede expandir en una serie de Taylor de la siguiente forma:

$$\cos\alpha \cong 1 - \frac{1}{2}\sin^{2}\alpha = 1 - \frac{1}{2} * \frac{(d_2 - d_1)}{4 * E^2}$$

De manera que reemplazando se tiene que:

$$L_c = 2 * E - \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 * E} + \frac{\pi}{2} * (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{2 * E}$$

$$L_c = 2 * E + \frac{\pi}{2} * (d_2 + d_1) - \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 * E}$$

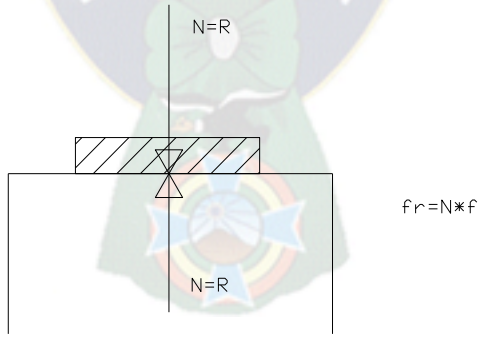
Donde la distancia entre centros será:

$$E = \frac{L_c}{2} - \left[0.875(d_{w1} + d_{w2}) + \frac{(d_{w1} - d_{w2})^2}{2 * L_c}\right]$$

Los esfuerzos por fricción en la correa plana será:

Figura #15.- Fricción en la Correa Plana

$$Fr = N * f$$



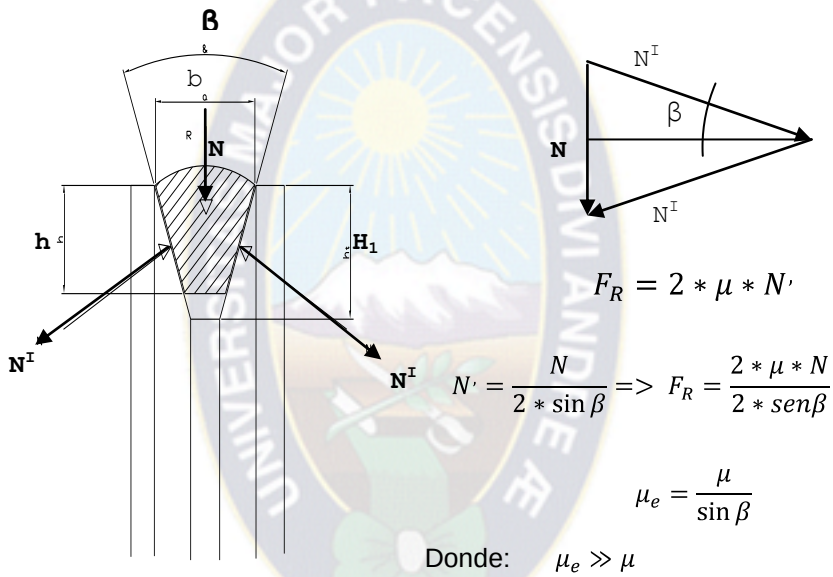
Fuente: Elementos de Maquinas, G Gonzales Rey.

2.1.4 Transmisión por Correas Trapezoidales

Tienen una amplia aplicación en la industria a partir de la necesidad que surge de accionamientos independientes en los inicios del siglo XX. Esta correa

admite una transmision con distancia entre centros pequeña y grandes relaciones de transmision la sección transversal de correa trapecial se define por su ancho *b* y su alto *h*. estas correas tienen mayor capacidad tractiva debido a su forma, de manera que la fuerza de tracción es mayor respecto a las planas, además de que el área correa – polea es más amplia.

Figura # 16.- Correa Trapecial.



$$F_R = 2 * \mu * N'$$

$$N' = \frac{N}{2 * \sin\beta} => F_R = \frac{2 * \mu * N}{2 * sen\beta} = \mu_e * N$$

$$\mu_e = \frac{\mu}{\sin\beta}$$

Donde: $\mu_e \gg \mu$

Fuente: Elaboración Propia

En relación a otros sistemas de transmisión, las transmisiones por correa presentan las siguientes ventajas:

- Simplicidad en la transmision por la eliminación de los contra ejes, tensores, etc.
- Economía del espacio pudiendo colocarse las poleas muy cerca una de otra.
- Grandes relaciones de velocidad hasta 1:20, lo que permite utilizar motores eléctricos veloces, que rinden mas y cuestan menos.

- Continuidad de funcionamiento, pues la rotura de un anillo no obliga a detener la maquina.
- Elasticidad de transmision y mínimo estiramiento de correas.
- Silencioso, ventaja bien apreciable en muchos casos.
- Seguridad del personal, resultando imposible la caída de la correa.
- Reversibilidad del movimiento ya que trabajan bien en ambos sentidos.
- Limpieza pues no existen adhesivos.
- Reducción de carga, sobre los soportes, desde el 50 al 70 %.
- Resistencia a la humedad, al polvo, y a las emanaciones acidas.
- Rendimiento máximo desde un 98 -99% resultando casi nulo el deslizamiento.
- Son fácilmente desacoplables y acoplables.
- En caso que el eje de uno de los árboles quede bloqueado, al intentar transmitir el par a través de la polea, se produce el deslizamiento de la misma, por lo que asegura que no se produzcan daños en la máquina.

Algunos de sus inconvenientes, en cambio, son:

- Precisan de un esfuerzo de pretensado inicial, lo cual produce una sobrecarga inicial del eje que puede producir problemas de fatiga. Este esfuerzo no es necesario en las correas de tipo sincronizado.
- Posibilidad de deslizamiento en la transmisión con lo que la relación de transmisión puede sufrir pequeñas variaciones.

- Aunque el mantenimiento es bajo, se requiere controlar el tensado de la correa. Una correa destensada puede tener una disminución de rendimiento de hasta el 5%, hasta no ser capaz de transmitir nada de potencia.

- Las pérdidas de potencia suelen ser elevadas, lo cual afecta directamente al rendimiento (94% - 98%).

- No pueden soportar condiciones de alta temperatura debido a los materiales elastómeros o sintéticos empleados.

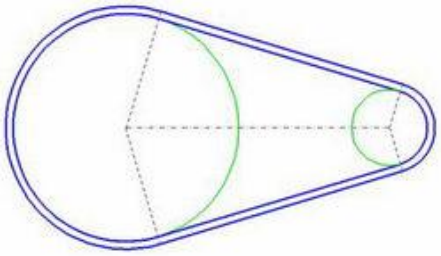
- Poseen un deterioro mayor que las cadenas o engranajes, en función de los factores ambientales: humedad, polvo, lubricantes, luz solar,…etc.

En función de la configuración de la transmisión se pueden clasificar en:

2.1.4.1 Transmisión por correa abierta

Es la más común y se emplea en árboles paralelos si el giro en ambos se realiza en el mismo sentido.

Figura # 17.- Transmision por Correa Abierta

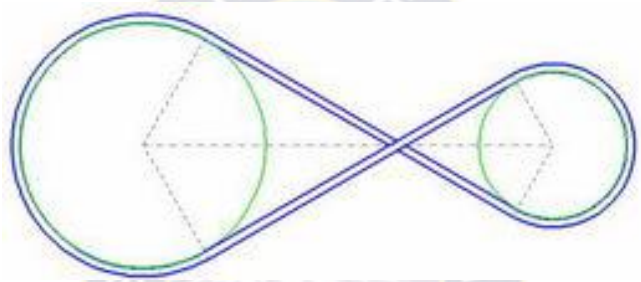


Fuente: Elaboración Propia

2.1.4.2 Transmisión por correa cruzada

También se emplea en árboles paralelos aunque solo si se desea que éstos giren en sentidos opuestos. Se debe de procurar que en la zona de cruce, no exista contacto entre los ramales de la correa, ya que de ser así se produciría un fuerte desgaste. Para evitar esto se recomienda que la distancia entre ejes sea mayor que 30 a 35 veces el ancho de la correa.

Figura # 18.- Transmision por Correa Cruzada



Fuente: Elaboración propia

2.1.4.3 Longitud de Correa.

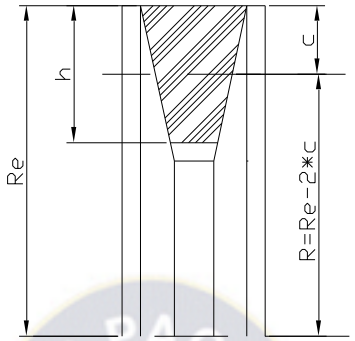
Según se trate de correas abiertas o correas cruzadas según las figuras 17 y 18, el desarrollo o longitud de la correa se calcula por las formulas siguientes:

$$L = \pi(R + r) + 2E + \frac{(R - r)^2}{E} \qquad \textit{correa abierta}$$

$$L = \pi(R + r) + 2E + \frac{(R + r)^2}{E} \qquad \textit{correa cruzada}$$

Tratándose de correas trapeciales, el desarrollo se calcula por la formula, con la condición de que los radios a emplear sean los exteriores de las respectivas poleas disminuidos en la mitad de la altura de la sección de la correa, se tiene:

Figura # 19.- Dimensiones de correa- polea

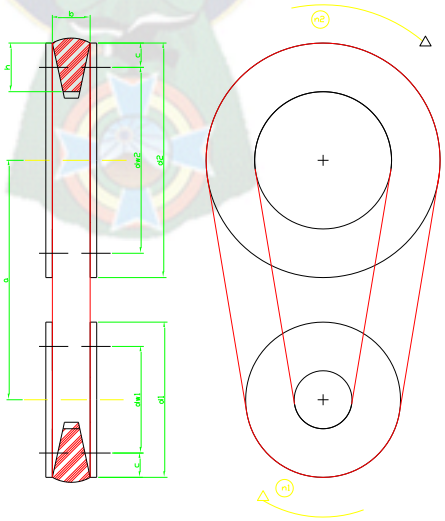


Fuente: Elaboración propia

$$R = R_e - 2 * c \quad y \quad r = r_e - 2 * c$$

La determinación de las ecuaciones a utilizar en una transmision por correa trapecial son iguales a las que se utilizaron en la transmision por correas planas con ciertas diferencias para su cálculo de las RPM, diámetro de las poleas y la transmision que esta tendrá, es la siguiente:

Figura # 20.- Transmision por correa trapecial.



Fuente: Elaboración Propia

De acuerdo a la figura se tiene:

$$\mathbf{d_{w1} = d_1 - 2 * c}$$

$$\mathbf{d_{w2} = d_1 - 2 * c}$$

De donde *c* es el valor de corrección de acuerdo a la Norma DIN 2217 para correas trapeciales normalizadas se tiene:

Tabla # 5.- Valor de corrección

Ancho de la correa *b* en mm	5	6	10	13	17	22	32	40
Valor de corrección *c* en mm	1.3	1.6	2	2.8	3.5	4.8	8.1	12

Fuente: Matemática aplicada para técnica mecánica de Siegbert Hôllger

Con estos datos podemos determinar la transmision de que se tiene o que se requiere en el sistema, es decir:

$$d_{w1} * n_1 = d_{w2} * n_2$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}$$

Donde:

d_{w1}: Diámetro activo de la Polea conductora en mm

d_{w2}: Diámetro activo de la Polea conducida en mm

d_1: Diámetro exterior de la polea conductora en mm

d_2: Diámetro exterior de la polea conducida en mm

n_1: RPM en la polea conductora en min^{-1}

n_2: RPM en la polea conducida en min^{-1}

i: Transmision del sistema

Para la determinación de la longitud de correa trapecial es la siguiente:

$$\mathbf{Lp = 2 * c + 1.57(d_{w1} + d_{w2}) + \frac{(d_{w1} - d_{w2})^2}{4 * c}}$$

Para la distancia entre centros tiene:

$$\mathbf{c = \frac{L_p}{2} - \left[0.875(d_{w1} + d_{w2}) + \frac{(d_{w1} - d_{w2})^2}{2 * L_p}\right]}$$

Donde:

Lp: Longitud de la correa estándar más próxima a Lc en mm.

