

**BANCO DE PRUEBAS PARA TRANSMISIONES DE  
ELEMENTOS FLEXIBLES**

**JONIER GÓMEZ ORDUZ  
HENRY OCHOA ALVAREZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO - MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2.004**

**BANCO DE PRUEBAS PARA TRANSMISIONES DE  
ELEMENTOS FLEXIBLES**

**JONIER GÓMEZ ORDUZ  
HENRY OCHOA ALVAREZ**

**Trabajo de Grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director  
ALFREDO JOSÉ PARADA CORRALES  
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO - MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2.004**

## **DEDICATORIA**

A Dios, quien es el guía y compañero de mi vida.

A mi madre, con todo mi amor y esfuerzo.

Al esposo de mi madre, que me ha brindado su apoyo como un padre.

A mi hermano, a mi abuela, a mi novia y a mis familiares, quienes de una u otra forma han sido parte esencial en el alcance de este propósito.

**Jonier Gómez Orduz.**

## **DEDICATORIA**

A Dios, quien es el guía y compañero de mi vida.

A mis padres, con todo mi amor y esfuerzo.

A mis hermanos, a Manolo y a mis adoradas sobrinas.

A Martha García, Mario Larrarte y Gabriel Ramírez de quienes he recibido un gran apoyo.

A mis familiares y amigos.

**Henry Ochoa Alvarez.**

## **AGRADECIMIENTOS**

A Alfredo José Parada Corrales, ingeniero mecánico, director del proyecto y docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, por su ayuda oportuna y apropiarse de este trabajo.

A Ricardo Alfonso Jaimes Rolón, ingeniero mecánico y docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, por su respaldo, confianza y colaboración en gran parte de la concepción del proyecto.

A Jorge Luis Ochoa Alvarez, ingeniero mecánico, integrante del departamento de diseño de METALTECO LTDA., por su asistencia desinteresada y el aporte brindado para llevar a cabo este proyecto de grado.

A nuestras madres, padres y hermanos por ser un apoyo incondicional durante toda la realización del proyecto.

A todos nuestros familiares y amigos.

## CONTENIDO

	pág.
<b>INTRODUCCIÓN</b>	1
<b>1. FUNDAMENTOS DE TRANSMISIONES MECANICAS</b>	4
1.1. CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LAS TRANSMISIONES	4
1.1.1. Tipos de transmisiones	5
1.1.2. Comparación entre los diversos sistemas de transmisión	6
1.2. TRANSMISIONES CON RELACIÓN DE VELOCIDAD CONSTANTE	7
1.2.1. Relación de velocidad	8
1.2.2. Velocidad periférica	9
1.2.3. Potencia transmitida	11
1.2.4. Pérdidas de potencia y de rendimiento	12
1.3. TRANSMISIONES DE ELEMENTOS FLEXIBLES	15
<b>2. TRANSMISION POR CORREAS PLANAS</b>	16
2.1. MODELO DE DISEÑO	16
2.1.1. Corrimiento elástico (deslizamiento)	26
2.1.2. Coeficiente de tracción	28
2.1.3. Medición de fuerzas de tensado inicial	30
<b>3. TRANSMISION POR CORREAS TRAPEZOIDALES O EN V</b>	32
3.1. MODELO DE DISEÑO	32

<b>4. TRANSMISIÓN POR CADENAS DE RODILLOS</b>	<b>44</b>
4.1. MODELO DE DISEÑO	46
4.1.1. Parámetros de diseño para impulsores de cadena	53
4.1.2. Lubricación	56
<b>5. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS</b>	<b>58</b>
5.1. DISEÑO CONCEPTUAL	58
5.1.1. Motor	59
5.1.2. Generador	60
5.1.3. Chumaceras y rodamientos	60
5.1.4. Variador de velocidad o frecuencia	61
5.1.5. Estructura	61
5.1.6. Ejes complementarios del motor	62
5.1.7. Ejes complementarios del generador	63
5.1.8. Sistema de medición de torque	65
5.1.9. Sistema de consumo de potencia	66
5.1.10. Sistema tensor	67
5.1.11. Sistema de desalineamiento paralelo	68
5.1.12. Placa base o soporte motor	69
5.2. CÁLCULOS	72
5.2.1. Diseño de la transmisión por correa plana	72
5.2.2. Diseño de la transmisión por correa en V	74
5.2.3. Diseño de la transmisión por cadena	77
5.2.4. Ejes complementarios delanteros	78
5.2.5. Rodamientos	93
5.2.6. Chavetas	95

<b>6. IMPLEMENTACIÓN DE LOS ENSAYOS EN LAS TRANSMISIONES DE ELEMENTOS FLEXIBLES</b>	99
6.1. GENERALIDADES	99
6.2. DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS REALIZADAS	99
6.2.1. Prueba no. 1	100
6.2.2. Prueba no. 2	105
6.2.3. Prueba no. 3	110
<b>7. COSTOS</b>	116
<b>CONCLUSIONES</b>	117
<b>RECOMENDACIONES</b>	118
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	119
<b>ANEXOS</b>	120

## LISTA DE FIGURAS

	<b>pág.</b>
Figura 1. Transmisión común de banda abierta (directa)	16
Figura 2. Transmisión inversora de banda cruzada	17
Figura 3. Modelo de cálculo para transmisiones por correa	18
Figura 4. Factor de corrección de velocidad $C_v$ para bandas de cuero (correas)	25
Figura 5. Diagrama del arco de reposo y del arco de deslizamiento	27
Figura 6. Curva de tracción de una correa plana	29
Figura 7. Esquema de medición de la tensión inicial de la correa	31
Figura 8. Construcción de una correa trapezoidal	32
Figura 9. El ángulo de ranura $2\Phi$	33
Figura 10. Secciones de correa según la potencia y la velocidad	35
Figura 11. Construcción de una cadena de rodillos típica	44
Figura 12. Métodos de Lubricación	56
Figura 13. Banco de pruebas para transmisiones de elementos flexibles	58
Figura 14. Chumacera y rodamiento del motor y generador	60
Figura 15. Estructura del banco	61
Figura 16. Ejes complementarios para el alargamiento del eje principal del motor	62
Figura 17. Eje complementario para el alargamiento del eje principal del generador en la parte delantera	63
Figura 18. Eje complementario para el alargamiento del eje principal del generador en la parte trasera	64

Figura 19. Placa trasera del generador	64
Figura 20. Sistema de medición de torque	65
Figura 21. Sistema de consumo de potencia	66
Figura 22. Marco inferior móvil	67
Figura 23. Marco superior móvil	68
Figura 24. Placa base o soporte motor	69
Figura 24. Sistema de medición de torque, sistema tensor y de desalineamiento	70
Figura 26. Esquema de la transmisión por correa plana	72
Figura 27. Esquema de la transmisión por correa en V	74
Figura 28. Sistema de fuerzas sobre el sistema de transmisión	77
Figura 29. Diagrama de fuerzas sobre la polea del motor	78
Figura 30. Fuerzas sobre los ejes de alargamiento o complementarios delanteros	80
Figura 31. Diagramas de esfuerzos del eje delantero complementario del motor	81
Figura 32. Cargas que actúan sobre la sección crítica	82
Figura 33. Cargas que actúan sobre la sección crítica, con momento flexionante resultante	82
Figura 34. Diagrama del diferencial crítico, con sus esfuerzos representados	83
Figura 35. Diagrama del diferencial crítico, con los esfuerzos nominales	83
Figura 36. Cargas que actúan sobre a sección crítica, con momento flexionante resultante, para el análisis por fluencia	85
Figura 37. Diagrama de esfuerzos sobre a sección crítica, para el análisis por fatiga	85
Figura 38. Diagramas del diferencial crítico en seis puntos de su trayectoria, con sus respectivos esfuerzos	87

Figura 39. Gráfica del comportamiento de los esfuerzos sobre la sección crítica	88
Figura 40. Fuerzas resistentes al peso del generador	92
Figura 41. Fuerzas que actúan sobre la chumacera	93
Figura 42. Fuerzas que actúan sobre la chaveta junto con el eje del motor	95
Figura 43. Fuerzas que actúan sobre la chaveta	96
Figura 44. Eficiencia vs. potencia de carga de la transmisión por correa plana	102
Figura 45. Calentamiento de las poleas planas bajo cada condición	103
Figura 46. Curva de tracción para transmisión por correa plana en la condición más eficiente	104
Figura 47. Curva de tracción para transmisión por correa plana en la condición menos eficiente	104
Figura 48. Eficiencia vs. potencia de carga de la transmisión por correa en V	108
Figura 49. Calentamiento de las poleas en V bajo cada condición	109
Figura 50. Curva de tracción para transmisión por correa en V en la condición más eficiente	
Figura 51. Curva de tracción para transmisión por correa en V en la condición menos eficiente	110
Figura 52. Eficiencia vs. potencia de carga de la transmisión por cadena de rodillos	113
Figura 53. Calentamiento de las ruedas dentadas bajo cada condición	114
Figura 54. Comparación entre los diversos tipos de transmisión en la condición de mayor eficiencia	115
Figura 55. Comparación entre los diversos tipos de transmisión en la condición de menor eficiencia	115

## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Comparación entre los sistemas de transmisión	7
Tabla 2. Propiedades de algunos materiales para bandas planas	23
Tabla 3. Tamaño mínimo de polea para bandas de uretano planas y redondas	24
Tabla 4. Factor de corrección de polea $C_p$ para bandas planas	24
Tabla 5. Altura de coronamiento y diámetros ISO de poleas para bandas planas	25
Tabla 6. Factores de servicio sugeridos $K_s$ para transmisiones de banda plana o redonda	26
Tabla 7. Longitudes normalizadas de correas trapezoidales norteamericanas y constantes de potencia	39
Tabla 8. Coeficientes de diámetro pequeño $K_d$	40
Tabla 9. Coeficiente de arco de contacto $K_\theta$	40
Tabla 10. Factores de corrección de longitud $K_L$	41
Tabla 11. Coeficientes de servicio $N_{sf}$	42
Tabla 12. Dimensiones de cadenas de transmisión de rodillo estándar	45
Tabla 13. Factores para cadenas de rodillos de ramales múltiples $F_r$	47
Tabla 14. Especificaciones de potencia, cadena de rodillos estándar de un solo ramal, número 40, paso de 1/ 2"	48
Tabla 15. Especificaciones de potencia, cadena de rodillos estándar de un solo ramal, número 50, paso de 5/ 8"	49
Tabla 16. Especificaciones de potencia, cadena de rodillos estándar de un solo ramal, número 60, paso de 3/ 4"	50

Tabla 17. Especificaciones de potencia, cadena de rodillos estándar de un solo ramal, número 80, paso de 1”	51
Tabla 18. Factores de servicio para impulsores de cadena $F_s$	52
Tabla 19. Datos de la prueba 1 en la condición 1	100
Tabla 20. Datos de la prueba 1 en la condición 2	100
Tabla 21. Datos de la prueba 1 en la condición 3	101
Tabla 22. Datos de la prueba 2 en la condición 1	105
Tabla 23. Datos de la prueba 2 en la condición 2	106
Tabla 24. Datos de la prueba 2 en la condición 3	106
Tabla 25. Datos de la prueba 2 en la condición 4	107
Tabla 26. Datos de la prueba 3 en la condición 1	111
Tabla 27. Datos de la prueba 3 en la condición 2	111
Tabla 28. Datos de la prueba 3 en la condición 3	112
Tabla 29. Datos de la prueba 3 en la condición 4	112
Tabla 30. Costos del proyecto de grado	116

## LISTA DE FIGURAS

	<b>pág.</b>
Foto 1. Banco de pruebas para transmisiones de elementos flexibles	98

## LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Manual de operación del banco	120
Anexo B. Recomendaciones de mantenimiento del banco	135
Anexo C. Planos	136

## NOMENCLATURA O GLOSARIO

### NOTACIÓN

- a Constante dependiente de la sección de la correa. Espesor de la placa eslabón, in.
- b Ancho de la banda en V, cm o in.
- C Distancia entre centros de poleas, cm o in. Distancia entre centros de ruedas dentadas, pasos o in.
- $C_p$  Factor de corrección de polea.
- $C_v$  Factor de corrección de velocidad
- c Constante dependiente de la sección de la correa.
- D Diámetro de la polea mayor, cm o in. Diámetro de paso, in.
- $D_1$  Diámetro primitivo de la polea menor, cm o in. Diámetro de paso de rueda impulsora, in.
- $D_2$  Diámetro primitivo de la polea mayor, cm o in. Diámetro de paso de rueda impulsada, in.
- d Diámetro de la polea menor, cm o in. Diámetro de la banda redonda, in. Diámetro del pasador, in.
- $d_1$  Diámetro de la polea impulsora, cm o in.
- $d_2$  Diámetro de la polea impulsada, cm o in.
- E Ancho del rodillo, in.
- e 2,71828. Constante dependiente de la sección de la correa.
- F Tensión, N o lb.
- $F_0$  Tensión inicial, N o lb.
- $F_1$  Tensión que induce el giro de la polea, N o lb.

$F_2$	Tensión que se opone al giro de la polea. N o lb.
$F_a$	Tensión admisible de banda, lb.
$F_c$	Fuerza centrífuga, N o lb.
$F_r$	Factor para cadenas de rodillos de ramales múltiples.
$F_s$	Factor de servicio para impulsores de cadena.
$f$	Coefficiente de rozamiento o fricción. Flecha de la correa, mm.
$G$	Carga transversal o contrapeso, Kgf.
$H$	Potencia transmitida, hp. Diámetro del rodillo, in.
$i$	Relación de velocidad.
$K_G$	Factor de corrección de cambio de tensión producida por contrapeso.
$K_L$	Factor de corrección de longitud.
$K_d$	Coefficiente de diámetro pequeño.
$K_s$	Factor de servicio para bandas planas.
$K_\theta$	Coefficiente de arco de contacto.
$k_p$	Coefficiente de pérdidas.
$L$	Longitud primitiva de la correa, cm ó in. Longitud de la cadena, pasos o in.
$m$	Masa de la banda por unidad de longitud. Kg/ m o lb/ in.
$N$	Fuerza normal, N o lb.
$N_1$	Número de dientes en la rueda dentada impulsora.
$N_2$	Número de dientes en la rueda dentada impulsada.
$N_g$	Número de dientes en la rueda dentada grande.
$N_p$	Número de dientes en la rueda dentada pequeña.
$N_{sf}$	Coefficiente de servicio para bandas en V.
$n_1$	Frecuencia de rotación del árbol impulsor, rpm.
$n_2$	Frecuencia de rotación del árbol impulsado, rpm.
$n_{2c}$	Frecuencia de rotación de la polea conducida bajo condiciones de carga, rpm.

$n_{2v}$	Frecuencia de rotación de la polea conducida en marcha de vacío, rpm.
P	Pérdidas de potencia.
$P_o$	Parte constante de las pérdidas de potencia.
$P_v$	Parte variable de las pérdidas de potencia.
Pot	Potencia a transmitir, W.
Pot <sub>E</sub>	Potencia de entrada, W.
Pot <sub>S</sub>	Potencia de salida, W.
Pot <sub>dis</sub>	Potencia de diseño, hp.
Pot <sub>n</sub>	Potencia nominal, CV.
Pot <sub>na</sub>	Potencia nominal ajustada, CV.
Pot <sub>pro</sub>	Potencia de proyecto, CV.
Pot <sub>tra</sub>	Potencia a transmitir, CV o hp.
p	Paso de la cadena, in.
Q	Fuerza neta periférica a transmitir, Kg o lb.
q	Carga específica en una unidad de ancho, Kg/ cm <sup>2</sup> o lb/ in <sup>2</sup> .
R <sub>a</sub>	Rugosidad máxima, $\mu$ in.
S	Coefficiente de deslizamiento.
T	Torque, Kg*m o lb*in.
t	Espesor de la banda, in. Mitad de la longitud libre del ramal de la correa, mm.
V	Velocidad periférica, m/ s o ft/ min.
V <sub>1</sub>	Velocidad de la polea y de la correa al entrar por la polea conductora, m/ s o ft/ min.
V <sub>2</sub>	Velocidad de la correa al salir de la polea conductora, m/ s o ft/ min.
w	Ancho, cm o in.
X	Coefficiente de tracción.
X <sub>o</sub>	Punto crítico de la curva de tracción.

## LETRAS GRIEGAS

- $\alpha$  Ángulo formado por el ramal y la horizontal, grados.
- $\beta$  Ángulo comprendido entre la posición del ramal sin el contrapeso y con él, grados.
- $\phi$  Mitad del ángulo de canal de la polea, grados.
- $\eta$  Eficiencia o rendimiento.
- $\theta$  Ángulo o arco de contacto de la polea de menor diámetro, grados o rad.
- $\theta_{\text{rep}}$  Arco de reposo, grados o rad.
- $\theta_{\text{des}}$  Arco de deslizamiento, grados o rad.
- $\omega_1$  Velocidad angular del eje del motor, rad/ s.
- $\omega_2$  Velocidad angular del eje del generador, rad/ s.

## SUBÍNDICES

- D Relacionado con la polea mayor.
- d Relacionado con la polea menor.
- máx Máxima.
- mín Mínimo.
- tot Total.

## EXPONENTES

- m, n Índices dependientes de la potencia útil.

## RESUMEN

### **TÍTULO:**

**BANCO DE PRUEBAS PARA TRANSMISIONES DE ELEMENTOS FLEXIBLES \***

### **AUTORES:**

Jonier Gómez Orduz.

Henry Ochoa Alvarez. \*\*

### **PALABRAS CLAVES:**

Correas planas, Correas en V, Cadenas de rodillos.

### **DESCRIPCIÓN:**

El objetivo de este proyecto es dotar a la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, de un banco que pueda utilizarse en el laboratorio de Diseño de Máquinas como complemento de la asignatura, el cual es titulado “Banco de Pruebas para Transmisiones de Elementos Flexibles”.

El estudio del diseño de transmisiones de elementos flexibles se realizó por medio de la recopilación de información acerca de la selección del elemento flexible adecuado de acuerdo a las condiciones de potencia y velocidad de la máquina. En este trabajo se analiza la variación de la eficiencia de la transmisión para sistemas alineados y con desalineamiento angular y paralelo en función de la tensión inicial, el ángulo de abrace, la temperatura y adicionalmente en cadenas se considera la presencia de lubricante; además se incluye un manual de práctica de las experiencias y algunas recomendaciones generales de mantenimiento del equipo.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Alfredo Parada

El resultado es un banco de pruebas que sirve como un equipo para el análisis de transmisiones de elementos flexibles (correas planas, correas en V y cadenas de rodillos) diseñadas bajo múltiples condiciones, y en el cual pueden ensayarse otros tipos de elementos flexibles. Las características funcionales y facilidad de manejo lo convierten en una herramienta muy útil para los estudiantes y docentes interesados en enriquecer sus conocimientos en la experimentación de los valores óptimos de las variables que garanticen que éstas posean una mayor vida útil y la mayor eficiencia; con el fin de obtener un menor consumo de energía, un ahorro de dinero y tiempo invertido en labores de mantenimiento en las máquinas que cuentan con este tipo de transmisiones.

## SUMMARY

**TITLE:**

**EQUIPMENT OF TESTS FOR FLEXIBLE ELEMENTS TRANSMISSIONS \***

**AUTHORS:**

Jonier Gómez Orduz.

Henry Ochoa Alvarez. \*\*

**KEY WORDS:**

Plane Belts, V Belts, Chain of Rollers.

**DESCRIPTION:**

The objective of this project is to endow to the school of Mechanical Engineering of the Industrial University of Santander, of a device that can be in the laboratory of Design of Machines like complement of the subject, which is titled “Equipment of Tests for Flexible Elements Transmissions”.

The study of the design of transmissions of flexible elements was made thanks to the compilation of information about the selection of the appropriate flexible element according to the conditions of power and speed of the machine. In this work the transmission efficiency variation is analyzed for aligned systems and with angular and parallel disalignment in function of the initial tension, the embracing angle, the temperature and additionally in chains it is considered the presence of lubricant; it is also included a manual of practice of the experiences and some general recommendations of equipment maintenance.

The result is a machine of tests that is good as equipment for the analysis of flexible elements transmissions (plane belts, V belts and chains of rollers) designed under multiple conditions, and in which can be tested others types

---

\* Degree Work.

\*\* Physical-Mechanical Sciences Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Alfredo Parada.

of flexible elements. The functional characteristics and easiness of handling transform it into a very useful tool for the students and professors interested in enriching their knowledge in the experimentation of the best values of the variables that guarantee that these possess a bigger useful life and the biggest efficiency; with the purpose of obtaining a smaller energy consumption, a saving of money and time invested in maintenance works in the machines that have this type of transmissions.

## INTRODUCCIÓN

Dentro del campo del Diseño de Máquinas, se analizan diferentes tipos de transmisiones de elementos flexibles; entre ellas tenemos transmisiones de banda plana, transmisiones de banda en V, transmisiones de cadena, transmisiones de cable y transmisiones de ejes flexibles, fundamentalmente. Su importancia radica en que frecuentemente estos elementos se utilizan para sustituir engranes, ejes, acoples y otros dispositivos mecánicos de transmisión relativamente rígidos, además en algunos casos particulares podrían utilizarse como dispositivos de embragado. En muchos casos su aplicación simplifica el diseño de un mecanismo o una máquina y reduce notablemente el costo. Además, puesto que estos elementos suelen ser elásticos y de gran longitud, desempeñan un papel importante en la absorción de cargas de choque y en el amortiguamiento y separación de los efectos de las vibraciones.

Debido a que estas transmisiones son ampliamente usadas, tienen múltiples ventajas y principalmente porque son objeto de estudio del ingeniero mecánico, se ve la necesidad de complementar el tema relacionado con ellas de manera práctica, mediante la realización de pruebas y mediciones de los parámetros que las caracterizan.

Por las razones anteriores, se desarrolló la presente tesis de grado, titulada “Banco de Pruebas para Transmisiones de Elementos Flexibles”, la cual busca dotar de una herramienta de pruebas este tipo de transmisiones a la materia de Diseño de Máquinas y así enriquecer sus laboratorios. El banco diseñado permite observar en sistemas alineados y con desalineamiento angular y paralelo, el comportamiento de la eficiencia de transmisiones con

correas planas, correas en V y cadenas de rodillos, puesto que está dotado de dispositivos de medición que permiten evaluar los parámetros más importantes presentes en su funcionamiento: potencia y velocidad de rotación. Además, si se cuenta con el instrumento de medición adecuado, se puede conocer la temperatura, que es otra variable que aparece en los ensayos y que puede reflejar de manera cualitativa la eficiencia.

El capítulo 1 tiene como fin presentar las características principales, los tipos de transmisiones mecánicas y los parámetros que tienen mayor incidencia sobre el funcionamiento de una transmisión con relación de velocidad constante y contextualizar las correas planas, las correas en V y las cadenas dentro del marco de las transmisiones de elementos flexibles.

En el capítulo 2 se presentan las generalidades y el modelo de diseño de una transmisión por correas planas, igualmente se describe el fenómeno del corrimiento elástico, el coeficiente de tracción y un método para conocer la tensión inicial de las correas.

El capítulo 3 expone las generalidades y el modelo de diseño de una transmisión por correas en V.

El capítulo 4 se refiere al diseño de una transmisión por cadenas de rodillos, presentando las generalidades, la metodología de diseño y los métodos de lubricación.

En el capítulo 5 se describen los componentes del banco y se muestra el procedimiento seguido en el proceso de diseño y selección, con sus respectivos cálculos.

El capítulo 6 presenta las pruebas realizadas en el banco y su análisis, donde se busca principalmente poder observar el comportamiento de la eficiencia bajo diversos parámetros y condiciones, y se esboza la metodología para las pruebas de acuerdo a la experiencia.

Finalmente, en el capítulo 7 se muestra la relación de costos para la consecución de este proyecto de grado.

## 1. FUNDAMENTOS DE TRANSMISIONES MECÁNICAS<sup>1</sup>

Se llaman *transmisiones mecánicas* a los *mecanismos que se emplean para transmitir la energía desde el motor a los órganos de trabajo de una máquina*, por regla general, con transformación de las velocidades, de las fuerzas o de los momentos, a veces, con la transformación del sentido y de la ley del movimiento.

### 1.1. CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LAS TRANSMISIONES

La necesidad de introducir una transmisión entre el motor y los órganos de trabajo de una máquina es debida a muchas causas:

- ❖ Las velocidades requeridas del movimiento de los órganos de trabajo de la máquina con mucha frecuencia no son iguales a las velocidades de los motores.
- ❖ Es necesario cambiar con frecuencia la velocidad del órgano de trabajo (regularla), pero realizar esto directamente con el motor no es económico e incluso puede ser imposible.
- ❖ En ciertos periodos del trabajo de la máquina, para su accionamiento se necesitan pares de torsión que sobrepasen el par de torsión (o los pares de torsión) en el árbol del motor.
- ❖ A menudo un motor pone en movimiento a varios mecanismos que deben funcionar a distintas velocidades.

---

<sup>1</sup> NOTA: La base bibliográfica para el desarrollo de este capítulo fue DOBROVOLSKY, V., ZABLONSKY, K., MAK, S., RADCHIK, A. y ERLIJ, L. Elementos de Máquinas. Moscú: MIR, 1970, 692 p.

- ❖ Los motores se suelen aplicar para transmitir un movimiento giratorio uniforme, mientras que los órganos de trabajo de la máquina deben moverse en sentido rectilíneo, variando la velocidad o con paradas periódicas.
- ❖ A veces la unión directa de los árboles de un motor y del mecanismo operador no se puede efectuar por razones de seguridad, comodidad de servicio o debido a los tamaños dados de la máquina.

No hace mucho que las transmisiones mecánicas eran casi los únicos dispositivos que se empleaban en las máquinas, en todos los casos enumerados anteriormente.

Un rasgo importante de la construcción de maquinaria moderna es el amplio empleo, para estos fines, junto con las transmisiones mecánicas, también de los accionamientos: electrónicos, eléctricos, hidráulicos, neumáticos, etc. Con frecuencia, en una máquina, para hacer accionar distintos mecanismos a la vez, se utilizan tanto las transmisiones mecánicas como también distintos tipos de accionamientos.

La elección fundamentada del accionamiento para un caso concreto se puede hacer sólo como resultado de la confrontación técnico-económica de varias variantes.

**1.1.1. Tipos de transmisiones.** Las transmisiones mecánicas por el procedimiento de la transmisión del movimiento desde el elemento accionador al accionado se dividen en:

- ◇ *Transmisiones por rozamiento:* con contacto directo (*por rodillos de fricción*) o con enlace flexible (*por correa plana o trapezoidal*).
- ◇ *Transmisiones por engrane:* con contacto directo (*por engranajes*) o con enlace flexible (*por cadena*).

Las transmisiones por rozamiento y por engrane se dividen, por la disposición recíproca de los árboles, en transmisiones entre árboles paralelos, que se intersecan y que se cruzan, así como por el carácter del cambio de la relación de engranaje (número de velocidades), en transmisiones con la relación de velocidad constante y que cambia en etapas o sin etapas.

El procedimiento de transmitir el movimiento por rozamiento o por engrane determina la forma de las superficies útiles y al mismo tiempo las propiedades características de las transmisiones.

En las transmisiones por rozamiento, las secciones de las superficies útiles, normales al eje de rotación, representan unas circunferencias. La fabricación de tales superficies, incluso ante una exigencia de alta exactitud, no representa ninguna dificultad.

En las transmisiones por engrane, las piezas se dotan de dientes, los cuales realizan la transmisión del par de torsión de la rueda accionadora a la accionada. Durante el funcionamiento de la transmisión unos dientes entran en engrane y otros salen. Incluso una pequeña inexactitud en la forma de los dientes o las deformaciones de los elemento provoca aceleraciones que llevan a la aparición de ruido y al rápido desgaste de los dientes. Estos son los inconvenientes de principio de las transmisiones por engrane. Si se eleva la exactitud de fabricación de las ruedas dentadas, si se emplean dientes de forma especial, dichos inconvenientes se pueden disminuir, pero es imposible evitarlos totalmente.

**1.1.2. Comparación entre los diversos sistemas de transmisión.** Los sistemas de transmisión de potencia pueden ser de cadenas, engranajes o correas. La tabla 1 proporciona una comparación en aplicaciones típicas.

**Tabla 1. Comparación entre los sistemas de transmisión.**

Tipo	Cadena de rodillos	Banda de sincronización	Banda en V	Engranaje
Sincronización	⊙	⊙	×	⊙
Eficiencia de la transmisión	⊙	⊙	×	⊙
Anti-choque	△	○	⊙	×
Ruido / Vibración	△	○	⊙	×
Condición circundante	Evite el agua y el polvo	Evite el calor, el aceite, el agua y el polvo	Evite el calor, el aceite, el agua y el polvo	Evite el agua y el polvo
Ahorro de espacio: (Alta velocidad / bajo torque)	×	⊙	○	○
Ahorro de espacio: (Baja velocidad / Alto torque)	⊙ Compacto	△ Polea pesada	×	○ Menos durabilidad debido a menor engrane
Lubricación	×	⊙ Ningún aceite lubricante	⊙ Ningún aceite lubricante	×
Flexibilidad en la disposición	⊙	○	△	×
Exceso de carga en rodamientos	⊙	△	×	⊙

⊙ Excelente	○ Bueno	△ Aceptable	×
----------------	------------	----------------	---

Fuente: <http://www.ustsubaki.com/chainguide.html>. The Complete Guide to Chain. U.S. Tsubaki, 1997.

## 1.2. TRANSMISIONES CON RELACION DE VELOCIDAD CONSTANTE

El diseño de transmisiones con relación de velocidad constante, generalmente, contiene, por lo menos, los siguientes datos: la potencia a transmitir  $P_{ot}$  o el par de torsión  $T$  en el árbol impulsado; las frecuencias de rotación (en rpm) de los árboles impulsado  $n_2$  e impulsor  $n_1$ ; la disposición recíproca de los árboles y la distancia entre ellos; las medidas exteriores; el régimen de trabajo de la transmisión.

En un caso general, este problema tiene varias soluciones, es decir, para unas condiciones encomendadas se puede proyectar una transmisión de distintos tipos. Las variantes posibles de una transmisión se deben comparar entre ellas por el rendimiento, peso, medidas exteriores, consumos iniciales y de trabajo y elegir de ellas las más ventajosas. Algunas consideraciones generales y fundamentalmente la experiencia acumulada de la proyección, fabricación y explotación de distintas transmisiones permite indicar el campo y los límites del empleo ventajoso de las transmisiones de distintos tipos. No obstante, estos límites tienen un carácter temporal: a medida que aparecen nuevos materiales y se perfecciona la tecnología de la fabricación de los elementos de las transmisiones, junto con la profundización de nuestros conocimientos sobre la esencia de los procesos que tienen lugar en las transmisiones, la construcción de éstas se perfecciona y, como es natural, se amplían los límites y el campo de su aplicación.

**1.2.1. Relación de velocidad.** Una relación de velocidad ( $i$ ) dada:

$$i = n_1/n_2 \quad (1)$$

se puede obtener de una etapa de la transmisión de cualquier tipo o de varias etapas de las transmisiones de uno o de varios tipos ( $i = i_1 * i_2 * \dots * i_n$ ).

Las grandes relaciones de engranaje en una etapa son realizables en las transmisiones por engrane. En una transmisión por tornillo sin fin se consiguen los máximos valores de  $i$ , después siguen las dentadas ( $i$  desde 4 hasta 20) y las transmisiones por cadena (con cadena de manguitos y rodillos  $i \leq (6 \text{ a } 10)$ , con cadena silenciosa hasta 15). En las transmisiones por engrane los valores posibles de  $i$  se limitan sólo por las medidas exteriores de la transmisión.

En las transmisiones por correa los valores admisibles de  $i$  se limitan por la mínima magnitud admisible del ángulo de contacto en la polea menor. El

máximo valor de la relación de velocidad lo tolera la transmisión por correa trapezoidal ( $i \leq (8 \text{ a } 15)$ ), por correa plana con rodillo tensor ( $i \leq 10$ ) y por correa plana abierta ( $i \leq 5$ ). Las transmisiones por rodillo de fricción suelen tener  $i \leq (5 \text{ a } 10)$ . Lo más corriente en la práctica, son los valores menores de  $i$  de los indicados anteriormente. Si surge la necesidad de obtener altas relaciones de velocidad es más ventajoso, generalmente, emplear varias etapas: en este caso las medidas exteriores y el peso de la transmisión se obtienen considerablemente menores que una etapa.

Anteriormente se mencionaron las transmisiones *reductoras* ( $n_1 > n_2$ ). Las transmisiones *multiplicadoras* ( $n_1 < n_2$ ) trabajan en general peor que las reductoras. Esto se refiere particularmente a las transmisiones por engrane: para ellas, habitualmente, no se obtienen valores de relación de velocidad mayores de  $i = (1 / 1,5)$  hasta  $(1 / 2)$ . Para las transmisiones multiplicadoras por rodillo de fricción y por correa se suelen limitar a los valores  $i \approx (1 / 3)$  hasta  $(1 / 5)$ . El mal trabajo de las transmisiones multiplicadoras (vibración, ruido) es debido a que con un error igual de fabricación de dos ruedas que engranan, la conductora de mayor diámetro produce mayores aceleraciones angulares en la rueda pequeña conducida, mientras que en una transmisión reductora sucede lo contrario.

**1.2.2. Velocidad periférica.** Si se tiene una potencia a transmitir  $Pot$ , la fuerza periférica  $Q$  es:

$$Q = Pot / V \quad (2)$$

siendo  $V$  la velocidad periférica. A su vez, la fuerza periférica se puede expresar por el producto del ancho  $w$  del elemento que transmite la fuerza (ancho de la correa, del rodillo, rueda, etc.), por la carga específica  $q$  en una unidad de ancho:

$$Q = q * w \quad (3)$$

A otras condiciones iguales, para disminuir las medidas exteriores de la transmisión ( $w$ ) es ventajoso transmitir la potencia a la máxima velocidad admisible  $V = V_{m\acute{a}x}$ . El valor  $V_{m\acute{a}x}$  se limita por distintos factores.

Para todas las transmisiones por enlace flexible son un factor serio las acciones centrífugas que cargan complementariamente la correa y que disminuyen la tensión útil de la misma.

Para las *transmisiones corrientes por correa plana*  $V_{m\acute{a}x} \leq 25$  m/ s, para las correas especiales de fibras artificiales  $V_{m\acute{a}x} \approx 50$  m/ s.

En las *transmisiones por correa trapezoidal* surge un factor importante, consistente en el calentamiento de la histéresis elástica. Su influencia a un gran número e inflexiones de la correa por segundo crece intensamente. Las correas trapezoidales normalizadas toleran  $V_{m\acute{a}x} \approx 25$  a 30 m/ s; las correas especiales con alma de alambre de acero, 40 m/ s.

En las *transmisiones de cinta de acero* la velocidad alcanzable es del orden de 80 m/ s.

La velocidad en las *transmisiones por cadena*, debido a los golpes de los eslabones que entran en engrane, no debe superar  $V_{m\acute{a}x} \approx 25$  a 30 m/ s.

En las *transmisiones dentadas* el aumento de la velocidad exige una considerable elevación de la exactitud de fabricación de las ruedas dentadas, de lo contrario, las cargas complementarias provocadas por los errores del engrane alcanzarán una magnitud intolerable. Las ruedas de dientes rectos a  $V > 10$  m/ s y las de dientes no rectos a  $V > 15$  m/ s deben fabricarse con elevada exactitud. Con el nivel moderno de la tecnología de la producción de ruedas dentadas, las velocidades máximas alcanzan de 120 a 150 m/ s.

En las *transmisiones por tornillo sin fin* la velocidad periférica en el tornillo es

de  $V_{m\acute{a}x} \leq 20$  m/ s. Esta velocidad se limita aquí por la resistencia al desgaste de los materiales del par: tornillo y rueda helicoidal.

La velocidad en las *transmisiones por rodillos de fricción* habitualmente no sobrepasa 25 m/ s.

**1.2.3. Potencia transmitida.** Las *transmisiones dentadas* son las que pueden transmitir mayor potencia. Se conocen, por ejemplo, reductores dentados para las turbinas de barco de 50000 hp y más de potencia. En realidad, la potencia de las transmisiones dentadas se limita por las dificultades de transportación de los elementos de precisión de grandes dimensiones.

En las transmisiones por tornillo sin fin la potencia se limita por la considerable cantidad de calor que se emana y junto con eso por el aumento de la temperatura. Las potencias de las *transmisiones por tornillo sin fin* existentes no sobrepasan 750 hp. Disminuyendo la cantidad de calor que se desprende a cuenta del cambio de la geometría del engrane (en particular, empleando transmisiones por tornillo sin fin globoidales) y del mejoramiento de la derivación del calor, esta característica, seguramente, puede ser aumentada en varias veces.

En las *transmisiones por correa trapezoidal y por cadena*, para elevar la potencia a transferir es necesario aumentar la sección y el número de cadenas y correas que trabajan paralelamente. No obstante, con un gran número de elementos de tracción, la probabilidad de su carga uniforme disminuye y el sucesivo aumento del número de correas o de cadenas resultara inefectivo. Por ejemplo, una correa trapezoidal de una máxima dimensión normalizada (tipo E) a  $V = 25$  m/ s y en las condiciones más favorables de trabajo transmite 45 hp. Para transmitir 1000 hp con la condición de que la carga sea distribuida uniformemente entre todas las correas, se necesitaran 22 correas. Para las *correas trapezoidales* la potencia límite es de 1000 a 1500 hp. Las *transmisiones*

*por correa plana de cuero*, como se sabe, son de 2500 hp y las *por cadena*, de 5000 hp.

La capacidad de trabajo de las transmisiones, tanto de fricción como dentadas, está limitada fundamentalmente por la presión de contacto, en cambio en una transmisión dentada la presión normal es aproximada al esfuerzo periférico, en una de fricción, casi diez veces mayor que el esfuerzo periférico (éste es igual al esfuerzo periférico dividido por el coeficiente de rozamiento). Es cierto que en las ruedas de fricción el radio de curvatura de las superficies de contacto, siendo iguales los diámetros primitivos, es unas cuantas veces mayor que en las ruedas dentadas, pero esto no compensa la diferencia entre las presiones normales.

La anchura efectiva de los rodillos está limitada, puesto que debido a la inexactitud y deformación sólo una pequeña parte de la superficie nominal de contacto participa realmente en la transmisión del esfuerzo periférico. Así se comprende por qué la máxima potencia de las *transmisiones por fricción* no sobrepasa 300 hp.

**1.2.4. Las pérdidas de potencia y de rendimiento**, entre los índices que caracterizan las transmisiones, ocupan un lugar particular. En primer lugar son unos índices de consumo improductivo de energía; debido a la amplia difusión de las transmisiones, esto de por sí tiene una gran significación. En segundo lugar, estos índices hablan sobre la cantidad de calor que se desprende en la transmisión e indirectamente caracterizan el desgaste de la misma, puesto que la energía perdida en la transmisión se transforma en calor y parcialmente deteriora las superficies de trabajo. El estudio detallado de estas pérdidas y del rendimiento se refiere al curso de la teoría de los mecanismos; aquí, al examinar las distintas transmisiones, a las pérdidas de energía se ha prestado atención sólo por cuanto esto es necesario para realizar

el cálculo de la transmisión, fundamentar la elección de los materiales y estimular la creación de construcciones nuevas y más racionales.

