

BANCO DE PRUEBAS DE SISTEMAS DE TRANSMISION DE POTENCIA.

**DIEGO FERNANDO CARVAJAL AVILA
MELVIN ARMANDO ROJAS GALVIS**



**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIA Y ADMINISTRACION
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**

2010

BANCO DE PRUEBAS DE SISTEMAS DE TRANSMISION DE POTENCIA.

**DIEGO FERNANDO CARVAJAL AVILA
MELVIN ARMANDO ROJAS GALVIS**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
ALFONSO SANTOS JAIMES
Ing. Mecánico.**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIA Y ADMINISTRACION
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
2010**

Nota de aceptación

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bucaramanga, 1 de febrero del 2010

A DIOS POR DARME UNA FAMILIA, MIS
PADRES MARTHA ISABEL Y JOSE MARIO
Y A MI HERMANO MARIO ANDRES POR
SU GRAN AMOR, PACIENCIA Y APOYO EN
ESTE SENDERO DE APRENDIZAJE Y
CRECIMIENTO, A MAYRA PAOLA POR SER
MI FORTALEZA Y MOTIVACION PARA
ALCANZAR MI SUEÑOS.

Diego Carvajal.

A DIOS POR SER MI PRINCIPAL GUIA;
A MIS PADRES: ARMANDO ROJAS Y
LUZ MARINA GALVIS POR
ENSEÑARME A LUCHAR HACIA
ADELANTE, POR SU APOYO
INCONDICIONAL DURANTE EL
TRANSCURSO DE MI CARRERA, PERO
SOBRETUDO POR ENSEÑARME A
SER RESPONSABLE; A MI HERMANO
POR SU CARIÑO Y MOTVACION,
GRACIAS A USTEDES HE LLEGADO A
ESTA META.

MELVIN ROJAS.

AGRADECIMIENTOS

Los realizadores de este proyecto le agradecen a:

Al ingeniero Alfonso Santos por su orientación, disposición e incondicional apoyo, en todos y cada uno de los momentos en el desarrollo de este proyecto.

Al personal de servicios generales de la Universidad Pontificia Bolivariana, especialmente a Ludwig Casas, por prestarnos los servicios, regalarnos parte de su tiempo y su espacio de trabajo.

A mis compañeros de pregrado por ser una constante voz de ánimo y apoyo en el camino de nuestro crecimiento personal y profesional.

Finalmente, a la Universidad Pontificia Bolivariana por facilitarnos el espacio para trabajar en la investigación y así complementar el proceso de formación como profesionales.

TABLA DE CONTENIDO

1. INTRODUCCION	17
2. OBJETIVOS.....	18
2.1. OBJETIVO GENERAL.....	18
2.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	18
3. MARCO TEORICO.....	20
3.1. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	20
3.2. RODAMIENTOS.....	21
3.3 SISTEMAS DE TRANSMISION DE POTENCIA POR ENGRANAJES	22
3.3.1Tren de engranajes.....	23
3.3.2 Ventajas y desventajas.....	24
3.3.3 Materiales para engranajes	25
3.3.4 Deterioro y fallo de los engranajes	26
3.3.5 Rendimiento de los engranajes.....	26
3.4 SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA POR POLEAS.....	27
3.4.1 Tipos de poleas.....	28
3.4.2 Características de las bandas v.....	28
3.4.3 Instalación de correas.....	29
3.4.4 Fallo en transmisiones por correa.....	30
3.5 SISTEMAS DE TRANSMISION DE POTENCIA POR CADENAS	31
3.5.2 Ventajas y desventajas:.....	34
3.5.3 Materiales para las cadenas.....	34
3.6 VARIADOR DE VELOCIDAD	35
3.7 TORQUIMETRO.....	36
3.8 MOTORES TRIFASICOS.....	37

4. DISEÑO CONCEPTUAL.....	39
4.1 MOTOR.....	39
4.2 VARIADOR DE VELOCIDAD	39
3.3 TORQUIMETROS	40
4.4 FRENO.....	41
4.5 RODAMIENTOS.....	41
4.6 EJES	41
4.7 ESTRUCTURA.....	42
4.8 DISEÑO INICIAL	43
5. DISEÑO DETALLADO.....	45
5.1 DISEÑO SISTEMA DE TRANSMISION POR ENGRANAJES.	46
5.1.1 Diseño del eje motriz.....	47
5.1.2 Diseño del eje intermedio	49
5.1.3 Diseño del eje de salida del sistema.....	51
5.2. DISEÑO SISTEMA DE TRANSMISION POR BANDAS PLANAS.....	54
5.2.1 Diseño del eje motriz.....	55
5.2.2 Diseño del eje intermedio.	58
5.2.3 Diseño del eje de salida del sistema.....	60
5.3 SISTEMA DE TRANSMISION POR BANDAS EN V.....	63
5.3.1 Diseño del eje motriz.....	64
5.3.2 Diseño del eje intermedio.	66
5.3.3 Diseño del eje de salida del sistema.....	68
5.4 SISTEMA DE TRANSMISION POR CADENAS.....	71
5.4.1 Diseño del eje motriz.....	74
5.4.2 Diseño del eje intermedio.	76
5.4.3 Diseño del eje de salida del sistema.....	78
5.5 ANALISIS DE EJES EN ANSYS.....	82
5.5.1 Geometría del eje.....	82
5.5.2 Mallado.....	83
5.5.3 Resumen del eje.	84

5.5.4 Sistema de transmisión por engranajes.....	85
5.5.5 Sistema de transmisión por bandas planas	90
5.5.6 Sistemas de transmisión de potencia por bandas en v	94
5.5.7 Sistema de transmisión de potencia por cadena de rodillos.	99
6 PRUEBAS.	105
6.1 METODOLOGÍA DE LAS PRUEBAS	105
6.2 PASOS DURANTE EL DESARROLLO DE LAS PRUEBAS	107
7. ANALISIS DE RESULTADOS.....	110
7.1 SISTEMA DE TRANSMISION POR ENGRANAJES.....	110
7.3 SISTEMAS DE TRANSMISION POR BANDAS Y POLEAS EN V	116
7.4 SISTEMA DE TRANSMISION POR CADENAS DE RODILLOS.....	119
7.5 ERRORES EN LA MEDICION.....	124
7.5.1 Montaje mecánico	124
7.5.2 Sensores de torque	125
7.5.3 Montaje eléctrico	125
8. CONCLUSIONES	127
9. RECOMENDACIONES.....	129
10. BIBLIOGRAFIA.....	130

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1	Esquema de un rodamiento de rodillos.....	21
FIGURA 2	Esquema de rodamientos axiales.....	22
FIGURA 3	Dentado de un engranaje.....	23
FIGURA 4	Tren de Engranajes.....	24
FIGURA 5	Transmisión por poleas.....	27
FIGURA 6	Perfil de una polea en V.....	27
FIGURA 7	Correas inadecuadas o fallos en las poleas.....	29
FIGURA 8	Transmisión por cadena.....	31
FIGURA 9	Varias partes de una cadena de rodillos.....	32
FIGURA 10	Algunos estilos de cadenas de rodillos.....	33
FIGURA 11	Variador de velocidad [En línea].....	35
FIGURA 12	Torquímetros [En línea].....	37
FIGURA 13	Motor trifásico.....	37
FIGURA 14	Distribución Inicial del banco de pruebas de transmisión de potencia.	44
FIGURA 15	Modular de engranajes Rectos.....	46
FIGURA 16	Modular de poleas y bandas planas.....	54
FIGURA 17	Dimensiones de una banda plana abierta.....	56
FIGURA 18	Modular de bandas trapezoidales.....	63
FIGURA 19	Modular de cadenas de rodillos.....	72
FIGURA 20	Geometría del eje.....	82
FIGURA 21	Mallado de los ejes.....	84
FIGURA 22	Ubicación de cargas y soportes.....	86
FIGURA 23	Esfuerzo equivalente.....	86
FIGURA 24	Esfuerzo cortante.....	87
FIGURA 25	Deformación total.....	87
FIGURA 26	Factor de seguridad esfuerzo equivalente.....	88
FIGURA 27	Factor de seguridad esfuerzo cortante.....	88
FIGURA 28	Ubicación de cargas y soportes.....	90
FIGURA 29	Esfuerzo equivalente.....	91
FIGURA 30	Esfuerzo cortante.....	91
FIGURA 31	Deformación total.....	92
FIGURA 32	Factor de seguridad esfuerzo equivalente.....	92

FIGURA 33 Factor de seguridad esfuerzo cortante.	93
FIGURA 34 Ubicación de cargas y soportes.....	95
FIGURA 35 Esfuerzo equivalente.	96
FIGURA 36 Esfuerzo cortante.	96
FIGURA 37 Deformación total.	97
FIGURA 38 Factor de seguridad esfuerzo equivalente	97
FIGURA 39 Factor de seguridad esfuerzo cortante.	98
FIGURA 40 Ubicación de cargas y soportes.....	100
FIGURA 41 Esfuerzo equivalente.	100
FIGURA 42 Esfuerzo cortante.	101
FIGURA 43 Deformación total.	101
FIGURA 44 Factor de seguridad esfuerzo equivalente	102
FIGURA 45 Factor de seguridad esfuerzo cortante.	102
FIGURA 46 Pruebas del sistema de transmisión por bandas trapezoidales cambiando la posición de los torquímetros para cada paso del sistema.	105
FIGURA 47 Sistema de transmisión por cadenas. Criterio de medición y toma de datos del sistema.....	106
FIGURA 48 Conexiones de los dispositivos electrónicos.....	108
FIGURA 49 Distribución total del sistema de transmisión por engranajes.....	110
FIGURA 50 Resultados de la prueba de transmisión por tren de engranajes. a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.	111
FIGURA 51 Resultados de la prueba de transmisión por tren de engranajes. a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.	112
FIGURA 52 Distribución total del sistema de transmisión por bandas y poleas planas.....	113
FIGURA 53 Resultados de la prueba de transmisión por bandas planas. a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.	114
FIGURA 54 Resultados de la prueba de transmisión por bandas planas. a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.	115
FIGURA 55 Distribución total del sistema de transmisión por bandas y poleas en v.	116
FIGURA 56 Resultados de la prueba de transmisión por bandas en V. a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.	117

FIGURA 57 Resultados de la prueba de transmisión por bandas en V. a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.	118
FIGURA 58 Distribución total del sistema de transmisión cadenas de rodillos...	119
FIGURA 59 Resultados de la prueba de transmisión por cadenas. a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.	120
FIGURA 60 Resultados de la prueba de transmisión por cadenas. a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.	121
FIGURA 61 Procedimiento de adquisición de señal en la caja electrónica.	125

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Equivalencia Nm y mv de los torquímetros.....	40
Tabla 2 Propiedades del acero inoxidable AISI 304.....	42
Tabla 3 Propiedades del acero AISI 1020 cold rolled.....	43
Tabla 4 Dimensiones geométricas de los engranajes y distancia entre centros de los ejes.	47
Tabla 5 Dimensiones geométricas de las poleas y distancia entre centros de los ejes.....	55
Tabla 6 Dimensiones geométricas de las poleas y distancias entre centros de los ejes.....	63
Tabla 7 Dimensiones geométricas de los piñones y distancias entre centros de los ejes.....	72
Tabla 8 Capacidades en caballos de fuerza-cadena simple de rodillos número 40.	73
Tabla 9 Características geométricas de los ejes de acuerdo al tipo de sistema.	83
Tabla 10 Tabla para la obtención de datos durante la prueba.	107
Tabla 11 Porcentaje de pérdida de torque entre la entrada y la salida para el primer pasó de transmisión por cadena	122
Tabla 12 Porcentaje de pérdida de torque entre la entrada y la salida para el segundo paso de transmisión por cadena.	122
Tabla 13 Comportamiento de los tipos de sistemas de transmisión.....	124

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A	Planos.....	129
ANEXO B	Toma de datos del banco de pruebas.....	165
ANEXO C	Práctica de laboratorio.....	179

RESUMEN GENERAL DE TRABAJO DE GRADO

TITULO: BANCO DE PRUEBAS DE SISTEMAS DE TRANSMISION DE POTENCIA.

AUTOR (ES): MELVIN ARMANDO ROJAS GALVIS
DIEGO FERNANDO CARVAJAL AVILA

FACULTAD: FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

DIRECTOR(A): ALFONSO SANTOS JAIMES

RESUMEN

Diseño, construcción y pruebas de un banco de sistemas de transmisión de potencia aplicado para engranajes rectos, bandas planas, bandas trapezoidales y cadenas de rodillos. El equipo permite ilustrar el comportamiento y desempeño de cada uno de los sistemas de transmisión de potencia en cuanto a pérdida de torque cuando cada uno de los sistemas es sometido a velocidades de giro variables. Las partes que conforman el banco son: un motor trifásico, variador de velocidad, torquímetros, acoples, módulos de los respectivos sistemas y el freno; la velocidad de giro de las pruebas realizadas de cada uno de los sistemas está comprendida entre 200 y 1600 rpm.

PALABRAS CLAVES: SISTEMAS DE TRANSMISION, MOTOR TRIFASICO, VARIADOR DE VELOCIDAD Y TORQUIMETROS.

GENERAL SUMMARY OF WORK OF DEGREE

TITLE: BANK OF TESTING POWER TRANSMISSION SYSTEMS.

AUTHORS: MELVIN ARMANDO ROJAS GALVIS
DIEGO FERNANDO CARVAJAL AVILA

FACULTY: MECHANICAL ENGINEERING FACULTY

DIRECTOR: ALFONSO SANTOS JAIMES

ABSTRACT

Design, construction and testing of a bank of power transmission systems implemented to gear, flat belts, vee belts and roller chains. The system illustrates the behavior and performance of each of the power transmission systems in terms of loss of torque when each of the systems is subject to speed variator. The parties making up the bank are: a three-phase motor, variable speed, torque sensors, couplings, modular systems and brake, the working speed for the tests for each system between 200 and 1600 rpm.

KEYWORDS: Power transmission systems, three-phase motor, variable speed, torque sensors.

1. INTRODUCCION

En la actualidad no se cuenta con un equipo que permita apreciar y cuantificar el desempeño de los distintos sistemas de transmisión de potencia mecánica con propósitos académicos. Por esta razón este proyecto está enfocado a desarrollar un banco que permita determinar, analizar y cuantificar el funcionamiento de ciertos sistemas de transmisión de potencia; en este caso: Engranajes rectos, bandas planas, bandas trapezoidales (bandas en v) y cadenas de rodillos; aclarando que la composición de cada sistema será de dos pasos (llamando paso a la transmisión de movimiento que existe entre un eje y otro). El banco servirá de apoyo y reforzará el aprendizaje en el laboratorio de diseño, para los estudiantes de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Bucaramanga.

Este proyecto tiene como objetivo dar a conocer el diseño y las pruebas de un banco de sistemas de transmisión de potencia. El banco permite ilustrar el funcionamiento de cada uno de los sistemas (Engranajes, bandas y cadenas); siendo estos operados a unos regímenes de velocidad que están comprendidos entre el rango de 200 a 1600 rpm y que por medio de un sistema de visualización de datos se podrán hacer lecturas de las señales de torque obtenidas a través de torquímetros que están ubicados antes y después de cada uno de los módulos, permitiendo cuantificar la pérdida de torque presente dentro de cada uno de los sistemas, además, con esto determinar el mejor desempeño en cuanto a eficiencia mecánica de los sistemas y bajo que características esto es posible.

Es importante resaltar que uno de los mayores entregables es el equipo que quedara en manos de la facultad, el cual será utilizado como material académico de los estudiantes para el desarrollo de las prácticas pertinentes dentro del plan de trabajo.

2. OBJETIVOS

2.1. OBJETIVO GENERAL

- Diseñar y construir un banco de pruebas modular de sistemas de transmisión de potencia para medir la eficiencia de los diferentes tipos de transmisión implementando dos sensores de torque uno a la entrada y otro a la salida.

2.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Realizar el diseño y la construcción del banco de pruebas de transmisión basados en los cálculos obtenidos. Resultado: Banco de Pruebas de sistemas transmisión. Indicador: banco de pruebas habilitado para realizar la pruebas de transmisión.
- Determinar la variación de la eficiencia en un sistema de transmisión por engranajes cuando este funciona a distintas velocidades y a un distinto número de engranajes. Resultado: Gráficas Eficiencia Vs Velocidad. Indicador: Se realizaran pruebas del comportamiento de este tipo de transmisión bajo condiciones de cantidad de pasos y velocidades de giro.
- Analizar la diferencia entre la implementación de una banda plana o una banda en V de acuerdo a cómo afecta la eficiencia en un sistema de transmisión por poleas. Resultado: Gráficas Eficiencia Vs Velocidad.

Indicador: Determinar cómo varía el desempeño en 2 distancias entre centros distintos y al cambiar de una banda plana a una banda en V.

- Determinar cómo afecta la distancia entre los ejes de los piñones mediante los resultados de eficiencia que arroja el sistema, cuando se manipula esta variable en un sistema de transmisión por cadenas. Resultado: Gráficas Eficiencia Vs Velocidad. Indicador: Se realizaran pruebas del comportamiento de este sistema de transmisión a 2 distancias distintas y la variación de transmisión cuando este tiene doble cadena.

3. MARCO TEORICO.

3.1. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

Los sistemas de transmisión tienen como objetivo llevar, a los diferentes elementos de una máquina la potencia y el movimiento producidos por un elemento motriz (motor) de manera que la máquina pueda funcionar y cumplir la finalidad para la que fue construida.

La transmisión de la fuerza y el movimiento producido por un motor se realiza mediante cadenas cinemáticas que son sistemas de elementos mecánicos convenientemente conectados para transmitir la fuerza y el movimiento. [1]

Los elementos mecánicos más empleados para transmitir la fuerza y el movimiento a través de cadenas cinemáticas son: las transmisiones por correa, la transmisión por cadena y los engranajes, ya que normalmente el movimiento que se transmite es circular. Todos estos elementos mecánicos pueden ir montados sobre los llamados ejes de transmisión o sobre árboles de transmisión.

Los ejes de transmisión son piezas cilíndricas, generalmente de corta longitud, que sirven de soporte para las poleas, engranajes, piñones y otros elementos que se usan para este propósito. [1]

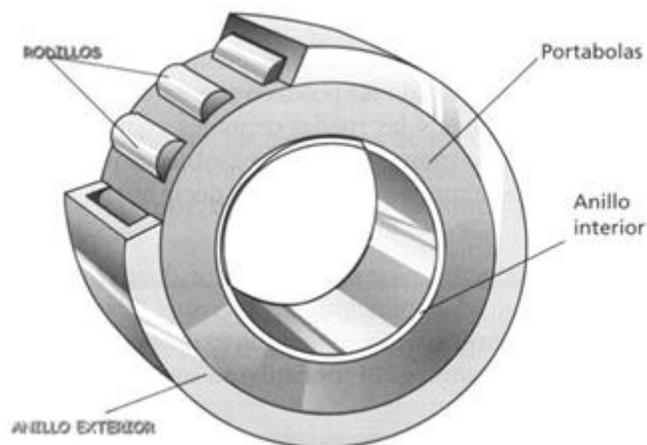
Los árboles de transmisión son piezas cilíndricas más o menos largas que trabajan a torsión y flexión, son siempre giratorios y transmiten potencia y movimiento. En la práctica se utiliza muchas veces la expresión ejes de transmisión para designar tanto a los árboles de transmisión como a los ejes de transmisión propiamente dichos.

En las cadenas cinemáticas se pueden encontrar también otros elementos o dispositivos de transmisión, como acoples y soportes. [1]

3.2. RODAMIENTOS

Los rodamientos son soportes formados por dos aros o anillos concéntricos, entre los que se intercalan bolas o rodillos; en la figura 1 se puede apreciar un ejemplo de rodamiento como lo es el de rodillos.

FIGURA 1 Esquema de un rodamiento de



Fuente: <http://jmdiezm.iespana.es>. Noviembre de 2009.

El anillo interior va ajustado en el eje o árbol de transmisión; y el anillo exterior, en el elemento de soporte. Con este dispositivo se elimina el rozamiento por fricción y se convierte en un movimiento rodadura ya que al girar el árbol o eje, éste arrastra el anillo interior haciéndole rodar sobre las bolas o los rodillos situados entre los

dos anillos. De esta manera se reducen las pérdidas de velocidad provocadas por el rozamiento.

FIGURA 2 Esquema de rodamientos axiales



Fuente: <http://jmdiezm.iespana.es>. Noviembre de 2009.

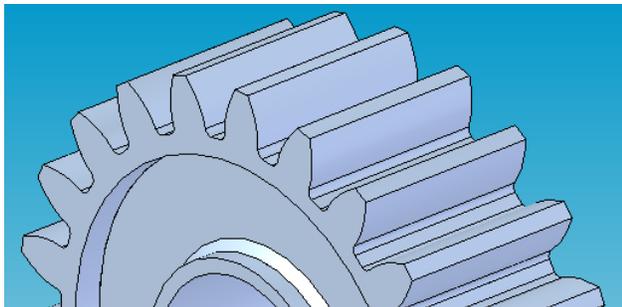
En la figura 2 se observa los rodamientos axiales en donde las bolas y los rodillos no deben tocarse entre sí, ya que si lo hiciese aumentaría el rozamiento. Para evitar que entren en contacto se separan mediante una jaula metálica llamada porta bolas o porta rodillos. Cuando los rodillos son muy finos reciben el nombre de agujas (rodamientos de agujas). [1]

3.3 SISTEMAS DE TRANSMISION DE POTENCIA POR ENGRANAJES

Sistema mecánico basado en ruedas dentadas que sirve para transmitir el movimiento de rotación de un eje a otro, invirtiendo eventualmente sentido o modificando su velocidad angular; en la figura 3 se ilustra el perfil de un engranaje recto utilizado para la transmisión de movimiento. Esos mismos efectos podrían obtenerse sin engranajes donde los árboles motor o conductor y receptor conducido son dos cilindros lisos que están en contacto. Al girar en determinado

sentido, el árbol motor transmite al árbol receptor un movimiento de sentido contrario. Por otra parte, la velocidad angular del segundo depende de la relación existente entre el diámetro de ambos. Si éste es igual, los dos darán el mismo número de vueltas por unidad de tiempo; pero si el cilindro receptor es mayor o menor, su velocidad será respectivamente inferior o superior a la del cilindro motor. [2]

FIGURA 3 Dentado de un engranaje.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Octubre de 2009.

3.3.1 Tren de engranajes.

Con engranajes también se pueden conseguir disminuciones o aumentos significativos de la velocidad de giro de los ejes acoplando un tren de engranajes. En la figura 4 puede verse que las velocidades de giro de los ejes (N1, N2, N3 y N4) se van reduciendo a medida que se engrana una rueda de menor número de dientes a una de mayor número. Al igual que en los trenes de poleas, las ruedas B y C tienen que girar solidarias entre sí (conectadas al mismo eje), y lo mismo sucede con D y E. [1]

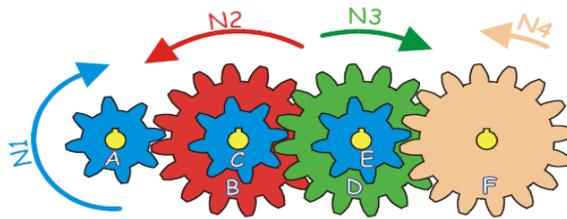
En este caso la relación de transmisión se calcula multiplicando entre sí las diferentes relaciones que la forman:

$$RT = \frac{Z_B}{Z_A} * \frac{Z_D}{Z_C} * \frac{Z_F}{Z_E}$$

RT: Relación de transmisión.

Z: Numero de dientes.

FIGURA 4 Tren de Engranajes



Fuente: <http://www.scribd.com/doc/3523358/tx-mecanismos-para-transmision-de-movimiento> Noviembre de 2009.

3.3.2 Ventajas y desventajas

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

Los engranes proporcionan a las máquinas una graduación utilizable de relaciones de velocidad.

Los engranes permiten grandes transmisiones de potencia desde el eje de una fuente de energía hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo con pocas pérdidas de energía. [1]

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

Los engranes tienen como desventaja que no pueden transmitir potencia entre grandes distancias entre centros para estos casos se utiliza poleas o cadenas.

Los engranes tienen un costo elevado comparado con los otros tipos de transmisión por cadenas y poleas. [1]

3.3.3 Materiales para engranajes

Los engranajes se hacen de una gran variedad de materiales, por ejemplo, de hierro gris y de hierro fundido aleado; de acero fundido, laminado y forjado; de latón; de bronce; y de tela impregnada. El hierro fundido tiene buenas propiedades de desgaste pero es débil en flexión, lo que necesita del uso de dientes relativamente grandes. Los aceros al bajo carbono no endurecido y de fácil maquinización pueden usarse para engranajes pero son adecuados solo en aplicaciones que requieren intensidad moderada y resistencia al impacto.

Una resistencia superior y una dureza superficial pueden obtenerse solo por medio de un tratamiento térmico, los procesos principales de producción para tratamiento térmico son los siguientes:

- Endurecimiento total.
- Carbocementación.
- Nitruración.
- Inducción y temple por flameo. [3]

3.3.4 Deterioro y fallo de los engranajes

Los engranajes están expuestos a sufrir deterioros si no se tiene un mantenimiento preventivo de los mismos y si no se generan sobrecargas en los sistemas para los cuales han sido construidos.

Los principales deterioros o fallas que surgen en los engranajes están relacionados con problemas existentes en los dientes, en el eje, o una combinación de ambos. Las fallas relacionadas con los dientes pueden tener su origen en sobrecargas, desgaste y grietas, y las fallas relacionadas con el eje pueden deberse a la desalineación del mismo produciendo vibraciones y ruidos.

Actualmente el uso de recursos predictivos para el estudio de fallas en máquinas está ganando gran terreno, especialmente en la utilización de parámetros de control de condición mecánica como señales de vibración, acústicas, eléctricas además de algunos ensayos no destructivos. El deterioro prematuro de los engranajes puede deberse a: diseño inadecuado, fabricación deficiente, tratamiento térmico deficiente, montaje inadecuado, ambiente agresivo, operación inadecuada. [4]

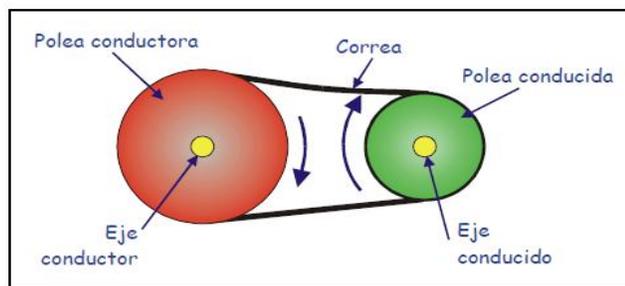
3.3.5 Rendimiento de los engranajes.

La pérdida por cada par de engranajes rectos, helicoidales o cónicos en un tren ordinario depende de la acción de cada diente sobre su diente compañero, que es una combinación de rodadura y deslizamiento. Para engranes precisos y bien lubricados la pérdida de potencia va desde 0,5% a 2%, dando con esto un rendimiento aproximado del 98%. [5]

3.4 SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA POR POLEAS

Los sistemas de transmisión por correa se emplean para transmitir la potencia y el movimiento, proporcionados por un elemento motor, entre dos ejes que se encuentran alejados uno del otro. Para ello se monta sobre cada uno de los ejes una polea y se enlazan ambas mediante una correa cerrada como se ilustra en la figura 5.

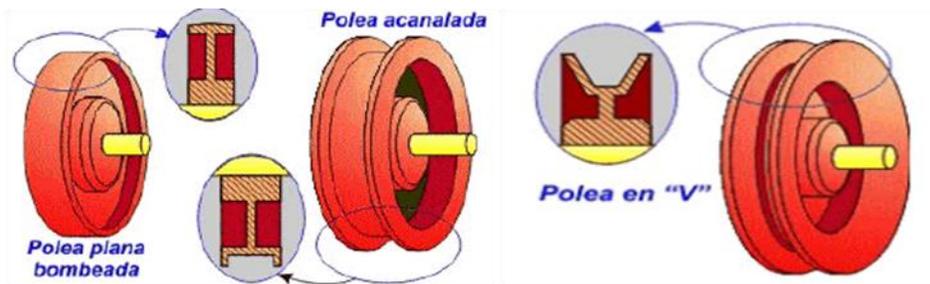
FIGURA 5 Transmisión por poleas.



Fuente: <http://www.scribd.com/doc/3523358/tx-mecanismos-para-transmision-de-movimiento>. Noviembre de 2009.

Existen diferentes tipos de correas para llevar a cabo la transmisión del movimiento. Estas correas se clasifican según la forma de su sección transversal, y pueden ser planas, redondas y trapeciales, como se observa en la figura 6. [1].

FIGURA 6 Perfil de una polea en V



Fuente: <http://www.scribd.com/doc/3523358/tx-mecanismos-para-transmision-de-movimiento>. Noviembre de 2009.

3.4.1 Tipos de poleas.

Se dividen en dos grupos según su posición, que pueden ser fijas o móviles.

Polea fija: Este tipo de máquina cuelga de un punto fijo y aunque no disminuye la fuerza ejercida, que es igual a la resistencia, facilita muchos trabajos. La polea fija simplemente permite una mejor posición para tirar de la cuerda, ya que cambia la dirección y el sentido de las fuerzas. Por ejemplo, en un pozo se consigue subir un cubo lleno de agua de forma más cómoda para nuestra anatomía, tirando hacia abajo en lugar de alzándolo. [6]

Polea móvil: En esta modalidad, la polea está unida al objeto y puede moverse verticalmente a lo largo de la cuerda. De este modo, la fuerza es mucho mayor, ya que la carga es soportada por ambos segmentos de cuerda (cuantas más poleas móviles tenga, menos esfuerzo se necesita para levantar un peso o varios). La fuerza que se emplea para alzar una carga es la mitad de la resistencia que ofrece la misma, aunque para ello se tenga que halar de la cuerda el doble de la distancia. [6]

3.4.2 Características de las bandas v

La mayor utilización de las correas trapeciales se debe a que presentan considerables ventajas sobre los otros tipos de correas. Las correas trapeciales, al tener su sección en forma de cuña tienden a clavarse en la acanaladura de la periferia de la polea en la que van colocadas, evitando que la correa se salga de dicha acanaladura. Además ejercen mayor presión sobre la polea, y así se evitan los resbalamientos de la correa sobre la polea.

Con las correas trapeciales se consigue una transmisión de movimiento más silenciosa y se reduce el riesgo de accidentes por rotura de correa, pues se fabrican de una sola pieza sin juntas ni uniones.

La transmisión por correa se emplea principalmente para transmitir movimiento entre ejes paralelos. Aunque también es posible transmitir movimiento entre ejes

que no estén paralelos, se necesitarían disposiciones complicadas de poleas y correas para conseguir llevarlo a cabo. Además, este tipo de disposiciones suele conllevar pérdidas de velocidad y la posibilidad de que las correas se salgan de las poleas.

El principal inconveniente del sistema de transmisión por correa es que siempre existen pérdidas de velocidad por el resbalamiento de las correas, sobre todo en el momento de la puesta en marcha o del arranque de la máquina. [1]

3.4.3 Instalación de correas.

La durabilidad de la transmisión por correa depende en gran medida de la calidad del procedimiento de instalación de la misma. En efecto, una instalación y ubicación inadecuada puede provocar un funcionamiento deficiente caracterizado por un resbalamiento de la correa, un deterioro rápido de correa y polea, tensiones excesivas (e inútiles) en los sistemas de apoyo de los ejes, etc. En la figura 7 se puede observar la correcta ubicación de una banda trapezoidal reduciendo desgaste, posibles resbalamientos y un mal desempeño en la transmisión de movimiento.