R y r: Radios activos de las poleas en mm.

C: distancia entre centros en mm.

La cantidad de correas se calcula con la siguiente ecuación:

$$\boldsymbol{z = \frac{N_{motor}(HP) * f_s}{N_{correa} * factor\ de\ correccion\ de\ arco\ de\ contacto}}$$

2.1.4.4 Potencia Transmitida

Se calcula mediante la fórmula previo conocimiento de conceptos de física:

$$N = \frac{T}{t}$$

Donde: $T = F * d$

Sustituyendo T en N se tiene:

$$N = \frac{F * d}{t}$$

Donde: $v = \frac{d}{t}$

Se tiene:

$$N = \frac{F * V}{75}$$

Donde: F: Fuerza tangencial en Kg

N: Potencia a transmitir en CV.

V: la velocidad tangencial en m/s.

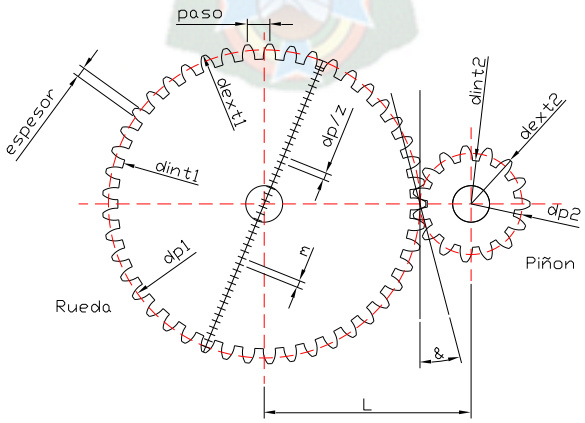
2.1.5 Transmisión por Engranajes

Permite transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes, pudiendo modificar las características de velocidad y sentido de giro. Los ejes pueden ser paralelos, coincidentes o cruzados. Este mecanismo se emplea como reductor de velocidad en la industria (máquinas herramientas, robótica, grúas...), en la mayoría de los electrodomésticos (vídeos, casetes, tocadiscos, programadores de lavadora, máquinas de coser, batidoras, exprimidores...), en automoción (cajas de cambio de marchas, cuentakilómetros, regulación de inclinación de los asientos...), etc.

2.1.5.1 Nomenclatura y definiciones

Los principales elementos de un engranaje son los siguientes.

Figura # 21.- Nomenclatura y Definiciones



Fuente: Elaboración propia

Z_1= numero de dientes del piñón

Z_2= numero de dientes de la rueda

Circunferencias primitivas: Son dos circunferencias de rueda y piñón que, siendo tangentes entre sí, tienen la misma relación de transmision que el par de ruedas.

dp_1 y dp_2: corresponde a los diámetros primitivos del piñón y de la rueda.

d_{ext1} y d_{ext2}: diámetro exterior del piñón y de la rueda en la circunferencia que limita el diente exteriormente.

d_{int1} y d_{int2}: diámetro interior del piñón y de la rueda que corresponde a la circunferencia del fondo del hueco entre dientes.

h: Altura total del diente es la distancia radial comprendida entre las circunferencias exterior e interior.

h_1: altura de la cabeza del diente, llamada también addendum, es la distancia radial comprendida entre la circunferencia primitiva y exterior.

h_2: Altura del pie del diente o deddendum, es la distancia radial comprendida entre las circunferencias primitiva e interior.

P: paso circular es la distancia entre dos puntos homólogos entre dos dientes consecutivos y medidos sobre la circunferencia primitiva.

m: Modulo, unidad expresada en milímetros. Que representa el tamaño del diente, su valor está determinado por la relación que existe entre paso circular y el numero π=3.1416; también coincide con la n-ava parte del valor del diámetro primitivo.

e: espesor del diente es la mitad del valor del paso circular y esta también medido también sobre la circunferencia primitiva.

e_c: Espesor cordal del diente es la longitud de la cuerda que corresponde al espesor circular.

b: longitud del diente es el largo del diente medido paralelamente al eje de la rueda o piñón.

C: espacio libre en el fondo es la distancia que existe entre la circunferencia primitiva exterior de la rueda y la circunferencia interior del piñón, cuando ambos engranan.

L: Distancia entre centros es la magnitud del segmento rectilíneo que une los centros de la rueda y del piñón cuando ambos engranan.

α: Angulo de presión, es el ángulo formado la línea de engrane o línea de presión y la tangente a las circunferencias primitivas en el punto de contacto de ambas, su valor normalizado es de 20º.

2.1.5.2 Relación de transmision

Es la relación de giro que existe entre el piñón y la rueda. La relación de transmision puede ser reductora o multiplicadora de velocidad. La relación de transmision recomendada tanto en caso de reducción o multiplicación depende de la velocidad que tenga la transmision de acuerdo a los datos orientativos que se indican:

Velocidad lenta: $R_t = \frac{1}{10}$

Velocidad normal: $R_t = \frac{1}{7} - \frac{1}{6}$

Velocidad elevada: $R_t = \frac{1}{4} - \frac{1}{2}$

2.1.5.3 Formulas Relativas a los Engranajes

Las formulas que determinan las dimensiones de un piñón o de una rueda de un engranaje, con dentado normal son:

Tabla # 6.- Formulas de Engranajes

	Piñón	Rueda	
Altura de la cabeza del diente	$h_1 = m$	$h_1 = m$	1
Altura del pie del diente	$h_2 = 1.25*m$	$h_2 = 1.25*m$	2
Altura total del diente	$h = 2.25*m$	$h = 2.25*m$	3
Paso circular	$p = m*\pi$	$p = m*\pi$	4
Diámetro primitivo	$dp_1 = m*z_1$	$Dp_2 = m*z_2$	5
Diámetro exterior	$d_{ext1} = m(z_1+2)$	$d_{ext2} = m(z_2+2)$	6
Diámetro interior	$d_{int1} = dp_1 - 2.5*m$	$d_{int2} = dp_2 - 2.5*m$	7
Longitud del diente	$b = 10*m$	$b = 10*m$	8

Fuente: Elaboración propia

Para un engranaje de diente corto según las norma UNE se tiene:

Tabla # 7.- Formula de Engranajes de Diente Corto

	Piñón	Rueda	
Altura de la cabeza del diente	$h_1 = 0.75*m$	$h_1 = 0.75*m$	9
Altura del pie del diente	$h_2 = m$	$h_2 = m$	10
Altura total del diente	$h = 1.75*m$	$h = 1.75*m$	11
Paso circular	$p = m*\pi$	$p = m*\pi$	12
Diámetro primitivo	$dp_1 = m*z_1$	$Dp_2 = m*z_2$	13
Diámetro exterior	$d_{ext1} = dp_1+1.5*m$	$d_{ext2} = dp_2+1.5*m$	14
Diámetro interior	$d_{int1} = dp_1 - 2*m$	$d_{int2} = dp_2 - 2*m$	15

Longitud del diente	b = 10*m	b = 10*m	16

Fuente: Elaboración Propia

2.1.5.4 Módulos Normalizados:

Los módulos establecidos para la mecanización general son los siguientes:

Tabla # 8.,- Módulos Normalizados.

I	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
II	1.12	1.37	1.75	2.25	2.75	3.5	4.5	5.5	7	9	11	14	18	
III				3.25			3.75			6.5				

Fuente: Elaboración Propia

Siempre que se pueda se elegirán módulos de la fila I y se evitara el empleo de la fila III.

Calculo de Engranajes con medidas en Pulgadas:

En los países que tienen adoptada la pulgada (25.4 mm) como unidad de medida, el cálculo de los engranajes se realiza en función del llamado “Diametral Pitch” y del “Circular Pitch”.

Diametral Pitch (P_t): Es la relación que existe entre el número de dientes de la rueda o piñón y su correspondiente diámetro primitivo, expresado en pulgadas, es decir, el número de dientes que entran en una pulgada de diámetro primitivo.

Circular Pitch (C_p): es el paso circular expresado en pulgadas.

Equivalencia entre el Modulo Métrico y el Diametral Pitch: las siguientes formulas expresan la relación que existe entre el “Diametral Pitch” y el “Circular Pitch” con el “Modulo”:

Tabla # 9.- Equivalencia Métrico

$Diametral\ Pitch$:	$P_t = \frac{25.4}{m}$	17
$Circular\ Pitch$	$C_p = \frac{P_t}{25.4}$	18

Fuente: Elaboración Propia

Asimismo el “Diametral Pitch” y el “Circular Pitch” están relacionados entre sí por las siguientes formulas:

Tabla # 10.- Equivalencia Diametral pitch

$Diametral\ Pitch$	$P_t = \frac{\pi}{C_p}$	19
$Circular\ Pitch$	$C_p = \frac{\pi}{P_t}$	20

Fuente: Elaboración Propia

Valores Normalizados del Diametral Pitch: Los valores establecidos del diametral pitch para el empleo en la mecánica industrial son los siguientes:

Tabla # 11.- Valores Normalizados

I	20	16	12	10	8	7	6	5	4	3	21/2	2	11/2	11/4	1
II	18	14	9	51/2	41/2	31/2	23/4	21/4	13/4						

Fuente: Elaboración Propia

Debe evitarse el empleo de los diametral Pitch de la fila II.

Juego de Fresas Utilizadas en el Tallado de Engranajes:

Para el mismo módulo, el perfil del hueco entre dientes es más abierto o cerrado según el número de fresa modular. Teóricamente, sería necesario disponer para cada módulo de un perfil de fresa para todo posible número de dientes, para realizar tallados comerciales, se normalizo un juego de 8 fresas para módulos pequeños de 1 a 10 mm, y un juego de 15 fresas para módulos mayores a 10 mm, los cuales se resumen en la siguiente tabla:

Tabla # 12.- Juego de Fresas

Juego de 8 Fresas para Módulos de 1 a 10 mm.

Numero de Fresa	1	2	3	4	5	6	7	8
Numero de dientes a tallar	12-13	14-17	18-20	21-25	26-34	35-54	55-134	135-α

Juego de 15 Fresas para Módulos mayores a 10 mm.

Numero de Fresa	1	2	3	4	5	6	7	8
Numero de dientes a tallar	12	13	14	15-16	17-18	19-20	21-22	23-25
Numero de Fresa	9	10	11	12	13	14	15	
Numero de dientes a tallar	26-29	30-34	35-41	42-54	55-79	80-134	135-α	

Fuente: Fresadoras, Rectificadoras, Engranajes; F.J.Berra, Pág. 147

Cuando se trata de engranajes calculados según el diametral pitch se emplean juegos idénticos, con la diferencia de que la numeración es invertida; es decir, la fresa 8 es la utilizada para 12-13 dientes y la fresa 1 para tallar 135 a infinito.