Las pérdidas (en kW o hp) en cualquier transmisión se pueden representar de la forma siguiente:

$$P = P_o^m + P_v^n \quad (4)$$

siendo  $P_o^m$  la parte constante de las pérdidas que no depende, en lo fundamental, de la carga;  $P_v^n$  la parte variable de las pérdidas que, en lo fundamental, es proporcional a la carga;  $m$  y  $n$  los índices que se encuentran en dependencia funcional de la potencia útil. Siendo  $m = 1$  y  $n = 1$  (condiciones que se emplean para la simplificación, que con frecuencia satisfacen las exigencias de la exactitud de los cálculos).

$$P = P_o + P_v \quad (5)$$

La magnitud de  $P_o$  es próxima a la potencia de la marcha en vacío, es decir, a la potencia indispensable para hacer girar la transmisión a con una potencia de salida  $Pot_s = 0$ . Esta magnitud depende del peso de los elementos de la transmisión, de la velocidad de rotación y del rozamiento en los cojinetes y en otras superficies de contacto. La magnitud  $P_v$  es próxima a:

$$k_p Pot_s = \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right) Pot_s \quad (6)$$

siendo  $\eta$  el rendimiento que toma en consideración sólo la parte de las pérdidas en la transmisión ( $P_v$ ), proporcional a la potencia de salida (carga)  $Pot_s$ . De este modo, el rendimiento total de la transmisión, que tiene en cuenta todas las pérdidas se obtiene igual a:

$$\eta_u = \frac{Pot_s}{Pot_E} = \frac{Pot_s}{P + Pot_s} = \frac{Pot_s}{P + \frac{1-\eta}{\eta} Pot_s + Pot_s} = \frac{Pot_s}{P + \frac{Pot_s}{\eta}} = \frac{1}{\frac{P}{Pot_s} + \frac{1}{\eta}} \quad (7)$$

De la última expresión se ve que el rendimiento total de la transmisión

depende de la carga ó potencia de salida  $Pot_S$  y de la potencia de entrada  $Pot_E$  y que con la disminución de la carga el rendimiento empeora considerablemente; sólo en el caso en que  $\frac{P_o}{Pot_S} \ll \frac{1}{\eta}$ , se puede considerar que  $\eta_{tot} \approx \eta$ . Mientras tanto, las investigaciones muestran que en las transmisiones rápidas la magnitud  $P_o$  no sólo es comparable con  $Pot_S$ , sino que en muchos casos la supera. En particular, esto tiene lugar en las transmisiones de algunas máquinas rápidas. A continuación se examina sólo la magnitud  $\eta$ , es decir, la parte del rendimiento total ( $\eta_{tot} < \eta$ ) que tiene en cuenta las pérdidas proporcionales a la carga útil.

Aportemos algunos valores del rendimiento que son característicos para una etapa de las transmisiones modernas. Puesto que las magnitudes  $\eta$  son próximas a la unidad, entonces no son más cómodos para la comparación los rendimientos  $\eta$  sino los coeficientes de pérdidas  $k_p = 1/\eta - 1 \approx 1 - \eta$ , expresados en tantos por ciento.

Las pérdidas en una transmisión dentada son mínimas, es decir, 1% (correspondientemente  $\eta = 0,99$ ); en una transmisión por cadena, 2%; en una transmisión por correa plana, 2 a 5%; en una transmisión por fricción, 4%; en una transmisión por correa trapezoidal, 4% y en una transmisión por tornillo sin fin, 10 a 25%. Por consiguiente, pese a que el rendimiento de una transmisión por tornillo sin fin es comparablemente alto ( $\eta = 0,9$ ), las pérdidas en una transmisión por tornillo sin fin son diez veces mayores que en una dentada.

Conviene remarcar que los valores aportados tienen sólo un carácter relativo. Los valores efectivos del rendimiento y de las pérdidas de energía dependen de los parámetros constructivos de la transmisión, tal como se demuestra detalladamente más adelante.

### 1.3. TRANSMISIONES DE ELEMENTOS FLEXIBLES

Los elementos de máquina de estructura flexible como bandas, cables o cadenas se utilizan en sistemas de transporte y en la transmisión de potencia mecánica a distancias relativamente grandes.

Primordialmente las bandas (planas y en V) y las cadenas son ejemplos de elementos de máquinas que usan la fricción como agente benéfico. Una banda proporciona un medio conveniente para transferir potencia de un eje a otro. Las bandas son con frecuencia necesarias para reducir las altas velocidades angulares de los motores eléctricos a los bajos valores requeridos en el equipo mecánico. El diseño de dispositivos que trabajan con fricción está sometido a incertidumbres en el valor del coeficiente de fricción que de manera obligada debe usarse.

Las cadenas proporcionan un medio conveniente y efectivo para transferir potencia entre ejes paralelos, aunque manejan velocidades más bajas que las bandas.

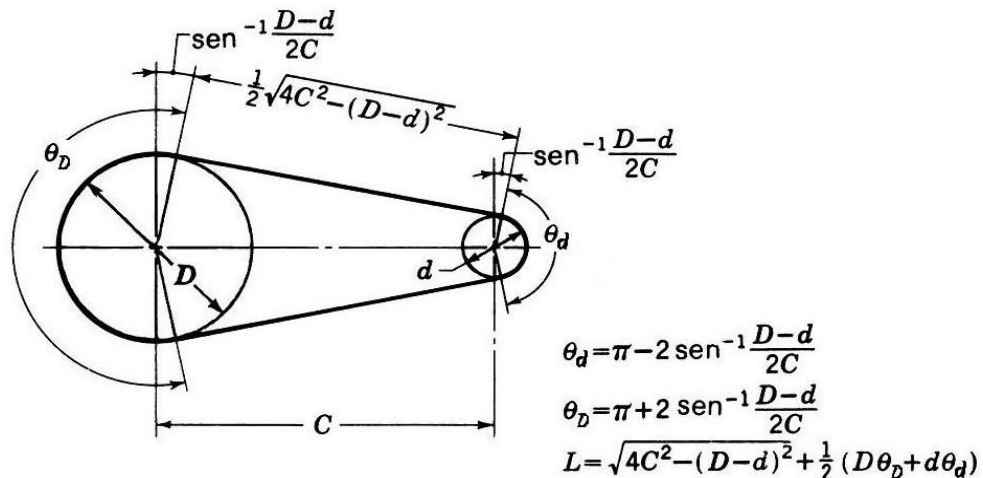
Los elementos sumamente flexibles no tienen duración infinita. Cuando se utilizan, es importante establecer un programa de inspecciones para prevenir el desgaste, el envejecimiento y la pérdida de elasticidad. Los elementos deben reemplazarse a la primera señal de deterioro.

## 2. TRANSMISIÓN POR CORREAS PLANAS<sup>2</sup>

### 2.1. MODELO DE DISEÑO

En las transmisiones de banda plana modernas el elemento flexible consiste en un núcleo elástico fuerte recubierto por un material elastómero; estas transmisiones tienen notables ventajas sobre las transmisiones de engranes o las de bandas en V. Una transmisión de banda plana tiene una eficiencia aproximadamente de 98%, que es casi igual a la de una transmisión de engranes. Por otra parte, la eficiencia de las transmisiones de bandas en V varía desde cerca de 70 hasta 96%. Las transmisiones de banda plana producen muy poco ruido y absorben mayor vibración torsional del sistema, que una transmisión de engranes o de bandas en V.

Figura 1. Transmisión común de banda abierta (directa).



Fuente: SHIGLEY, J. E. y MITCHELL, L. D. Diseño en Ingeniería Mecánica. 3a edición. México: McGraw-Hill, 1985, 914 p.

<sup>2</sup> NOTA: La base bibliográfica para el desarrollo de este capítulo fue SHIGLEY, J. E. y MISCHKE, C. R. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5a edición. México: McGraw-Hill, 1998, 883 p.

Cuando se utiliza una transmisión abierta de banda plana como la mostrada en la figura 1, se halla que los ángulos de contacto son:

$$\theta_d = 180 - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D-d}{2C}\right), \quad \theta_D = 180 + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D-d}{2C}\right) \quad (8)$$

donde  $D$  es el diámetro de la polea mayor,  $d$  es el diámetro de la polea menor,  $C$  es la distancia entre centros y  $\theta$  es el ángulo de contacto en grados en las ecuaciones 8 y 10 o en radianes en las ecuaciones 9 y 11.

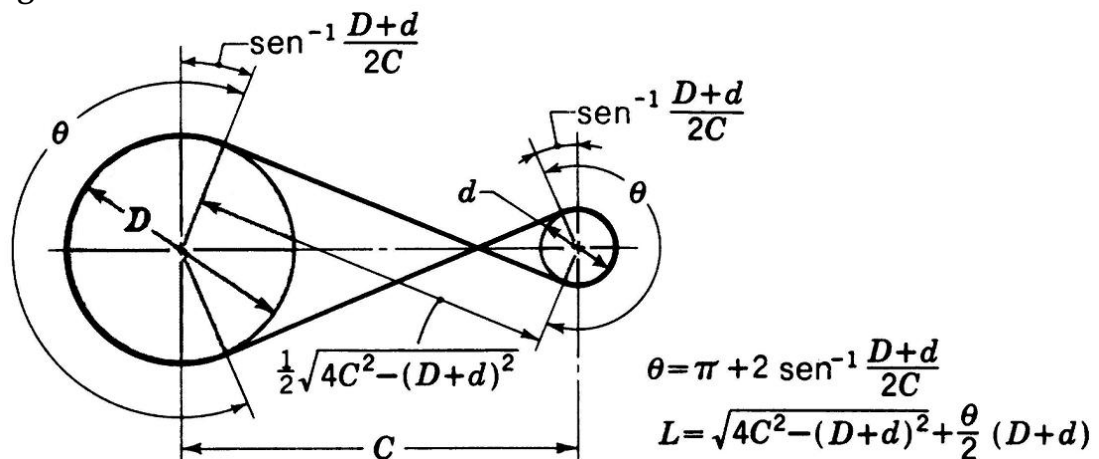
La longitud de la banda se halla sumando las dos longitudes de arco con dos veces la distancia entre el punto inicial y el final del contacto. El resultado es:

$$L = \sqrt{4C^2 - (D-d)^2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d) \quad (9)$$

Un conjunto similar de las ecuaciones puede deducirse para una transmisión de banda cruzada como la de la figura 2. En este caso, el ángulo de envolvimiento es el mismo para ambas poleas y vale:

$$\theta = 180 + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D+d}{2C}\right) \quad (10)$$

**Figura 2. Transmisión inversora de banda cruzada.**



Fuente: SHIGLEY, J. E. y MITCHELL, L. D. Diseño en Ingeniería Mecánica. 3a edición. México: McGraw-Hill, 1985, 914 p.

La longitud de la banda en una transmisión *cruzada* se halla que es:

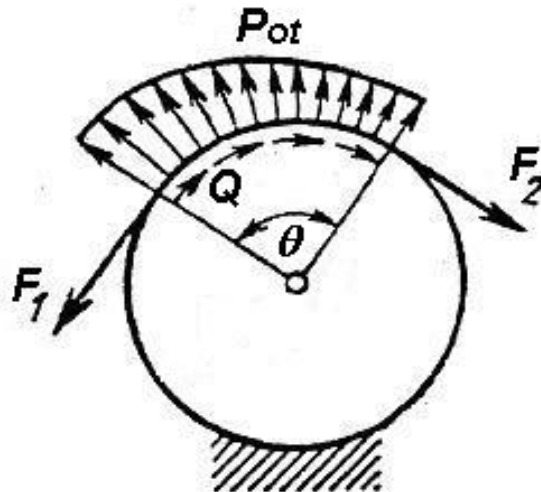
$$L = \sqrt{4C^2 - (D + d)^2} + \frac{\theta}{2}(D + d) \quad (11)$$

El modelo matemático utilizado para el análisis de las transmisiones por correa plana es el modelo de L. Euler para la relación entre las tensiones de un hilo flexible que envuelve un cilindro; esto arrojó la fórmula de Euler, que se dedujo para un hilo flexible inextensible e ideal que se desliza por un cilindro inmóvil (fijo), y que se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} \quad (12)$$

siendo  $F_1$  y  $F_2$  las fuerzas aplicadas en los extremos del hilo;  $f$  el coeficiente de rozamiento entre el hilo y la superficie del cilindro;  $\theta$  el ángulo de contacto por el hilo en el cilindro de menor diámetro, en radianes, como se ve en la figura 3.

**Figura 3. Modelo de cálculo para transmisiones por correa.**



Fuente: DOBROVOLSKY, V., ZABLONSKY, K., MAK, S., RADCHIK, A. y ERLIJ, L. Elementos de Máquinas. Moscú: MIR, 1970, 692 p.

Puesto que para la correa en V las consideraciones son similares se tiene:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\frac{f\theta}{\sin \phi}} \quad (13)$$

donde además de las variables ya definidas aparece  $\phi$  que es la mitad del ángulo del canal de la polea.

Si por alguna razón se desconoce el valor del coeficiente de fricción  $f$ , entonces se adopta que la relación  $F_1/F_2$  es igual 3 para correas planas y 5 para bandas en V.

El modelo de cálculo de estas transmisiones (Fórmula de Euler) es aproximado ya que se dedujo para un hilo no elástico y las correas son elásticas; además se consideró para un hilo sin peso y sucede lo contrario con las correas; por último el cilindro, es decir, la polea, no es inmóvil pues está rotando, de todas maneras este modelo es sencillo y sus resultados son satisfactorios para aplicaciones prácticas. Es indispensable aclarar que el grado de aproximación depende de la autenticidad de los valores del coeficiente de rozamiento  $f$ .

La potencia transmitida es:

$$Pot = (F_1 - F_2)V \quad (14)$$

En esta ecuación la potencia  $Pot$  está en Watts cuando la tensión  $F$  está en Newtons y la velocidad de la banda  $V$  está en metros por segundo.

La potencia transmitida  $H$  en caballos es:

$$H = \frac{(F_1 - F_2)V}{33000} \quad (15)$$

donde las tensiones  $F$  están en libras y la velocidad  $V$  está en pies por minuto. La fuerza centrífuga fue despreciada al formular la ecuación (12). Esta fuerza está dada por la ecuación:

$$F_c = mV^2 \quad (16)$$

donde  $m$  es la masa de la banda por unidad de longitud y  $V$  está en unidades de longitud por segundo. Cuando se incluye la fuerza centrífuga la ecuación (12) queda:

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{f\theta} \quad (17)$$

Obsérvese que la relación neta de las tensiones debe ser menor que  $e^{f\theta}$  ya que éste es el punto de resbalamiento potencial en la superficie de separación entre banda y polea.

En una correa montada en las poleas y que conserve la misma longitud total, el alargamiento en uno de sus ramales provoca el acortamiento en el otro ramal de la misma magnitud, es decir, que cuando aumenta la tensión en un ramal, inmediatamente disminuye la tensión en el otro ramal, mientras tanto la suma de las tensiones se mantiene constante.

Según la fórmula de Poncelet, esto es:

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (18)$$

En donde  $F_0$  es la tensión inicial igual en los dos ramales de la correa. Esta expresión de Poncelet ha presentado ciertas inexactitudes en la práctica, ya que se ha determinado que la suma las tensiones de trabajo siempre resulta ser un poco mayor que el doble de la tensión inicial y no es una magnitud constante; puesto con el aumento de la velocidad de la correa esta suma crece.

Teniendo en cuenta que las tensiones  $F_1$  y  $F_2$  en los ramales se relacionan directamente con la fuerza neta a transmitir  $Q$ , con la siguiente expresión:

$$F_1 - F_2 = Q \quad (19)$$

Si se resuelven y se manipulan correctamente las expresiones (18) y (19) se obtiene:

$$F_1 = F_0 + \frac{Q}{2} \quad , \quad F_2 = F_0 - \frac{Q}{2} \quad (20)$$

Esto significa que en toda transmisión parada o funcionando sin carga, las tensiones en los ramales de la correa son iguales entre si e iguales a la tensión inicial  $F_0$ ; pero, si se carga una transmisión con una fuerza periférica neta  $Q$ , entonces las tensiones se situaran así:

En el ramal conductor la tensión aumentará en  $Q/2$ .

En el ramal conducido la tensión disminuirá en  $Q/2$ .

Si la carga aumenta más y más, entonces  $F_2$  finalmente será nula porque la banda no puede trabajar a compresión. En este punto  $F_1 = 2F_0$ , que es la tensión máxima de la banda. Por consiguiente, la única forma de transmitir más potencia es aumentar la tensión inicial de dicha banda.

Con base en el razonamiento anterior, se diseña la transmisión de bandas imitando la tensión máxima  $F_1$ , de acuerdo con la tensión permisible especificada para el tamaño y material de la banda. Tomando  $F_2 = 0$  en la ecuación (15) y sustituyendo  $F_1$  por  $2F_0$ , se tiene:

$$H = \frac{F_0 V}{16500} \quad (21)$$

Esta es la ecuación de diseño básico para transmisiones de bandas plana y redonda. Sin embargo, ciertas modificaciones son necesarias, para tener en cuenta las condiciones de operación y el material de la banda que se use.

Desafortunadamente muchos de los datos disponibles sobre bandas son de fuentes en las que se presentan en forma muy simplista. Estas fuentes usan varios diagramas, nomogramas y tablas para permitir que los apliquen quien no conozca nada acerca de las bandas. Pocos cálculos (o ninguno) son necesarios para que tal persona obtenga resultados válidos. Puesto que en muchos casos se carece de una comprensión básica del proceso, no hay manera de que esta persona pueda variar los pasos del mismo para obtener un mejor diseño.

La presentación de los datos disponibles sobre bandas de transmisión en forma que proporcione una buena comprensión de la mecánica de las bandas, implicó ciertos ajustes en los datos. Debido a esto, los resultados del análisis expuesto aquí no corresponden exactamente a los de las fuentes de las cuales fueron obtenidos.

Una variedad moderada de materiales para bandas, con algunas de sus propiedades, se presenta en la tabla 2. Los datos son suficientes para resolver una gran variedad de problemas de diseño y análisis. La ecuación de diseño por usar en lugar de la ecuación (21) es:

$$H = \frac{C_p C_V F_a V}{16500 K_s} \quad (22)$$

donde  $H$  = potencia transmitida, hp.

$C_p$  = factor de corrección de polea.

$C_V$  = factor de corrección de velocidad.

$F_a$  = tensión admisible de banda, lb.

$V$  = velocidad de la banda, ft/ min.

$K_s$  = factor de servicio.

Los tamaños de poleas mínimos para las diversas correas o bandas se indican en las tablas 2 y 3. El factor de corrección de polea considera el grado de flexión de la banda y cómo afecta esto la vida de la correa. Por esta razón, depende del tamaño y material de la banda utilizada. Aplíquese la tabla 4, y use  $C_p = 1$  para bandas de uretano.

**Tabla 2. Propiedades de algunos materiales para bandas planas (d es el diámetro, t es el espesor, w es el ancho).**

MATERIAL	ESPECIFICACION	TAMAÑO in	DIÁMETRO MÍNIMO DE POLEA in	TENSION PERMISIBLE POR UNIDAD DE ANCHO A 600 ft/ min. lb/ in	PESO lb/ in <sup>3</sup>	COEFICIENTE DE FRICCIÓN
Cuero	1 capa	t = 11/ 64	3	30	0.035-0.045	0.4
		t = 13/ 64	3 ½	33	0.035-0.045	0.4
	2 capas	t = 18/ 64	4 ½	41	0.035-0.045	0.4
		t = 20/ 64	6 <sup>a</sup>	50	0.035-0.045	0.4
		t = 23/ 64	9 <sup>a</sup>	60	0.035-0.045	0.4
Poliamida <sup>b</sup>	F-0 <sup>c</sup>	t = 0.03	0.6	10	0.035	0.5
	F-1 <sup>c</sup>	t = 0.05	1	35	0.035	0.5
	F-2 <sup>c</sup>	t = 0.07	2.4	60	0.051	0.5
	A-2 <sup>c</sup>	t = 0.11	2.4	60	0.037	0.8
	A-3 <sup>c</sup>	t = 0.13	4.3	100	0.042	0.8
	A-4 <sup>c</sup>	t = 0.2	9.5	175	0.039	0.8
	A-5 <sup>c</sup>	t = 0.25	13.5	275	0.039	0.8
Uretano	w = 0.5	t = 0.062	Véase la tabla 3	5.2 <sup>e</sup>	0.038-0.045	0.7
	w = 0.75	t = 0.078		9.8 <sup>e</sup>	0.038-0.045	0.7
	w = 1.25	t = 0.09		18.9 <sup>e</sup>	0.038-0.045	0.7
	Redonda	d = 1/ 4	Véase la tabla 3	8.3 <sup>e</sup>	0.038-0.045	0.7
		d = 3/ 8		18.6 <sup>e</sup>	0.038-0.045	0.7
		d = 1/ 2		33.0 <sup>e</sup>	0.038-0.045	0.7
		d = 3/ 4		74.3 <sup>e</sup>	0.038-0.045	0.7

<sup>a</sup> Agregue 2 pulgadas al tamaño de la polea en el caso de bandas de 8 pulgadas o más.

<sup>b</sup> Fuente: Habasit Engineering Manual, Habasit Belting, Inc., Chamblee (Atlanta), Ga.

<sup>c</sup> Revestimiento de fricción de caucho acrilonitrilo-butadieno en ambos lados.

<sup>e</sup> A 60% de elongación: 12% es el valor máximo permisible.

Fuente: SHIGLEY, J. E. y MISCHKE, C. R. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5a edición. México: McGraw-Hill, 1998, 883 p.

**Tabla 3. Tamaño mínimo de polea para bandas de uretano planas y redondas. (Los diámetros de polea están indicados en pulgadas).**

CLASE DE BANDA	TAMAÑO DE BANDA	RELACIÓN DE LA VELOCIDAD DE LA POLEA A LA LONGITUD DE LA BANDA rev/ (ft*min)		
		HASTA 250	250 A 499	500 A 1000
Plana	0.5 x 0.062	0.38	0.44	0.5
	0.75 x 0.078	0.5	0.63	0.75
	1.25 x 0.09	0.5	0.63	0.75
Redonda	1/ 4	1.5	1.75	2
	3/ 8	2.25	2.62	3
	1/ 2	3	3.5	4
	3/ 4	5	6	7

Fuente: SHIGLEY, J. E. y MISCHKE, C. R. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5a edición. México: McGraw-Hill, 1998, 883 p.

**Tabla 4. Factor de corrección de polea  $C_p$  para bandas planas.\***

MATERIAL		DIÁMETRO DE LA POLEA MENOR, in					
		1.6 A 4	4.5 A 8	9 A 12.5	14 A 16	18 A 31.5	MÁS DE 31.5
Cuero		0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
Poliamida	F-0	0.95	1	1	1	1	1
	F-1	0.7	0.92	0.95	1	1	1
	F-2	0.73	0.86	0.96	1	1	1
	A-2	0.73	0.86	0.96	1	1	1
	A-3		0.7	0.87	0.94	0.96	1
	A-4			0.71	0.8	0.85	0.92
	A-5				0.72	0.77	0.91

\* Valores promedio de  $C_p$  para los intervalos dados se aproximaron a partir de curvas de Habasit Engineering Manual, Habasit Belting, Inc., Chamblee (Atlanta), Ga.

Fuente: SHIGLEY, J. E. y MISCHKE, C. R. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5a edición. México: McGraw-Hill, 1998, 883 p.

Las poleas de banda plana se hacen con una convexidad o combadura central (*coronamiento*) para evitar que la banda se corra o desplace de la superficie de la polea. Si sólo una polea tiene la combadura o coronamiento citado, debe ser la mayor. Ambas poleas deben estar combadas o abombadas siempre que los ejes de las poleas no estén en posición horizontal. Utilice la tabla 5 para determinar la altura del coronamiento.

**Tabla 5. Altura de coronamiento y diámetros ISO de poleas para bandas planas.**

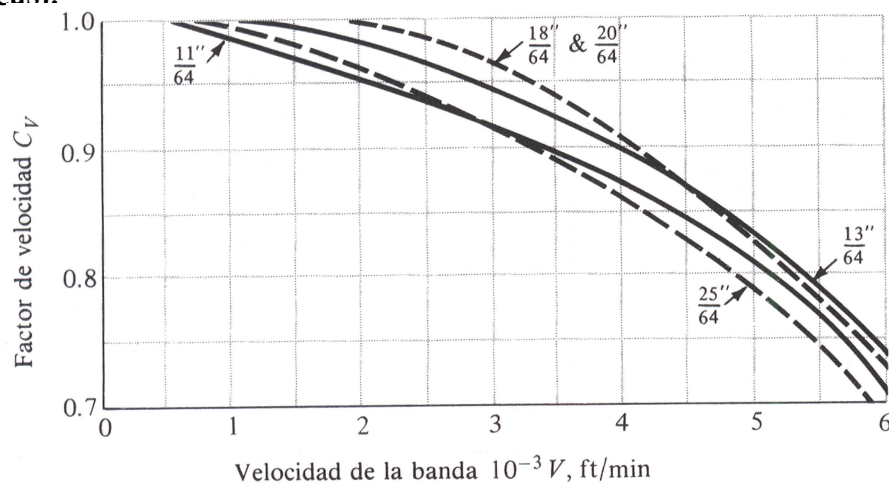
DIÁMETRO DE POLEA, in	CORONAMIENTO, in	DIAMETRO DE POLEA, in	CORONAMIENTO, in	
			w ≤ 10 in	w > 10 in
1.6, 2, 2.5	0.012	12.5, 14	0.03	0.03
2.8, 3.15	0.012	12.5, 14	0.04	0.04
3.55, 4, 4.5	0.012	22.4, 25, 28	0.05	0.05
5, 5.6	0.016	31.5, 35.5	0.05	0.06
6.3, 7.1	0.02	40	0.05	0.06
8, 9	0.024	45, 50, 56	0.06	0.08
10, 11.2	0.03	63, 71, 80	0.07	0.1

El coronamiento o combadura debe estar redondeado y no en ángulo; la rugosidad máxima es  $R_a = AA63 \mu\text{in}$ .

Fuente: SHIGLEY, J. E. y MISCHKE, C. R. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5a edición. México: McGraw-Hill, 1998, 883 p.

Los valores de la tabla 2 para la tensión de banda permisible se basan en una velocidad de desplazamiento de 600 ft/min. Con velocidades más elevadas utilice la figura 4 para obtener valores  $C_V$  para las bandas de cuero o correas propiamente dichas. En el caso de bandas de poliamida y uretano, empléese  $C_V = 1$ .

**Figura 4. Factor de corrección de velocidad  $C_V$  para bandas de cuero (correas).**



Fuente: SHIGLEY, J. E. y MISCHKE, C. R. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5a edición. México: McGraw-Hill, 1998, 883 p.

Los factores de servicio  $K_s$  para transmisiones de banda plana o redonda se dan en la tabla 6.

**Tabla 6. Factores de servicio sugeridos  $K_s$  para transmisiones de banda plana o redonda.**

CARACTERÍSTICA DEL IMPULSO	CARACTERÍSTICA DE LA FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ	
	MOMENTO TORSIONAL NORMAL	MOMENTO TORSIONAL ALTO O NO UNIFORME
Uniforme	1 a 1.2	1.1 a 1.3
Choque ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Choque mediano	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Choque fuerte	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Fuente: SHIGLEY, J. E. y MISCHKE, C. R. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5a edición. México: McGraw-Hill, 1998, 883 p.

Es importante destacar que para transmisiones por correa trapezoidal, si se tienen en cuenta las restricciones descritas anteriormente, son válidas las expresiones (18), (19) y (20).

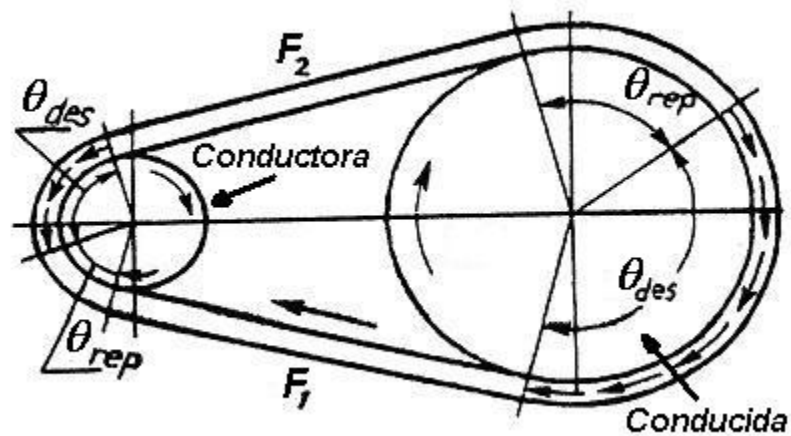
**2.1.1. Corrimiento elástico (deslizamiento).** En las transmisiones por correa, el elemento de tracción (la correa), tiene una característica particular y es su bajo módulo de elasticidad. El funcionamiento de la correa elástica está relacionado con el deslizamiento elástico sobre las poleas. Cuando la correa entra en contacto con la polea conductora (motriz), se enrolla con una tensión  $F_1$  y se desenrolla con una tensión  $F_2$ ; lo contrario acontece en la polea conducida, es decir, que en todo caso tiene lugar una igualación de las tensiones entre el punto de enrollamiento y el de desenrollamiento de la correa sobre las poleas. Pero la correa se va distensionando sobre el ramal conducido, mientras que en el ramal conductor se va tensionando y por ende alargando, de manera que durante la marcha o el trabajo de la transmisión, tiene lugar un movimiento relativo entre la correa y la polea. Esto quiere decir que la correa se arrastra sobre la polea, lo que significa que el coeficiente

de fricción entre las superficies en contacto varia; y si varia  $f$ , varia también  $e^{\theta}$ .

Es claro que la correa entra por la polea conductora a una velocidad  $V_1$  y sale a una velocidad  $V_2$  y que la velocidad de la polea es constante e igual  $V_1$ ; en los puntos en que las velocidades de la superficie de contacto de la polea y la correa son diferentes el deslizamiento es inevitable; como este deslizamiento es debido a la elasticidad de la correa, es denominado deslizamiento elástico de la correa por la polea.

Los resultados de las investigaciones hechas hacia 1893 por N. Zhukovski mostraron que el movimiento deslizante elástico de una transmisión que trabaja normalmente, no tiene lugar en su totalidad a lo largo del arco de contacto que abraza la correa a la polea. En cada polea el arco total de contacto  $\theta$  se divide en dos partes (Figura 5), en el arco de reposo  $\theta_{rep}$  y el arco de deslizamiento  $\theta_{des}$ .

**Figura 5. Diagrama del arco de reposo y del arco de deslizamiento.**



Fuente: DOBROVOLSKY, V., ZABLONSKY, K., MAK, S., RADCHIK, A. y ERLIJ, L. Elementos de Máquinas. Moscú: MIR, 1970, 692 p.

A medida que aumenta la carga  $Q$  el arco de deslizamiento aumenta y el arco de reposo disminuye. Si se origina una sobrecarga, el deslizamiento se da en todo el arco de contacto  $\theta$ ; en tal caso el movimiento deslizante elástico se transforma en un movimiento deslizante nocivo llamado *movimiento de resbalamiento* que motiva al deterioro prematuro de la correa.

El deslizamiento elástico se valora por medio de un coeficiente  $S$ , el cual varía su magnitud generalmente entre los valores 0,01 a 0,02. Este fenómeno afecta la distribución de las velocidades lineales periféricas de los sectores de la correa en su funcionamiento, por lo que dichas velocidades se pueden determinar por la relación:

$$V_2 = V_1 - V_1 S = V_1(1 - S) \quad (23)$$

siendo  $S$  el coeficiente de deslizamiento:

$$S = 1 - \frac{V_2}{V_1} = 1 - \frac{n_2 d_2}{n_1 d_1} \quad (24)$$

donde  $n_2$  es la frecuencia de rotación de la polea conducida,  $n_1$  es la frecuencia de rotación de la polea conductora,  $d_1$  y  $d_2$  son respectivamente, los diámetros de las poleas impulsora e impulsada.

Con  $S$  se facilita expresar la relación de transmisión como:

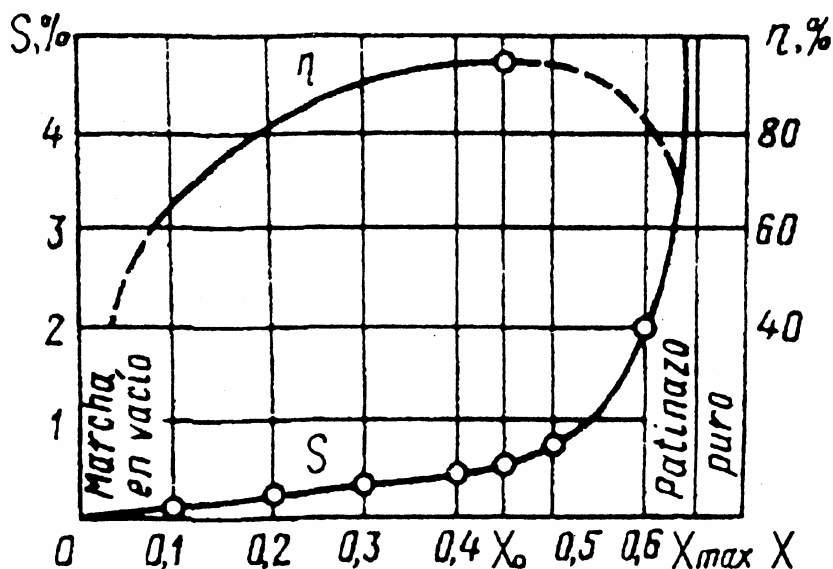
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - S)} \approx \frac{d_2}{d_1} \quad (25)$$

**2.1.2. Coeficiente de tracción.** La relación entre la fuerza periférica que transmite la correa y la suma de las tensiones de sus ramales se denomina coeficiente de tracción  $X$ :

$$X = \frac{Q}{2F_0} = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} \quad (26)$$

En las transmisiones por correa se ha determinado experimentalmente la curva de tracción ( $S$  contra  $X$ ), la cual se analizará a continuación:

Figura 6. Curva de tracción de una correa plana.



Fuente: DOBROVOLSKY, V., ZABLONSKY, K., MAK, S., RADCHIK, A. y ERLIJ, L. Elementos de Máquinas. Moscú: MIR, 1970, 692 p.

Esta curva se encuentra dividida en dos sectores; uno rectilíneo en donde se observa que a medida que crece  $X$  hay un crecimiento directamente proporcional de  $S$ . Este sector es el de trabajo de la correa o zona de deslizamiento elástico. El sector curvilíneo es la zona de resbalamiento de la correa o zona de trabajo inestable de la correa, ya que un pequeño aumento de la carga hace que la correa resbale. El punto de transición del sector rectilíneo al curvilíneo es el punto crítico de la curva de tracción  $X_0$ , a el valor de este punto corresponde al máximo valor de la eficiencia en condiciones de aprovechamiento racional de la correa.

Si  $X < X_0$ , no se aprovecha toda la capacidad de tracción de la correa; bajo rendimiento.

Si  $X > X_0$ , se produce resbalamiento de la correa, bajo rendimiento, rotura acelerada, no hay transmisión de la carga si el resbalamiento es total.

Si  $X = X_0$ , hay utilización óptima de la capacidad de carga.

La magnitud de  $X_0$  es generalmente entre 0,4 a 0,6 para correas planas y entre 0,6 a 0,9 para correas trapezoidales.

**2.1.3. Medición de la fuerza de tensado inicial.** La tensión inicial de la correa  $F_0$ , se hace indispensable al querer tener una buena transmisión de potencia, al realizar el procedimiento se debe garantizar que la correa conserve ésta tensión durante un tiempo prolongado, sin que se observe gran alargamiento y sin que se vea afectada la vida útil.

Entre mayor sea la tensión de la correa, mayor será la potencia que podrá ser transmitida sin deslizamiento excesivo, mientras si la tensión es baja, correa no transmitirá la potencia.

Cuando se hacen un tensado inicial muy elevado, este incide directamente sobre las tensiones de los ramales, deteriorando las correas y aumentando las fuerzas de flexión sobre los ejes, lo cual puede resultar peligroso bajo condiciones de funcionamiento.

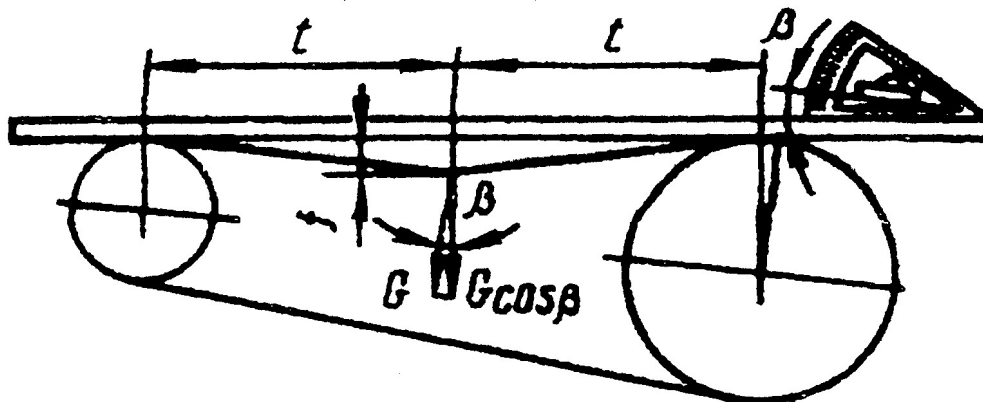
En la fórmula de Poncelet (ver ecuación 18) se puede observar la relación que existe entre las fuerzas de los ramales y la tensión inicial.

Con lo anteriormente expuesto, queda claro que se hace necesario controlar la fuerza de tensado inicial, la cual varía según el tipo de correa que se vaya a utilizar, puesto que los materiales de cada tipo tienen esfuerzos admisibles a la tensión diferentes.

Si se manejan pequeños diámetros de p Polea y altas velocidades que induzcan gran número de flexiones por segundo se hace aconsejable disminuir un poco la tensión inicial para prolongar la vida de la correa.

El control de la tensión se puede hacer de una forma sencilla, aplicando en el centro de un ramal una pequeña carga transversal  $G$  de 1 a 5 Kg, para que no cambie de forma significativa la tensión de la correa y muestre una variación en su forma, como se ve en la figura 7, con una flecha que disminuye a medida que se aumenta la tensión en la correa.

Figura 7. Esquema de medición de la tensión inicial de la correa.



Fuente: DOBROVOLSKY, V., ZABLONSKY, K., MAK, S., RADCHIK, A. y ERLIJ, L. Elementos de Máquinas. Moscú: MIR, 1970, 692 p.

El resultado de la descomposición de fuerzas permite conocer la tensión inicial  $F_0$  en Kgf:

$$F_0 = \frac{G * t}{2 * f} \cos \beta - K_G \quad (27)$$

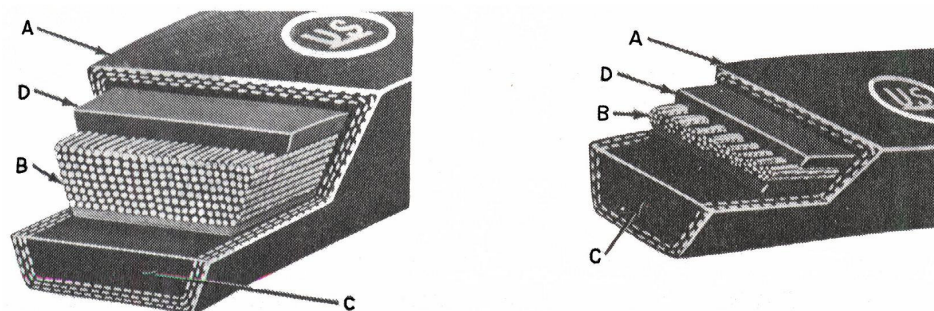
Siendo  $f$  la flecha de la correa,  $t$  es la mitad de la longitud libre del ramal de la correa,  $\beta$  es el ángulo comprendido entre la posición del ramal sin el contrapeso y con él,  $K_G$  es el factor de corrección de cambio de la tensión producida por el contrapeso  $G$ . Los valores que puede tener  $K_G$  son de 1 a 2. Este modelo es aplicable tanto para correas planas como para correas en V.