FIGURA 7 Correas inadecuadas o fallos en las poleas



Fuente: <http://www.automotrizmiga.com.mx>. Noviembre de 2009.

3.4.4 Fallo en transmisiones por correa.

Los fallos más comunes en transmisiones por correa son los que se exponen a continuación:

Rotura de la correa. Es el fallo más drástico y supone la interrupción de la transmisión de potencia. Las posibles causas que pueden estar relacionadas con el fallo de la correa por rotura suelen ser insuficiente dimensionamiento de la misma y otra también es contar con sobrecargas que impiden el eficiente funcionamiento de la correa. [7]

Desgaste excesivo. El desgaste es un tipo de fallo natural de los sistemas de transmisión por correas puesto que estas trabajan a fricción y está relacionado con la vida útil de las mismas; por el contrario un desgaste excesivo es algo anormal y puede estar relacionado por las siguientes razones en el caso de correas trapezoidales:[7]

- ✓ Desgaste en la cara exterior de la correa.
- ✓ Desgaste las esquinas de la sección de la correa.
- ✓ Desgaste en las paredes laterales de la correa.
- ✓ Desgaste en la cara interna de la correa.
- ✓ Grietas en la cara interior de la correa.
- ✓ Quemado o endurecimiento de las superficies de la correa.
- ✓ Endurecimiento o agarrotamiento de la correa.
- ✓ Superficie de la correa abultada.

Ruido en la transmisión. Generalmente el hecho de la existencia de ruido es un síntoma de que algo anda en mal funcionamiento, por lo general es ocasionado por el resbalamiento de la correa, holgura excesiva de la correa, mal alineamiento de las poleas, incluso el uso de una correa inapropiada suelen ocasionar este tipo de problema.[7]

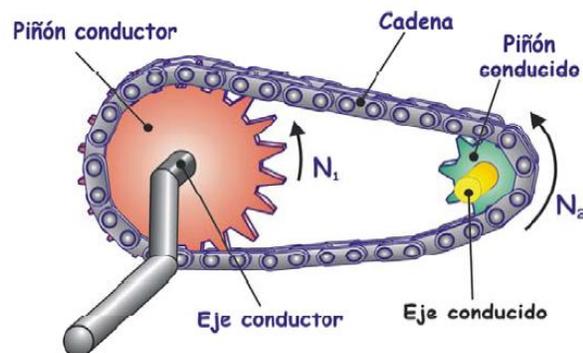
Retorcimiento de las correas respecto de las poleas. Es un problema muy común el cual puede ser ocasionado por diferentes causas. Unas de las principales

razones son la mala alineación de las poleas, presencia de materiales extraños en el canal de las poleas y cuando se utilizan poleas muy desgastadas o correas inadecuadas para el proceso. [7]

3.5 SISTEMAS DE TRANSMISION DE POTENCIA POR CADENAS

Este tipo de transmisiones trabajan de acuerdo con el principio de engranaje. En las transmisiones por cadena que tienen el esquema de transmisión flexible abierta, en lugar de las poleas lo ocupan ruedas dentadas, a las que se llama piñones o catarinas y en vez de la banda flexible se tiene una cadena. En el caso de la transmisión por cadena, el movimiento y la fuerza se transmiten a cierta distancia de los piñones y se conserva el sentido de giro, proporcionando así un método accesible y eficiente para transmitir potencia entre ejes paralelos como se ve en la figura 8.

FIGURA 8 Transmisión por cadena



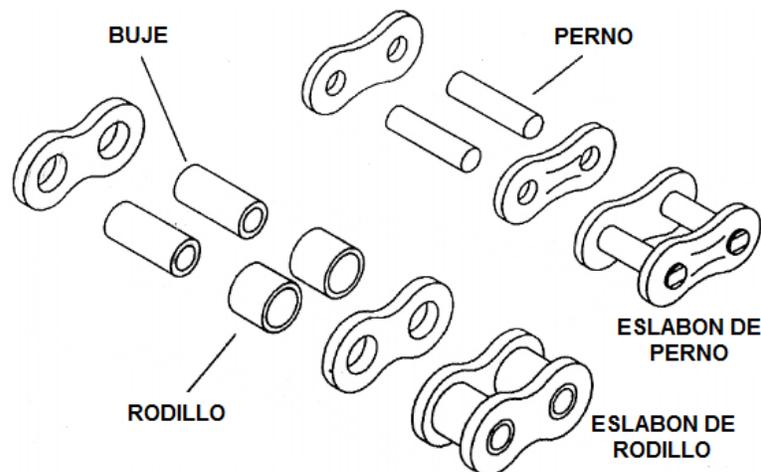
Fuente: <http://www.digital.unal.edu.co>. Noviembre de 2009.

Una cadena es un componente confiable de una máquina, que transmite energía por medio de fuerzas extensibles, y se utiliza sobre todo para la transmisión y

transporte de energía en los sistemas mecánicos. La función y las aplicaciones de la cadena son similares a la de una correa.

La cadena de rodillo de acero está formada por una serie de piezas de revolución que actúan como cojinetes, estando situados cada conjunto a una distancia precisa del otro mediante otras piezas planas llamadas placas. El conjunto cojinete está formado por un pasador y un casquillo sobre el que gira el rodillo de la cadena, ver figura 9. El pasador y el casquillo son cementados para permitir una articulación bajo presiones elevadas, y para soportar las presiones generadas por la carga y la acción de engrane impartida a través de los rodillos de cadenas, generalmente las placas exteriores e interiores se someten a un proceso de templado para obtener una mayor tenacidad.

FIGURA 9 Varias partes de una cadena de rodillos



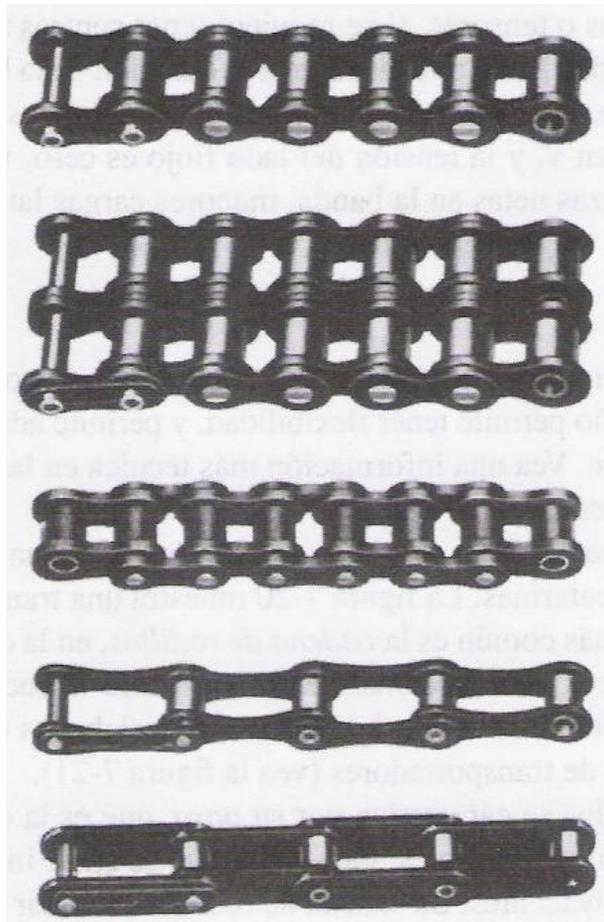
Fuente: <http://www.techniforum.com>. Noviembre de 2009.

Cuando se transmite potencia entre ejes giratorios la cadena entra en ruedas dentadas correspondientes llamadas catarinas.

Las cadenas no resultan afectadas por temperaturas relativamente altas ni por la presencia de aceite o grasa. Sin embargo las cadenas son más ruidosas que las bandas.

El tipo de cadena más común es la cadena de rodillos, en la que el rodillo sobre cada perno permite tener una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las catarinas. Existen otros tipos de cadenas que comprenden una gran variedad de diseños de eslabones extendidos, como se observa en la figura 10, y se usan principalmente en aplicaciones de transportadores los cuales se emplea para distintos propósitos en la industria. [8]

FIGURA 10 Algunos estilos de cadenas de rodillos



a) cadena de rodillos estándar, una hilera.

b) Cadena de rodillos estándar, dos hileras (también existen de tres y cuatro hileras).

c) Cadena de rodillos para trabajo pesado.

d) Cadena de rodillos de paso doble.

e) Cadena de rodillos para transporte de paso doble.

Fuente: Tomado de Diseño de elementos de maquinas Robert I Mott. 2006. Pág. 284. Noviembre de 2009.

3.5.2 Ventajas y desventajas:

Las ventajas fundamentales de este tipo de transmisión son:

- Posibilidad de empleo en una amplia gama de distancia entre centros.
- Dimensiones exteriores menores que las transmisiones por correas.
- Ausencia de deslizamiento.
- Alta eficiencia.
- Pequeñas fuerzas actuando sobre los árboles, pues no necesitan tensado inicial.
- Posibilidad de transmitir el movimiento a varias ruedas.[9]

Las desventajas fundamentales de estas transmisiones son:

- Irregularidad durante el funcionamiento de la transmisión.
- Tienen una vida útil menor que la de los engranajes debido al desgaste que se produce en la articulación.
- Exigen una precisión más alta en el montaje de los árboles que la de las transmisiones por correas.
- A medida que aumenta la velocidad periférica se exigen mejores condiciones de lubricación.[9]

3.5.3 Materiales para las cadenas.

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

De forma general se recomienda que las bridas se ejecuten de planchas laminadas en frío, de aceros medios en carbono o aleados. Las bridas curvadas, como regla, se fabrican de aceros aleados, según la aplicación de la cadena, se

someten a temple hasta lograr durezas de 40-50 HRC (Hardness Rockwell serie C).

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

Materiales para las ruedas de cadenas. Para la fabricación de las ruedas de cadenas (denominadas también estrellas) se emplea el acero para ruedas de hasta 30 dientes y por encima de esta cantidad de dientes generalmente se fabrican de fundición. Entre los aceros que pueden emplearse están los de medio contenido de carbono o aleados con temple superficial o total hasta alcanzar durezas de HRC 45 - 55; ó aceros para cementar, con cementación a profundidades de 1 - 1.5mm y temple hasta HRC 55-60. [9]

3.6 VARIADOR DE VELOCIDAD

FIGURA 11 Variador de velocidad [En línea]



Fuente: <http://www.siemens.com>. Noviembre de 2009.

Un variador de velocidad es un dispositivo electrónico usado fundamentalmente para controlar la velocidad de giro de maquinas (ver figura 11), particularmente de motores. En la industria donde habitualmente es necesario el uso de maquinas las cuales son impulsadas a través de motores eléctricos que generalmente operan a velocidades constantes, cuasi constantes o con valores que dependen de las

características propias del motor, los cuales no son fáciles de modificar; por lo que es necesario la implementación de un controlador especial que recibe el nombre de variador de velocidad. Los variadores de velocidad son utilizados en una amplia gama de aplicaciones industriales, como en equipos de aire acondicionado, bandas transportadoras, en equipos de procesos de fabricación como tornos y fresadoras, en equipos de bombeo, etc.

Un variador puede fundamentarse en la combinación de un motor eléctrico y el controlador que es usado para regular la velocidad del mismo. La combinación de un motor de velocidad constante y de un dispositivo mecánico que permita cambiar la velocidad de forma continua (sin ser un motor paso a paso) también puede ser designado como variador de velocidad.

Entre las diversas ventajas en el control del proceso proporcionadas por el empleo de variadores de velocidad destacan:

- ✓ Operaciones más suaves.
- ✓ Control de la aceleración.
- ✓ Permitir operaciones lentas para fines de ajuste o prueba.
- ✓ Poder ajustar la tasa de producción.
- ✓ Lograr posicionamientos con alta precisión.
- ✓ Distintas velocidades de operación para cada fase del proceso.
- ✓ Controlar el torque que ofrece el motor.

3.7 TORQUIMETRO.

Los torquímetros son dispositivos electrónicos empleados para la medición del torque (ver figura 12). La medición de par de torsión soportado por un eje rotatorio es de considerable interés por sí misma y una parte necesaria de las mediciones de potencia en ejes. La transmisión del par de torsión por medio de un eje rotatorio en general implica tanto una fuente de potencia como un sumidero (absorbedor o

disipador de potencia), la medición del par de torsión puede ser lograda montando o la fuente o el disipador en cojinetes y midiendo la fuerza de reacción. [10]

FIGURA 12 Torquímetros [En línea]



Fuente: <http://www.pcbloadtorque.com>. Noviembre de 2009.

3.8 MOTORES TRIFASICOS.

FIGURA 13 Motor trifásico.



Fuente: <http://www.motoresyenergia.com>. Noviembre de 2009.

Los motores trifásicos usualmente son más utilizados en la industria, ya que en el sistema trifásico se genera un campo magnético rotatorio en tres fases, además de que el sentido de la rotación del campo en un motor trifásico puede cambiarse

invirtiendo dos puntas cualesquiera del estator, lo cual desplaza las fases, de manera que el campo magnético gira en dirección opuesta. (Ver figura 13). [11]

Tipos y características

Los motores trifásicos se usan para accionar maquinas-herramientas, bombas, elevadores, ventiladores, sopladores y muchas otras maquinas. Básicamente están contruidos de tres partes esenciales: Estator, rotor y tapas. El estator consiste de un marco o carcasa y un núcleo laminado de acero al silicio, así como un devanado formado por bobinas individuales colocadas en sus ranuras. Básicamente son de dos tipos:

- De jaula de ardilla.
- De rotor devanado

El de jaula de ardilla es el más usado y recibe este nombre debido a que parece una jaula de ardilla de aluminio fundido. Ambos tipos de rotores contienen un núcleo laminado en contacto sobre el eje. El motor tiene tapas en ambos lados, sobre las cuales se encuentran montados los baleros sobre los que rueda el rotor. Estas tapas se fijan a la carcasa en ambos extremos por medio de tornillos de sujeción. Los baleros o chumaceras pueden ser de rodillos o de deslizamiento. [11]

Aplicación

El motor eléctrico es una maquina rotatoria de movimiento infinito, que convierte energía eléctrica en energía mecánica, como consecuencia se desarrolla directamente en su aplicación trabajos mecánicos primordialmente rotatorios, sin embargo, mediante dispositivos, se puede convertir el movimiento rotatorio en movimientos bien determinados, dependiendo de su aplicación.[11]

4. DISEÑO CONCEPTUAL

En el marco del proyecto se diseñara y se pondrá en funcionamiento un banco de pruebas capaz de medir la pérdida de potencia mecánica en diferentes sistemas de transmisión de potencia tales como Engranajes, bandas y Cadenas; estableciendo así un método para la visualización de datos y el análisis de los mismos con el propósito de determinar el mejor desempeño de cada uno de ellos y bajo que características es posible.

4.1 MOTOR

Fue preciso implementar un motor SIEMENS 1LA7 080-4YA60 con las siguientes especificaciones:

- Trifásico, por lo que es necesario utilizar un variador de velocidad que permita poner en funcionamiento de cada uno de los sistemas a diferentes velocidades.
- Potencia de 1 Hp, porque el proceso para el que está destinado, no hace necesario implementar un motor que genere un par torsor demasiado grande con lo que uno, de dicha potencia, se hace suficiente dentro de los márgenes de operación del proyecto; además, toda la potencia generada por este elemento será disipada por el freno, haciendo innecesario utilizar un motor de más potencia.

4.2 VARIADOR DE VELOCIDAD

El banco cuenta con un variador de velocidad que permite controlar la velocidad de giro del motor, operando durante el desarrollo de las pruebas en un rango de velocidad entre 200 a 1000 rpm con el propósito de determinar el comportamiento

de cada uno de los sistemas de transmisión siendo este ultimo uno de los objetivos a cumplir dentro del proyecto.

3.3 TORQUIMETROS

Para la medición de torques a la entrada y salida de cada uno de los sistemas a analizar, se utilizaron dos torquímetros de marca RS TECHNOLOGIES y de referencia 039050-51201 Y 039075-50301. Los torquímetros fueron cableados a una caja de visualización de datos cuyas mediciones eran representadas en milivoltios y mostrados por dos voltímetros conectados a las salidas de la caja; en la tabla 1 se puede apreciar la equivalencia entre Nm y mv teniendo en cuenta el rango de capacidad de cada uno de los instrumentos. Cabe enunciar que los dispositivos usados en la medición de torque dentro de cada uno de los módulos son los torquímetros con los que cuenta la universidad quien los suministro para el desarrollo del proyecto, teniendo en cuenta que el alto costo de estos instrumentos haría poco viable adquirir unos que cubrieran las necesidades del proyecto.

Tabla 1 Equivalencia Nm y mv de los torquímetros.

Torquimetro	Rango de capacidad	Rango de voltaje
A la entrada	0 Nm	0 mv
	200 Nm	5000 mv
A la salida	0 Nm	0 mv
	407 Nm	5000 mv

Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Noviembre de 2009.

4.4 FRENO

Este elemento es usado para generar el torque a la salida de cada uno de los sistemas y disipar la potencia generada por el motor; este freno en particular permite variar las cargas a la salida del sistema ya que cuenta con una serie de barras roscadas las cuales dependiendo de cuan apretadas estén las tuercas en los extremos del freno permitirá aplicar una carga mayor o menor dentro del sistema; el freno reposa sobre una balanza en la cual se puede cuantificar el peso que se le es aplicado al sistema para originar el torque de frenado.

4.5 RODAMIENTOS

Los rodamientos que se implementaran como soportes en cada uno de los sistemas son rodamientos tipo bola, ya que son el tipo de rodamientos de fácil acceso comercial y además cumple con las características mínimas de diseño y de operación para las cuales el banco está predeterminado a funcionar.

4.6 EJES

Para la selección de que materiales son apropiados para la construcción de los ejes se tuvo en cuenta factores como: disposición del material en el mercado, uso, durabilidad y costo; por lo que se decidió implementar el acero inoxidable AISI 304 (ver tabla 2) ya que con este material se reducen problemas de corrosión, además, las propiedades con las que cuenta, cumplen en el requerimientos del diseño del eje y el factor de seguridad mínimo dentro de cada uno de los sistemas de transmisión que se van a utilizar en el desarrollo del proyecto. El eje más crítico en cada sistema, es decir, el que este sometido a mayores cargas fue analizado por medio de la herramienta CAE - ANSYS con el propósito de comparar los resultados obtenidos con el software y los calculados teóricamente.

Tabla 2 Propiedades del acero inoxidable AISI 304.

304 Stainless Steel	
Propiedad	Valor
Densidad	8 g/cc
Relación de Poisson	0,29
Modulo de Elasticidad	193 - 200 GPa
Esfuerzo de fluencia a la tensión	205 MPa
Esfuerzo de fluencia ultimo a la tensión	505 MPa

Fuente: <http://www.matweb.com>. Noviembre de 2009.

4.7 ESTRUCTURA

Para la construcción de la estructura en donde irán apoyados los demás componentes que conforman el banco de pruebas se selecciono acero AISI 1020 cold rolled, cuyas propiedades se observan en la tabla 3, debido a que la principal característica de este material es su fácil procesabilidad (ver tabla 3) además, es su bajo costo y de fácil acceso en el mercado.

Tabla 3 Propiedades del acero AISI 1020 cold rolled.

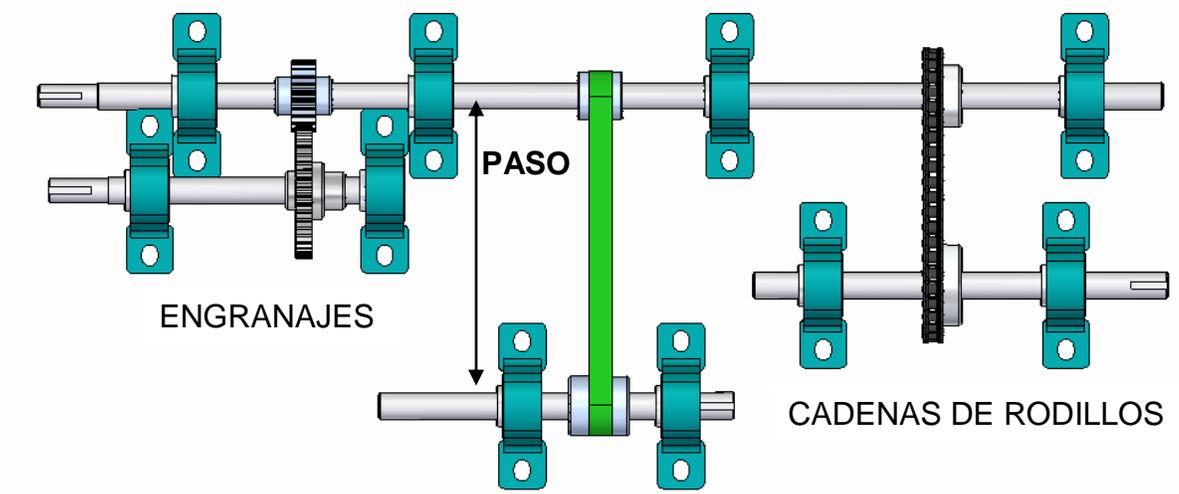
AISI 1020 Steel, cold rolled	
Propiedad	Valor
Densidad	7,87 g/cc
Relación de Poisson	0,29
Modulo de Elasticidad	205 GPa
Esfuerzo de fluencia a la tensión	350 Mpa
Esfuerzo de fluencia ultimo a la tensión	420 MPa

Fuente: <http://www.matweb.com>. Noviembre de 2009.

4.8 DISEÑO INICIAL

Con respecto a la ubicación de los sistemas de transmisión, al iniciar el diseño de la distribución del banco se optó por tomar un eje principal (eje motor), en donde se ubicaría el elemento motriz de cada uno de los sistemas de transmisión, conservando una distancia prudente entre cada uno de ellos para la fácil toma de datos, como se puede ver en la figura 14; pero al final se concreto simplificar la distribución de los sistemas por una individual, ya que la forma en que se encontraban localizados cada uno de los componentes podría afectar el desempeño de los demás sistemas al tener el eje motor como elemento común entre ellos; la distribución individual se hizo por módulos en donde se encuentran cada uno de los sistemas (Engranajes, bandas y cadenas); Cada modulo ira acoplado a la mesa principal por medio de tornillos permitiendo con esto la fácil movilidad, reducir el espacio, el arme y desarme de cada uno de los sistemas de transmisión, al momento de realizar las pruebas.

FIGURA 14 Distribución Inicial del banco de pruebas de transmisión de potencia.
BANDAS Y POLEAS



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Noviembre de 2009.

Además cada modulo está conformado por dos pasos; llamando paso a la transmisión entre los elementos motrices de cada sistema y los demás ejes; en la figura 15 se puede ver un ejemplo de modular, en este caso de engranajes rectos, en el cual se aprecia la disposición de cada uno de los sistemas.

5. DISEÑO DETALLADO

El eje es el miembro rotatorio en el que irán apoyados los elementos que conforman cada uno de los sistemas de transmisión con lo que se trabajaran durante el desarrollo del proyecto; por ello la carga sobre el eje puede ser de varias combinaciones: flexión, torsión o cortante. En el proceso de transmisión de potencia la geometría del eje será la variable que se use para satisfacer un diseño.

Para cada uno de los sistemas con los que se van a trabajar (engranajes, bandas y cadenas) el procedimiento general para el diseño fue el siguiente:

1. Se desarrolla un diagrama de cuerpo libre en el que se involucren las cargas estáticamente equivalente o los componentes de torsión que actúan sobre el eje.
2. Se dibujan los diagramas de cortante y momento flexionante en los distintos planos de acción y con este último se determina el momento flector interno resultante en cualquier sección a lo largo del eje.
3. Se establece la localización de la sección transversal crítica o la localización x donde el par de torsión y el momento son mayores.
4. Se determina el diámetro permisible en cada uno de los sistemas; para materiales dúctiles y en este caso se usa la teoría del esfuerzo cortante máximo (MSST) porque es una teoría conservadora que presenta un gran manejo de las variables que tienen que ver al momento de determinar este tipo de cálculos.

Para el diseño de los ejes de los sistemas se debe tener en cuenta que el eje motriz de cada uno de los módulos está sometido a un torque generado por una potencia de 325 watts entregada por un motor eléctrico cuya velocidad de operación mínima con la que se trabajó es de 200 rpm, además, se estableció un

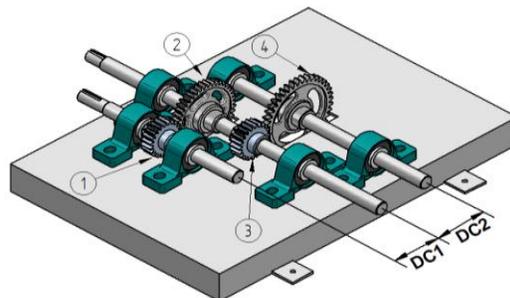
factor de seguridad de 1,5 en el desarrollo de los cálculos y el material de los ejes es acero inoxidable 304 con un límite a la fluencia de 205 MPa.

Las dimensiones, la distribución del banco y los elementos mecánicos del sistema se encuentran en el anexo A, en donde se registran las geometrías de cada uno de los elementos involucrados en el análisis para cálculos del diseño del banco como tal en el diseño detallado.

5.1 DISEÑO SISTEMA DE TRANSMISION POR ENGRANAJES.

Para la construcción de este modulo fue necesario la implementación de cuatro engranajes de distintos tamaños, en la figura 15 se puede apreciar la distribución de este sistema donde el elemento motriz es el engranaje 1, creando con cada paso del sistema una reducción de velocidad la cual incrementa el torque en cada uno de los ejes conducidos; consiguiendo con esto la combinación mas critica del sistema, desde el punto de vista de esfuerzos.

FIGURA 15 Modular de engranajes Rectos



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Noviembre de 2009.

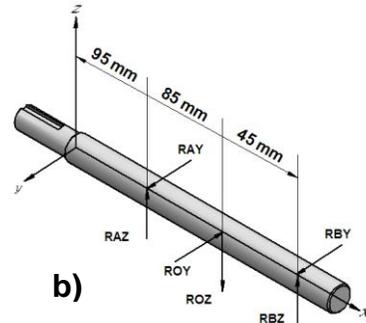
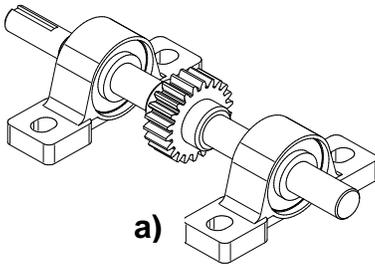
En la tabla 4. Están presentes las características geométricas de cada uno de los componentes que hacen parte de este modulo.

Tabla 4 Dimensiones geométricas de los engranajes y distancia entre centros de los ejes.

DIMENSIONES GEOMETRICAS DEL SISTEMA				
Engranaje	Ø ext. (mm)	Ø int. (mm)	Espesor	Z
1	64	54	20	22
2	115	105	13,5	41
3	64	54	20	22
4	139	127	10	44
Distancia central 1 (mm) : 80				
Distancia central 2 (mm) : 90				

Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Noviembre de 2009.

