

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN SISTEMA
DIDACTICO DE FRENO Y EMBRAGUE**

PRESENTADO POR:

ARNULFO ALEXANDER ANDRADE LOPEZ

PARA OPTAR AL TITULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, JUNIO DE 2012

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR :

ING. MARIO ROBERTO NIETO LOVO

SECRETARIA GENERAL :

DRA. ANA LETICIA ZAVALA DE AMAYA

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

DECANO :

ING. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

SECRETARIO :

ING. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

DIRECTOR :

ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título :

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN SISTEMA
DIDACTICO DE FRENO Y EMBRAGUE**

Presentado por :

ARNULFO ALEXANDER ANDRADE LOPEZ

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Director :

ING. JOSE FRANCISCO ZULETA MORATAYA

San Salvador, Junio de 2012

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Director :

ING. JOSE FRANCISCO ZULETA MORATAYA

AGRADECIMIENTOS

A DIOS: Todo poderoso, por darme conocimiento, sabiduría y fortaleza para poder culminar con mis estudios.

A MIS PADRES: Arnulfo Andrade, Ana Bertha López, por haberme brindado mucho apoyo moral y económico en todo momento.

A MI HERMANO: Ronald Ivis Andrade, por apoyarme moralmente durante toda mi corta existencia.

A MI ABUELA [Q.E.P.D]: Aura Consuelo Transito Vásquez, siempre me apoyo en cada momento de su vida.

A MIS AMIGOS: Ricardo Sánchez, Ernesto Revelo, Everaldo Mejía, Julio Alberto por su ayuda desinteresada.

A MIS COMPAÑEROS: Por haberme soportado durante todo este tiempo.

A LOS TRABAJADORES: De la unidad productiva de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por haberme ayudado en la construcción del equipo.

ARNULFO ALEXANDER ANDRADE LOPEZ

Tabla de contenidos.

1. Equipos de laboratorios en las carreras de ingeniería.....	1
2. Embragues.....	2
2.1. Definición.....	2
2.2. Clasificación.....	2
2.2.1. Embrague de disco.....	2
2.2.2. Embrague cónico.....	5
2.2.3. Embrague Hidráulico.....	5
2.2.4. Embrague Neumático.....	7
2.2.5. Embrague Magnético.....	9
2.3. Componentes de un embrague.....	9
2.3.1. Disco del embrague.....	10
2.3.2. Conjunto del plato de presión.....	10
2.3.3. Mecanismo para soltar el embrague.....	11
2.3.4. El volante.....	13
2.4. Embrague para el equipo de laboratorio.....	13
2.4.1. Embrague de disco o plato.....	13
a) Parámetro de funcionamiento.....	13
b) Fundamentos teóricos.....	14
3. Frenos	20
3.1. Definición.....	20
3.2. Clasificación de los frenos.....	20
3.2.1. Freno de zapata.....	21

3.2.2. Freno de tambor.....	24
3.2.3. Freno Neumático.....	28
3.2.4. Freno Hidráulico.....	30
3.2.5. Freno de banda o de cinta.....	31
3.3. Componentes de un freno.....	31
a) Zapatas de freno.....	32
b) Tambores de frenos.....	32
3.4. Freno para el equipo de laboratorio.....	34
a) Parámetro de funcionamiento.....	34
b) Fundamentos teóricos.....	34
4. Tiempo necesario para acelerar una carga.....	45
4.1. Inercia efectiva de cuerpos en movimiento lineal.....	46
5. Diseño del equipo.....	48
5.1. Esquema del equipo.....	48
5.1.1. Componentes del equipo.....	48
5.1.2. Descripción.....	49
5.2. Variables de diseño.....	49
5.2.1. Velocidades de operación.....	49
5.2.2. Momentos de inercia.....	50
5.2.3. Potencia de entrada.....	55
5.3. Diseño de componentes.....	56
5.3.1. Diseño del eje conducido.....	56
a) Geometría del eje.....	56
b) Análisis de esfuerzos.....	56

5.3.2. Selección de cojinetes en el eje conducido.....	80
5.3.3. Diseño del freno.....	83
5.3.4. Diseño del embrague.....	90
5.3.5. Diseño del eje conductor.....	93
a) Geometría del eje.....	93
b) Análisis de esfuerzos.....	93
5.3.6. Selección de cojinetes para el eje conductor.....	114
5.3.7. Selección del motor eléctrico.....	118
5.3.8. Selección de bandas.....	119
6. Guías.....	123
6.1. Guía de laboratorio.....	123
6.2. Guía de mantenimiento.....	127
7. Anexos.....	129
7.1. Ecuaciones de distribución de presión en las superficies.....	129
7.2. Identificación del coeficiente de fricción.....	129
7.3. Factores de corrección.....	129
7.4. Consideraciones del diseño geométrico de un eje.....	132
7.5. Fuerzas que ejercen los elementos de maquinas sobre el eje	132
7.6. Procedimiento para seleccionar un rodamiento.....	134
7.7. Selección de bandas trapeciales.....	137
8. Tablas y graficas.....	142
9. Bibliografía.....	149
10. Planos.....	152

INTRODUCCION.

Los frenos y embragues tienen como objetivo el control del movimiento giratorio o de traslación de sistemas mecánicos [maquinas] que son impulsados por motores.

El embrague es un dispositivo que trabaja por fricción cuya principal función es transmitir potencia de modo intermitente. La función principal es aceptar la conexión y desconexión de dos ejes, ya sea cuando ambos estén estacionarios o cuando exista una diferencia en las velocidades giratorias de ellos.

El comportamiento de un freno es análogo al de un embrague, con la diferencia que un embrague conecta una parte móvil, mientras que el freno conecta una parte móvil con una parte fija.

El primer capítulo detalla la importancia de los laboratorios en la carrera de ingeniería.

El segundo y tercer capítulo hacen referencia a los elementos de maquinas, embrague y freno respectivamente, dando una breve definición de cada uno, sus clasificaciones, y los componentes que lo conforman. Además de la selección del embrague y freno para el equipo de laboratorio.

El cuarto capítulo, es un resumen de las ecuaciones necesarias para encontrar el tiempo de respuesta que tiene tanto el freno y el embrague.

El quinto capítulo es el planteamiento del equipo, su esquema, y los elementos que lo conformaran, además del análisis de cada uno de estos elementos mecánicos aplicando la teoría aprendida a lo largo de la asignatura de *Diseño de Elementos de Maquinas*.

El sexto capítulo hace una sugerencia de una guía de laboratorio, y se anexa una guía de mantenimiento del equipo para mantenerlo en condiciones de operación.



1. Equipos de laboratorios en las carreras de ingeniería

Todas las agencias acreditadoras de las carreras de ingeniería exigen, entre otras cosas, una cantidad mínima de equipos de laboratorio en las aéreas específicas según la especialidad. La práctica de laboratorio deberá considerar el desarrollo de las habilidades y la formación de aptitudes en el estudiante y que, al mismo tiempo, se le explique de manera adecuada, el conocimiento en las diferentes expresiones de la práctica de ingeniería; inclusive, los objetivos educativos.

El conjunto de experiencias adquiridas en las prácticas de laboratorio también sirven para combinar elementos teóricos con los prácticos y debe ser un componente integral de cualquier programa. Las prácticas deberán tener un valor mínimo de horas.

Los equipos de laboratorio deberán ser atendidos por el docente adecuado y su operación debe fomentar el desarrollo de habilidades y la creatividad en los estudiantes. Todos los equipos deberán tener el carácter actualizado, estar en buenas condiciones con un plan de mantenimiento suficiente.

Por otra parte, la pertinencia de la investigación en un programa de ingeniería depende de la calidad del personal docente, su tiempo de dedicación, los medios adecuados y suficientes, de los buenos equipos de laboratorio, entre otros.

En el área de Diseño y Análisis de Maquinas, que es una de las especialidades de la carrera de Ingeniería Mecánica, se debe de contar con el laboratorio de componentes de maquinas y mecanismos, entre ellos se mencionan los siguientes: Tornillos de potencia, tornillos de sujeción, soldadura, resortes, transmisiones por engranes, transmisiones por bandas, transmisiones por cadenas, volantes de inercia, frenos y embrague, mecanismos de 4 o mas barras, balanceo, vibraciones aleatorias, entre otros.

Es el interés de este trabajo de graduación, aportar a la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de El Salvador, un equipo de frenos y embragues, con el fin de que se cumplan los requisitos de una acreditación en el futuro.



2. Embragues.

2.1. Definición.

Un embrague es un dispositivo que permite el acoplamiento y desacoplamiento entre miembros propulsores y propulsados, o entre dos flechas que quedan en el mismo plano, o que permiten que una flecha y una rueda, cubo, engrane, etc., giren libremente o como una unidad. Es decir los embragues son dispositivos de fricción usados para conectar ejes, acelerando los ejes conducidos hasta que alcancen la misma velocidad angular del eje impulsor.

2.2. Clasificación.

Los embragues se utilizan donde se requiere un acoplamiento suave o desacoplamiento al miembro o flecha impulsada, sin pérdida de tiempo y/o interrupción en la transmisión de potencia. Pueden subdividirse o clasificarse por tipos:

Embrague de disco { Sencillo
Doble
Múltiples

Embrague conico

Embrague hidraulicos

Embrague Neumatico

Embragues Magneticos

Los primeros tres se usan como toma de fuerza que proporciona un motor, cambio de velocidades en la transmisión, dirección y en los embragues de los malacates, asimismo también se usan en los diferenciales con transmisión directa de potencia.

2.2.1. Embragues de disco.

El embrague de disco, conocido también como embrague de plato o axial. Este tipo de embrague es capaz de transmitir la potencia de la flecha de entrada a la de



salida, debido a la fuerza de fricción desarrollada por el contacto entre los dos platos o discos que lo conforman.

La fuerza axial puede aplicarse de diferentes maneras, tales como medios mecánicos (levas, resortes, eslabones), presión hidráulica o neumática, o por medios electromecánicos.

El disco de entrada se encuentra libre para moverse axialmente a lo largo de la flecha, pero se encuentra fijo a la flecha mediante un perno plano o una cuña de modo que debe de girar con la flecha. El par de torsión que debe de transmitirse depende de la fuerza de fricción desarrollada.

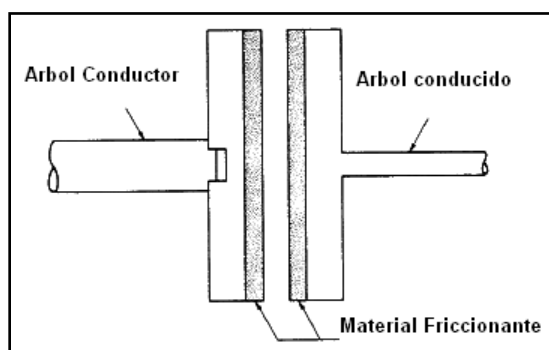


Figura 1 - embrague de disco simple

Las principales ventajas de los embragues de fricción son que, debido a que se puede tener un deslizamiento relativo entre los discos, se tiene un pequeño choque durante el acoplamiento, lo cual permite utilizarse en aplicaciones a alta velocidad. Las desventajas son que debido al deslizamiento se tiene desgaste, y se desarrolla calor externo.

Forros del embrague [materiales del embrague]

Aunque el material del que se hacen los forros de los embragues varia, no debe de permitir deslizamiento cuando el embrague se acopla, para asegurar una transmisión de potencia suave libre de rechinidos, pero que no debe de permitir deslizamientos antes de que se haga el acoplamiento. Durante el intervalo del acoplamiento, se produce una gran cantidad de calor, el cual, si no se disipa



rápida-mente, quemara los forros, debilitara los resortes de presión y endurecerá o calentara parcialmente el plato de presión. Por tanto, cualquier material que se use para hacer el forro del embrague, debe poder soportar este calor y transmitir el par máximo del motor cuando se esta generando. Además, el área del forro debe de calcularse con precisión con respecto a la presión que debe de aplicarse.

Los forros de los embragues generalmente de fibras de asbestos tejidas o moldeadas, con aditivos semejantes a los que se usan para los bloques y forros de los frenos. El material se cura a alta temperatura, se prensa para darle un tamaño y se rectifica para precisar sus dimensiones, se le hacen y se le avellan- nan los agujeros. Cuando el par motor es grande se requiere de materiales que tengan un coeficiente de rozamiento elevado, como la cerámica, el latón sinterizado o bimetálicos. Aunque los forros de estos tipos de materiales soportan un calor elevado y tienen una vida útil mayor, puede producir mas desgaste del volante y del palto de presión. En la figura 2 en la que se muestran diferentes tipos de forros de los discos de embrague.

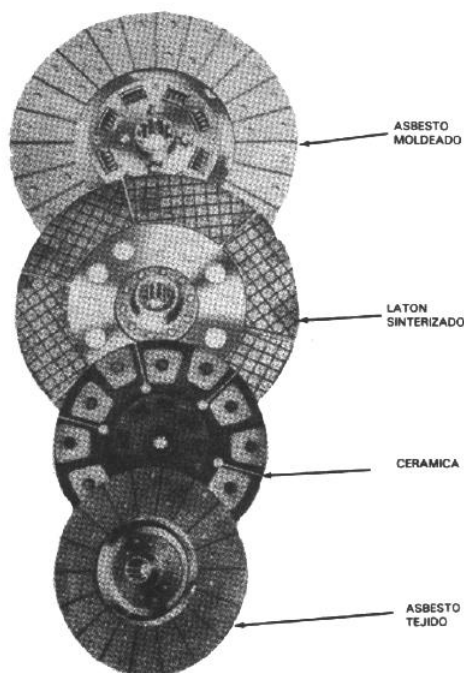


Figura 2 - Cuatro tipos de forros de los discos de embragues



2.2.2. Embrague cónico.

Otro tipo de embrague es el de cono, mostrado en la figura 3. Los embragues de cono tienen su mayor uso en aplicaciones de velocidad periférica relativamente baja.