### 3. TRANSMISIÓN POR CORREAS EN V O TRAPEZOIDALES<sup>3</sup>

#### 3.1. MODELO DE DISEÑO

El aspecto de las correas trapezoidales o en “V” es bien conocido de todos porque siempre se utilizan para diversas transmisiones auxiliares debajo de la capota de un automóvil. La figura 8 muestra dos construcciones internas típicas, que varían en detalle según los diferentes fabricantes. Los componentes indispensables en la construcción de una correa trapezoidal son: material de funda tejido, vulcanizado, *A*; elementos de tracción *B* que soportan la carga principal debido a que el caucho tiene baja resistencia y se estira fácilmente, que algunas veces son de tela y otras de cuerda o cordón; cojín resiliente o material de compresión, amortiguador que actúa de almohadillado *C* que tiene en cuenta la presión lateral es caucho natural o sintético; capa de tracción *D*, capaz de soportar la flexión repetida.

**Figura 8. Construcción de una correa trapezoidal.**



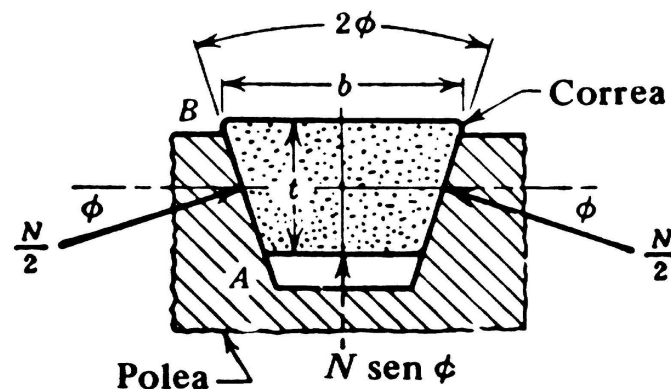
Fuente: FAIRES, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas. 1a edición. México: Limusa, 1998, 802 p.

<sup>3</sup> NOTA: La base bibliográfica para el desarrollo de este capítulo fue FAIRES, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas. 1a edición. México: Limusa, 1998, 802 p.

Las ruedas de garganta o acanaladas que funcionan con las correas trapecoidales se llaman *poleas acanaladas* o *de garganta* o *roldanas*.

Los factores que afectan a la capacidad de la correa trapecoidal son casi los mismos que los anteriormente mencionados para correas planas, excepto que la acción de cuña (figura 9) da lugar a una fuerza normal  $N$  mucho mayor para la misma tracción de la correa y, por consiguiente, para el mismo coeficiente de fricción se obtiene una fuerza tangencial mayor (transmitida).

**Figura 9.** El ángulo de ranura  $2\phi$ .



Fuente: FAIRES, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas. 1a edición. México: Limusa, 1998, 802 p.

A mayores dimensiones, la relación de tracción  $F_1/F_2$  razonablemente alcanzable es mayor que para correas planas (*las capacidades nominales y la corrección de arco  $K_\theta$  indicados más adelante son para una relación de tracción neta de 5, ecuación (17)*). También a causa de la forma de cuña, las correas trapecoidales funcionan bien con distancias de centros cortas sin ajuste frecuente de la tracción inicial. En el caso de que se rompa una correa de una transmisión de correas múltiples, las otras correas restantes deben soportar la carga sin necesidad de paro inmediato (sin pérdida de tiempo de producción). En este caso se instala un nuevo juego completo de correas con

longitudes iguales (de estrecha tolerancia). Una correa mucho más corta que las otras soportará una proporción excesiva de la carga y se romperá pronto.

La ecuación teórica (12) a base de las hipótesis establecidas en el estudio de las correas planas, se aplica a las correas en V si, en lugar de  $f$  se introduce  $f/\sin\phi$  ( $2\phi$  es el ángulo de ranura o garganta y puede ser de  $34^\circ$ ,  $36^\circ$  ó  $38^\circ$ ). Sin embargo, en la práctica se utilizan las ecuaciones siguientes (28 ó 29) de potencia nominal normalizada  $Pot_n$  expresadas en caballos de vapor (CV). El segundo término entre corchetes tiene en cuenta el efecto de curvatura, que es mucho mayor en las correas trapezoidales más gruesas. El tercer término entre corchetes es una corrección para la acción centrífuga. Para una correa: en unidades métricas ( $V$  en mpm;  $D_1$  en centímetros),

$$Pot_n = \left[ 2,98a \left( \frac{10^3}{V} \right)^{0,09} - \frac{8,43c}{K_d D_1} - 35,72e \frac{V^2}{10^6} \right] \frac{V}{10^3} \text{ CV}; \quad (28)$$

en unidades inglesas ( $V$  en fpm;  $D_1$  en pulgadas),

$$Pot_n = \left[ a \left( \frac{10^3}{V} \right)^{0,09} - \frac{c}{K_d D_1} - e \frac{V^2}{10^6} \right] \frac{V}{10^3} \text{ CV}; \quad (29)$$

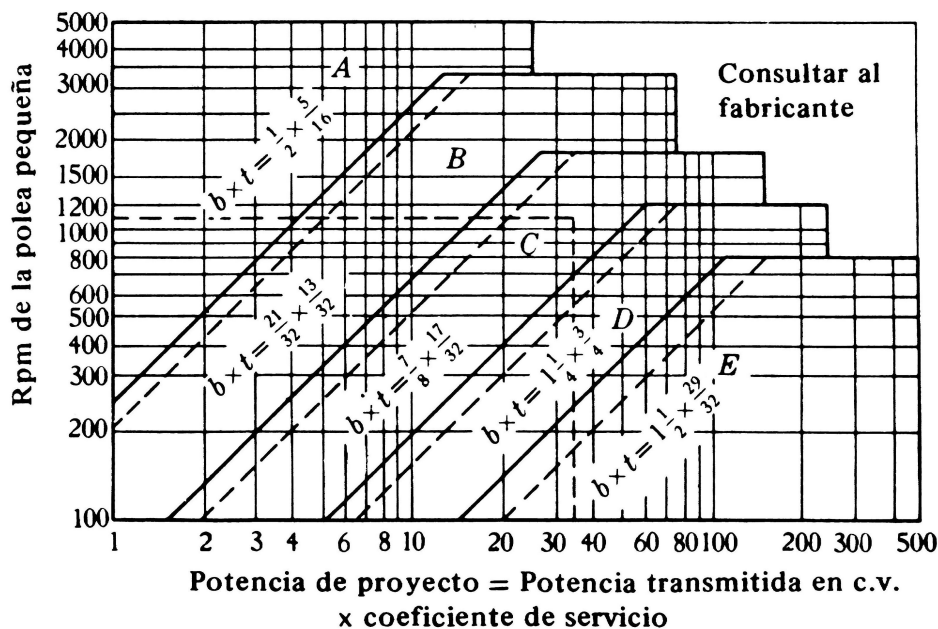
donde  $a$ ,  $c$  y  $e$  son constantes correspondientes a una sección de correa en particular;  $D_1$  es el diámetro primitivo de la polea menor;  $K_d$  es un coeficiente de diámetro pequeño, obtenido por la tabla 8 para la relación de velocidad dada, y  $V$  es la velocidad por minuto de la correa.

Las dimensiones de correas trapezoidales más comúnmente utilizadas en aplicaciones industriales generales se designan por las letras A, B, C, D, E, cada una con dimensiones de sección transversal nominal normalizada  $b$  y  $t$  (figura 9), como las indicadas en la figura 10. Además se pueden adquirir

correas de mayor capacidad. Actualmente en Norteamérica se tiende a preferir un diseño más estrecho designado 3V ( $b = 0,95$  cm, o bien  $3/8$  in), 5V ( $b = 1,58$  cm, o bien  $5/8$  in) y 8V ( $b = 2,54$  cm, o bien 1 in), existiendo además correas para otros fines especiales.

Los valores de  $a$ ,  $c$  y  $e$  para las secciones A, B, C y D están indicados en la tabla 7 debajo de las columnas de las longitudes normalizadas.

**Figura 10. Secciones de correa según la potencia y la velocidad.\***



Las rectas diagonales continuas son según ASA; las rectas diagonales de trazos concuerdan estrechamente con las de catálogo de la mayoría de fabricantes.

\*Las dimensiones  $b \times t$  indicadas en esta figura corresponden a las de la sección transversal de la correa (véase figura 8) normalizadas en Norteamérica. Sus equivalencias en unidades métricas son las siguientes:

$b \times t$ , pulgadas =  $1/2 \times 5/16$ ;  $21/32 \times 13/32$ ;  $7/8 \times 17/32$ ;  $1 1/4 \times 3/4$ ;  $1 1/2 \times 29/32$ .

$b \times t$ , milímetros = 12,7 x 7,9; 16,6 x 10,3; 22,2 x 13,5; 31,7 x 19; 38,1 x 23.

Y las más aproximadas normalizadas en España son:

$b \times t$ , milímetros = 13 x 8; 17 x 11; 22 x 14; 32 x 19; 38 x 25

Denominación: A B C D E

Existiendo además otro perfil de correa de dimensiones 10 x 6 mm (denominación Z)

Fuente: FAIRES, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas. 1a edición. México: Limusa, 1998, 802 p.

Los catálogos de fabricantes tienen tablas voluminosas con las potencias nominales ya calculadas, pero no se pueden incluir por limitaciones de espacio. En cualquier caso, la primera operación es calcular la potencia de proyecto  $Pot_{pro}$ , multiplicando la potencia a transmitir  $Pot_{tra}$  (o la potencia indicada en la placa de características del motor) por un adecuado coeficiente de servicio  $N_{sf}$ . Los coeficientes de servicio son una consecuencia de la experiencia de ingeniería y del criterio; los de la tabla 11, se pueden utilizar aquí.

$$Pot_{pro} = N_{sf} * Pot_{tra} \quad (30)$$

Con la potencia de proyecto y las rpm de la polea menor, se entra en la figura 10 y se toma la decisión acerca de la sección transversal a utilizar, tal como indican las líneas de trazos que señalan la elección de una sección C. Si el punto está cercano a una línea divisoria, es razonable cualquiera de ambas secciones; se calcula para las dos y se decide cuál es la más conveniente a base del costo y otras consideraciones.

La potencia de las ecuaciones de especificación nominal  $Pot_n$  debe ser corregida para la longitud de la correa ( $K_L$ ) y el arco de contacto ( $K_\theta$ ); es decir,

$$Pot_{na} = K_\theta * K_L (Pot_n), \quad (31)$$

donde  $K_\theta$  es un coeficiente de corrección para un arco de contacto distinto a  $180^\circ$ . Como el arco de contacto es una función de  $(D-d)/C$ , tal como indica la ecuación (8), este valor resulta de uso cómodo en la elección de  $K_\theta$  por la tabla 9, que es la manera más fácil de hacer la corrección;  $D$  es el diámetro mayor,  $d$  es el diámetro menor,  $C$  es la distancia entre centros. Este coeficiente  $K_\theta$  es fundamentalmente una corrección de la ecuación (17) de relación de tracciones netas, a causa de que el valor admisible de esta relación disminuye cuando  $\theta$  disminuye. Si no se conocen los diámetros de las poleas, habrá que asignarles un valor, así como una distancia aproximada entre centros. Si es

posible, se deben adoptar los diámetros mínimos de la polea menor  $D_{1min}$  dados en la parte superior de las columnas de la tabla 7.

Las correas cortas se flexan más frecuentemente alrededor de las poleas que las correas largas. El coeficiente  $K_L$  de la ecuación (31) corrige el efecto de la longitud y se obtiene de la tabla 10. La longitud primitiva de una correa se calcula por la ecuación:

$$L = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (32)$$

Se elige luego una longitud normalizada en la tabla 7, ó bien puede ser conocida la longitud de una correa para la cual se desee determinar la distancia entre centros; en este caso se despeja  $C$  de la ecuación (32).

Siendo  $B = 4L - 6,28(D + d)$ , obtenemos:

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D - d)^2}}{16} \quad (33)$$

Si se da un valor supuesto al diámetro de la polea menor y se conoce la relación de velocidad  $i$ , se elige una mínima distancia entre centros según:

$$C_{min} = \frac{d + D}{2} + d \quad \text{ó} \quad C_{min} = D \quad (34)$$

adoptando la que sea mayor. La distancia entre centros se hace ajustable a fin de que las correas puedan ser montadas en las gargantas de las poleas sin un estiramiento perjudicial y de modo que se pueda mantener la tracción inicial. Algunas veces se utilizan poleas locas de guía o tensoras en las transmisiones de correa trapezoidal. Si es posible, no sólo se emplean longitudes normalizadas de correa, sino también diámetros normalizados de polea, para obtener todo lo más aproximadamente posible la relación de velocidad deseada.

Algunos diámetros de poleas normalizadas se describen a continuación:

❖ Sección A: Varía en aumentos de 0.2 in (0.5 cm) desde 2.6 in (6.6 cm) hasta 5.2 in (13.2 cm); luego en aumentos de 0.4 in (1.01 cm) hasta 6.4 in (16.25 cm); luego los diámetros de 7, 8.2 ,9 , 10.6, 12, 15, 18 in (o sea, respectivamente, 17.78, 20.82, 22.86, 26.92, 30.48, 38.1, 45.72 cm).

❖ Sección B: Varía en aumentos de 0.2 in (0.5 cm) hasta 4.6 in (11.68 cm); luego los diámetros de 5, 5.2 ,5.4, 5.6, 6, 6.4, 6.8, 7.4, 8.6, 9.4, 11, 12.4, 15.4, 18.4, 20, 25, 30, 38 in (o sea, respectivamente, 12.7, 13.2, 13.71, 14.22, 15.24, 16.25, 17.27, 18.79, 21.84, 23.87, 27.94, 31.5, 39.12, 46.74, 50.8, 63.5, 76.2, 96.52 cm).

❖ Sección C: Varía en aumentos de 0.5 in (1.27 cm) desde 7 in (17.78 cm) hasta 11 in (27.94 cm); luego en aumentos de 1 in (2.54 cm) hasta 14 in (35.56 cm); de 2 in (5.08 cm) hasta 20 in (50.8 cm); luego los diámetros de 24, 30, 36, 44, 50 in (o sea, respectivamente, 60.96, 76.2, 91.44, 111.76, 127 cm).

❖ Sección D: Varía en aumentos de 0.5 in (1.27 cm) desde 13 in (33.02 cm) hasta 16 in (40.64 cm); luego los diámetros de 18, 22, 27, 33, 40, 48, 58 in (o sea, respectivamente, 45.72, 55.88, 68.58, 83.82, 101.6, 121.92, 147.32 cm).

Naturalmente, los diámetros especificados de las poleas y la distancia entre centros deben estar adaptados a la longitud normalizada de la correa.

El número de correas necesarias es:

$$N^{\circ} \text{ de correas} = \frac{Pot_{prq}}{Pot_{na}} \quad (35)$$

Se utiliza el número entero inmediato superior.

**Tabla 7. Longitudes normalizadas de correas trapecoidales norteamericanas y constantes de potencia.\***

SECCION A			SECCION B			SECCION C			SECCION D		
$D_{1\text{mín}} = 3 \text{ in (7,62 cm.)}$			$D_{1\text{mín}} = 5,4 \text{ in (13,71 cm)}$			$D_{1\text{mín}} = 9 \text{ in (22,86 cm)}$			$D_{1\text{mín}} = 13 \text{ in (33 cm)}$		
Correa N°	Longitud primitiva		Correa N°	Longitud primitiva		Correa N°	Longitud primitiva		Correa N°	Longitud primitiva	
	in	cm		in	cm		in	cm		in	cm
A26	27.3	69.3	B35	36.8	93.4	C51	53.9	136.9	D120	123.3	313.1
A31	32.3	82	B38	39.8	101.1	C60	62.9	159.7	D128	131.3	333.5
A35	36.3	92.2	B42	43.8	111.2	C68	70.9	180	D144	147.3	374.1
A38	39.3	99.8	B46	47.8	121.4	C75	77.9	197.8	D158	161.3	409.7
A42	43.3	109.9	B51	52.8	134.1	C81	83.9	213.1	D173	176.3	447.8
A46	47.3	120.1	B55	56.8	144.2	C85	87.9	223.2	D180	183.3	465.5
A51	52.3	132.8	B60	61.8	156.9	C90	92.9	235.9	D195	198.3	503.6
A55	56.3	143	B68	69.8	177.2	C96	98.9	251.2	D210	213.3	541.7
A60	61.3	155.7	B75	76.8	195	C105	107.9	274	D240	240.8	611.6
A68	69.3	176	B81	82.8	210.3	C112	114.9	291.8	D270	270.8	687.8
A75	76.3	193	B85	86.8	220.4	C120	122.9	312.1	D300	300.8	764
A80	81.3	206.5	B90	91.8	233.1	C128	130.9	332.4	D330	330.8	840.2
A85	86.3	219.2	B97	98.8	250.9	C144	146.9	373.1	D360	360.8	916.4
A90	91.3	231.9	B105	106.8	271.2	C158	160.9	408.6	D390	390.8	992.6
A96	97.3	247.1	B112	113.8	289	C173	175.9	446.7	D420	420.8	1068.8
A105	106.3	270	B120	121.8	308.3	C180	182.9	464.5	D480	480.8	1221.2
A112	113.3	287.7	B128	129.8	329.6	C195	197.9	502.6	D540	540.8	1373.6
A120	121.3	308.1	B144	145.8	370.3	C210	212.9	540.7	D600	600.8	1526
A128	129.3	328.4	B158	159.8	405.8	C240	240.9	611.8	D660	660.8	1672.4
Constantes para potencia nominal $a = 2.684$ $c = 5.326$ $e = 0.0136$			B173	174.8	444	C270	270.9	688	Constantes para potencia nominal $a = 18.788$ $c = 137.7$ $e = 0.0848$		
			B180	181.8	461.7	C300	300.9	764.2			
			B195	196.8	499.8	C330	330.9	840.4			
			B210	211.8	537.9	C360	360.9	916.6			
			B240	240.3	610.3	C390	390.9	992.8			
			B270	270.3	688	C420	420.9	1069			
			B300	300.3	762.7	Constantes para potencia nominal $a = 8.792$ $c = 38.819$ $e = 0.0416$					

\* El valor  $D_{1\text{mín}}$  es el diámetro primitivo de la polea menor que debe utilizarse con esta sección. Si se emplea una polea más pequeña, lo probable es que la correa tenga poca duración.

Fuente: FAIRES, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas. 1a edición. México: Limusa, 1998, 802 p.

**Tabla 8. Coeficientes de diámetro pequeño  $K_d$ .**

$D_2/D_1$	$K_d$
1-1.019	1
1.02-1.032	1.01
1.033-1.055	1.02
1.056-1.081	1.03
1.082-1.109	1.04
1.11-1.142	1.05
1.143-1.178	1.06
1.179-1.222	1.07
1.223-1.274	1.08
1.275-1.34	1.09
1.341-1.429	1.1
1.43-1.562	1.11
1.563-1.814	1.12
1.815-2.948	1.13
2.949 y más	1.14

Fuente: FAIRES, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas. 1a edición. México: Limusa, 1998, 802 p.

**Tabla 9. Coeficiente de arco de contacto  $K_\theta$ .**

$(D_2-D_1)/C$	$K_\theta$	
	VV	V-plana
0	1	0.75
0.1	0.99	0.76
0.2	0.97	0.78
0.3	0.96	0.79
0.4	0.94	0.8
0.5	0.93	0.81
0.6	0.91	0.83
0.7	0.89	0.84
0.8	0.87	0.85
0.9	0.85	0.85
1	0.82	0.82
1.1	0.8	0.8
1.2	0.77	0.77
1.3	0.73	0.73
1.4	0.7	0.7
1.5	0.65	0.65

Fuente: FAIRES, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas. 1a edición. México: Limusa, 1998, 802 p.

**Tabla 10. Factores de corrección de longitud  $K_L$ .**

DESIGNACIÓN DE LA LONGITUD NORMALIZADA		SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA CORREA				
cm	in	A	B	C	D	E
66	26	0.81	..	..	..	..
78.7	31	0.84	..	..	..	..
88.9	35	0.87	0.81	..	..	..
96.5	38	0.88	0.83	..	..	..
106.6	42	0.9	0.85	..	..	..
116.8	46	0.92	0.87	..	..	..
129.5	51	0.94	0.89	0.8	..	..
139.7	55	0.96	0.9	..	..	..
152.4	60	0.98	0.92	0.82	..	..
172.7	68	1	0.95	0.85	..	..
190.5	75	1.02	0.97	0.87	..	..
203.2	80	0.4	..	..	..	..
205.7	81	..	0.98	0.89	..	..
215.9	85	1.05	0.99	0.9	..	..
228.6	90	1.06	1	0.91	..	..
243.8	96	1.08	..	0.92	..	..
246.3	97	..	1.02	..	..	..
266.7	105	1.1	1.04	0.94	..	..
284.5	112	1.11	1.05	0.95	..	..
304.8	120	1.13	1.07	0.97	0.86	..
325.1	128	1.14	1.08	0.98	0.87	..
365.8	144	..	1.11	1	0.9	..
401.3	158	..	1.13	1.02	0.92	..
439.4	173	..	1.15	1.04	..	..
457.2	180	..	1.16	1.05	0.94	0.91
495.3	195	..	1.18	1.07	0.96	0.92
533.4	210	..	1.19	1.08	0.96	0.94
609.6	240	..	1.22	1.11	1	0.96
685.8	270	..	1.25	1.14	1.03	0.99
762	300	..	1.27	1.16	1.05	1.01
838.2	330	..	..	1.19	1.07	1.03
914.4	360	..	..	1.21	1.09	1.05
990.6	390	..	..	1.23	1.11	1.07
1066.8	420	..	..	1.24	1.12	1.09
1219.2	480	..	..	..	1.16	1.12
1371.6	540	..	..	..	1.18	1.14
1524	600	..	..	..	1.2	1.17
1676.4	660	..	..	..	1.23	1.19

Fuente: FAIRES, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas. 1a edición. México: Limusa, 1998, 802 p.

**Tabla 11. Coeficientes de servicio  $N_{sf}$ .**

MÁQUINAS CONDUCIDAS	MÁQUINAS CONDUCTORAS	
	Motores eléctricos: C.A. fase partida; C.A. de jaula de ardilla par normal y sincrónicos; C.C. devanado en derivación. Ruedas hidráulicas. Turbinas hidráulicas y de vapor. Motores de combustión interna multicilíndricos (transmisión hidráulica).	Motores eléctricos: C.A. monofásicos devanado en serie; C.A. alto par o alto deslizamiento; C.A. anillos rozantes; C.A. anillos de repulsión; C.A. con condensador; C.C. devanado compuesto. Máquinas de vapor y ejes de transmisión. Embrague sobre eje conductor o conducido. Motores de combustión interna monocilíndricos.
Agitadores para líquidos. Fresadoras para levas. Transportadores, empaquetadoras. Taladradoras. Tornos o máquinas de roscar. Pequeños ventiladores de hasta 10 hp.	1.1	1.2
Compresores y sopladores (giratorios). Transportadores de banda para arena, mineral, grano, etc. Generadores. Ejes de transmisión. Máquinas herramienta. Maquinaria de imprenta. Bombas (giratorias) Cizalladoras.	1.2	1.4
Molinos de bolas. Batidoras de fábricas de papel. Sierras circulares. Compresores (alternativos). Elevadores de cangilones. Transportadores de banda articulada, de tornillo sinfín, de cadena sinfín con arrastre. Trituradoras, machacadoras. Molinos de martillos. Pulverizadores. Bombas (alternativas). Punzadoras, prensas, tarrajas. Hélices Tambores clasificadores, cribadoras. Molinos tubulares.	1.4	1.6
Cabrestantes o tornos izadores. Ventiladores de minas. Ventiladores de acción directa. Continuas de hilar. Tambores o barriles de frotación. Retorcedoras (textiles)	1.6	1.8

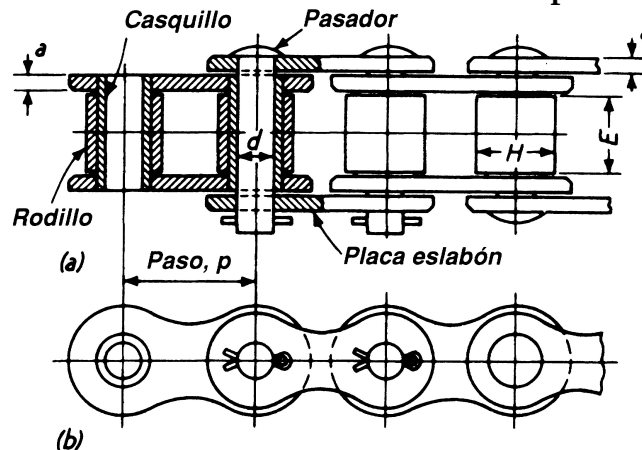
Fuente: FAIRES, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas. 1a edición. México: Limusa, 1998, 802 p.

Se debe tener en cuenta que en la tabla 11 hay que sumar 0,2 a los valores dados para cada una de las siguientes condiciones: servicio continuo (más de 16 horas por día), ambiente húmedo, transmisiones con polea loca, transmisiones aceleradas; restar 0,2 si el funcionamiento es completamente intermitente o de temporada. Estos coeficientes representan términos medios de los valores que se encuentran en la literatura técnica en particular para correas trapezoidales; sin embargo, pueden servir de guía para otros elementos de transmisión.

#### 4. TRANSMISIÓN POR CADENAS DE RODILLOS<sup>4</sup>

Una cadena de rodillos proporciona un método accesible y eficiente para transmitir potencia entre ejes paralelos. Detalles de su construcción se muestran en la figura 11. Los rodillos giran sobre casquetes que están ajustados a presión en las placas eslabón internas. La rotación de los pasadores en las placas eslabón externas se impide por el ensamble a presión. En la tabla 12 se dan dimensiones para tamaños estándar. El rango en la escala de tamaños es grande, por lo que pueden usarse cadenas para grandes y pequeñas cantidades de potencia. Las cadenas pueden ser útiles para espaciamientos entre ejes que resultan muy grandes para engranes. Puede obtenerse una gran reducción en velocidad si se desea. Las tolerancias para un impulsor de cadena son mayores que para engranes y la instalación es relativamente sencilla.

Figura 11. Construcción de una cadena de rodillos típica.



Fuente: SPOTTS, M. F. y SHOUP, T. E. Elementos de Máquinas. 7a edición. México: Prentice-Hall, 1999, 856 p.

<sup>4</sup> NOTA: La base bibliográfica para el desarrollo de este capítulo fue MOTT, R. L. Diseño de Elementos de Máquinas. 2a edición. México: Prentice-Hall, 1995, 852 p.

**Tabla 12. Dimensiones de cadenas de transmisión de rodillo estándar.**

N° de cadena	Paso, p, in	Rodillo		Diámetro del pasador, d, in	Espesor de la placa eslabón, a, in	Resistencia a la tensión última mínima, lb***
		Diámetro, H, in	Ancho, E, in			
25*	1/4	0.13*	1/8	0.0905	0.03	780
35*	3/8	0.2*	3/16	0.141	0.05	1760
41**	1/2	0.306	1/4	0.141	0.05	1500
40	1/2	5/16	5/16	0.156	0.06	3125
50	5/8	0.4	3/8	0.2	0.08	4480
60	3/4	15/32	1/2	0.234	0.094	7030
80	1	5/8	5/8	0.312	0.125	12500
100	1 1/4	3/4	3/4	0.375	0.156	19530
120	1 1/2	7/8	1	0.437	0.187	28125
140	1 3/4	1	1	0.5	0.219	38280
160	2	1 1/8	1 1/4	0.562	0.25	50000
180	2 1/4	1 13/32	1 13/32	0.687	0.2811	63280
200	2 1/2	1 9/16	1 1/2	0.781	0.312	78125
240	3	1 7/8	1 7/8	0.937	0.375	112500

\* Sin rodillos.

\*\* Cadena de peso ligero.

\*\*\* La resistencia a la tensión última mínima es la fuerza mínima a la que una cadena no usada ni dañada fallaría al someterla a una prueba de carga de tensión simple. No es una carga de trabajo que pueda aplicarse con seguridad a la cadena.

Fuente: SPOTTS, M. F. y SHOUP, T. E. Elementos de Máquinas. 7a edición. México: Prentice-Hall, 1999, 856 p.

Las cadenas no constituyen riesgo de incendio y no son afectadas por temperaturas relativamente altas ni por la presencia de aceite o grasa. Sin embargo, las cadenas son más ruidosas que las bandas. Una pequeña rueda guía ajustable debería proporcionarse para remover una holgura excesiva de la cadena conforme ésta se desgasta. Debe localizarse en el exterior de la cadena sobre el lado flojo y cerca de la rueda dentada más pequeña.

#### 4.1. MODELO DE DISEÑO

La especificación de la cadena en relación a su capacidad para transmitir potencia considera tres modos de falla: fatiga de las placas de los eslabones por aplicación sucesiva de la tensión en el lado flojo de la cadena, impacto en los rodillos conforme se enlazan con los dientes de la rueda dentada y raspaduras entre los pernos de cada eslabón y los bujes en los pernos.

Las especificaciones se basan en datos empíricos con un impulsor suave y una carga suave (factor de servicio = 1) y una vida útil especificada de 15000 horas aproximadamente. Las variables importantes son el paso de la cadena y el tamaño y la velocidad de giro de la rueda dentada más pequeña. La lubricación es de fundamental importancia para la operación satisfactoria de un impulsor de cadena. Los fabricantes recomiendan el tipo de método de lubricación para combinaciones particulares de tamaño de cadena, tamaño de rueda dentada y velocidad.

Las tablas 14, 15, 16 y 17 enumeran la potencia especificada para cuatro tamaños de cadena estándar: número 40 (1/ 2"), número 50 (5/ 8"), número 60 (3/ 4") y número 80 (1"). Estos son comunes en el tipo de información disponible para todos los tamaños de cadenas en los catálogos de fabricantes. Observe estas características de los datos:

- ❖ Las especificaciones se basan en la velocidad de la rueda dentada más pequeña.
- ❖ Para una velocidad en particular, la capacidad de potencia se incrementa con el número de dientes en la rueda dentada. Desde luego, cuanto mayor sea el número de dientes más grande será el diámetro de la rueda dentada. Debe observarse que el uso de una cadena con un paso pequeño en una rueda

dentada de gran tamaño genera un impulso más silencioso.

❖ Para un tamaño particular de rueda dentada, un número específico de dientes, la capacidad de potencia se incrementa en función del incremento de la velocidad hasta un punto; después, disminuye. La fatiga que se debe a la tensión en la cadena rige a velocidades entre bajas y moderadas; el impacto sobre las ruedas dentadas predomina a velocidades más altas. A cada tamaño de rueda dentada corresponde un límite superior absoluto de velocidad que se debe a la presencia de raspaduras entre los pernos y los bujes de la cadena. Esto explica la caída súbita de capacidad de potencia hasta cero a velocidad límite.

❖ Las especificaciones corresponden a un solo ramal de cadena. Si bien ramales múltiples incrementan la capacidad de potencia, no proporcionan un múltiplo directo de la capacidad de un solo ramal. Los factores para múltiples ramales  $F_r$  se dan en la tabla 13. De acuerdo a eso la potencia de diseño  $Pot_{dis}$  es:

$$Pot_{dis} = \frac{Pot_{tra} * F_s}{F_r} \quad (36)$$

siendo  $Pot_{tra}$  la potencia a transmitir y  $F_s$  el factor de servicio.

❖ Las especificaciones son para un factor de servicio de 1. Especifique un factor de servicio para un uso en particular de conformidad con la tabla 18.

**Tabla 13. Factores para cadenas de rodillos de ramales múltiples  $F_r$ .**

Número de ramales	Factor por ramales múltiples
	$F_r$
1	1
2	1.7
3	2.5
4	3.3

Fuente: SPOTTS, M. F. y SHOUP, T. E. Elementos de Máquinas. 7a edición. México: Prentice-Hall, 1999, 856 p.

**Tabla 14. Especificaciones de potencia, cadena de rodillos estándar de un solo ramal, número 40, paso de 1/2".**

Número de dientes en la rueda dentada pequeña	Revoluciones por minuto, rueda dentada pequeña																								
	10	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2400	2700	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000
9	0.04	0.1	0.19	0.35	0.65	0.93	1.21	1.48	2	2.51	2.75	3.25	3.73	4.12	3.45	2.74	2.24	1.88	1.6	1.27	1.04	0.75	0.57	0.45	0.37
10	0.05	0.11	0.21	0.39	0.73	1.04	1.35	1.65	2.24	2.81	3.09	3.64	4.18	4.71	4.04	3.21	2.63	2.2	1.88	1.49	1.22	0.87	0.66	0.53	0.43
11	0.05	0.12	0.23	0.43	0.8	1.16	1.5	1.83	2.48	3.11	3.42	4.03	4.63	5.22	4.66	3.7	3.03	2.54	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77	0.61	0.5
12	0.06	0.14	0.25	0.47	0.88	1.27	1.65	2.01	2.73	3.42	3.76	4.43	5.09	5.74	5.31	4.22	3.45	2.89	2.47	1.96	1.6	1.15	0.87	0.69	0.57
13	0.06	0.15	0.28	0.52	0.96	1.39	1.8	2.2	2.97	3.73	4.1	4.83	5.55	6.26	5.99	4.76	3.89	3.26	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98	0.78	0.64
14	0.07	0.16	0.3	0.56	1.04	1.5	1.95	2.38	3.22	4.04	4.44	5.23	6.01	6.78	6.7	5.31	4.35	3.65	3.11	2.47	2.02	1.45	1.1	0.87	0.71
15	0.07	0.17	0.32	0.6	1.12	1.62	2.1	2.56	3.47	4.35	4.78	5.64	6.47	7.3	7.43	5.89	4.82	4.04	3.45	2.74	2.24	1.6	1.22	0.97	0.79
16	0.08	0.19	0.35	0.65	1.2	1.74	2.25	2.75	3.72	4.66	5.13	6.04	6.94	7.83	8.18	6.49	5.31	4.45	3.8	3.02	2.47	1.77	1.34	1.07	0.87
17	0.08	0.2	0.37	0.69	1.29	1.85	2.4	2.93	3.97	4.98	5.48	6.45	7.41	8.36	8.96	7.11	5.82	4.88	4.17	3.31	2.71	1.94	1.47	1.17	0.96
18	0.09	0.21	0.39	0.73	1.37	1.97	2.55	3.12	4.22	5.3	5.82	6.86	7.88	8.89	9.76	7.75	6.34	5.31	4.54	3.6	2.95	2.11	1.6	1.27	0
19	0.09	0.22	0.42	0.78	1.45	2.09	2.71	3.31	4.48	5.62	6.17	7.27	8.36	9.42	10.5	8.4	6.88	5.76	4.92	3.91	3.2	2.29	1.74	1.38	0
20	0.1	0.24	0.44	0.82	1.53	2.21	2.86	3.5	4.73	5.94	6.53	7.69	8.83	9.96	11.1	9.07	7.43	6.22	5.31	4.22	3.45	2.47	1.88	1.49	0
21	0.11	0.25	0.46	0.87	1.62	2.33	3.02	3.69	4.99	6.26	6.88	8.11	9.31	10.5	11.7	9.76	7.99	6.7	5.72	4.54	3.71	2.66	2.02	1.6	0
22	0.11	0.26	0.49	0.91	1.7	2.45	3.17	3.88	5.25	6.58	7.23	8.52	9.79	11	12.3	10.5	8.57	7.18	6.13	4.87	3.98	2.85	2.17	1.72	0
23	0.12	0.27	0.51	0.96	1.78	2.57	3.33	4.07	5.51	6.9	7.59	8.94	10.3	11.6	12.9	11.2	9.16	7.68	6.55	5.2	4.26	3.05	2.32	1.84	0
24	0.13	0.29	0.54	1	1.87	2.69	3.48	4.26	5.76	7.23	7.95	9.36	10.8	12.1	13.5	11.9	9.76	8.18	6.99	5.54	4.54	3.25	2.47	1.96	0
25	0.13	0.3	0.56	1.05	1.95	2.81	3.64	4.45	6.02	7.55	8.3	9.78	11.2	12.7	14.1	12.7	10.4	8.7	7.43	5.89	4.82	3.45	2.63	0	
26	0.14	0.31	0.58	1.09	2.04	2.93	3.8	4.64	6.28	7.88	8.66	10.2	11.7	13.2	14.7	13.5	11	9.23	7.88	6.25	5.12	3.66	2.79	0	
28	0.15	0.34	0.63	1.18	2.2	3.18	4.11	5.03	6.81	8.54	9.39	11.1	12.7	14.3	15.9	15	12.3	10.3	8.8	6.99	5.72	4.09	3.11	0	
30	0.16	0.37	0.68	1.27	2.38	3.42	4.43	5.42	7.33	92	10.1	11.9	13.7	15.4	17.2	16.7	13.6	11.4	9.76	7.75	6.34	4.54	3.45	0	
32	0.17	0.39	0.73	1.36	2.55	3.67	4.75	5.81	7.86	9.86	10.8	12.8	14.7	16.5	18.4	18.4	15	12.6	10.8	8.64	6.99	5	0		
35	0.19	0.43	0.81	1.5	2.81	4.04	5.24	6.4	8.66	10.9	11.9	14.1	16.2	18.2	20.3	21	17.2	14.4	12.3	9.76	7.99	5.72	0		
40	0.22	0.5	0.93	1.74	3.24	4.67	6.05	7.39	10	12.5	13.8	16.3	18.7	21.1	23.4	25.7	21	17.6	15	11.9	9.76	6.99	0		
45	0.25	0.57	1.06	1.97	3.68	5.3	6.87	8.4	11.4	14.2	15.7	18.5	21.2	23.9	26.6	30.5	25.1	21	17.9	14.2	11.7	0			
	Tipo I				Tipo II								Tipo III												

Fuente: MOTT, R. L. Diseño de Elementos de Máquinas. 2a edición. México: Prentice-Hall, 1995, 852 p.

Tipo I: Lubricación manual o por goteo.

Tipo II: Lubricación por disco o baño.

Tipo III: Lubricación por flujo de aceite.

**NOTA GENERAL:**

Las revoluciones límite en rpm para cada tipo de lubricación se leen desde la columna hasta la izquierda de la línea límite mostrada.

**Tabla 15. Especificaciones de potencia, cadena de rodillos estándar de un solo ramal, número 50, paso de 5/8".**

Número de dientes en la rueda dentada pequeña	Revoluciones por minuto, rueda dentada pequeña											
	50	500	1200	1800	2500	3000	4000	5000	6000	8000		
11	0.45	3.57	7.85	5.58	3.43	2.59	1.68	1.41	1.2	0.92		
15	0.63	4.99	11	8.88	5.46	4.13	2.68	2.25	1.92			
20	0.86	6.8	15	13.7	8.4	6.35	4.13	3.46	2.95			
25	1.09	8.66	19	19.1	11.7	8.88	5.77	4.83				
30	1.33	10.5	23.2	25.1	15.4	11.7	7.58					
40	1.81	14.4	31.6	38.7	23.7	18						
	Tipo I	Tipo II	Tipo III									

Fuente: AVALLONE, E. A., ed. y BAUMEISTER III, T., ed. Marks Manual del Ingeniero Mecánico. 3a edición. México: McGraw-Hill, 1995.