2.1.5.5 Potencia Transmitida por un Engranaje

Se calcula mediante la fórmula previo conocimiento de conceptos de física:

$$N = \frac{T}{t}$$

Donde:

$$T = F * d$$

Sustituyendo T en N se tiene:

$$N = \frac{F * d}{t}$$

Donde:

$$V = \frac{d}{t}$$

Se tiene:

$$P = \frac{F * V}{75}$$

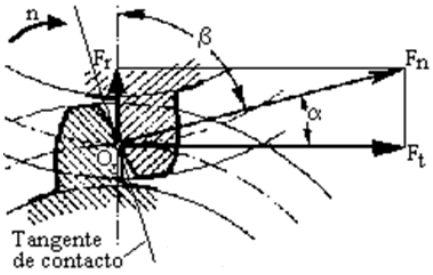
Donde: F: Fuerza tangencial en Kg

P: Potencia a transmitir en CV.

V: la velocidad tangencial en m/s.

2.1.5.6 Fuerzas sobre el diente

Figura # 22.- Fuerzas sobre el Diente.



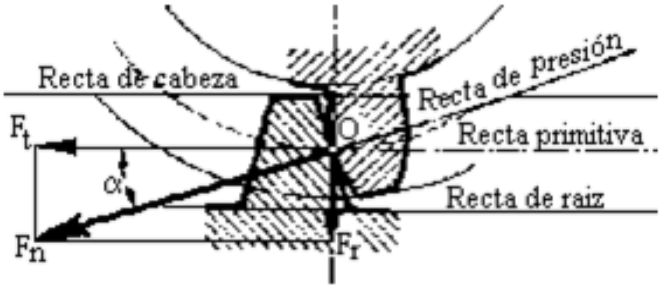
Fuente: Darle W. Dudley C.E.C.S.A.

En el engrane de un par de ruedas dentadas (Figura # 22), o engranaje y cremallera (Figura # 23), si bien están en contacto por lo general dos o tres dientes, se considera que la fuerza ejercida por la rueda motora sobre la conducida se realiza a través de un solo diente.

Esta fuerza F_n tiene la dirección de la recta de presión, formando el ángulo α con la tangente a las circunferencias primitivas y está aplicada en el punto ***O*** de contacto de ambos dientes. La misma puede descomponerse por lo general en tres componentes, una fuerza tangencial F_t, que es la fuerza que produce el movimiento rotativo, una fuerza radial F_r y una fuerza axial F_a, soportadas ambas por los órganos de sujeción del engranaje, siendo la última de ellas nula en los engranajes rectos, como es el caso que se analiza. Del sistema de fuerzas indicados en la figura (Figura # 22), aplicado en el punto ***O***, F_n es la resultante solo de F_t y F_r para dientes rectos, siendo normal a la tangente que pasa por el punto ***O*** de contacto de los dos dientes y tiene además la dirección de la recta de presión.

La potencia transmitida tangencialmente al movimiento de giro por la rueda motora a la conducida es ***N***, siendo ***n*** la velocidad de rotación en vueltas por minuto (rpm). Para el radio primitivo ***R***, la velocidad tangencial ***v*** del punto ***O*** de

Figura # 23.- contacto sobre una Cremallera.



Fuente: Darle W. Dudley C.E.C.S.A.

contacto de los dientes sobre el radio primitivo, resulta:

$$v = \omega * R = \frac{2 * \pi * R * n}{60}$$

La potencia *N* en la dirección tangencial del movimiento es:

$$N = F_t * v = F_t * \omega * R = \frac{F_t * 2 * \pi * R * n}{6000} \qquad (N\frac{m}{s} = W)$$

De donde

$$F_t = \frac{N}{v} = \frac{6000 * N}{2 * \pi * R * n} \qquad (N)$$

Por otro lado si la potencia es en CV y el radio R en cm se tiene:

$$N = F_t * v = F_t * \omega * R = \frac{F_t * 2 * \pi * R * n}{60 * 75 * 100}$$

$$F_t = \frac{N}{v} = \frac{60 * 75 * 100 * N}{2 * \pi * R * n}$$

$$F_t = 71620\frac{N}{R * n}$$

Por otra parte resulta, según la figura # 22:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \propto} = 71620\frac{N}{R * n * \cos \propto}$$

$$F_r = F_t * \tan \propto = 71620\frac{N}{R * n} * \tan \propto$$

Donde: Ft, Fn, Fr = kg

N = CV

n = RPM

2.1.5.7 Cálculo de la resistencia del diente (dimensionamiento)

Es importante dimensionar correctamente el diente a los efectos de lograr la resistencia adecuada del mismo. A los efectos de calcular los esfuerzos a que

están sometidos los dientes que están interactuando en un engrane, se deben tener en cuenta diversos factores como son principalmente la cantidad de dientes en contacto simultáneos, la variación de la carga en magnitud y dirección durante el tiempo en que están en contacto, a las cargas de choques de los dientes por imperfecciones constructivas, concentración de esfuerzos en la base del diente, desgaste del diente, la geometría propia del diente, etc. Es decir que el diente experimenta esfuerzos dinámicos y cargas de desgaste.

En principio la resistencia del engranaje se calcula suponiendo al diente como si fuera una viga en voladizo, basado en la resistencia a la rotura del material sometido al esfuerzo que genera la potencia transmitida.

Considera que la fuerza a la cual está sometido el diente es tangencial, que la misma es resistida por un solo diente y está aplicada en la circunferencia exterior sobre la cabeza del diente.

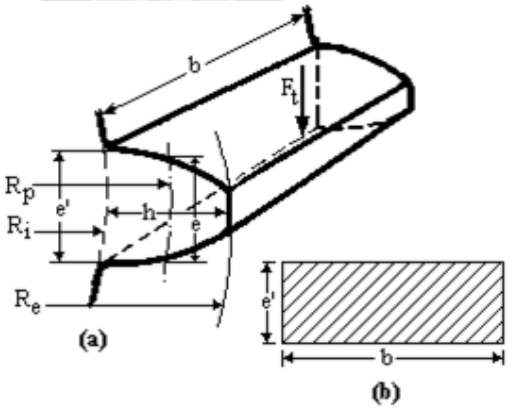
En realidad la fuerza F_n que actúa sobre el diente tiene la dirección de la recta de presión, estando la fuerza tangencial F_t dada por la expresión:

$$F_t = F_n * \cos \propto$$

De la de la figura (a) se obtiene:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \propto}$$

Figura # 24.- Esfuerzos sobre el Diente



Fuente: Darle W. Dudley C.E.C.S.A.

Por lo general la fuerza que actúa sobre un engranaje es resistida por dos y hasta tres dientes, lo que compensa la utilización de la fuerza tangencial F_t menor que la F_n.

La fuerza F_t, figura #24a produce un momento flector dado por la expresión:

$$M_f = F_t * h$$

La sección resistente W en la base del diente figura #24b es:

$$W = \frac{b * e'^2}{6}$$

El momento flector M_f en función de la resistencia unitaria a la flexión σ_f del material y de la sección resistente W es:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W}$$

De las anteriores expresiones se obtiene:

$$M_f = \sigma_f * W$$

$$F_t * h = \frac{b * e'^2}{6} * \sigma_f$$

Los valores de e', b y h se pueden poner en función del paso circunferencial, considerando la expresión y que en la práctica es $e < e'$ se tendrá:

$$\frac{p_c}{2} = e < e'$$

Puede escribirse de la siguiente forma:

$$e'' = c * p_c$$

Si se adopta *c* = 0,52 se tendrá

$$e'' = 0.25 * p_c$$

$$e''^2 = 0.27 * p_c^2$$

Así también el espesor *b* del diente puede escribirse:

$$b = S * p_c$$

En el espesor se toma: *S* =2 para dientes en bruto;

S = 2 a 3 para ruedas de transmisión común;

S hasta 5 para transmitir fuerzas considerables.

La altura *h* del diente se toma:

$$h = 2.2 * \frac{p_c}{\pi}$$

para el Pc y R se tiene:

$$p_c = \frac{2 * \pi * R}{z}$$

$$R = \frac{p_c * z}{2 * \pi}$$

Si se sustituyen los valores de e'^2, *b* y *h* dados por las ecuaciones anteriores en la expresión del momento flector se obtiene:

$$F_t * 2.2 * \frac{p_c}{\pi} = \frac{S * p_c * 0.27 * p_c^2}{6} * \sigma_f$$

Multiplicando ambos miembro de la ecuación, operando y despejando p_c^3 , resulta:

$$p_c^3 = 97.7 * \frac{F_t * R}{z * S * \sigma_f} \cong 100 * \frac{F_t * R}{z * S * \sigma_f}$$

Despejando p_c , se tiene:

$$p_c = \sqrt{\frac{100 * F_t * R}{z * S * \sigma_f}} = 4.64 \sqrt[3]{\frac{F_t * R}{z * S * \sigma_f}}$$

Como el módulo puede escribirse:

$$m = \frac{p_c}{\pi}$$

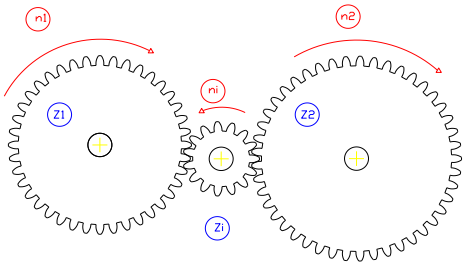
Donde:

$$m = 1.47 \sqrt[3]{\frac{F_t * R}{z * S * \sigma_f}}$$

2.1.5.8 Transmisión simple

El sistema de engranajes es similar a las poleas. La diferencia esta en que la transmisión simple por engranajes consta de una rueda motriz con dientes en su periferia exterior, que engrana sobre otra similar, lo que evita el deslizamiento entre las ruedas. Al engranaje de mayor tamaño se le denomina rueda y al de menor piñón. A diferencia de los sistemas de correa-polea, éste no necesita ningún operador (cadena o correa) que sirva de enlace entre las dos ruedas. Los dientes de los engranajes son diseñados para permitir la rotación uniforme (sin saltos) del eje conducido.

Figura # 24.- Transmision Simple



Fuente: Elaboración Propia

Este sistema de transmisión (como el de ruedas de fricción) invierte el sentido de giro de dos ejes contiguos, cosa que podemos solucionar fácilmente introduciendo una rueda loca o engranaje loco que gira en un eje intermedio Z_i (Figura 24). Las velocidades de entrada (eje conductor) y salida (eje conducido) están inversamente relacionadas con el número de dientes de las ruedas a las que están conectados, cumpliéndose que:

$$v_1 = v_2$$

$$d_1 * \pi * n_1 = d_2 * \pi * n_2$$

$$d_1 * n_1 = d_2 * n_2$$

De donde: $d = dp = m * z$

Se tiene que: $m * z_1 * n_1 = m * z_2 * n_2$

$$z_1 * n_1 = z_2 * n_2$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

m : módulo en mm.

n_1 : Velocidad de giro del eje conductor en RPM

n_2 : Velocidad de giro del eje conducido en RPM

Z_1 : Número de dientes de la rueda

Z_2: Número de dientes del piñón

i: Transmisión total

Respecto al sistema polea-correa, presenta una serie de ventajas e inconvenientes:

Las principales ventajas son: Mantener la relación de transmisión constante incluso transmitiendo grandes potencias entre los ejes (caso de automóviles, camiones, grúas...), lo que se traduce en mayor eficiencia mecánica (mejor rendimiento). Además, permite conectar ejes que se cruzan (mediante tornillo sinfín), o que se cortan (mediante engranajes cónicos) y su funcionamiento puede llegar a ser muy silencioso.