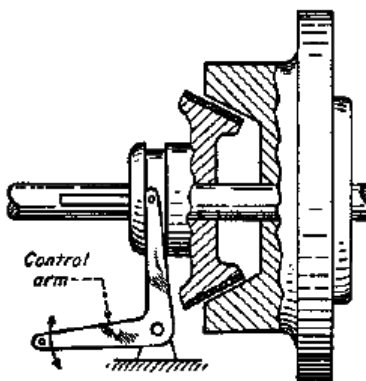


Figura 3 - Embrague de cono

Los embragues de cono tienen la ventaja de ser capaces de transmitir un par de torsión mayor que con embragues de disco del mismo diámetro exterior y fuerza impulsora. La razón de esta mayor capacidad es el aumento del área friccional y la acción de cuña que toma lugar.

Un problema que se presenta con los embragues cónicos, es la posibilidad de que se necesite una fuerza mayor para acoplar el embrague que la que se requiere durante la operación cuando el receptor y el cono giran a la misma velocidad.

2.2.3. Embrague hidráulico

En la figura 4 un embrague de este tipo se utiliza en un malacate. La platina del tambor del malacate se prolonga para formar un embrague combinado con el tambor de freno. La superficie de rozamiento del embrague es la superficie interior del tambor y la superficie de rozamiento del freno es la externa. El cubo del embrague (en el gira la palanca de desembrague) está acoplada por estrías a la flecha del tambor. La palanca del embrague está unida a su cilindro y el extremo de la palanca del embrague descansa en el espacio entre las bandas del freno primaria y secundaria. El cilindro se conecta con conexiones y mangueras a la



flecha del tambor y la varilla de empuje del embrague se apoya en el casquillo de la banda primaria del embrague. El extremo del talón de la banda secundaria de embrague se apoya contra el brazo de la palanca que esta unido con un pasador al cubo del embrague (que no aparece en la ilustración). Los forros del embrague están pegados a las bandas del embrague.



Figura 4 - Vista del embrague y el freno de un malacate (J.I. Case Company Agricultural Equipment Division)

Funcionamiento.

Cuando se suprime la presión hidráulica del cilindro del embrague, la tensión de contracción propia de ambas bandas del embrague las mueve alejándolas de la superficie de rozamiento del tambor, hasta que quedan en reposo contra las levas de ajuste. Cuando el motor esta funcionando, la flecha del tambor, cubo del embrague y banda del embrague giran en el sentido de las manecillas del reloj, pero el tambor del malacate se mantiene estacionario por la banda del freno. Cuando entra liquido a presión en el collarín (que no se observa en la figura debido a que se encuentra atrás del cojinete), entra en el pasaje de la flecha del embrague, atraviesa las conexiones y la manguera el cual entra en el cilindro del embrague moviendo el pistón y la varilla de empuje hacia afuera y el extremo de la punta de la banda primaria contra el tambor. El talón de la banda primaria y la punta de la secundaria se empujan (por medio de la palanca del embrague) contra



la superficie de rozamiento del tambor del embrague. Cuando los forros de la banda quedan en contacto con la superficie de rozamiento del tambor, la fuerza aplicada de la banda primaria del embrague se multiplica por el efecto de energía propia y el aumento de la fuerza se transmite a la palanca del embrague aumentando la fuerza para separarse a la banda secundaria del embrague. La rotación se transmite de la banda del embrague a la superficie de rozamiento, haciendo girar el tambor del malacate. La magnitud del deslizamiento entre las bandas del freno y el tambor del embrague dependen de la presión hidráulica que se aplique al cilindro del embrague.

NOTA: debido a la dirección de la rotación del tambor, la fuerza del freno se suprime; pero se aplica automáticamente cuando la rotación del tambor se detiene.

2.2.4. Embragues Neumático.

El miembro que mueve el embrague es un tubo ovalado reforzado de hule pegado a la superficie interior o exterior del miembro propulsor o propulsado. En el caso que se muestra en la figura 5, esta pegado al cubo del embrague, que a su vez esta acoplado por estrías a la flecha propulsora y se sujeta a la flecha con un reten de anillo. Esta de tal manera colocado, que el pasaje de aire del cubo que conduce del tubo de aire al agujero central se alinea con el pasaje de aire en la flecha propulsora. Los cojinetes de las zapatas del embrague están pegados al círculo exterior del tubo al que las zapatas del embrague están articuladas por pasadores. El miembro propulsor (tambor del embrague) esta colocado dentro del embrague de aire y esta unido al cubo de la flecha propulsora.

Funcionamiento.

Cuando se agotado la presión del tubo de aire la energía inherente del hule vuelve al tubo a su posición original. En consecuencia, los forros de la zapata del embrague se retiran de la superficie del tambor del embrague y no se transmite potencia al tambor del embrague. Para acoplar el embrague, el operador oprime la válvula de aire de pie del embrague y el aire sale de ella por una tubería a la



conexión giratoria unida a la flecha propulsora del embrague (que no aparece en la figura anterior).

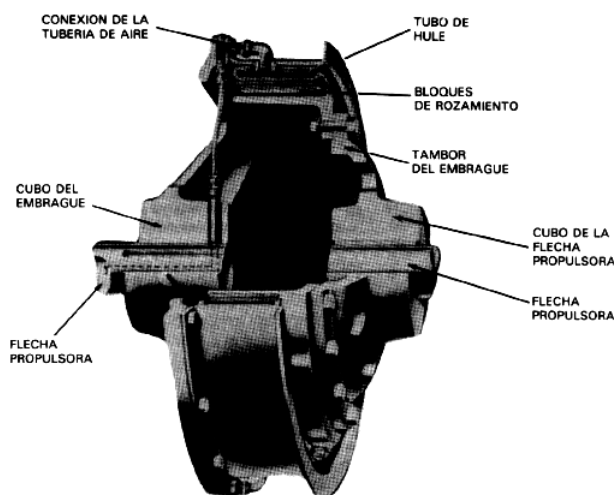


Figura 5 - Corte de un embrague de tubo interior de expansión (Eaton Corporation)

El aire pasa a través del pasaje perforado en el centro de la flecha, entrando en el pasaje del cubo del embrague y dentro del tubo. La presión del aire disminuye en la circunferencia interior del tubo, empujando los forros de la zapata contra la superficie de rozamiento del tambor. Dependiendo de la presión aplicada de aire, tanto el cubo del embrague como su tambor giran a la misma velocidad, o hay un deslizamiento y el tambor del embrague gira a una velocidad reducida. Para reducir el tiempo de acoplamiento y desacoplamiento del embrague se introduce una válvula de funcionamiento rápido o una relevadora en el circuito de aplicación.

Desventajas.

El embrague de tubo no puede ajustarse, por tanto, al aumentar el desgaste de las zapatas aumenta así, el tiempo de acoplamiento, ya que se necesita mas aire para empujar el forro de la zapata contra el tambor del embrague. Otro inconveniente de los embragues de este tipo puede ser el calor excesivo. Si el calor deteriora el pegamento, las zapatas del freno o el tubo de aire pudieran soltarse y causar la falla del embrague.



Otro tipo de embrague se muestra en la figura 6 siguiente:

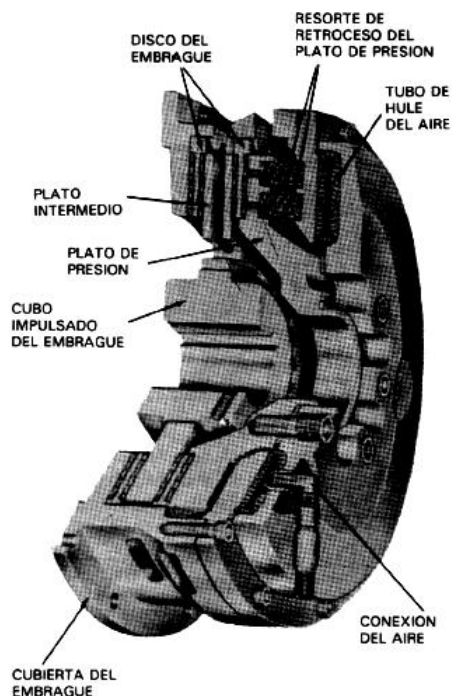


Figura 6 - vista en corte de un embrague Witchita de aire

2.2.5. Embragues magnéticos.

Los embragues magnéticos se usan motores para carretera y para fuera de ella y en los tractores, como en los embragues de los ventiladores de enfriamiento y de acondicionamiento de aire. Se usan también como embragues de malacates y en equipos donde se requiera que el par sea mayor de 1500 lb·pie (2102.3 N·m)

2.3. Componentes de un embrague

Un embrague de motor consta principalmente de cuatro partes:

Disco del embrague

Conjunto de plato de presión

Mecanismo para soltar

El miembro de reacción (el volante)



2.3.1. Disco del embrague.

El cubo del disco de rozamiento esta acoplado por estrías a la flecha del embrague, a la que esta remachado el disco plano de acero y el forro del embrague esta remachado al disco. Las estrías del cubo están rectificadas y ajustan con pequeña tolerancia a la flecha del embrague, permitiendo que el cubo resbale longitudinalmente, pero el juego lateral es muy pequeño entre las estrías del cubo y las de la flecha del embrague. De esta forma se asegura una transmisión suave de la potencia sin sacudidas ni choques, reduciéndose el desgaste en ambos componentes.

2.3.2. Conjunto del plato de presión.

Las piezas principales de un conjunto de plato de presión son:

Tapa del plato de presión.

Plato de presión

Muelles de presión

Palancas para soltar

Y conjuntos de pernos de ojo.

La tapa del plato de presión que esta atornillada al volante puede forjarse a presión de placas de acero, o puede ser de acero fundido. Los resortes de presión están parcialmente comprimidos entre el palto de presión y la tapa, y los extremos del muelle se apoyan en espigas o en escalones de los agujeros de los platos de presión y la tapa. Algunos platos de presión usan arandelas aisladoras al calor, localizadas entre el resorte y el palto de presión para impedir la transmisión del calor del plato de presión a los resortes y, por tanto, evitar que se debiliten. El plato de presión de hierro fundido se moldea con costillas de refuerzo, espigas para los resortes y pasadores para las espigas. Las palancas para soltar están unidas a las espigas que tienen pasadores. Para impedir que el par se transmita de la tapa del palto de presión al palto, todos los platos de presión tienen algún



tipo de espigas impulsadoras que entran en ranuras o nichos en la tapa del plato de presión. Véase figura 7.

Las palancas para soltar son de acero fundido o forjado a presión y unidas al punto de rotación (el perno de ojo). El perno de ojo esta atornillado a una tuerca de la platina que esta asegurada por la contratuerca. Esta disposición permite hacer el ajuste de la palanca para soltar. Los extremos exteriores de las palancas para soltar están unidos con pasadores al plato de presión, los pasadores de la palanca para soltar están apoyados en los cojinetes de aguja.

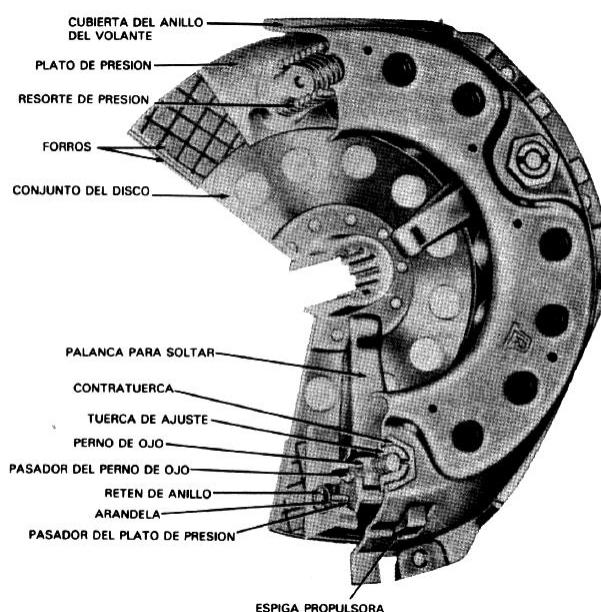


Figura 7 - Corte de un disco, de embrague y plato de presión.

2.3.3. Mecanismo para soltar el embrague.

Un mecanismo para soltar el embrague consta de:

Un conjunto para soltar el embrague

El yugo

Flecha transversal

Palancas



Varillaje

Y vástagos que conectan el pedal del embrague a la flecha transmisora o yugo.

Básicamente se usan dos mecanismos para soltar –uno en el que el pedal del embrague esta unido (por palancas, varillas y vástagos) con la horquilla para soltar, y el otro donde la conexión entre el pedal del embrague y la horquilla para soltar esta hecha de un cable de control de embrague especialmente proyectado-. Uno de los modelos para este último se muestra en la figura 8.