Tipo I: Lubricación manual o por goteo.

Tipo II: Lubricación por disco o baño.

Tipo III: Lubricación por flujo de aceite.

**NOTA GENERAL:**

Las revoluciones límite en rpm para cada tipo de lubricación se leen desde la columna hasta la izquierda de la línea límite mostrada

**Tabla 16. Especificaciones de potencia, cadena de rodillos estándar de un solo ramal, número 60, paso de 3/4".**

Número de dientes en la rueda dentada pequeña	Revoluciones por minuto, rueda dentada pequeña																								
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500
9	0.15	0.33	0.62	1.16	1.67	2.16	3.12	4.04	4.94	5.82	6.68	7.54	8.38	9.21	9.99	8.77	6.96	5.7	4.77	4.08	2.92	2.22	1.76	1.44	1.21
10	0.16	0.37	0.7	1.3	1.87	2.43	3.49	4.53	5.53	6.52	7.49	8.44	9.39	10.3	11.2	10.3	8.15	6.67	5.59	4.77	3.42	2.6	2.06	1.69	1.41
11	0.18	0.41	0.77	1.44	2.07	2.69	3.87	5.02	6.13	7.23	8.3	9.36	10.4	11.4	12.5	11.9	9.41	7.7	6.45	5.51	3.94	3	2.38	1.95	1.63
12	0.2	0.45	0.85	1.58	2.28	2.95	4.25	5.51	6.74	7.94	9.12	10.3	11.4	12.6	13.7	13.5	10.7	8.77	7.35	6.28	4.49	3.42	2.71	2.22	1.86
13	0.22	0.5	0.92	1.73	2.49	3.22	4.64	6.01	7.34	8.65	9.94	11.2	12.5	13.7	14.9	15.2	12.1	9.89	8.29	7.08	5.06	3.85	3.06	2.5	0
14	0.24	0.54	1	1.87	2.69	3.49	5.02	6.51	7.96	9.37	10.8	12.1	13.5	14.8	16.2	17	13.5	11.1	9.26	7.91	5.66	4.31	3.42	2.8	0
15	0.25	0.58	1.08	2.01	2.9	3.76	5.41	7.01	8.57	10.1	11.6	13.1	14.5	16	17.4	18.8	15	12.3	10.3	8.77	6.28	4.77	3.79	3.1	0
16	0.27	0.62	1.16	2.16	3.11	4.03	5.8	7.52	9.19	10.8	12.4	14	15.6	17.1	18.7	20.2	16.5	13.5	11.3	9.66	6.91	5.26	4.17	3.42	0
17	0.29	0.66	1.24	2.31	3.32	4.3	6.2	8.03	9.81	11.6	13.3	15	16.7	18.3	19.9	21.6	18.1	14.8	12.4	10.6	7.57	5.76	4.57	3.74	0
18	0.31	0.7	1.31	2.45	3.53	4.58	6.59	8.54	10.4	12.3	14.1	15.9	17.7	19.5	21.2	22.9	19.7	16.1	13.5	11.5	8.25	6.28	4.98	4.08	0
19	0.33	0.75	1.39	2.6	3.74	4.85	6.99	9.05	11.1	13	15	16.9	18.8	20.6	22.5	24.3	21.4	17.5	14.6	12.5	8.95	6.81	5.4	4.42	0
20	0.35	0.79	1.47	2.75	3.96	5.13	7.38	9.57	11.7	13.8	15.8	17.9	19.8	21.8	23.8	25.7	23.1	18.9	15.8	13.5	9.66	7.35	5.83	0	0
21	0.36	0.83	1.55	2.9	4.17	5.4	7.78	10.1	12.3	14.5	16.7	18.8	20.9	23	25.1	27.1	24.8	20.3	17	14.5	10.4	7.91	6.28	0	0
22	0.38	0.87	1.63	3.05	4.39	5.68	8.19	10.6	13	15.6	17.5	19.8	22	24.2	26.4	28.5	26.6	21.8	18.2	15.6	11.1	8.48	6.73	0	0
23	0.4	0.92	1.71	3.19	4.6	5.96	8.59	11.1	13.6	16	18.4	20.8	23.1	25.4	27.7	29.9	28.4	23.3	19.5	16.7	11.9	9.07	7.19	0	0
24	0.42	0.96	1.79	3.35	4.82	6.24	8.99	11.6	14.2	16.8	19.3	21.7	24.2	26.6	29	31.3	30.3	24.8	20.8	17.8	12.7	9.66	7.67	0	0
25	0.44	1	1.87	3.5	5.04	6.52	9.4	12.2	14.9	17.5	20.1	22.7	25.3	27.8	30.3	32.7	32.2	26.4	22.1	18.9	13.5	10.3	8.15	0	0
26	0.46	1.05	1.95	3.65	5.25	6.81	9.8	12.7	15.5	18.3	21	23.7	26.4	29	31.6	34.1	34.2	28	23.4	20	14.3	10.9	8.65	0	0
28	0.5	1.13	2.12	3.95	5.69	7.37	10.6	13.8	16.8	19.8	22.8	25.7	28.5	31.4	34.2	37	38.2	31.3	26.2	22.4	16	12.2	0	0	0
30	0.54	1.22	2.28	4.26	6.13	7.94	11.4	14.8	18.1	21.4	24.5	27.7	30.8	33.8	36.8	39.8	42.4	34.7	29.1	24.8	17.8	13.5	0	0	0
32	0.57	1.31	2.45	4.56	6.57	8.52	12.3	15.9	19.4	22.9	26.3	29.7	33	36.3	39.5	42.7	46.7	38.2	32	27.3	19.6	14.9	0	0	0
35	0.63	1.44	2.69	5.03	7.24	9.38	13.5	17.5	21.4	25.2	29	32.7	36.3	39.9	43.5	47.1	53.4	43.7	36.6	31.3	22.4	17	0	0	0
40	0.73	1.67	3.11	5.81	8.37	10.8	15.6	20.2	24.7	29.1	33.5	37.7	42	46.1	50.3	54.4	62.5	53.4	44.7	38.2	27.3	0	0	0	0
45	0.83	1.89	3.53	6.6	9.5	12.3	17.7	23	28.1	33.1	38	42.9	47.7	52.4	57.1	61.7	70.9	63.7	53.4	45.6	32.6	0	0	0	0
	Tipo I			Tipo II						Tipo III															

Fuente: MOTT, R. L. Diseño de Elementos de Máquinas. 2a edición. México: Prentice-Hall, 1995, 852 p.

Tipo I: Lubricación manual o por goteo.

Tipo II: Lubricación por disco o baño.

Tipo III: Lubricación por flujo de aceite.

**NOTA GENERAL:**

Las revoluciones límite en rpm para cada tipo de lubricación se leen desde la columna hasta la izquierda de la línea limítrofe mostrada.

**Tabla 17. Especificaciones de potencia, cadena de rodillos estándar de un solo ramal, número 80, paso de 1”.**

Número de dientes en la rueda dentada pequeña	Revoluciones por minuto, rueda dentada pequeña																									
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2700	3000	3400	
9	0.34	0.78	1.45	2.71	3.9	5.05	7.28	9.43	11.5	13.6	15.6	17.6	17	14.5	12.6	11	8.76	7.17	6.01	5.13	4.45	3.9	3.27	2.79	2.32	
10	0.38	0.87	1.63	3.03	4.37	5.66	8.16	10.6	12.9	15.2	17.5	19.7	19.9	17	14.7	12.9	10.3	8.4	7.04	6.01	5.21	4.57	3.83	3.27	2.71	
11	0.42	0.97	1.8	3.36	4.84	6.28	9.04	11.7	14.3	16.9	19.4	21.9	23	19.6	17	14.9	11.8	9.69	8.12	6.83	6.01	5.27	4.42	3.77	1.7	
12	0.47	1.06	1.98	3.69	5.32	6.89	9.93	12.9	15.7	18.5	21.3	24	26.2	22.3	19.4	17	13.5	11	9.25	7.9	6.85	6.01	5.04	4.3	0	
13	0.51	1.16	2.16	4.03	5.8	7.52	10.8	14	17.1	20.2	23.2	26.2	29.1	25.2	21.8	19.2	15.2	12.5	10.4	8.91	7.72	6.78	5.68	4.85	0	
14	0.55	1.25	2.34	4.36	6.29	8.14	11.7	15.2	18.6	21.9	25.1	28.4	31.5	28.2	24.4	21.4	17	13.9	11.7	9.96	8.63	7.57	6.35	5.42	0	
15	0.59	1.35	2.52	4.7	6.77	8.77	12.6	16.4	20	23.6	27.1	30.6	34	31.2	27.1	23.8	18.9	15.4	12.9	11	9.57	8.4	7.04	6.01	0	
16	0.63	1.45	2.7	5.04	7.26	9.41	13.5	17.6	21.5	25.3	29	32.8	36.4	34.4	29.8	26.2	20.8	17	14.2	12.2	10.5	9.25	7.76	6.62	0	
17	0.68	1.55	2.88	5.38	7.75	10	14.5	18.7	22.9	27	31	35	38.9	37.7	32.7	28.7	22.7	18.6	15.6	13.3	11.5	10.1	8.49	7.25	0	
18	0.72	1.64	3.07	5.72	8.25	10.7	15.4	19.9	24.4	28.7	33	37.2	41.4	41.1	35.6	31.2	24.8	20.3	17	14.5	12.6	11	9.25	7.9	0	
19	0.76	1.74	3.25	6.07	8.74	11.3	16.3	21.1	25.8	30.4	35	39.4	43.8	44.5	38.6	33.9	26.9	22	18.4	15.7	13.6	12	10	8.57	0	
20	0.81	1.84	3.44	6.41	9.24	12	17.2	22.3	27.3	32.2	37	41.7	46.3	48.1	41.7	36.6	29	23.8	19.9	17	14.7	12.9	10.8	0	0	
21	0.85	1.94	3.62	6.76	9.74	12.6	18.2	23.5	28.8	33.9	39	43.9	48.9	51.7	44.8	39.4	31.2	25.6	21.4	18.3	15.9	13.9	11.7	0	0	
22	0.9	2.04	3.81	7.11	10.2	13.3	19.1	24.8	30.3	35.7	41	46.2	51.4	55.5	48.1	42.2	33.5	27.4	23	19.6	17	14.9	12.5	0	0	
23	0.94	2.14	4	7.46	10.7	13.9	20.1	26	31.8	37.4	43	48.5	53.9	59.3	51.4	45.1	35.8	29.3	24.6	21	18.2	15.9	13.4	0	0	
24	0.98	2.24	4.19	7.81	11.3	14.6	21	27.2	33.2	39.2	45	50.8	56.4	62	54.8	48.1	38.2	31.2	26.2	22.3	19.4	17	14.2	0	0	
25	1.03	2.34	4.37	8.16	11.8	15.2	21.9	28.4	34.7	40.9	47	53	59	64.8	58.2	51.1	40.6	33.2	27.8	23.8	20.6	18.1	15.1	0	0	
26	1.07	2.45	4.56	8.52	12.3	15.9	22.9	29.7	36.2	42.7	49.1	55.3	61.5	67.6	61.8	54.2	43	35.2	29.5	25.2	21.8	19.2	16.1	0	0	
28	1.16	2.65	4.94	9.23	13.3	17.2	24.8	32.1	39.3	46.3	53.2	59.9	66.7	73.3	69	60.6	48.1	39.4	33	28.2	24.4	21.4	0	0	0	
30	1.25	2.85	5.33	9.94	14.3	18.5	26.7	34.6	42.3	49.9	57.3	64.6	71.8	78.9	76.6	67.2	53.3	43.6	36.6	31.2	27.1	23.8	0	0	0	
32	1.34	3.06	5.71	10.7	15.3	19.9	28.6	37.1	45.4	53.5	61.4	69.2	77	84.6	84.3	74	58.7	48.1	40.3	34.4	29.8	26.2	0	0	0	
35	1.48	3.37	6.29	11.7	16.9	21.9	31.6	40.9	50	58.9	67.6	76.3	84.8	93.3	96.5	84.7	67.2	55	46.1	39.4	34.1	0	0	0	0	
40	1.71	3.89	7.27	13.6	19.5	25.3	36.4	47.2	57.7	68	78.1	88.1	98	108	117	103	82.1	67.2	56.3	48.1	20	0	0	0	0	
45	1.94	4.42	8.25	15.4	22.2	28.7	41.4	53.6	65.6	77.2	88.7	100	111	122	133	123	98	80.2	67.2	54.1	0	0	0	0	0	
	Tipo I			Tipo II					Tipo III																	

Fuente: MOTT, R. L. Diseño de Elementos de Máquinas. 2a edición. México: Prentice-Hall, 1995, 852 p.

Tipo I: Lubricación manual o por goteo.

Tipo II: Lubricación por disco o baño.

Tipo III: Lubricación por flujo de aceite.

NOTA GENERAL:

Las revoluciones límite en rpm para cada tipo de lubricación se leen desde la columna hasta la izquierda de la línea limítrofe mostrada.

**Tabla 18. Factores de servicio para impulsores de cadena  $F_s$ .**

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con impulsor mecánico
<b>Ligera:</b> agitadores, ventiladores, transportadores que se someten a la acción uniforme de cargas ligeras	1.0	1.0	1.2
<b>Choque moderado:</b> herramientas mecánicas, grúas, transportadores pesados, mezcladoras y molidoras de alimentos	1.2	1.3	1.4
<b>Choque pesado:</b> prensas de punzón, molinos de martillo, transportadores recíprocos, impulsor de molino giratorio	1.4	1.5	1.7

Fuente: MOTT, R. L. Diseño de Elementos de Máquinas. 2a edición. México: Prentice-Hall, 1995, 852 p.

**4.1.1. Parámetros de diseño para impulsores de cadena.** Las siguientes son recomendaciones generales para diseñar impulsores de cadena:

- ❖ El número mínimo de dientes en una rueda dentada debe ser 17 a menos que el impulsor esté trabajando a una velocidad muy baja, menor de 100 rpm.
- ❖ La relación de velocidad máxima debe ser 7 aunque son factibles relaciones más altas. Se pueden utilizar dos o más fases de reducción para obtener relaciones más altas. La relación de velocidades  $i$  se expresa:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad (37)$$

donde aparecen las frecuencias de rotación de los árboles impulsado  $n_2$  e impulsor  $n_1$ , el número de dientes en la rueda dentada impulsora  $N_1$  y el número de dientes en la rueda dentada impulsada  $N_2$ .

❖ La distancia central entre los ejes de la rueda dentada debe ser de entre 30 y 50 pasos aproximadamente (30 a 50 veces el paso de la cadena).

❖ El arco de contacto de la cadena en la rueda dentada más pequeña no debe ser menor de  $120^\circ$ .

❖ En condiciones normales, la rueda dentada más grande no debe tener menos de 120 dientes.

❖ La disposición más favorecida para un impulsor de cadena es con la línea central de las ruedas dentadas horizontal y con el lado tensado en la parte superior.

❖ La longitud de la cadena debe ser un múltiplo completo del paso, y se recomienda un número par de pasos. La distancia central debe hacerse ajustable para adaptar la longitud de la cadena y compensar tolerancias y desgaste. Un juego excesivo en el lado flojo debe evitarse, sobre todo en impulsores no horizontales. Una relación conveniente entre la distancia central  $C$ , la longitud de la cadena  $L$ , el número de dientes en la rueda dentada pequeña  $N_p$  y el número de dientes en la rueda dentada grande  $N_g$ , expresada en pasos, es:

$$L = 2C + \frac{N_g + N_p}{2} + \frac{(N_g - N_p)^2}{4\pi^2 C} \quad (38)$$

La distancia central teóricamente exacta para una longitud particular de cadena, de nuevo en pasos, es:

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_g + N_p}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_g + N_p}{2} \right]^2 - \frac{8(N_g - N_p)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (39)$$

La distancia central teórica no supone juego ni en el lado tensado ni en el lado

flojo de la cadena y por consiguiente es un *máximo*. Se deben prever tolerancias o ajustes negativos.

❖ El diámetro de paso de una rueda que está dentada con  $N$  dientes para una cadena con un paso  $p$  es:

$$D = \frac{p}{\operatorname{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad (40)$$

❖ El diámetro mínimo de una rueda dentada y por tanto el número mínimo de dientes en una rueda dentada está, con frecuencia, limitado por el tamaño del eje en el que se monta. Verifique en los catálogos de ruedas dentadas.

En resumen:

- ❖ Especifique un factor de servicio y calcule la potencia de diseño.
- ❖ Calcule la relación de velocidades que se desea.
- ❖ Consulte las tablas correspondientes a capacidad de potencia y seleccione el paso de la cadena.
- ❖ Calcule el número de dientes que se requiere en la rueda dentada conducida.
- ❖ Calcule la velocidad de rotación real de salida que se espera.
- ❖ Calcule los diámetros de paso de las ruedas dentadas.
- ❖ Especifique la distancia central nominal. Utilice la parte media del rango que se sugiere, es decir, 40 pasos.
- ❖ Calcule la longitud de cadena que se necesita, en pasos.
- ❖ Especifique un número entero de pasos para la longitud de la cadena, y calcule la distancia central teórica.
- ❖ Resuma el diseño.

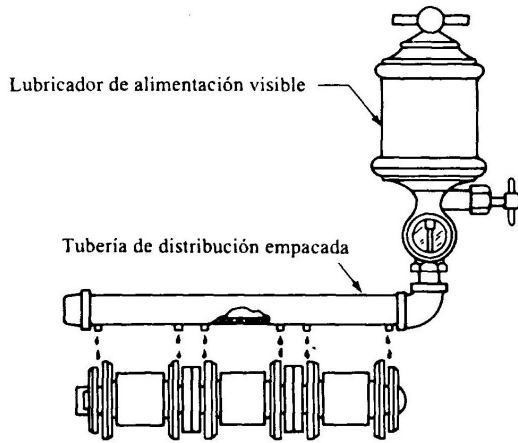
**4.1.2. Lubricación.** Los fabricantes de cadenas recomiendan tres métodos distintos para aplicar lubricación, dependiendo de la velocidad lineal de la cadena. Un suministro constante de aceite limpio es fundamental para una operación suave y una vida útil satisfactoria del impulsor de cadena. Si bien pueden existir diferencias mínimas entre fabricantes, los siguientes son los parámetros generales que corresponden a límites de velocidad. Véase la figura 12 para ejemplos de estos métodos.

❖ **Tipo I (170 a 650 pies/minuto).** Lubricación manual o por goteo. Para lubricación manual el aceite se aplica con una brocha o un pitón surtidor, de preferencia cuando menos cada 8 horas de operación. Para alimentación por goteo de la lubricación, el aceite es alimentado directamente hacia las placas de los eslabones de cada tramo de cadena.

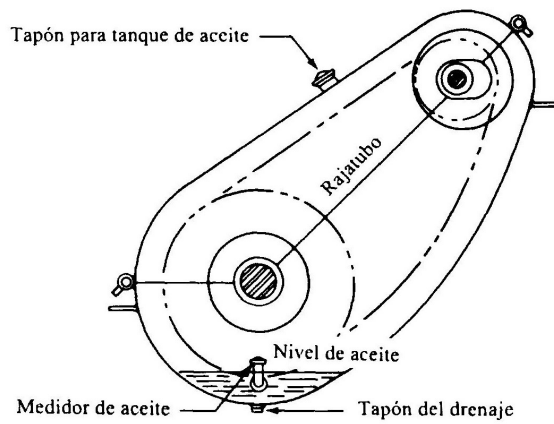
❖ **Tipo II (650 a 1,500 pies/minuto).** Lubricación por baño o disco: la cubierta de la cadena proporciona un colector de aceite en el que la cadena se sumerge en forma constante. Como alternativa, un disco o eslinga puede conectarse a uno de los ejes para levantar aceite hacia un conducto arriba del tramo inferior de la cadena. Después la cadena transporta una corriente de aceite hacia la cadena, por consecuencia, la propia cadena no necesita sumergirse en el aceite.

❖ **Tipo III (por arriba de 1,500 pies/minuto).** Lubricación por flujo de aceite. Una bomba de aceite alimenta un flujo continuo de aceite en la parte inferior de la cadena.

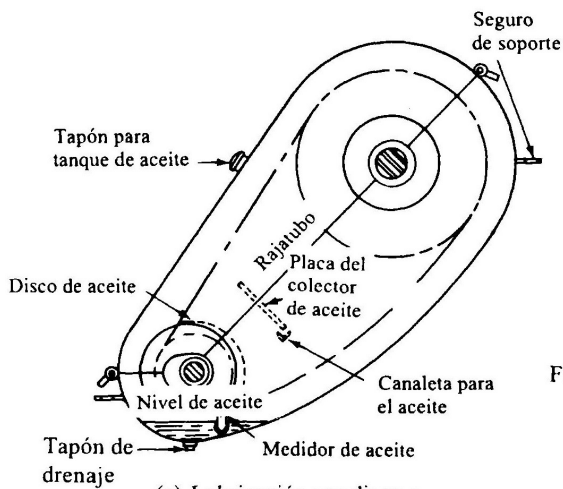
**Figura 12. Métodos de Lubricación.**



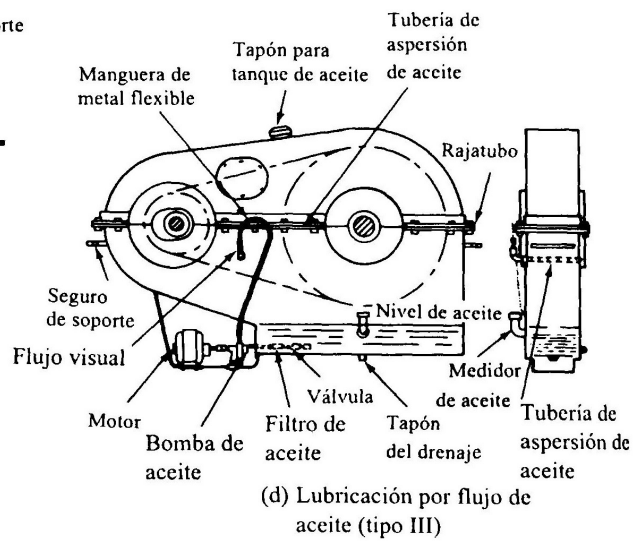
(a) Lubricación de alimentación por goteo (tipo I)



(b) Lubricación por baño poco profundo (tipo II)



(c) Lubricación por disco o salpicado (tipo II)



(d) Lubricación por flujo de aceite (tipo III)

Fuente: MOTT, R. L. Diseño de Elementos de Máquinas. 2a edición. México: Prentice-Hall, 1995, 852 p.

## 5. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

Se buscó construir un banco de pruebas para transmisiones de elementos flexibles (banda plana, banda en V y cadena de rodillos), con capacidad de transmitir hasta 2 hp (1,5 KW) de potencia. El propósito del diseño de este banco es suministrar al estudiante las herramientas necesarias que le permitan manipular, observar y entender la importante relación existente entre las variables involucradas durante el funcionamiento de estas transmisiones. La consulta previa de los temas tratados en el marco teórico, dará la posibilidad de comparar los resultados obtenidos experimentalmente, además, de concluir sobre la trascendencia de estas transmisiones en la práctica industrial.

Los criterios que justificaron la concepción mecánica del banco de pruebas fueron:

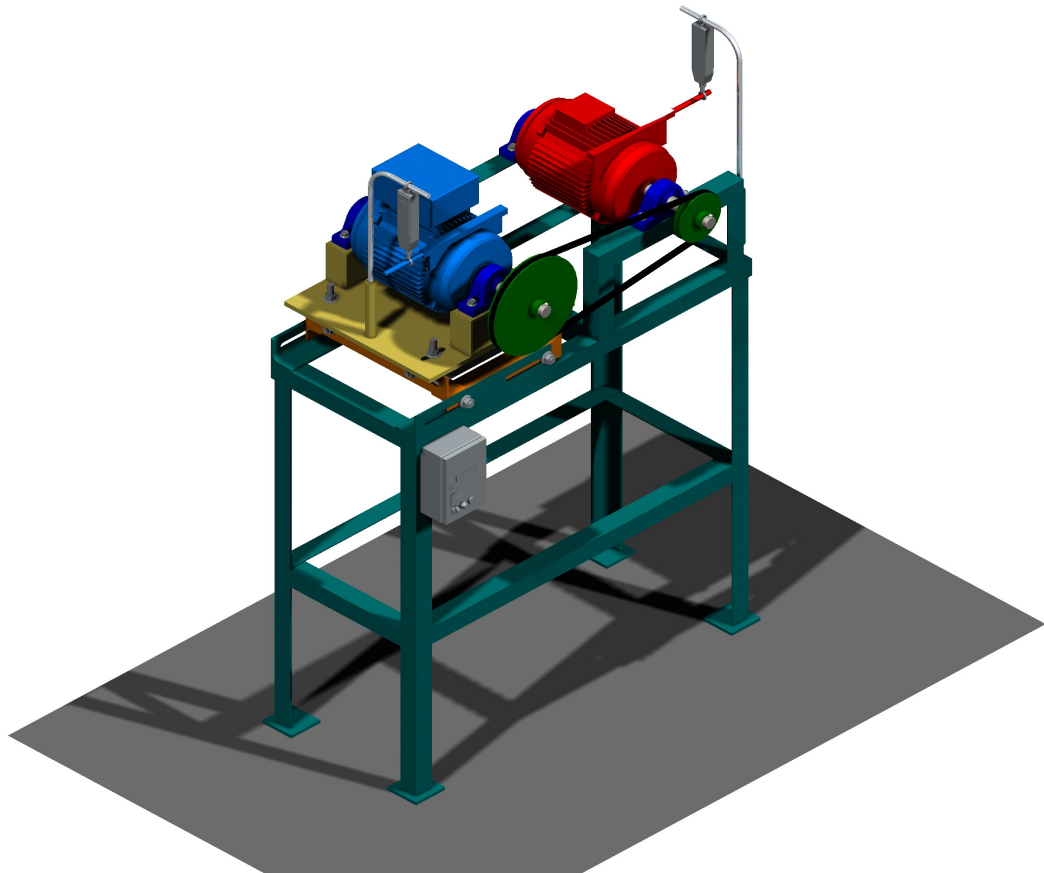
- ❖ El costo de construcción debería ser bajo, en la medida de lo posible.
- ❖ Su uso implicaría necesariamente el desarrollo de prácticas para la asignatura de Diseño de Máquinas.
- ❖ Se controlarían parámetros como velocidad, potencia de entrada y potencia de salida.
- ❖ Debería ser estético, funcional y poseer alta durabilidad.
- ❖ Sería apto para ser manipulado por estudiantes.
- ❖ Su construcción sería sencilla, al igual que el montaje y el mantenimiento.

### 5.1. DISEÑO CONCEPTUAL

En la figura 13 se muestra un esquema general de la máquina en que se observan las principales partes que la componen; y posteriormente se

describe cada componente para facilitar la explicación de su funcionamiento.

**Figura 13. Banco de pruebas para transmisiones de elementos flexibles.**



**5.1.1. Motor.** Es un motor eléctrico trifásico Western Electric Motor Corporation de 1,5 KW y 1710 rpm, a el cual se le retiró la tapa trasera y el ventilador, con el propósito de alargar el eje en esa parte; la parte delantera del eje también se alargo, facilitando así el montaje de este sobre las chumaceras, además, se logró de esta manera una longitud óptima para ubicar las poleas planas, en V y las ruedas dentadas, según sea el caso. El alargamiento del eje se realiza por medio de unos ejes complementarios los cuales se describen más adelante.

Las restricciones para la selección del motor fueron el valor de potencia a transmitir, la velocidad de rotación, el tipo y el costo. Dentro del proceso de selección se buscó que el motor fuese trifásico para poder adecuarlo en el montaje al variador de velocidad.

**5.1.2. Generador.** Se trata de un generador eléctrico FUJIAN monofásico de 2,9 KVA a 3600 rpm cuyo eje en la parte delantera y trasera se alargó con el objeto de soportarlo fácilmente a las chumaceras y, además, para tener espacio suficiente para ubicar las poleas planas, en V y ruedas dentadas de acuerdo a la prueba, de igual manera como se hizo con el eje del motor. El eje complementario con el cual se realizó el alargamiento en la parte delantera del generador es igual al del motor; pero en cambio para realizar el alargamiento en la parte trasera, se presentó el inconveniente de que el eje principal llegaba exactamente hasta el rodamiento trasero, lo que no daba lugar para adaptar el eje complementario. El problema se solucionó retirando el rodamiento trasero del generador, lo que proporcionó un espacio aproximado de 2 centímetros para ubicarlo, con lo cual se pudo alargar en la parte trasera, además se montó en el eje auxiliar un nuevo rodamiento, el cual se apoyo sobre una platina que se diseñó y fabricó para que fuese parte de la carcasa del generador. Las piezas que sirvieron para alargar el eje principal del generador se describen más adelante.

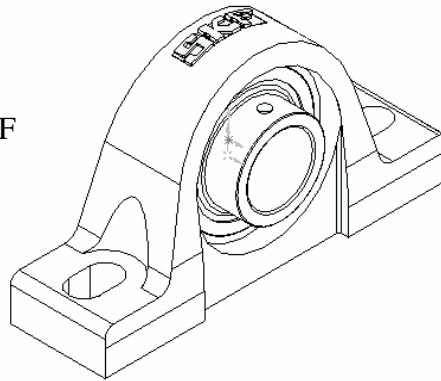
**5.1.3. Chumaceras y rodamientos.** Las chumaceras y rodamientos se seleccionaron del mismo tipo tanto para el motor como para el generador. Estos elementos se calcularon de acuerdo al equipo que más generara carga y girara a mayor velocidad, debido a esto se realizó con el generador, pues su peso es de 21,5 Kg y gira aproximadamente a 3600 rpm. Estas partes son fácilmente apreciables en el montaje general de la máquina, además se puede

ver un esquema de los mismos en la figura 14.

**Figura 14. Chumacera y rodamiento del motor y generador.**

CHUMACERAS SKF, SY 1.TF

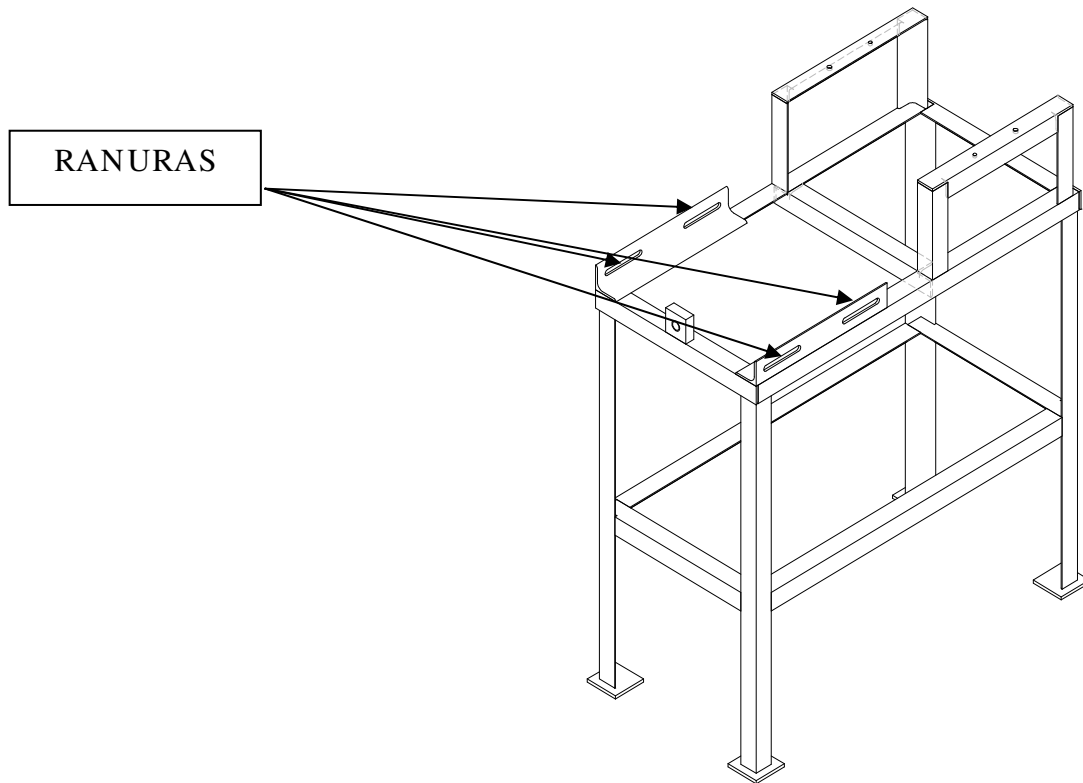
RODAMIENTOS SKF, YAR 205-100-2F



**5.1.4. Variador de velocidad o frecuencia.** Es un Variador eléctrico con una capacidad de hasta de 2 hp con una frecuencia de salida entre 0 y 60 Hz con resolución de 0,01 Hz, que va conectado directamente al motor eléctrico, con un guarda motor arrancador para protegerlo de los picos de voltaje y corriente que pueden averiar el equipo. La designación comercial del Variador de velocidad MICRO MASTER MM300/ 2 marca SIEMENS.

**5.1.5. Estructura.** Esta mesa es la parte principal del banco, pues allí están montados tanto el motor como el generador, y todos los elementos auxiliares, tales como, variador de velocidad y tacómetros. La estructura que cuenta con 0,8 m de altura, 0,8 m de largo y 0,4 m de ancho, se fabricó con ángulos de acero de  $1\frac{1}{2} \times \frac{3}{16}$ ” y lleva dos tramos de ángulo de acero  $2 \times \frac{3}{16}$ ” ranurados, en los cuales se desplazará el conjunto del motor. Estas ranuras nos permiten contar con una distancia máxima entre centros de aproximadamente 0,49 m y una distancia mínima de 0,44 m. El esquema de la estructura se puede apreciar en la figura 15.

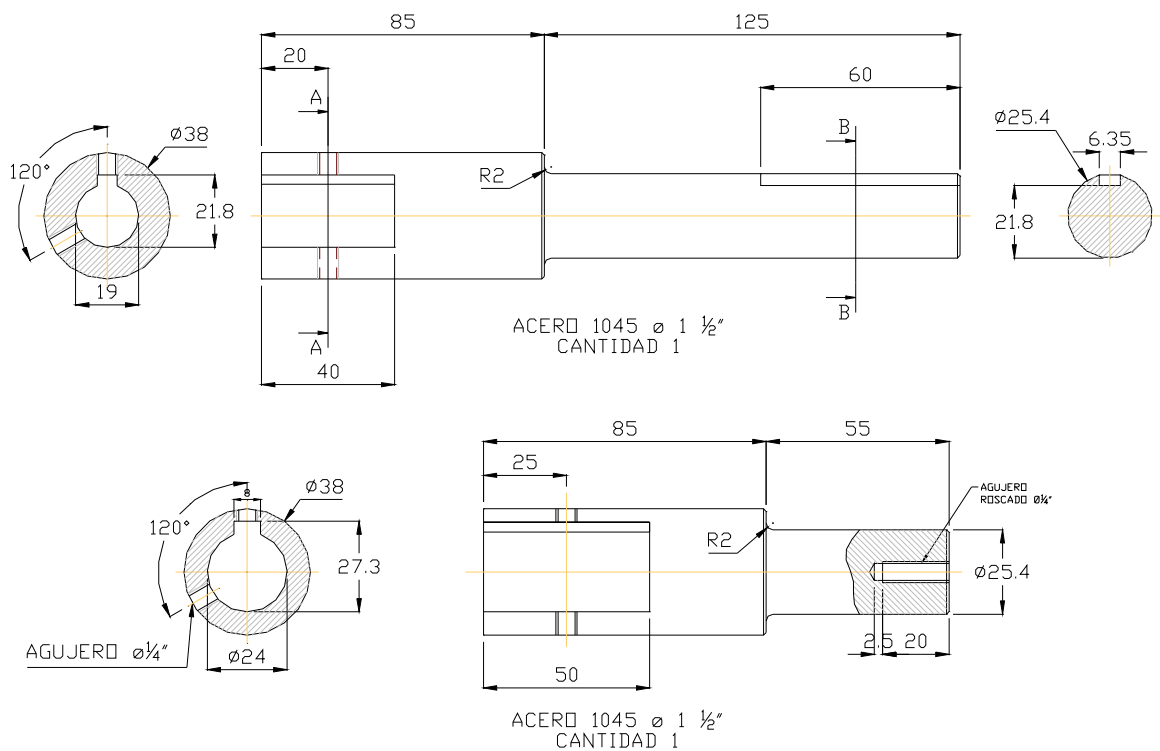
**Figura 15. Estructura del banco.**



**5.1.6. Ejes complementarios del motor.** Como se dijo anteriormente, estos ejes fueron diseñados con el fin de montar el motor sobre dos chumaceras externas, para así dejar la carcasa del mismo libre, y sobre ella realizar la medición de torque. Estos ejes están hechos en acero 1045 de  $1\frac{1}{2}$ " , los cuales fueron cilindrados hasta obtener unas dimensiones adecuadas para el montaje, el eje delantero tiene dos secciones, una de 38 milímetros de diámetro exterior, y un diámetro interior de 19 milímetros, con una longitud de 85 milímetros y otra sección la cual tiene 25,4 milímetros de diámetro, con una longitud de 125 milímetros. Este eje lleva maquinados unos cuñeros. El eje de la parte trasera tiene al igual dos secciones. Una sección tiene un diámetro exterior de 38 milímetros y un diámetro interior de 24 milímetros,

con una longitud de 85 milímetros y otra sección la cual tiene 25,4 milímetros de diámetro, con una longitud de 55 milímetros. Estos ejes se pueden apreciar en la figura 16.