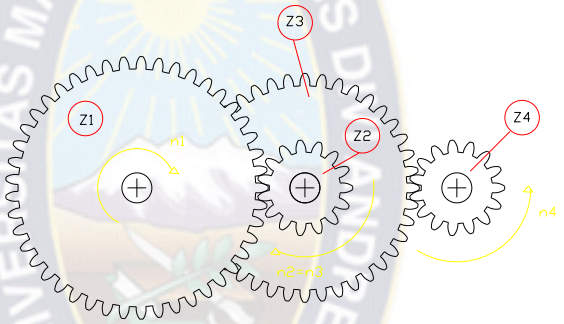
Los principales inconvenientes son: El alto coste y poca flexibilidad (en caso de que el eje conducido cese de girar por cualquier causa, el conductor también lo hará, lo que puede producir averías en el mecanismo motor o la ruptura de los dientes de los engranajes). Otro inconveniente importante es que necesita lubricación (engrase) adecuado para evitar el desgaste prematuro de los dientes y reducir el ruido de funcionamiento.

2.1.5.9 Transmisión Múltiple

La función principal de este sistema es transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes, consiguiendo disminuciones o aumentos significativos de la velocidad de giro; también permite mantener o invertir el sentido de giro. Este tipo de transmisiones se usa mucho como reductor de velocidad en la industria (máquinas herramientas, robótica, grúas...), en la mayoría de los electrodomésticos (vídeos, casetes, tocadiscos, programadores de lavadora, máquinas de coser, batidoras, exprimidores...), en automoción (para las cajas de cambio de marchas)... y en general en cualquier máquina que precise transmitir elevadas potencias con reducciones de velocidad importante. El

elemento principal de este mecanismo es la rueda dentada doble, que consiste en dos engranajes de igual paso, pero diferente número de dientes, unidos entre sí, lo vemos en la figura 25 donde la rueda Z_2 dientes y la rueda Z_3 dientes unidas al mismo eje mediante una chaveta. El sistema completo se construye con varias ruedas dentadas dobles unidas en cadena, de tal forma que en cada rueda doble, una hace de conducida de la anterior y otra de conductora de la siguiente. Según cual se elija como conductora o como conducida tendremos un reductor o un multiplicador de velocidad.

Figura # 25.- Transmision Compuesta.



Fuente: Elaboración propia

En este mecanismo las velocidades de giro de los sucesivos ejes (n_1, n_2, n_3 y n_4) se van aumentando a medida que se engrana una rueda de mayor número de dientes (conductor con Z_1 dientes) con una de menor número de dientes (conducida con Z_2 dientes). Si el engrane se produce desde una rueda de menor número de dientes a una de mayor número, obtendremos una reducción de velocidad. En cuanto a los cálculos de las diferentes magnitudes se trabaja igual que los sistemas múltiples de poleas cambiando el diámetro por el número de dientes. De acuerdo a lo dicho se tiene:

$$v_1 = v_2$$

$$\pi * dp_1 * n_1 = \pi * dp_2 * n_2$$

$$dp_2 * n_2 = dp_2 * n_2$$

$donde: \quad dp = m * z$

$para\ la\ primera\ transmision\ parcial\ i_1:$

$$m * z_1 * n_1 = m * z_2 * n_2$$

$$z_1 * n_1 = z_2 * n_2$$

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{dp_2}{dp_1}$$

$para\ la\ segunda\ transmision\ parcial\ i_2:$

$$dp_3 * n_3 = dp_4 * n_4$$

$$z_3 * n_3 = z_4 * n_4$$

$$i_2 = \frac{n_3}{n_4} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{dp_4}{dp_3}$$

$La\ transmision\ total\ del\ sistema\ sera\ el\ producto\ de\ sus\ transmisiones\ parciales:$

$$i = i_1 * i_2$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} * \frac{n_3}{n_4} = \frac{dp_2}{dp_1} * \frac{dp_4}{dp_3} = \frac{z_2}{z_1} * \frac{z_4}{z_3}$$

$$i = \frac{n_A}{n_B}$$

2.2 Mantenimiento

El área del Mantenimiento Industrial es de primordial importancia en el ámbito de la ejecución de las operaciones en la industria. De un buen Mantenimiento depende, no sólo un funcionamiento eficiente de las instalaciones, sino que

además, es preciso llevarlo a cabo con rigor para conseguir otros objetivos como son el control del ciclo de vida de las instalaciones sin disparar los presupuestos destinados a mantenerlas. Las estrategias convencionales de "reparar cuando se produzca la avería" ya no sirven. Fueron válidas en el pasado, pero ahora se es consciente de que esperar a que se produzca la avería para intervenir, es incurrir en unos costos excesivamente elevados (pérdidas de producción, deficiencias en la calidad, etc.) y por ello las empresas industriales se plantearon llevar a cabo procesos de prevención de estas averías mediante un adecuado programa de mantenimiento.

La evolución del mantenimiento se estructura en las cuatro siguientes generaciones:

1ª generación: Mantenimiento correctivo total. Se espera a que se produzca la avería para reparar.

2ª generación: Se empiezan a realizar tareas de mantenimiento para prevenir averías. Trabajos cíclicos y repetitivos con una frecuencia determinada.

3ª generación: Se implanta el mantenimiento a condición es decir, se realizan monitorizaciones de parámetros en función de los cuales se efectuarán los trabajos propios de sustitución o reacondicionamiento de los elementos.

4ª generación: Se implantan sistemas de mejora continua de los planes de mantenimiento preventivo y de la organización y ejecución del mantenimiento. Se establecen los grupos de mejora y seguimiento de las acciones.

2.2.1 Sistema predictivo

En la primera parte de este trabajo se delinearon los puntos básicos que se deben tomar en cuenta para seleccionar una estrategia de mantenimiento adecuada. Una vez determinada la factibilidad y conveniencia de realizar un mantenimiento predictivo a una máquina o unidad, el paso siguiente es

determinar la o las variables físicas a controlar que sean indicativas de la condición de la máquina. El objetivo de esta parte es revisar en forma detallada las técnicas comúnmente usadas en el monitoreo según condición, de manera que sirvan de guía para su selección general. La finalidad del monitoreo es obtener una indicación de la condición (mecánica) o estado de salud de la máquina, de manera que pueda ser operada y mantenida con seguridad y economía.

Por monitoreo, se entendió en sus inicios, como la medición de una variable física que se considera representativa de la condición de la máquina y su comparación con valores que indican si la máquina está en buen estado o deteriorada. Con la actual automatización de estas técnicas, se ha extendido la acepción de la palabra monitoreo también a la adquisición, procesamiento y almacenamiento de datos. De acuerdo a los objetivos que se pretende alcanzar con el monitoreo de la condición de una máquina debe distinguirse entre vigilancia, protección, diagnóstico y pronóstico. Vigilancia de máquinas. Su objetivo es indicar cuándo existe un problema. Debe distinguir entre condición buena y mala, y si es mala indicar cuán mala es.

Su objetivo es estimar cuánto tiempo más podría funcionar la máquina sin riesgo de una falla catastrófica.

En el último tiempo se ha dado la tendencia a aplicar mantenimiento predictivo o sintomático, sea, esto mediante vibro análisis, análisis de aceite usado, control de desgastes, etc. Pero ¿será esto lo más adecuado a aplicar en una empresa?, ¿Obedecerá la aplicación a una moda, a fin de equiparar para la realidad de la empresa? Si analizamos algunos casos de mantención cotidianos, podremos deducir cual es la mejor forma de decidir sobre el tipo de mantenimiento más apropiado a cada caso.

2.2.2 Sistema preventivo

El objetivo principal es transmitir la evolución del Mantenimiento en las Plantas

Industriales, su importancia y su carácter no de gasto sino de inversión, así como dar las claves fundamentales de elaboración e implantación de un Sistema de Mantenimiento Preventivo y Predictivo encaminado a aumentar la disponibilidad de las instalaciones reduciendo el número de averías y su duración. También es objeto de este acápite reseñar la importancia del Sistema de Información de Mantenimiento para tener un apropiado sistema de recogida de datos, procesado de los mismos y elaboración de la información para la toma de decisiones, así como del flujo de la misma dentro de la empresa. Así mismo se quiere destacar la importancia y prestaciones de la Gestión informatizada del Mantenimiento, fundamental para la captación y proceso de los datos, posibilitando así tener la información y el control de la gestión del Mantenimiento.

Tabla # 12.- Fases de Evolución del mantenimiento

<table>
<tr><td rowspan="3"></td><td rowspan="2"></td><td></td><td>4ª Generación</td></tr>
<tr><td>3ª Generación</td><td rowspan="4">Se implantan sistemas de mejora continua de los pilares de mantenimiento.se establecen los grupos de mejora y seguimiento de las acciones</td></tr>
<tr><td>2ª Generación</td><td rowspan="3">Se implanta el Mantenimiento “a continuación” es decir se realizan monitorizaciones de parámetros en función de los cuales se efectuaran los trabajos propios de sustitución o reacondicionamientos de los elementos.</td></tr>
<tr><td>1ª Generación</td><td rowspan="2">Se empieza a realizar tareas de Mantenimiento para prevenir averías, trabajos cíclicos repetitivos con una frecuencia determinada</td></tr>
<tr><td>Mantenimiento Correctivo Total, se espera a la avería para reparar</td></tr>
</table>

Fuente: Administración Productiva

2.2.3 Sistema correctivo

Esta sección describe un método de evaluación multivariable desarrollado para la clasificación, evaluación y análisis de fallas ocurridas en el área de los Sistemas de Protección y Control.

Propone conceptos de clasificación de fallas según Gravedad, Nivel de Tensión y Equipo afectado. Analiza el proceso, de Mantenimiento Correctivo y desarrolla técnicas para la evaluación de los tiempos y costos asociados a las intervenciones.

En particular destaca los beneficios técnico−económicos derivados, del manejo de información clasificado, en términos de mejoramiento de procedimientos de trabajo, reducción de tiempos, medios de intervención, no impacto sobre Planes de Mantenimiento Preventivo.

El análisis sistemático de información clasificada que deriva de las actividades de Mantenimiento Correctivo, permite la obtención de indicadores de gestión técnico económicos que facilitan la adopción de soluciones técnicas oportunas y la optimización de los procedimientos y Planes de Mantenimiento vigentes, con vistas a mantener la disponibilidad de los componentes del Sistemas en valores óptimos.

La especial naturaleza del trabajo en Sistemas de Control y Protecciones, genera requerimientos que deben ser satisfechos mediante procedimientos específicos de intervención y evaluación. En efecto, estos esquemas, compuestos por innumerables componentes de acabado desarrollo tecnológico, dan lugar por si mismos a un profesional especialista con una visión multifacética del entorno que maneja la empresa, que debe autogenerar soluciones a los problemas detectados.

La gran cantidad de componentes asociados a los esquemas de control y protección plantea desafíos interesantes, en relación al manejo estadístico de la

información generada. Las técnicas disponibles para el desarrollo y control de gestión de la actividad de Mantenimiento, deben necesariamente ser aceptadas para su aplicación al ámbito del control y protección de los Sistemas.

Capítulo 3

Informe del Trabajo de Aplicación

3.1 Informe del Trabajo de Aplicación

El trabajo de aplicación que se presentara se lo realizara de acuerdo a parámetros de funcionalidad y aspectos tecnológicos para demostrar la aplicación de los sistemas de transmisión mecánica en una pequeña maqueta de un puente elevadizo.

3.2 Puente Elevadizo

Se diseñara, planificara, y construir una maqueta de un puente elevadizo con diversos materiales disponibles, que cumplan las siguientes condiciones.