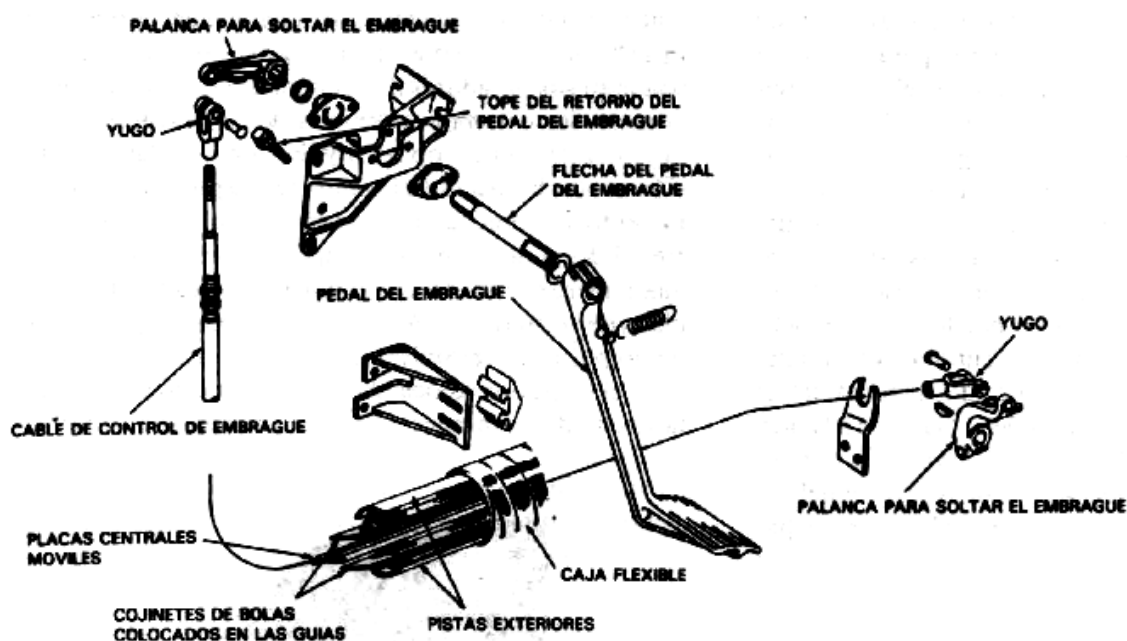


Figura 8 - Vista de un control de embrague de cable

Conectado a cada extremo de la hoja central móvil esta un yugo ajustable y cada yugo a su vez esta conectado por un pasador a las palancas que mueven el mecanismo para soltar el embrague en la flecha transversal y en la flecha del pedal del embrague. La hoja central esta montada entre dos grupos de cojinetes de bolas (colocados en guías), sostienen la hoja central en dos pistas. El conjunto esta cerrado en una cubierta exterior flexible.



Todos los tipos de mecanismos llevan medios de ajustar el recorrido libre del pedal del embrague y ambos tienen topes en el pedal del embrague y resortes de retroceso para volver el mecanismo a la posición de suelto.

2.3.4. El volante.

El volante de hierro fundido se atornilla a la flecha del motor y proporciona una superficie de rozamiento a las caras del disco del embrague. La flecha del embrague está apoyada en el cojinete piloto o buje, ajustada al agujero central del volante. Se usa hierro fundido porque proporciona una buena superficie de rozamiento, tiene buena disipación del calor y alguna lubricación debido al grafito que entra en su composición. El diámetro y la forma del volante (plana o con la superficie de rozamiento cóncava) depende del tipo de embrague usado y del modelo del motor. Además, el volante es un regulador del motor porque suaviza los impulsos de potencia.

2.4. Embrague para el equipo de laboratorio.

Para el equipo de laboratorio se selecciona un embrague de disco debido a que la construcción del mismo es más factible que el embrague de tipo cónico, además de que en el mercado se encuentra más variedad de este tipo de embragues.

2.4.1. Embrague de disco o plato.

a) Parámetros de funcionamiento:

Los principios de la física indican que siempre que se cambia la dirección del movimiento de un cuerpo, debe existir una fuerza que se ejerza sobre él. Si este gira, se debe aplicar un par torsional al sistema para acelerarlo o desacelerarlo, cuando hay un cambio de velocidad, se acompaña de un cambio de energía cinética del sistema. Así, el control del movimiento implica, en forma inherente, el control de la energía, ya sea para acelerar un sistema, o absorbiéndola para desacelerarlo [freno]



Los parámetros que intervienen en la capacidad de frenos y embragues son los siguientes:

El par torsional necesario para acelerar o desacelerar el sistema.

El tiempo necesario para efectuar el cambio de velocidad

La frecuencia de accionamiento

La inercia de las piezas en rotación y traslación

El ambiente del sistema: Temperatura, y efectos de enfriamiento, entre otros

La capacidad de disipación de energía del embrague o freno

El tamaño y configuración físicos

El medio de accionamiento

La duración y la confiabilidad del sistema

El costo y la disponibilidad.

b) Fundamentos teóricos.

En el trabajo de acoplamiento de conexión y desconexión mecánica se distinguen cuatro periodos.

El primer periodo consta de la conexión del acoplamiento, las superficies útiles se aproximan y se comprimen, el árbol conducido se embala hasta la velocidad del árbol conductor.

El segundo periodo consiste en que el acoplamiento se encuentra ya embragado, la flecha conductora y la conducida giran a la misma velocidad.

El tercer periodo consta la desconexión del acoplamiento las superficies útiles del acoplamiento se desaprietan y se separan; la flecha conducida se detiene totalmente



El cuarto periodo consiste en que el acoplamiento esta desembragado; las superficies útiles se encuentran separadas por un intersticio; la flecha conducida se encuentra inmóvil, la flecha conductora gira o se encuentra inmóvil.

Para el análisis matemático para el diseño de nuestro equipo se trabaja con el segundo periodo, anteriormente mencionado.

Antes de iniciar el análisis del embrague de disco es necesario considerar la situación física que ocurre cuando los discos se encuentran en contacto y transmiten potencia. Si los discos o placas usadas en el embrague son relativamente flexibles, será posible obtener una presión uniforme en consideración sobre las superficies de fricción, por otra parte, si las placas son congruentemente rígidas, el desgaste de la superficie de fricción es poco o menos uniforme después de haber tenido un desgaste inicial.

Por tanto la ecuación teórica para encontrar el par torsional puede estar basada en dos hipótesis:

Distribución de presión uniforme sobre la superficie

Desgaste uniforme sobre la superficie

Análisis de desgaste uniforme:

Utilizaremos esta hipótesis, para encontrar el torsional que actúa a lo largo del disco.

La razón de desgaste es proporcional al producto de la presión multiplicada por la velocidad de deslizamiento. ($W \propto P \cdot V$), en la cara del embrague, la velocidad es proporcional al radio, por tanto la tasa de trabajo es proporcional al producto de la presión y el radio ($W \propto P \cdot r$). Con estas bases un embrague nuevo, se desgastaría inicialmente mas en el radio exterior, después de este desgaste inicial, el revestimiento de fricción tiende a desgastarse a una razón uniforme ya que se “esmerila” entre las placas exteriores que se suponen son rígidas y paralelas.



Puede suponerse razonablemente que el desgaste en un punto en particular sobre el embrague es proporcional a la velocidad e intensidad de presión. Esta velocidad es directamente proporcional al radio.

$$\delta \propto P \cdot V \propto P \cdot r$$

Por tanto: $\delta = k \cdot P \cdot r$

Donde k es una constante por tanto: $\frac{\delta}{k} = P \cdot r = K$

Donde K es una constante debido a que W/k son constantes

La presión máxima [Pmax], se localiza en el radio interior, y este tiene un valor permitido que esta determinado por las características del material del revestimiento de fricción. Por tanto, para un embrague de radio interior r_i y revestimiento de fricción con una presión permitida Pmax el diseño del embrague se basa en la siguiente ecuación:

$$P \cdot r = K = P_{MAX} \cdot r_i$$

La fuerza de impulsión, F , es la fuerza de presiona ambos discos y es normal a la superficie de fricción. Esta puede calcularse multiplicando la presión entre las superficies de fricción por el área de estas superficies ($F = P \cdot A$). Sin embargo, ya que la presión no es constante con respecto al radio, debemos de escribir la fuerza para el elemento diferencial mostrado en la figura.

Consideremos el área diferencial: $dA = r \cdot d\theta dr$

Entonces la fuerza de impulsión sobre el disco será: $dF_i = P \cdot dA = P \cdot r \cdot d\theta dr$

Sustituyendo $K = P \cdot r$ en la ecuación anterior: $dF_i = K \cdot d\theta dr$

Integrando la ecuación anterior:

$$F_i = \int_{r_i}^{r_f} \int_0^{2\pi} K \cdot d\theta dr$$



$$F_i = K \int_{r_i}^{r_f} \int_0^{2\pi} d\theta dr$$

$$F_i = K \int_{r_i}^{r_f} (\theta)_0^{2\pi} dr$$

$$F_i = K \int_{r_i}^{r_f} 2\pi \cdot dr$$

$$F_i = 2\pi K \int_{r_i}^{r_f} dr = 2\pi \cdot K \cdot [r$$
$$\quad]_{r_i}^{r_f}$$

$$F_i = 2\pi K [r_f - r_i]$$

Sustituyendo el valor de K obtenemos la ecuación de la fuerza de impulsión:

$$F_i = 2\pi \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot [r_f - r_i]$$

A fin de obtener la ecuación para la capacidad máxima del embrague a torsión, multiplicamos la fuerza de impulsión por el coeficiente de de rozamiento $f_f = \mu \cdot F_i$, cuyo momento respecto del eje central del área es:

$$dT_f = r \cdot df_f$$

$$dT_f = r \cdot \mu \cdot dF_i$$

Recordando que: $dF_i = P \cdot dA = P \cdot r \cdot d\theta dr = K \cdot d\theta dr$ y sustituyendo en la ecuación anterior obtenemos:

$$dT_f = r \cdot \mu \cdot K \cdot d\theta \cdot dr$$

$$dT_f = K \cdot \mu \int_{r_i}^{r_f} \int_0^{2\pi} r \cdot d\theta dr$$

$$dT_f = K \cdot \mu \int_{r_i}^{r_f} [\theta]_0^{2\pi} \cdot r \cdot dr$$



$$dT_f = K \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_f} [2\pi - 0] \cdot r \cdot dr$$

$$dT_f = 2\pi \cdot K \cdot \mu \cdot \int_{r_i}^{r_f} r \cdot dr$$

$$T_f = 2\pi \cdot K \cdot \mu \cdot \left[\frac{r^2}{2} \right]_{r_i}^{r_f}$$

$$T_f = \pi \cdot K \cdot \mu \cdot [r_f^2 - r_i^2]$$

Sustituyendo el valor de K

$$T_f = \pi \cdot \mu \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot [r_f^2 - r_i^2]$$

La ecuación anterior nos determina el torque máximo que puede soportar el embrague.

Reduciendo la ecuación anterior.

$$T_f = \pi \cdot \mu \cdot P_{max} \cdot r_i [r_f - r_i][r_f + r_i]$$

Multiplicando por 2 y dividiendo por 2, y acomodando la ecuación:

$$T_f = \frac{\mu \cdot [r_f + r_i]}{2} \cdot [2\pi \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot (r_f - r_i)]$$

Si recordamos que:

$$F_i = 2\pi \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot [r_f - r_i]$$

$$r_m = \frac{[r_f + r_i]}{2}$$

Sustituyendo en la ecuación obtenemos:

$$T_f = \mu \cdot F_i \cdot r_m$$



Potencia de desgaste.

Obsérvese que el par torsional es proporcional al radio promedio, pero en la ecuación anterior no interviene ninguna área. En consecuencia, para determinar el diseño de las dimensiones finales, se requiere algún otro parámetro. El factor ausente en las ecuaciones es la tasa de desgaste que se espera con el material de fricción.

La tasa de desgaste se basara en la potencia de fricción P_f :

En el sistema Internacional la ecuación es: $P_f = T_f \cdot \omega$ [watts]

En el sistema Ingles: $P_f = \frac{T_f \cdot n}{63000}$ [HP]



3. Frenos.

3.1. Definición.

Se denomina freno, a todo dispositivo capaz de modificar el estado de movimiento de un sistema mecánico mediante fricción, pudiendo incluso detenerlo completamente absorbiendo la energía cinética de sus componentes y transformándolo en energía térmica.

Los frenos son sistemas mecánicos que mediante rozamiento permite regular la velocidad de movimiento de los arboles y otros elementos, bien disminuyendo o bien manteniéndola.

Los frenos son elementos de maquinas que absorben la energía cinética o potencial en el proceso de detener una pieza que se mueve o reducir la velocidad de esta. La energía absorbida se disipa en forma de calor. La capacidad de un freno depende de la presión unitaria entre las superficies de energía que están siendo absorbida. El comportamiento de un freno es análogo al de un embrague, con la diferencia que un embrague conecta una parte móvil con otra parte móvil, mientras que el freno conecta una parte móvil con una estructura.

3.2. Clasificación de los frenos.

Se llama freno a cualquier mecanismo capaz de detener el movimiento o bien reducirlo, se usan muchos mecanismos diferentes en los equipos para carretera y fuera de ellas para reducir la velocidad de rotación de una rueda, malacate, tambor, oruga, transmisión o reducir la velocidad del motor. Sin embargo, la mayoría de los mecanismos de freno usan forros de rozamiento, almohadillas, o placas que se empujan contra la superficie de rotación o de reacción fija. La fuerza es proviene del fluido, o del aire atmosférico, de la presión del aceite, o de mecanismos, esta controlada por el operador, por medio de un dispositivo de control. El esfuerzo de frenado o la retardación se acrecienta aumentando la fuerza aplicada o se disminuye reduciendo la fuerza.