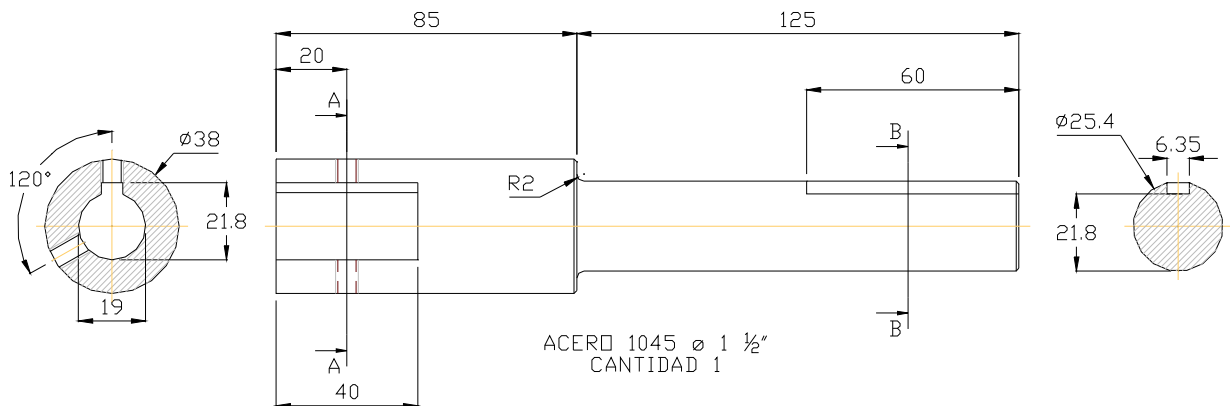
**Figura 16. Ejes complementarios para el alargamiento del eje principal del motor.**



**5.1.7. Ejes complementarios del generador.** Al igual que en el motor, estos ejes fueron diseñados con el fin de montar el generador sobre dos chumaceras externas, para así dejar la carcasa del mismo libre, y con ella realizar la medición de torque. Estos ejes también están hechos en acero 1045 de 1 1/2" los cuales fueron cilindrados hasta obtener unas dimensiones adecuadas para el montaje, el eje delantero tiene las mismas características del eje delantero del motor, dos secciones, una de 38 milímetros de diámetro exterior, y un diámetro interior de 19 milímetros, con una longitud de 85 milímetros y una

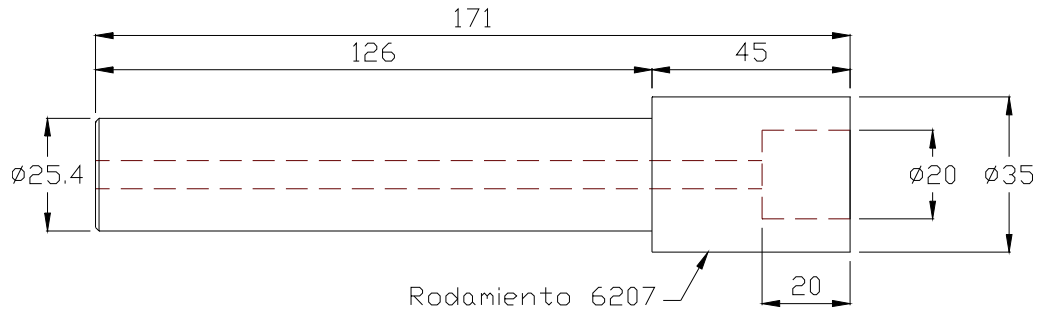
sección la cual tiene 25,4 milímetros de diámetro, con una longitud de 125 milímetros. Este eje lleva maquinados cuñeros. El esquema correspondiente a este eje se puede apreciar en la figura 17.

**Figura 17. Eje complementario para el alargamiento del eje principal del generador en la parte delantera.**

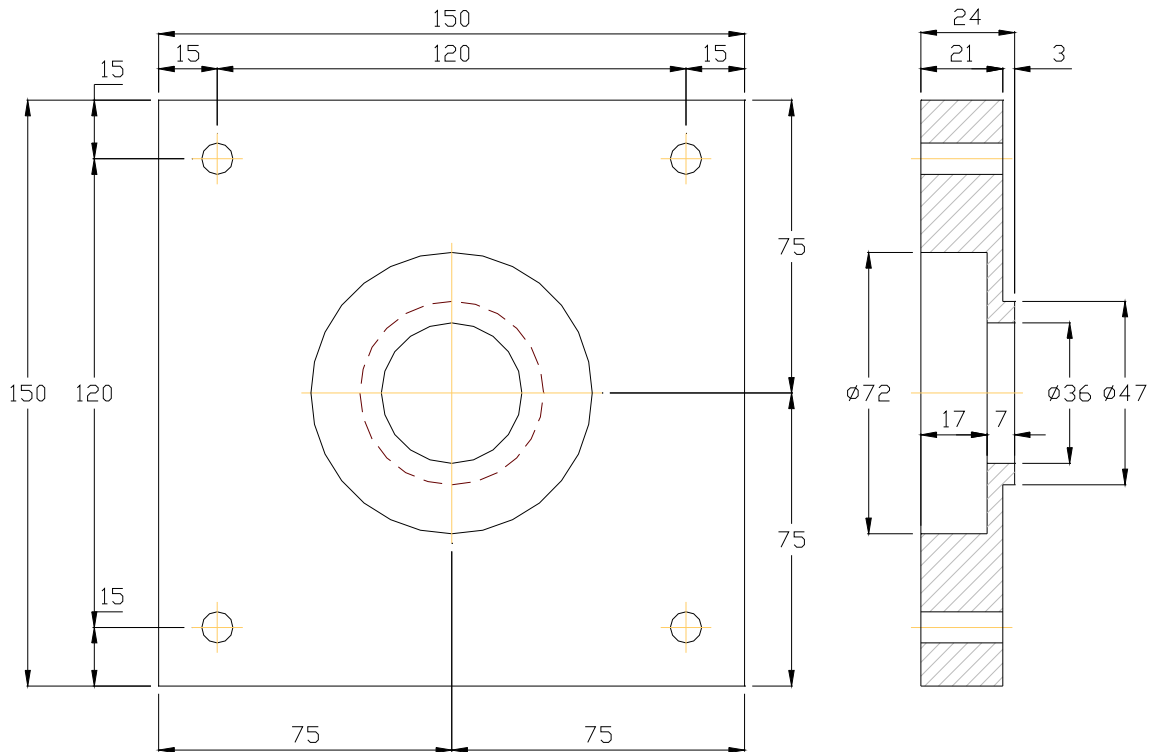


El eje de la parte trasera tiene al igual dos secciones. Una sección tiene un diámetro exterior de 35 milímetros y un diámetro interior de 20 milímetros, con una longitud de 45 milímetros y una sección la cual tiene 25,4 milímetros de diámetro, con una longitud de 126 milímetros. Esta sección lleva en su interior un orificio por el cual se introducirá un tornillo para garantizar el acople del complementario con el eje principal mediante un tornillo, ya que la distancia de encaje es tan solo de 20 milímetros. En la parte trasera del generador se adicionó una placa que paso a ser parte de la carcasa del generador, en esta placa se monta un nuevo rodamiento (6207) en el cual descansa la carcasa del generador, pues su rodamiento original fue retirado, para así poder alargar el eje en la parte trasera, como se dijo anteriormente. Este eje se puede apreciar en la figura 18 y la placa en la figura 19.

**Figura 18. Eje complementario para el alargamiento del eje principal del generador en la parte trasera.**



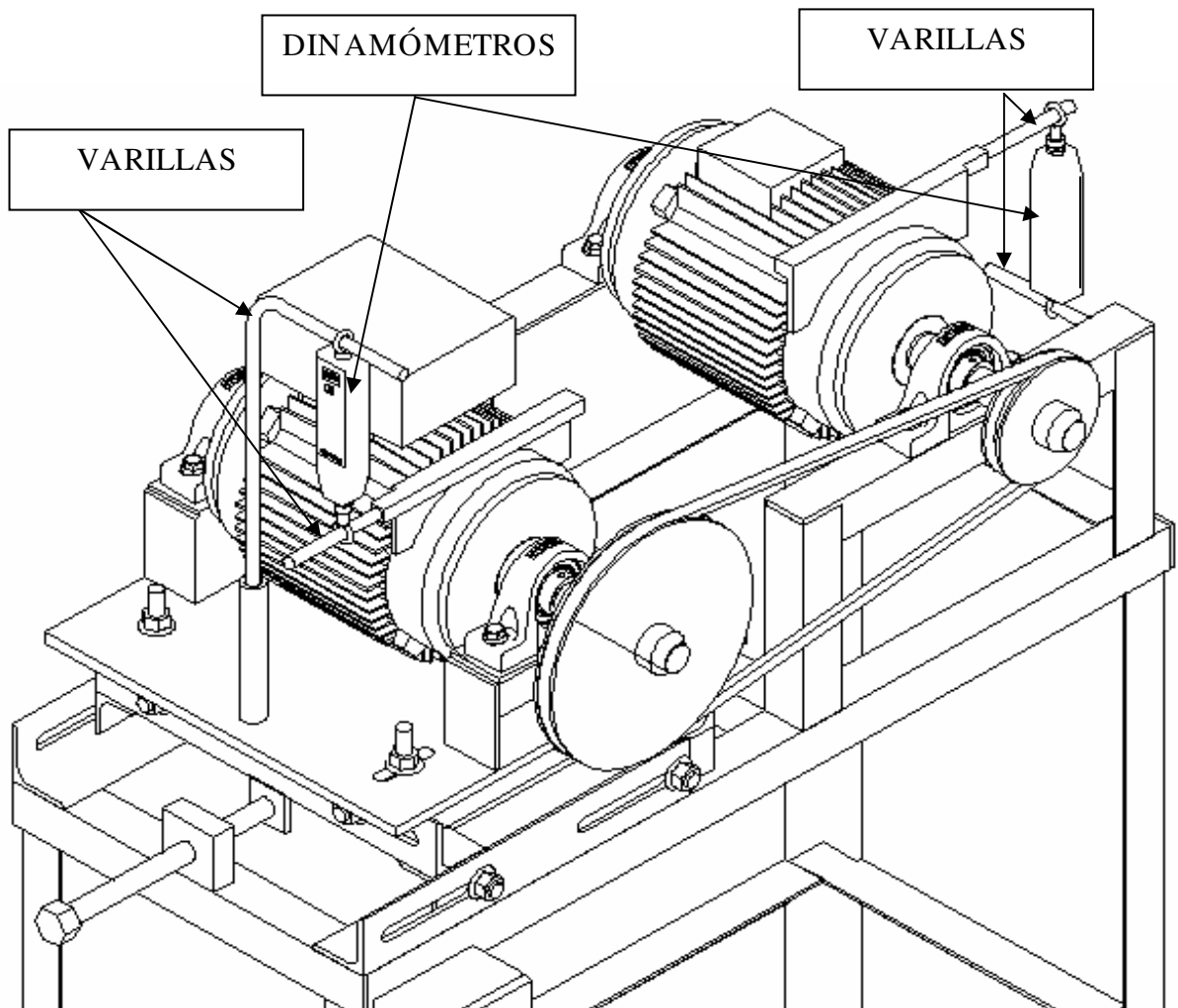
**Figura 19. Placa trasera del generador.**



**5.1.8. Sistema de medición de torque.** Consiste en una varilla de ½” (12.7mm) de diámetro, con un orificio en uno de sus extremos para acomodar allí el instrumento de medición de fuerza (dinamómetro). Por el otro extremo

se sujeto un tramo de varilla a las patas del motor y generador por medio de tornillos, como se puede observar en la figura 20.

**Figura 20. Sistema de medición de torque.**

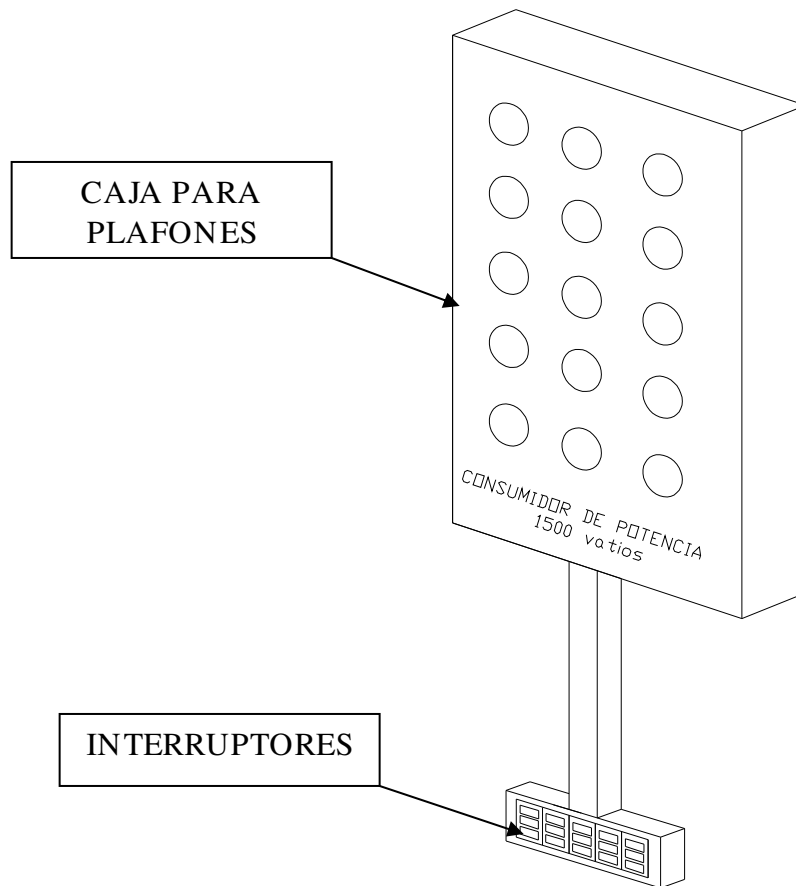


**5.1.9. Sistema de consumo de potencia.** Una caja de triplex de 8 mm de espesor y de 0,6m x 1,2m x 0,4m; con un circuito eléctrico que comprende un grupo de 15 plafones con sus respectivos bombillos conectados en paralelo y con sus respectivos interruptores sirve como sistema de carga para el sistema.

Los interruptores se ubicaron a una distancia prudente para realizar las pruebas sin ningún tipo de incomodidad (ver figura 21).

Tiene un rango para cargar el sistema de 100 W en 100 W hasta 1500 W (2hp) y con la posibilidad de aumentar o disminuir esta potencia con el cambio de los bombillos por otros de menor o mayor potencia, siempre y cuando no se superen las restricciones de diseño.

**Figura 21. Sistema de consumo de potencia.**

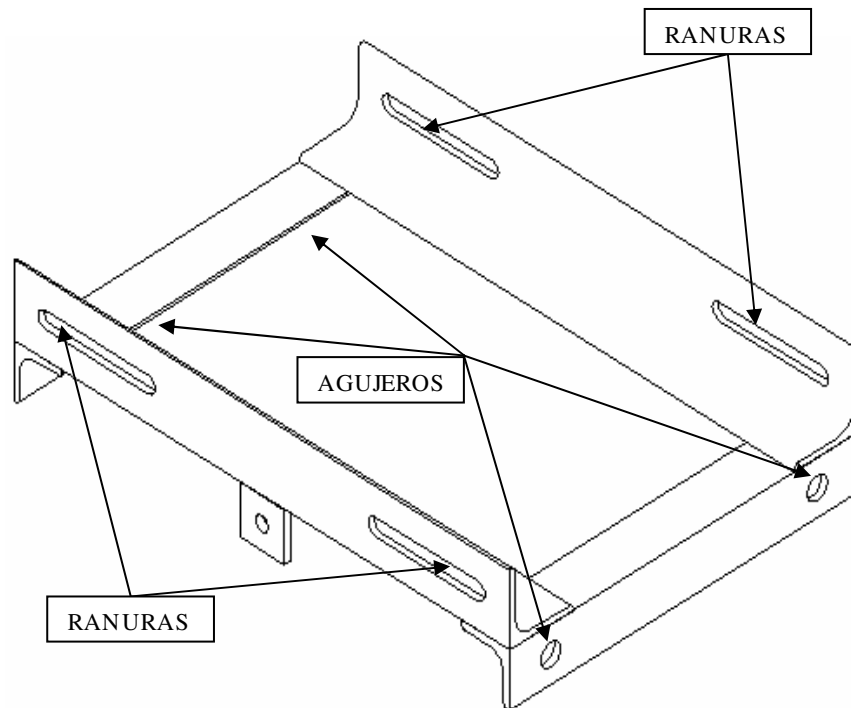


**5.1.10. Sistema tensor.** Formado por un marco inferior móvil, que nos permite desplazar el motor por medio de un volante, el cual es solidario a un tornillo. Este movimiento es el que usaremos para realizar el tensado de la

transmisión. Este marco inferior móvil comprende cuatro perfiles en L, dos de 2x 3/ 16" con una longitud de 276 milímetros y dos de 2x 3/ 16" con una longitud de 390 milímetros.

Los perfiles inferiores del marco llevan cuatro agujeros, en los que van cuatro pernos de 1/2" de diámetro, con los cuales se realizara el ensamble a la estructura principal, además de permitir el movimiento para realizar el montaje y tensado de cada uno de los sistemas de transmisión. Los perfiles superiores llevan ranuras las cuales permiten realizar el desalineamiento paralelo, por medio de un desplazamiento transversal. El marco inferior móvil se puede observar en la figura 22.

**Figura 22. Marco inferior móvil.**

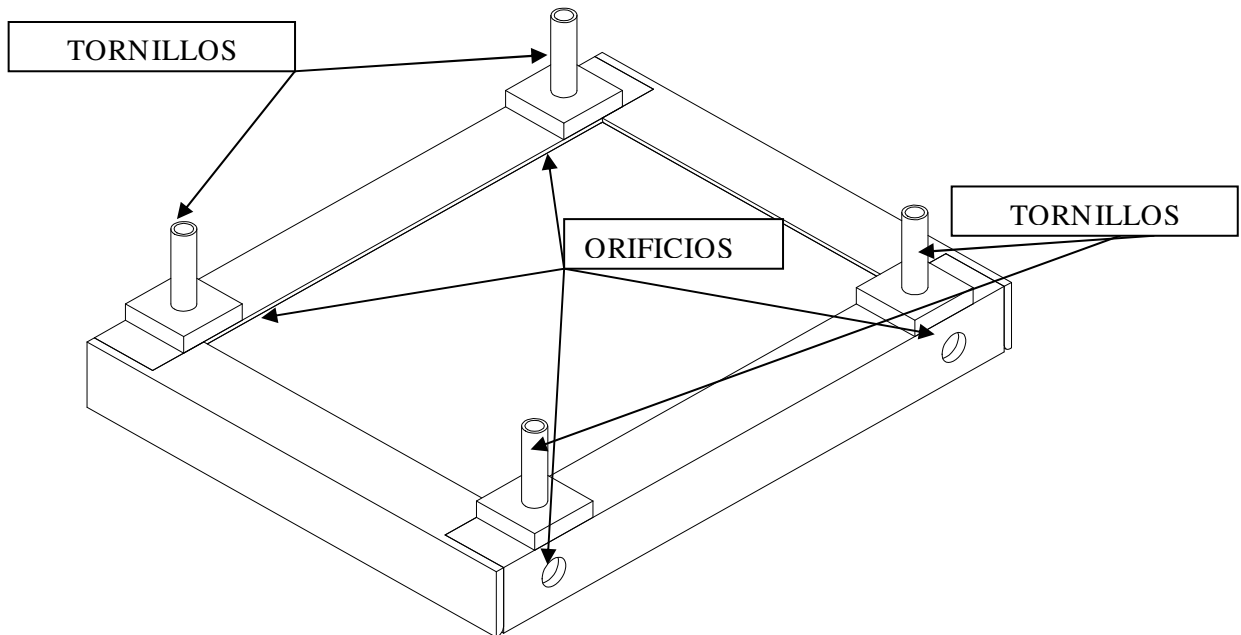


**5.1.11. Sistema de desalineamiento paralelo.** Formado por un marco superior móvil, que nos permite desplazar el motor por medio de un volante, el cual es solidario a un tornillo. En la parte inferior lleva cuatro orificios en

los que van pernos de  $\frac{1}{2}$ " de diámetro, los que nos permiten ensamblar el marco superior al marco inferior, y así al la estructura principal. Este movimiento es el que usaremos para realizar el desalineamiento paralelo de la transmisión.

Este marco superior móvil comprende cuatro perfiles en L, dos de  $1\frac{1}{2} \times \frac{3}{16}$ " con una longitud de 266 milímetros y dos de  $1\frac{1}{2} \times \frac{3}{16}$ " con una longitud de 336 milímetros. Sobre este soporte van ubicados cuatro tornillos en lo que se soportara la placa base en la cual esta ubicado el motor. El marco superior móvil se puede observar en la figura 23.

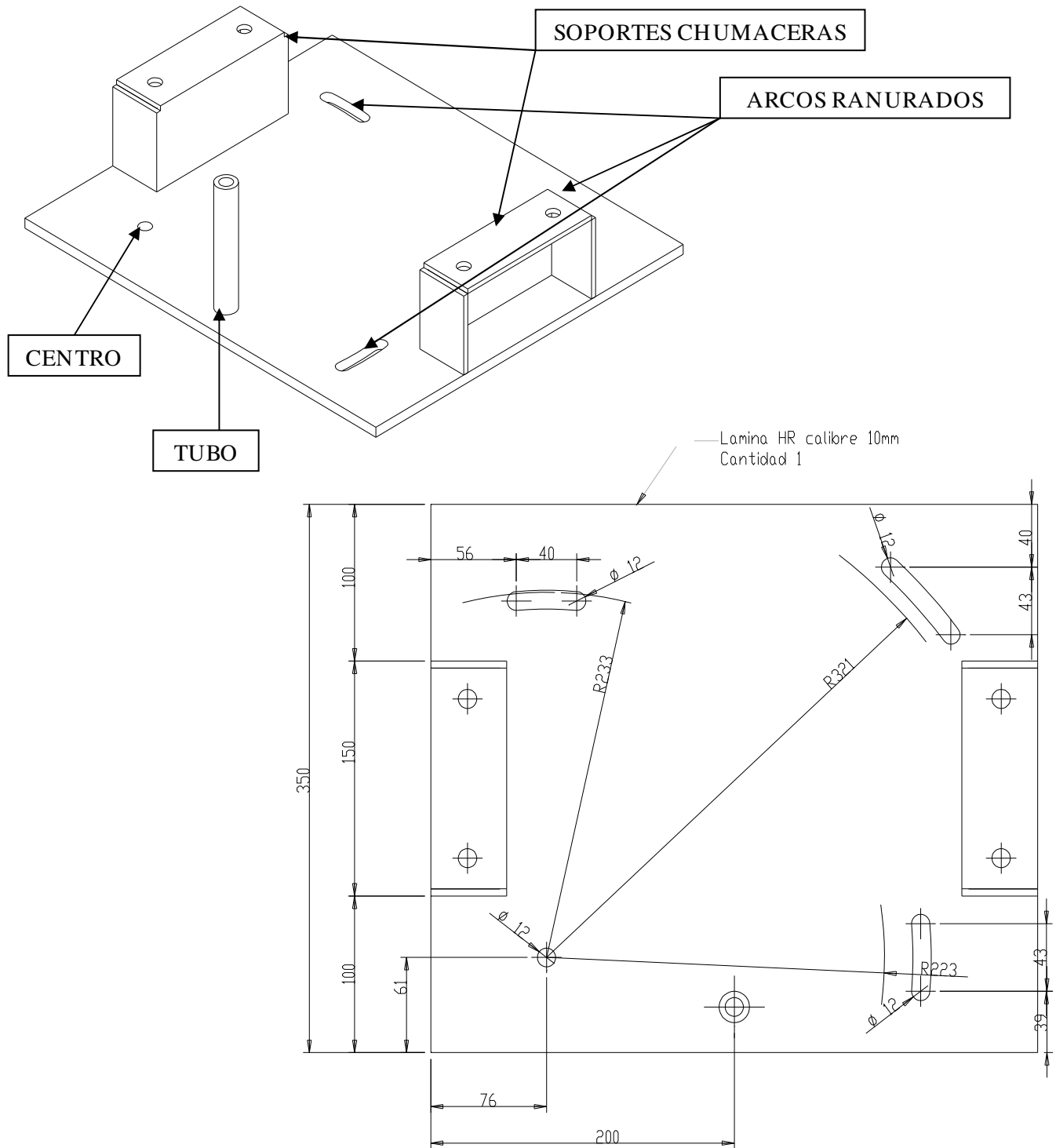
**Figura 23. Marco superior móvil.**



**5.1.12. Placa base o soporte motor.** Es una lamina HR calibre 10 milímetros, en la cual va soportado el motor con sus respectivas chumaceras.

La placa base se puede observar en la figura 24.

**Figura 24. Placa base o soporte motor.**



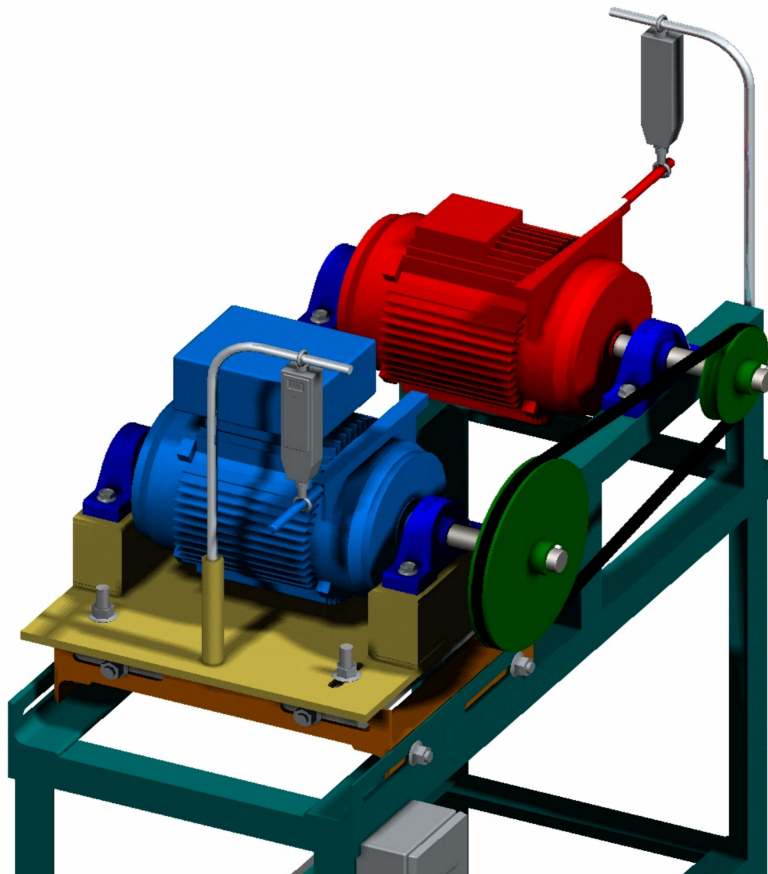
La función primordial de esta placa base, es permitir realizar un desalineamiento angular, que es uno de los problemas que se presentan en

muchas de las transmisiones flexibles. Se realizó un orificio en una de las esquinas, el cual nos servirá como centro de desalineamiento, y tres pequeños arcos ranurados con su respectivo centro en el orificio.

La placa base a su vez tiene sobre ella un tubo de  $\frac{1}{2}$ " en el cual se instaló la varilla de medición de torque del motor, y dos especies de cajas metálicas para la ubicación de las chumaceras.

El sistema de medición de torque, sistema tensor y de desalineamiento lo podemos apreciar en su totalidad en la figura 25.

**Figura 25. Sistema de medición de torque, sistema tensor y de desalineamiento.**



## 5.2. CÁLCULOS

### 5.2.1. Diseño de la transmisión por correa plana.

❖ **Tipo de correa.** El tipo de banda a utilizar es de las más económicas que se encuentra en el mercado y se designa Rubercor NN 150 AF, de 5.3 mm (0.2”) de espesor, elaborada con caucho natural y sintético, de 2 lonas, con la cubierta exterior de caucho corrugado, con la cubierta exterior de nylon, posee una tensión de trabajo por unidad de ancho de 168 lb/ in y un peso por unidad de volumen de 0,035 lb/ in<sup>3</sup>. Estas características son similares a las que poseen las bandas de poliamida F y A de la tabla 2, por lo cual para los valores de  $C_p$  y  $C_v$  se usan los de este material. El motor gira a 1710 rpm y el generador cerca de las 3600 rpm, si se adopta que la velocidad de giro del generador es el doble de la del motor, éste girará a 3420 rpm. Debido a que hay aumento de la velocidad la polea pequeña se monta en el generador, la polea plana más pequeña que se consigue tiene 2,5” de diámetro y 2,5” de ancho, se escoge por razones económicas. Normalmente se recomienda que la banda sea un poco menos ancha que la polea, por lo cual se optó por una banda de 2” de ancho, es decir la tensión admisible de la banda es 336 lb. El momento torsional es normal y el impulso es uniforme por lo cual  $K_s$  es 1,2. Aplicando la ecuación 22:

$$H = \frac{C_p C_v F_a V}{16500 K_s} \quad (22)$$

donde  $H$  = potencia transmitida, hp.

$C_p$  = factor de corrección de polea (tabla 4). = 0,73

$C_v$  = factor de corrección de velocidad. = 1

$F_a$  = tensión admisible de banda, lb. = 336 lb

$V$  = velocidad de la banda, ft/ min. = 2238,4 ft/ min

$K_s = \text{factor de servicio.} = 1,2$

Luego  $H$  es 27,7 hp y como necesitamos transmitir 2 hp, la correa cumple las condiciones.

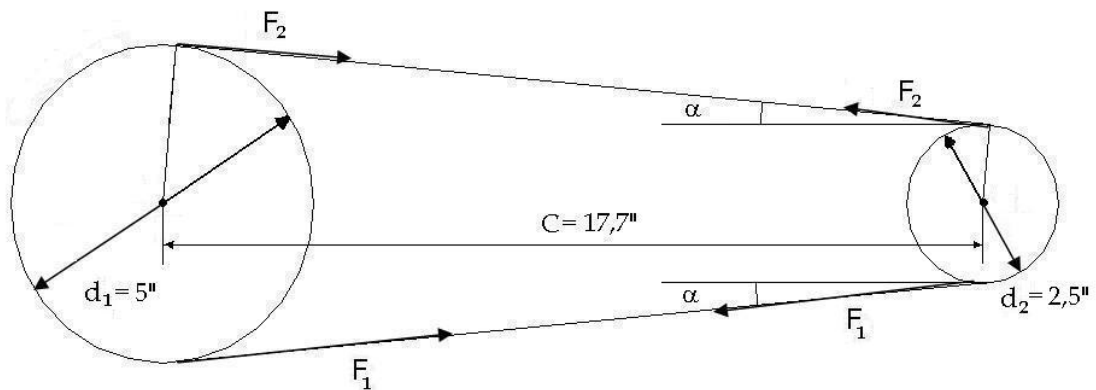
❖ **Dímetros de las poleas.** Debido a que se optó por un diámetro de la polea menor  $d$ , la polea menor en este caso es la polea conducida, entonces  $d = d_2 = 2,5''$ . Como la relación de velocidades es  $i = 0,5$ , entonces con la ecuación 25:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (25)$$

se halla el diámetro de la polea conductora  $d_1 = D = 5''$ .

Debido al diseño de la estructura del banco se cuenta con una distancia entre centros  $C$  de 0,45 m (17,7''). (Figura 26).

**Figura 26. Esquema de la transmisión por correa plana.**



❖ **Longitud de la correa.** Para el cálculo de la longitud  $L$  se usa la distancia entre centros, el diámetro mayor y menor, y los ángulos de contacto de las poleas (ecuación 9).

$$L = \sqrt{4C^2 - (D - d)^2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d) \quad (9)$$

donde:

$C = 17,7''$  Distancia entre centros.

$D = 5''$  Diámetro de la polea grande.

$d = 2,5''$  Diámetro de la polea pequeña.

Y los ángulos se hallan con las ecuaciones (8):

$$\theta_d = 180 - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D - d}{2C}\right) = 171,9^\circ = 3\text{rad}$$

$$\theta_D = 180 + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D - d}{2C}\right) = 188,1^\circ = 3,28\text{rad} \quad (8)$$

De acuerdo a estos valores,  $L$  es  $47.26''$  (120 cm).

En resumen, la transmisión se diseñó con una correa Rubercor NN 150 AF de 2 lonas.

### 5.2.2. Diseño de la transmisión por correa en V.

❖ **Tipo de correa.** El cálculo de la potencia de proyecto se realiza mediante la fórmula (30), multiplicando la potencia a transmitir ( $1,5 \text{ KW} = 2 \text{ hp}$ ) por el coeficiente de servicio. Puesto que la máquina conducida es un generador, la conductora un motor eléctrico de jaula de ardilla y el banco trabaja de forma intermitente, de la tabla 11 se tiene  $N_{sf} = 1$ .

$$Pot_{pro} = N_{sf} * Pot_{tra} \quad (30)$$

$$Pot_{pro} = 1 * 2 \text{ hp} = 2 \text{ hp} = 2,028 \text{ CV.}$$

Cabe anotar que 1 hp es igual a 1,014 CV.

Dado que la polea pequeña está en el generador y debe girar aproximadamente dos veces más rápido que el motor ( $i = 0.5$ ) para cumpla

con la carga, este girará a 3420 rpm. Con estos valores entramos a la figura 9 y tenemos que la correa es de tipo A.

❖ **Diámetros primitivos de las poleas.** Para las correas tipo A se recomienda un diámetro primitivo de la polea menor  $D_{1mín}$  de 3" (ver tabla 7). Si tomamos  $d_2 = d = D_1 = D_{1mín} = 3"$  y como la relación de velocidades es  $i = 0.5$ , entonces con la ecuación 25:

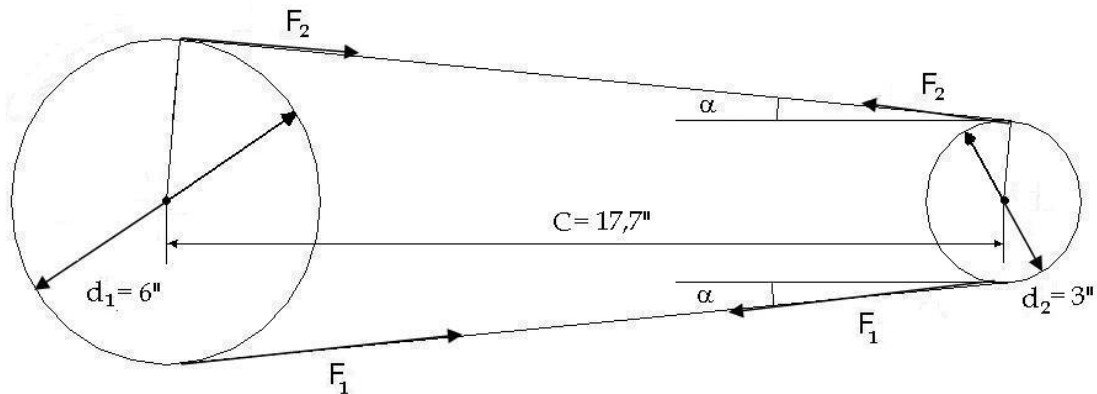
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (25)$$

se halla el diámetro de la polea conductora  $d_1 = D = D_2 = 6"$ . (Figura 27).

Debido al diseño de la estructura del banco se cuenta con una distancia entre centros  $C$  de 0,45 m (17,7") que es mayor que:

$$C_{mín} = \frac{d + D}{2} + d = 7.5" \quad \text{ó} \quad C_{mín} = D = 6" \quad (34) \quad (OK)$$

**Figura 27. Esquema de la transmisión por correa en V.**



❖ **Longitud de la correa.** Para el cálculo de la longitud  $L$  se usa la distancia entre centros, el diámetro mayor y menor (ecuación 32).

$$L = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (32)$$

donde:

$C = 17,7''$  Distancia entre centros.

$D = 6''$  Diámetro de la polea grande.

$d = 3''$  Diámetro de la polea pequeña.

Luego  $L$  es  $49,7''$ . Por consiguiente, se escoge una correa A49 la cual tiene  $50,3''$  de longitud primitiva (ver tabla 7). Debido al sistema tensor del banco no se recalcula la distancia entre centros.

❖ **Número de correas.** El cálculo de la potencia nominal se realiza mediante la fórmula (28).

$$Pot_n = \left[ a \left( \frac{10^3}{V} \right)^{0,09} - \frac{c}{K_d D_1} - e \frac{V^2}{10^6} \right] \frac{V}{10^3} \text{ CV}; \quad (29)$$

donde:

$V = 2686,1$  pies/ min. Velocidad periférica de la polea pequeña.

$K_d = 1,13$ . Coeficiente de diámetro pequeño (ver tabla 8).

$D_1 = 3''$ . Diámetro primitivo de la polea menor.

$a = 2,684$ . Constante específica para correas tipo A (tabla 7).

$c = 5,326$ . Constante específica para correas tipo A (tabla 7).

$e = 0,0136$ . Constante específica para correas tipo A (tabla 7).

Luego  $Pot_n = 2,11$  CV. El cálculo de la potencia nominal ajustada se realiza mediante la fórmula (30), multiplicando la potencia nominal por el coeficiente de arco de contacto y el factor de longitud de la correa.

$$Pot_{na} = K_\theta * K_L (Pot_n), \quad (30)$$

donde:

$K_\theta = 0,98$ . Coeficiente de arco de contacto (ver tabla 9).

$K_L = 0,93$ . Factor de corrección de longitud de la correa (ver tabla 10).

Luego  $Pot_{na} = 1,92$  CV. El número de correas necesarias es entonces:

$$\text{N}^\circ \text{ de correas} = \frac{Pot_{prq}}{Pot_{na}} \quad (35)$$

$$N^{\circ} \text{ de correas} = 2,028 / 1,92 = 1,06 \approx 1.$$

En resumen, la transmisión se diseñó con una correa A49.

### 5.2.3. Diseño de la transmisión por cadena.

❖ **Número y paso de cadena.** El cálculo de la potencia de diseño se realiza mediante la fórmula (36), multiplicando la potencia a transmitir (1,5 KW = 2 hp) por el factor de servicio y dividiendo por el factor por ramales. Puesto que el tipo de carga es ligera y lo impulsa un motor eléctrico, de la tabla 18 se tiene  $F_s = 1$ . Además se usara un solo ramal, luego  $F_r = 1$ .

$$Pot_{dis} = \frac{Pot_{tra} * F_s}{F_r} \quad (36)$$

$$Pot_{dis} = (2 \text{ hp} * 1) / 1 = 2 \text{ hp}.$$

Dado que la rueda dentada pequeña está en el generador y debe girar aproximadamente dos veces más rápido que el motor ( $i = 0.5$ ) para cumpla con la carga, este girará a 3420 rpm. Entonces se toman 15 dientes para la rueda pequeña  $N_2$ , por la relación de velocidades ( $i = 0.5$ ) se deben tener 30 dientes para la rueda grande  $N_1$ . Con la tabla 15 e interpolando, se tiene que una cadena de rodillos estándar de un solo ramal, número 50, paso de 5/ 8” ofrece 3,5 hp y para la que se recomienda lubricación por flujo de aceite (tipo III), pero por trabajar de manera intermitente y durante poco tiempo, se hará de forma manual (tipo I). En conclusión, un solo ramal se hace necesario para transmitir 2 hp.

❖ **Diámetros de paso de las ruedas dentadas.** Por medio de la fórmula (40) se hallan los diámetros de paso de las ruedas.

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^{\circ}}{N}\right)} \quad (40)$$

Luego  $D_1 = 5,97'' \approx 6''$  y  $D_2 = 3''$ .

❖ **Longitud de la cadena.** Con la ecuación (38) se calcula la longitud de la cadena en pasos, con la distancia entre centros que ofrece la estructura, en pasos, la cual equivale a  $C = 17,7'' = 28,32$  pasos.

$$L = 2C + \frac{N_g + N_p}{2} + \frac{(N_g - N_p)^2}{4\pi^2 C} \quad (38)$$

donde:

$N_g = 30$ . Número de dientes de la rueda grande.

$N_p = 15$ . Número de dientes de la rueda pequeña.