5.1.1 Diseño del eje motriz



$$Motor \rightarrow Pot = 325 \text{ watt}$$

$$\omega = 200 \text{ rpm} = 20,94 \text{ rad/seg}$$

$$Pot = T\omega$$

$$325 = T * 20,94$$

$$T = 15,52 \text{ Nm}$$

$$T = F_T * d$$

$$F_T = \frac{T}{d} \rightarrow F_T = \frac{15,52}{0,027} = 574,81 \text{ N} = R_{OY}$$

$$F_r = F_T * \tan \phi \rightarrow F_r = 574,81 * \tan 20$$

$$F_r = 209,21 \text{ N} = R_{OZ}$$

$$\sum M_Y = 0$$

$$-0,085R_{Oz} + 0,13R_{Bz} = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{209,21 * 0,085}{0,13}$$

$$R_{Bz} = 136,79N$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{Az} + R_{Bz} = R_{Oz}$$

$$R_{Az} = 209,21 - 136,79$$

$$R_{Az} = 72,42N$$

$$\sum M_z = 0$$

$$0,085R_{Oy} - 0,13R_{By} = 0$$

$$R_{By} = \frac{574,81 * 0,085}{0,13}$$

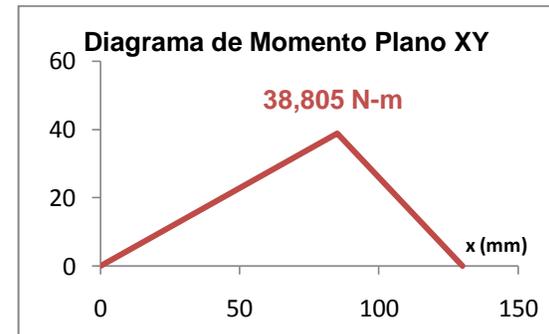
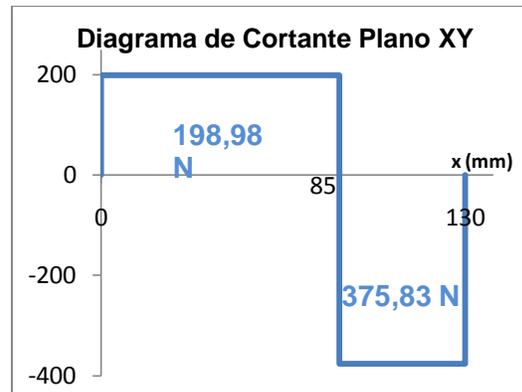
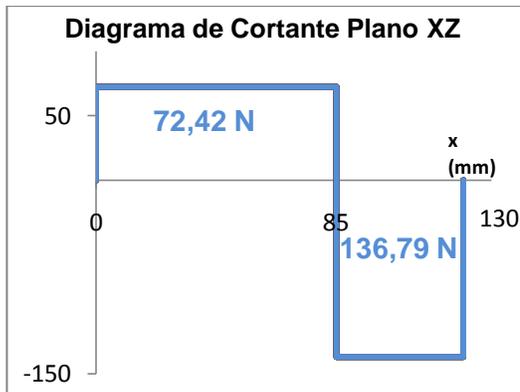
$$R_{By} = 375,83N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} = R_{Oy}$$

$$R_{Ay} = 574,81 - 375,83$$

$$R_{Ay} = 198,98N$$



$$M_{\max} = \sqrt{6,1557^2 + 38,805^2}$$

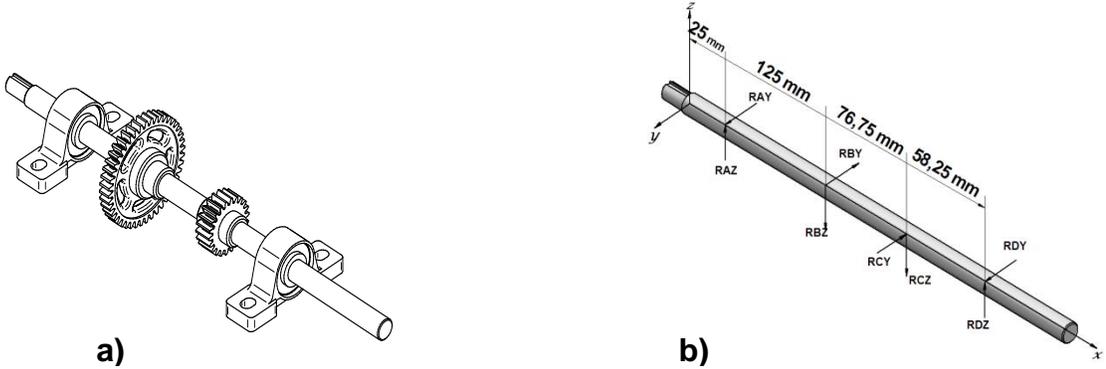
$$M_{\max} = 39,29Nm$$

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} * \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{32(1,5)}{\pi(205 * 10^6)} * \sqrt{39,29^2 + 15,52^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,0146m \cong 14,6mm$$

5.1.2 Diseño del eje intermedio



Razón de velocidad

$$\frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{N_1}{N_2}$$

$$\Omega_2 = \frac{21}{38}(20,94) = 11,572 \text{ rad/seg}$$

$$Pot = T\omega$$

$$T = \frac{Pot}{\omega} \rightarrow T = \frac{325}{11,572} = 28,085 \text{ N.m}$$

Engranaje mediano

$$T = F_T * d$$

$$F_T = \frac{T}{d} \rightarrow F_T = \frac{28,085}{0,0525} = 534,95 \text{ N} = R_{BY}$$

$$F_r = F_T * \tan \phi \rightarrow F_r = 534,95 * \tan 20$$

$$F_r = 194,70 \text{ N} = R_{BZ}$$

$$\sum M_Y = 0$$

$$0,125 R_{BZ} + 0,20175 R_{CZ} = 0,26 R_{DZ}$$

$$R_{DZ} = \frac{(0,125 * 194,70) + (0,20175 * 378,596)}{0,26}$$

$$R_{DZ} = 387,38 \text{ N}$$

Engranaje pequeño

$$T = F_T * d$$

$$F_T = \frac{T}{d} \rightarrow F_T = \frac{28,085}{0,027} = 1040,1851 \text{ N} = R_{CY}$$

$$F_r = F_T * \tan \phi \rightarrow F_r = 1040,1851 * \tan 20$$

$$F_r = 378,596 \text{ N} = R_{CZ}$$

$$\sum M_Z = 0$$

$$0,125 R_{BY} + 0,20175 R_{CY} = 0,26 R_{DY}$$

$$R_{DY} = \frac{(0,125 * 534,95) + (0,20175 * 1040,1851)}{0,26}$$

$$R_{DY} = 1064,33 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{AZ} + R_{DZ} = R_{BZ} + R_{CZ}$$

$$R_{AZ} = 194,70 + 378,596 - 387,38$$

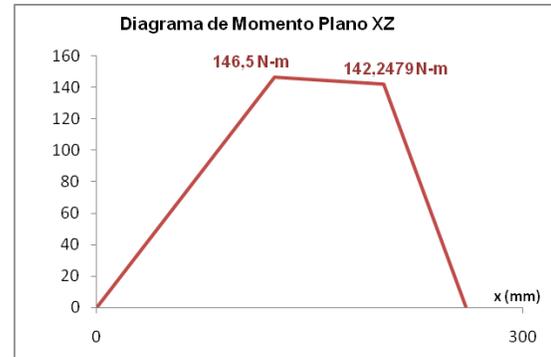
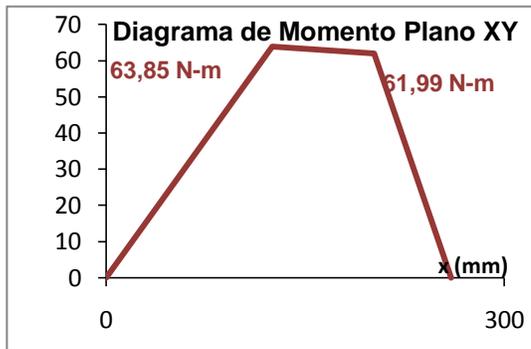
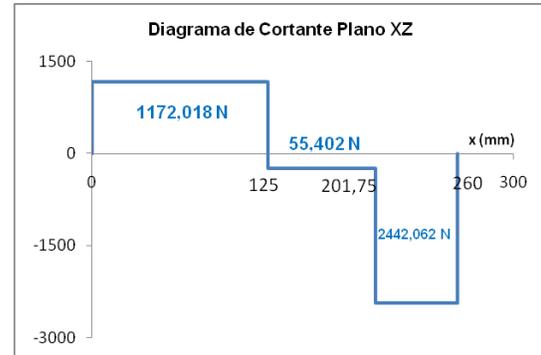
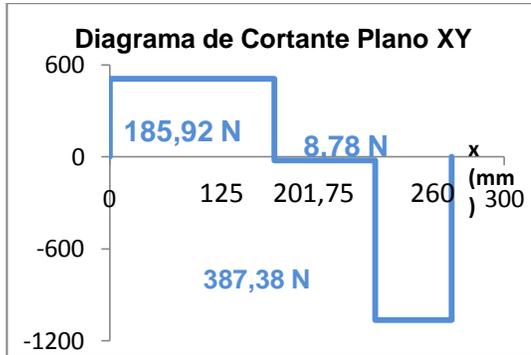
$$R_{AZ} = 185,916N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{AY} + R_{DY} = R_{BY} + R_{CY}$$

$$R_{AY} = 534,95 + 1040,1851 - 1064,33$$

$$R_{AY} = 510,8051N$$



$$M_{\max} = \sqrt{23,2395^2 + 63,8506^2}$$

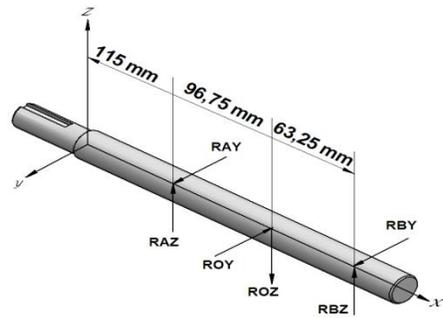
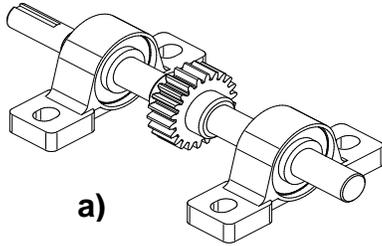
$$M_{\max} = 67,948Nm$$

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} * \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32(1,5)}{\pi(205 * 10^6)} * \sqrt{67,948^2 + 28,085^2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0,0176m \cong 17,6mm$$

5.1.3 Diseño del eje de salida del sistema.



$$\frac{\Omega_4}{\Omega_3} = \frac{N_3}{N_4}$$

$$\Omega_4 = \left[\frac{21}{46} \right] * 11,572$$

$$\Omega_4 = 5,2828 \text{ rad/s}$$

$$T = \frac{Pot}{\omega}$$

$$T = \frac{325}{5,2828}$$

$$T = 61,520 \text{ Nm}$$

$$T = F_r * d$$

$$F_r = \frac{T}{d} \rightarrow F_r = \frac{61,520}{0,0635} = 968,818 \text{ N} = R_{OY}$$

$$F_r = F_r * \tan \phi \rightarrow F_r = 968,818 * \tan 20$$

$$F_r = 352,6209 \text{ N} = R_{OZ}$$

$$\sum M_Y = 0$$

$$-0,09675 R_{OZ} + 0,16 R_{BZ} = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{352,6209 * 0,09675}{0,16}$$

$$R_{BZ} = 213,225 \text{ N}$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} = R_{OZ}$$

$$R_{AZ} = 352,6209 - 213,225$$

$$R_{AZ} = 139,3959 \text{ N}$$

$$\sum M_Z = 0$$

$$0,09675 R_{OY} - 0,16 R_{BY} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{968,818 * 0,09675}{0,16}$$

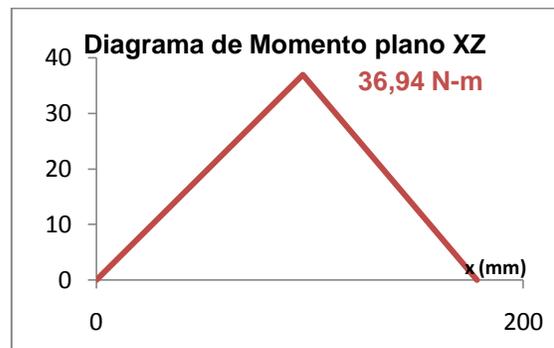
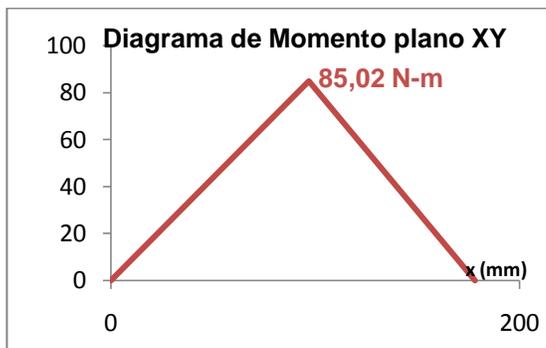
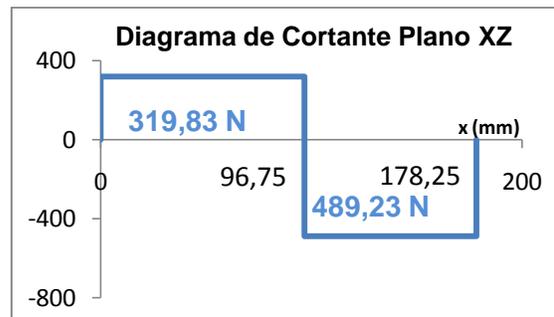
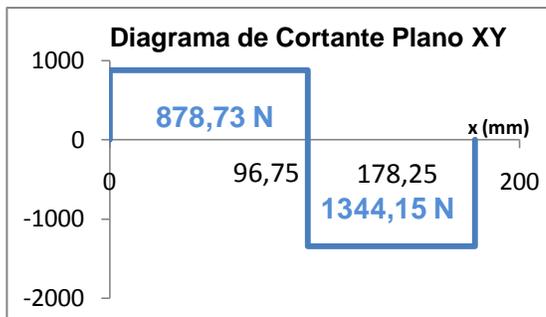
$$R_{BY} = 585,8321 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} = R_{OY}$$

$$R_{AY} = 968,818 - 585,8321$$

$$R_{AY} = 382,9859 \text{ N}$$



$$M_{\max} = \sqrt{13,4853^2 + 37,053^2}$$

$$M_{\max} = 39,43 Nm$$

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} * \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{32(1,5)}{\pi(205 * 10^6)} * \sqrt{39,43^2 + 61,520^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,0175m \cong 17,5mm$$

De acuerdo con los cálculos obtenidos en el proceso de diseño de los ejes, se obtuvo para cada elemento un valor de diámetro distinto, siendo el diámetro del eje intermedio el que será considerado como mínimo en la selección de la geometría para este sistema.

Como parte del desarrollo y complemento de los cálculos; se analizará el comportamiento del eje con la herramienta CAE – ANSYS comparando entre ambos el esfuerzo equivalente y el esfuerzo cortante máximo para el elemento en cuestión.

Tomando en cuenta las características del eje mas critico; los cálculos de los esfuerzos son los siguientes:

$$\phi = 0,022m \rightarrow r = 0,011m$$

$$c = 0,011m$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \rightarrow J = \frac{\pi(0,022)^4}{32} \rightarrow J = 2,2998e^{-8}m$$

$$I = \frac{\pi}{4} * r^4 \rightarrow I = \frac{\pi}{4} * (0,011)^4 \rightarrow I = 1,1499e^{-8}m$$

$$\tau = \frac{Tc}{J} \rightarrow \tau = \frac{61,520 * 0,011}{2,2998e^{-8}} \rightarrow \tau = 29,4251Mpa$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \rightarrow \sigma = \frac{39,43 * 0,011}{1,1499e^{-8}} \rightarrow \sigma = 37,7491Mpa$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{37,7491}{2} \pm \sqrt{(29,4251)^2 + \left(\frac{37,7491}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_1 = 53,8328Mpa$$

$$\sigma_2 = -16,0837Mpa$$

Esfuerzo cortante máximo y esfuerzo equivalente.

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2)^{0,5}$$

$$\sigma_e = [(53,8328)^2 + (-16,0837)^2 - 53,8328(-16,0837)]^{0,5}$$

$$\sigma_e = 59,2040Mpa$$

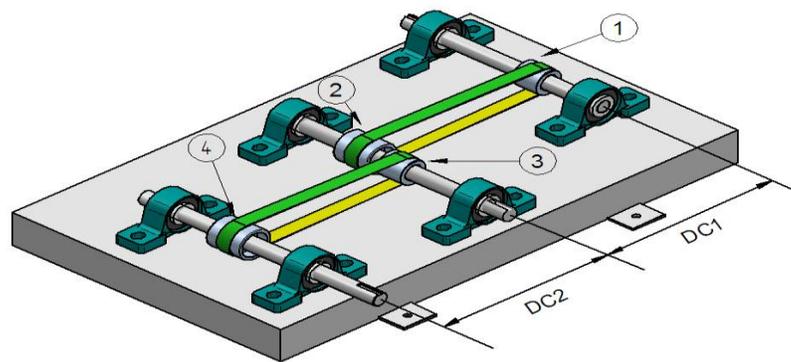
$$\tau_{\max} = \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2} \rightarrow \tau_{\max} = \sqrt{(29,4251)^2 + \left(\frac{37,7491}{2}\right)^2}$$

$$\tau_{\max} = 34,9582Mpa$$

5.2. DISEÑO SISTEMA DE TRANSMISION POR BANDAS PLANAS.

En la figura 16 se ilustra el modulo de bandas planas para el que se emplearon 4 poleas no acanaladas, cuyas dimensiones se pueden apreciar en la tabla 5 ; la transmisión de movimiento va dirigido desde la polea 1 en donde se encuentra ubicado el motor y sigue la secuencia mostrada en la figura; para este caso también se trabajo con la combinación mas critica en la cual hay reducción de velocidad en cada uno de los pasos presentes en el sistema para los cuales directamente habrá incremento de torque.

FIGURA 16 Modular de poleas y bandas planas.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Noviembre de 2009.

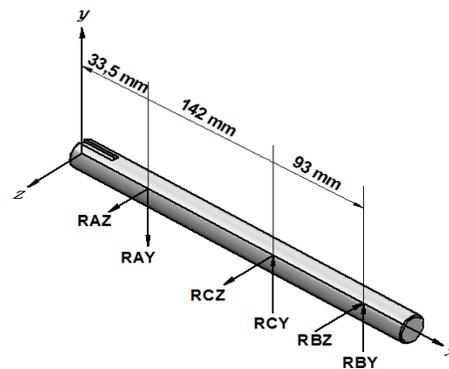
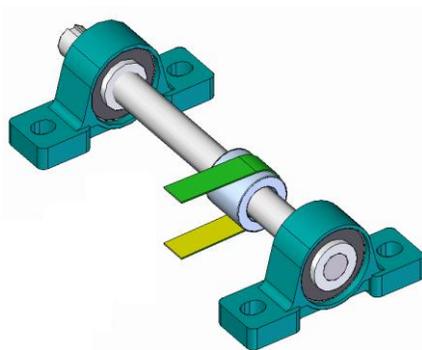
Tabla 5 Dimensiones geométricas de las poleas y distancia entre centros de los ejes.

DIMENSIONES GEOMETRICAS DEL SISTEMA		
Polea	Ø ext. (mm)	Espesor (mm)
1	40	37
2	49	50
3	40	37
4	49	50
Distancia central 1 (mm) : 262		
Distancia central 2 (mm) : 248		

Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Noviembre de 2009.

Los cálculos correspondientes a los diámetros mínimos de los ejes se encuentran a continuación y el proceso de desarrollo será el mismo que fue mencionado anteriormente.

5.2.1 Diseño del eje motriz



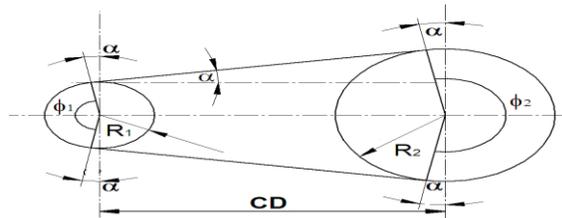
$$Pot = 325 \text{ watt}$$

$$\omega = 200 \text{ rpm} \rightarrow 200 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} = 20,94 \text{ rad/seg}$$

$$Pot = T\omega \rightarrow \frac{325}{20,94} = 15,52 \text{ N.m}$$

En la figura 17 se muestran dimensiones, ángulos de contacto y distancia central de una banda plana abierta.

FIGURA 17 Dimensiones de una banda plana abierta.



Fuente: BERNARD J. HAMROCK. Elementos de Maquinas. Año 2000, Editorial MC GRAW HILL. Capitulo 18. PAG 828. 16 de Noviembre de 2009

$$\mu = 0,35$$

$$\alpha = 1,44$$

$$r_{impulsor} = 19,05 \text{ mm}$$

$$\phi_1 = 180 - 2\alpha$$

$$\phi_1 = 177,12$$

$$\phi_2 = 180 + 2\alpha$$

$$\phi_2 = 182,88$$

$$T = (F_1 - F_2)r_1$$

$$F_1 - F_2 = 814,7$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\left(\frac{\mu \phi \pi}{180^\circ}\right)}$$

$$F_1 = 2,95 F_2$$

$$F_2 = 417,79 \text{ N}$$

$$F_1 = 1232,49 \text{ N}$$

$$F_y = [F_1 - F_2] \text{Sen} \alpha \rightarrow F_y = [1232,49 - 417,79] \text{Sen} 1,44$$

$$F_y = 20,47 \text{ N} = R_{CZ}$$

$$F_z = [F_1 + F_2] \text{Cose} \alpha \rightarrow F_z = [1232,49 + 417,79] \text{Cos} 1,44$$

$$F_z = 1649,76 \text{ N} = R_{CY}$$

$$\sum M_Z = 0$$

$$-1649,76(0,142) + 0,235 R_{BY} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{1649,76 * 0,142}{0,235}$$

$$R_{BY} = 996,77 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} = 1649,76$$

$$R_{AY} = 652,88 \text{ N}$$

$$\sum M_Y = 0$$

$$20,47(0,142) - 0,235 R_{BZ} = 0$$

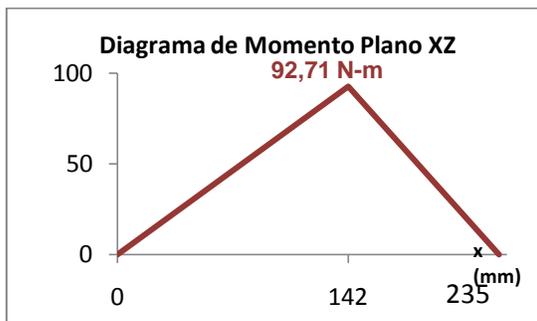
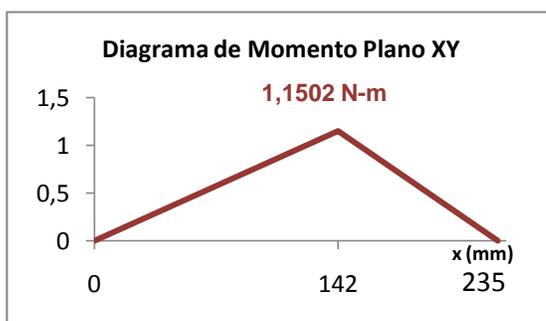
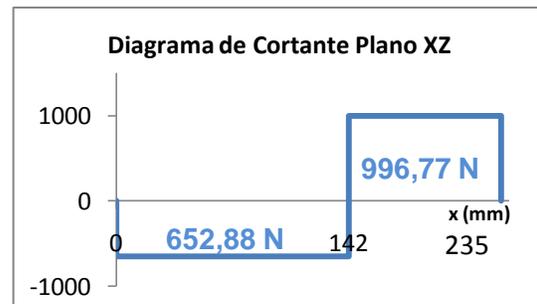
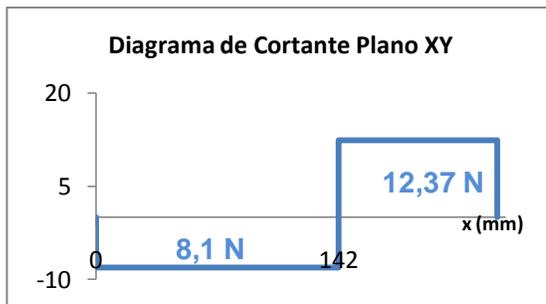
$$R_{BZ} = \frac{20,47 * 0,142}{0,235}$$

$$R_{BZ} = 12,37 \text{ N}$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} = 20,47$$

$$R_{AZ} = 8,1 \text{ N}$$



$$M_{\max} = \sqrt{92,71^2 + 1,1502^2}$$

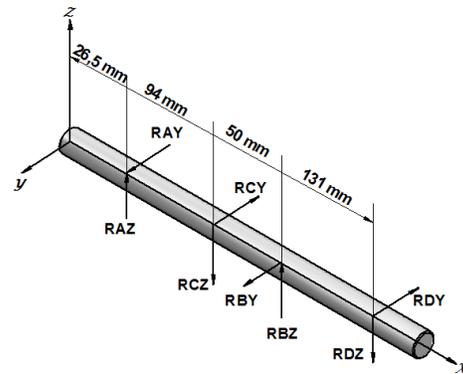
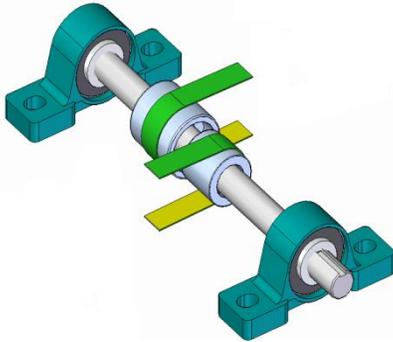
$$M_{\max} = 92,72 \text{ Nm}$$

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} * \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{32(1,5)}{\pi(205 * 10^6)} * \sqrt{92,72^2 + 15,52^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,019 \text{ m} \cong 19, \text{ mm}$$

5.2.2 Diseño del eje intermedio.



$$\frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{N_1}{N_2}$$

$$\Omega_2 = \left[\frac{38,1}{50,8} \right] * 20,94$$

$$\Omega_2 = 15,705 \text{ rad/seg}$$

$$\mu = 0,35$$

$$\phi = 1,44$$

$$r_{\text{impulsor}} = 19,05 \text{ mm}$$

$$T = (F_1 - F_2)r_1$$

$$F_1 - F_2 = 1086,09$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\left(\frac{\mu \phi \pi}{180} \right)}$$

$$F_1 = 2,95F_2$$

$$F_2 = 556,97 \text{ N}$$

$$F_1 = 1643,06 \text{ N}$$

$$F_y = [F_1 - F_2] \operatorname{sen} \alpha$$

$$F_y = 20,47 N$$

$$F_z = [F_1 + F_2] \operatorname{Cose} \alpha$$

$$F_z = 1649,76 N$$

$$\sum M_y = 0$$

$$-20,47(0,094) + 27,29(0,144) - R_{DZ}(0,275) = 0$$

$$R_{DZ} = 7,29 N$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{AZ} - R_{DZ} = -20,47 + 27,29$$

$$R_{AZ} = 0,47 N$$

$$\sum M_z = 0$$

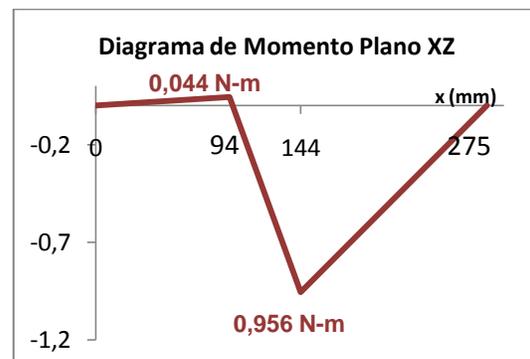
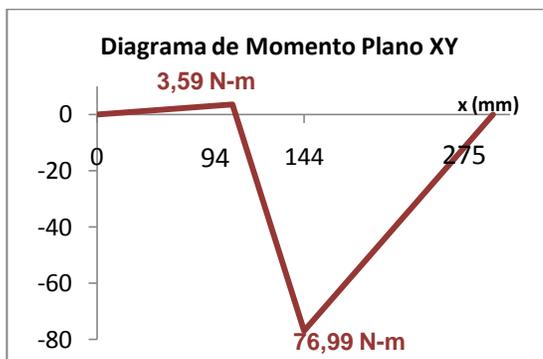
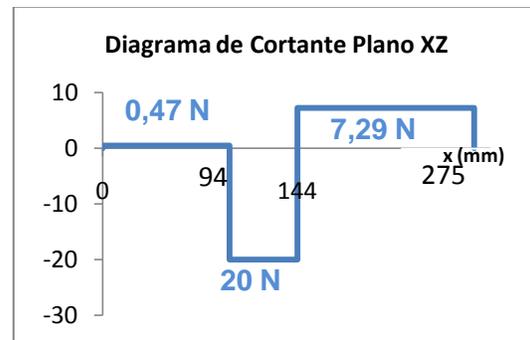
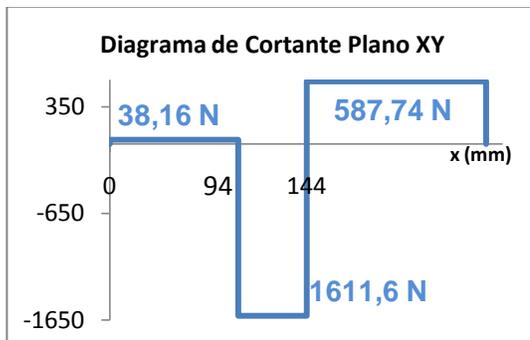
$$1649,76(0,094) - 2199,34(0,144) + R_{DY}(0,275) = 0$$

$$R_{DY} = 587,74 N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{AY} - 1649,76 + 2199,34 - R_{DY} = 0$$

$$R_{AY} = 38,16 N$$



$$M_{\max} = \sqrt{0,956^2 + 76,99^2}$$

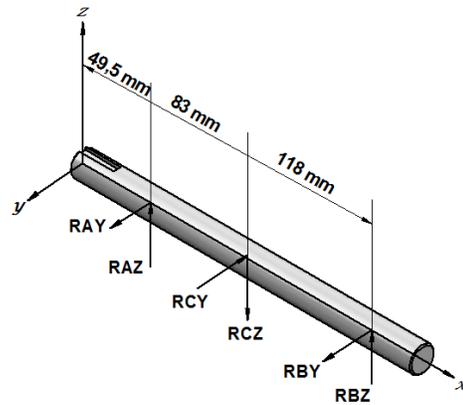
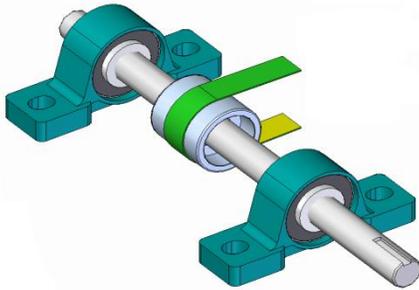
$$M_{\max} = 76,995 Nm$$

$$d = \left[\frac{32n_s * \sqrt{M^2 + T^2}}{\pi S_y} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32(1,5)}{\pi(205 * 10^6)} * \sqrt{96,995^2 + 20,69^2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0,01811m \cong 18,11mm$$

5.2.3 Diseño del eje de salida del sistema.



$$\frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{N_1}{N_2}$$

$$\Omega_2 = \left[\frac{38,1}{50,8} \right] * 15,705$$

$$\Omega_2 = 11,78 \text{ rad/seg}$$

$$Pot = T \omega$$

$$T = \frac{Pot}{\omega} \rightarrow T = \frac{325}{11,78} = 27,59 \text{ N.m}$$

$$\sum M_Y = 0$$

$$-27,29(0,083) + 0,201R_{BZ} = 0$$

$$R_{BZ} = 11,27 \text{ N}$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} = 27,29$$

$$R_{AZ} = 16,02 \text{ N}$$

$$\sum M_Z = 0$$

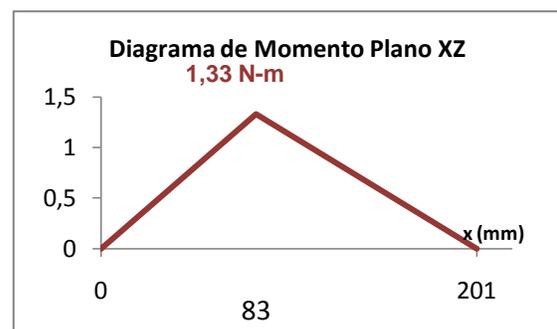
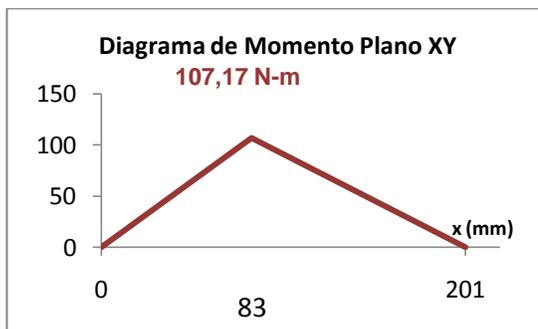
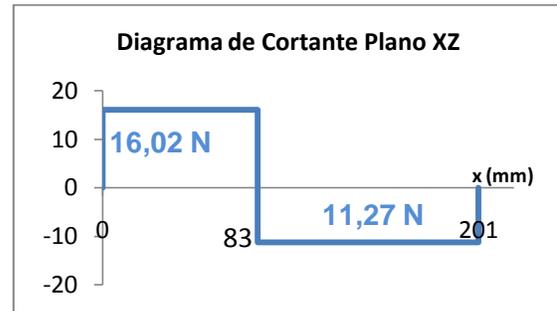
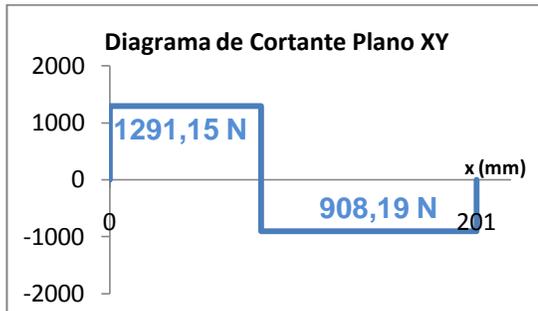
$$2199,34(0,083) - 0,201R_{BY} = 0$$

$$R_{BY} = 908,19 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} = 2199,34$$

$$R_{AY} = 1291,15 \text{ N}$$



$$M_{\max} = \sqrt{107,17^2 + 1,33^2}$$

$$M_{\max} = 107,18 Nm$$

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} * \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{32(1,5)}{\pi(205 * 10^6)} * \sqrt{107,18^2 + 27,59^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,0187 m \cong 18,7 mm$$

Al igual que en el anterior sistema el diámetro mayor será el factor influyente en la selección del tamaño de los ejes para este sistema; razón por la cual se escogió que el diámetro de los ejes fuera de 19 mm. Es importante resaltar que las demás dimensiones de los otros módulos influirán en la selección final de un diámetro particular para todos los ejes para evitar elementos con distintas geometrías que impliquen utilizar acoples, soportes y otros elementos que incrementarían el costo del banco.