3.2.1 Condiciones

- La elevación y descenso del puente será suave
- Su accionamiento será eléctrico 12VDC y su control.
- En una primera fase manual mediante circuito conmutado.
- En una segunda fase el control será automático un relé y finales de carrera.
- Contendrá al menos dos sistemas de transformación de movimiento.
- Deberá ser estético y armonioso de formas.
- El ajuste de piezas y acabado deberá ser preciso.
- Las medidas máximas del conjunto no excederán de 450 * 400*200 mm.

3.2.2 Condiciones Opcionales

- Tendrán luces indicadoras del estado del tablero del puente.
- El objeto ha de ser funcional, estético, bien construido y acabado.
- Económico por lo que se elegirá los materiales y procesos más económicos compatibles con su utilidad.

3.3 Solución Adoptada

Un puente elevadizo es un tipo de puente móvil que se puede levantar con la ayuda de una instalación mecánica y así permitir la entrada a través de un portón de eje horizontal o a modo de bisagra. Para elevar se utilizara un sistema de transmisión mecánica por medio de poleas, tornillo sin fin y engranajes formando un sistema reductor para ganar fuerza en la parte motriz y suavidad de transmisión en la pieza a elevar.

3.3.1 Fase de Preparación y Fabricación

Para esta fase con lo primero que se empezó es con la estructura metálica que esta va tener y soportar las vibraciones producidas por el motor al empezar a trabajar, al producir movimiento en la maqueta del Puente Elevadizo.(Anexo1)

Luego se empezó a diseñar, calcular y preparar los sistemas de transmisión que van a permitir la elevación y descenso de la parte móvil del puente elevadizo, estará formado por un sistema de transmision por polea-correa, un sistema de transmision por tornillo sin fin y rueda dentada y finalmente por medio de un sistema de transmisión compuesta por pares de ruedas dentadas para ganar fuerza, evitar en lo posible la perdida por rozamiento y lograr la irreversibilidad en el sistema de transmision a menos que el motor principal provoque el movimiento contrario. (Anexo 2)

Este movimiento lo provocara por medio de un control automático mediante relés y finales de carrera, con su respectiva botonera de mando y una fuente de alimentación de corriente continua para 12 VCC.

3.4 Plan de Fabricación

3.4.1 Primera fase

Consiste en construir la estructura metálica que sea robusta y resistente para soportar las vibraciones por el motor para esto se utilizo un tubo rectangular de 20 * 50 * 1.5 mm como soporte del puente elevadizo, se uso un tubo de 15 *15 * 1.5 mm para la construcción de las cerchas del puente elevadizo y la base de la estructura principal se utilizo una plancha de 200 *150 * 6,35 mm.

Como parte de la estructura se utilizo un eje de acero laminado de diámetro 16 mm y bujes de diámetro exterior de 32 mm y su perforación de 16 mm de un acero 1020 laminado para utilizarlo como parte fundamental del movimiento de giro entre el soporte y las cercha del puente elevadizo.

Para tal cometido la unión de las piezas se lo realizo por medio de soldadura eléctrica y prisioneros de cabeza hexagonal interior (Allen).

3.4.2 Segunda fase

Se empezó con el cálculo de la transmisión mecánica a utilizar, para levantar las cerchas, para este cometido se dispuso como entrada motriz la transmisión por poleas y correas ya reducidas, para luego transmitir la revoluciones y velocidad del motor a la entrada del sistema de transmisión por Tornillo Sin Fin y Rueda dentada determinando la cantidad de revoluciones mucho más reducidas para luego transmitir la revolución y la velocidad obtenida a un sistema de transmisión compuesta por ruedas dentadas de dientes rectos a los cuales se determino la cantidad de dientes de cada rueda dentada de acuerdo a las revoluciones y velocidad de la salida que se obtendrá para evitar que el

motor no tenga problemas en el proceso de elevación de la cercha del puente y llegue a perder potencia.

3.4.3 Tercera fase

una vez terminado la parte mecánica y la estructura se procedió a la elaboración y diseño de la parte de control del puente elevadizo, tomando en cuenta que este tendrá un motor de corriente continua que necesariamente tendrá que girar en ambos sentidos para lograr el ascenso y descenso del puente elevadizo en forma angular desde 45º hasta 70º, entonces se utilizo para este cometido un circuito de electrónico de potencia que está conformado por relés de 12V, transistores, Scrs, diodos led, y resistencias, cables de conexión todos estos elementos serán colocados en una placa de cobre para el circuito impreso y esta funcionara utilizando una fuente fija de corriente continua hasta 15VDC en el mismo circuito impreso.

3.5 Lista de materiales y herramientas

3.5.1 Lista de Materiales (Tabla # 13)

No	Material.
1	Tubos rectangulares de 50 * 20*1.5 mm
2	Tubos rectangulares de 15*15*1.5mm
3	Plancha de 200*150*6.35mm
4	Eje de acero laminado de diámetro 16mm
5	Eje de acero laminado de diámetro 32 mm
6	Ejes de hierro fundido de diámetro 3”
7	Ejes de hierro fundido de diámetro 11/4”

8	Ejes de Aluminio de diámetro 2”
9	Pernos de M6*1mm y tuercas
10	Electrodo recubierto E-6013
11	Pintura

Fuente: Elaboración propia

3.5.2 Lista de Herramientas (Tabla # 14)

No	Herramientas.
1	Soldador por Arco Eléctrico.
2	Prensa de banco.
3	Arco de sierra
4	Amoladora
5	Taladro
6	Brocas
7	Compresora
8	Fuente de Alimentación regulada
9	Soldadora de Cautín.
10	Maquina de tornear
11	Maquina fresadora.

Fuente: Elaboración propia

3.6 Planos

Los planos de conjunto, despiece se dará a conocer en los anexos

Fotos # 1.- Trabajo de Aplicación

Fuente: Elaboración Propia

3.7 Presupuesto

El presupuesto para este proyecto va dependiendo al tipo de trabajo que se realizo para cada pieza.

Tabla # 15 .- Tabla de Costos

No	Descripción	Cantidad.	Costo total
1	Tubos rectangulares de 50*20*1.5	1 barra	124Bs
2	Tubo rectangular de 15*15*1.5 mm	1 barra	70 Bs
3	Eje de acero laminado Ǿ 16 mm.	500 mm	70Bs
4	Eje de acero laminado Ǿ 32 mm	250 mm	55Bs
5	Torneado y tallado de engranajes	4 Piezas	350 Bs
6	Torneado y perforado de las poleas	2 piezas	100 Bs.
7	Torneado y fresado de tornillo Sin Fín	1 pieza	150 Bs
8	Torneado y fresado de la corona del tornillo	1 pieza	200 Bs
9	Soldadura con oxiacetilénica	1 pieza	80 Bs
10	Soldadura por Arco Eléctrico	1 Pieza	100 Bs
11	Proceso de pintado	1 pieza	100 Bs
12	Transporte	taxi	70 Bs.
13	Empastado del trabajo	5 piezas	150 Bs
Total		Costo	1619 Bs

Fuente: Elaboración propia

3.8 Cálculos del Sistema de Transmision

3.8.1 Cálculos

Para realizar el cálculo de la transmision se tiene como datos los siguientes datos del sistema:

n_1= 3010 rpm d_{c1} = 15 mm d_{c2}= 71 mm.

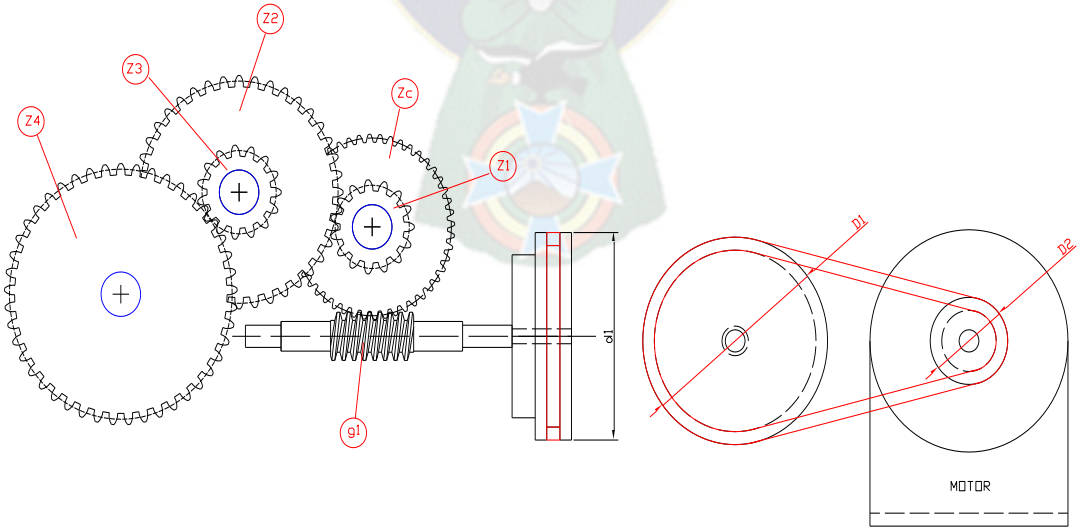
z_1 = 15 dientes z_2 = 40 dientes z_3 = 15 dientes

z_4 = 45 dientes m_1 = 1.5

z_c = 48 dientes g_1 = 1 entrada m_2 = 1

Con los datos ya obtenidos empezamos con el cálculo de los valores que se necesita conocer de acuerdo a la figura # 26:

Figura # 26.- Sistema de transmision compuesto



Fuente: Elaboración Propia

De donde en la transmision por polea –correa será:

$$v_1 = 2 * \pi * r_1 * n_1$$

$$v_2 = 2 * \pi * r_2 * n_2$$

$$v_1 = v_2$$

$$r = \frac{d}{2}$$

De donde:

$$n_1 * d_1 = n_2 * d_2$$

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Donde: d_{c1} y d_{c2} son diámetros exteriores de las poleas.

$$np_2 = np_1 * \frac{dc_1}{dc_2}$$

$$np_2 = 3010\ RPM * \frac{15\ mm}{71\ mm}$$

$$np_2 = 635.92\ RPM$$

Luego la primera transmision parcial será:

$$i_1 = \frac{np_1}{np_2} = \frac{dc_2}{dc_1}$$

$$i_1 = \frac{3010\ RPM}{635.92 RPM} = 4.733$$

$$i_1 = \frac{71\ mm}{15\ mm} = 4.733$$

Antes de analizar las transmisiones parciales se nota que hay un fenómeno físico básico referente al movimiento circular, donde se sabe que cuando existe

dos engranajes, poleas, ruedas girando en un solo eje, cada una de ellas completa una vuelta en el mismo tiempo, entonces sus velocidades angulares son iguales, lo mismo sus aceleraciones angulares, pero sus velocidades tangenciales son diferentes, de donde se tiene lo siguiente:

$$n = n_2 = n_3 = n_i$$

Para la segunda transmision parcial está en función de sistema Tornillo Sin Fin-Cremallera:

$$n_{Tsf} * g_1 = n_c * z_c$$

$$i_2 = \frac{n_{Tsf}}{n_c} = \frac{z_c}{g_1}$$

$$i = \frac{48}{1} = 48$$

$$i_2 = \frac{n_{Tsf}}{n_c} \rightarrow n_c = \frac{n_{Tsf}}{i}$$

De donde: $$n_{Tsf} = np_2$$

$$n_c = \frac{635.92\ RPM}{48} = 13.25\ RPM$$

Para la tercera transmision parcial estará en función de engranajes:

$$v_1 = 2 * \pi * r_1 * n_1$$

$$v_2 = 2 * \pi * r_2 * n_2$$

$$v_1 = v_2$$

$$r = \frac{d}{2}$$

De donde: $$n_1 * dp_1 = n_2 * dp_2$$

$$\frac{dp_2}{dp_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

Donde: $dp = m * z$

Entonces: $$n_1 * m * z_1 = n_2 * m * z_2$$

Luego: $$n_1 * z_1 = n_2 * z_2$$

Entonces: $$i_3 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$n_1 = n_c$$

$$n_2 = n_c * \frac{z_1}{z_2}$$

$$n_2 = 13.25\ RPM * \frac{15\ dientes}{40\ dientes} = 4.97\ RPM$$

$$i_3 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40\ dientes}{15\ dientes} = 2.67$$

$$i_3 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{13.25\ RPM}{4.97\ RPM} = 2.67$$