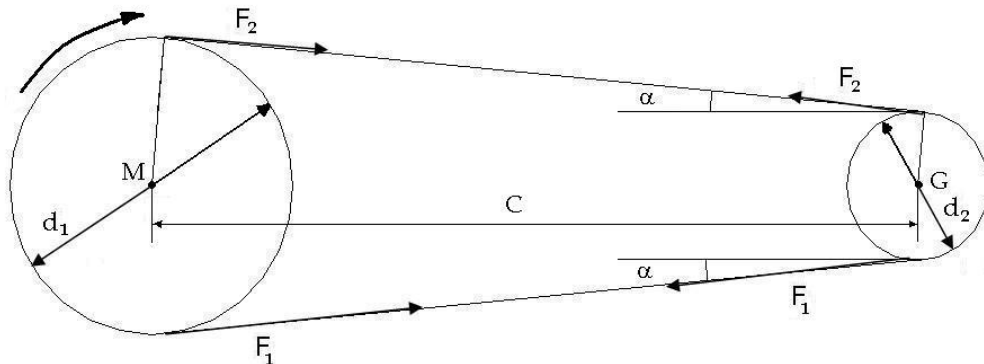
Reemplazando los valores:  $L = 79,34$  pasos.

Se toma la parte entera de la longitud.  $L = 79$  pasos =  $49,375''$ .

**5.2.4. Ejes complementarios delanteros.** Estos ejes son los que tendrán que soportar los mayores esfuerzos, debido a que ellos llevan montada la transmisión flexible, por la cual se realizara la transmisión de potencia entre el motor y el generador.

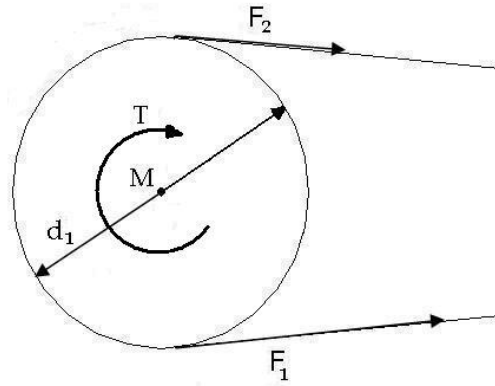
El análisis se realizara con base en las correas planas, ya que este tipo de transmisión es la que presenta los mayores esfuerzos. El sistema está conformado por un juego de poleas planas de 3 y 6 pulgadas.

**Figura 28. Sistema de fuerzas sobre el sistema de transmisión.**



Se calculan las fuerzas que ejerce la correa sobre las poleas, y luego se llevan a los ejes.

**Figura 29. Diagrama de fuerzas sobre la polea del motor.**



Realizando sumatoria de momentos alrededor del punto M (ver figura 29), el cual pertenece al eje del motor:

$$\begin{aligned} \sum M_M &= 0 \\ -T + F_1 \frac{d_1}{2} - F_2 \frac{d_1}{2} &= 0 \\ (F_1 - F_2) \frac{d_1}{2} &= T \end{aligned} \quad (41)$$

También se sabe que:

$$\begin{aligned} Pot &= T\omega_1 \\ T &= \frac{Pot}{\omega_1} \end{aligned} \quad (42)$$

Siendo *Pot* la potencia del motor (1.5 KW) y  $\omega_1$  la velocidad angular del eje del motor, que es:

$$\omega_1 = 2 * \pi * n_1 = 2 * 3.1416 * 1690 / 60 = 177 \text{ rad/ s.}$$

Puesto que la velocidad lineal de las poleas igual en su periferia, entonces tenemos:

$$V_1 = V_2 \quad (43)$$

$$V = \omega \frac{d}{2} \quad (44)$$

Lo cual permite conocer la velocidad angular del eje del generador  $\omega_2$ , así:

$$\omega_1 \frac{d_1}{2} = \omega_2 \frac{d_2}{2}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 d_1}{d_2}$$

$\omega_2 = 354 \text{ rad/ s}$ , luego  $n_2$  es 6380 rpm.

Del cálculo de transmisión por correa plana se sabe que el ángulo de la polea mayor (del motor):

$$\begin{aligned} \theta_d &= 180 - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left( \frac{d_1 - d_2}{2C} \right) = 170^\circ \\ \theta_D &= 180 + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left( \frac{d_1 - d_2}{2C} \right) = 190^\circ \end{aligned} \quad (8)$$

$$\theta_D = 180^\circ + 2\alpha$$

entonces el ángulo formado por el ramal y la horizontal  $\alpha$  es de  $5^\circ$ .

Si se reemplaza la ecuación (42) en (41) y los valores conocidos se obtendrá que:

$$F_1 - F_2 = 133,46N \quad (45)$$

Por medio de la ecuación de EULER para correas, se obtiene una segunda relación entre  $F_1$  y  $F_2$ :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} \quad (12)$$

Donde,  $f$  es el coeficiente de fricción que equivale a 0.25,  $\theta$  es igual a  $\theta_d$  que es el ángulo de abracé de la polea pequeña el cual es  $170^\circ = 2.97 \text{ rad}$ , obteniendo:

$$F_1 = 2F_2 \quad (46)$$

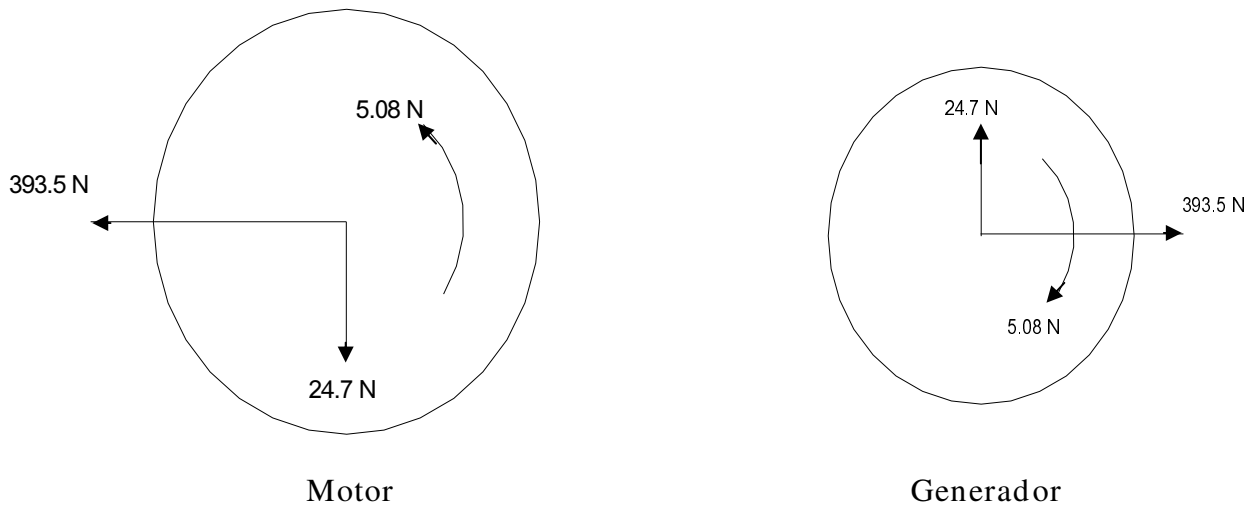
Si remplazamos la ecuación (46) en (45) y los valores conocidos obtendremos que:

$$F_2 = 133,46N$$

$$F_1 = 267N$$

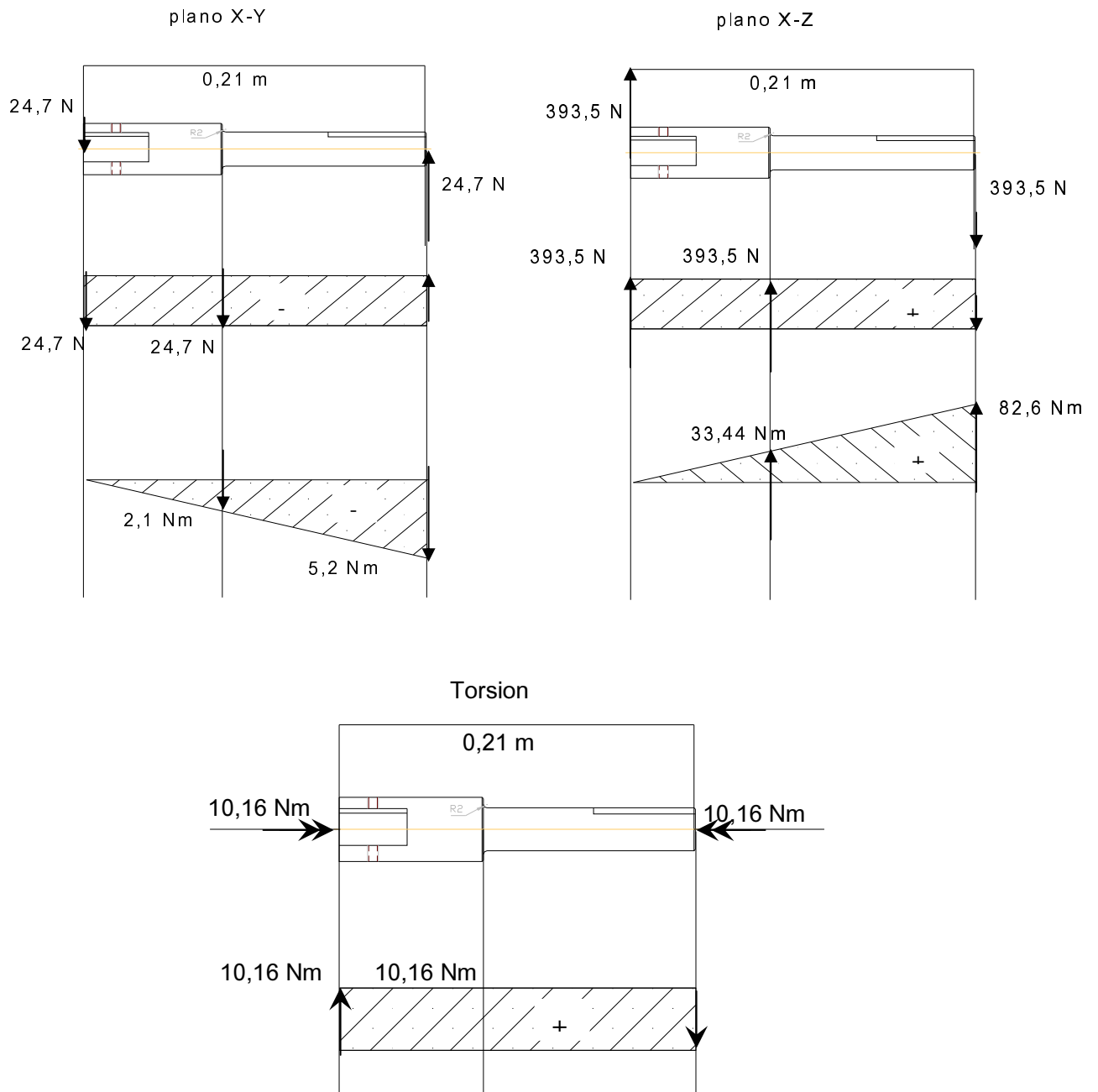
Ahora trasladando las fuerzas junto con el torque generado a los ejes del motor y generador (figura 30), así:

**Figura 30. Fuerzas sobre los ejes de alargamiento o complementarios delanteros.**



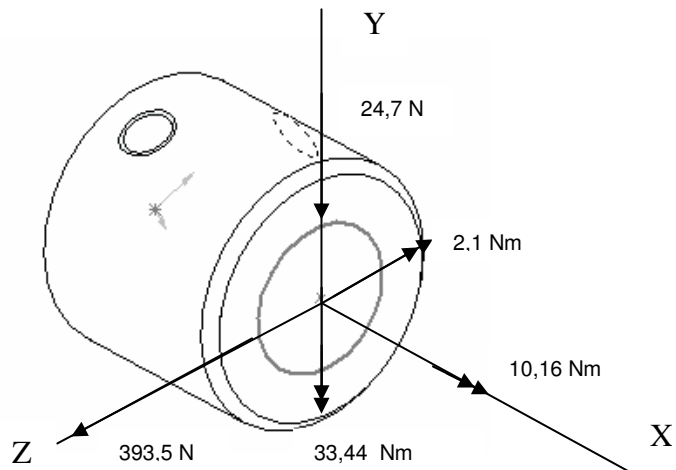
Como los dos ejes de alargamiento son iguales, se calcula con el eje más crítico, es decir el eje del motor. Ubicando las fuerzas en el extremo del eje tendremos (figura 31):

**Figura 31. Diagramas de esfuerzos del eje delantero complementario del motor.**



Analizando los diagramas de esfuerzos se determinó que la sección crítica de radio 0,0254 m en la cual se encuentra la entalladura de radio 2 mm; por lo tanto trasladamos las fuerzas así (figura 32):

**Figura 32. Cargas que actúan sobre la sección crítica.**



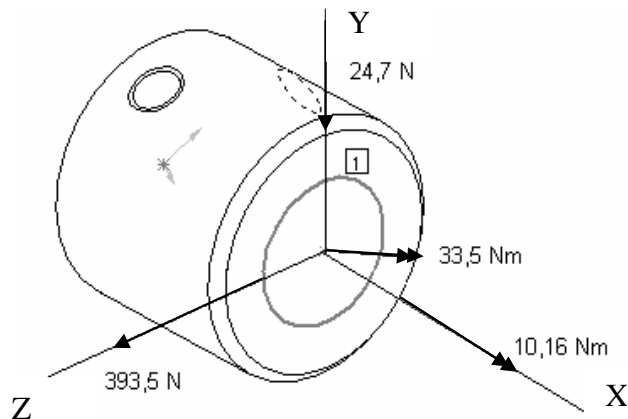
Ahora calculando el momento flexionante resultante, así:

$$M_R = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}; \text{ donde } M_y = 2,1Nm \text{ y } M_z = 33,44Nm.$$

$$M_R = 33,5Nm$$

A continuación se traslada el momento flexionante resultante (figura 33).

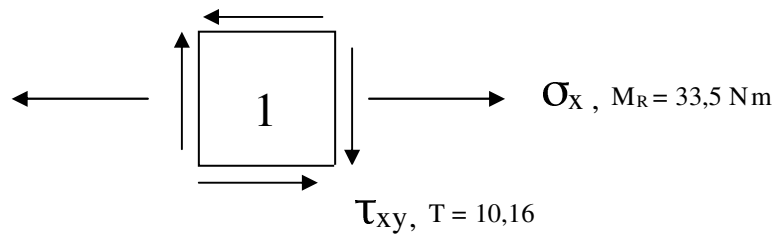
**Figura 33. Cargas que actúan sobre la sección crítica, con momento flexionante resultante.**



Analizando los esfuerzos sobre la sección crítica, se determinó que el punto crítico, sin discusión, es el punto 1.

Se trasladan los esfuerzos al diferencial (figura 34):

**Figura 34. Diagrama del diferencial crítico, con sus esfuerzos representados.**



Con las siguientes fórmulas de resistencia de materiales, se calculan los esfuerzos sobre el diferencial.

$$\sigma_{M_R} = \frac{MC}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (47)$$

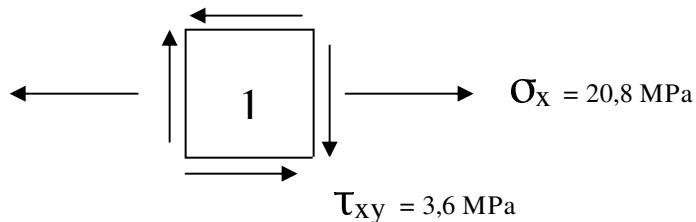
$$\tau_T = \frac{TC}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (48)$$

Remplazando los valores conocidos se tiene (figura 35):

$$\sigma_{M_R} = 20,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_T = 3,6 \text{ MPa}$$

**Figura 35. Diagrama del diferencial crítico, con los esfuerzos nominales.**



Con los valores de  $\sigma$ ,  $\tau$  y la fórmula para esfuerzos máximos de cuerpos sometidos a cargas combinadas, se calcula el esfuerzo máximo al que está

sometido el diferencial, y se comparó con el esfuerzo admisible para el acero 1045 con el cual fueron fabricados los ejes.

$$\sigma_{12} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (49)$$

Remplazando los valores conocidos se obtiene:

$$\sigma_{12} = 10,4MPa \pm 11MPa$$

$$\sigma_1 = 21,4MPa$$

$$\sigma_2 = -0,6MPa$$

Al tener  $\sigma_1$  positivo y  $\sigma_2$  negativo entonces el  $\tau_{max}$  queda definido por la siguiente ecuación:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (50)$$

por lo tanto,

$$\tau_{max} = 11MPa$$

$$\sigma_{max} = 2\tau_{max}$$

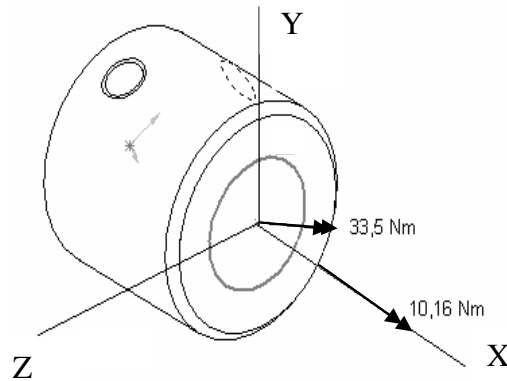
$$\sigma_{max} = 22MPa$$

$$\sigma_{adm} = 520MPa$$

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm}$$

❖ **Verificación por fluencia:** el análisis por fluencia (figura 36) se realizó con la teoría de energía de distorsión. El eje de diámetro 0,0254 m, es de acero 1045, el cual tiene las siguientes características:  $S_y = 372 MPa$  y  $S_{ut} = 520 MPa$ .

Figura 36. Cargas que actúan sobre a sección crítica, con momento flexionante resultante, para el análisis por fluencia.



Con :

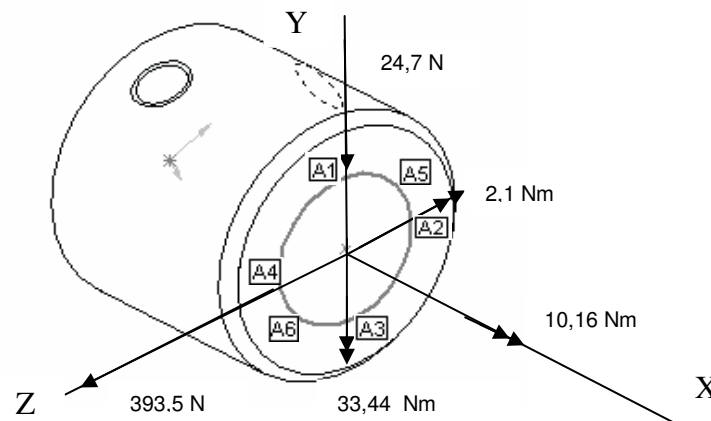
$$\frac{1}{N} = \frac{16}{\pi d^3 S_y} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \quad (51)$$

y reemplazando los valores conocidos en la ecuación 51, tenemos:

$$N = 17.$$

❖ **Verificación por fatiga.** Para realizar el análisis por fatiga, se utilizó el criterio de teoría de falla para carga combinada en fatiga de MISES-GOODMAN. En la figura 37 podemos apreciar el diferencial crítico A bajo sus diferentes sometimientos a carga en la rotación.

Figura 37. Diagrama de esfuerzos sobre a sección crítica, para el análisis por fatiga.



Con las siguientes fórmulas de resistencia de materiales, se calculan los esfuerzos producidos por las diferentes cargas.

$$\sigma_M = \frac{MC}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (47)$$

$$\tau_T = \frac{TC}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (48)$$

$$\tau_V = \frac{VQ}{Ib} = \frac{4V}{3A} \quad (52)$$

Sustituyendo los diferentes valores conocidos se obtiene:

$$\sigma_{M_R} = 20,82MPa$$

$$\sigma_{M_z} = 1,3MPa$$

$$\sigma_{M_y} = 20,78MPa$$

$$\tau_T = 3,2MPa$$

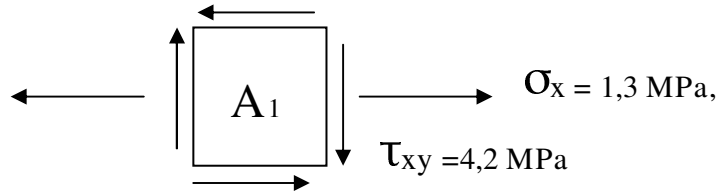
$$\tau_{V_y} = 0,06MPa$$

$$\tau_{V_z} = 1,05MPa$$

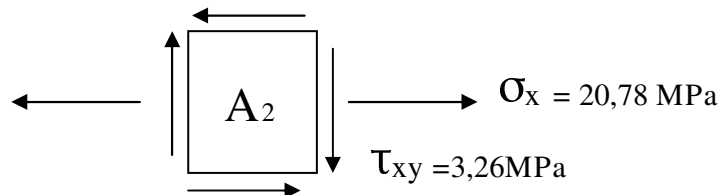
A continuación se realiza el análisis del diferencial en seis puntos de su trayectoria (figura 38), con sus respectivos esfuerzos a los cuales están sometidos.

**Figura 38. Diagramas del diferencial crítico en seis puntos de su trayectoria, con sus respectivos esfuerzos.**

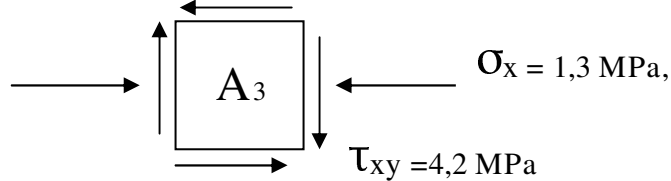
Análisis del diferencial A en la posición 1:



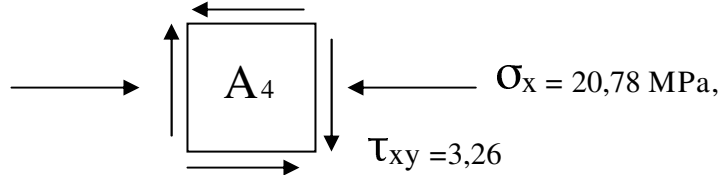
Análisis del diferencial A en la posición 2:



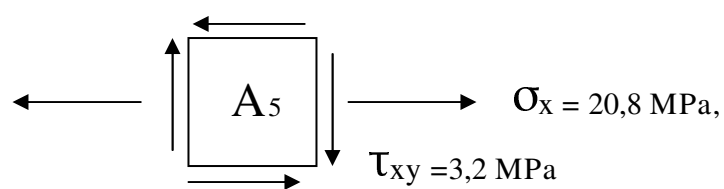
Análisis del diferencial A en la posición 3:



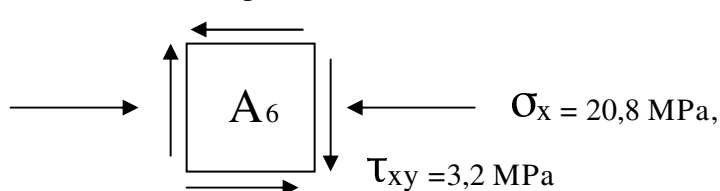
Análisis del diferencial A en la posición 4:



Análisis del diferencial A en la posición 5:

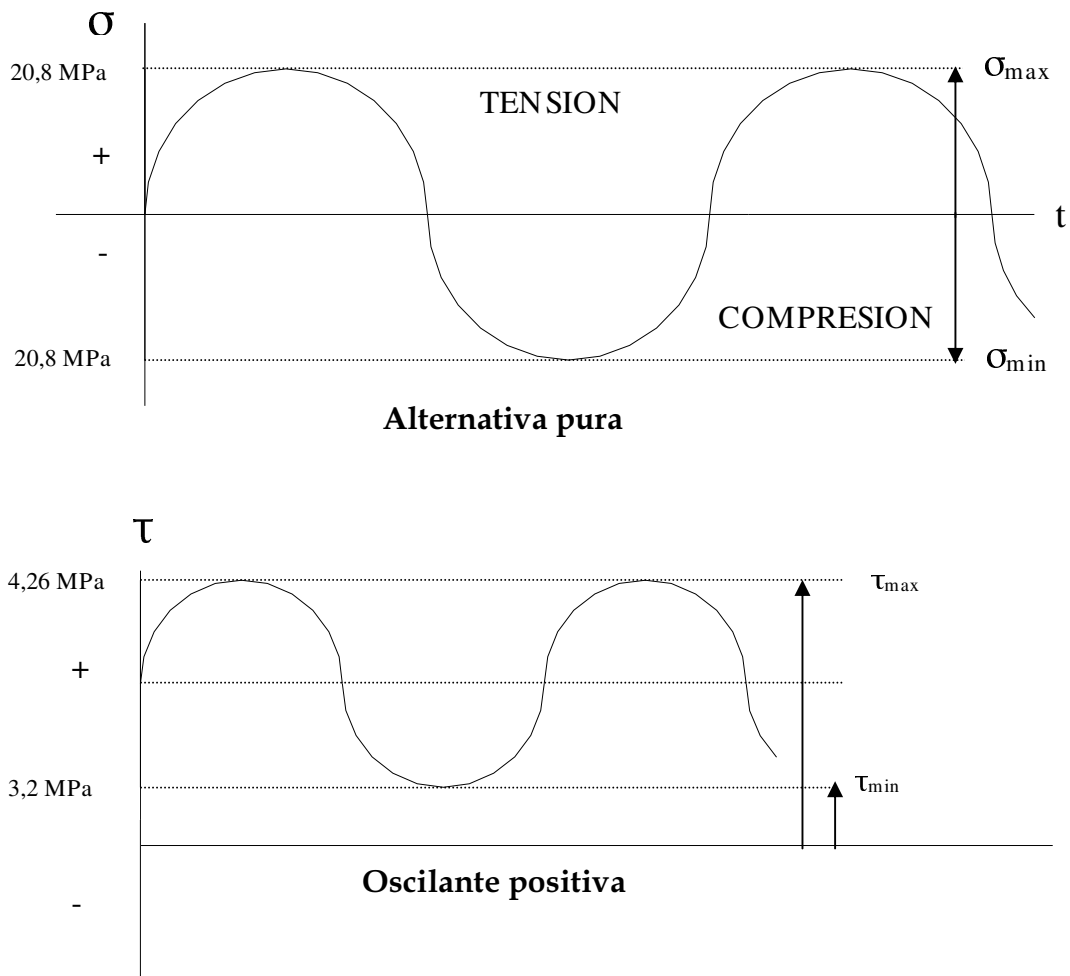


Análisis del diferencial A en la posición 6:



Ahora se calculan los esfuerzos medios y alternos, pero para esto se debe graficar el comportamiento de los esfuerzos (figura 39).

**Figura 39. Gráfica del comportamiento de los esfuerzos sobre la sección crítica.**



Con los valores máximos y mínimos, obtenidos de las gráficas del comportamiento de los esfuerzos se procede al cálculo de los valores de esfuerzo medio y alterno.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (53)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (54)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad (55)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \quad (56)$$

Remplazando los valores de esfuerzos máximos y mínimos, se obtiene:

$$\sigma_a = 20,8MPa$$

$$\sigma_m = 0MPa$$

$$\tau_a = 1.06MPa$$

$$\tau_m = 3,73MPa$$

A continuación se procede a hallar los diferentes factores que modifican el límite de endurance o resistencia a la fatiga. Para los diferentes factores se usó el manual FATIGA FISURA PROGRESIVA edición 2000B del profesor Alfredo Parada Corrales.

❖ **Factor de carga  $K_L$ .** Para este factor analizamos que:  $\sigma_m \leq 0,5\sigma_a$  y  $\tau_m = 0,5\tau_a$ , por lo tanto se puede afirmar que se trata de una onda reversible.

$K_L = 0,8$ .

❖ **Factor de acabado superficial  $K_s$ .** Para este factor se sabe que, el  $S_{ut} = 96$  Ksi y la pieza tiene es de un maquinado común. Con los anteriores datos de la tabla se obtiene el  $K_s$ .

$K_s = 0,73$ .

❖ **Factor de tamaño  $K_d$ .** Para este factor sabemos que, depende del diámetro del área de la sección transversal crítica, para este caso el diámetro es de 1" o 0,0254 metros que corresponde al diámetro equivalente. Con el diámetro equivalente se obtiene el  $K_d$ .

$$K_d = 0,9.$$

❖ **Factor de temperatura  $K_T$ .** Como los ejes del banco no van a ser sometidos a elevadas temperaturas, nuestro  $K_T$ , no disminuye ni aumenta la resistencia a la fatiga.

$$K_T = 1.$$

❖ **Factor de confiabilidad  $K_c$ .** Para la determinación de este factor asumimos para nuestra pieza una confiabilidad del 99,9%. Siguiendo el procedimiento del manual se obtiene el  $K_c$ .

$$K_c = 0,7.$$

❖ **Factor de efectos misceláneos  $K_m$ .** Para este factor el cual depende del proceso de fabricación y metalúrgico, se sabe que los ejes tienen el acabado superficial correspondiente a un torneado fino, lo que permite obtener el  $K_m$ .

$$K_m = 1.$$

❖ **Factor de concentración de esfuerzos  $K_f$ .** Para este factor se debe tener en cuenta el radio de entalladura de la sección crítica, el cual es de 2 milímetros o 0,078", los diámetros del eje, y el  $S_{ut}$ . Continuado con el procedimiento del manual se obtienen los diferentes  $K_f$ .

$$K_{f \text{ flexión}} = 1,656.$$

$$K_{f \text{ torsión}} = 1,336.$$

$$K_{f \text{ máximo}} = 1,656.$$

❖ **Resistencia a la fatiga para especímenes ideales  $S_e$ .** Para hallar este límite de durabilidad, se tiene en cuenta que para los aceros con  $S_{ut} \leq 200$  Ksi, el  $S_e = 0,5 S_{ut}$ .

$$S_e = 330 \text{ MPa.}$$

❖ **Resistencia a la fatiga para especímenes afectados  $Se'$ .** Para el cálculo del límite de fatiga para especímenes afectados, se usa la fórmula (57).

$$Se' = Se_* K_L * K_s * K_d * K_c * K_T * K_m \quad (57)$$

$$Se' = 121.4 MPa$$

❖ **Resistencia a la fatiga para especímenes afectados por todos los factores excepto el  $K_f$ ,  $Se''$ .** Para el cálculo del límite de fatiga  $Se''$ , se usa la fórmula (58).

$$Se'' = Se' * K_{f \max} \quad (58)$$

$$Se'' = 201 MPa$$

❖ **Factor de seguridad.** Para el cálculos del factor de seguridad, como ya lo dijimos anteriormente, usamos la teoría de falla de MISES-GOODMAN, por ello usamos la ecuación (59).

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\sigma_m}{S_{ut}} + K_f \frac{\sigma_a}{Se''} \right)^2 + 3 \left( \frac{\tau_m}{S_{ut}} K_{fs} \frac{\tau_a}{Se''} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (59)$$

donde,

$$\sigma_a = 20,8 MPa$$

$$\sigma_m = 0 MPa$$

$$\tau_a = 1.06 MPa$$

$$\tau_m = 3,73 MPa$$

$$Se'' = 201 MPa$$

$$S_{ut} = 660 MPa$$

$$K_f = 1,656$$

$$K_{fs} = 1,336$$

$$N = 5,7$$

Parece ser un diseño muy conservativo, pero no se hizo por resistencia, sino por funcionalidad.

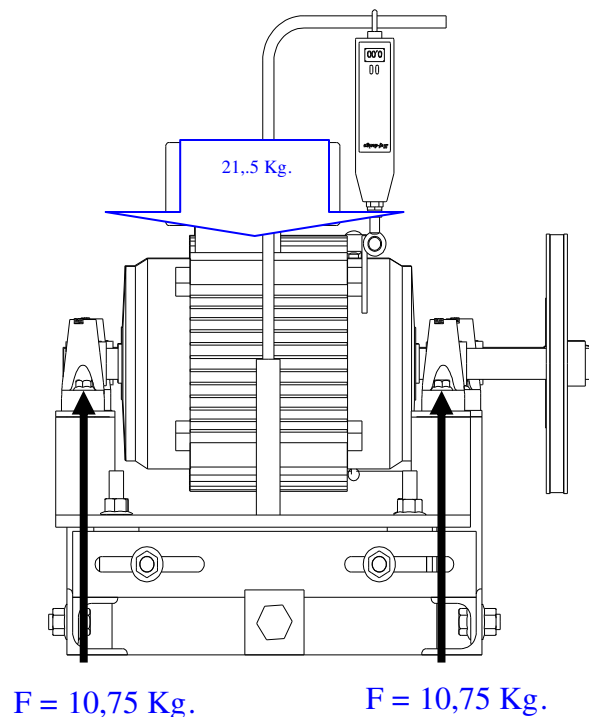
**5.2.5. Rodamientos.** Las chumaceras y rodamientos a usar, son los mismos para el motor, como para el generador. Para la selección se usan las cargas a las cuales están sometidos los rodamientos del generador, pues son las más críticas que las cargas sobre el motor. Los datos para su selección son: velocidad del generador 3600 rpm, vida nominal mínima, aproximadamente de 10000 horas de servicio.

El en catálogo SKF, con la velocidad angular y la vida en horas de servicio, obtenemos el valor de la seguridad de carga.

$$C/P = 27,75 \quad (60)$$

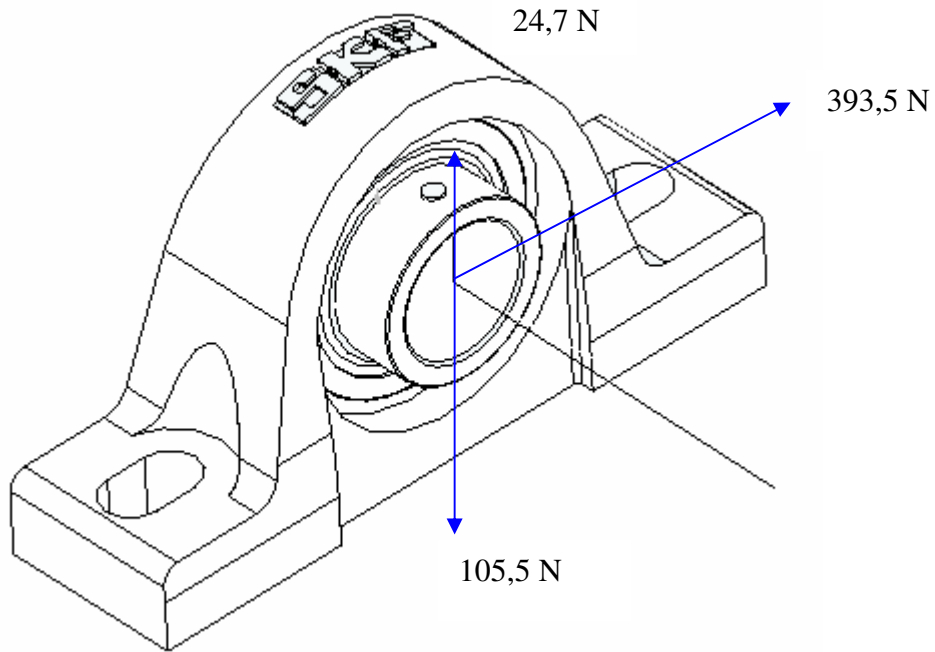
Como no se tienen fuerzas axiales, se toma toda la carga radial  $F_r$  como la carga equivalente  $P$  (figura 40).

**Figura 40. Fuerzas resistentes al peso del generador.**



Para el cálculo de  $F_r$ , se tuvo en cuenta el tensado inicial de la correa por ser mayor que el tensado en la cadena (figura 41).

**Figura 41. Fuerzas que actúan sobre la chumacera.**



Solucionando el sistema vectorial se calcula la fuerza radial.

$$F_r = P = 401,7N = 40,94Kg.$$

Remplazando el valor de P en la ecuación de seguridad de carga (60), obtenemos el valor de la carga dinámica C.

$$C/P = 27,75$$

$$C = 27,75.P$$

$$C = 1136Kg.$$

Por ultimo se selecciona el RODAMIENTO YAR 205-100-2F SKF y la CHUMACERAS SY 1.TF SKF.

Estas chumaceras o soportes con rodamientos tipo Y pueden permitir remediar pequeños errores de desalineamiento, lo que es bastante favorable para este trabajo de transmisiones de potencia flexibles.

La duración nominal expresada en millones de revoluciones, se puede calcular con la siguiente relación:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (61)$$

Donde,

$P$  = carga equivalente sobre el rodamiento ( $P=3$  para rodamientos de bolas).

$C/P$  = Seguridad de carga.

$L = 21370$  Millones de revoluciones.

La duración nominal expresada en horas de funcionamiento, la podemos calcular con la siguiente relación:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} \quad (62)$$

Donde,

$n$  = velocidad en revoluciones por minuto.

$L_h$  = duración nominal en horas de funcionamiento.

$L_h = 98935$  Horas de servicio.

**5.2.6. Chavetas.** Existen en el montaje general 4 chavetas para analizar; pero se analizó la chaveta en donde se presenten los esfuerzos mayores y en donde se encuentre la sección crítica que pueda generar posibles fallas.

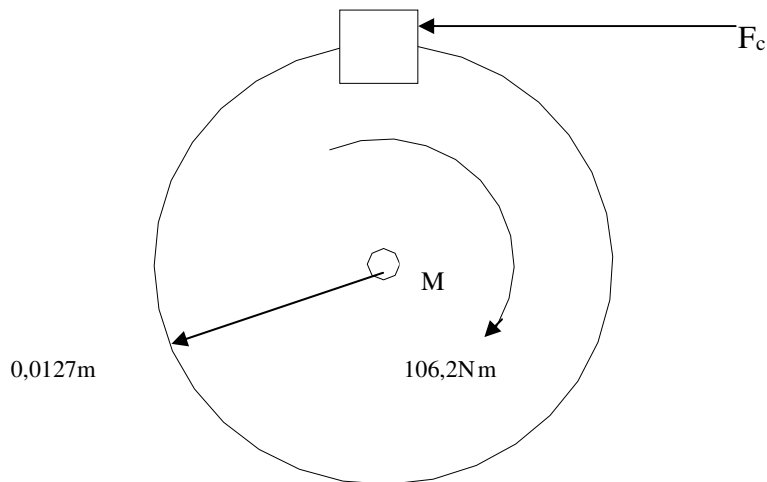
Como el montaje requiere que las poleas de mayor diámetro se ubiquen en el eje del motor y las de menor diámetro en el eje del generador para garantizar

en el eje de salida una velocidad angular cercana a 3600 rpm, que asegure la salida de potencia que se exige en el consumidor de potencia; entonces si se carga el sistema con la potencia máxima que puede producir el motor y si se instala en el eje de entrada (eje del motor) la polea de 6", se tiene que: los esfuerzos críticos se producen en la chaveta del eje del motor que tiene de diámetro 25,4 mm.

Se escoge una chaveta de perfil rectangular de 1/4\*1/4" (6,35\*6,35 mm) de acero 1045 estirado en frío cuya resistencia ultima al corte es 490 MPa (catálogo DIACO LTDA).

Como ya conocemos que el torque máximo a transmitir es de 106,2 Nm, y la velocidad 14,13 rad/ s, podemos calcular la fuerza ejercida por la chaveta o cuña.