Clasificación

Freno de zapata

Freno de tambor { Tipo de leva
Tipo de cuña

Freno Neumatico

Freno Hidraulico

Freno de banda

3.2.1. Freno de zapata.

Freno de tambor de zapata interna o externa.

Este tipo de freno es muy sensible a los cambios de coeficientes de frenado producidos por el sobrecalentamiento o la inclusión de polvo o agua, lo cual lo hace inestable cuando trabajan en pares.

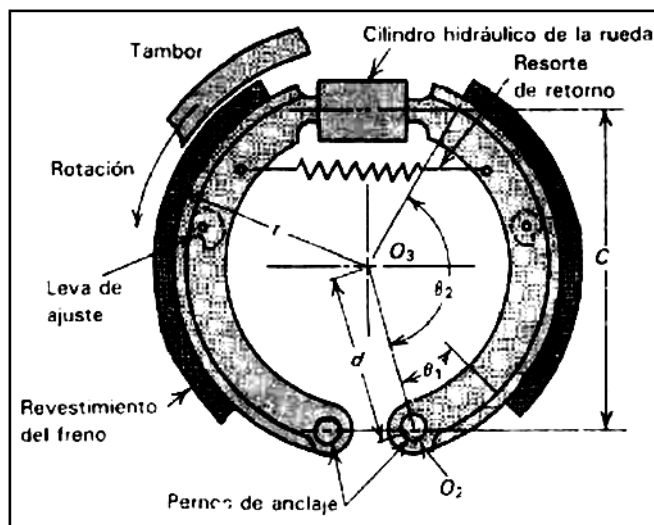


Figura 9 - Freno de zapata interna

El tipo mas popular de zapata para los sistemas pequeños de frenos es la zapata de acero prefabricada. En los sistemas mayores se usan, aleaciones de hierro fundido, de aluminio, o de hierro maleable. Fuera de estas diferencias, las zapatas



tanto en los sistemas mayores o pequeños son muy parecidas, según lo muestra la figura 9

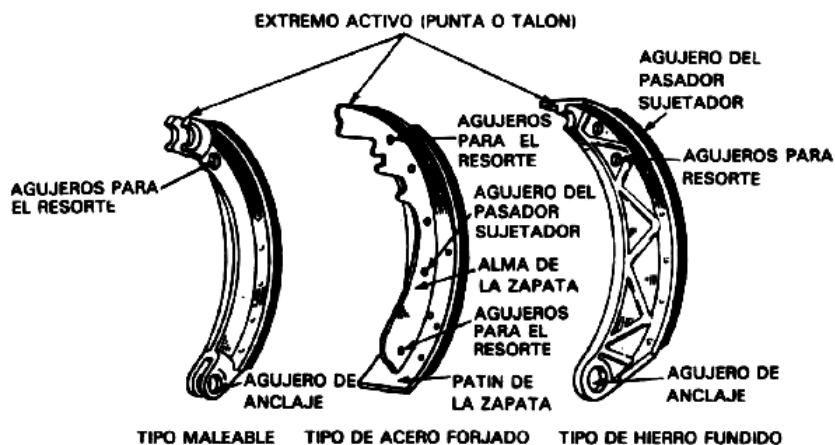


Figura 10 - Vista esquemática de las tres formas más comunes de zapatas (FMC. Corporation)

Una zapata de freno consiste en un patín y un alma. El forro o bloques de freno que se ajustan al patín con soldadura, remaches o tornillos. El alma de la zapata soporta el patín el resorte antagonista de la zapata. Algunas llevan la guía de ajuste automático y la palanca. El pasador sujetador pasa a través de un agujero del alma. Un extremo del alma de la zapata (el talón) tiene el agujero de anclaje. El otro extremo (la punta) es el extremo activado. Dependiendo de la disposición de las zapatas de los frenos, la zapata puede llamarse primaria, secundaria, para frenar hacia adelante, o de reversa.

Materiales para forros de frenos.

Los tipos básicos de forros que se usan son:

Forros tejidos

Forros moldeados rígidos

Forros de mezcla secas moldeadas

Los tres tipos usan asbesto como componente principal por su elevado coeficiente de rozamiento, elevada resistencia al calor y fuerza.



Por lo general, se usan forros tejidos en los tambores de los malacates, en los embragues húmedos y secos, y en automóviles y camionetas como tipo principal de forros para las zapatas. Los forros tejidos se hacen principalmente de fibras de asbesto con pequeña proporción de algodón (para facilitar su fabricación). Pueden añadirse, además, pequeñas proporciones de latón, plomo, zinc, cobre y grafito para modificar el coeficiente de rozamiento en forma deseada y para darle la resistencia al calor y al debilitamiento del frenado. La mezcla se impregna luego con un agente aglutinante (resina), y se teje con la anchura y espesor deseados, y luego se comprimen formando un producto rígido o semimaleable. Se labra a la anchura y espesor deseados, así como el arco del tambor. Luego se le generan agujeros avellanados para los tornillos o remaches y se prueba su ajuste correcto. (Ver figura 11)

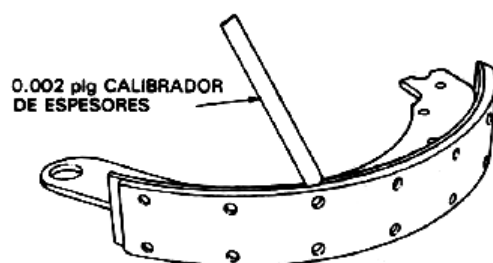


Figura 11 - Comprobación del ajuste de un forro moldeado (International Harvester Company)

Forros rígidos moldeados

El tipo de forros mas usados en vehículos ligeros y medianos es el rígido moldeado, por que puede producirse con casi cualquier coeficiente de rozamiento y también tiene una resistencia elevada mecánica y al debilitamiento del frenado. Además, lo rigido delas tolerancias de los fabricantes facilitan las labores de cambio de forros, por que no hay que darle la forma curva para justarlos al diámetro del tambor.

Este forro se hace principalmente de fibras cortas y polvo de asbesto. Además, para mejorar su resistencia al calor y su coeficiente de rozamiento, se le añaden, azufre en polvo, polvo de cascara de nuez, y una pequeña cantidad (de una o mas de estas sustancias:) latón, cobre, plomo, hule y zinc.



Forros de mezclas secas moldeadas

Los forros de mezclas secas moldeadas se usan en los equipos para carreteras y para fuera de ellas, donde son indispensables una alta resistencia al debilitamiento de los frenos y una rápida recuperación, los forros de buena calidad de este tipo están hechos de manera principal de fibra de asbesto añadiéndole materiales que le aumenten el rozamiento como el aluminio, siliconas, plomo, zinc, grafito y cantidades pequeñas de hule. Después que se han mezclado la fibra de asbesto y los aditivos, se le añade la resina. Esta combinación se prensa formando hojas, se tratan, y luego se les da forma de arco a una temperatura y presión controladas. El bloque semiterminado se corta luego a la anchura especificada, se perfora y se avellan las perforaciones.

3.2.2. Freno de tambor:

a) Freno de tambor del tipo de leva.

El conjunto de un sistema de frenos de leva tiene, generalmente, los mismos componentes que un freno hidráulico de anclaje sencillo o doble que tenga un cilindro de rueda de dos extremos. Sin embargo, en lugar de cilindro hidráulico de la rueda, el de leva usa una en S o plana para empujar (separar) las zapatas de freno contra la superficie de rozamiento del tambor de freno, según lo muestra la figura 12:

Además requiere de un dispositivo (ajustador de tensión) que cambia la fuerza neumática o hidráulica aplicada al movimiento giratorio (par). Al funcionar así actúa como multiplicador de par, aumentando la fuerza aplicada. Como el nombre lo indica, el ajustador de tensión sirve para un objeto más, es decir, para ajustar los frenos.

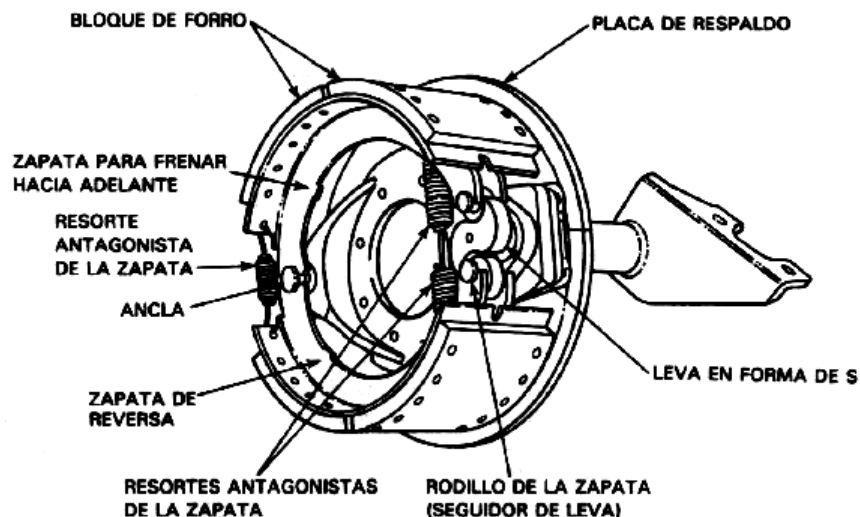


Figura 12 - Vista de un freno de ancla sencilla y leva en S. (Eaton Corporation)

Funcionamiento.

Cuando se sueltan los frenos, los resortes antagonistas de las zapatas de freno tiran de ellas alejándolas de la superficie del tambor; los rodillos de las levas o cojinetes de presión de las levas, se apoyan firmemente contra la leva en S. cuando la varilla de empuje de la cámara de aire o el cilindro hidráulico de la rueda obligan a girar al ajustador de tensión, hace girar la flecha de la leva y la leva en S (véase la figura).

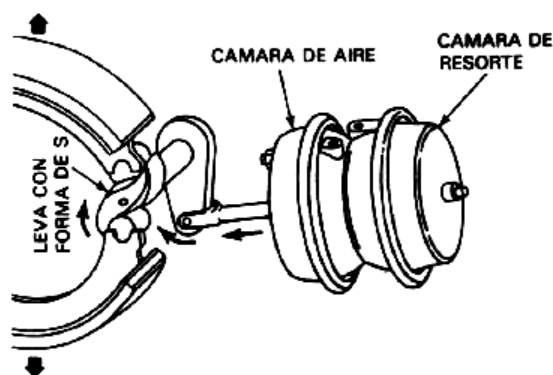


Figura 13 - Vista esquemática del funcionamiento del freno de leva (Wagner Electric Sales Corporation)

La rotación (en el sentido de las manecillas del reloj) de la leva en relación con la rotación de la rueda y el eje de la leva tiene una inclinación aproximada de 17°

cuando los frenos se encuentran bien ajustados. Esta semirotacion hace que los rodillos de la leva rueden en la leva con forma de S, los rodillos de la leva se empujan hacia afuera. La distancia del centro de la leva al contacto del rodillo de la misma aumenta al aumentar la rotación. Las zapatas se separan, empujando el forro del freno en contacto con la superficie del tambor de freno. La zapata hacia adelante es activada parcialmente y transmite su par de frenado a la leva, al aumentar la fuerza neumática o hidráulica, el par aumenta y la zapata del freno ejerce una fuerza mayor contra la superficie de rozamiento del tambor. Cuando se reduce la fuerza aplicada o se suprime por completo se permite que la leva gire en el sentido contrario de las manecillas del reloj. Esto disminuye la distancia entre los rodillos de la leva y el centro de la misma, reduciendo la fuerza separadora. Cuando se ha suprimido en su totalidad la fuerza aplicada, los resortes antagonistas de la zapata sostienen en contacto sus rodillos con ella, alejándola del tambor.

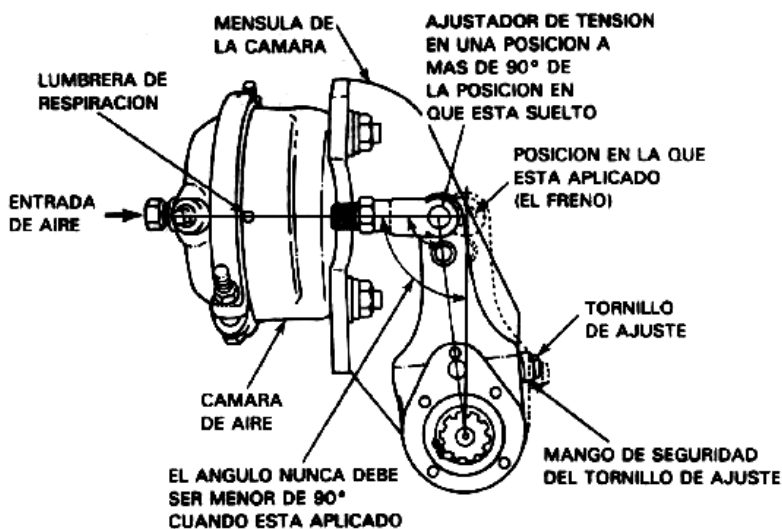


Figura 14 - Vista de la cámara del freno y del ajustador de tensión. (Wagner Harvester Company)

b) Freno del tipo de cuña.

Su funcionamiento en la zapatas equivale al de los frenos que llevan dos cilindros dobles en las ruedas. Ambas zapatas del freno funcionan también para adelante debido al efecto automático hacia adelante y de reversa.