Para la cuarta transmision parcial será:

$$\frac{n_3}{n_4} = \frac{z_4}{z_3}$$

$$n_4 = n_3 * \frac{z_3}{z_4}$$

$$n_3 = n_2$$

$$n_4 = 4.97\ RPM * \frac{15\ mm}{45\ mm} = 1.66\ RPM$$

$$i_4 = \frac{n_3}{n_4} = \frac{4.97\ RPM}{1.66RPM} = 2.99$$

$$i_4 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{45\ dientes}{15\ dientes} = 3$$

Luego el producto de las transmisiones parciales será:

$$i_t = i_1 * i_2 * i_3 * i_4$$

$$i_t = 4.733 * 48 * 2.67 * 3$$

$$i_t = 1819.74$$

Con los datos de los resultados se tiene la siguiente conclusión:

$$i_t = \frac{n_{ent}}{n_{sal}}$$

$$n_4 = n_{sal} = \frac{n_{ent}}{i_t}$$

$$n_{sal} = \frac{3010\ RPM}{1819.74}$$

$$n_4 = 1.68\ RPM$$

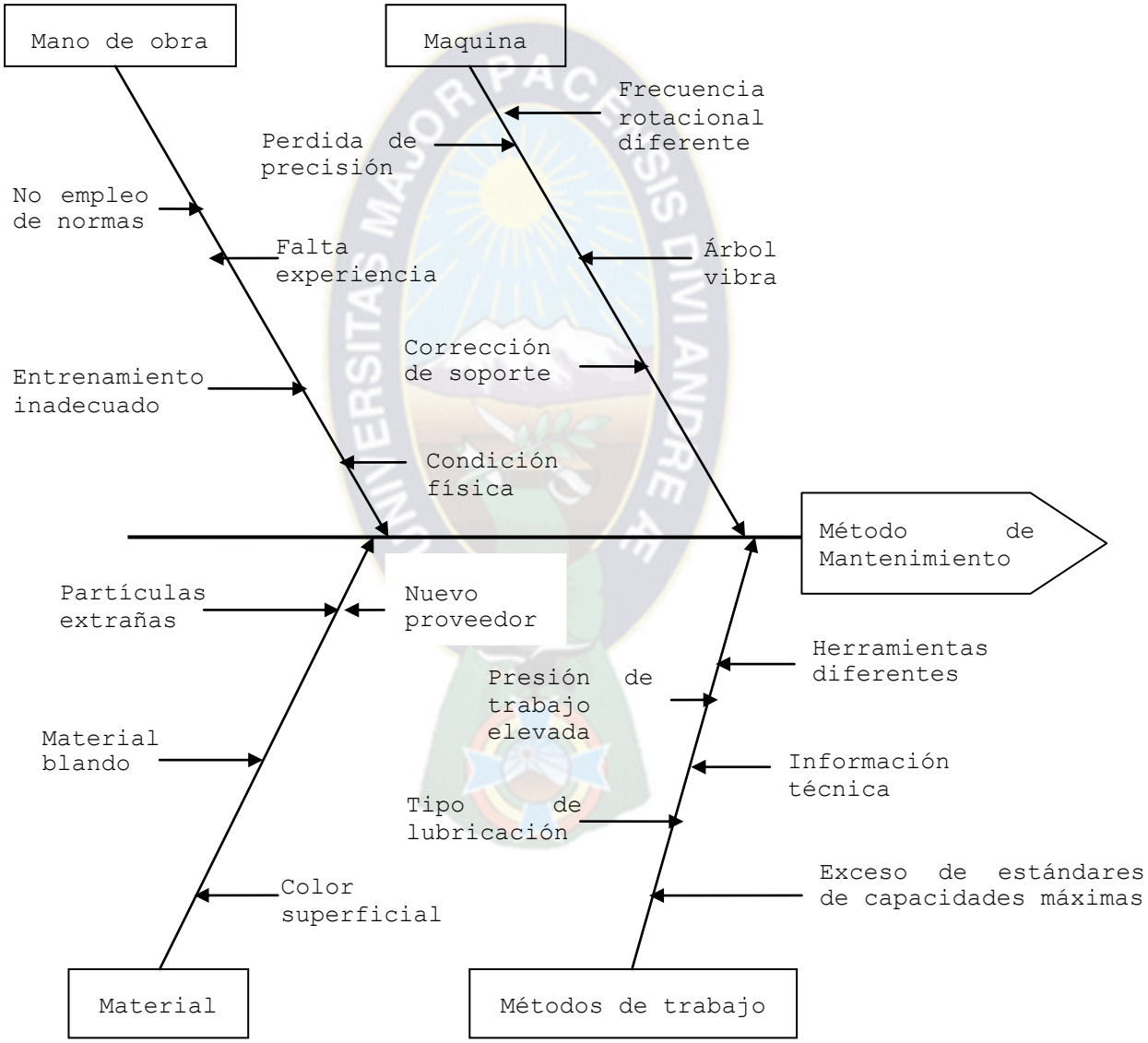
Es un sistema reductor de velocidad y por consiguiente tendrá mayor potencia a la salida.

$$i_t = 1819.74{:}\,1$$

Este dato nos indica que el sistema estudiado es sistema de transmision reducción de velocidad.

Para determinar la frecuencia y el tipo de mantenimiento a realizar en un sistema de transmision mecánica por correa-polea y engranajes o ruedas dentadas se tomo en cuenta como parámetro principal el tipo de trabajo a realizar, la carga, la frecuencia de trabajo, tipo de lubricante, tipo de lubricación para un sistema de reductor cualquiera sea su disposición.

Figura # 26.- Diagrama de Ishikawa



Fuente: Elaboración Propia.

Según el diagrama causa - efecto se toma como principal defecto la falta de entrenamiento del personal para realizar un análisis de las posibles causas que se pudieran ocasionar en el transcurso de trabajo, de acuerdo a la frecuencia de trabajo, el tipo de lubricación en el sistema en análisis, tomando en cuenta si estos todavía están bajo normas, dimensiones, y especificaciones técnicas de acuerdo a catalogo, manual de operaciones, manual de mantenimiento, cartas de lubricación, cartas de periodos de mantenimiento, informes de fallas anteriores, de esta manera poder detectar con mayor eficacia la falla sin subir los costos de producción por la parada del equipo y evitar pérdidas en la producción.

Capítulo 4

Conclusiones y Recomendaciones

El actual desarrollo alcanzado en la esfera científica – técnica a nivel mundial ha obligado al hombre a crear y mejorar los métodos para lograr mejores sistemas de transmisión y que tengan mejor rendimiento.

4.1 Conclusiones.

En el proceso del Trabajo de Aplicación se tomo en cuenta el diseño y cálculo del sistema de transmisión en una primera fase por medio de correa-polea donde se tenía perdidas por fricción, donde el rendimiento tendía a bajar, para evitar mayores pérdidas se utiliza un sistema de transmision por engranajes logrando un mayor rendimiento y eficiencia, ganando fuerza a la salida con la misma potencia de la entrada, esto se lo plasma en la maqueta del puente elevadizo conformado por tres sistemas de transmisión, cumplió con las metas previstas logrando un buen rendimiento en el trabajo del sistema de transmision y evitar posibles pérdidas por fricción, y evitar el calentamiento en el motor de transmisión principal.

4.2 Recomendaciones.

Evitar en el proceso de fabricación de las diferentes piezas a disponerse, evitar las excentricidades en exceso puesto que, para toda transmision los elementos deben estar montados en una posición de acuerdo a la distancia entre ejes (poleas, ruedas dentadas, tornillos Sin Fin) calculados, eliminando esta manera esfuerzos en exceso a la parte motriz principal.

Referencias bibliográficas

[1] Osvaldo Vega de la Torre – Guías Metodológicas para el Trabajo de Grado – 1ra Edición – La Paz 2005,

[2] Z. C. Solar – Problemas de Tecnología del Torno – 1ra Edición – Editorial Everest, S.A.

[3] Z. C. Solar - Problemas de tecnología de la Fresadora – 1ra Edición – Editorial Everest, S.A.

[4] Programa de Capacitación Laboral – Guía del Estudiante del torno – 1ra Edición - Lima 2001.

[5] Walter Barstch – Alrededor del Torno – Editorial Reverte, S.A.- España 1977

[6] Mecánica de Taller – Prensas – Editorial Cultural, S.A. – España 1988

[7] A. L. Casillas – Maquinas Cálculos de taller – Editorial Melsa – 34ª Edición – España 1988.

[8] Elementos de Maquinas – Transmisiones Mecánicas – G. Gonzales Rey.

[9] Elementos de Maquinas – C.E.C.S.A. – Darle W. Dudley.