**Figura 42. Fuerzas que actúan sobre la chaveta junto con el eje del motor.**



Realizando sumatoria de momentos en el punto M se pueden calcular las fuerzas que actúan sobre la chaveta.

$$F_c * r + T = 0 \quad (63)$$

$$F_c = 8362N$$

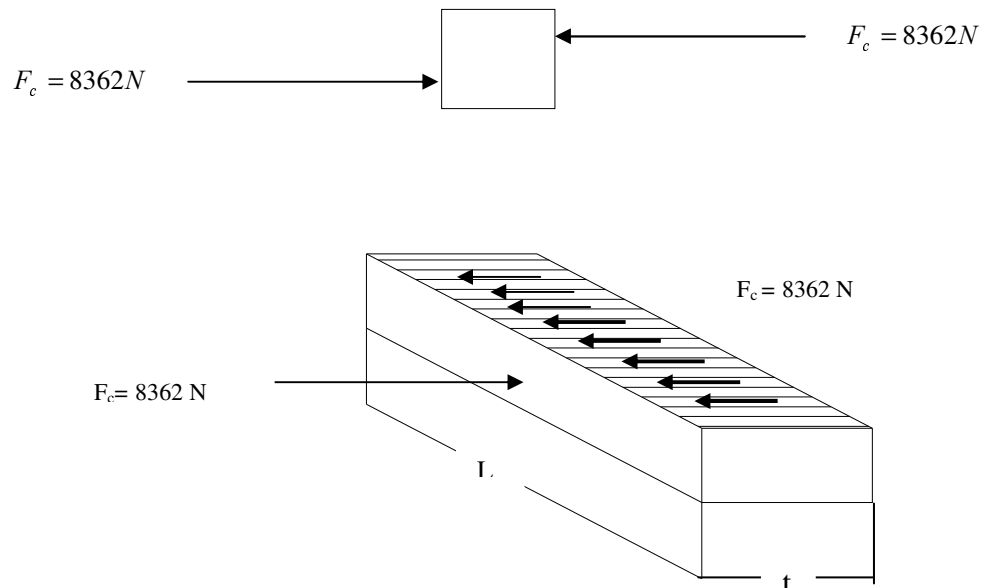
Por la teoría de la energía de distorsión, la resistencia la cortante se puede calcular con la ecuación (64).

$$S_{sy} = 0,557S_y \quad (64)$$

$$S_{sy} = 282,7MPa$$

❖ **Falla por corte a través del eje longitudinal.** La falla por corte a través del área longitudinal origina un esfuerzo el cual puede llevar la chaveta a la falla.

**Figura 43. Fuerzas que actúan sobre la chaveta.**



Con la ayuda de la ecuación (65) se puede hallar la longitud mínima de la chaveta. Como la carga es relativamente considerable, se asume un factor de seguridad de 5.

$$S_{sy} = \frac{nF}{tL} \quad (65)$$

$$L = 46,31mm$$

❖ **Falla al aplastamiento.** La resistencia al aplastamiento se determina en un área igual a la mitad de la cara de la cuña.

$$S_y = \frac{nF}{\frac{t}{2}L} \quad (66)$$

$$L = 23,56mm$$

## 6. IMPLEMENTACIÓN DE LOS ENSAYOS EN LAS TRANSMISIONES DE ELEMENTOS FLEXIBLES

### 6.1. GENERALIDADES

Con el fin de comprobar el funcionamiento del banco de pruebas y comparar el comportamiento de la eficiencia para transmisiones de elementos flexibles (banda plana, banda en V y cadena) tanto para sistemas alineados como para sistemas con desalineamiento (paralelo y angular), se hicieron pruebas para:

- Identificar las variables afectan en mayor grado la eficiencia.
- Proponer una metodología para las pruebas de acuerdo a la experiencia.
- Graficar el comportamiento Eficiencia vs. Potencia de carga.

**Foto 1. Banco de pruebas para transmisiones de elementos flexibles.**



## 6.2. DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS REALIZADAS

Las pruebas se hicieron manteniendo una velocidad constante en el motor y primero sin potencia de carga, luego se varió la potencia de carga en forma ascendente, es decir, desde 100 W a 1500W (cada 200W). El tiempo de prueba por cada potencia de carga fue de 3 minutos y durante la prueba se tomo información de la fuerza y frecuencia de rotación tanto del motor como del generador. El brazo de torque del motor es 0.2 m y el del generador es 0.27 m. Aunque el banco no cuenta con el dispositivo para medir temperatura, con un multímetro se registró la temperatura ambiente en el recinto que en promedio fue de 25°C, así como las temperaturas iniciales y finales de las poleas planas, poleas en V y ruedas dentadas. Además se midieron las dimensiones que caracterizan la cada tipo de transmisión y las dimensiones que sirven para determinar la tensión inicial de las correas, según el método mostrado en la sección 2.1.3.

**6.2.1. PRUEBA No. 1.** Esta prueba busca recolectar información para de esta manera graficar el comportamiento eficiencia de la transmisión por banda plana Rubercor NN 150 AF de 2 lonas, trabajada por la cara recubierta con nylon, con  $D = 12.5$  cm,  $d = 6.25$  cm y  $L = 120$  cm, bajo las siguientes condiciones:

- ❖ **Condición 1:** Alineada,  $F_0 = 11.25$  Kgf,  $\theta_D = 187.74^\circ$ ,  $\theta_d = 172.26^\circ$ .
- ❖ **Condición 2:** Alineada,  $F_0 = 16.09$  Kgf,  $\theta_D = 187.62^\circ$ ,  $\theta_d = 172.38^\circ$ .
- ❖ **Condición 3:** Desalineada paralelamente 1 cm,  $F_0 = 16.09$  Kgf.
- ❖ **Condición 4:** Desalineada angularmente  $3^\circ$ ,  $F_0 = 19.53$  Kgf.

**Tabla 19. Datos de la prueba 1 en la condición 1.**

Potencia de carga (W)	MOTOR				GENERADOR			
	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)		Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)	
			Inicial	Final			Inicial	Final
0	1750	2,05	25	38	3400	0,3	25	54
100	1750	2,1			3385	0,375		
300	1750	2,2			3250	0,5		
500	1750	2,25			3050	0,6		
700	1750	2,35			2880	0,675		
900	1750	2,4			2675	0,75		
1100	1740	2,5			2600	0,85		
1300	1730	2,6			2400	1,025		
1500	1720	2,75			2100	1,175		

**Tabla 20. Datos de la prueba 1 en la condición 2.**

Potencia de carga (W)	MOTOR				GENERADOR			
	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)		Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)	
			Inicial	Final			Inicial	Final
0	1750	2,05	25	31	3440	0,35	25	32
100	1750	2,1			3400	0,4		
300	1750	2,2			3380	0,575		
500	1750	2,5			3370	0,75		
700	1740	2,7			3330	0,925		
900	1730	3			3305	1,1		
1100	1715	3,3			3220	1,275		
1300	1700	3,55			3170	1,4		
1500	1680	3,85			3100	1,5		

**Tabla 21. Datos de la prueba 1 en la condición 3.**

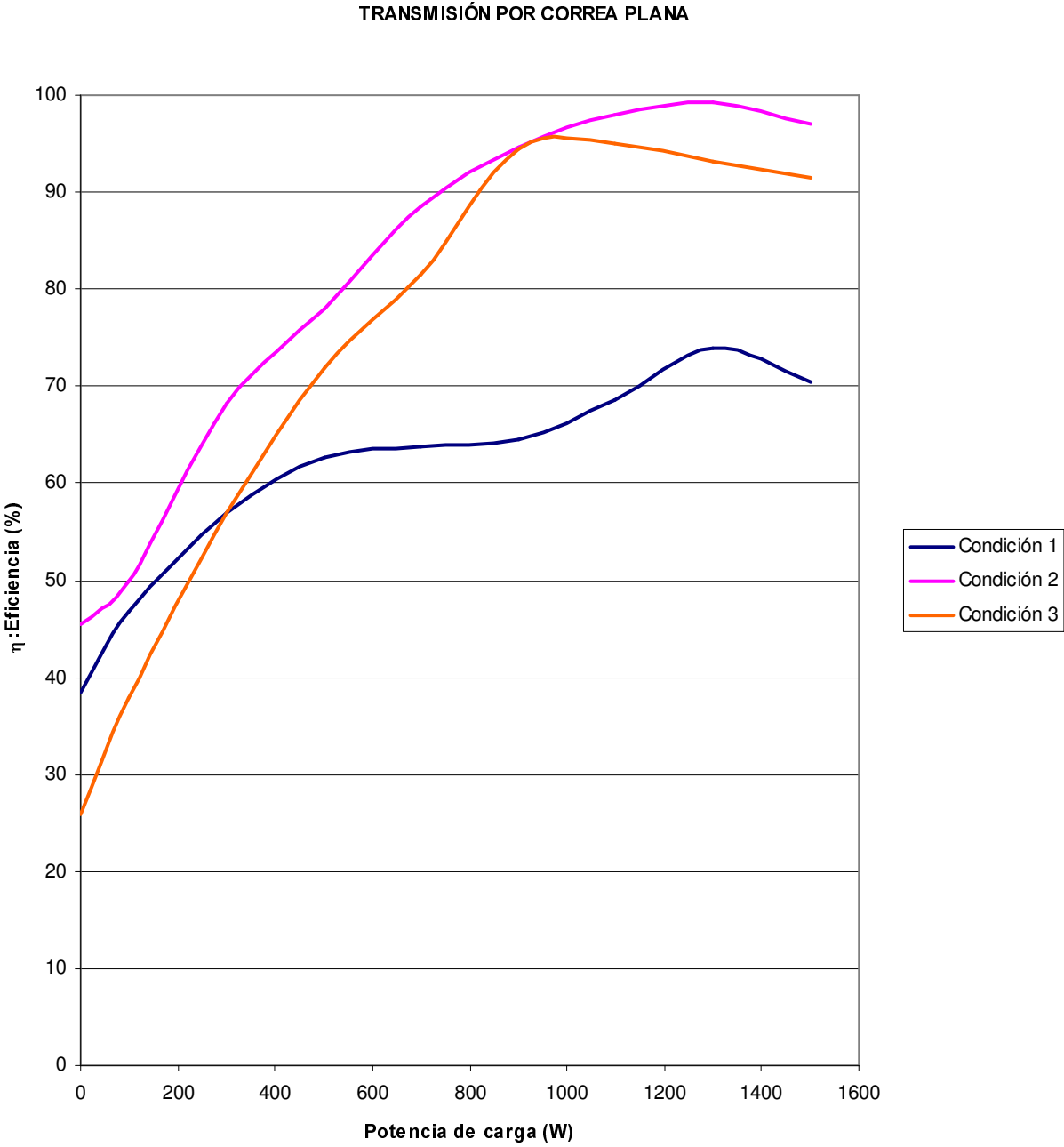
Potencia de carga (W)	MOTOR				GENERADOR			
	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)		Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)	
			Inicial	Final			Inicial	Final
0	1750	2,05	25	32	3450	0,2	25	37
100	1750	2,1			3440	0,3		
300	1750	2,2			3410	0,475		
500	1750	2,45			3380	0,675		
700	1730	2,7			3320	0,85		
900	1725	3			3290	1,1		
1100	1700	3,3			3220	1,225		
1300	1695	3,6			3175	1,325		
1500	1690	3,9			3080	1,45		

Para la condición 4 no se pudo tomar ningún tipo de datos debido a que la correa se salió de las poleas.

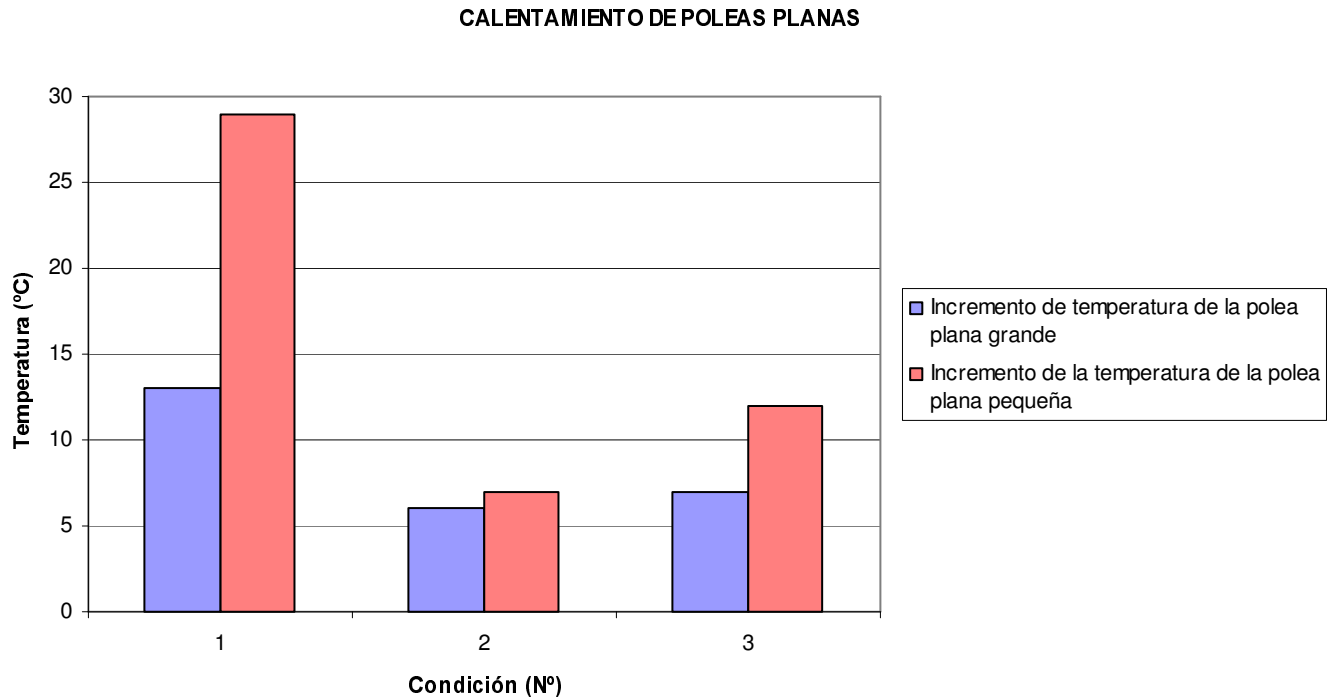
Con los datos anteriores y las fórmulas adecuadas (ver anexo A) se hallan los resultados respectivos para graficar la eficiencia.

En la figura 44 se puede ver que la transmisión posee mayor eficiencia cuando está en la condición 2, es decir, alineada y con una tensión inicial de 16.09 Kgf, y posee la menor eficiencia en la condición 1, es decir, alineada y con una tensión de 11.25 Kgf. En la condición 3, se aprecia que la eficiencia baja con relación a la condición 2, pero a pesar de que hay presente un desalineamiento paralelo, no es tan baja como en la condición 1 y es porque la condición 3 posee un valor de tensión inicial más alto. Lo cual indica que a mayor tensión inicial mayor eficiencia en la transmisión y puesto que el ángulo de abrace de la polea pequeña aumenta cuando se tensa, también se concluye que al aumentar éste aumenta la eficiencia.

Figura 44. Eficiencia vs. potencia de carga de la transmisión por correa plana.



**Figura 45. Calentamiento de las poleas planas bajo cada condición.**



En la figura 45 se puede observar que las poleas planas se calientan en mayor o menor grado de acuerdo a la eficiencia en la transmisión, es decir, cuanto más eficiente es la transmisión menos se calientan.

Figura 46. Curva de tracción para transmisión por correa plana en la condición más eficiente.

CURVA DE TRACCIÓN PARA TRANSMISIÓN POR CORREA PLANA EN LA CONDICIÓN MÁS EFICIENTE

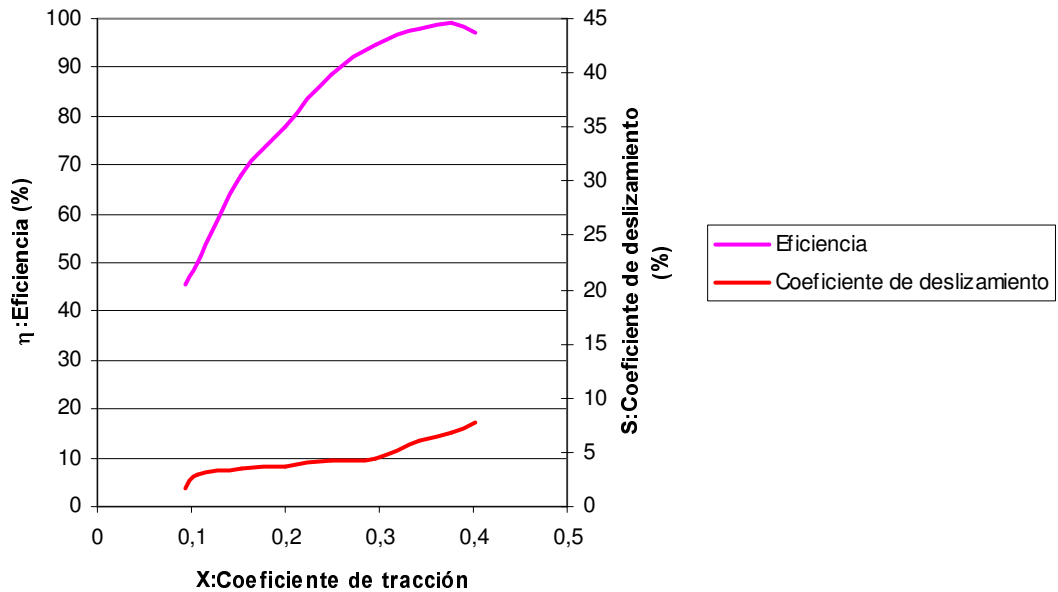
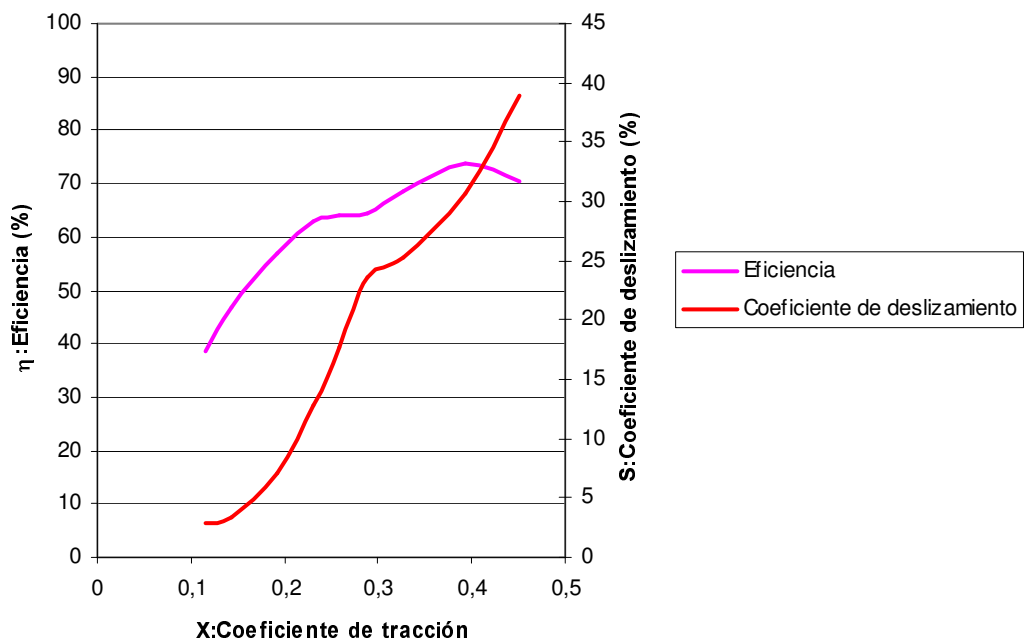


Figura 47. Curva de tracción para transmisión por correa plana en la condición menos eficiente.

CURVA DE TRACCIÓN PARA TRANSMISIÓN POR CORREA PLANA EN LA CONDICIÓN MENOS EFICIENTE



En las figuras 46 y 47, se puede observar que la eficiencia aumenta cuando los valores del coeficiente de deslizamiento son pequeños y viceversa. Además se observa que el punto de máxima eficiencia se da generalmente cuando en coeficiente de tracción es 0.4, así como lo dice la teoría.

**6.2.2. PRUEBA No. 2.** Esta prueba busca recolectar información para de esta manera graficar el comportamiento eficiencia de la transmisión por banda en V, tipo A, de una correa, con  $D = 14.2$  cm,  $d = 6.5$  cm y  $L = 127.75$  cm, bajo las siguientes condiciones:

- ❖ **Condición 1:** Alineada,  $F_0 = 15.9$  Kgf,  $\theta_D = 189.5^\circ$ ,  $\theta_d = 170.5^\circ$ .
- ❖ **Condición 2:** Alineada,  $F_0 = 23.02$  Kgf,  $\theta_D = 189.45^\circ$ ,  $\theta_d = 170.55^\circ$ .
- ❖ **Condición 3:** Desalineada paralelamente 1 cm,  $F_0 = 17.25$  Kgf.
- ❖ **Condición 4:** Desalineada angularmente  $3^\circ$ ,  $F_0 = 25.6$  Kgf.

**Tabla 22. Datos de la prueba 2 en la condición 1.**

Potencia de carga (W)	MOTOR				GENERADOR			
	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea ( $^\circ\text{C}$ )		Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea ( $^\circ\text{C}$ )	
			Inicial	Final			Inicial	Final
0	1770	2,05	25	35	3630	0,3	25	38
100	1770	2,1			3625	0,4		
300	1755	2,3			3545	0,675		
500	1740	2,6			3540	0,85		
700	1710	2,95			3485	1,05		
900	1695	3,4			3460	1,2		
1100	1690	3,9			3410	1,35		
1300	1640	4,5			3330	1,5		
1500	1620	5,15			3280	1,65		

**Tabla 23. Datos de la prueba 2 en la condición 2.**

Potencia de carga (W)	MOTOR				GENERADOR			
	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)		Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)	
			Inicial	Final			Inicial	Final
0	1750	2,2	25	41	3590	0,4	25	48
100	1730	2,3			3550	0,525		
300	1690	2,6			3525	0,725		
500	1680	2,85			3500	0,925		
700	1670	3,15			3460	1,075		
900	1660	3,65			3435	1,275		
1100	1640	4,15			3400	1,45		
1300	1630	4,75			3350	1,6		
1500	1590	5,4			3280	1,75		

**Tabla 24. Datos de la prueba 2 en la condición 3.**

Potencia de carga (W)	MOTOR				GENERADOR			
	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)		Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)	
			Inicial	Final			Inicial	Final
0	1750	2	25	37	3600	0,3	25	41
100	1745	2,05			3610	0,375		
300	1740	2,2			3500	0,65		
500	1715	2,55			3490	0,825		
700	1705	2,85			3460	1		
900	1680	3,4			3390	1,2		
1100	1640	3,95			3360	1,375		
1300	1630	4,55			3270	1,55		
1500	1590	5,15			3160	1,7		

**Tabla 25. Datos de la prueba 2 en la condición 4.**

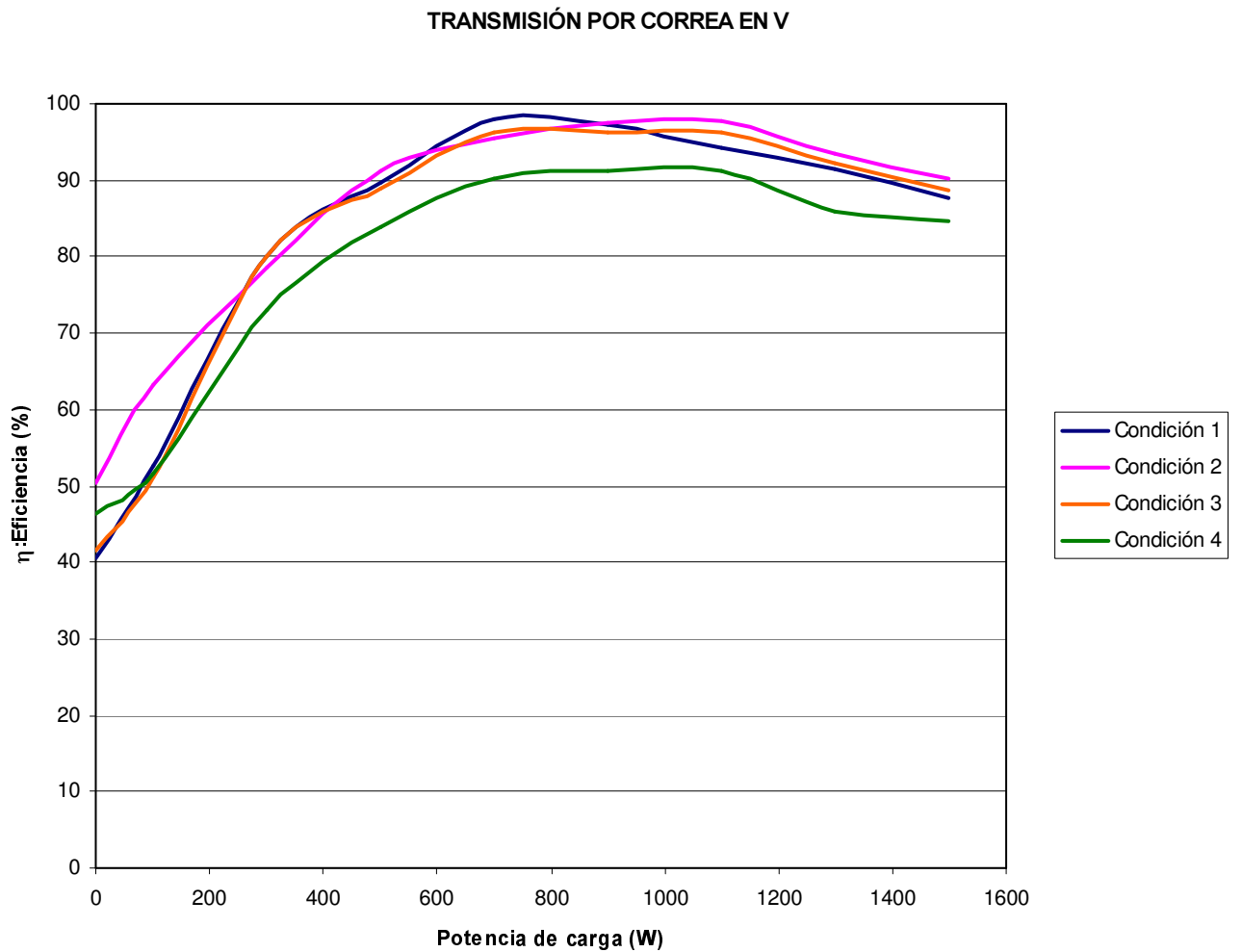
Potencia de carga (W)	MOTOR				GENERADOR			
	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)		Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)	
			Inicial	Final			Inicial	Final
0	1750	2,1	25	42	3610	0,35	25	50
100	1745	2,15			3580	0,4		
300	1730	2,35			3520	0,625		
500	1650	2,9			3500	0,85		
700	1640	3,25			3470	1,025		
900	1630	3,75			3370	1,225		
1100	1620	4,33			3210	1,475		
1300	1600	4,95			3200	1,575		
1500	1590	5,6			3190	1,75		

Con los datos anteriores y las fórmulas adecuadas (ver anexo A) se hallan los resultados respectivos para graficar la eficiencia.

En la figura 48 se puede ver que la transmisión posee mayor eficiencia cuando está en la condición 2, es decir, alineada y con una tensión inicial de 23.02 Kgf, y posee la menor eficiencia en la condición 4, es decir, desalineada angularmente y con una tensión de 25.6 Kgf. En la condición 3, se aprecia que la eficiencia baja con relación a la condición 2, pero a pesar de que hay presente un desalineamiento paralelo, es más alta que la condición 1 y es porque la condición 3 posee un valor de tensión inicial más alto. A pesar de que la condición 4 posee el mayor valor de tensión es la menos eficiente, lo que hace pensar que el desalineamiento angular varía la manera en que la correa se asienta y no permite que haga un contacto óptimo, es entonces el desalineamiento angular lo que no permite que en este caso la tendencia ocurra. Pero en la demás condiciones a mayor tensión inicial mayor eficiencia en la transmisión y puesto que el ángulo de abrace de la polea pequeña

aumenta cuando se tensa, también se concluye que al aumentar éste aumenta la eficiencia.

**Figura 48. Eficiencia vs. potencia de carga de la transmisión por correa en V.**



En la figura 49 se aprecia el calentamiento de las poleas en V de acuerdo a la condición bajo la cual se hizo la prueba y se aprecia que se calientan en mayor o menor grado de acuerdo a la eficiencia en la transmisión, es decir, cuanto más eficiente es la transmisión menos se calientan las poleas.

Figura 49. Calentamiento de las poleas en V bajo cada condición.

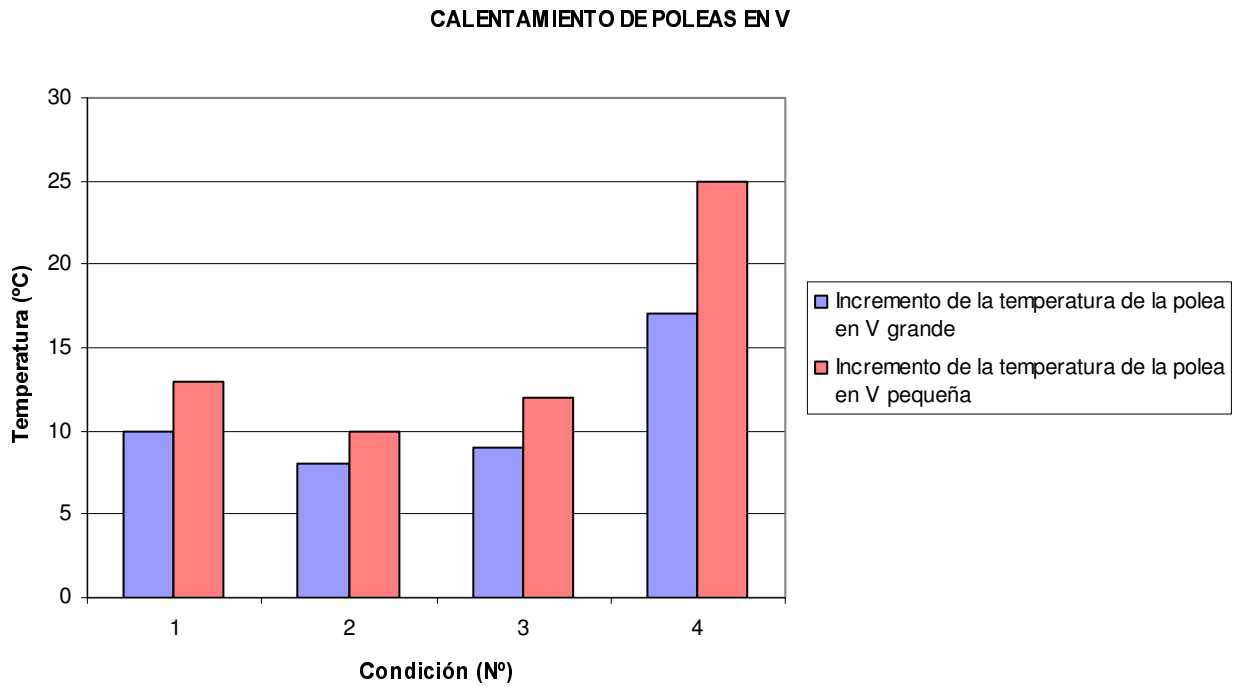


Figura 50. Curva de tracción para transmisión por correa en V en la condición más eficiente.

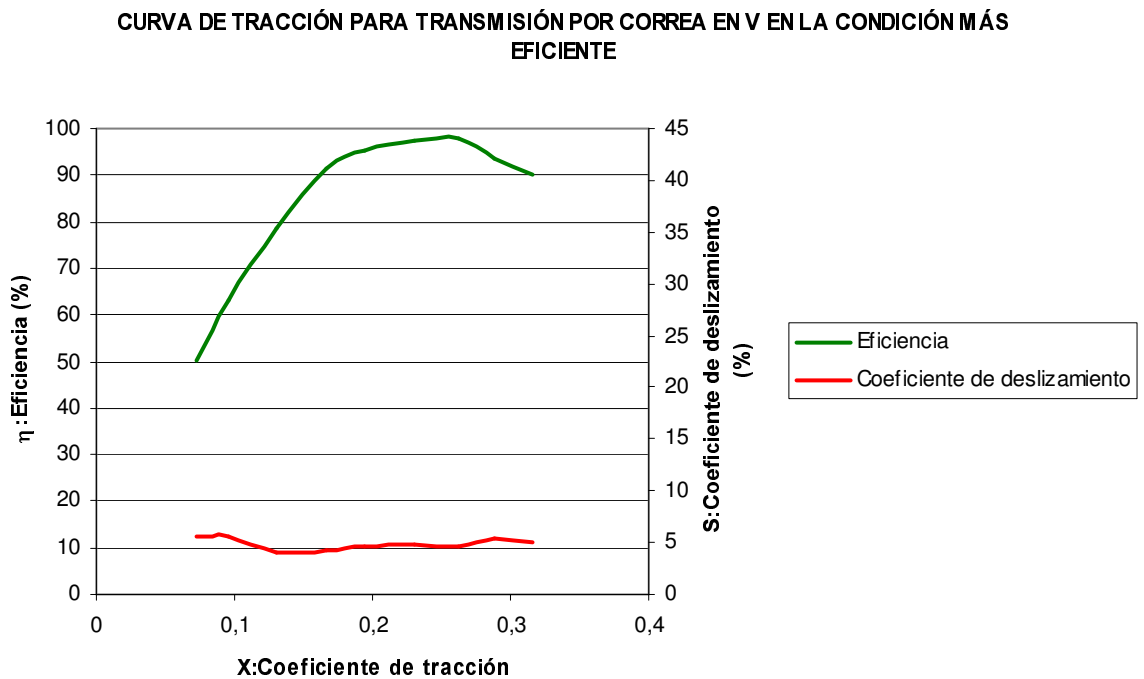
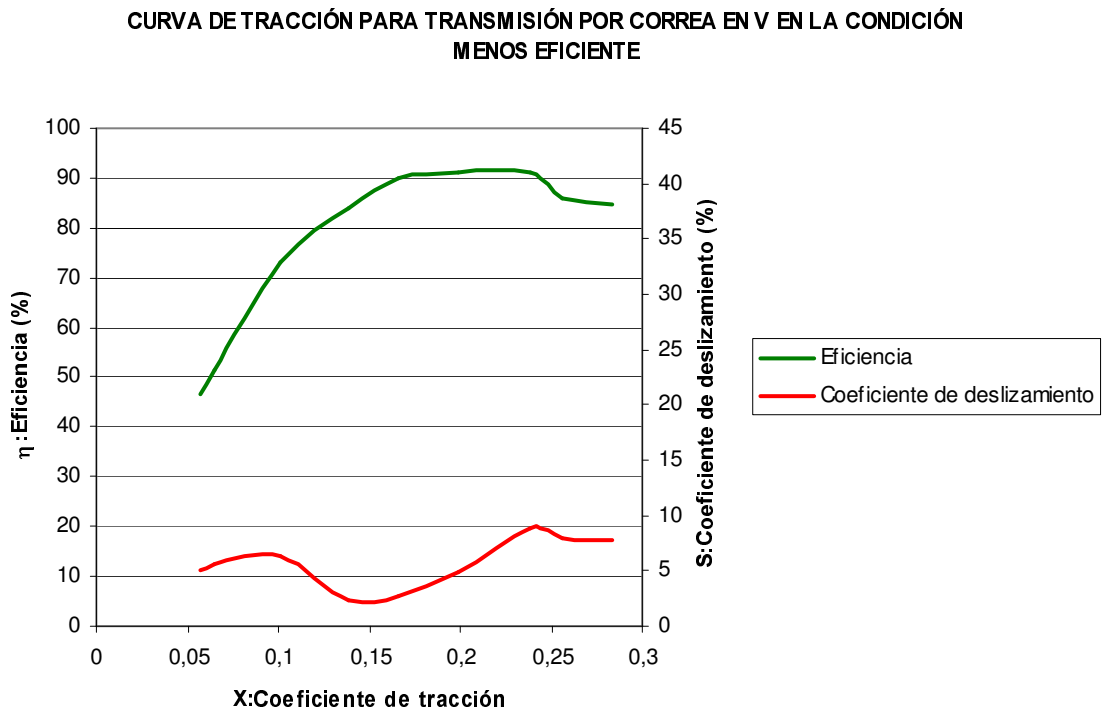


Figura 51. Curva de tracción para transmisión por correa en V en la condición menos eficiente.



En las figuras 50 y 51, se puede observar que la eficiencia aumenta cuando los valores del coeficiente de deslizamiento son pequeños y viceversa. Además se observa que el punto de máxima eficiencia se da generalmente cuando en coeficiente de tracción es 0,25, este valor difiere de 0,6 que es el valor de la teoría.

**6.2.3. PRUEBA No. 3.** Esta prueba busca recolectar información para de esta manera graficar el comportamiento eficiencia de la transmisión por cadena de rodillos número 50 de  $p = 5/8''$  con  $D = 15$  cm,  $d = 7.5$  cm y  $L = 80$  pasos, bajo las siguientes condiciones:

- ❖ **Condición 1:** Alineada, sin lubricar.
- ❖ **Condición 2:** Alineada, lubricada (SAE 30).

- ❖ **Condición 3:** Desalineada paralelamente 0.5 cm, sin lubricar.
- ❖ **Condición 4:** Desalineada angularmente 2°, sin lubricar.