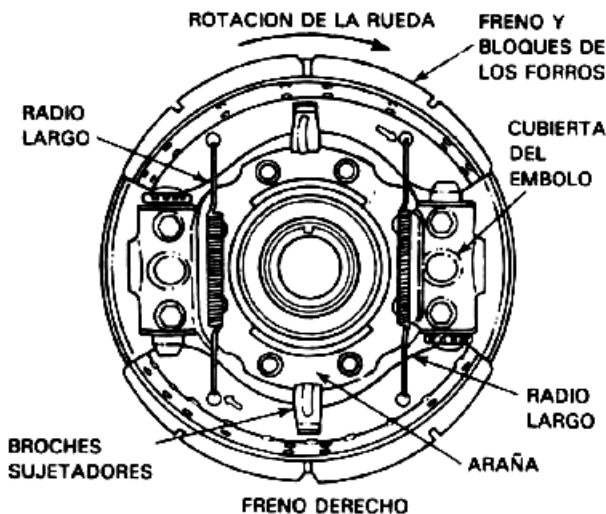


Figura 15 - Vista de un freno de cuña de 17 plg. (International Harvester Company).

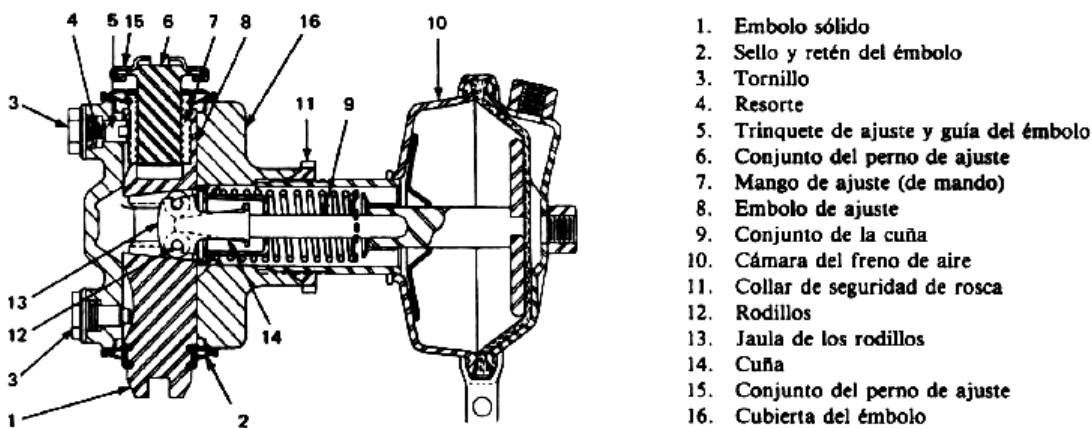


Figura 16 - Sección de la cubierta de un embolo y de la cámara de aire (International Harvester Company)

Funcionamiento.

Cuando sube la presión hidráulica en los cilindros de la rueda, el pistón empuja la cuña (hacia abajo) a mayor profundidad entre los rodillos, y esto mueve los émbolos separándolos en forma pareja y, tanto, empuja los forros de la zapata contra la superficie del tambor. El contacto de los forros hace que el tambor arrastre haciendo girar un poco las zapatas, y como resultado se empuja el talón de cada zapata hacia adentro. Esto mueve el embolo solido, la cuña, y el embolo



de ajuste empuja la punta de cada zapata hacia afuera a una distancia equivalente a la que se mueven los talones hacia adentro. (Véase la figura 17)

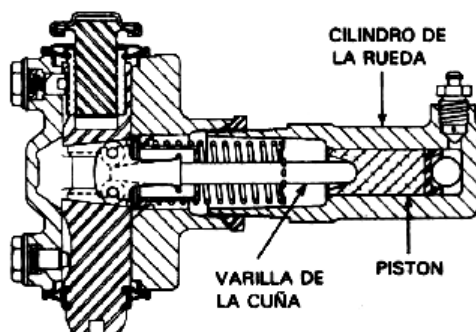


Figura 17 - Sección de un freno de cuña que funciona hidráulicamente (International Harvester Company)

El embolo solido se convierte ahora en el ancla y transmite el par del freno a la araña. Cuando se elimina la presión hidráulica el resorte de la cuña empuja la cuña, los rodillos y el pistón hidráulico hacia arriba. Al mismo tiempo, debido al empuje del resorte antagonista de la zapata el embolo sigue a los rodillos que retroceden, y las zapatas del freno se mueven alejándose de la superficie del tambor del freno.

3.2.3. Freno neumático.

Los frenos del tubo interior de expansión, se utilizan en los malacates y como embrague. Este tipo de freno puede funcionar con aire, aceite, o combinaciones de aire y aceite. Todos los tipos de frenos de tubo interior de expansión constan básicamente de los mismos componentes y piezas y funcionan basándose en el mismo principio.

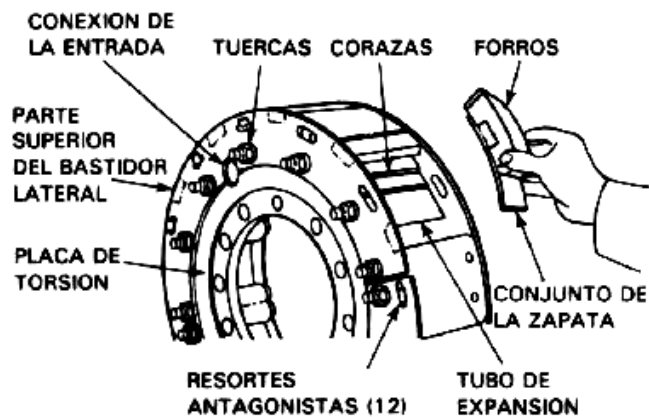
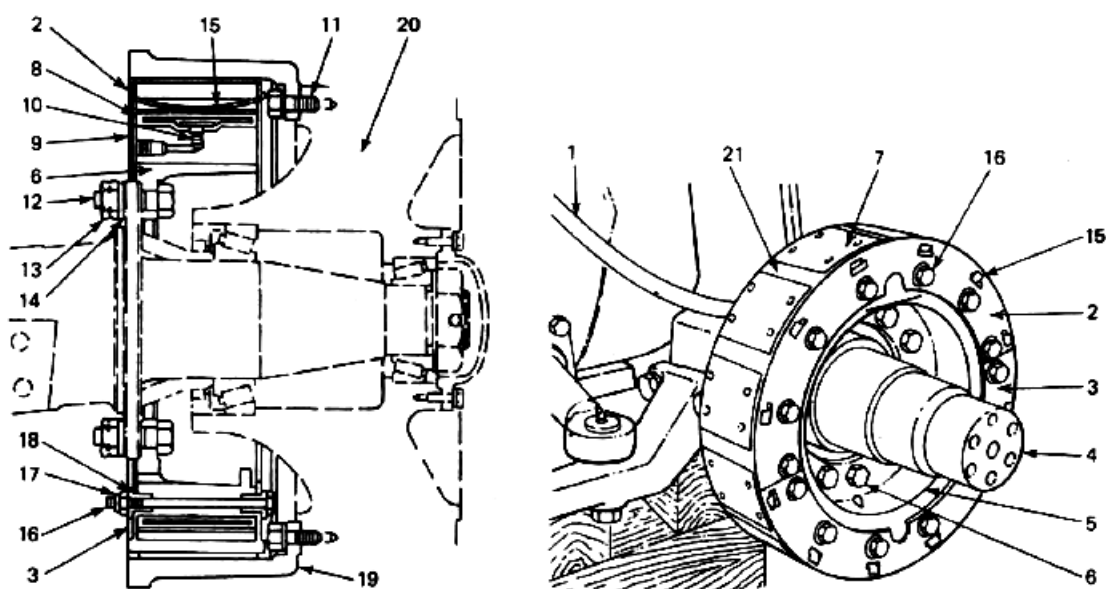


Figura 18 - Vista del conjunto de la zapata de freno [desmontado] (Caterpillar Tractor Company)



- | | | |
|--|-----------------------------|---------------------------|
| 1. Manguera de la bomba del freno | 8. Conjunto expansor (tubo) | 15. Resorte antagonista |
| 2. Mitad superior del bastidor lateral | 9. Conexión | 16. Pernos que atraviesan |
| 3. Mitad inferior del bastidor lateral | 10. Sello | 17. Tuercas |
| 4. Eje de la rueda | 11. Perno | 18. Buje |
| 5. Placa de torsión | 12. Perno | 19. Tambor del freno |
| 6. Pernos | 13. Tuercas | 20. Cubo de la rueda |
| 7. Forros de bloques | 14. Roldanas | 21. Barras de torsión |

Figura 19 - Sección y vista lateral de un conjunto interior de tubo de expansión de freno (Caterpillar Tractor Co.)

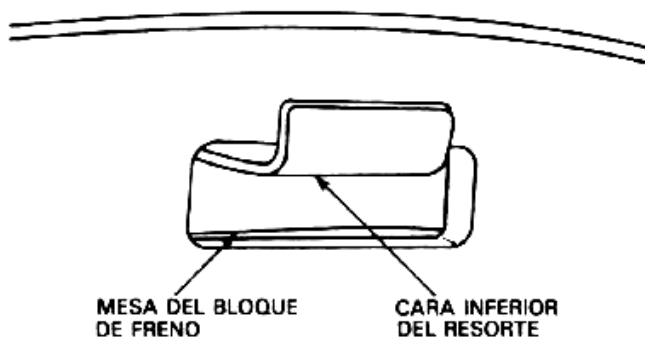


Figura 20 - Vista del corte del resorte de retroceso (Caterpillar Tractor Co.)

3.2.4. Freno hidráulico

En todos los sistemas de frenos hidráulicos, la fuerza que aplica el operador o conductor se transmite por una palanca de pistón de la bomba de frenos. La fuerza empuja al pistón y envía el líquido para frenos a las tuberías hidráulicas, que están conectadas a cuatro, seis, y ocho cilindros de freno de rueda. Dependiendo del área del pistón de la bomba, la fuerza aplicada aumenta o disminuye la presión en la tubería. El líquido desalojado (a baja presión) entra a los cilindros de las ruedas. Al aumentar la resistencia, la presión aumenta. Esto empuja las zapatas del freno contra el tambor del freno produciéndose el frenado. Cuando la fuerza en el pedal aumenta, aumenta la presión en el sistema, la cual, a su vez, empuja la zapata del freno con mayor fuerza contra el tambor del freno. Cuando se suprime la presión en el pedal, la fuerza en el pistón de la bomba también se anula, reduciendo la presión dentro del sistema de frenos, los resortes antagonistas de las zapatas de los frenos retiran las zapatas de los tambores, empujando los pistones de los cilindros de freno a moverse hacia adentro. Cada cilindro de la ruedas empuja el líquido de regreso a la bomba. (Ver figura 21)

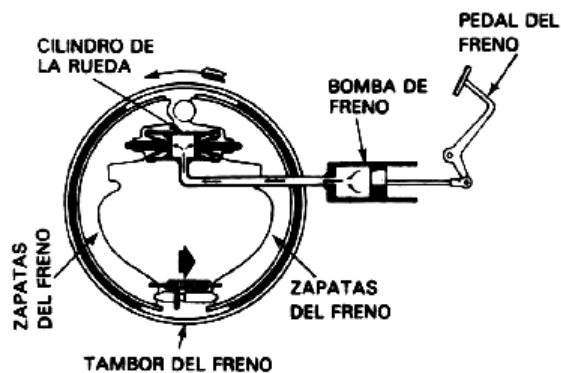


Figura 21 - Vista esquemática de un sistema de frenos hidráulicos convencionales (Wagner Electric Sales Corporation)

3.2.5. Freno de banda o cinta

Los frenos de cinta, son cintas de acero forradas en material friccionante, arrollada alrededor de un tambor o un cilindro, la tensión se aplica a la cinta, se encuentra en al dirección del par resistido para generar el efecto de autoenergizacion.

Existen dos tipos de frenos de cinta.

Freno de cinta simple

Freno de cinta diferencial

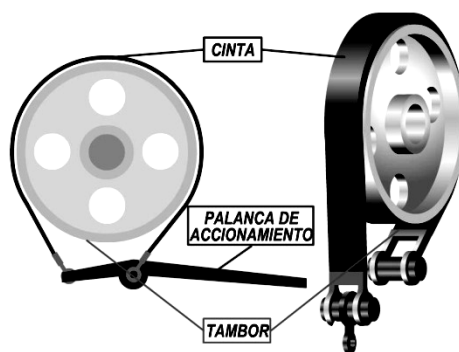


Figura 22 - Freno de cinta diferencial



3.3. Componentes.

a) Tambores y zapatas de frenos.

Lo más importante en cualquier sistema con cualquier tipo de tambor de freno son las zapatas, los forros y los tambores. Es necesaria una gran maestría de parte de los ingenieros y metalurgistas para el proyecto de tambores, zapatas, forros para un equipo determinado, de manera que soporten la presión aplicada y el calor, conservando la eficacia para el frenado.

Es relativamente sencillo hacer tambores de frenos que soporten la presión aplicada y hacer los tambores de freno buenos conductores de calor. Mantener efectivo el frenado, sin embargo, es mucho más complicado, debido a que los tambores de freno se calientan debido al frenado, algunas veces tanto, que los tambores se dilatan (aumentando su diámetro). Sin embargo, la zapatas de freno no absorben calor a través de los forros tan rápido como los tambores. El calor se produce en la superficie exterior de la zapata, y, en consecuencia, el radio de la zapata del freno no se dilata con la misma rapidez que el tambor. Con el diámetro del tambor aumentando y el de la zapata (o cerca) de su tamaño original. El área total de forro total afectada se reduce, disminuyendo la fuerza de frenado. Por otra parte, entre aplicaciones de freno, el tambor se enfría mas aprisa que las zapatas, contrayendo al tambor hasta (o cerca) de su diámetro original. Al mismo tiempo las zapatas de freno han absorbido calor del tambor y se dilatan, aumentando su radio. Bajo esta circunstancia, es posible que el radio de la zapata llegue a ser mayor que el radio del tambor y, por tanto, cuando se aplican los frenos, puede resultar que la fuerza de frenado disminuya. Debido a muchos factores evidentes que hay que considerar en el proyecto de tambores y zapatas, se fabrican de forma muy variada.

b) Tambores de frenos.