Anexos

Cronograma de actividades

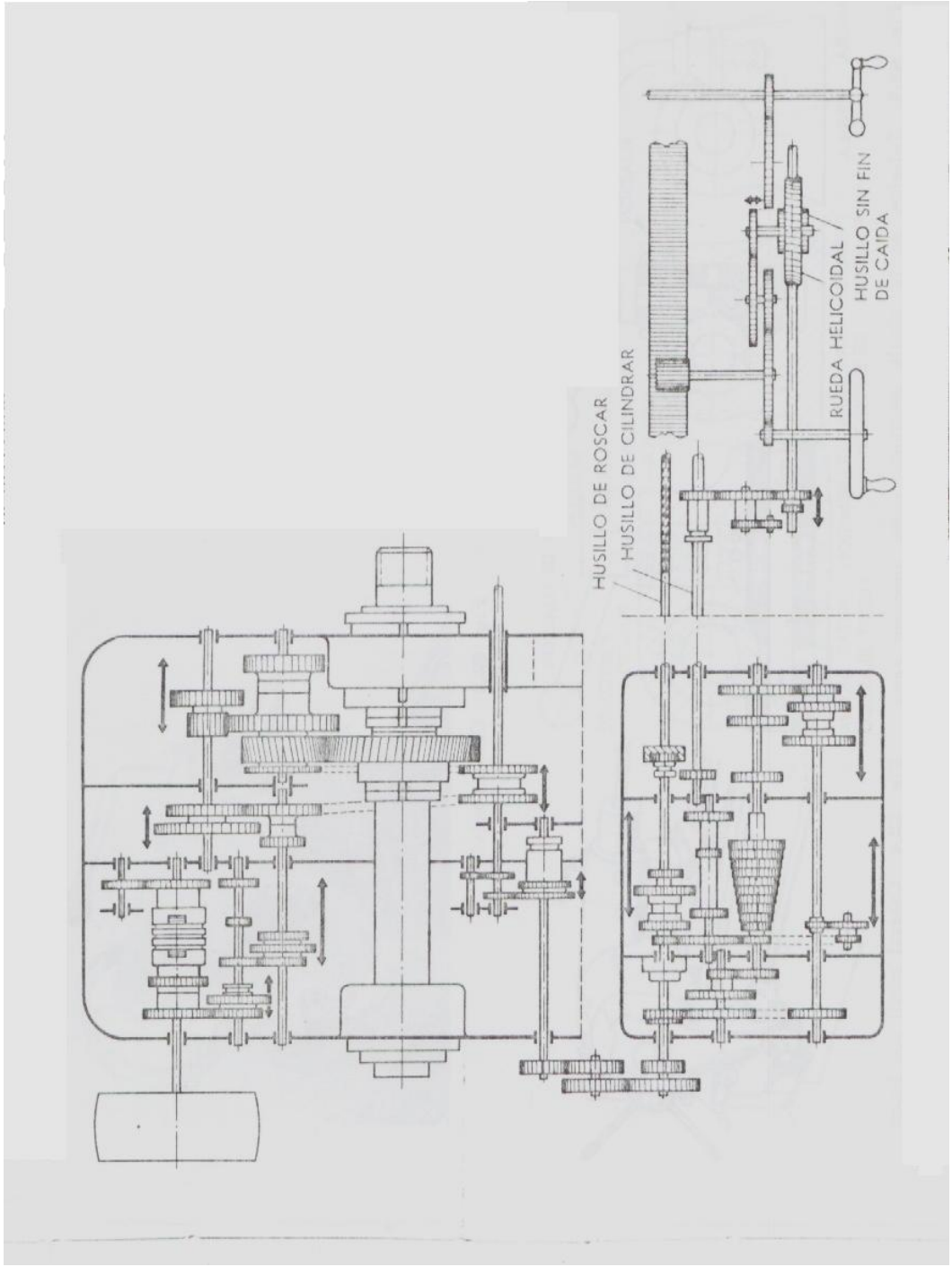
Anexo #1.- Cronograma de actividades

TRABAJOS A REALIZAR	Tiempo de trabajo (Días)											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Revisión bibliográfica	X	X	X	X	X							
Introducción				X	X							
Marco teórico				X	X	X	X					
Metodología y Tecnología				X	X	X	X	X	X	X		
Evaluación económica						X	X	X	X			
Anexos y bibliografía									X	X	X	X
Revisión y entrega												X

Fuente: Elaboración propia

Cadena Cinemática de un Torno

Anexo # 2 .- Cadena Cinemática de un Torno anexo



Fuente: Alrededor del Torno; Walter Bartsch; página 61

Tablas Diversas

Anexo #3.- Tablas Diversas

Cálculos para trabajos de torneado	
V = Velocidad periférica del corte en metros minuto. D = Diámetro de la pieza en mm.	$V = \frac{\pi D N}{1.000}$
N = Número de revoluciones por minuto de la pieza (barra y cabezal en la mandrinadora).	$N = \frac{1.000 V}{\pi D}$
T = Tiempo de duración de la pasada de corte en minutos. L = Longitud del corte en mm.	$T = \frac{L}{S N}$
C. V. = Potencia necesaria en caballos de vapor.	$C. V. = \frac{P K V}{75 \times 60}$
W = Potencia en C. V. para cortar un volumen de 1 cm^3 de viruta en un minuto.	$W = \frac{P}{75 \times 60}$
K = Sección en mm^2 de la viruta. a = Profundidad de corte. S = Avance por revolución.	$K = a S$
P = Presión en kg de las fuerzas de corte, avance y retroceso (3 veces la resistencia a la rotura por tracción del material a trabajar, aproximadamente).	

Capacidad de trabajo en las cuchillas normalizadas

Sección de la viruta	1-3 mm^2	2-5 mm^2	5-10 mm^2	10-14 mm^2	14-18 mm^2	18-25 mm^2
Cuchilla rectangular, mm.	14 × 18	16 × 25	20 × 30	25 × 40	30 × 50	40 × 60
Cuchilla cuadrada, mm.	15 × 15	20 × 20	25 × 25	32 × 32	40 × 40	50 × 50

Duración media del corte de las cuchillas, aproximadamente

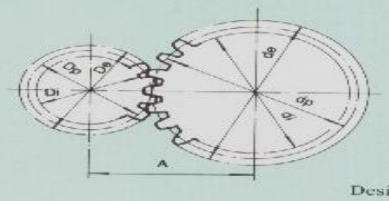
Materiales	Duros	Semiduros	Tenaces	Dulces	Blandos
Minutos	40′	60′	90′	120′	180′

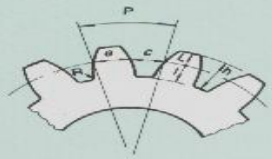
Los datos de duración del corte de las cuchillas por cada afilado están basados en el trabajo de desbaste con avances superiores a 0,5 mm. Acero rápido 18-20 % W. para aceros W. Co., se estima la duración en 25 % más.

Fuente: Mecánica de Taller; Metrología, Torno y Fresadora; Pagina #179

Anexo # 4.- Engranajes

Fórmulas generales para engranajes rectos según el sistema normal de módulo





Designación

P — Paso.
M — Módulo.
Dp — Diámetro primitivo.
De — Diámetro exterior.
Di — Diámetro interior.
c — Espacio entre dientes.
e — Espesor del diente.
h — Altura total del diente.
L — Altura de la cabeza del diente.
l — Altura del pie del diente.
R — Radio del pie del diente.
A — Distancia entre ejes o centros.

Fórmulas

$M = \frac{P}{\pi} = \frac{Dp}{N} = \frac{De}{N+2}$.

$P = M \times \pi$.

$Dp = M \times N$.

$De = M \times (N + 2)$.

$Di = Dp - (2M \times 1,167)$.

$c = \frac{P}{2} = M \times 1,5708$.

$e = \frac{P}{2} = M \times 1,5708$.

$h = M \times 2,167$.

$A = \frac{Dp + dp}{2} = \frac{N + n}{2} \times M$.

$L = M$.

$l = M \times 1,167$.

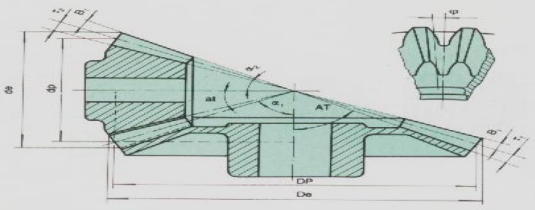
$R = 0,3 \times M = \frac{c}{6}$.

(Máximo.) (Mínimo.)

Fuente: Mecánica de Taller; Prensas; Pagina # 205

Anexo #5.- Engranajes Cónicos

Engranajes cónicos con ejes perpendiculares



Designación

Rueda

M — Módulo.
P — Paso.
Dp — Diámetro primitivo.
De — Diámetro exterior.
N — Número de dientes.
α_1 — Ángulo del primitivo.
β_1 — Ángulo de la cabeza del diente.
γ_1 — Ángulo del pie.
φ — Ángulo de espesor del diente.
AT — Ángulo de talla.

Piñón

M — Módulo.
P — Paso.
dp — Diámetro primitivo.
de — Diámetro exterior.
n — Número de dientes.
α_2 — Ángulo del primitivo.
β_2 — Ángulo de la cabeza del diente.
γ_2 — Ángulo del pie.
φ — Ángulo de espesor del diente.
at — Ángulo de talla.

Fórmulas

$$M = \frac{P}{\pi} = \frac{Dp}{N} = \frac{De}{N + (2 \times \cos \alpha_1)}$$

$Dp = N \times M.$

$De = (2M \times \cos \alpha_1) + Dp.$

$$\operatorname{Tg} \alpha_1 = \frac{N}{n} = \frac{Dp}{dp}$$

$$\operatorname{Tg} \beta_1 = \frac{2 \times \operatorname{Sen} \alpha_1}{N}$$

$$\varphi = \frac{90^\circ}{\sqrt{N^2 + n^2}}$$

$AT = \alpha_1 - \gamma_1.$

$$M = \frac{P}{\pi} = \frac{dp}{n} = \frac{de}{n + (2 \times \cos \alpha_2)}$$

$dp = n \times M.$

$de = (2M \times \cos \alpha_2) + dp.$

$$\operatorname{Tg} \alpha_2 = \frac{n}{N} = \frac{dp}{Dp}$$

$$\operatorname{Tg} \beta_2 = \frac{2 \times \operatorname{Sen} \alpha_2}{n}$$

$$\varphi = \frac{90^\circ}{\sqrt{N^2 + n^2}}$$

$at = \alpha_2 - \gamma_2.$

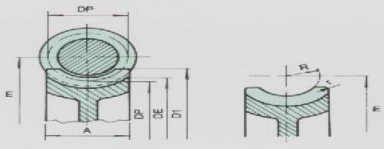
El ángulo del pie y se calcula por la tabla final de esta sección.

Fuente: Mecánica de Taller; Prensas; Pagina # 210

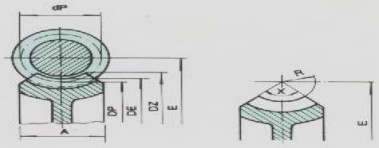
Anexo # 6.- Tornillo Sin Fin - Corona

Tornillo sin fin y su rueda-I

Tipo A



Tipo B



Designación

M — Módulo.
P — Paso.
DP — Diámetro primitivo.
DE — Diámetro exterior.
D1 · D2 — Diámetro mayor y sobre aristas.
E — Distancia entre ejes de la rueda y sin fin.
A — Ancho de la rueda.
r — Radio de la cabeza.

R — Concavidad periférica.
α — Ángulo de las caras.
N — Número de dientes.
L — Altura de la cabeza del diente.
— Altura del pie del diente.
h — Altura total del diente.
c — Espesor del diente.
c — Espacio entre dientes.

Fórmulas tipo A

$$M = \frac{P}{3.1416} = \frac{Dp}{N}$$

$DE = (N + 2) \times M.$

$DP = N \times M.$

$D1 = DE + (0{,}4775 \times P)$, para tornillo sin fin de filete simple y doble.

$D1 = DE + (0{,}3183 \times P)$, para triple y cuádruple.

$A = 2{,}38 \times P + 6$ mm, para simple y doble.

$A = 2{,}15 \times P + 5$ mm, para triple y cuádruple.

$R = 0{,}5 \times dp - M.$

$r = 0{,}25 \times P.$

$$E = \frac{DP + dp}{2}$$

Fórmulas tipo B

$$M = \frac{P}{3.1416} = \frac{DP}{N}$$

$DE = (N + 2) \times M.$

$DP = N \times M.$

$$D2 = 2\left(R - R \times \cos \frac{\alpha}{2}\right) + DE.$$

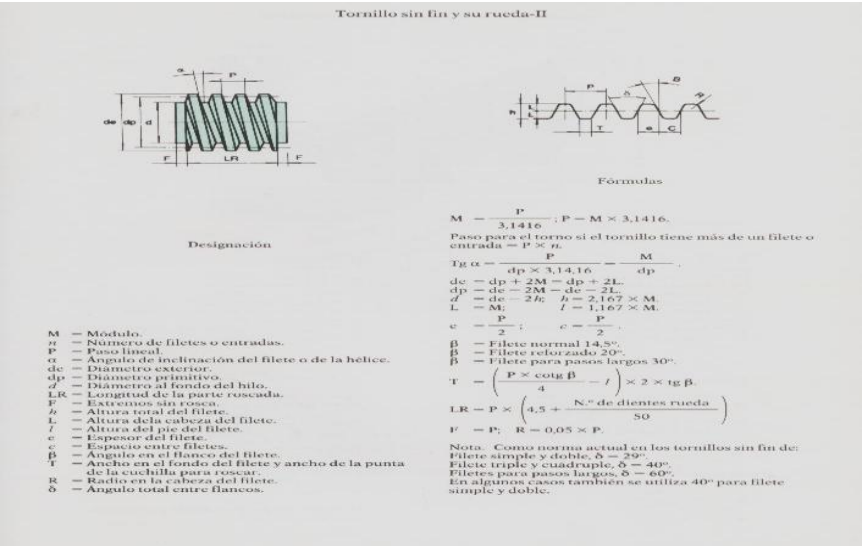
$A = 2{,}38 \times P + 6$ mm, para simple y doble filete.