**Tabla 26. Datos de la prueba 3 en la condición 1.**

Potencia de carga (W)	MOTOR				GENERADOR			
	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)		Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)	
			Inicial	Final			Inicial	Final
0	1765	2	25	32	3530	0,375	25	36
100	1760	2,1			3525	0,45		
300	1755	2,3			3510	0,65		
500	1740	2,5			3485	0,825		
700	1720	2,95			3435	1		
900	1705	3,4			3400	1,2		
1100	1695	4,05			3370	1,45		
1300	1685	4,5			3330	1,6		
1500	1675	5,15			3300	1,775		

**Tabla 27. Datos de la prueba 3 en la condición 2.**

Potencia de carga (W)	MOTOR				GENERADOR			
	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)		Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)	
			Inicial	Final			Inicial	Final
0	1765	2	25	31	3530	0,375	25	35
100	1760	2,05			3525	0,45		
300	1755	2,25			3510	0,65		
500	1740	2,45			3485	0,825		
700	1720	3			3435	1,05		
900	1705	3,35			3400	1,2		
1100	1695	3,9			3370	1,425		
1300	1685	4,3			3330	1,575		
1500	1675	5,05			3300	1,775		

**Tabla 28. Datos de la prueba 3 en la condición 3.**

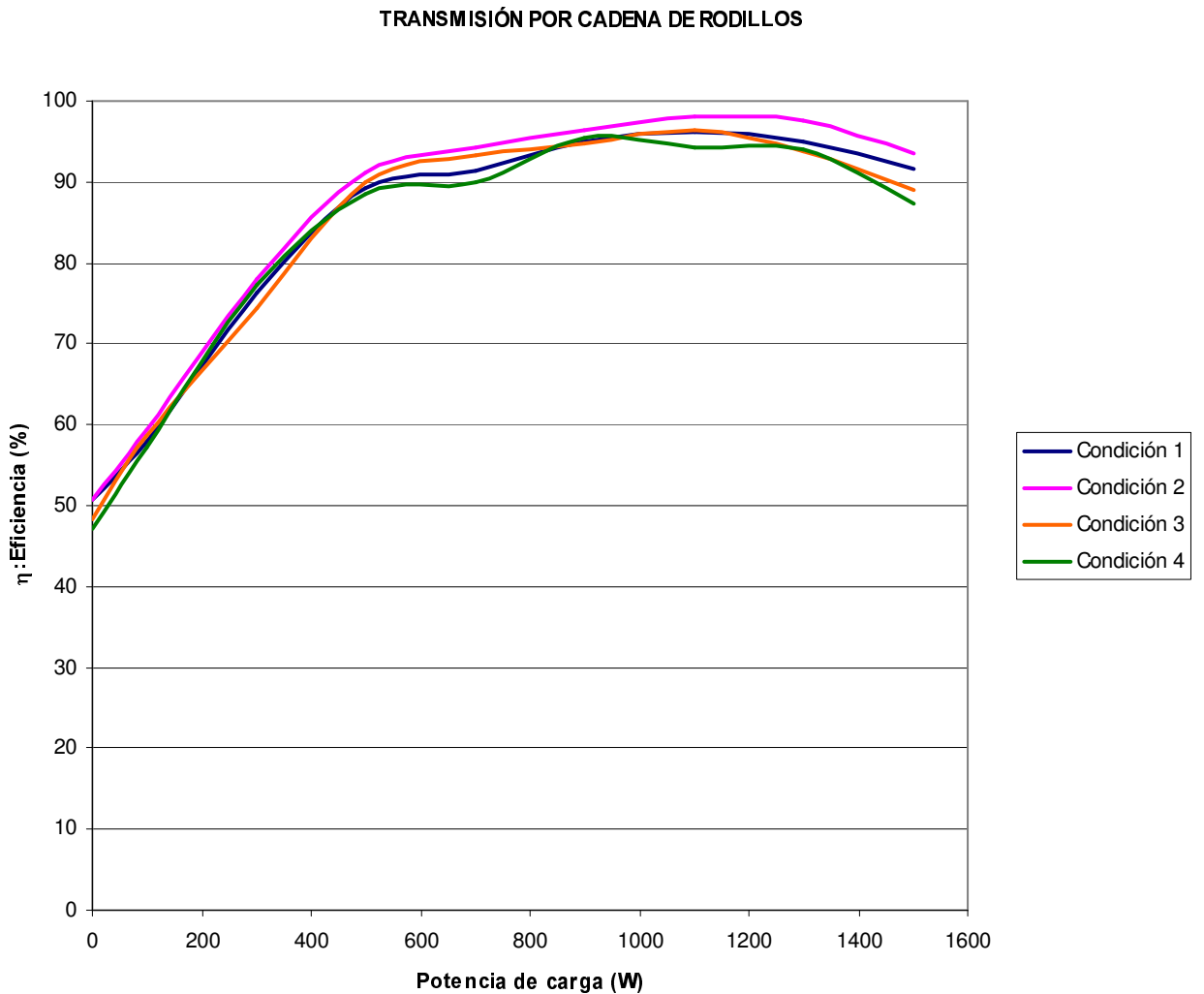
Potencia de carga (W)	MOTOR				GENERADOR			
	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)		Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)	
			Inicial	Final			Inicial	Final
0	1765	2,1	25	34	3540	0,375	25	40
100	1750	2,2			3520	0,475		
300	1745	2,45			3490	0,675		
500	1740	2,7			3480	0,9		
700	1730	3,1			3450	1,075		
900	1710	3,55			3410	1,25		
1100	1680	4,05			3350	1,45		
1300	1660	4,5			3290	1,575		
1500	1610	5,3			3210	1,75		

**Tabla 29. Datos de la prueba 3 en la condición 4.**

Potencia de carga (W)	MOTOR				GENERADOR			
	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)		Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Temperatura de la polea (°C)	
			Inicial	Final			Inicial	Final
0	1765	2,15	25	36	3535	0,375	25	42
100	1750	2,25			3510	0,475		
300	1740	2,45			3485	0,7		
500	1730	2,75			3465	0,9		
700	1720	3,15			3440	1,05		
900	1710	3,6			3420	1,275		
1100	1675	4,15			3350	1,45		
1300	1660	4,6			3320	1,6		
1500	1605	5,5			3215	1,775		

Con los datos anteriores y las fórmulas adecuadas (ver anexo A) se hallan los resultados respectivos para graficar la eficiencia.

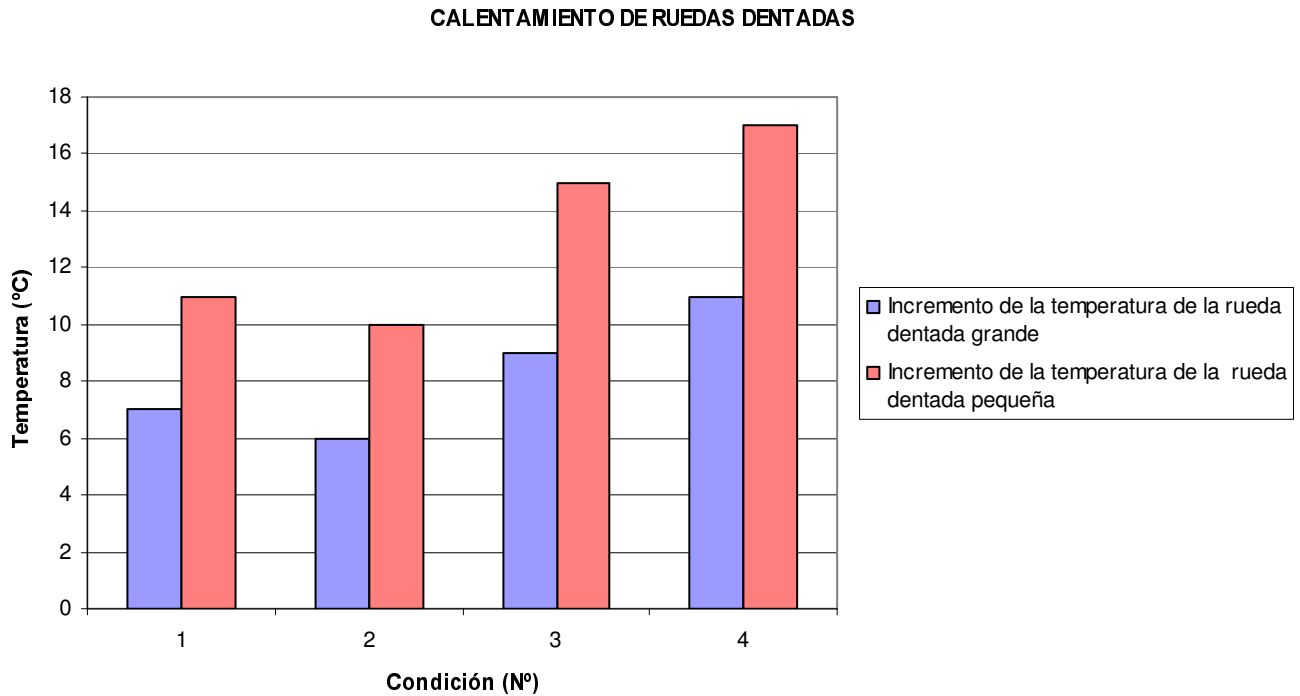
Figura 52. Eficiencia vs. potencia de carga de la transmisión por cadena de rodillos.



En la figura 52 se puede ver que la transmisión posee mayor eficiencia cuando está en la condición 2, es decir, alineada y lubricada con aceite SAE 30, y posee la menor eficiencia en la condición 4, es decir, desalineada angularmente y sin lubricar. En la condición 1, se aprecia que la eficiencia baja con relación a la condición 2, es más alta que la condición 3 y es porque en la condición 1 la transmisión esta alineada, en cambio en la 3 hay presente un desalineamiento angular.

Luego para transmisiones por cadena se puede afirmar que la lubricación aumenta la eficiencia y que el desalineamiento angular es más nocivo que el paralelo en términos de eficiencia.

**Figura 53. Calentamiento de las ruedas dentadas bajo cada condición.**



En la figura 53 se aprecia el calentamiento de las ruedas dentadas de acuerdo a la condición bajo la cual se hizo la prueba y se aprecia que se calientan en mayor o menor grado de acuerdo a la eficiencia en la transmisión, es decir, cuanto más eficiente es la transmisión menos se calientan las ruedas.

En las figuras 54 y 55 se grafica cada tipo de transmisión en las mayores y menores condiciones de eficiencia respectivamente para así poderlas comparar. Al analizarlas se ve que la transmisión por cadena de rodillos es la más eficiente en ambos casos, seguida de la transmisión por banda en V y en último lugar se encuentra la banda plana.

Figura 54. Comparación entre los diversos tipos de transmisión en la condición de mayor eficiencia.

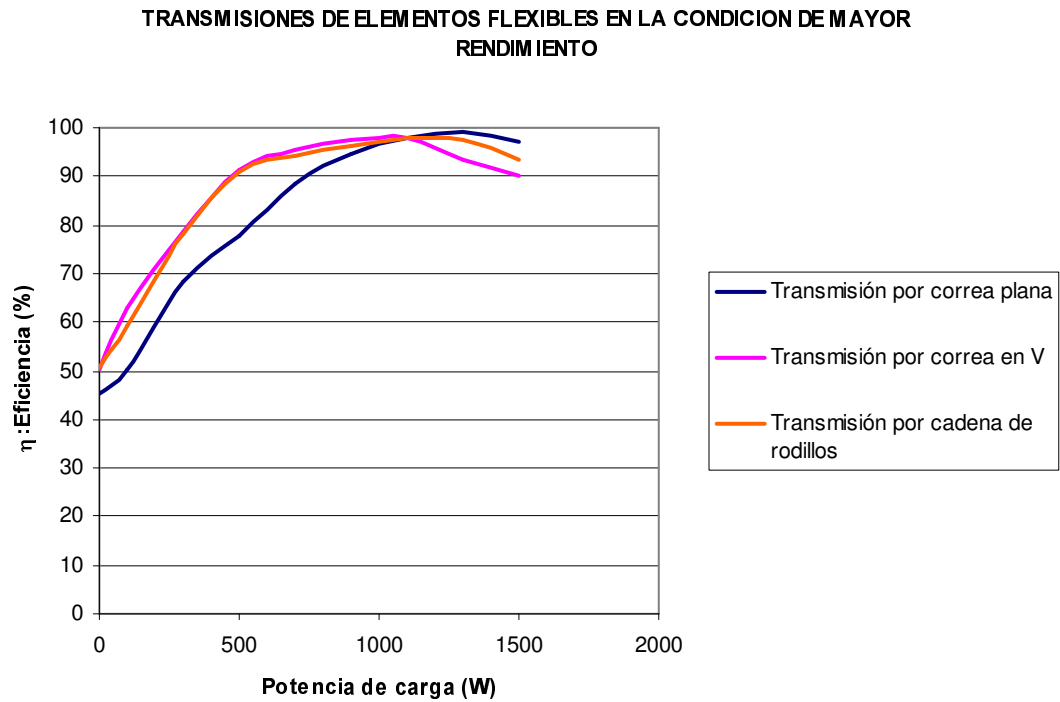
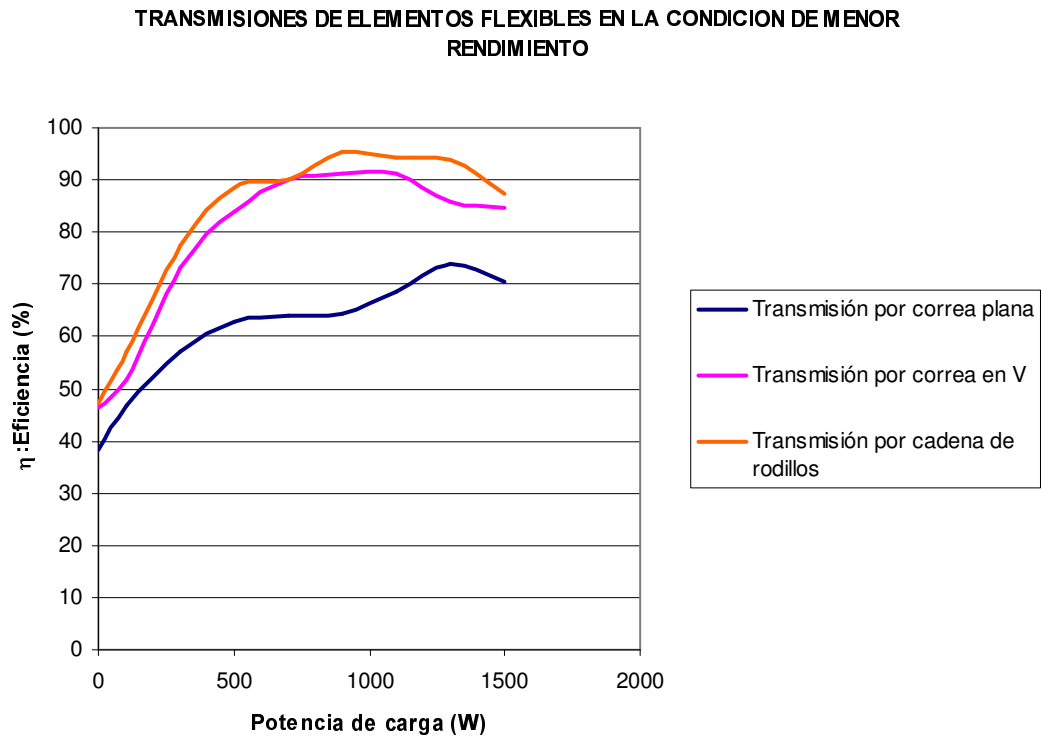


Figura 55. Comparación entre los diversos tipos de transmisión en la condición de menor eficiencia.



## 7. COSTOS

El objetivo de este capítulo es mostrar una parte importante dentro de la consecución de esta tesis de grado como lo fueron los costos.

A continuación se relacionan en la Tabla 14 los diferentes conceptos por los cuales se realizaron inversiones para la construcción del banco de pruebas.

**Tabla 30. Costos del proyecto de grado**

<b>CONCEPTO</b>	<b>COSTO</b>
Motor trifásico 1.5 KW 1710 rpm	\$ 380.000
Generador monofásico 2.9 KVA 3600 rpm	\$630.000
Variador de Velocidad 2 hp	\$ 620.000
Materiales para la mesa	\$ 300.000
Materiales para ejes y otros	\$ 87.000
Materiales para el sistema de carga	\$ 162.000
Poleas, ruedas dentadas, bandas y cadena	\$ 276.000
Procesos de fabricación	\$ 320.000
Dinamómetros	\$ 36.000
Tacómetro	\$ 570.000
Peso, regla, herramientas y caja	\$ 110.000
Papelería	\$ 50.000
Tornillos, tuercas y otros	\$ 7.000
<b>TOTAL COSTOS</b>	<b>\$3.548.000</b>

## CONCLUSIONES

De la elaboración del proyecto de grado **Banco de pruebas para transmisiones de elementos flexibles** se pueden sacar las siguientes conclusiones:

- ❖ El banco de pruebas construido es una herramienta muy útil para el análisis de transmisiones flexibles en sistemas alineados y en sistemas con desalineamiento angular y paralelo.
- ❖ Dicho banco de pruebas sirve como equipo para la realización de diferentes tipos de pruebas como los planteados en este trabajo de grado y otros que surjan con el transcurrir del tiempo y las necesidades.
- ❖ La correa plana es muy susceptible de salirse y no transmitir potencia ante la presencia de desalineamiento angular en la transmisión.
- ❖ A mayor tensión en las correas (planas y en V), la transmisión se hace mas eficiente, y debido a que al tensionar la correa, el ángulo de abrace de las poleas menores aumenta, entonces si aumenta este ángulo la eficiencia aumenta.
- ❖ La eficiencia en las transmisiones por correa (plana y en V) aumenta cuando los valores del coeficiente de deslizamiento son pequeños y viceversa. Además se observa que el punto de máxima eficiencia se da generalmente cuando en coeficiente de tracción es 0.4 en correas planas y 0.25 en correas en V.

- ❖ Las poleas planas, en V o las ruedas dentadas se calientan en mayor o menor grado de acuerdo a la eficiencia en la transmisión, es decir, cuanto más eficiente es la transmisión menos se calientan.
  
- ❖ La presencia de lubricante es un factor que claramente incide en la eficiencia de transmisión por cadena de rodillos, puesto que la aumenta.
  
- ❖ En las experiencias se pudo observar que cada tipo de transmisión ensayada presenta valores de eficiencia más elevados cuando posee desalineamiento paralelo que angular.
  
- ❖ Se logró observar que la transmisión con mayor eficiencia es la de cadena de rodillos, seguida por la correa en V, y finalmente por la transmisión por banda plana.

## RECOMENDACIONES

- ❖ Leer atentamente el manual de prácticas cada vez que se vaya a realizar una prueba.
  
- ❖ Designar un auxiliar con el debido entrenamiento y que este en la capacidad de operar correctamente el banco.
  
- ❖ Revisar que el sistema este totalmente apagado cada vez que se vaya a manipular los sistemas de desalineamiento y los sistemas de transmisión.
  
- ❖ Apropiarse del cuidado tanto del banco, como de los elementos esenciales para las pruebas, tales como el fototacómetro, los dinamómetros y las herramientas, los cuales tienen un gran costo.
  
- ❖ Después de cada práctica se deben recoger en la caja de instrumentos todas las herramientas utilizadas y entregarlas al auxiliar o persona responsable.

## BIBLIOGRAFÍA

- ❖ **AVALLONE, E. A., ed. y BAUMEISTER III, T., ed.** *Marks Manual del Ingeniero Mecánico*. Tercera edición. México: McGraw-Hill, 1995.
  
- ❖ **DOBROVOLSKY, V., ZABLONSKY, K., MAK, S., RADCHIK, A. y ERLIJ, L.** *Elementos de Máquinas*. Moscú: MIR, 1970, 692 p.
  
- ❖ **FAIRES, V. M.** *Diseño de Elementos de Máquinas*. Primera edición. México: Limusa, 1998, 802 p.
  
- ❖ **MOTT, R. L.** *Diseño de Elementos de Máquinas*. Segunda edición. México: Prentice-Hall, 1995, 852 p.
  
- ❖ **PARADA, A. J.** *Fatiga "Fisura Progresiva" 2002B*. Bucaramanga: UIS. Departamento de Ingeniería Mecánica, 2002.
  
- ❖ **ROJAS, H.** *Diseño de Máquinas II*. Bucaramanga: UIS. Departamento de Ingeniería Mecánica, 1992.
  
- ❖ **SHIGLEY, J. E. y MISCHKE, C. R.** *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Quinta edición. México: McGraw-Hill, 1998, 883 p.
  
- ❖ **SPOTTS, M. F. y SHOUP, T. E.** *Elementos de Máquinas*. Séptima edición. México: Prentice-Hall, 1999, 856 p.

## **ANEXO A. MANUAL DE OPERACIÓN DEL BANCO.**

### **CORREAS**

#### **OBJETIVOS**

- ❖ Determinar experimentalmente el coeficiente de resbalamiento de las transmisiones por correas.
- ❖ Determinar experimentalmente la eficiencia de las transmisiones por correa.
- ❖ Construir la curva de tracción.
- ❖ Constatar la influencia del tensado inicial en el trabajo de la transmisión.
- ❖ Constatar el calentamiento de la correa durante su trabajo.

#### **EQUIPOS NECESARIOS**

- Banco de transmisión de potencia por correas.
- Tacómetro óptico de mano:
- Dinamómetros (6 Kg. y 2 Kg.) con precisión de 100 g y 25 g respectivamente.
- Variador de frecuencia eléctrica. SIEMENS MicroMaster.
- Poleas planas y acanaladas.
- Correa planas y correa en V.
- Extractor.

## PROCEDIMIENTOS BASICOS

Antes de efectuar cualquier operación de cambio de transmisiones o modificaciones de alineación, se debe asegurar que la maquina se encuentre apagada y desconectada para evitar que por error la enciendan y se provoque un accidente.

### CAMBIO DE POLEAS

- Soltar los tornillos prisioneros que sujetan la polea contra el eje.
- Con ayuda de un extractor se desmontan las poleas del eje, para evitar que sea maltratado.
- Instalar las nuevas poleas sobre el eje.
- Apretar los tornillos prisioneros para evitar que se deslice la polea sobre el eje.

### ALINEACIÓN DE LAS POLEAS

Inicialmente se procede al alineamiento angular de los elementos.

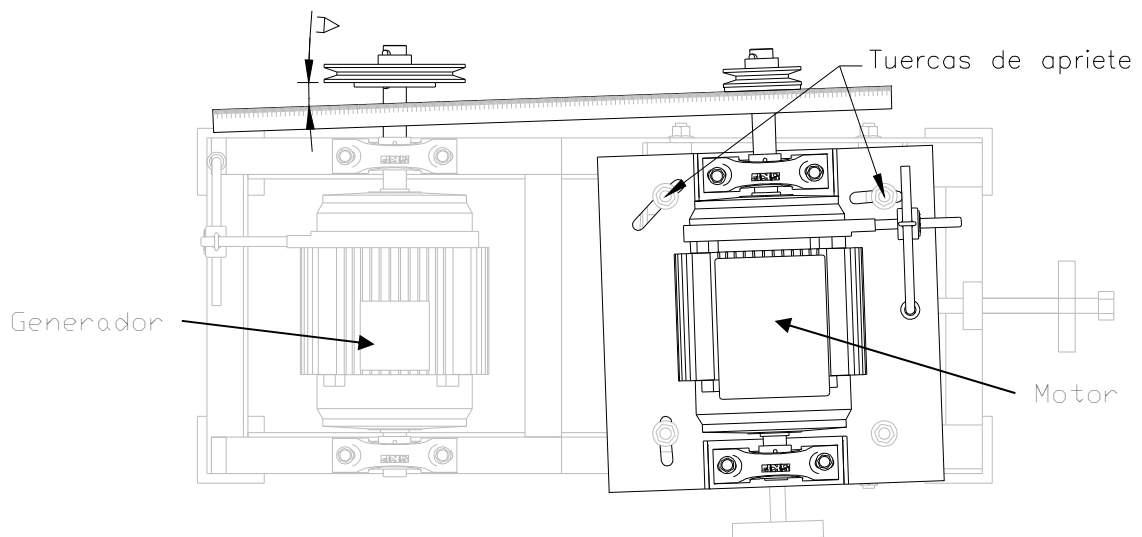


Figura A

- Soltar las tuercas que aprietan la plancha superior sobre los carros de desplazamiento.
- Con la ayuda de una regla, la cual se ubica paralela a la polea sobre el motor se proyecta una línea imaginaria hasta la polea ubicada en el generador, como se indica en la figura A.
- Girar la plancha hasta alinear completamente la polea sobre el eje del generador y la línea de proyección de la polea del motor.
- Apretar las tuercas de fijación, para mantener esta posición durante la prueba.

Luego se procede a la alineación paralela

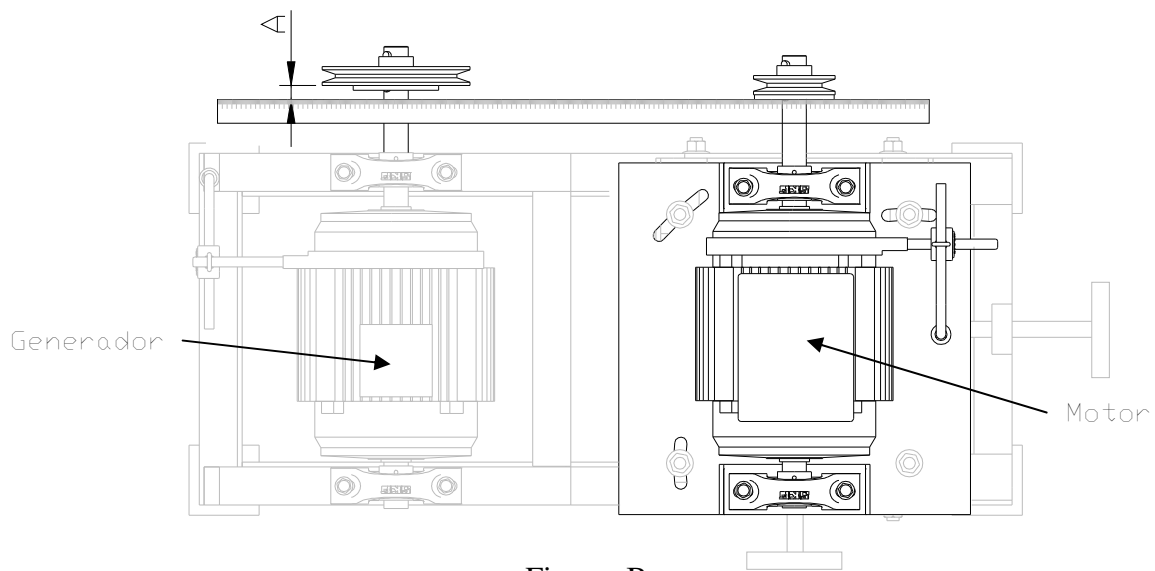


Figura B

- Soltar los tornillos que fijan el carro transversal.
- Con la ayuda de una regla apoyada sobre una de las caras de la polea en el motor, se proyecta una línea imaginaria sobre la polea en el generador como se indica en la figura B.
- Girando el volante de movimiento transversal, se desplaza el carro

para alinear las poleas.

- Apretar los tornillos para fijar el carro en su posición.

### **INSTALACIÓN DE LAS CORREAS**

- Soltar los tornillos que fijan el carro longitudinal.
- Girar el volante para acercar las dos poleas lo suficiente para permitir la instalación de la correa.
- Instalar la correa, no se debe forzar la entrada de la correa sobre las poleas.
- Con la ayuda del volante se alejan las poleas hasta alcanzar la tensión adecuada.
- Apretar los tornillos de fijación del carro longitudinal.
- Hacer la medición del tensado inicial teóricamente.

### **APLICACIÓN DE CARGA AL SISTEMA:**

- Verificar la conexión entre el generador y el consumidor de potencia.
- Accionar los interruptores de las lámparas según la potencia que se desee consumir.

## DESCRIPCIÓN TEÓRICA DE LA PRÁCTICA

### CORREAS

Para iniciar las prácticas es necesario hacer el montaje correcto de las poleas y correas con un tensado inicial permisible entre 14-18 Kg/cm<sup>2</sup> al igual que seleccionar una velocidad de trabajo permisible para el tipo de correa usado. Se enciende el sistema y se espera algunos segundos para su estabilización. Posteriormente se miden las r.p.m. de los ejes de entrada y salida; de igual forma se mide el torque del motor y el generador, todo esto se hace sin carga en el sistema.

Luego se empieza a cargar el sistema con el consumidor de potencia desde 100 W cada 200 W y se toman los datos de las r.p.m. y torque tanto de entrada como de salida y se enlistan en la tabla que se anexa al final de las guías, con todos estos datos se procede a determinar el coeficiente de resbalamiento, coeficiente de tracción y la eficiencia de las correas a diferentes valores de potencia de carga para la construcción posterior de la curva de tracción.

Repetir la prueba desplazando una de las poleas para forzar un desalineamiento paralelo en las poleas inicialmente, y después un desalineamiento angular.

### DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DE LA TRANSMISIÓN

$$\eta = \frac{Pot_s}{Pot_E} * 100$$

$\eta$  = Eficiencia.

Pot<sub>E</sub> = Potencia de entrada (motor).

Pot<sub>s</sub> = Potencia de salida (generador).

### DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DE SALIDA

$$Pot_S = \frac{2\pi}{60} * F_{generador} * B_{gen} * n_2 \quad W.$$

$n_2$  = r.p.m. de la rueda conducida.

$F_{generador}$  = Fuerza medida en el generador en N.

$B_{gen}$  = Brazo de la varilla del generador.

### DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DE ENTRADA

$$Pot_E = \frac{2\pi}{60} * F_{motor} * B_{mot} * n_1 \quad W.$$

$n_1$  = r.p.m. de la rueda conducida.

$F_{motor}$  = Fuerza medida en el motor en N.

$B_{mot}$  = Brazo de la varilla del motor.

### DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE RESBALAMIENTO DE LA CORREA ( TRANSMISIONES ALINEADAS)

$$S = \left( 1 - \frac{n_2 d_2}{n_1 d_1} \right) * 100$$

S = Coeficiente de resbalamiento.

$n_1$  = Frecuencia de rotación de la polea conductora.

$n_2$  = Frecuencia de rotación de la polea conducida.

$d_1$  = Diámetro primitivo de la polea conductora.

$d_2$  = Diámetro primitivo de la polea conducida.

### DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRACCIÓN (TRANSMISIONES ALINEADAS)

$$X = \frac{Q}{2F_0}$$

X = coeficiente de tracción.

Q = fuerza neta transmitida en N.

$F_0$  = tensión inicial de la correa en N.

#### Determinación de la fuerza neta transmitida

$$Q = F_1 - F_2 = \frac{F_{\text{generador}} * B_{\text{gen}}}{\frac{d_2}{2}}$$

TABLA DE DATOS

Potencia de carga (W)	MOTOR		GENERADOR	
	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)
0				
100				
300				
500				
700				
900				
1100				
1300				
1500				

TABLA DE RESULTADOS

Potencia de carga (W)	MOTOR	GENERADOR	$\eta$	X	S
	Potencia (W)	Potencia (W)			
0					
100					
300					
500					
700					
900					
1100					
1300					
1500					

## **CADENAS**

### **OBJETIVOS**

- Constatar la aparición de cargas dinámicas en el trabajo de las cadenas y su aumento con la velocidad.
- Determinar la eficiencia de las transmisiones por cadena.

### **EQUIPOS NECESARIOS:**

- Banco de ensayos de transmisión de potencia por enlaces flexibles.
- Tacómetro óptico de mano.
- Dos dinamómetros de resolución 25 g y 100 g de 2 Kg. y 6 Kg. respectivamente.
- Variador de frecuencia eléctrica.
- Cadena ANSI N<sup>o</sup> 50.
- Ruedas dentadas 50B15, 50B30.
- Extractor para ruedas dentadas.

### **PROCEDIMIENTOS BASICOS**

Antes de efectuar cualquier operación de cambio de transmisiones o modificaciones de alineación, se debe asegurar que la maquina se encuentre apagada y desconectada para evitar que por error la enciendan y se provoque un accidente.

## **CAMBIO DE PIÑONES**

- Soltar los tornillos prisioneros que sujetan el piñón contra el eje.
- Con ayuda de un extractor se desmontan piñones, para evitar que el eje sea maltratado.
- Instalar los nuevos piñones sobre el eje.
- Apretar los tornillos prisioneros para evitar que se deslice el piñón sobre el eje.

## **ALINEACIÓN DE LOS PIÑONES**

Inicialmente se procede al alineamiento angular de los elementos.

- soltar las tuercas que aprietan la plancha superior sobre los carros de desplazamiento.
- Con la ayuda de una regla, la cual se ubica paralela a la polea sobre el motor se proyecta una línea imaginaria hasta la polea ubicada en el generador, como se indica en la figura A.
- Girar la plancha hasta alinear completamente la polea sobre el eje del generador y la línea de proyección de la polea del motor.
- Apretar las tuercas de fijación, para mantener esta posición durante la prueba.

Luego se procede a la alineación paralela

- Soltar los tornillos que fijan el carro transversal.
- Con la ayuda de una regla apoyada sobre una de las caras del piñón en el motor, se proyecta una línea imaginaria sobre la polea en el generador como se indica en la figura B.
- Girando el volante de movimiento transversal, se desplaza el carro

para alinear los piñones.

- Apretar los tornillos para fijar el carro en su posición.

### **INSTALACIÓN DE LA CADENA**

- Soltar los tornillos que fijan el carro longitudinal.
- Girar el volante para acercar los dos piñones lo suficiente para permitir la instalación de la cadena.
- Instalar la cadena.
- Con la ayuda del volante se alejan los piñones hasta alcanzar la tensión adecuada, la flecha máxima de la cadena no debe sobrepasar el 2% de la distancia entre centros.
- Apretar los tornillos de fijación del carro longitudinal.

### **APLICACIÓN DE CARGA AL SISTEMA:**

- Verificar la conexión entre el generador y el consumidor de potencia.
- Accionar los interruptores de las lámparas según la potencia que se desee consumir.

### **DESCRIPCIÓN TEÓRICA DE LA PRÁCTICA.**

La práctica se inicia con el ajuste en el variador de frecuencia de la velocidad permisible para la cadena, ya sea con lubricación o sin lubricación. Las practicas que se van a desarrollar incluyen obtener experimentalmente la eficiencia de la transmisión; para esto es necesario tomar los datos del torque de entrada y salida del sistema así como enlistar los datos de las r.p.m. de entrada y salida en la tabla que se anexa al final de la guía sin carga en el

sistema. Luego se carga por medio del consumidor de potencia desde 100 W cada 200 W y se toman los datos anteriormente descritos; estos también se enlistan en la misma tabla. Posteriormente se calcula la potencia transmitida y se construye la curva de potencia transmitida vs eficiencia. Esta práctica se aconseja hacer para diferentes velocidades y comparar finalmente las curvas obtenidas de cada práctica.

Repetir la prueba desplazando una de las poleas para forzar un desalineamiento paralelo en las poleas inicialmente, y después un desalineamiento angular.

#### **DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DE LA TRANSMISIÓN**

$$\eta = \frac{Pot_s}{Pot_E} * 100$$

$\eta$  = Eficiencia.

Pot<sub>E</sub> = Potencia de entrada (motor).

Pot<sub>S</sub> = Potencia de salida (generador).

#### **DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DE SALIDA**

$$Pot_S = \frac{2\pi}{60} * F_{generador} * B_{gen} * n_2 \quad W.$$

$n_2$  = r.p.m. de la rueda conducida.

$F_{generador}$  = Fuerza medida en el generador en N.

$B_{gen}$  = Brazo de la varilla del generador.

#### **DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DE ENTRADA**

$$Pot_E = \frac{2\pi}{60} * F_{motor} * B_{mot} * n_1 \quad W.$$

$n_1$  = r.p.m. de la rueda conducida.

$F_{\text{motor}}$  = Fuerza medida en el motor en N.

$B_{\text{mot}}$  = Brazo de la varilla del motor.

TABLA DE DATOS

Potencia de carga (W)	MOTOR		GENERADOR	
	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)	Frecuencia de rotación (rpm)	Fuerza (Kgf)
0				
100				
300				
500				
700				
900				
1100				
1300				
1500				

TABLA DE RESULTADOS

Potencia de carga (W)	MOTOR	GENERADOR	$\eta$
	Potencia (W)	Potencia (W)	
0			
100			
300			
500			
700			
900			
1100			
1300			
1500			

## **MEDICIÓN OPCIONAL PARA CORREA Y CADENAS**

Si se cuenta con un multímetro u otro aparato que mida temperatura se sensan las temperaturas de las poleas o ruedas dentadas al iniciar y al finalizar la prueba. La diferencia de temperaturas permitirá comparar eficiencias cualitativamente de un mismo tipo de transmisión. Para que se puedan comparar se debe dejar estabilizar el sistema hasta la temperatura ambiente antes de realizar la siguiente prueba.

## **ANEXO B. RECOMENDACIONES DE MANTENIMIENTO DEL BANCO**

- ❖ Realizar una limpieza semanal a toda la estructura.
- ❖ Engrasar las chumaceras del motor, como del generador mensualmente.
- ❖ Retirar las pilas del tacómetro cada vez que se terminen las pruebas.
- ❖ Realizar el cálculo de cambio de rodamientos a partir del momento que el banco se instale y se ponga en marcha.
- ❖ Realizar una revisión periódica en los rodamientos internos del motor, como del generador.
- ❖ Evitar la existencia de humedad en la caja de herramientas.
- ❖ Recubrir con grasa los ejes en el momento que el banco no se vaya a utilizar por un periodo considerable de tiempo.

## **ANEXO C. PLANOS**



UNIVERSIDAD  
INDUSTRIAL DE  
SANTANDER

NOTA DEL PROYECTO DE GRADO

NOMBRE DEL ESTUDIANTE <b>Henry Ochoa Alvarez</b>		CODIGO <b>1982713</b>	
TITULO DEL PROYECTO <b>Banco de pruebas para transmisiones de elementos flexibles</b>			
REGISTRO No.	FACULTAD <b>Ingenierías FisicoMecánicas</b>	CARRERA <b>Ingeniería Mecánica</b>	
CALIFICACION (letra y número) <b>Cuatro punto cuatro (4.4)</b>		CREDITOS <b>15</b>	
DIRECTOR DEL PROYECTO			
NOMBRE <b>Alfredo José Parada Corrales</b>		FIRMA 	
CALIFICADORES			
F N <b>Isnardo González Jaimés</b>	F N <b>Leonidas Vásquez Chaparro</b>	FECHA	
		A	M
		4	9
			D
			24
Original	Oficina de Admisiónes y Contabilidad Académica		
Copias	Coordinación de Carrera		



UNIVERSIDAD  
INDUSTRIAL DE  
SANTANDER

NOTA DEL PROYECTO DE GRADO

NOMBRE DEL ESTUDIANTE <b>Henry Ochoa Alvarez</b>		CODIGO <b>1982713</b>	
TITULO DEL PROYECTO <b>Banco de pruebas para transmisiones de elementos flexibles</b>			
REGISTRO No.	FACULTAD <b>Ingenierías FisicoMecánicas</b>	CARRERA <b>Ingeniería Mecánica</b>	
CALIFICACION (letra y número) <b>Cuatro punto cuatro (4.4)</b>		CREDITOS <b>15</b>	
DIRECTOR DEL PROYECTO			
NOMBRE <b>Alfredo José Parada Corrales</b>		FIRMA 	
CALIFICADORES			
F N <b>Isnardo González Jaimés</b>	F N <b>Leonidas Vásquez Chaparro</b>	FECHA	
		A	M
		4	9
			D
			24
Original	Oficina de Admisiónes y Contabilidad Académica		
Copias	Coordinación de Carrera		



UNIVERSIDAD  
INDUSTRIAL DE  
SANTANDER

NOTA DEL PROYECTO DE GRADO

NOMBRE DEL ESTUDIANTE <b>Jonier Gómez Orduz</b>		CODIGO <b>1972825</b>	
TITULO DEL PROYECTO <b>Banco de pruebas para transmisiones de elementos flexibles</b>			
REGISTRO No.	FACULTAD <b>Ingenierías FísicoMecánicas</b>	CARRERA <b>Ingeniería Mecánica</b>	
CALIFICACION (letra y número) <b>Cuatro punto cuatro (4.4)</b>		CREDITOS <b>15</b>	
DIRECTOR DEL PROYECTO			
NOMBRE <b>Alfredo José Parada Corrales</b>		FIRMA 	
CALIFICADORES			
F N	 <b> Bernardo González Jaimes</b>	F N	 <b> Leonidas Vásquez Chaparro</b>
		FECHA	
		A	M D
		4	9 24
Original      Oficina de Admisiones y Contabilidad Académica Copias      Coordinación de Carrera			



UNIVERSIDAD  
INDUSTRIAL DE  
SANTANDER

NOTA DEL PROYECTO DE GRADO

NOMBRE DEL ESTUDIANTE <b>Jonier Gómez Orduz</b>		CODIGO <b>1972825</b>	
TITULO DEL PROYECTO <b>Banco de pruebas para transmisiones de elementos flexibles</b>			
REGISTRO No.	FACULTAD <b>Ingenierías FísicoMecánicas</b>	CARRERA <b>Ingeniería Mecánica</b>	
CALIFICACION (letra y número) <b>Cuatro punto cuatro (4.4)</b>		CREDITOS <b>15</b>	
DIRECTOR DEL PROYECTO			
NOMBRE <b>Alfredo José Parada Corrales</b>		FIRMA 	
CALIFICADORES			
F N	 <b> Bernardo González Jaimes</b>	F N	 <b> Leonidas Vásquez Chaparro</b>
		FECHA	
		A	M D
		4	9 24
Original      Oficina de Admisiones y Contabilidad Académica Copias      Coordinación de Carrera			