El cálculo de los esfuerzos se realizó en el eje más crítico del sistema y fueron calculados de la siguiente manera:

$$\phi = 0,022m \rightarrow r = 0,011m$$

$$c = 0,011m$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \rightarrow J = \frac{\pi(0,022)^4}{32} \rightarrow J = 2,2998e^{-8}m$$

$$I = \frac{\pi}{4} * r^4 \rightarrow I = \frac{\pi}{4} * (0,011)^4 \rightarrow I = 1,1499e^{-8}m$$

$$\tau = \frac{Tc}{J} \rightarrow \tau = \frac{27,59 * 0,011}{2,2998e^{-8}} \rightarrow \tau = 13,1963Mpa$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \rightarrow \sigma = \frac{107,18 * 0,011}{1,1499e^{-8}} \rightarrow \sigma = 102,5288Mpa$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{102,5288}{2} \pm \sqrt{(13,1963)^2 + \left(\frac{102,5288}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_1 = 104,200Mpa$$

$$\sigma_2 = -1,6712Mpa$$

Esfuerzo equivalente y esfuerzo cortante máximo.

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2)^{0,5}$$

$$\sigma_e = [(104,200)^2 + (-1,6712)^2 - 104,200(-1,6712)]^{0,5}$$

$$\sigma_e = 105,0189Mpa$$

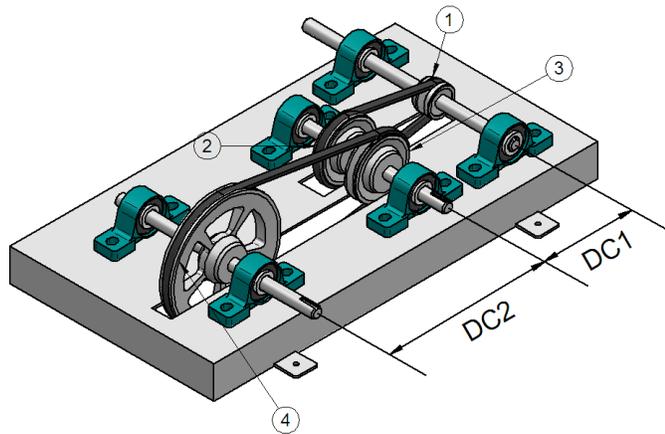
$$\tau_{\max} = \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2} \rightarrow \tau_{\max} = \sqrt{(13,1963)^2 + \left(\frac{102,5288}{2}\right)^2}$$

$$\tau_{\max} = 52,935Mpa$$

5.3 SISTEMA DE TRANSMISION POR BANDAS EN V.

Para el modulo de bandas trapezoidales se estableció una distribución de poleas, transmitiendo el movimiento de la polea 1 a la 2 y de la 3 a la 4 incrementando el torque en cada paso de las transmisiones; en la figura 18 se puede observar la ubicación de los elementos dentro del modulo.

FIGURA 18 Modular de bandas trapezoidales.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Noviembre de 2009.

En la tabla 6 se encuentra la información correspondiente a las dimensiones de cada polea y la distancia que hay para cada paso dentro del sistema.

Tabla 6 Dimensiones geométricas de las poleas y distancias entre centros de los ejes.

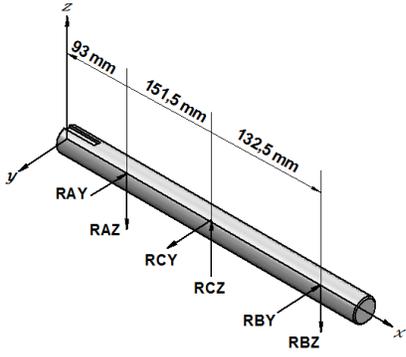
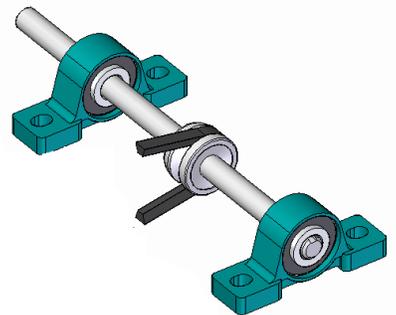
DIMENSIONES GEOMETRICAS DEL SISTEMA		
Polea	Ø ext. (mm)	Espesor (mm)
1	5,08	33
2	10,16	30
3	10,16	30
4	20,32	36

Distancia central 1 (mm) : 160
Distancia central 2 (mm) : 285

Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Noviembre de 2009.

De acuerdo a las características de operación de este sistema a continuación se presenta el procedimiento para determinar las características geométricas de los ejes que se encuentran dentro de este modulo.

5.3.1 Diseño del eje motriz.



$$Pot = 325watt \rightarrow 0,4358hp$$

Potencia nominal.

$$h_{pr} = h_p (F_1 + F_2)$$

F₂: Ecuación 18,12 pagina 835 del libro Hamrock.

F₁: Tabla 18,1 pagina 835 del libro Hamrock.

$$h_{pr} = 0,4358(1,3 + 0,4) = 0,7804hp \rightarrow 552,41watts = Pot$$

$$Pot = T * \omega$$

$$\omega = 200 \frac{rev}{min} * \frac{1 min}{60seg} * \frac{2\pi rad}{1rev} = 20,94 \frac{rad}{seg}$$

$$T = \frac{552,41}{20,94} = 26,37 Nm$$

$$\alpha = \text{sen}^{-1}\left(\frac{r_2 - r_1}{cd}\right)$$

$$d_1 = 2in \rightarrow 50,8mm$$

$$d_2 = 4in \rightarrow 101,6mm$$

$$\alpha = \text{sen}^{-1}\left(\frac{101,6 - 50,8}{320}\right) \rightarrow \alpha = 9,13^\circ$$

$$\phi_1 = 180 + 2(9,13) = 198,26^\circ$$

$$\mu = 0,35$$

$$T = (F_1 - F_2)0,0254$$

$$F_1 - F_2 = 1038,19N$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\left(\frac{\mu \phi \pi}{180^\circ}\right)} \rightarrow F_1 = 3,36F_2$$

$$F_2 = 439,91N \rightarrow F_Z \rightarrow R_{CZ}$$

$$F_1 = 1478,1N \rightarrow F_Y \rightarrow R_{CY}$$

$$\sum M_Y = 0$$

$$0,1515R_{CZ} - 0,284R_{BZ} = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{0,1515 * 439,91}{0,284}$$

$$R_{BZ} = 234,67N$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} = R_{CZ}$$

$$R_{AZ} = 439,91 - 234,67$$

$$R_{AZ} = 205,24N$$

$$\sum M_Z = 0$$

$$-0,1515R_{CY} + 0,284R_{BY} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{0,1515 * 1478,1}{0,284}$$

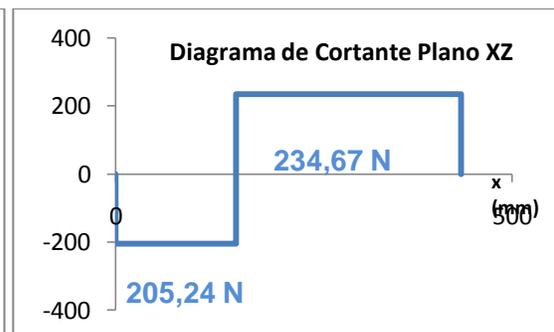
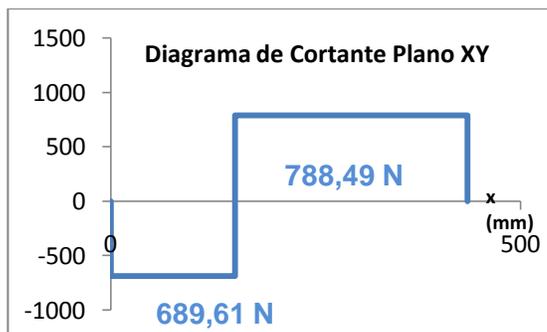
$$R_{BY} = 788,49N$$

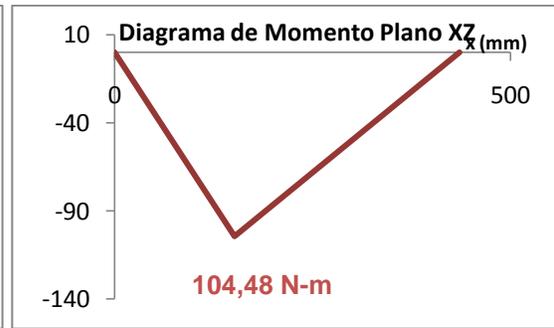
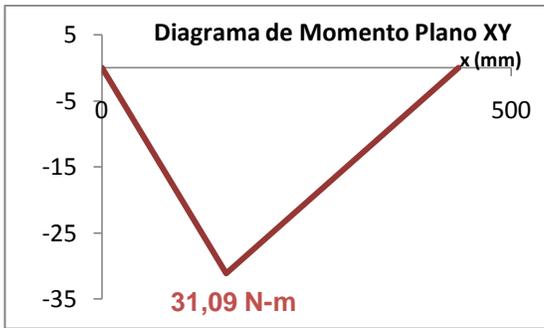
$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} = R_{CY}$$

$$R_{AY} = 1478,1 - 788,49$$

$$R_{AY} = 689,61N$$





$$M_{\max} = \sqrt{31,09^2 + 104,48^2}$$

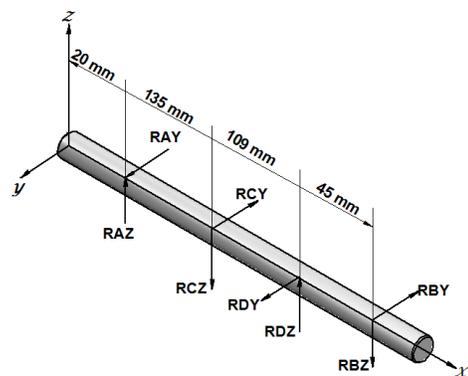
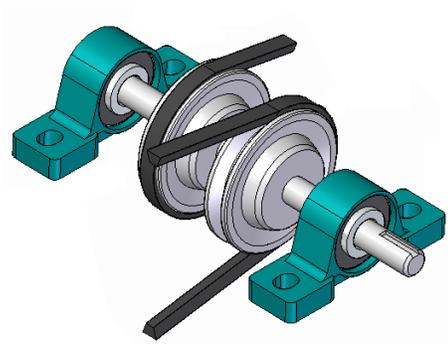
$$M_{\max} = 109 Nm$$

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} * \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32(1,5)}{\pi(205 * 10^6)} * \sqrt{109^2 + 26,37^2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0,01829m \cong 18,29mm$$

5.3.2 Diseño del eje intermedio.



$$\frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{\phi_1}{\phi_2}$$

$$\Omega_2 = \left[\frac{2}{4} \right] * 20,94$$

$$\Omega_2 = 10,47 \text{ rad/s}$$

$$Pot = 552,41 \text{ watts}$$

$$T = \frac{552,41}{10,47}$$

$$T = 52,76 \text{ Nm}$$

$$T = (F_1 - F_2)0,0508$$

$$F_1 - F_2 = 1038,19 \text{ N}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\left(\frac{\mu \phi \pi}{180^\circ} \right)} \rightarrow F_1 = 3,36 F_2$$

$$F_2 = 440,08 \text{ N} \rightarrow R_{DY}$$

$$F_1 = 1478,66 \text{ N} \rightarrow R_{DZ}$$

$$\sum M_Y = 0$$

$$-439,91(0,135) + 440,08(0,244) - (0,289)R_{BZ} = 0$$

$$R_{BZ} = 166,08 \text{ N}$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$R_{AZ} - 439,91 + 440,08 - 166,08 = 0$$

$$R_{AZ} = 165,9 \text{ N}$$

$$\sum M_Z = 0$$

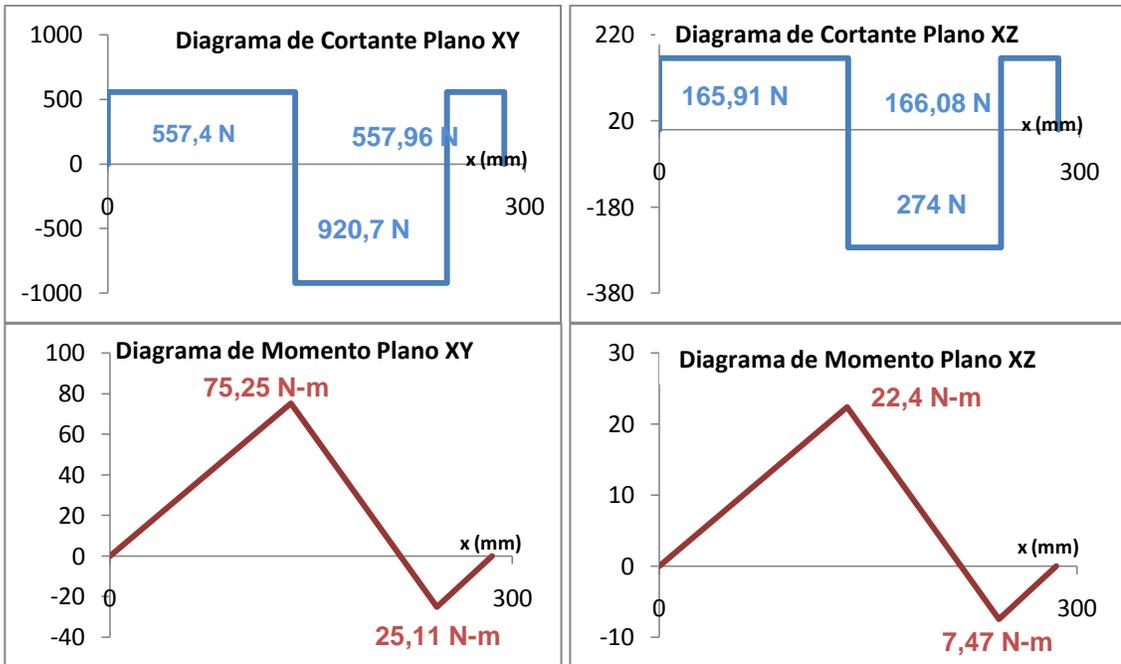
$$1478,1(0,135) - 1478,66(0,244) + 0,289 R_{BY} = 0$$

$$R_{BY} = 557,96 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} - 1478,1 + 1478,66 - 557,96 = 0$$

$$R_{AY} = 557,4 \text{ N}$$



$$M_{\max} = \sqrt{22,4^2 + 75,25^2}$$

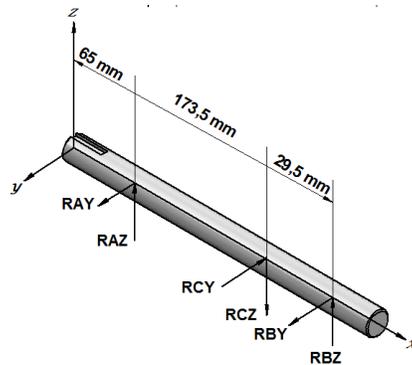
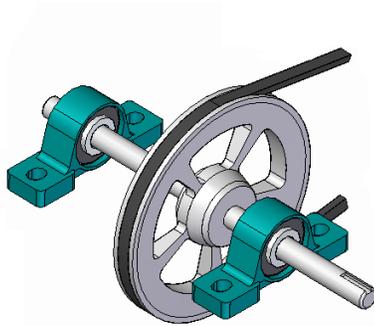
$$M_{\max} = 78,51 Nm$$

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} * \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{32(1,5)}{\pi(205 * 10^6)} * \sqrt{78,51^2 + 152,76^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,01917m \cong 19,17mm$$

5.3.3 Diseño del eje de salida del sistema.



$$\frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{\phi_1}{\phi_2}$$

$$\phi_1 = 4 \text{ pul} = 0,1016 \text{ m}$$

$$\phi_2 = 8 \text{ pul} = 0,2032 \text{ m}$$

$$\Omega_2 = 5,235 \text{ rad/seg}$$

$$\Omega_1 = 10,47 \text{ rad/seg}$$

$$T = \frac{Pot}{\omega}$$

$$T = \frac{552,41}{5,235}$$

$$T = 105,52 \text{ Nm}$$

$$\sum M_Y = 0$$

$$-440,08(0,1735) - 0,284R_{BZ} = 0$$

$$R_{BZ} = 376,13 \text{ N}$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} = 440,08$$

$$R_{AZ} = 440,08 - 376,13$$

$$R_{AZ} = 63,95 \text{ N}$$

$$\sum M_Z = 0$$

$$1478,66(0,1735) - 0,203R_{BY} = 0$$

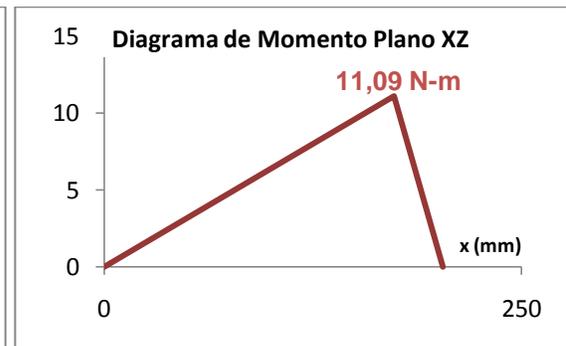
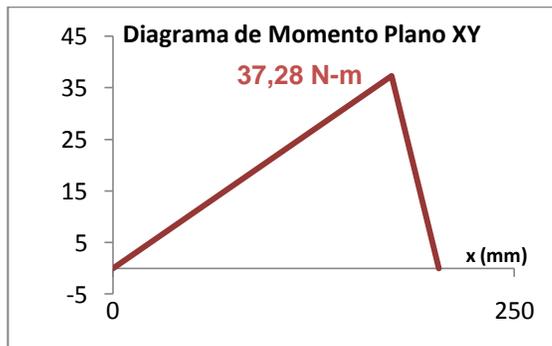
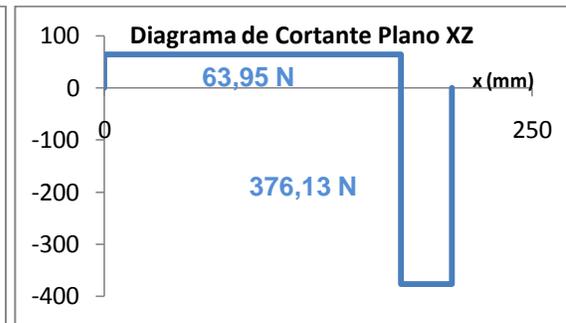
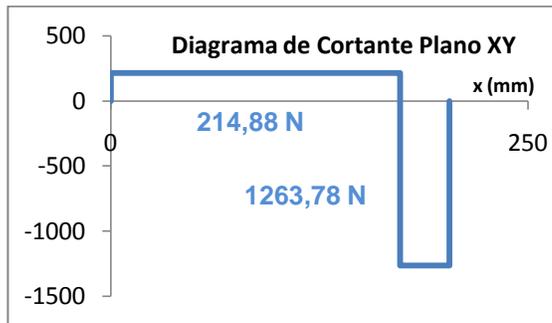
$$R_{BY} = 1263,78 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} = 1478,66$$

$$R_{AY} = 1478,66 - 1263,78$$

$$R_{AY} = 214,88 \text{ N}$$



$$M_{\max} = \sqrt{11,09^2 + 37,28^2}$$

$$M_{\max} = 38,89 Nm$$

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} * \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32(1,5)}{\pi(205 * 10^6)} * \sqrt{38,89^2 + 105,52^2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0,01831m \cong 18,31mm$$

De acuerdo con los cálculos obtenidos en el proceso de diseño de los ejes, se obtuvo para cada elemento un valor de diámetro distinto, siendo el diámetro del eje intermedio el que será considerado como mínimo en la selección de la geometría para este sistema.

Como parte del desarrollo y complemento de los cálculos; se analizará el comportamiento del eje con la herramienta CAE – ANSYS comparando entre ambos el esfuerzo equivalente y el esfuerzo cortante máximo para el elemento en cuestión.

Tomando en cuenta las características del eje más crítico; los cálculos de los esfuerzos son los siguientes:

$$\phi = 0,019m \rightarrow r = 9,5e^{-3}m$$

$$c = 9,5e^{-3}m$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \rightarrow J = \frac{\pi(0,019)^4}{32} \rightarrow J = 1,2794e^{-8}m$$

$$I = \frac{\pi}{4} * r^4 \rightarrow I = \frac{\pi}{4} * (9,5e^{-3})^4 \rightarrow I = 6,3971e^{-9}m$$

$$\tau = \frac{Tc}{J} \rightarrow \tau = \frac{27,59 * 9,5e^{-3}}{1,2794e^{-8}} \rightarrow \tau = 78,3523Mpa$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \rightarrow \sigma = \frac{107,18 * 9,5e^{-3}}{6,3971e^{-9}} \rightarrow \sigma = 57,7535Mpa$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{57,7535}{2} \pm \sqrt{(78,3523)^2 + \left(\frac{57,7535}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_1 = 112,3809Mpa$$

$$\sigma_2 = -54,6274Mpa$$

Esfuerzo equivalente y Esfuerzo cortante máximo

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2)^{0,5}$$

$$\sigma_e = [(112,3809)^2 + (-54,6274)^2 - 112,3809(-54,6274)]^{0,5}$$

$$\sigma_e = 115,6359Mpa$$

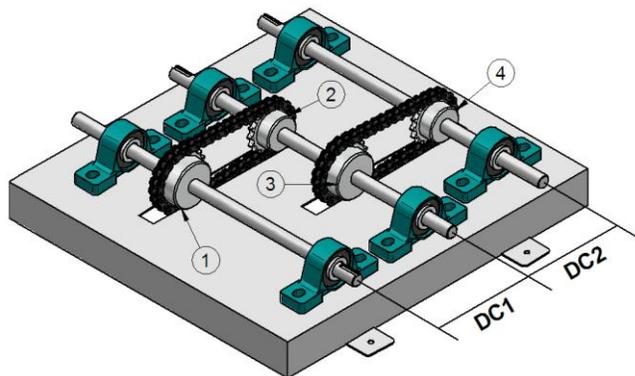
$$\tau_{\max} = \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2} \rightarrow \tau_{\max} = \sqrt{(78,3523)^2 + \left(\frac{57,7535}{2}\right)^2}$$

$$\tau_{\max} = 67,5041Mpa$$

5.4 SISTEMA DE TRANSMISION POR CADENAS.

En comparación con los anteriores sistemas para este en particular, se decidió que la transmisión de movimiento se realizara desde el piñón grande (piñón 1) al piñón 2 el cual presenta geometría de menor tamaño como se puede ver en la tabla 7; obteniendo con esto una reducción de torque para cada paso presente dentro de este sistemas. La ilustración del modulo se puede ver en la figura 19.

FIGURA 19 Modular de cadenas de rodillos.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Noviembre de 2009.

Tabla 7 Dimensiones geométricas de los piñones y distancias entre centros de los ejes.

DIMENSIONES GEOMETRICAS DEL SISTEMA			
Piñón	Ø (mm)	Espesor (mm)	Z
1	9,525	10	21
2	7,62	10	17
3	9,525	10	21
4	7,62	10	17
Distancia central 1 (mm) : 160			
Distancia central 2 (mm) : 160			

Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Noviembre de 2009.

Los cálculos referentes al diámetro del eje al igual que en los anteriores casos fueron realizados de acuerdo al libro Elementos de maquinas Bernard J. Hamrock; pero en cuanto a ciertas características de la cadena de rodillos fueron tomados

del libro diseño de elementos de maquinas Robert L. Mott, siendo esta una cadena simple de rodillos numero 40; proceso que se realizo de la siguiente manera:

$$Pot = 325watts$$

$$\omega = 200rpm \rightarrow 200 \frac{rev}{min} * \frac{1min}{60seg} * \frac{2\pi rad}{1rev} = 20,94 rad/seg$$

$$Pot = T\omega$$

$$T = \frac{Pot}{\omega} \rightarrow T = \frac{325}{20,94} = 15,52N.m$$

$$\mu = 0,35$$

$$r_2 = 47,63mm$$

$$r_1 = 38,1mm$$

De la tabla 7,5 pagina 287 del libro diseño de elementos de maquinas Robert L. Mott y de acuerdo con el numero de dientes de la Catarina motora se pudo establecer la capacidad Hp de la misma.

Tabla 8 Capacidades en caballos de fuerza-cadena simple de rodillos número 40.

Número de dientes	17	21
velocidad mínima de giro de la Catarina=200rpm	1,55 hp	1,91 hp
Hp – watts	1155,84 w	1424,29 w

Fuente: Diseño de elementos de maquinas, cuarta edición- Robert L. Mott.

Noviembre de 2009.

$$h_{pr} = h_p * a_1 * a_2$$

Factores de servicio $a_1 = 1$ $a_2=1$

Catarina grande.

$$\phi = 180 - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{(r_2 - r_1)}{c} \right]$$

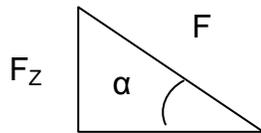
$$\phi = 180 - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{(47,63 - 38,1)}{160} \right]$$

$$\phi = 173,17^\circ$$

$$\alpha_1 = 3,41^\circ$$

$$T = F * d$$

$$F = \frac{15,52}{325,84} = 325,84 N$$



$$\operatorname{sen} \alpha = \frac{F_z}{F} \rightarrow \operatorname{sen} 3,41 = \frac{F_z}{325,84} \rightarrow 325,84 \operatorname{sen} 3,41$$

$$F_z = 19,3811 N$$

$$\cos \alpha = \frac{F_y}{F} \rightarrow \cos 3,41 = \frac{F_y}{325,84} \rightarrow 325,84 \cos 3,41$$

$$F_y = 325,263 N$$

Catarina pequeña.

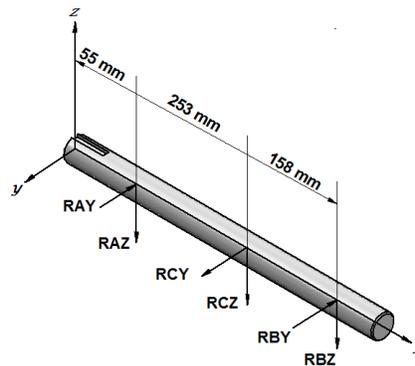
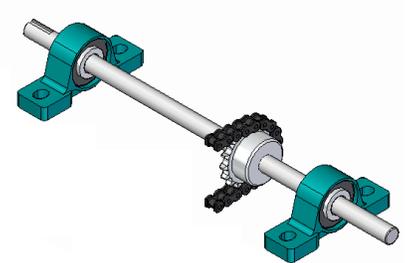
$$\phi = 180 + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{(r_2 - r_1)}{c} \right]$$

$$\phi = 180 + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{(47,63 - 38,1)}{160} \right]$$

$$\phi = 186,82^\circ$$

$$\alpha_2 = 3,41^\circ$$

5.4.1 Diseño del eje motriz.



$$\sum M_Y = 0$$

$$-19,3811(0,253) + 0,411R_{BZ} = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{19,3811 * 0,253}{0,411}$$

$$R_{BZ} = 11,930N$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} = 19,3811$$

$$R_{AZ} = 19,3811 - 11,930$$

$$R_{AZ} = 7,4511N$$

$$\sum M_Z = 0$$

$$-325,263(0,253) - 0,411R_{BY} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{325,263 * 0,253}{0,411}$$

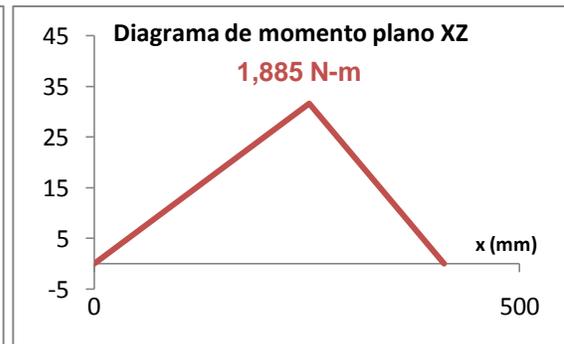
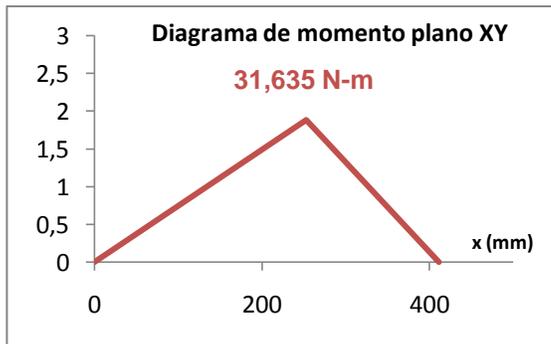
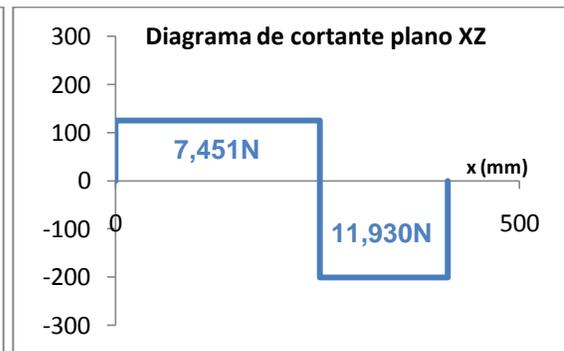
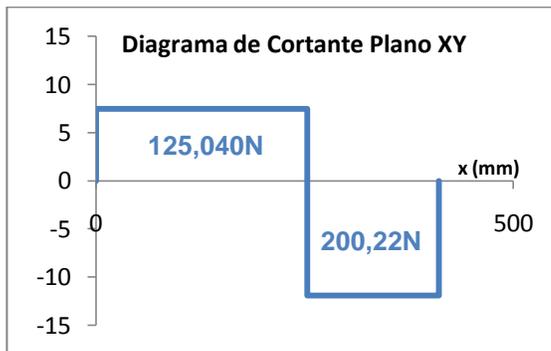
$$R_{BY} = 200,22N$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} = 325,263$$

$$R_{AY} = 325,263 - 200,22$$

$$R_{AY} = 125,040N$$



$$M_{\max} = \sqrt{31,635^2 + 1,885^2}$$

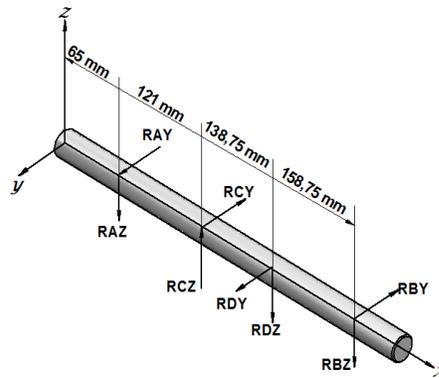
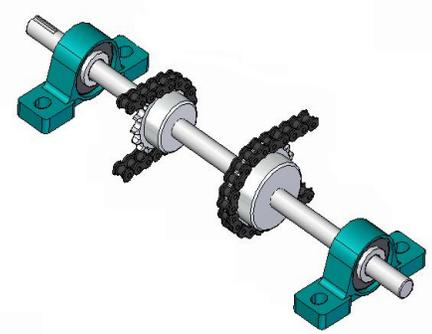
$$M_{\max} = 31,69Nm$$

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} * \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{32(1,5)}{\pi(205 * 10^6)} * \sqrt{31,69^2 + 15,52^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,0138m \cong 13,8mm$$