Los dos tipos básicos de tambores de frenos que se consideran básicos son los de tipo interior, en los que la superficie de rozamiento de la zapata es la



circunferencia interior del tambor, y del tipo externo, en el que la zapata o freno en forma de banda se coloca sobre la superficie de rozamiento exterior del tambor.

Otra clase de tambor de freno que se usa en algunos equipos, es el tipo interior exterior. El tambor para este tipo de freno tiene dos superficies labradas a maquina la interior y la exterior. En la figura 23 se pueden observar la clasificación mencionada.

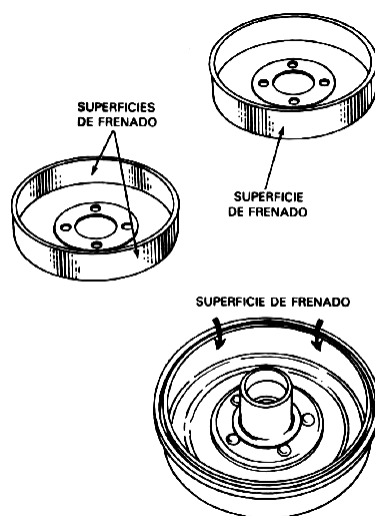


Figura 23 - Vista del tambor de frenos (FMC Corporation)

El diámetro del tambor del freno, la anchura de la superficie de rozamiento, el tipo de material, tamaño de los tornillos, forma en la que están colocados, todos son factores correlacionados con las necesidades de los frenos y la aplicación que se les quiera dar. En muchas aplicaciones de los frenos, el tambor esta acoplado por estrías a la flecha de entrada o de la salida de la transmisión, o esta atornillado a una platina de la transmisión, o acoplado con estrías o atornillado a un tambor de malacate o flecha de diferencial.

Los tipos más comunes de tambores de frenos son de acero forjado, aleaciones de hierro fundido.



3.4. Freno para el equipo de laboratorio

Para el equipo de laboratorio se selecciono un freno de zapata externa debido a que es el más utilizado y en el mercado se encuentra mas variedad de este tipo frenos, ya sea de zapata interna, externa u corta

Como se ha podido observar en las clasificaciones anteriores se ha hablado sobre las zapatas de frenos, estas son las que contienen los forros del material friccionante, que hacen contacto con el tambor para reducir la velocidad del sistema o bien detenerlo, para nuestro análisis matemático se centra en estas (zapatas), debido a esto se ha creado la siguiente clasificación.

3.4.1. Freno zapata externa.

a) Parámetros de funcionamiento.

Siendo los parámetros de funcionamiento similares a los del embrague se puede referir a la sección 2.4.1 literal a)

b) Fundamentos teóricos.

Análisis de presión uniforme:

Cuando el ángulo de contacto θ se mayor a 50° o 60° las suposiciones de distribución de presión uniforme y fuerzas normal y de fricción actuando en el centro de la zapata puede conducir a errores apreciables. El problema lógicamente concierne a la distribución de la presión. Debido a que la zapata no es rígida, se deformara y a esto se le debe de sumar la carga aplicada será la que probablemente cause que la distribución de la presión sea diferente a la supuesta.

Sin embargo, se hará las siguientes suposiciones.

Que no ocurren deflexiones ni en las zapatas ni en el tambor



La presión varía directamente con la distancia del pivote O. Esta suposición es equivalente a suponer que el desgaste es proporcional a PV [presión por velocidad].

La presión en un ángulo arbitrario O, es proporcional a $C \text{sen}\theta$, pero ya que C es una constante, la presión varía directamente con $\text{sen}\theta$, lo anterior expresado por medio de una ecuación quedaría de la siguiente forma.

$$p \propto C \text{sen}\theta \propto \text{sen}\theta$$

O también se expresa como: $p = k \text{sen}\theta$

Donde k : es una constante de proporcionalidad

p : es una presión a un ángulo arbitrario θ .

Si P_{\max} es la presión máxima admisible determinada por las propiedades del material del revestimiento del freno entonces:

$$k = \frac{p}{\text{sen}\theta} = \frac{p_{\max}}{\text{sen}\theta_{\max}} \quad [\text{proporcionalidad}]$$

$$p = \frac{p_{\max}}{\text{sen}\theta_{\max}} \text{sen}\theta$$

Esta ecuación da la distribución de la presión para un ángulo particular θ , obviamente para valores pequeños de θ la presión desarrollada será muy pequeña. La presión máxima se obtiene para $\theta=90^\circ$ y si θ_2 es mayor disminuye la magnitud de la presión. Como resultado de lo anterior se ganara muy poca capacidad de frenado cuando θ_2 sea mayor de 120° .

Después de ensayar y aplicar la proporcionalidad anterior se deducen las siguientes conclusiones.

P es máximo cuando $\theta=90^\circ$

P es cero cuando $\theta=0^\circ$

Por ultimo, el término θ_{\max} se evalúa como sigue:



$\text{Sen } \theta_{\text{max}} = \text{Sen } 90^\circ$ cuando $\theta > 90^\circ$

$\text{Sen } \theta_{\text{max}} = \text{Sen } \theta_2$ cuando $\theta \leq 90^\circ$

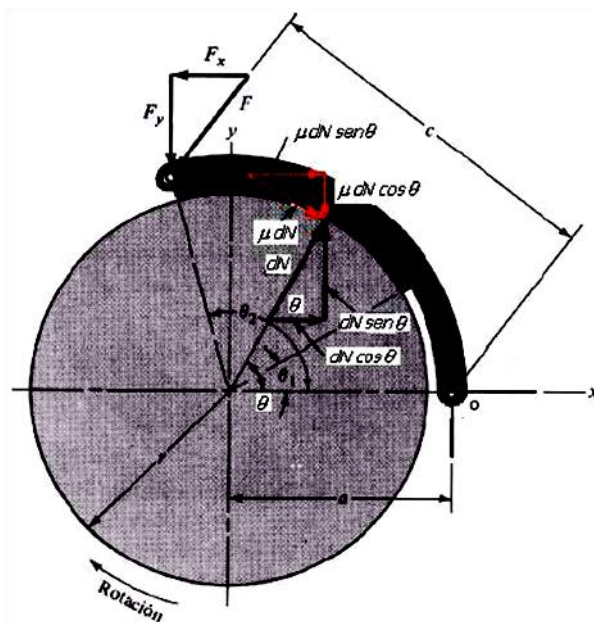


Figura 24 - Esquema de un freno de zapata externa

Debido a que la presión no es constante alrededor de la zapata, será necesario analizar un elemento diferencial $rd\theta$ como se muestra en la figura 24. Nuestro objetivo es obtener una ecuación para calcular la fuerza impulsora F_i . Obviamente el procedimiento utilizado es realizar una suma de momentos con respecto al punto del pivote en O:

$$\Sigma M_o = 0$$

$$+F \cdot c - \mu \cdot dN \cdot (r - a \cos \theta) - dN \cdot a \sin \theta = 0$$

$$F \cdot c = \mu \cdot dN \cdot (r - a \cos \theta) + dN \cdot a \sin \theta$$

$$F \cdot c = M_f + M_n$$

Donde:

$$M_n = a \sin \theta \cdot dN$$

$$M_f = \mu \cdot (r - a \cos \theta) \cdot dN$$



dN : es la reacción normal sobre el tambor aplicada a la altura del ángulo genérico θ y sobre el arco diferencial de longitud $r \cdot d\theta$

Encontrando los momentos que se producen con respecto al pivote O

Momento normal.

$$dM_n = a \cdot \text{sen} \theta \cdot dN$$

$$\text{Si } dN = P \cdot dA$$

$$\therefore dM_n = a \cdot \text{sen} \theta \cdot P \cdot dA$$

$$\text{si } dA = b \cdot r \cdot d\theta$$

$$\therefore dM_n = a \cdot \text{sen} \theta \cdot P \cdot b \cdot r \cdot d\theta$$

$$dM_n = a \cdot b \cdot r \cdot P \cdot \text{sen} \theta \cdot d\theta$$

recordando que:

$$P = \frac{P_{max}}{\text{sen} \theta_{max}} \text{sen} \theta$$

$$\text{si } K = \frac{P_{max}}{\text{sen} \theta_{max}}$$

$$\text{entonces: } P = K \cdot \text{sen} \theta$$

sustituyendo en la ecuación anterior:

$$dM_n = a \cdot b \cdot r \cdot k \cdot \text{sen} \theta \cdot \text{sen} \theta \cdot d\theta$$

$$dM_n = a \cdot b \cdot r \cdot k \cdot \text{sen}^2 \theta \cdot d\theta$$

Integrando la expresión anterior:

$$\int dM_n = \int_{\theta_1}^{\theta_2} a \cdot b \cdot r \cdot k \cdot \text{sen}^2 \theta \cdot d\theta$$



$$\int dM_n = a \cdot b \cdot r \cdot k \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2 \theta \cdot d\theta$$

por medio de tablas^[Bib. 4] obtenemos:

$$M_n = a \cdot b \cdot r \cdot k \cdot \left[\frac{\theta}{2} - \frac{\text{sen}(2\theta)}{4} \right]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$M_n = a \cdot b \cdot r \cdot k \cdot \left[\left(\frac{\theta_2}{2} - \frac{\text{sen}(2\theta_2)}{4} \right) - \left(\frac{\theta_1}{2} - \frac{\text{sen}(2\theta_1)}{4} \right) \right]$$

ordenando la expresion anterior

$$M_n = a \cdot b \cdot r \cdot k \cdot \left[\frac{\theta_2 - \theta_1}{2} - \frac{\text{sen}(2\theta_2) - \text{sen}(2\theta_1)}{4} \right]$$

sustituyendo el valor de $K = \frac{P_{max}}{\text{sen}\theta_{max}}$ obtenemos:

$$M_n = a \cdot b \cdot r \cdot \frac{P_{max}}{\text{sen}\theta_{max}} \cdot \left[\frac{\theta_2 - \theta_1}{2} - \frac{\text{sen}(2\theta_1) - \text{sen}(2\theta_2)}{4} \right]$$

Momento de fricción.

$$dM_f = \mu \cdot (r - a \cdot \cos \theta) \cdot dN$$

$$\text{Si } dN = P \cdot dA$$

$$\therefore dM_f = \mu \cdot (r - a \cdot \cos \theta) \cdot P \cdot dA$$

$$\text{si } dA = b \cdot r \cdot d\theta$$

$$\therefore dM_f = \mu \cdot (r - a \cdot \cos \theta) \cdot P \cdot b \cdot r \cdot d\theta$$

$$dM_f = \mu \cdot b \cdot r \cdot P \cdot (r - a \cdot \cos \theta) \cdot d\theta$$

recordando que:

$$P = \frac{P_{max}}{\text{sen}\theta_{max}} \text{sen}\theta$$



$$\text{si } K = \frac{P_{\max}}{\text{sen } \theta_{\max}}$$

$$\text{entonces: } P = K \cdot \text{sen } \theta$$

sustituyendo en la ecuacion anterior:

$$dM_f = \mu \cdot b \cdot r \cdot K \cdot \text{sen } \theta \cdot (r - a \cdot \cos \theta) \cdot d\theta$$

$$dM_f = \mu \cdot b \cdot r \cdot K \cdot (r - a \cdot \cos \theta) \cdot \text{sen } \theta \cdot d\theta$$

Integrando la expresion anterior:

$$\int dM_f = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu \cdot b \cdot r \cdot K \cdot (r - a \cdot \cos \theta) \cdot \text{sen } \theta \cdot d\theta$$

$$\int dM_f = \mu \cdot b \cdot r \cdot K \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} (r - a \cdot \cos \theta) \cdot \text{sen } \theta \cdot d\theta$$

$$\int dM_f = \mu \cdot b \cdot r \cdot K \cdot \left[\int_{\theta_1}^{\theta_2} r \cdot \text{sen } \theta \cdot d\theta - \int_{\theta_1}^{\theta_2} a \cdot \text{sen } \theta \cdot \cos \theta \cdot d\theta \right]$$

$$\int dM_f = \mu \cdot b \cdot r \cdot K \cdot \left[r \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen } \theta \cdot d\theta - a \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen } \theta \cdot \cos \theta \cdot d\theta \right]$$

por medio de tablas^[Bib. 4] obtenemos:

$$M_f = \mu \cdot b \cdot r \cdot K \cdot \left[-r \cdot \cos \theta - \frac{a \cdot \text{sen}^2 \theta}{2} \right]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$M_f = \mu \cdot b \cdot r \cdot K \cdot \left[\left(-r \cdot \cos \theta_2 - \frac{a \cdot \text{sen}^2 \theta_2}{2} \right) - \left(-r \cdot \cos \theta_1 - \frac{a \cdot \text{sen}^2 \theta_1}{2} \right) \right]$$

$$M_f = \mu \cdot b \cdot r \cdot K \cdot \left[r \cdot (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) - \frac{a}{2} \cdot (\text{sen}^2 \theta_2 - \text{sen}^2 \theta_1) \right]$$

sustituyendo el valor de $K = \frac{P_{\max}}{\text{sen} \theta_{\max}}$ obtenemos:



$$M_f = \mu \cdot b \cdot r \cdot \frac{P_{max}}{\text{sen} \theta_{max}} \cdot \left[r \cdot (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) - \frac{a}{2} \cdot (\text{sen}^2 \theta_2 - \text{sen}^2 \theta_1) \right]$$