$A = 2{,}15 \times P + 5$ mm, para triple y cuádruple.

$R = 0{,}5 \times dp - M.$

Fuente: Mecánica de Taller; Prensas; Pagina # 208

Anexo # 7.- Tornillo Sin Fin



Tornillo sin fin y su rueda-II

Designación

M — Módulo.
n — Número de filetes o entradas.
P — Paso lineal.
α — Ángulo de inclinación del filete o de la hélice.
de — Diámetro exterior.
dp — Diámetro primitivo.
d — Diámetro al fondo del hilo.
LR — Longitud de la parte roscada.
F — Extremos sin rosca.
h — Altura total del filete.
L — Altura dela cabeza del filete.
l — Altura del pie del filete.
e — Espesor del filete.
c — Espacio entre filetes.
β — Ángulo en el flanco del filete.
T — Ancho en el fondo del filete y ancho de la punta de la cuchilla para roscar.
R — Radio en la cabeza del filete.
δ — Ángulo total entre flancos.

Fórmulas

$M = \frac{P}{3,1416}$; $P = M \times 3,1416$.

Paso para el torno si el tornillo tiene más de un filete o entrada $= P \times n$.

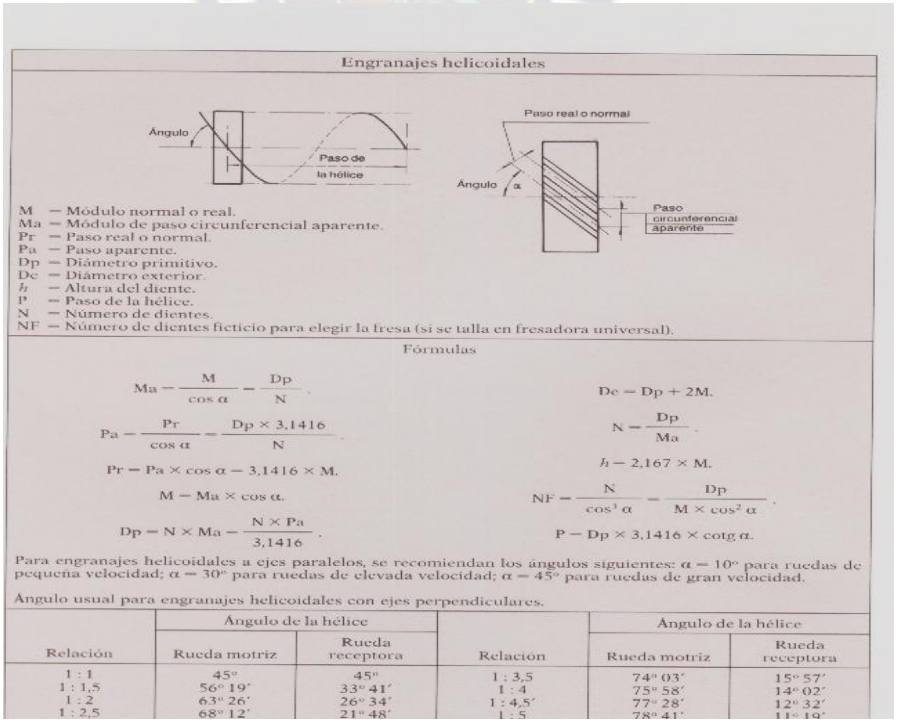
$Tg\,\alpha = \frac{P}{dp \times 3,14,16} = \frac{M}{dp}$.

$de = dp + 2M = dp + 2L$.
$dp = de - 2M = de - 2L$.
$d = de - 2h$; $h = 2,167 \times M$.
$L = M$; $l = 1,167 \times M$.
$e = \frac{P}{2}$; $c = \frac{P}{2}$.
β — Filete normal 14,5°.
β — Filete reforzado 20°.
β — Filete para pasos largos 30°.
$T = \left(\frac{P \times cotg\,\beta}{4} - l\right) \times 2 \times tg\,\beta$.
$LR = P \times \left(4,5 + \frac{N.^o \text{ de dientes rueda}}{50}\right)$
$F = P$; $R = 0,05 \times P$.

Nota. Como norma actual en los tornillos sin fin de:
Filete simple y doble, $\delta = 29°$.
Filete triple y cuadruple, $\delta = 40°$.
Filetes para pasos largos, $\delta = 60°$.
En algunos casos también se utiliza 40° para filete simple y doble.

Fuente: Mecánica de Taller; Prensas; Pagina # 209

Anexo # 8.- Helices.



Engranajes helicoidales

Ángulo
Paso de la hélice
Paso real o normal
Ángulo α
Paso circunferencial aparente

M — Módulo normal o real.
Ma — Módulo de paso circunferencial aparente.
Pr — Paso real o normal.
Pa — Paso aparente.
Dp — Diámetro primitivo.
De — Diámetro exterior.
h — Altura del diente.
P — Paso de la hélice.
N — Número de dientes.
NF — Número de dientes ficticio para elegir la fresa (si se talla en fresadora universal).

Fórmulas

$Ma = \frac{M}{\cos\alpha} = \frac{Dp}{N}$.

$Pa = \frac{Pr}{\cos\alpha} = \frac{Dp \times 3,1416}{N}$.

$Pr = Pa \times \cos\alpha = 3,1416 \times M$.

$M = Ma \times \cos\alpha$.

$Dp = N \times Ma = \frac{N \times Pa}{3,1416}$.

$De = Dp + 2M$.

$N = \frac{Dp}{Ma}$.

$h = 2,167 \times M$.

$NF = \frac{N}{\cos^3\alpha} = \frac{Dp}{M \times \cos^2\alpha}$.

$P = Dp \times 3,1416 \times cotg\,\alpha$.

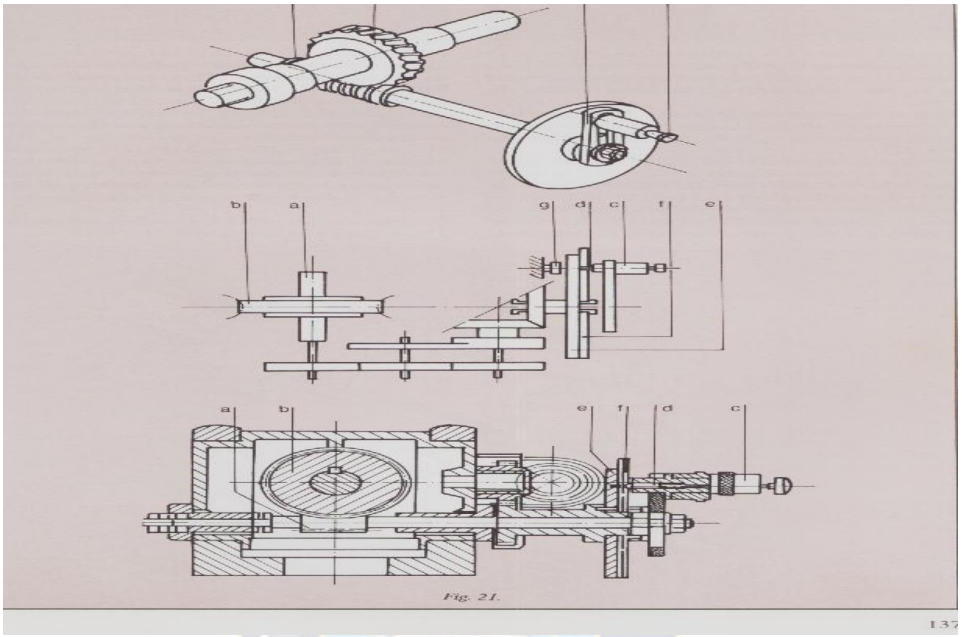
Para engranajes helicoidales a ejes paralelos, se recomiendan los ángulos siguientes: $\alpha = 10°$ para ruedas de pequeña velocidad; $\alpha = 30°$ para ruedas de elevada velocidad; $\alpha = 45°$ para ruedas de gran velocidad.

Ángulo usual para engranajes helicoidales con ejes perpendiculares.

Relación	Ángulo de la hélice		Relación	Ángulo de la hélice	
	Rueda motriz	Rueda receptora		Rueda motriz	Rueda receptora
1 : 1	45°	45°	1 : 3,5	74° 03′	15° 57′
1 : 1,5	56° 19′	33° 41′	1 : 4	75° 58′	14° 02′
1 : 2	63° 26′	26° 34′	1 : 4,5′	77° 28′	12° 32′
1 : 2,5	68° 12′	21° 48′	1 : 5	78° 41′	11° 19′

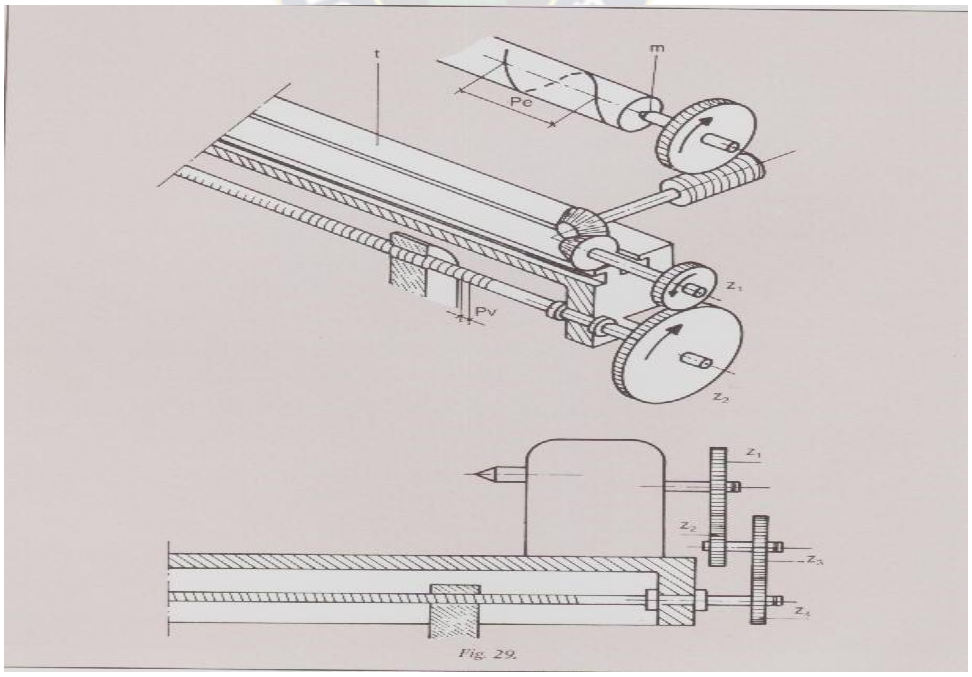
Fuente: Mecánica de Taller; Torno y Fresadora; Pagina # 194

Anexo # 9.- Sistema de transmision de un cabezal divisor



Fuente: Mecánica de Taller; Torno y Fresadora; Pagina # 137

Anexo # 10.- Sistema de Transmision para una Hélice.



Fuente: Mecánica de Taller; Torno y Fresadora; Pagina # 152 (Anexo # 10)