5.4.2 Diseño del eje intermedio.



$$\frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{\phi_1}{\phi_2}$$

$$\Omega_2 = \left[\frac{47,63}{38,1} \right] * 20,94$$

$$\Omega_2 = 26,18 \text{ rad/s}$$

$$r_1 = 47,63mm$$

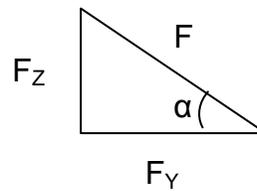
$$r_2 = 3,81mm$$

$$\omega = 20,94Nm$$

$$T = \frac{Pot}{\omega}$$

$$T = \frac{325}{26,18}$$

$$T = 26,18Nm$$



$$\text{sen } \alpha = \frac{F_z}{F} \rightarrow \text{sen } 3,41 = \frac{F_z}{260,634} \rightarrow 260,634 \text{sen } 3,41$$

$$F_z = 15,50N$$

$$\text{cos } \alpha = \frac{F_y}{F} \rightarrow \text{cos } 3,41 = \frac{F_y}{260,634} \rightarrow 260,634 \text{cos } 3,41$$

$$F_y = 260,17N$$

$$\sum M_Y = 0$$

$$19,3811(0,121) + 15,50(0,25975) = (0,4185)R_{BZ}$$

$$R_{BZ} = \frac{(19,3811 * 0,121) + (15,50 * 0,25975)}{0,4185}$$

$$R_{BZ} = 4,0167N$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$19,3811 - 15,50 + 4,0167 = R_{AZ}$$

$$R_{AZ} = 7,8978N$$

$$\sum M_Z = 0$$

$$325,263(0,121) + 260,17(0,25975) = (0,4185)R_{BY}$$

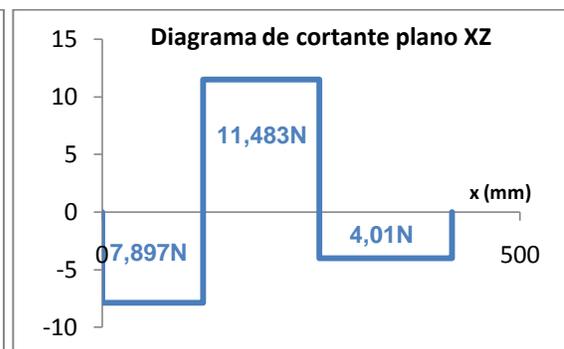
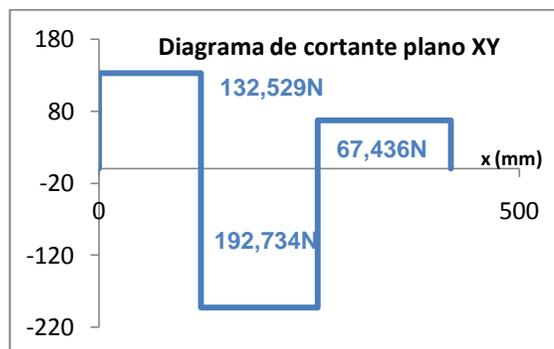
$$R_{BY} = \frac{(325,263 * 0,121) + (260,17 * 0,25975)}{0,4185}$$

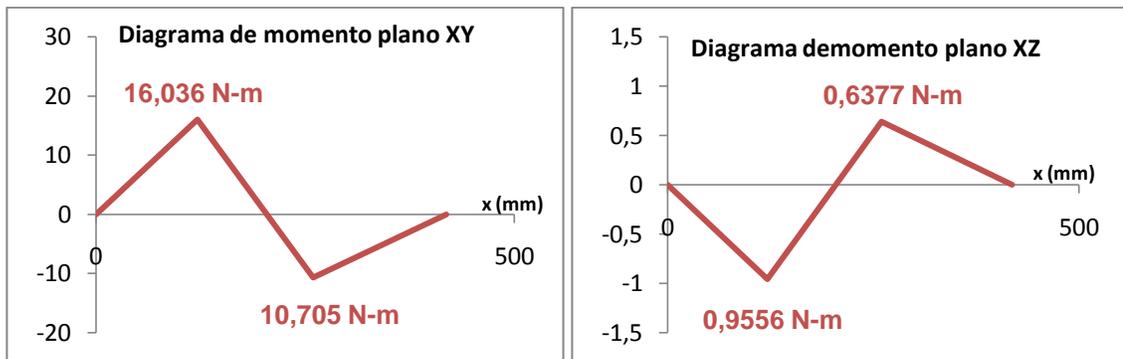
$$R_{BY} = 67,436N$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} - 325,263 + 260,17 - 67,436 = 0$$

$$R_{AY} = 132,529N$$





$$M_{\max} = \sqrt{16,036^2 + 0,9556^2}$$

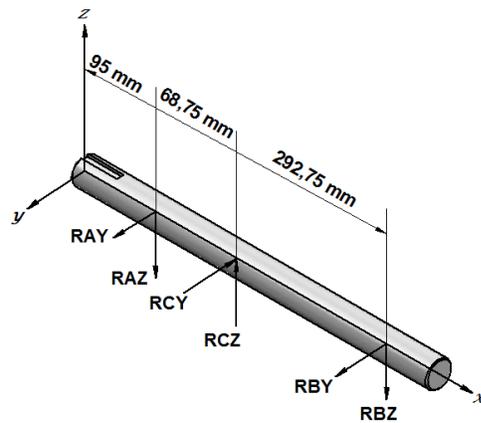
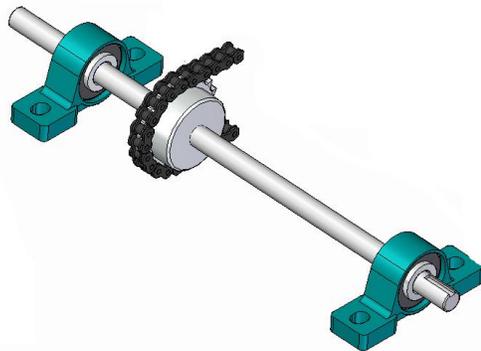
$$M_{\max} = 16,064 Nm$$

$$d = \left[\frac{32n_s * \sqrt{M^2 + T^2}}{\pi S_y} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32(1,5)}{\pi(205 * 10^6)} * \sqrt{16,064^2 + 12,4140^2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0,0114m \cong 11,4mm$$

5.4.3 Diseño del eje de salida del sistema.



$$\frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{\phi_1}{\phi_2}$$

$$\Omega_2 = \left[\frac{47,63}{38,1} \right] * 26,18$$

$$\Omega_2 = 32,72 \text{ rad/s}$$

$$T = \frac{Pot}{\omega}$$

$$T = \frac{325}{32,72}$$

$$T = 9,932 \text{ Nm}$$

$$r_1 = 47,63 \text{ mm}$$

$$r_2 = 3,81 \text{ mm}$$

$$\omega = 26,18 \text{ Nm}$$

$$\sum M_Y = 0$$

$$-15,50(0,06875) + 0,3615R_{BZ} = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{15,50 * 0,06875}{0,361}$$

$$R_{BZ} = 2,9477 \text{ N}$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} = 15,50$$

$$R_{AZ} = 15,50 - 2,9477$$

$$R_{AZ} = 12,5523 \text{ N}$$

$$\sum M_Z = 0$$

$$260,17(0,06875) - 0,3615R_{BY} = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{260,17 * 0,06875}{0,3615}$$

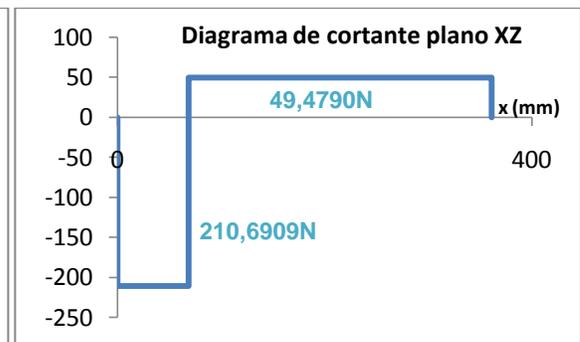
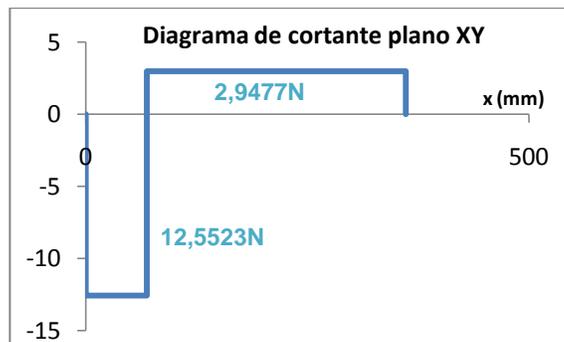
$$R_{BZ} = 49,4790 \text{ N}$$

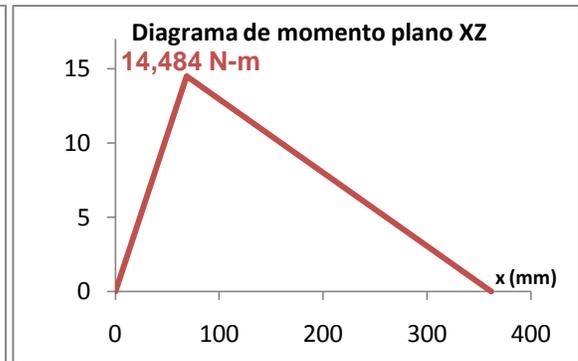
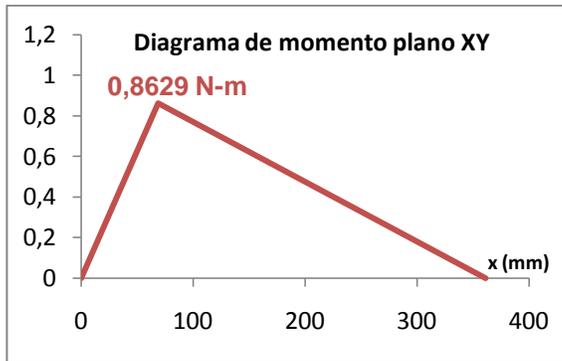
$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} = 260,17$$

$$R_{AY} = 260,17 - 49,4790$$

$$R_{AY} = 210,6909 \text{ N}$$





$$M_{\max} = \sqrt{0,8629^2 + 14,484^2}$$

$$M_{\max} = 14,509 Nm$$

$$d = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} * \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{32(1,5)}{\pi(205 * 10^6)} * \sqrt{14,509^2 + 9,932^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,010m \cong 10mm$$

De acuerdo con los cálculos obtenidos en el proceso de diseño de los ejes, se obtuvo para cada elemento un valor de diámetro distinto, siendo el diámetro del eje intermedio el que será considerado como mínimo en la selección de la geometría para este sistema.

Como parte del desarrollo y complemento de los cálculos; se analizará el comportamiento del eje con la herramienta CAE – ANSYS comparando entre ambos el esfuerzo equivalente y el esfuerzo cortante máximo para el elemento en cuestión.

Tomando en cuenta las características del eje más crítico; los cálculos de los esfuerzos son los siguientes:

$$\phi = 0,019m \rightarrow r = 9,5e^{-3}m$$

$$c = 9,5e^{-3}m$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \rightarrow J = \frac{\pi(0,019)^4}{32} \rightarrow J = 1,2794e^{-8}m$$

$$I = \frac{\pi}{4} * r^4 \rightarrow I = \frac{\pi}{4} * (9,5e^{-3})^4 \rightarrow I = 6,3971e^{-9}m$$

$$\tau = \frac{Tc}{J} \rightarrow \tau = \frac{15,52 * 9,5e^{-3}}{1,2794e^{-8}} \rightarrow \tau = 11,5241Mpa$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \rightarrow \sigma = \frac{31,69 * 9,5e^{-3}}{6,3971e^{-9}} \rightarrow \sigma = 47,0611Mpa$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{47,0611}{2} \pm \sqrt{(11,5241)^2 + \left(\frac{47,0611}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_1 = 49,7315Mpa$$

$$\sigma_2 = -2,6704Mpa$$

Esfuerzo equivalente y Esfuerzo cortante máximo.

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2)^{0,5}$$

$$\sigma_e = [(49,7315)^2 + (-2,6704)^2 - 49,7315(-2,6704)]^{0,5}$$

$$\sigma_e = 50,9794Mpa$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2} \rightarrow \tau_{\max} = \sqrt{(11,5241)^2 + \left(\frac{47,0611}{2}\right)^2}$$

$$\tau_{\max} = 26,20Mpa$$

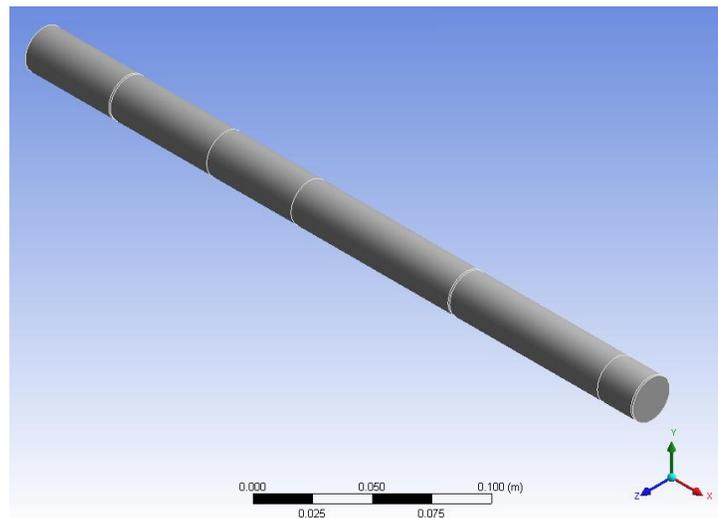
5.5 ANALISIS DE EJES EN ANSYS

Para corroborar los datos obtenidos de los cálculos realizados del esfuerzo equivalente y cortante máximo, fue necesario realizar el análisis de los ejes críticos de cada uno de los módulos por medio del software CAE ANSYS versión 12.0.

En el desarrollo del análisis con dicha herramienta se establecieron ciertas condiciones de acuerdo con las características de operación de cada sistema; teniendo en cuenta que cada modulo está sometido a cargas por acción del motor y el freno. Cabe enunciar que este sistema está destinado a propósitos académicos en donde la intensidad de operación no es tan extensa como para afectar el análisis estructural de estos elementos.

5.5.1 Geometría del eje

FIGURA 20 Geometría del eje.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

La geometría del eje también fue modelada con la herramienta CAD (Design Modeler) con la que cuenta el software, cuyas dimensiones varían con respecto del sistema que se vaya a analizar, en la tabla 9 se puede ver el tamaño de cada uno de los ejes

Tabla 9 Características geométricas de los ejes de acuerdo al tipo de sistema.

Sistema	Diámetro (mm)	Longitud (mm)
Engranajes	22 mm	300 mm
Bandas Planas	19 mm	358 mm
Bandas en V		363 mm
Cadenas		548 mm

Fuente: Elaborado por Diego Carvajal y Melvin Rojas. Diciembre de 2009

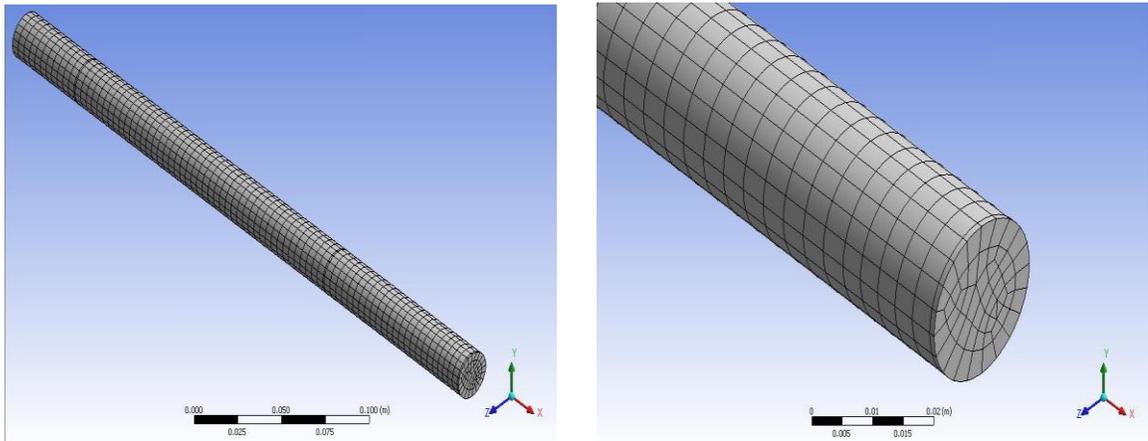
Después de realizar la pieza solida se deben representar las ubicaciones de las cargas provenientes por el motor y el freno; también se deben representar la posición de los rodamientos y los demás elementos que conforman cada uno de los módulos para lo cual se imprimen las caras dentro del eje en donde se encuentran ubicados dichos elementos. Realizar este proceso de imprimir caras es importante porque con esto se puede lograr la ubicación precisa de las cargas y soportes que están presentes en el eje disminuyendo la complejidad del análisis.

5.5.2 Mallado

El mallado en el proceso de análisis a través de ANSYS es un paso muy importante puesto que dependiendo de las características se pueden determinar cuan confiables serán los resultados que arroje el software. Al inicio del análisis en ANSYS el modelamiento del mallado resulta sencillo y disperso, el cual debe ser mejorado realizando un “sizing” en la periferia del eje aumentando el número de

divisiones a 20 con el fin de mejorar los resultados de esfuerzo y factor de seguridad en los ejes.

FIGURA 21 Mallado de los ejes.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

5.5.3 Resumen del eje.

Las cargas aplicadas en los ejes fueron las utilizadas en los cálculos del diseño, teniendo en cuenta la distribución y ubicación de los elementos; tomando en cuenta para el análisis el eje mas crítico dentro de cada sistema.

La aplicación de las cargas y soportes que influyen en el análisis de las ejes fueron las siguientes:

- Par torsor que actúa a lo largo del eje y varía en posición y magnitud dependiendo del sistema a analizar.
- “Cylindrical support” que representan a los rodamientos en los que se apoyan los ejes, esta opción permite la restricción o libertad de movimiento en las direcciones axial, radial o tangencial. Como los rodamientos permiten

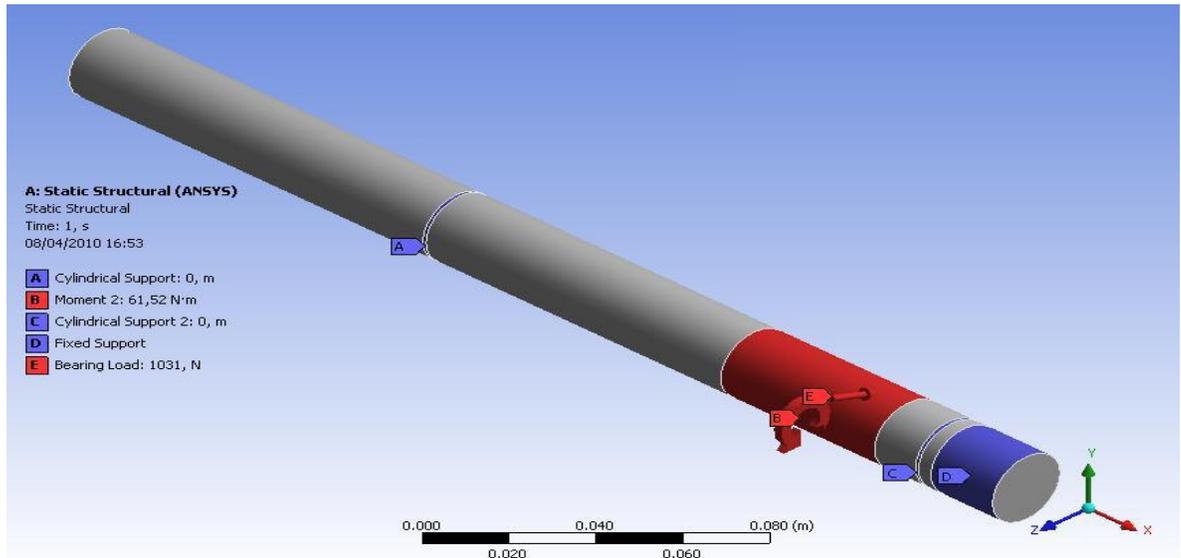
libertad de movimiento tangencial, esta opción quedara libre y las demás fijas en el proceso del análisis en ANSYS.

- Las fuerzas resultantes en los elementos de transmisión (engranajes, bandas y cadenas) producto del motor y la relación de movimientos, serán representadas como “Bearing load”; esta opción permite representar la fuerza como vector o componentes (X, Y ó Z). La magnitud de la fuerza aplicada al igual que el torque depende del eje que se vaya a analizar. ...véase en la sección 3...
- Al final el freno estará representado con un “fixed support”; esta opción es un tipo de soporte que restringe el movimiento en todas las direcciones con el propósito equilibrar el torque de entrada con otro a la salida de la misma magnitud.

5.5.4 Sistema de transmisión por engranajes

Para la selección del eje, se tuvo en cuenta el elemento con el mayor torque para realizar la simulación en ANSYS; en este caso el eje a la salida del sistema es el que cumple con estas características y de acuerdo con las cargas y soportes presentes en el eje se procedió a realizar el análisis en el software. En la figura 22 se puede apreciar la ubicación de las cargas, los soportes y el freno; utilizados para el análisis en el programa, teniendo un comportamiento similar para los demás sistemas.

FIGURA 22 Ubicación de cargas y soportes

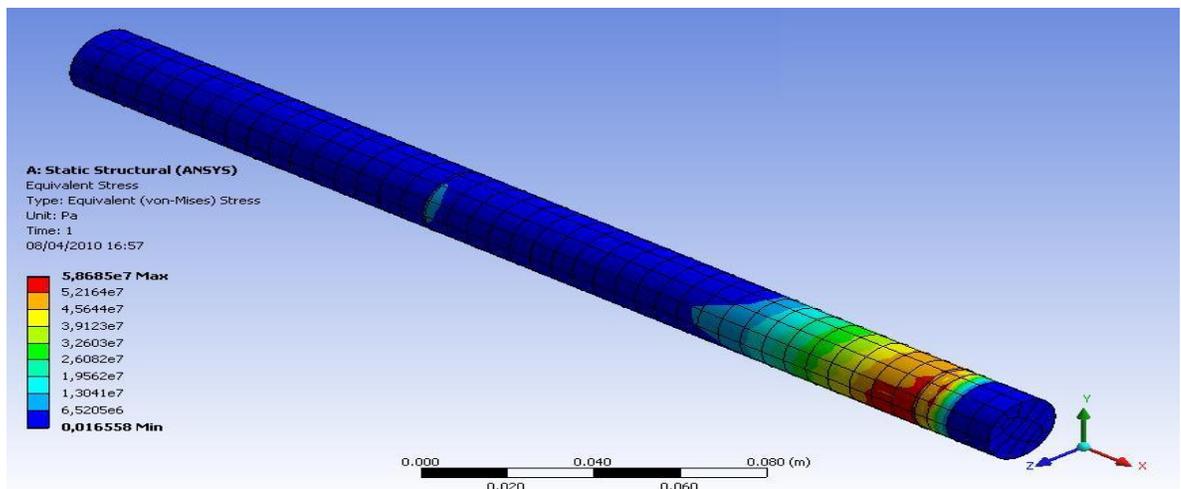


Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

5.5.4.1 Resultados obtenidos

Después de evaluadas las cargas presentes en el eje, se establecen los análisis requeridos para este caso serán enfocados conforme al esfuerzo equivalente, esfuerzo cortante, la deformación total y el factor de seguridad.

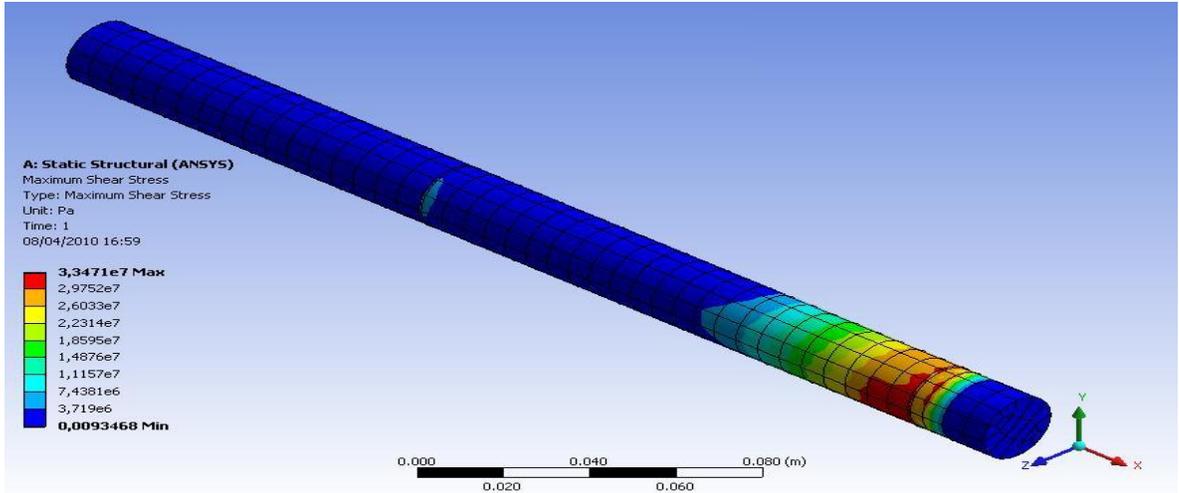
FIGURA 23 Esfuerzo equivalente.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

El esfuerzo equivalente máximo obtenido en ANSYS es de 58,68 MPa, figura 23.

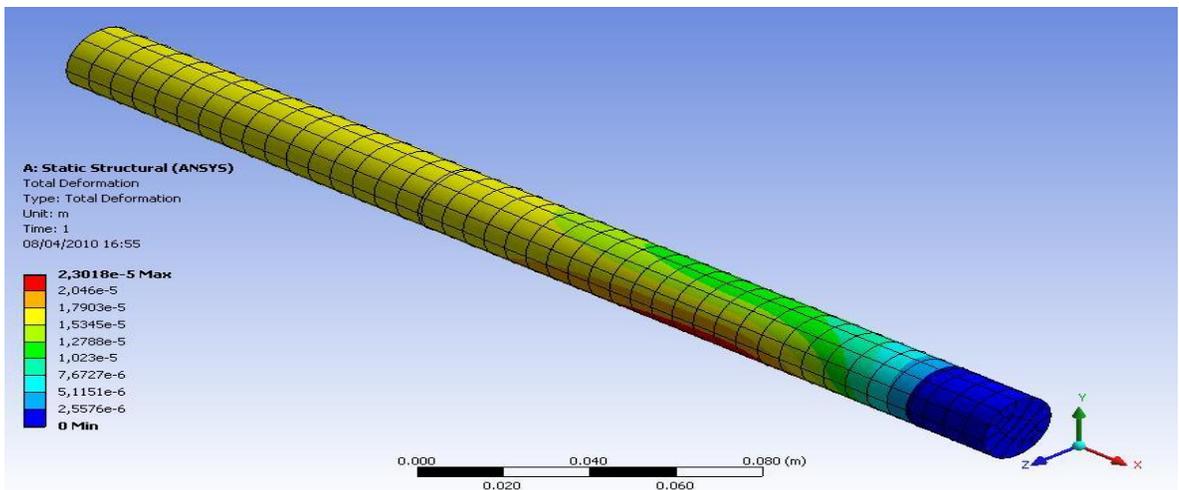
FIGURA 24 Esfuerzo cortante.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

El esfuerzo cortante máximo obtenido en ANSYS es de 33,47 MPa, figura 24.

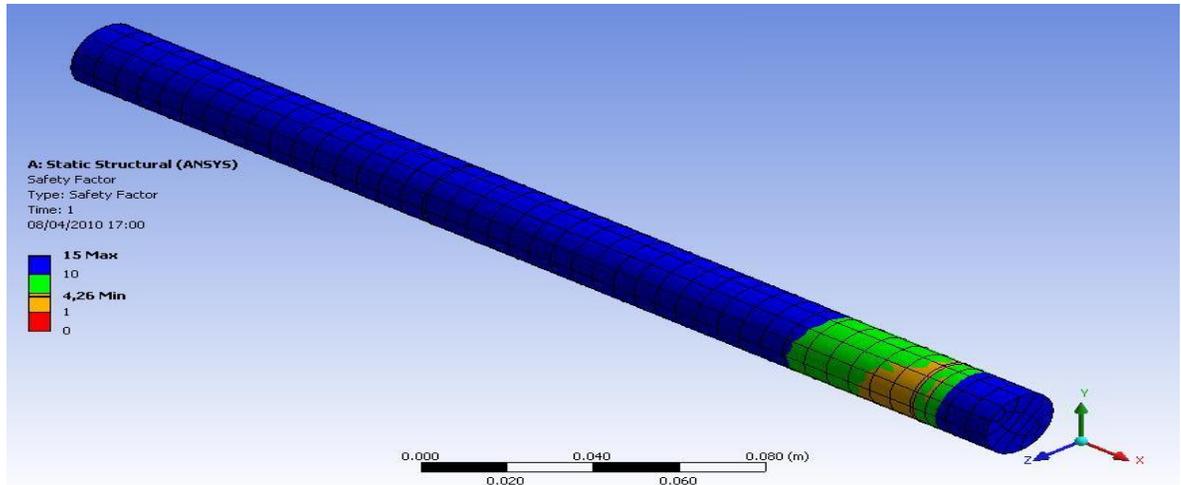
FIGURA 25 Deformación total.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

La deformación máximo obtenido en ANSYS es de 2,30815 e -5 m, figura 25.

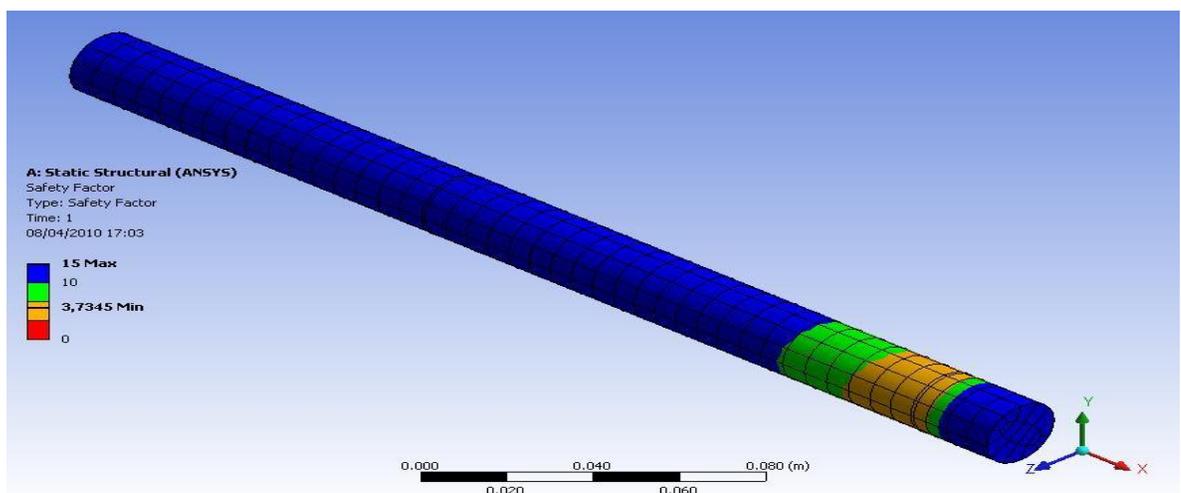
FIGURA 26 Factor de seguridad esfuerzo equivalente.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

Factor de seguridad mínimo por esfuerzo equivalente es de 4,26. Dicho valor se puede visualizar en la figura 26.

FIGURA 27 Factor de seguridad esfuerzo cortante.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

Factor de seguridad mínimo por esfuerzo cortante es de 3,73. Dicho valor se puede visualizar en la figura 27.