Torque de fricción por zapata:

$$dT_f = r \cdot dF_f$$

$$dT_f = r \cdot (\mu \cdot dN)$$

$$\text{Si } dN = P \cdot dA$$

$$\therefore dT_f = r \cdot \mu \cdot P \cdot dA$$

$$\text{si } dA = b \cdot r \cdot d\theta$$

$$\therefore dT_f = r \cdot \mu \cdot P \cdot b \cdot r \cdot dA$$

$$dT_f = r^2 \cdot \mu \cdot P \cdot b \cdot d\theta$$

recordando que:

$$P = \frac{P_{max}}{\text{sen} \theta_{max}} \text{sen} \theta$$

$$\text{si } K = \frac{P_{max}}{\text{sen} \theta_{max}}$$

$$\text{entonces: } P = K \cdot \text{sen} \theta$$

sustituyendo en la ecuacion anterior:

$$dT_f = r^2 \cdot \mu \cdot b \cdot K \cdot \text{sen} \theta \cdot d\theta$$

Integrando:

$$\int dT_f = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu \cdot b \cdot K \cdot r^2 \cdot \text{sen} \theta \cdot d\theta$$



$$\int dT_f = \mu \cdot b \cdot K \cdot r^2 \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen } \theta \cdot d\theta$$

$$T_f = \mu \cdot b \cdot r^2 \cdot K \cdot (-\cos \theta)_{\theta_1}^{\theta_2}$$

sustituyendo K y ordenando la ecuación

$$T_f = \mu \cdot b \cdot \frac{P_{max}}{\text{sen } \theta_{max}} \cdot r^2 \cdot [(-\cos \theta_2) - (-\cos \theta_1)]$$

$$T_f = \mu \cdot b \cdot r^2 \cdot \frac{P_{max}}{\text{sen } \theta_{max}} \cdot (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)$$

Si recordamos la suma de los momentos con respecto al pivote nos dio la ecuación:

$$F = \frac{M_f + M_n}{c}$$

Los signos de los momentos de la ecuación anterior dependen de la localización del punto del pivote, cuando usemos la ecuación para calcular la fuerza de impulsión deberá de usarse el signo algebraico obtenido para el momento. También es lógico que si M_n y M_f tienen el mismo signo no se tendrá el efecto de autotrabado. Al cambiar la dirección de la rotación del tambor se cambiara el signo del momento de la fuerza de fricción, y la fuerza aplicada cambia a:

$$F = \frac{M_f - M_n}{c}$$

En este caso si habrá un efecto de autotrabado.

Ahora definiremos unos conceptos:

Autoenergizante:

Cuando la fuerza de fricción ayuda a la fuerza aplicada a aplicar el freno.



Autodesenergizante:

La dirección de la fuerza de fricción sería al contrario. Esto provocaría que se opusiera a la aplicación del freno.

3.4.2. Freno de tambor de zapata corta.

El freno de bloque mostrado en la figura 25.

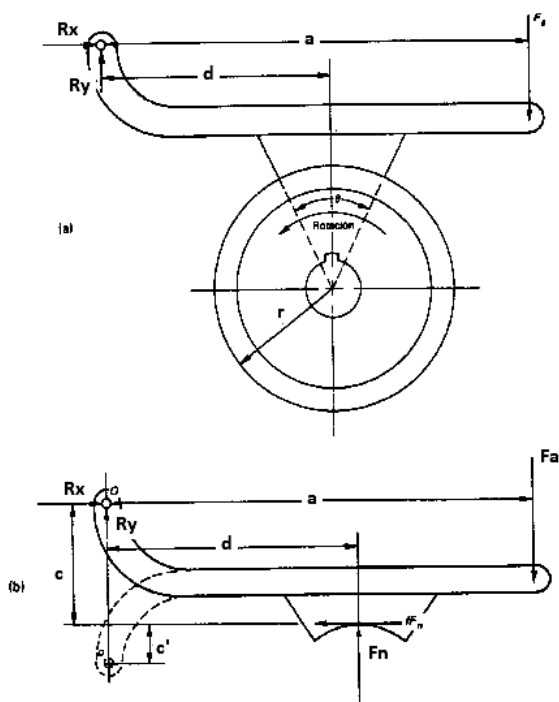


Figura 25 - Freno de tambor de zapata Corta

Se le considera de zapata corta, si la distribución de presión es constante a lo largo de la zapata; en otras palabras, si el ángulo de contacto θ es lo suficientemente pequeño para suponer la distribución uniforme de la presión, la fuerza resultante normal actuara en el centro de la zapata.

Es un diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan a lo largo de la zapata.

Fuerza Normal:

$$F_n = P \cdot A$$



$$F_n = P \cdot (b \cdot r \cdot \theta)$$

$$F_n = P_{max} \cdot b \cdot r \cdot \theta$$

Fuerza de fricción

$$F_f = \mu \cdot F_n$$

$$F_f = P_{max} \cdot \mu \cdot b \cdot r \cdot \theta$$

Capacidad de freno

$$T = F_f \cdot r$$

$$T = \mu \cdot F_n \cdot r$$

$$T = \mu \cdot P_{max} \cdot b \cdot r \cdot \theta \cdot r$$

$$T = \mu \cdot r^2 \cdot P_{max} \cdot b \cdot \theta$$

Para encontrar la fuerza necesaria para activar el freno se realiza una suma de momentos con respecto al pivote O, obtendremos la ecuación para calcular la fuerza impulsora.

$$\sum M_o = 0$$

$$-F_a \cdot a - F_f \cdot C + F_n \cdot d = 0$$

$$F_a = \frac{F_n \cdot d - F_f \cdot C}{a}$$

$$\text{si: } F_f = \mu \cdot F_n$$

sustituyendo:

$$F_a = \frac{F_n \cdot d - \mu \cdot F_n \cdot c}{a}$$



$$F_a = \frac{F_n}{a} (d - \mu \cdot c)$$

El freno como esta dibujado es autoenergizado por que la fuerza de fricción ayuda a la fuerza de impulsión es decir se reduce el valor de la fuerza impulsora necesaria para un par de frenado dado.

Resulta obvio que si $d = \mu \cdot c$, no se necesitaría fuerza impulsora y si $d < \mu \cdot c$, la fuerza impulsora F_a es negativa, lo cual indica que el freno es autoenergizado y que se requerirá de una fuerza para desconectar el freno una vez que este ha sido conectado, el efecto de autoenergizado es útil, pero en general el efecto de autotrabado es indeseable. El procedimiento usual para diseñar el freno es que “d” sea al menos 25% o 50% mayor que $\mu \cdot c$, con esto se asegura un uso adecuado del efecto de autoenergizado mientras se previene el autotrabado

Hay otros dos conceptos relacionados con este análisis si el punto pivote O se coloca debajo de la línea de acción de la fuerza de fricción, digamos en O' de la ilustración b), entonces el momento debido a la fuerza de fricción es de dirección opuesta al de la fuerza de impulsión y el freno no será autoenergizado, finalmente, las dos situaciones analizadas, pivote en O y en O' estarán en posición opuesta si cambia la rotación del sentido del tambor.



4. Tiempo necesario para acelerar una carga

El principio básico que interviene se extrae de la dinámica:

$$T = I\alpha$$

El objetivo usual de este análisis es determinar el par torsional necesario para producir un cambio en la velocidad de giro, Δn , de un sistema, en determinada cantidad de tiempo, t , pero $\Delta n/t = \alpha$. También es más cómodo expresar el momento de inercia de la masa en función del radio de giro, k , por definición:

$$k = \sqrt{\frac{I}{m}} \quad \text{o} \quad k^2 = \frac{I}{m} \quad \Rightarrow \quad mk^2 = I$$

Recordando: $m = \text{masa}$

$$W = mg \Rightarrow m = \frac{W}{g}$$

Entonces al despejar la inercia y sustituir la masa en la ecuación 25, obtenemos:

$$I = mk^2$$

$$I = \frac{Wk^2}{g}$$

Por tanto así el par torsional se convierte en:

$$T = I\alpha = \frac{Wk^2}{g} \cdot \frac{(\Delta n)}{t}$$

Inercia de un sistema en función de la velocidad del eje del embrague.

En muchos sistemas prácticos existen varios elementos en sendos ejes que funcionan a velocidades distintas. Se requiere determinar la inercia efectiva de todo el sistema. Tal y como afecta el embrague. La inercia efectiva de una carga conectada que trabaja a una velocidad de giro distinta de la del embrague, es proporcional al cuadrado de la relación de las velocidades:



$$Wk_e^2 = Wk^2 \left(\frac{n}{n_e} \right)^2$$

Donde: $n =$ velocidad de la carga de interes

$n_e =$ velocidad del embrague

4.1. Inercia efectiva de cuerpos en movimiento lineal.

Hasta el momento solo hemos analizado solo componentes que giran. En muchas ocasiones se incluyen aparatos lineales. Como transportadores, cables de grúa con sus con sus cargas o cremalleras alternativas impulsadas por piñones, que también tienen inercia efectiva definida Wk^2 como para los cuerpos giratorios. Se puede hacerlo si relacionamos las ecuaciones de energía cinética para movimiento lineal y rotatorio.

La energía cinética de un cuerpo en traslación es:

$$KE = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2} \frac{W}{g} v^2 = \frac{Wv^2}{2g}$$

Donde: $KE = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2} \frac{W}{g} v^2 = \frac{Wv^2}{2g}$

La energía cinética para un cuerpo giratorio es:

$$KE = \frac{1}{2}I\omega^2 = \frac{1}{2} \frac{Wk^2}{g} \omega^2 = \frac{Wk^2\omega^2}{2g}$$

Igualando las dos formulas de la energía cinética obtenemos:

$$\frac{Wk^2\omega^2}{2g} = \frac{Wv^2}{2g}$$

Sea Wk_e^2 la inercia efectiva:

$$Wk_e^2 \omega^2 = Wv^2$$

$$Wk_e^2 = W \left(\frac{v}{\omega} \right)^2$$



Donde $\omega = rad/seg$

Si se utilizan n en rpm, y no ω en rad/min, debemos de sustituir $\omega = 2\pi n$, por tanto

$$Wk_e^2 = W \left(\frac{v}{2\pi n} \right)^2$$

Nota:

W no se elimina de ambos lados de la ecuación debido a que en un extremo representa el peso de los elementos conectados al embrague. Mientras que el otro extremo representa los pesos de de cuerpos con movimiento lineal

5. Diseño del equipo.

5.1. Esquema del equipo.

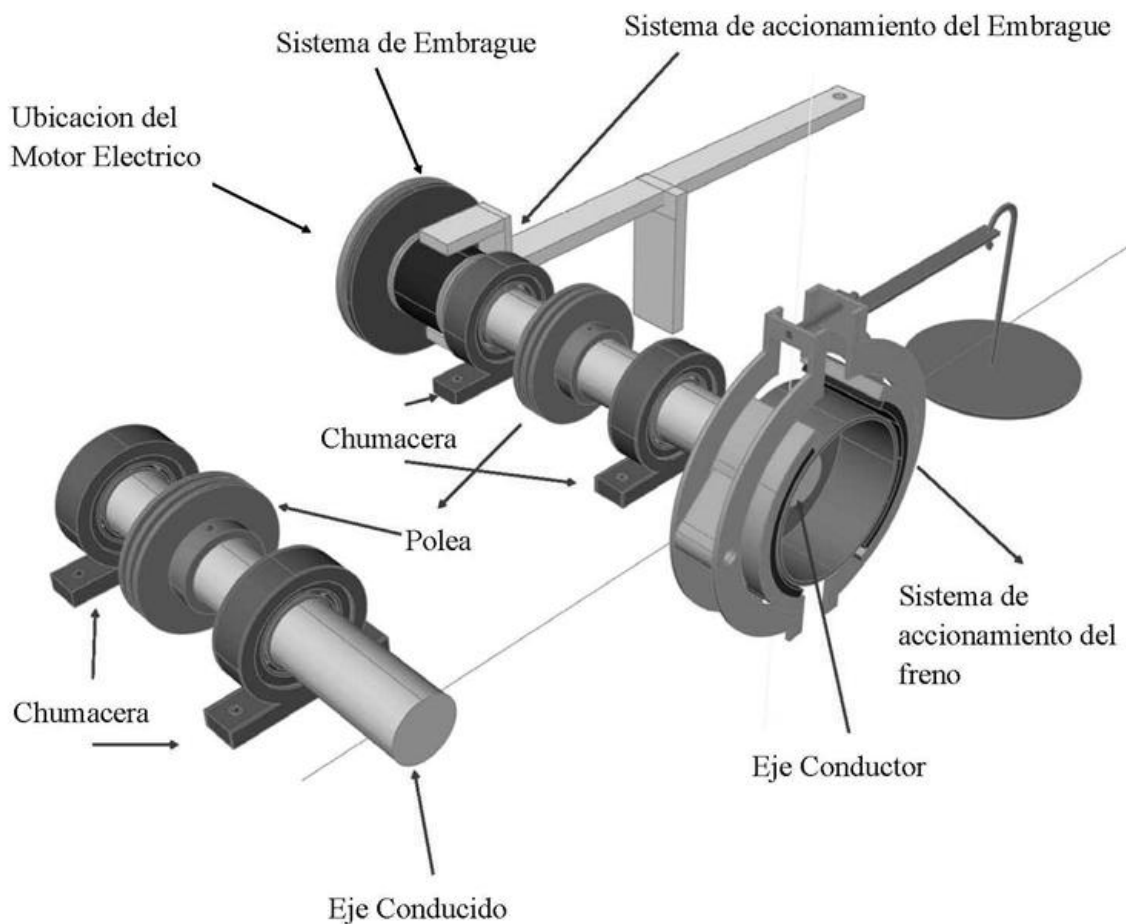


Figura 26 - Esquema del sistema didáctico de freno y embrague

5.1.1. Componentes del equipo.

El equipo consta de los siguientes elementos:

Un motor eléctrico.