5.5.4.2 Análisis de resultados

De los resultados obtenidos en los cálculos realizados, el eje tuvo un comportamiento que presenta un esfuerzo equivalente de 59,20 MPa, un esfuerzo cortante de 34,95 MPa; para cuando el eje está sometido a un par torsor de 61,52 Nm proveniente de la transmisión de potencia que ocurre dentro del sistema, un momento flector máximo de 39,43 Nm proveniente de las reacciones que existen en el engranaje y también teniendo en cuenta las propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304 en el desarrollo del diseño.

Las respuestas que arroja la simulación realizada en ANSYS muestran un valor de esfuerzo equivalente de 58,68 Mpa y esfuerzo cortante de 33,47 MPa; puesto que para el análisis en el software se considero al freno como un soporte fijo en el que se encuentra apoyado el eje con lo que se ven afectadas las cargas y los momentos producidos dentro del elemento al considerar el freno como un apoyo mas del sistema; pese a esta consideración dentro del análisis en el programa, las respuestas arrojadas en comparación a las teóricas tienen un margen de error de aproximadamente 0,88% y 4,24%, considerando estos valores admisibles para un análisis estructural.

El mayor punto de deformación tiene un valor de 2,30815 e -5 m se encuentra ubicado donde se encuentran aplicadas las reacciones del engranaje, mientras el valor mínimo es 0,0 m y está ubicado en la posición que está recubierta por la acción del freno.

Con respecto a las gráficas de esfuerzos para ambos casos, la ubicación del punto crítico se encuentra en el área compartida entre el engranaje y uno de los apoyos; lugar donde se originan los mayores esfuerzos del eje cuando esta sometido al par

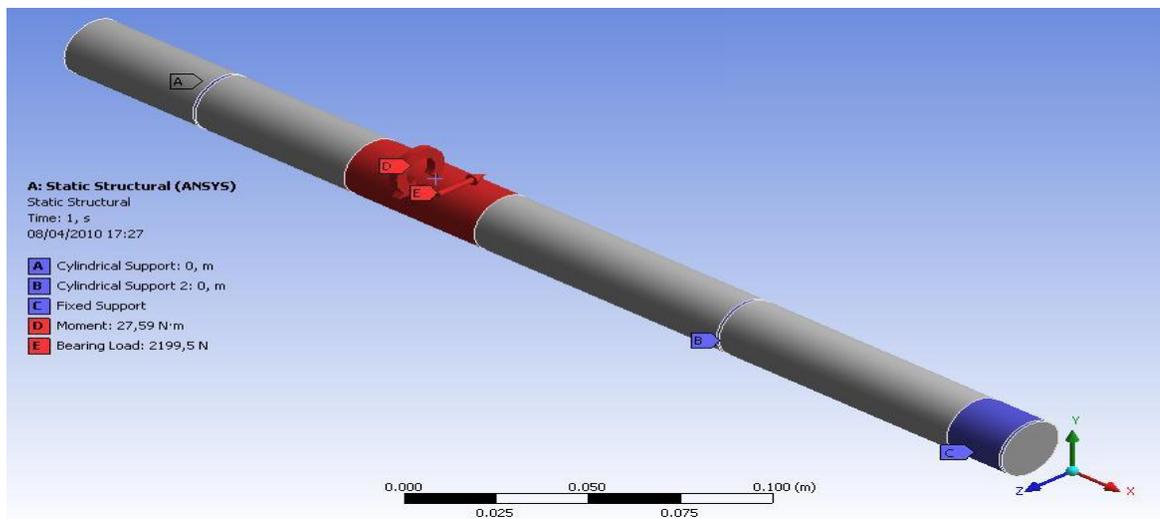
torsor y las reacciones aplicadas en el mismo; con lo que se podría considerar que en caso de originarse falla lo mas probable es que ocurra en esta localización.

El propósito de este diseño es asegurar que los elementos involucrados en las aplicaciones de cargas no fallen, por lo que se estableció un factor de seguridad de 1,5 para el análisis del comportamiento del eje, de acuerdo con las graficas 26 y 27 indica los factores por esfuerzo equivalente y por cortante con valores de 4,26 y 3,73 respectivamente con los que trabaja el eje asegurando así la operación confiable del sistema bajo las cargas a las que se encuentra sometido.

5.5.5 Sistema de transmisión por bandas planas

Para la selección del eje, se tuvo en cuenta el elemento con el mayor torque para realizar la simulación en ANSYS; en este caso el eje a la salida del sistema es el que cumple con estas características y de acuerdo con las cargas y soportes presentes en el eje se procedió a realizar el análisis en el software. En la figura 28 se puede apreciar la ubicación de las cargas, los soportes y el freno; utilizados para el análisis en el programa.

FIGURA 28 Ubicación de cargas y soportes

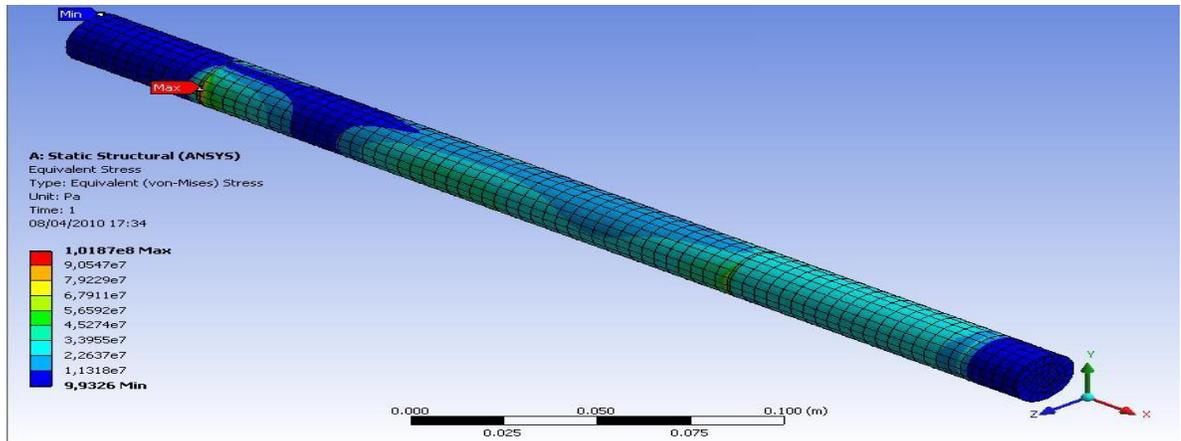


Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

5.5.5.1 Resultados obtenidos

Después de evaluadas las cargas presentes en el eje, se establecen los análisis requeridos para este caso serán enfocados conforme al esfuerzo equivalente, esfuerzo cortante, la deformación total y el factor de seguridad.

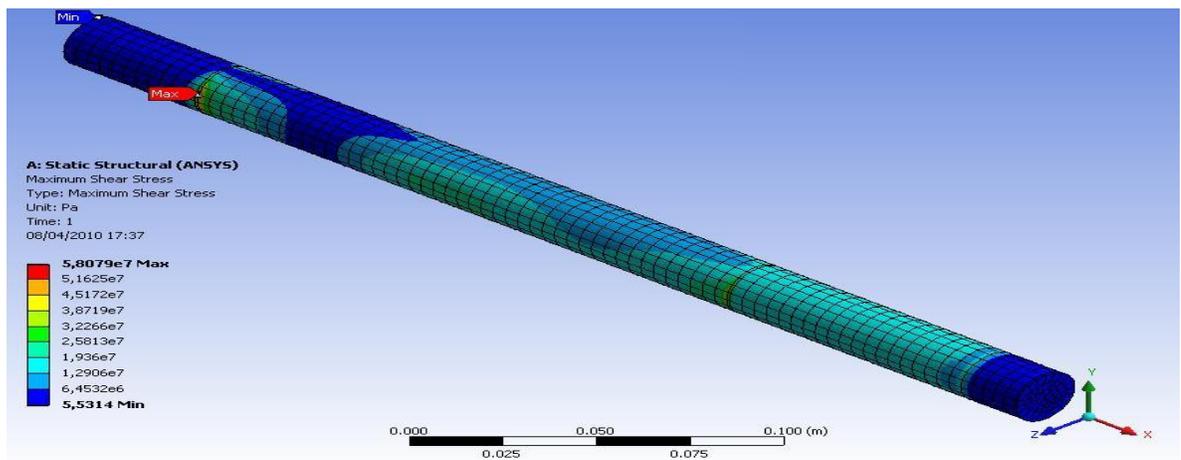
FIGURA 29 Esfuerzo equivalente.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

El esfuerzo equivalente máximo calculado en ANSYS es de 101,87 MPa, ver figura 29.

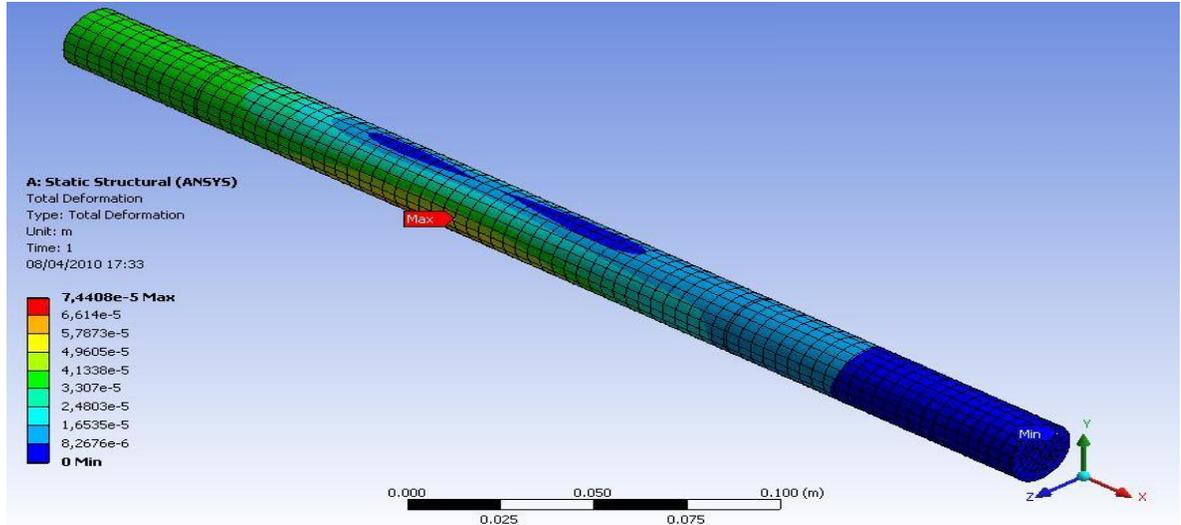
FIGURA 30 Esfuerzo cortante.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

El esfuerzo cortante máximo calculado en ANSYS es de 58,08 MPa, ver figura 30.

FIGURA 31 Deformación total.

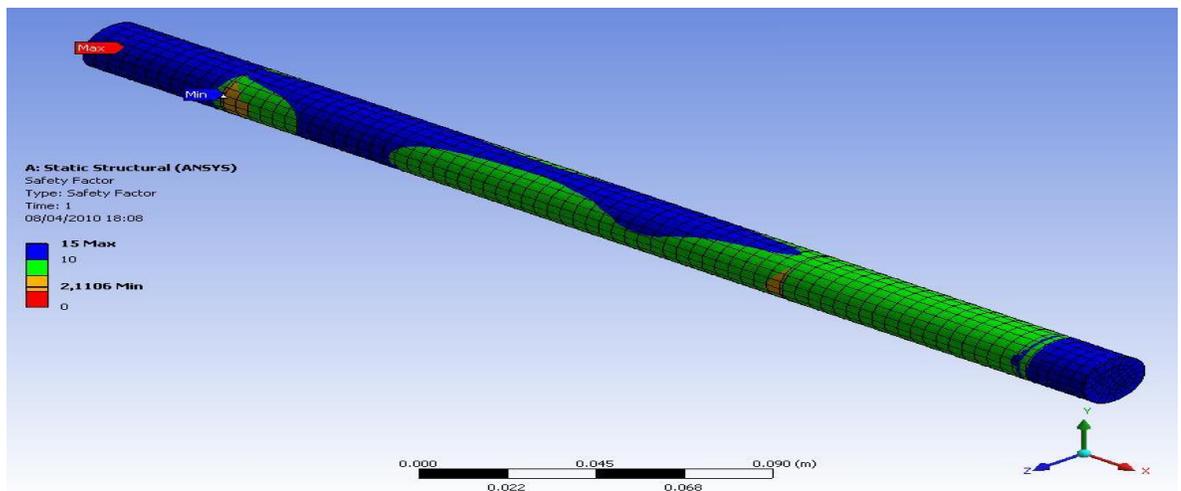


Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

La deformación máximo obtenido en ANSYS es de 7,4408 e -5 m, figura 31.

Factor de seguridad esfuerzo equivalente.

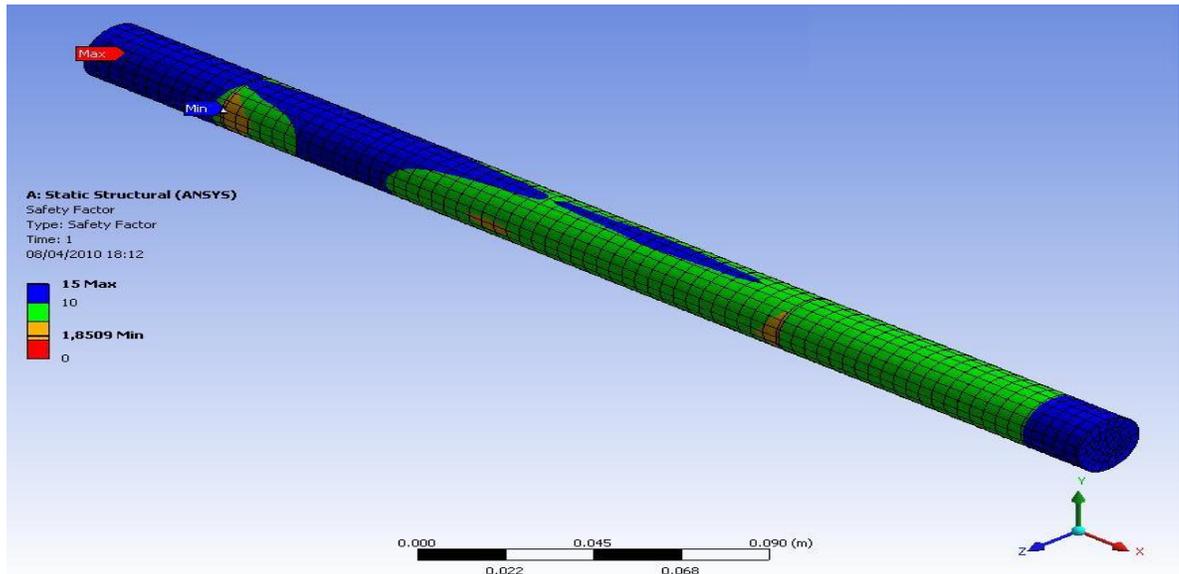
FIGURA 32 Factor de seguridad esfuerzo equivalente.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

Factor de seguridad mínimo por esfuerzo equivalente es de 2,11. Dicho valor se puede visualizar en la figura 32.

FIGURA 33 Factor de seguridad esfuerzo cortante.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

Factor de seguridad mínimo por esfuerzo cortante es de 1,85. Dicho valor se puede visualizar en la figura 33.

5.5.5.2 Análisis de resultados

De los resultados obtenidos en los cálculos realizados, el eje tuvo un comportamiento que presenta un esfuerzo equivalente de 105,0189 MPa, un esfuerzo cortante de 52,94 MPa; para cuando el eje esta sometido a un par torsor de 27,59 Nm proveniente de la transmisión de potencia que ocurre dentro del sistema, un momento máximo de 107,18 Nm proveniente de las reacciones que existen en el engranaje y también teniendo en cuenta las propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304 en el desarrollo del diseño.

Las respuestas que arroja la simulación realizada en ANSYS muestran un valor de esfuerzo equivalente de 101,87 Mpa y esfuerzo cortante de 58,08 MPa; puesto

que para el análisis en el software se considero al freno como un soporte fijo en el que se encuentra apoyado el eje con lo que se ven afectadas las cargas y los momentos producidos dentro del elemento al considerar el freno como un apoyo mas del sistema; pese a esta consideración dentro del análisis en el programa, las respuestas arrojadas en comparación a las teóricas tienen un margen de error de aproximadamente 3,09% y 8,8%, considerando estos valores admisibles para un análisis estructural.

El mayor punto de deformación tiene un valor de 7,4408 e -5 m se encuentra ubicado donde se encuentran aplicadas las reacciones del engranaje, mientras el valor mínimo es 0,0 m y está ubicado en la posición que está recubierta por la acción del freno.

Con respecto a las gráficas de esfuerzos para ambos casos, la ubicación del punto crítico se encuentra en el área compartida entre el engranaje y uno de los apoyos; lugar donde se originan los mayores esfuerzos del eje cuando esta sometido al par torsor y las reacciones aplicadas en el mismo; con lo que se podría considerar que en caso de originarse falla lo más probable es que ocurra en esta localización.

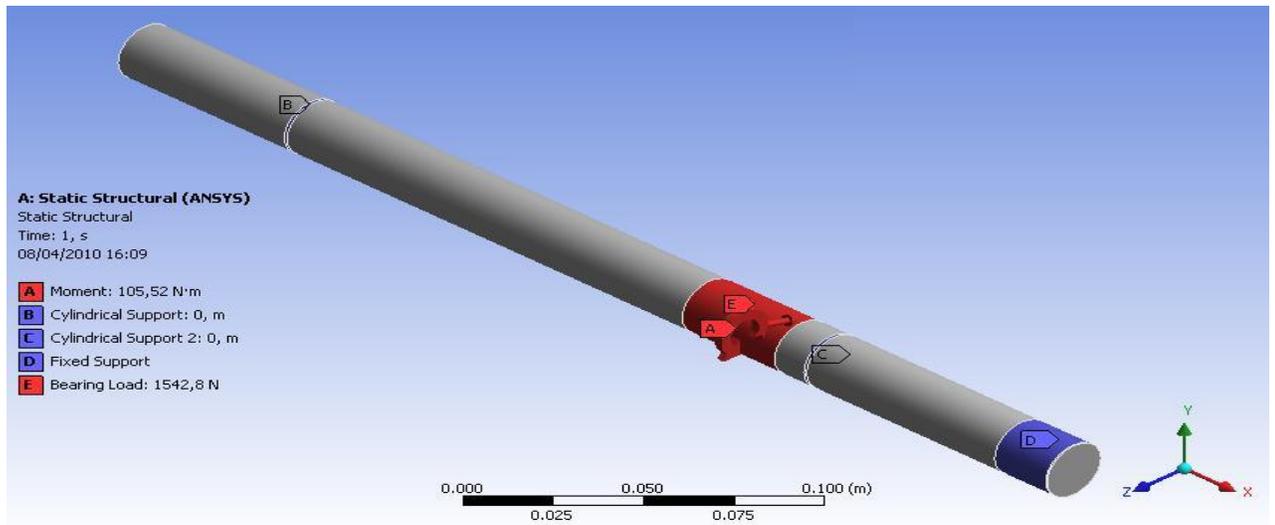
El propósito de este diseño es asegurar que los elementos involucrados en las aplicaciones de cargas no fallen, por lo que se estableció un factor de seguridad de 1,5 para el análisis del comportamiento del eje, de acuerdo con las graficas 26 y 27 indica los factores por esfuerzo equivalente y por cortante con valores de 2,11 y 1,85 respectivamente con los que trabaja el eje asegurando así la operación confiable del sistema bajo las cargas a las que se encuentra sometido.

5.5.6 Sistemas de transmisión de potencia por bandas en v

Para la selección del eje, se tuvo en cuenta el elemento con el mayor torque para realizar la simulación en ANSYS; en este caso el eje a la salida del sistema es el que cumple con estas características y de acuerdo con las cargas y soportes

presentes en el eje se procedió a realizar el análisis en el software. En la figura 34 se puede apreciar la ubicación de las cargas, los soportes y el freno; utilizados para el análisis en el programa.

FIGURA 34 Ubicación de cargas y soportes

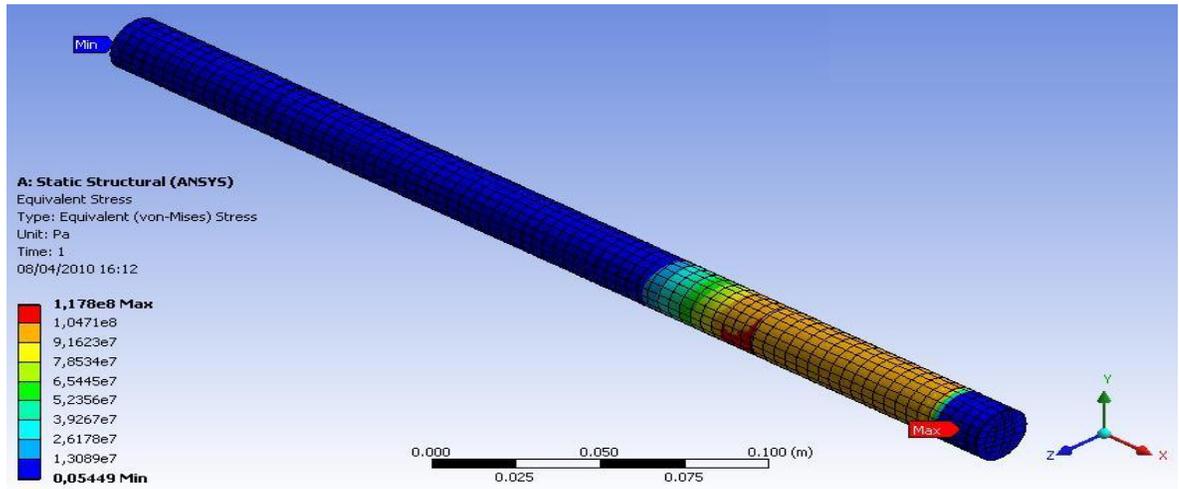


Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

5.5.6.1 Resultados obtenidos

Después de evaluadas las cargas presentes en el eje, se establecen los análisis requeridos para este caso serán enfocados conforme al esfuerzo equivalente, esfuerzo cortante, la deformación total y el factor de seguridad.

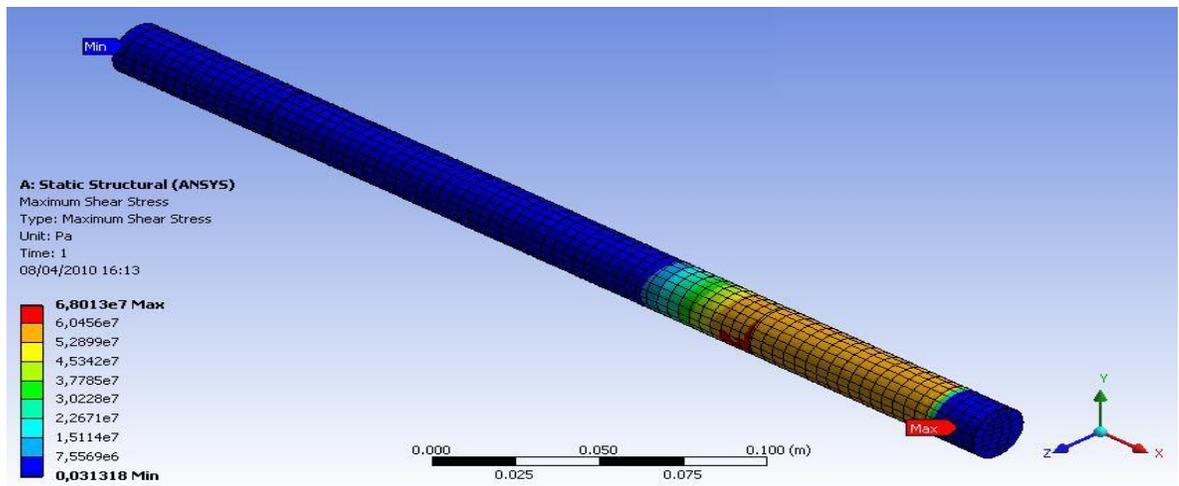
FIGURA 35 Esfuerzo equivalente.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

El esfuerzo equivalente máximo obtenido en ANSYS es de 117,8 MPa, figura 35.

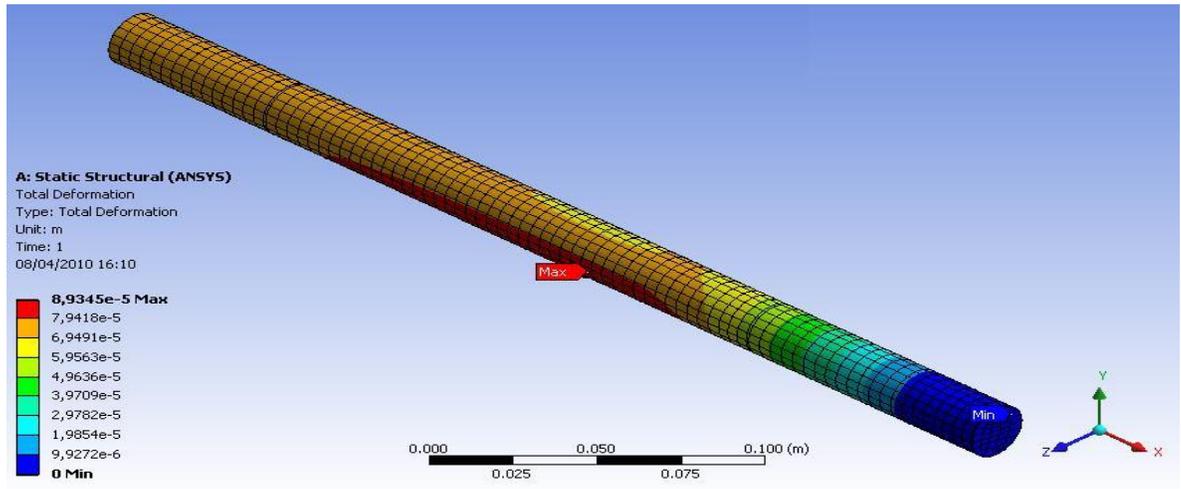
FIGURA 36 Esfuerzo cortante.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

El esfuerzo cortante máximo calculado en ANSYS es de 68,01 MPa, ver figura 36.

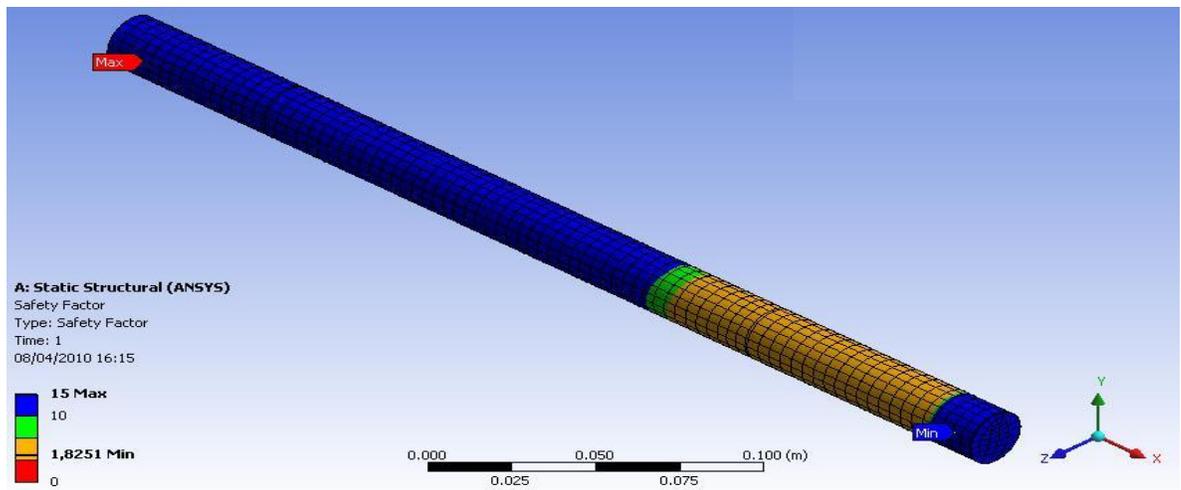
FIGURA 37 Deformación total.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

La deformación máximo obtenido en ANSYS es de $8,93 e^{-5}$ m, figura 37.

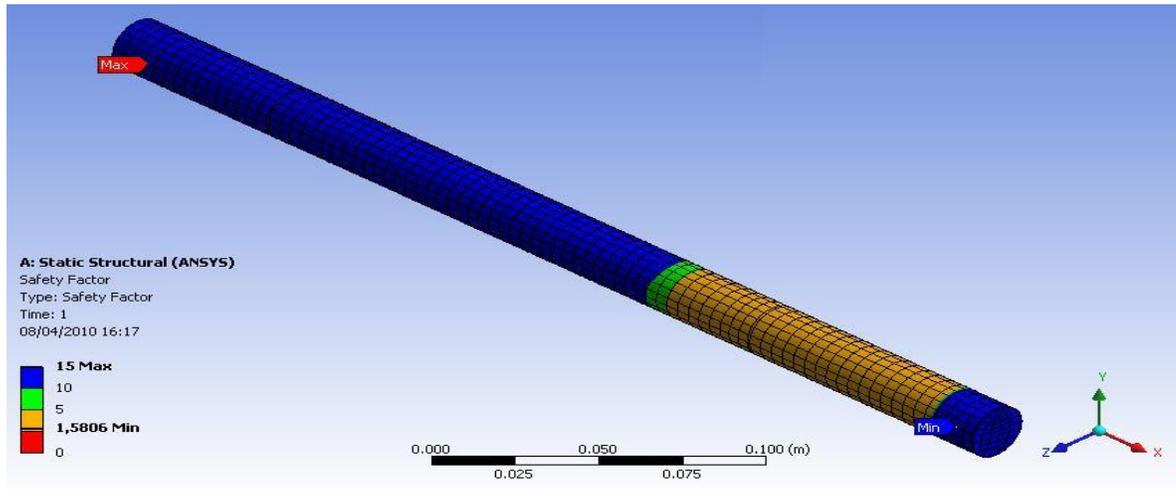
FIGURA 38 Factor de seguridad esfuerzo equivalente



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

Factor de seguridad mínimo por esfuerzo equivalente es de 1,82. Dicho valor se puede visualizar en la figura 38.

FIGURA 39 Factor de seguridad esfuerzo cortante.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

Factor de seguridad mínimo por esfuerzo cortante es de 1,58. Dicho valor se puede visualizar en la figura 39.

5.5.6.2 Análisis de resultados

De los resultados obtenidos en los cálculos realizados, el eje tuvo un comportamiento que presenta un esfuerzo equivalente de 115,64 MPa, un esfuerzo cortante de 67,504 MPa; para cuando el eje está sometido a un par torsor de 105,52 Nm proveniente de la transmisión de potencia que ocurre dentro del sistema, un momento máximo de 38,89 Nm proveniente de las reacciones que existen en el engranaje y también teniendo en cuenta las propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304 en el desarrollo del diseño.

Las respuestas que arroja la simulación realizada en ANSYS muestran un valor de esfuerzo equivalente de 117,8 Mpa y esfuerzo cortante de 68,01 MPa; puesto que para el análisis en el software se considero al freno como un soporte fijo en el que se encuentra apoyado el eje con lo que se ven afectadas las cargas y los momentos producidos dentro del elemento al considerar el freno como un apoyo más del sistema; pese a esta consideración dentro del análisis en el programa, las

respuestas arrojadas en comparación a las teóricas tienen un margen de error de aproximadamente 0,75% y 2,84%, considerando estos valores admisibles para un análisis estructural.

El mayor punto de deformación tiene un valor de 8,93 e -5 m se encuentra ubicado donde se encuentran aplicadas las reacciones del engranaje, mientras el valor mínimo es 0,0 m y está ubicado en la posición que está recubierta por la acción del freno.

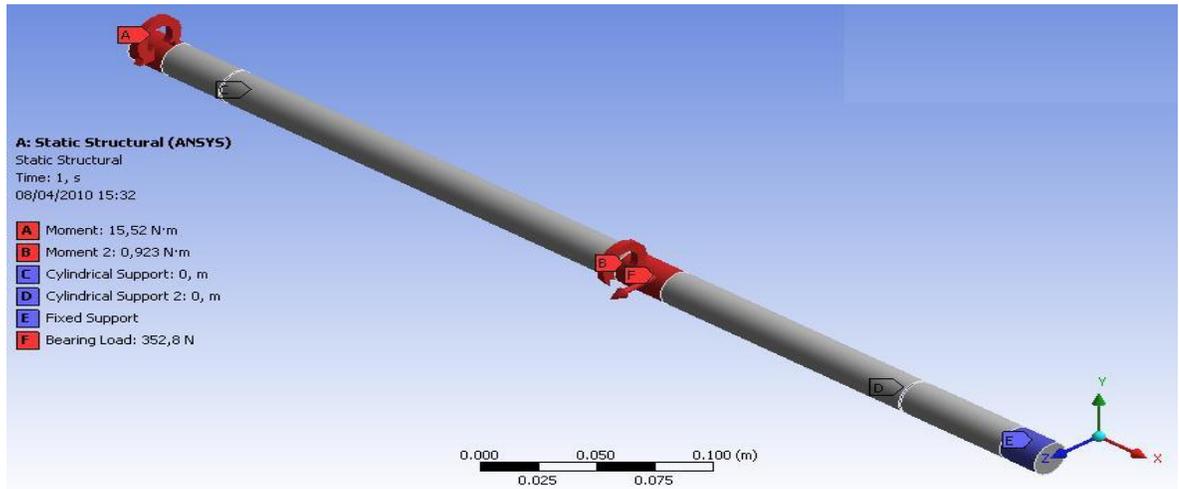
Con respecto a las gráficas de esfuerzos para ambos casos, la ubicación del punto crítico se encuentra en el área compartida entre el engranaje y uno de los apoyos; lugar donde se originan los mayores esfuerzos del eje cuando está sometido al par torsor y las reacciones aplicadas en el mismo; con lo que se podría considerar que en caso de originarse falla lo más probable es que ocurra en esta localización.

El propósito de este diseño es asegurar que los elementos involucrados en las aplicaciones de cargas no fallen, por lo que se estableció un factor de seguridad de 1,5 para el análisis del comportamiento del eje, de acuerdo con las gráficas 26 y 27 indica los factores por esfuerzo equivalente y por cortante con valores de 1,82 y 1,58 respectivamente con los que trabaja el eje asegurando así la operación confiable del sistema bajo las cargas a las que se encuentra sometido.

5.5.7 Sistema de transmisión de potencia por cadena de rodillos.

Para la selección del eje, se tuvo en cuenta el elemento con el mayor torque para realizar la simulación en ANSYS; en este caso el eje motor del sistema es el que cumple con estas características y de acuerdo con las cargas y soportes presentes en el eje se procedió a realizar el análisis en el software. En la figura 40 se puede apreciar la ubicación de las cargas, los soportes y el freno; utilizados para el análisis en el programa.

FIGURA 40 Ubicación de cargas y soportes

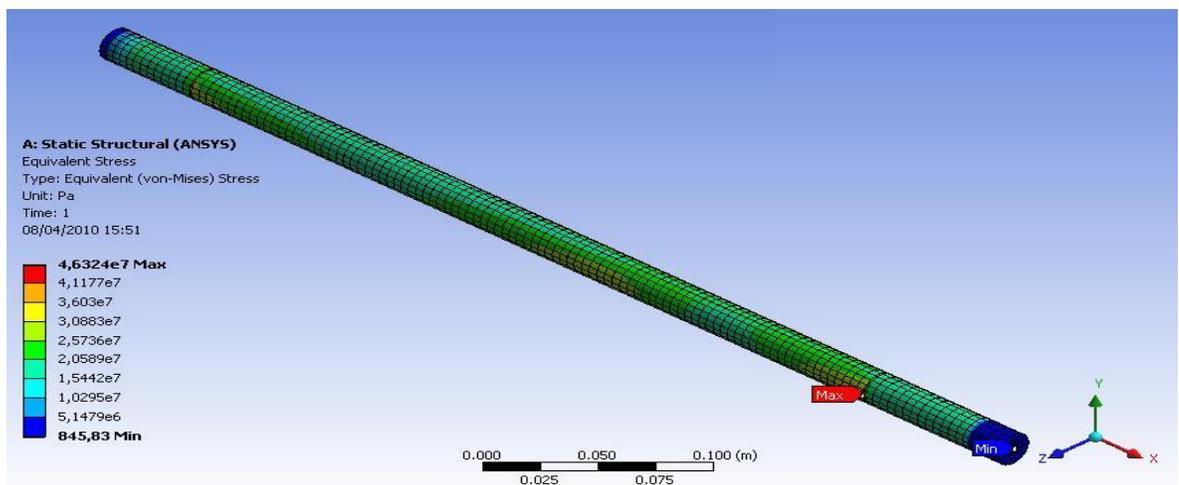


Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

4.5.7.1 Resultados obtenidos

Después de evaluadas las cargas presentes en el eje, se establecen los análisis requeridos para este caso serán enfocados conforme al esfuerzo equivalente, esfuerzo cortante, la deformación total y el factor de seguridad.

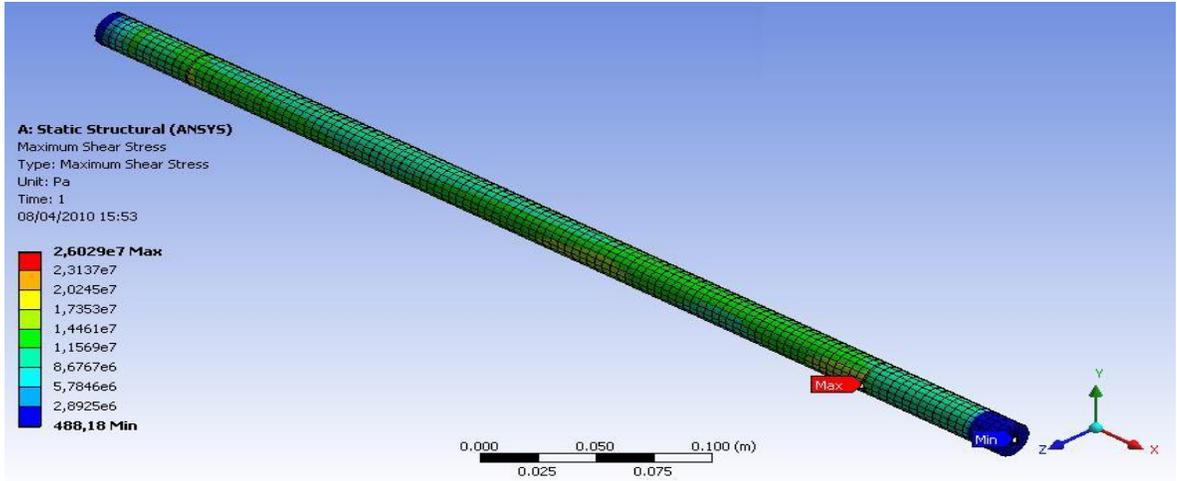
FIGURA 41 Esfuerzo equivalente.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

El esfuerzo equivalente máximo obtenido en ANSYS es de 46,32 MPa, figura 41.

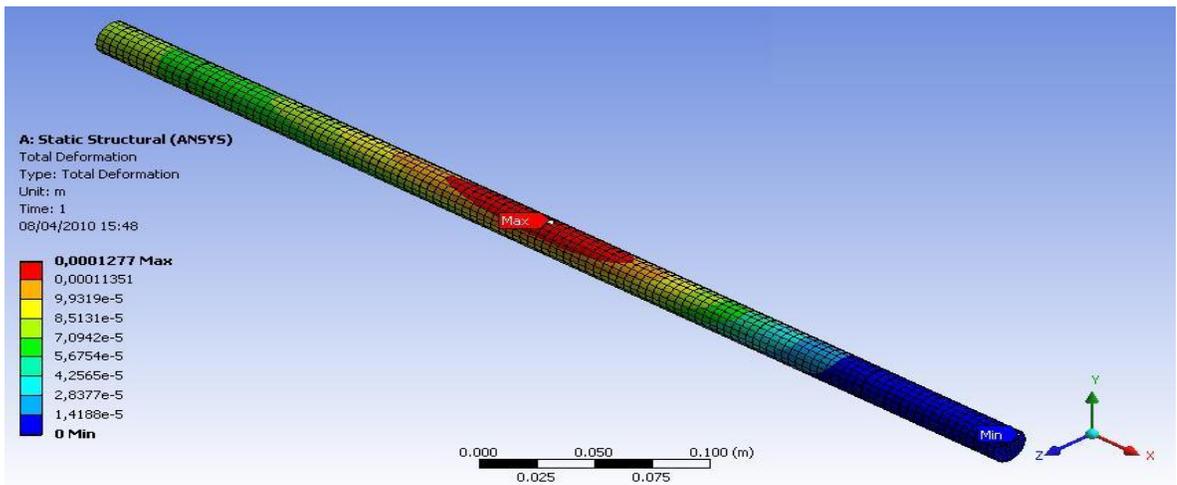
FIGURA 42 Esfuerzo cortante.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

El esfuerzo cortante máximo calculado en ANSYS es de 26,02 MPa, ver figura 42.

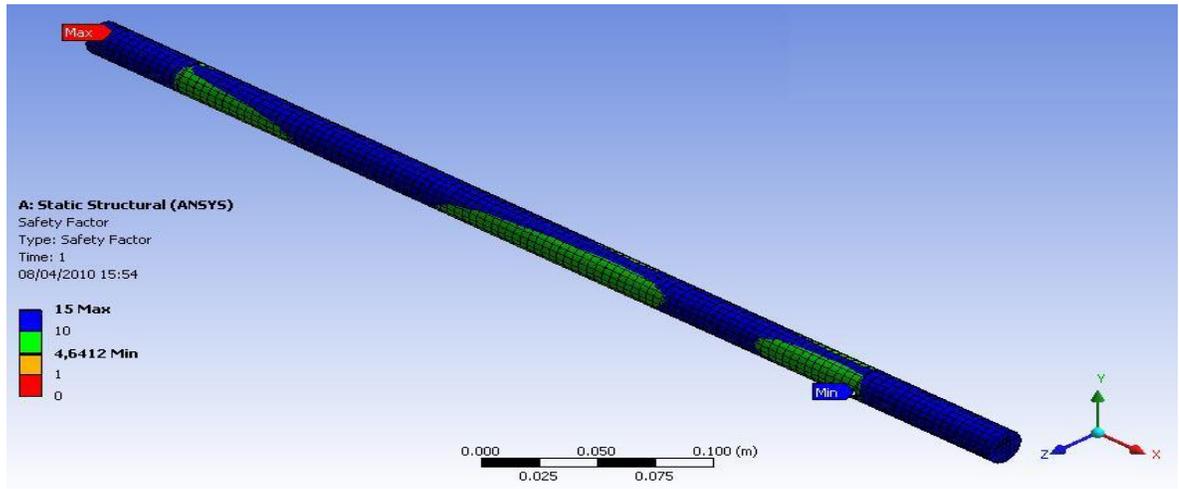
FIGURA 43 Deformación total.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

La deformación máximo obtenido en ANSYS es de 0,0001277 m, figura 43.

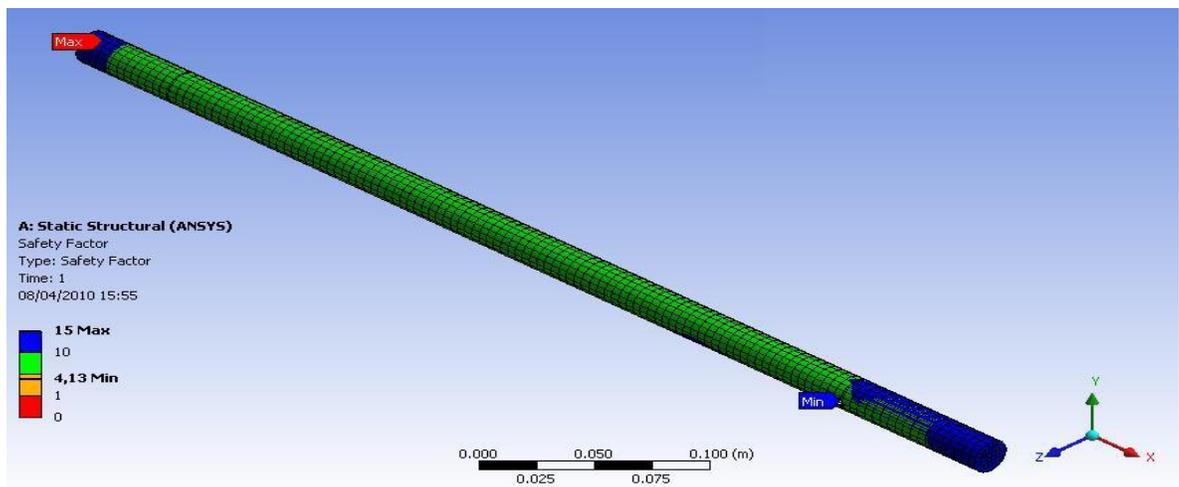
FIGURA 44 Factor de seguridad esfuerzo equivalente



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

Factor de seguridad mínimo por esfuerzo equivalente es de 4,64. Dicho valor se puede visualizar en la figura 44.

FIGURA 45 Factor de seguridad esfuerzo cortante.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal.

Factor de seguridad mínimo por esfuerzo cortante es de 4,13. Dicho valor se puede visualizar en la figura 45.

4.5.7.2 Análisis de resultados

De los resultados obtenidos en los cálculos realizados, el eje tuvo un comportamiento que presenta un esfuerzo equivalente de 50,98 MPa, un esfuerzo cortante de 26,2 MPa; para cuando el eje está sometido a un par torsor de 15,52 Nm proveniente de la transmisión de potencia que ocurre dentro del sistema, un momento máximo de 31,69 Nm proveniente de las reacciones que existen en el engranaje y también teniendo en cuenta las propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304 en el desarrollo del diseño.

Las respuestas que arroja la simulación realizada en ANSYS muestran un valor de esfuerzo equivalente de 46,32 MPa y esfuerzo cortante de 26,02 MPa; puesto que para el análisis en el software se considero al freno como un soporte fijo en el que se encuentra apoyado el eje con lo que se ven afectadas las cargas y los momentos producidos dentro del elemento al considerar el freno como un apoyo más del sistema; pese a esta consideración dentro del análisis en el programa, las respuestas arrojadas en comparación a las teóricas tienen un margen de error de aproximadamente 0,69% y 8.73%, considerando estos valores admisibles para un análisis estructural.

El mayor punto de deformación tiene un valor de 0,0001277 m se encuentra ubicado donde se encuentran aplicadas las reacciones del engranaje, mientras el valor mínimo es 0,0 m y está ubicado en la posición que está recubierta por la acción del freno.

Con respecto a las gráficas de esfuerzos para ambos casos, la ubicación del punto crítico se encuentra en el área compartida entre el engranaje y uno de los apoyos; lugar donde se originan los mayores esfuerzos del eje cuando está sometido al par torsor y las reacciones aplicadas en el mismo; con lo que se podría considerar que en caso de originarse falla lo más probable es que ocurra en esta localización.

El propósito de este diseño es asegurar que los elementos involucrados en las aplicaciones de cargas no fallen, por lo que se estableció un factor de seguridad de 1,5 para el análisis del comportamiento del eje, de acuerdo con las graficas 26 y 27 indica los factores por esfuerzo equivalente y por cortante con valores de 4,64 y 4,3 respectivamente con los que trabaja el eje asegurando así la operación confiable del sistema bajo las cargas a las que se encuentra sometido.

6 PRUEBAS.

6.1 METODOLOGÍA DE LAS PRUEBAS

La metodología de las pruebas del banco de sistemas de transmisión se desarrolló para obtener variables de torque y velocidad de giro de cada uno de los módulos (ver anexos B) para así poder determinar una relación grafica de la velocidad de giro vs delta de torque de cada uno de los sistemas (rpm vs Δ Torque) y con esto deducir el comportamiento de cada una de las transmisiones.

El procedimiento a seguir durante el desarrollo consistió en la realización de pruebas para cada sistema de transmisión. El número de pruebas se limitó a dos, debido que al realizar un número mayor de toma de datos los valores obtenidos no difieren en gran medida y en cambio saturan de información al usuario. El propósito fue intercambiar las posiciones de los torquímetros en cada paso (ver figura 46); seguido de esto se realizaron las lecturas de torque a la entrada y salida de cada sistema para obtener las variables Δ torque y Eficiencia, cada una con su margen de error en la medición para luego realizar las graficas respectivas. El rango de velocidades que se empleo para la operación de cada sistema estuvo entre los 200 y 1000 rpm.

FIGURA 46 Pruebas del sistema de transmisión por bandas trapezoidales cambiando la posición de los torquímetros para cada paso del sistema.

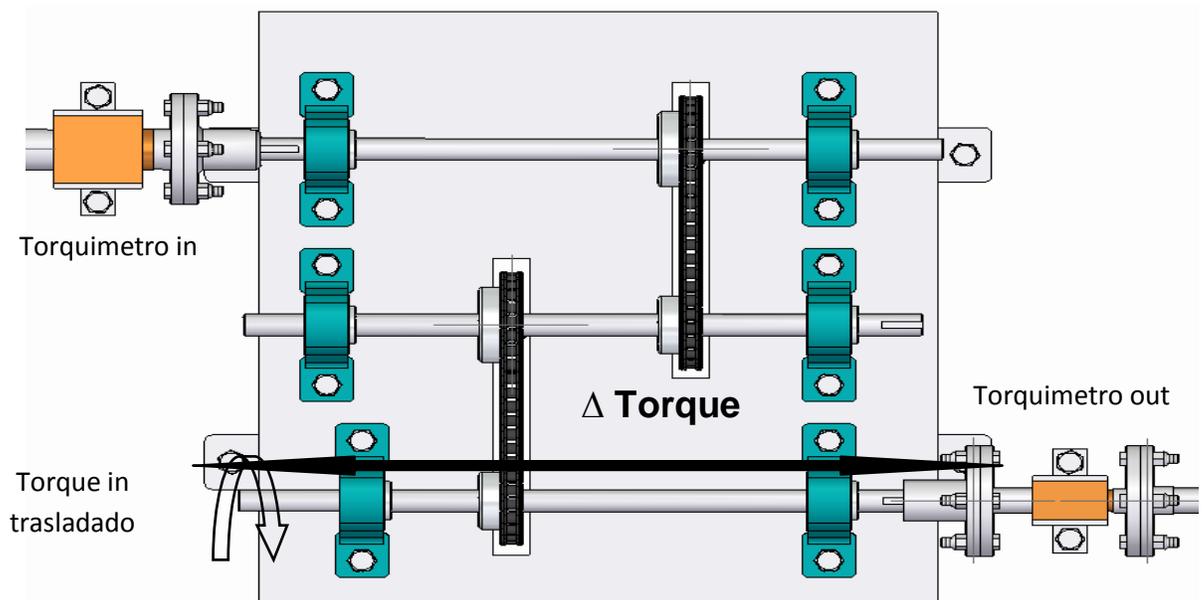


Fuente: Tomada por Diego Carvajal y Melvin Rojas Diciembre de 2009.

Respecto a las lecturas de datos como se menciona en el diseño básico fue necesaria la implementación de un sistema de visualización que tomara las señales en mili voltios (mv) de los torquímetros, a las cuales se les determinaron las equivalencias en N-m...véase en el numeral 2.3... para así poder utilizarla en la relación mecánica y desempeño de cada uno de los sistemas.

Entre los objetivos y alcance del proyecto está la determinación del desempeño de cada sistema, en función de la pérdida de torque que ocurre en cada uno de ellos, para lo cual se toma la diferencia de torque entre los torquímetros, tomando en cuenta los incrementos y reducciones que ocurren para cada sistema a causa de la variaciones geométricas de cada uno de los elementos que lo conforman, trasladando el torque experimental del motor al eje de acción en donde se mide su valor a la salida; en la figura 47 se puede observar cual fue el criterio para la toma de datos en cada sistema.

FIGURA 47 Sistema de transmisión por cadenas. Criterio de medición y toma de datos del sistema.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal. Noviembre de 2009.

El formato guía que sirvió para la toma de datos se puede observar en la tabla 10 donde se consignaron los valores respectivos de torque a la entrada y salida, para cada velocidad de giro correspondiente.

Tabla 10 Tabla para la obtención de datos durante la prueba.

rpm	hz	V1			Margen de error [Nm]	η [%]	V2			Margen de error [Nm]	η [%]
		V1 [mv]	V1 [mv]	V1 prom			V2 [mv]	V2 [mv]	V2 prom		
200	7.2										
300	10.8										
400	14.4										
500	18.1										
600	21.7										
700	25.3										
800	28.4										
900	32.5										
1000	36.1										

Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Diciembre de 2009.

6.2 PASOS DURANTE EL DESARROLLO DE LAS PRUEBAS

Los pasos durante el desarrollo de las pruebas en el banco fueron los siguientes:

1. Ubicación correcta de cada uno de los componentes que hacen parte del banco (motor, acoples, torquímetros, modulares y freno), a los cuales se le asigno una distribución diferente dentro de la mesa puesto que cada

modulo tiene distinta geometría, cada uno de ellos se encuentra unido a la mesa por medio de tornillos y tuercas. Dependiendo del sistema que se instale hay una ubicación específica dentro del banco.

2. Realizar los cableados pertinentes de cada uno de los componentes electrónicos de medición y manipulación en el banco (motor, variador de velocidad, torquímetros, sistema de visualización de datos y los voltímetros) evitando hacer conexiones inadecuadas que entorpezcan los datos medidos durante la corrida del motor (ver figura 48).

FIGURA 48 Conexiones de los dispositivos electrónicos.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal. Diciembre de 2009.

3. Ubicar el freno a la salida del sistema, luego manipular el aprietes de las tuercas con el propósito de mantener una carga aproximadamente constante, la cual se registra en la balanza y origina el torque de frenado dentro del sistema.
4. Manipular el variador de velocidad con la escala en hertz que se observa en la tabla 10 y así realizar las lecturas en los voltímetros que se conectan al sistema de visualización, el cual recibe las señales de los torquímetros en mili voltios durante cada prueba.

5. Cambiar de posición el torquimetro de salida al siguiente eje conducido y realizar las diferentes lecturas en esta posición.
6. Finalmente después de realizadas las lecturas en cada uno de los ejes conducidos se procede a realizar el desmontaje del sistema que se haya analizado y luego instalar en la mesa el siguiente sistema al cual se la van a realizar las pruebas, repitiendo así, el proceso mencionado.

Dentro del contexto del desarrollo de las pruebas se estipulo tomar datos cambiando de posición el torquimetro de salida para observar y medir el comportamiento de cada sistema.

En las figuras 50 y 51 se muestran las graficas de tendencias del sistema dependiendo de la ubicación del torquimetro ya sea para el primer o para el segundo paso de transmisión.

La figura 50 muestra los valores medidos promedio para cuando el torquimetro de salida se encontraba en el primer paso de transmisión.

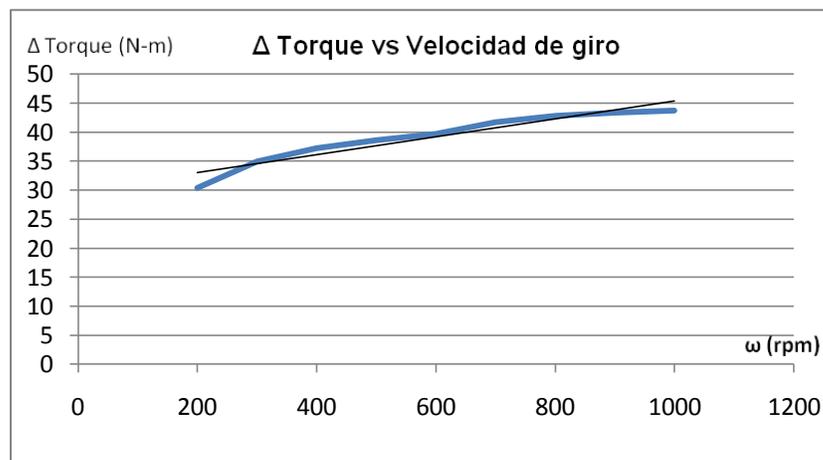
FIGURA 50 Resultados de la prueba de transmisión por tren de engranajes.

a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.

a)

rpm	Δ Torque [Nm]	Margen de error [Nm]	η [%]	Margen de error [%]	% error
200	74,71	$\pm 4,36$	11,80	$\pm 0,606$	87,96
300	84,84	$\pm 4,98$	11,01	$\pm 0,575$	88,77
400	90,17	$\pm 4,67$	10,64	$\pm 0,492$	89,15
500	94,15	$\pm 3,11$	10,19	$\pm 0,303$	89,60
600	96,39	$\pm 4,98$	10,02	$\pm 0,466$	89,78
700	98,47	$\pm 3,42$	9,79	$\pm 0,307$	90,01
800	100,32	$\pm 4,05$	9,70	$\pm 0,353$	90,11
900	100,86	$\pm 3,74$	9,58	$\pm 0,321$	90,22
1000	101,67	$\pm 4,36$	9,28	$\pm 0,361$	90,53

b)



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Enero de 2009.

En la figura 51 muestra los valores medidos promedio para cuando el torquimetro de salida se encontraba en el segundo paso de transmisión (ubicado a la salida del engranaje grande).

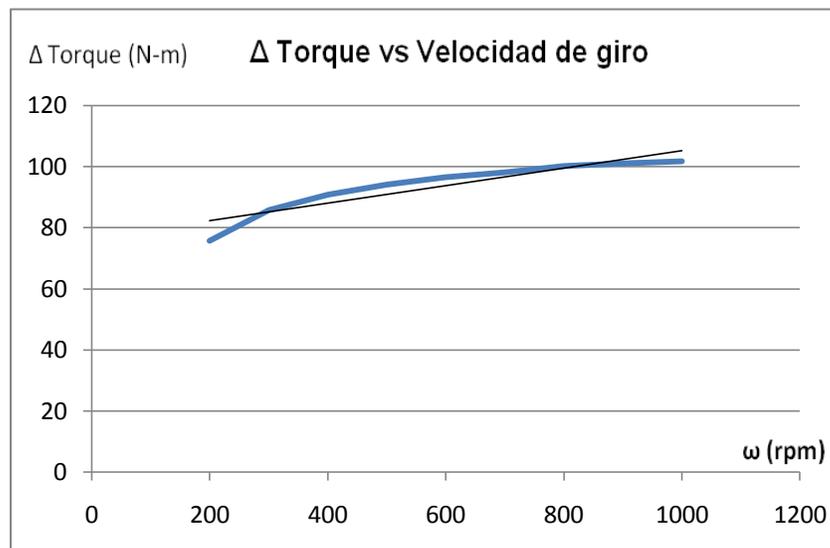
FIGURA 51 Resultados de la prueba de transmisión por tren de engranajes.

a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.

rpm	Δ Torque [Nm]	Margen de error [Nm]	η [%]	Margen de error [%]	% error
200	29,81	$\pm 1,254$	24,37	$\pm 0,180$	75,13
300	34,29	$\pm 0,784$	21,72	$\pm 0,356$	77,84
400	36,53	$\pm 0,941$	20,96	$\pm 0,327$	78,61
500	37,89	$\pm 1,098$	20,79	$\pm 0,000$	78,78
600	38,99	$\pm 1,411$	20,52	$\pm 0,121$	79,06
700	40,93	$\pm 0,823$	15,39	$\pm 0,179$	84,30
800	42,03	$\pm 0,431$	15,18	$\pm 0,130$	84,51
900	42,54	$\pm 0,549$	14,67	$\pm 0,083$	85,03
1000	42,89	$\pm 0,823$	14,19	$\pm 0,080$	85,52

a)

b)



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Enero de 2009.

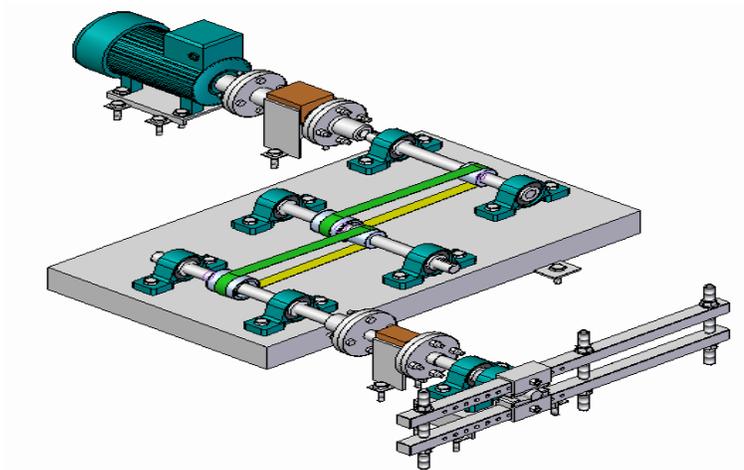
De las figuras 50 y 51 se puede inferir que en ambos casos se preserva la misma tendencia y comportamiento; presentando una relación directamente proporcional entre la diferencia de torque vs el incremento de la velocidad a lo largo de la toma de datos, además las variables mantienen un grado de correlación bueno entre ellas esto quiere decir la grafica de la tendencia de los valores utilizados en la medición presentan una trayectoria adecuada.

De acuerdo a los datos obtenidos y las pruebas realizadas se puede decir que en el sistema de transmisión por engranajes el que presenta un mejor desempeño es aquel en el que se tiene en cuenta una relación sencilla durante la transmisión de movimiento ya que este es el que presenta menores pérdidas de torque dentro del sistema.

7.2 SISTEMAS DE TRANSMISION POR BANDAS Y POLEAS PLANAS

En la figura 52 se muestra la configuración utilizada del modulo para el desarrollo de las pruebas del sistema.

FIGURA 52 Distribución total del sistema de transmisión por bandas y poleas planas.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal. Diciembre de 2009.

Para la evaluación de los datos medidos se muestran las graficas de rpm vs Δ Torque para cada ubicación del torquimetro de salida. En las figuras 53 y 54 se muestran las graficas de tendencias del sistema dependiendo de la ubicación del torquimetro ya sea para el primer paso de transmisión o para el segundo.

La figura 53 muestra los valores promedio, para cuando el torquimetro de salida se encontraba en el primer paso de transmisión (donde se encuentran las dos poleas).

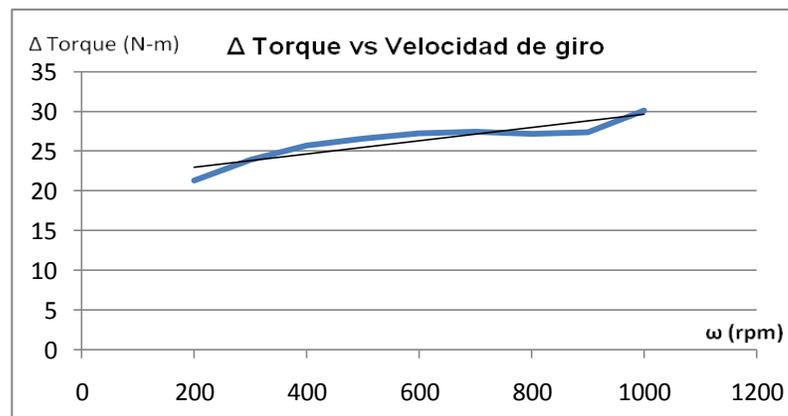
FIGURA 53 Resultados de la prueba de transmisión por bandas planas.

a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.

a)

rpm	Δ Torque [Nm]	Margen de error [Nm]	η [%]	Margen de error [%]	% error
200	20,89	$\pm 1,17$	28,40	$\pm 0,821$	70,72
300	23,34	$\pm 0,42$	26,62	$\pm 0,364$	72,56
400	25,17	$\pm 0,55$	25,00	$\pm 0,360$	74,23
500	25,99	$\pm 0,32$	24,45	$\pm 0,341$	74,79
600	26,67	$\pm 0,69$	23,99	$\pm 0,724$	75,27
700	26,91	$\pm 0,46$	23,76	$\pm 0,625$	75,50
800	26,65	$\pm 0,85$	24,11	$\pm 0,192$	75,14
900	26,79	$\pm 0,81$	23,96	$\pm 0,244$	75,30
1000	26,76	$\pm 0,98$	23,80	$\pm 0,179$	75,46

b)



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Enero de 2009.

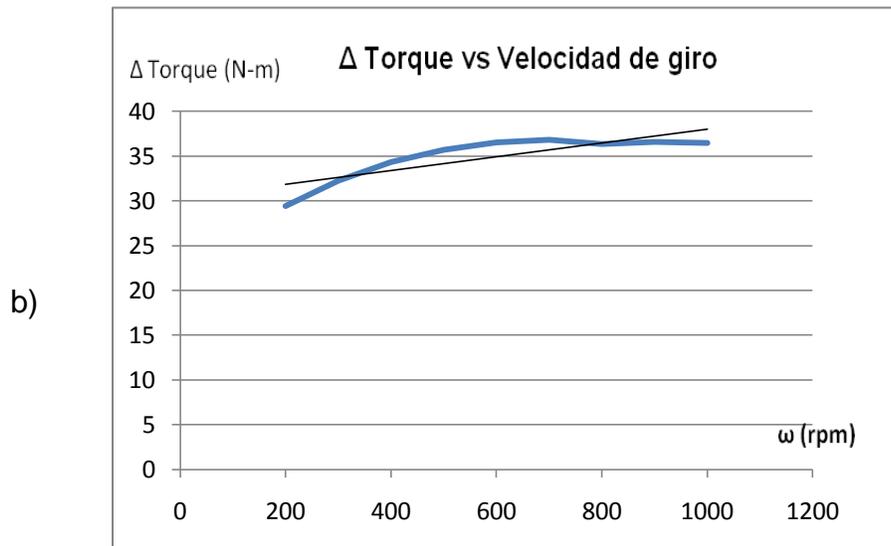
La figura 54 muestra los valores medidos promedio para cuando el torquimetro de salida se encontraba en el segundo paso de transmisión.

FIGURA 54 Resultados de la prueba de transmisión por bandas planas.

a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.

a)

rpm	Δ Torque [Nm]	Margen de error [Nm]	η [%]	Margen de error [%]	% error
200	6,70	$\pm 1,09$	25,35	$\pm 0,882$	73,86
300	7,71	$\pm 0,95$	24,67	$\pm 0,856$	74,57
400	8,53	$\pm 1,21$	23,86	$\pm 0,920$	75,40
500	9,33	$\pm 1,33$	22,79	$\pm 1,657$	76,50
600	9,40	$\pm 1,02$	22,75	$\pm 1,170$	76,55
700	9,84	$\pm 1,16$	22,29	$\pm 0,638$	77,02
800	10,14	$\pm 1,42$	22,19	$\pm 0,393$	77,12
900	10,17	$\pm 1,34$	22,06	$\pm 0,462$	77,25
1000	10,49	$\pm 1,35$	21,67	$\pm 0,918$	77,66



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Enero de 2009.

Las figuras 53 y 54 presentan un comportamiento similar al de los engranajes, con una diferencia de torque inicial relativamente baja, la cual durante el proceso se incrementa significativamente al igual que la velocidad de giro. En cuanto a la

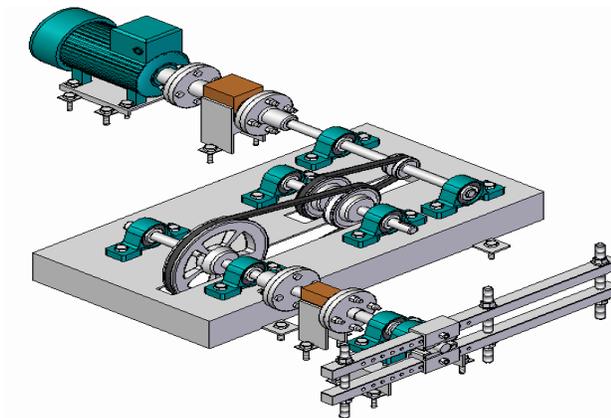
grafica de la tendencia de este sistema se puede observar rangos de diferencia de torque que varían respecto de la posición del torquimetro; para una transmisión sencilla se maneja un rango de delta de torque comprendido entre los 21 y 30 Nm; mientras que para la otra posición el rango se amplía entre 29 y 36 Nm, permitiendo una mayor pérdida de torque para la transmisión más larga.

El desempeño de estos dos sistemas de acuerdo a las graficas y a los datos tomados para los análisis tuvo un comportamiento similar en cuanto a la pérdida de torque que ocurre al manipular la velocidad de giro en cada uno de los pasos; puesto que las variaciones geométricas en cuanto a la variación del diámetro en cada transmisión fue la misma; obviamente los valores del delta de torque nos son los mismo para cada paso sino que la relación entre los cambios de velocidades se mantiene similar uno al otro.

7.3 SISTEMAS DE TRANSMISION POR BANDAS Y POLEAS EN V

Para el desarrollo de pruebas de este sistema la distribución utilizada se presenta en la figura 55.

FIGURA 55 Distribución total del sistema de transmisión por bandas y poleas en v.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal. Diciembre de 2009.

En las figuras 56 y 57 se muestran las graficas de tendencias del sistema dependiendo de la ubicación del torquimetro ya sea para el primer paso de transmisión o para el segundo como se muestra a continuación:

La figura 56 muestra los valores medidos promedio para cuando el torquimetro de salida se encontraba en el primer paso de transmisión (donde se encuentran las dos poleas).

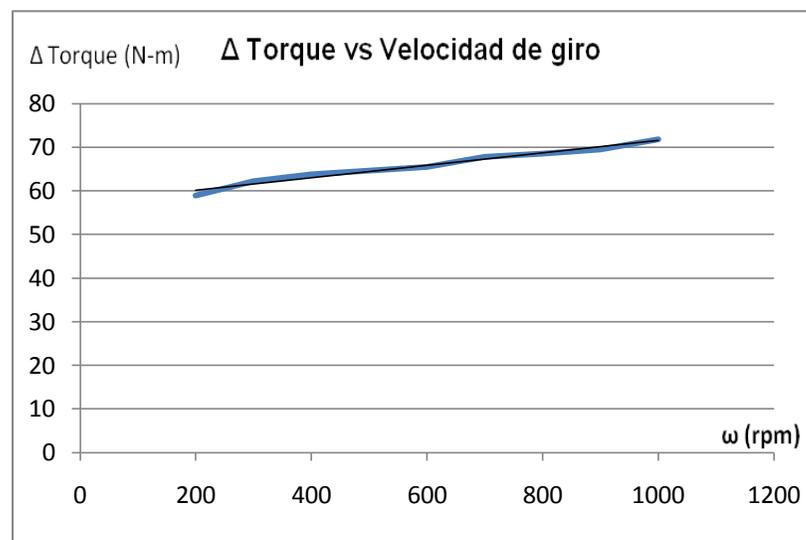
FIGURA 56 Resultados de la prueba de transmisión por bandas en V.

a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.

rpm	Δ Torque [Nm]	Margen de error [Nm]	η [%]	Margen de error [%]	% error
200	57,57	$\pm 0,63$	31,40	$\pm 0,245$	67,29
300	60,79	$\pm 2,20$	30,07	$\pm 0,761$	68,67
400	62,41	$\pm 1,10$	29,46	$\pm 0,376$	69,31
500	63,18	$\pm 1,26$	28,96	$\pm 0,419$	69,83
600	64,10	$\pm 0,31$	28,57	$\pm 0,100$	70,24
700	66,36	$\pm 2,20$	27,15	$\pm 0,655$	71,72
800	67,12	$\pm 1,73$	26,81	$\pm 0,505$	72,07
900	68,10	$\pm 1,73$	25,76	$\pm 0,484$	73,16
1000	70,30	$\pm 1,88$	23,66	$\pm 0,484$	75,36

a)

b)



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Enero de 2009.

La figura 57 muestra los valores medidos promedio para cuando el torquimetro de salida se encontraba en el segundo paso de transmisión.

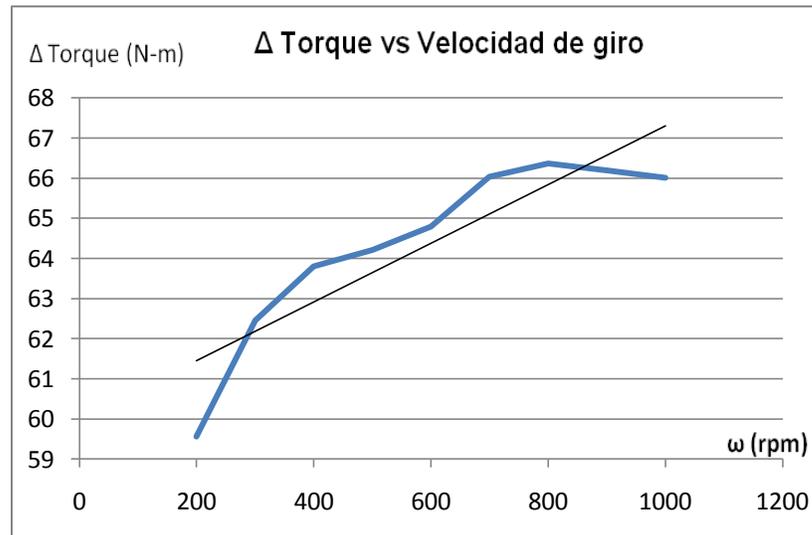
FIGURA 57 Resultados de la prueba de transmisión por bandas en V.

a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.

rpm	Δ Torque [Nm]	Margen de error [Nm]	η [%]	Margen de error [%]	% error
200	64,66	$\pm 0,31$	30,18	$\pm 0,049$	68,56
300	66,62	$\pm 0,47$	29,94	$\pm 0,071$	68,81
400	67,38	$\pm 0,16$	29,90	$\pm 0,023$	68,85
500	67,70	$\pm 0,16$	29,90	$\pm 0,023$	68,86
600	67,94	$\pm 0,47$	29,97	$\pm 0,070$	68,78
700	68,61	$\pm 0,63$	30,01	$\pm 0,092$	68,74
800	68,93	$\pm 0,79$	30,03	$\pm 0,115$	68,71
900	69,23	$\pm 0,16$	30,11	$\pm 0,023$	68,64
1000	69,69	$\pm 0,63$	30,16	$\pm 0,091$	68,58

a)

b)



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Enero de 2009.

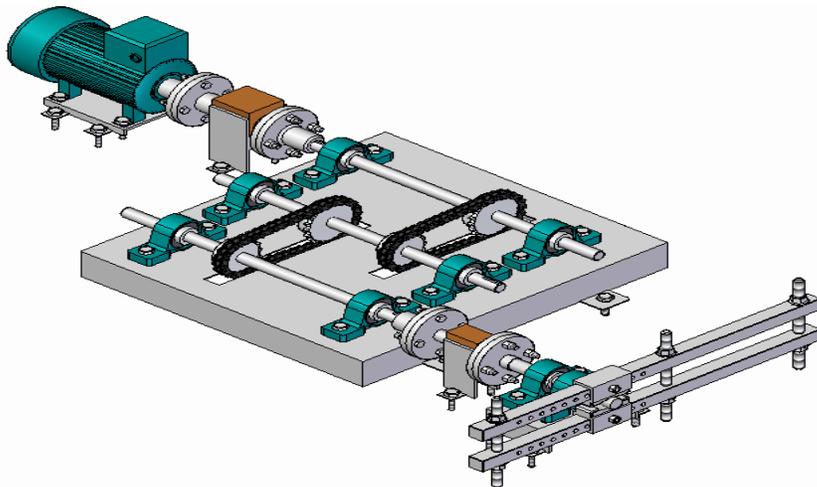
Este sistema en contraste con los demás presenta características de pérdida de torque que varían para cada uno de los pasos presentes en el sistema.

Comparando las dos pruebas realizadas en este sistema se puede inferir que la transmisión en la que ocurre la menor pérdida de torque y por tanto presenta mejor desempeño según los datos tomados ocurre para el caso en la que se emplean una transmisión sencilla puesto que el torque perdido durante la transmisión de movimiento es considerablemente más pequeño en esta prueba a comparación de la otra.

7.4 SISTEMA DE TRANSMISION POR CADENAS DE RODILLOS

Para el desarrollo de pruebas de este sistema la distribución se presenta la figura 58. En este sistema a diferencia de los anteriores las pruebas fueron realizadas para una distribución que implica un incremento de velocidad para cada uno de los ejes a los que se les transmite el movimiento.

FIGURA 58 Distribución total del sistema de transmisión cadenas de rodillos.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal. Diciembre de 2009.

Las tablas y graficas del desempeño de este sistema se ven en las figuras 59 y 60, donde se puede apreciar las tendencias que cada uno de estos sistemas presenta durante el desarrollo de las pruebas.

La figura 59 muestra los valores medidos para cuando el torquimetro de salida se encuentra en el primer paso de transmisión (donde se encuentran los dos piñones).

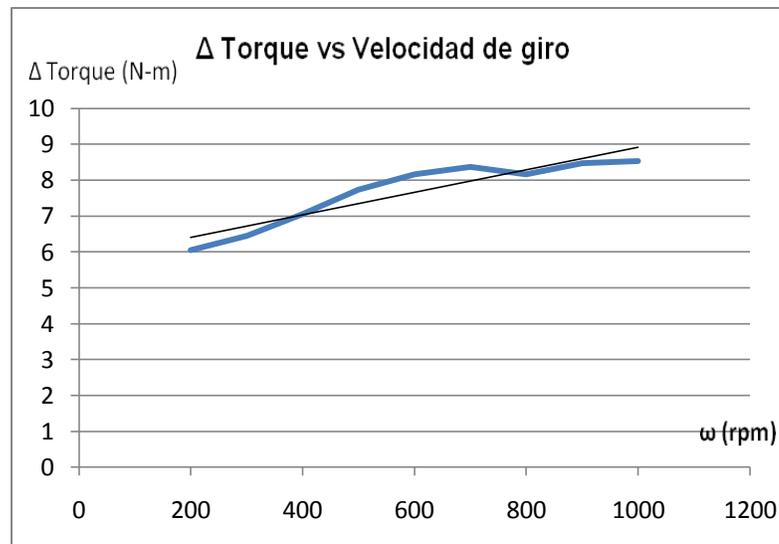
FIGURA 59 Resultados de la prueba de transmisión por cadenas.

a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.

a)

rpm	Δ Torque [Nm]	Margen de error [Nm]	η [%]	Margen de error [%]	% error
200	9,27	$\pm 0,34$	49,84	$\pm 1,865$	49,15
300	10,47	$\pm 0,59$	48,47	$\pm 1,161$	50,54
400	11,20	$\pm 0,44$	47,35	$\pm 2,366$	51,69
500	11,77	$\pm 0,51$	45,90	$\pm 3,078$	53,17
600	12,30	$\pm 0,59$	44,60	$\pm 3,364$	54,49
700	12,76	$\pm 0,62$	43,40	$\pm 3,279$	55,72
800	13,09	$\pm 0,80$	42,80	$\pm 3,044$	56,33
900	13,95	$\pm 1,10$	41,95	$\pm 1,480$	57,19
1000	13,41	$\pm 1,21$	42,49	$\pm 0,985$	56,64

b)



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Enero de 2009.

La figura 60 muestra los valores medidos para cuando el torquimetro de salida se encuentra en el segundo paso de transmisión.

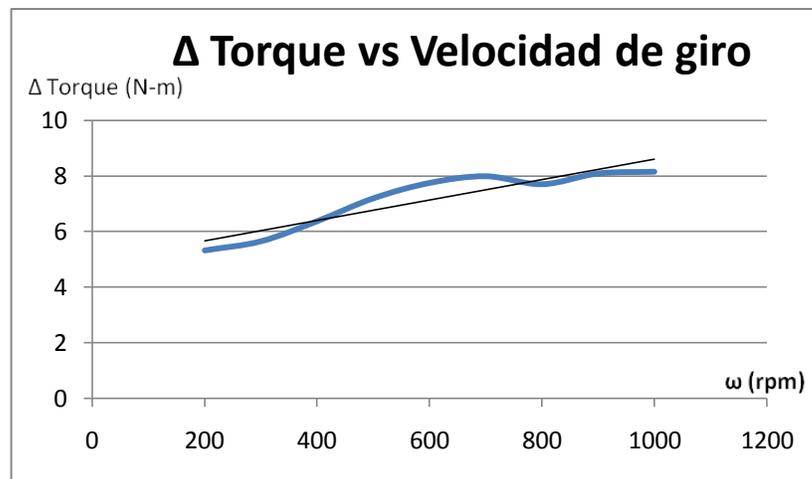
FIGURA 60 Resultados de la prueba de transmisión por cadenas.

a) Datos obtenidos experimentalmente; b) Representación grafica y linealizada de los datos.

a)

Rpm	Δ Torque [Nm]	Margen de error [Nm]	η [%]	Margen de error [%]	% error
200	5,31	$\pm 0,05$	61,97	$\pm 0,62$	36,76
300	5,64	$\pm 0,10$	62,19	$\pm 0,63$	36,54
400	6,37	$\pm 0,05$	59,36	$\pm 1,06$	39,42
500	7,19	$\pm 0,15$	55,97	$\pm 2,20$	42,89
600	7,75	$\pm 0,20$	53,52	$\pm 0,77$	45,39
700	7,99	$\pm 0,35$	52,86	$\pm 1,68$	46,06
800	7,70	$\pm 0,80$	54,25	$\pm 2,13$	44,64
900	8,09	$\pm 0,10$	52,78	$\pm 0,77$	46,14
1000	8,15	$\pm 0,40$	52,71	$\pm 1,68$	46,21

b)



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Enero de 2009.

Tabla 11 Porcentaje de pérdida de torque entre la entrada y la salida para el primer pasó de transmisión por cadena

Rpm	% de pérdida de torque
200	60,74
300	61,81
400	62,74
500	63,83
600	64,85
700	65,81
800	66,26
900	66,93
1000	66,52
Promedio	64,39

Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Enero de 2009.

Tabla 12 Porcentaje de pérdida de torque entre la entrada y la salida para el segundo paso de transmisión por cadena.

Rpm	% de pérdida de torque
200	64,96
300	64,82
400	66,60
500	68,75
600	70,28
700	70,69
800	69,84

900	70,75
1000	70,80
Promedio	68,61

Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Enero de 2009.

Los resultados obtenidos de estas pruebas muestran que en cada paso de transmisión hay una reducción de torque, siendo mayor a medida que aumenta el número de elementos y la velocidad de giro, esto debido al incremento en las pérdidas mecánicas.

Las tablas 11 y 12, demuestran el comportamiento de las pérdidas de torque porcentualmente, con respecto al régimen de velocidades manejadas en las pruebas.

Lógicamente los valores en magnitud de cada una de estas pruebas no son los mismos puesto son tomados en ubicaciones distintas donde las características geométricas en la transmisión de movimiento cambian. Comparando el desempeño de los dos sistemas se puede deducir que la grafica en donde se puede notar el mejor desempeño del sistema es la vista en la figura 60 es decir para cuando el torquimetro se encuentra al final del sistema en donde se presentan las menores pérdidas de torque; cabe resaltar que estas deducciones fueron realizadas a partir de los datos arrojados por las graficas hechas para cada sistema.

Los resultados obtenidos de las mediciones en todas las pruebas presentes, en los sistemas de transmisión que se analizaron (Engranajes, Bandas planas, Bandas en V y Cadenas de rodillos) se obtuvieron porcentajes de error altos, conforme a los valores esperados realmente (ver tabla 13) debido a errores que hacen parte del proceso de medición con el que se realizaron las lecturas de las señales enviadas por los torquímetros a la caja electrónica donde se visualizan los datos.

Tabla 13 Comportamiento de los tipos de sistemas de transmisión.

Sistema	Eficiencia [%]
Bandas Planas	97% - 98%
Bandas en V	96% - 97%
Cadenas de rodillos	98%
Engranajes	98%

Fuente: http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_mecanica/transmisioncorrea/

7.5 ERRORES EN LA MEDICION

Para determinar los errores en la medición causales de las malas lecturas durante el procedimiento de medición se determinaron tres posibles razones que tuvieran que ver con los resultados obtenidos durante el proceso:

7.5.1 Montaje mecánico

El diseño mecánico consideró la lectura de los torques antes y después del montaje de transmisión, de tal manera que la lectura en los sensores incluyera las pérdidas en todos los elementos que conforman el banco. Por tal motivo se descarta como causa de error.

7.5.2 Sensores de torque

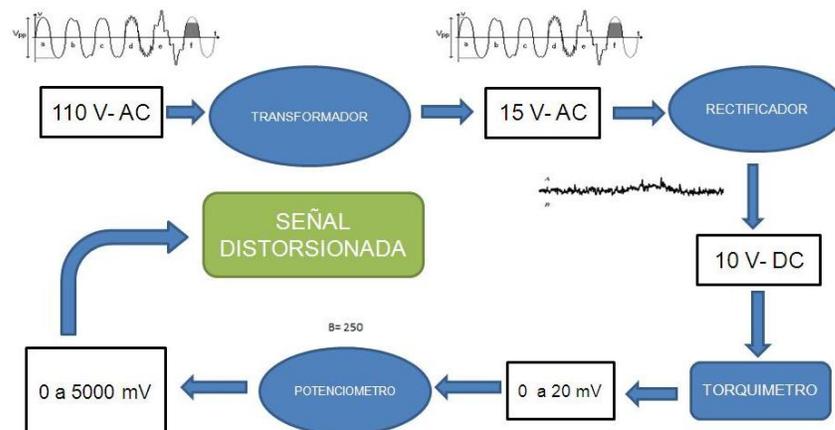
Se consideró que las diferencias entre los datos teóricos y experimentales se debieran al valor tomado por los torquímetros, pues el rango de medición de los sensores es muy amplio a comparación de las lecturas que se esperan realizar por medio de estos dispositivos; lo cual al ser una señal muy pequeña en comparación a la capacidad de medición de estos instrumentos infiere en las lecturas realizadas pues estas están expuesta a ruido eléctrico que entorpecerán las lecturas en el sistema de medición.

7.5.3 Montaje eléctrico

Finalmente el esquema de adquisición de datos termina en la representación de los valores tomados por los torquímetros; por lo que se sigue a determinar la fuente de error en la caja electrónica.

Básicamente la caja electrónica toma un voltaje de 110V AC del transformador de alimentación del edificio (ver figura 61); en donde el encender algún equipo o dispositivo electrónico, ya sea un computador o incluso un bombillo inducen pequeños picos que varían la magnitud del voltaje añadiendo ruido a la señal.

FIGURA 61 Procedimiento de adquisición de señal en la caja electrónica.



Fuente: Elaborado por Melvin Rojas y Diego Carvajal Abril de 2010.

Luego esta señal pasa por un transformador que convierte el voltaje con ruido de 110V AC a 15V AC obteniendo nuevamente una señal AC de menor amplitud pero aun así con ruido; seguido de esto la señal es rectificad a un voltaje de 10V DC, señal con la cual se energizan los torquímetros, quienes a su vez envían las señales de 0mV a 20mV que serán amplificadas por potenciómetros de ganancia 250 teniendo con esta ultima una señal de 0mV a 5000mV que son el rango de valores que se leen durante el proceso de medición.

La señal que es rectificad no es una señal del todo limpia puesto que el proceso de conversión de señal no se filtra perfectamente el ruido por lo que la señal con la que se energizan los torquímetros tendrá una variación en decimales (por ejemplo 20,06V) y si se esta hablando de lecturas en el rango de mili voltios estas pequeñas variaciones hacen que las lecturas no sean perfectas; afectando con esta ultima las señales de los torquímetro quienes a su vez son amplificadas, con lo que finalmente se obtiene una señal distorsionada en todo este proceso de medición, entregando valores que originan los grandes porcentajes de error en el proceso.

Las conclusiones en el desarrollo del proyecto se hicieron teniendo en cuenta los errores presentes en la medición y lectura de las señales entregadas por los torquímetros.

8. CONCLUSIONES

Se diseñó y realizaron las pruebas (ver anexo B) adecuadas a un banco de sistemas de transmisión de potencia que permitió manipular, medir y determinar el desempeño de diferentes medios de transmisión como engranajes, bandas planas, bandas trapezoidales y cadenas de rodillos, para su implementación como practica de laboratorio en la asignatura de diseño de maquinas.

Se elaboraron los planos del banco de pruebas de sistemas de transmisión de potencia con base a los proceso de diseño que se realizaron para cada uno de los módulos, estos se encuentran alojados en el anexo A.

Se determino que en el sistema de transmisión por engranajes la situación para la cual se presenta un mejor desempeño dentro del sistema de acuerdo a los datos obtenidos ocurre cuando hay una relación de transmisión sencilla es decir un solo paso. Siendo para un paso de transmisión en promedio 8,42% más eficiente que para dos pasos de transmisión, véase la sección de engranajes del anexo B.

Se observó de acuerdo a las graficas de rpm vs Δ Torque cuando se analiza por medio del traslado de cargas a un mismo eje de acción, la variación en cuanto a la implementación de una banda plana o una banda en V dependen de varios aspectos como la geometría del sistema y las características de operación del mismo; en el caso del modulo de bandas en V se presentó una mejor transmisión de torque, aproximadamente 27,98% para un paso y 30,06% para dos pasos, en comparación con el de bandas planas, alrededor de 24,9% para un paso y 23,07% para dos pasos, ya que en este sistema (bandas en V) las pérdidas de torque que ocurren son considerablemente menores, debido a la trasmisión de torque es mas continua puesto que existe un menor factor de deslizamiento entre la polea y la banda. Ver la sección de bandas planas y en V del anexo B.

Se corroboró experimentalmente el comportamiento planteado a través de la teoría en la que se basa el análisis de los sistemas de transmisión por cadena de rodillos, donde a mayor número de elementos totales presentes, es ocasionada una reducción del torque debido al incremento de pérdidas mecánicas de distintas magnitudes.

En relación a los módulos, cada uno de ellos tiene sus pros y sus contras, al momento de evaluar la eficiencia con la que estos sistemas logran transmitir el torque de un punto a otro. Entre los sistemas que poseen incremento de torque por paso de transmisión (engranajes, bandas planas y bandas en V), a través del análisis de los datos obtenidos en las pruebas referentes a la pérdida entre el torque de entrada ofrecido por el motor y el torque de salida, se determinó que el sistema más eficiente es el de bandas V, aproximadamente 27,98% para un paso y 30,06% para dos pasos, referenciado en el anexo B.

9. RECOMENDACIONES

Adquirir un equipo de medición de torque (torquimetro) que se acomode a los datos esperados en cuanto a las lecturas posibles que se pueden efectuar durante las pruebas, para este caso en particular es necesario implementar un torquimetro de menor rango de medición, de marca FUTEK con las siguientes características:

- Serie: FSH01974
- Modelo: TRD305
- Capacidad: 30 Nm

Lo cual beneficiará la toma de datos, puesto que se obtendrán lecturas más precisas y acordes a los valores esperados. [13]

Asegurar que antes de colocar en funcionamiento el banco, cada uno de los componentes se encuentre fijo a la mesa por medio de los tornillos, para evitar vibraciones, ruido y desalineamientos en la línea de transmisión de torque, y además tener en cuenta que los instrumentos de medición del sistema estén correctamente conectados a la línea eléctrica.

Implementar un sistema de supervisión periódico para verificar el estado de los rodamientos y de los demás componentes que hacen parte del banco de pruebas para asegurar un buen funcionamiento de los sistemas durante los procesos de medición.

Asegurar que en el proceso de montaje y desmontaje de cada uno de los módulos y/o del banco se encuentre presente por lo menos un encargado (docente o monitor) que esté al tanto del funcionamiento del banco y el procedimiento a seguir en las pruebas y toma de datos.

10. BIBLIOGRAFIA

[1] <http://jmdiezm.iespana.es>

Sistemas de transmisión de potencia.

<http://jmdiezm.iespana.es/documentos/sistematrasmision.pdf>

20 de Noviembre de 2009

[2] <http://www.scribd.com>

Engranajes

<http://www.scribd.com/doc/9383525/ENGRANES>

20 de Noviembre de 2009

[3] MF SPOTTS. Elementos de Maquinas. Séptima edición, Editorial PRENTICE HALL. Capitulo 10. PAG 529. 16 de Noviembre de 2009

[4] <http://www.scribd.com>

Deterioro y fallo de los engranajes

<http://www.scribd.com/doc/7903989/ENGRANAJES>

21 de Noviembre de 2009.

[5] VIRGIL MORING FAIRES. Diseño de elementos de maquinas. Editorial Limusa. Capitulo 13. PAG 518. 17 de Noviembre de 2009.

[6] <http://aula2.elmundo.es/aula/laminas/lamina1068718800.pdf>

Sistemas de transmisión por poleas

<http://aula2.elmundo.es/aula/laminas/lamina1068718800.pdf>

18 de Noviembre de 2009

[7] Sánchez Marín Francisco T. Mantenimiento mecánico de maquinas. PAG 82. Diciembre de 2009.

[8] ROBERT L. MOTT. Diseño de elementos de maquinas. Cuarta edición, editorial PEARSON EDUCACION. Capitulo 7. PAG 283. 17de Noviembre de 2009.

[9] <http://www.scribd.com>
Sistemas de transmisión por cadenas de rodillos.
<http://www.scribd.com/doc/7249327/CadenasClase1>
18 de Noviembre de 2009.

[10] ERNEST E. DOEBELIN. Sistemas de medición e instrumentación. Diseño e instrumentación. Quinta edición, Editorial Mc Graw Hill. Capitulo 5. PAG 418. 30 de Noviembre.

[11] <http://www.scribd.com/doc/21619790/Conceptos-Maquinas-Electricas>
Maquinas eléctricas
<http://www.scribd.com/doc/21619790/Conceptos-Maquinas-Electricas>
1 de diciembre de 2009.

[12] BERNARD J. HAMROCK. Elementos de Maquinas. Año 2000, Editorial MC GRAW HILL. Capitulo 18. PAG 828. 16 de Noviembre de 2009

[13] <http://www.Futek.com>
Sensores rotacionales de torque.
<http://www.Futek.com/product.aspx?t=torque&cat=rd>
16 de Marzo de 2010.