Un embrague.

Un eje conductor

Un freno de zapata larga

Una transmisión por banda en “v”



Un eje conducido

Pesos que sirven para la simulación de cargas.

4 chumaceras, que sirven de soporte a los ejes.

Un mecanismo de accionamiento, tanto para el freno como el embrague.

5.1.2. Descripción.

El equipo funciona de la siguiente forma:

Cuando el motor eléctrico se encuentra en funcionamiento, los discos [o platos de presión] del embrague se encuentran desconectados, en este instante el equipo se encuentra en reposo, cuando se colocan los pesos en el mecanismo de funcionamiento del embrague, este se conecta por medio del material friccionante, generando así el arrastre de los ejes, y el debido a la transmisión de potencia por bandas en “v” el eje conductor comienza a girar, oponiéndose al movimiento la inercia de las cargas, cuando la inercia es vencida los ejes giran a sus velocidades respectivas, cuando esto ocurre, para determinar la fuerza que necesita el freno para ser accionado, se colocan pesos en su mecanismo de accionamiento, después de que el embrague a sido desconectado. Esto provocara que el equipo se detenga en el tiempo que se determinado.

5.2. Variables de diseño.

5.2.1. Velocidades de operación.

La velocidad de operación del eje conducido será de 800 rpm

$$800 \text{ rpm} = 83.776 \text{ rad/seg}$$

La velocidad de operación del eje conductor será de 1200 rpm

$$1200 \text{ rpm} = 125.66 \text{ rad/seg}$$



5.2.2. Momentos de inercia.

La masa que se ubica en el extremo libre de el eje conductor son pesas intercambiables, entre si de distinto peso para nuestro análisis se considerara una carga máxima de 75 libras, ubicada en el extremo libre del eje. Aunque en realidad serán tres pesas de 25 libras, que representaran la carga que este eje debe de mover, considerando un diámetro externo máximo de 30 cm

$$75 \text{ libras} = 34.02 \text{ kg}$$

Para encontrar la inercia de la carga, se considera un disco solido con los siguientes valores

$$\text{Masa de los disco} = 25 \text{ libras} = 11.34 \text{ kg}$$

$$\text{Radio externo de los discos} = 300 \text{ mm}$$

La ecuación para encontrar la inercia del disco solido se utilizara la ecuación de volantes:

$$I = \frac{WR^2}{2g}$$

Donde: $W = \text{peso del disco}$

$R = \text{radio del disco}$

$g = \text{gravedad}$

Al simplificar la ecuación anterior:

$$W = mg$$

Sustituyendo el valor del peso en la ecuación de la inercia

$$I = \frac{WR^2}{2g} = \frac{mgR^2}{2g} = \frac{mR^2}{2}$$

Al sustituir los valores en la ecuación anterior:



$$m = 11.34 \text{ kg}$$

diametro externo = 0.3 m →→→→→ el radio sera = 0.15 m

$$I = 0.1276 \text{ kg} - m^2$$

Encontrando las inercias que actúan a lo largo del eje conducido.

Anteriormente se encontró que la inercia de una de las masas de 25 libras era de

$$I_{masa} = 0.1276 \text{ kg} - m^2$$

La inercia total de las tres masas de 25 libras será de:

$$0.1276 \times 3 = 0.3828 \text{ kg} - m^2$$

La inercia de los elementos del sistema puede calcularse con la siguiente formula:

$$I = \frac{WR^2}{2g} \quad \text{o su similar} \quad I = \frac{\gamma\pi R^4 b}{2g}$$

Donde

W = peso del elemento

R = radio del elemento

γ = peso especifico del material

g = gravedad

b = espesor del material

La inercia que genera el eje, se ha calculado mediante la siguiente tabla, utilizando el valor del peso específico del acero AISI 1020.

$$\rho = 7870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Para ser congruente con la ecuación encontraremos el peso específico:



$$\gamma = \rho * g = 7870 * 9.81 = 77204.7 \frac{kg}{m^2s^2}$$

Para el eje conducido se presenta el siguiente resumen de cálculos

Radio [m]	Longitud [m]	Inercia [$kg - m^2$]
0.0125	0.05	$15.0905x 10^{-6}$
0.0150	0.10	$62.5835x 10^{-6}$
0.0125	0.05	$15.0905x 10^{-6}$
0.0100	0.10	$12.3621x 10^{-6}$
Inercia Total		$105.1266x 10^{-6}$

La inercia generada, por el eje conducido es la suma de la inercia del eje y la inercia de los pesos:

Inercia	[$kg - m^2$]
I_{masa}	0.3828
I_{eje}	$105.1266x 10^{-6}$
Inercia Total	0.3829

Para referenciar la inercia del eje conducido al eje conductor nos valemos de la ecuación:

$$I'_1 = I_t \frac{n_2^2}{n_1^2}$$

Donde:

$n_2 =$ Velocidad del eje conducido

$n_1 =$ Velocidad del eje conductor

Sabemos que el eje conducido girara a 800 rpm y el eje conductor a 1200 rpm, al sustituir los valores conocidos obtenemos:



$$I_1' = (0.3829) \frac{(800)^2}{(1200)^2} = 0.1702$$

Ahora debemos de encontrar la inercia de los elementos que se encuentran ubicados en el eje conductor es decir el embregue, el freno y el mismo eje.

Inercia del eje conductor:

Radio [m]	Longitud [m]	Inercia [$kg - m^2$]
0.0100	0.095	$11.74x 10^{-6}$
0.0125	0.050	$15.09 x 10^{-6}$
0.0150	0.100	$62.58x 10^{-6}$
0.0125	0.050	$15.09x 10^{-6}$
0.0100	0.100	$12.36x 10^{-6}$
Inercia Total		$116.86x 10^{-6}$

Encontrando la inercia del disco en donde se encontrara el material friccionante:

Radio [m]	Longitud [m]	Inercia [$kg - m^2$]
$R_e = 0.100$	0.003175	$3.93x 10^{-3}$
$R_i = 0.01$		
Inercia Total		$3.93x 10^{-3}$

Encontrando la inercia del plato opresor del disco en donde se encontrara el material friccionante:

Radio [m]	Longitud [m]	Inercia [$kg - m^2$]
$R_e = 0.10$	0.003175	$3.92x 10^{-3}$
$R_i = 0.01$		
$R_e = 0.015$	0.08250	$0.0414x 10^{-3}$
$R_i = 0.01$		
Inercia Total		$4.334x 10^{-3}$



Encontrando la inercia del tambor del freno en donde se encontrara el material friccionante:

Elemento	Radio	Espesor	Inercia [$kg - m^2$]
Tambor de freno	$R_e = 0.109538$	0.06	10.39×10^{-3}
	$R_i = 0.106769$		
Plato de unión	0.106769	0.003175	5.10×10^{-3}
Inercia Total			15.49×10^{-3}

Encontrando la inercia de las poleas:

Elemento	Radio	Espesor	Inercia [$kg - m^2$]
Polea Conductora	$R_e = 0.05$	0.03493	2.68×10^{-3}
	$R_i = 0.015$		
Polea Conducida	$R_e = 0.075$	0.03493	13.64×10^{-3}
	$R_i = 0.015$		
Inercia Total			16.32×10^{-3}

Calculando la inercia total

Inercia	[$kg - m^2$]
I_{eje}	116.86×10^{-6}
I_{disco}	3.93×10^{-3}
$I_{embrague}$	4.334×10^{-3}
I_{freno}	15.49×10^{-3}
I_{poleas}	16.32×10^{-3}
Inercia Total	$40.1908 \times 10^{-3} \approx 40.19 \times 10^{-3}$

La inercia total del sistema será ya combinado todos los elementos:

$$I_{sistema} = 0.1702 + 40.19 \times 10^{-3} = 0.2104 [kg - m^2]$$



5.2.3. Potencia de entrada.

Para poder encontrar la potencia de entrada debemos de encontrar el torque que se generara en el sistema combinado, para eso nos valemos de la ecuación:

$$T_m = T_{c1} + \frac{n_1}{\eta_1} \cdot T_{c2} + \left[I_m + \frac{n_1^2}{\eta} I_2 \right] \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

El único factor de la ecuación que no se utilizara es T_{c1} debido a que no existe carga en el eje conductor.

La eficiencia de la transmisión por bandas se supone de un 90%

Sustituyendo datos:

El factor n_1 hace referencia a $\frac{n_s}{n_e}$ al sustituir se obtiene un valor de $0.6666 \approx 0.67$

$$T_m = 0 + \frac{0.67}{0.90} \cdot (4.8658) + \left[40.19 \times 10^{-3} + \frac{(0.67)^2}{0.9} (0.3829) \right] \frac{125.67}{5}$$

$$T_m = 3.6223 + 5.8090$$

$$T_m = 9.4313 \text{ N} - \text{m} \approx 9.43 \text{ N} - \text{m}$$

El torque total que generara la maquina es de $T_m \approx 9.43 \text{ N} - \text{m}$

El torque que se encontró anteriormente en el diseño del eje conductor fue de

$$T_m \approx 9.43 \text{ N} - \text{m}$$

El motor debe de satisfacer un torque de arranque de 9.4313 N-m

$$P_{otencia} = \frac{(9.4313)(1200)(2\pi)}{60} = 1185.1718 \text{ Watts}$$

Para transformar de Watts a HP

$$P_{otencia} = \frac{(9.4313)(1200)(2\pi)}{60} * \frac{1}{746} = 1.59 \text{ HP}$$

5.3. Diseño de componentes.

5.3.1. Diseño del eje conducido.

a) Geometría del eje.

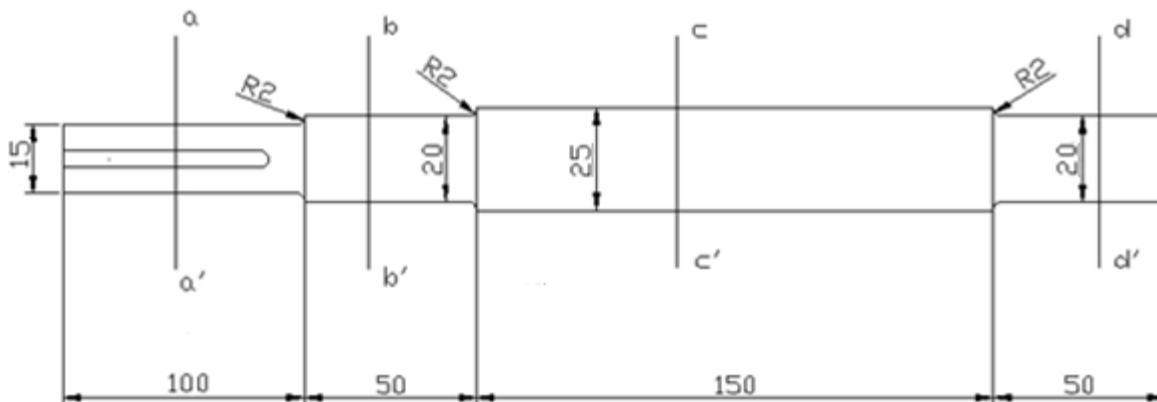


Figura 27 - Esquema del eje conducido.

La siguiente tabla muestra la ubicación geométrica de cada uno de los elementos del eje

Distancia de cojinete C a centro de la polea	=	125	mm
Distancia de cojinete C a cojinete D	=	200	mm
Distancia de cojinete C a ubicación de los pesos	=	250	mm

b) Análisis de esfuerzo

Torque de inercia.

De la dinámica de los sólidos recordamos la siguiente ecuación:

$$T = I\alpha$$

Donde: $T = \text{torque}$

$$I = \text{Inercia}$$

$$\alpha = \text{Aceleracion angular}$$



La aceleración angular es el cambio de la velocidad angular con respecto a un cambio de tiempo

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

Si la carga comienza su movimiento desde el reposo y un tiempo igual a cero

$$\alpha = \frac{\omega_f}{t_f}$$

La velocidad final del peso será la velocidad de operación del eje:

$$\omega_f = 83.776 \text{ rad/seg}$$

El tiempo de aceleración de la carga desde el reposo hasta la velocidad de operación: $t_f = 5 \text{ seg}$

Sustituyendo los valores en la ecuación de la aceleración angular:

$$\alpha = 16.7552 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}$$

Anteriormente encontramos que la inercia de los pesos es de:

$$I = 0.1276 \text{ kg} - \text{m}^2$$

Ahora podemos encontrar el torque generado por cada uno de los discos.

$$T \approx 2.1375 \text{ N} - \text{m}$$

Este torque se encontró asumiendo que en el extremo libre del eje actúa solamente un disco de 25 libras de peso con un diámetro máximo de 30 cm, pero recordemos que en el caso máximo serán 3 discos de 25 libras cada uno que se encontraran acoplados al eje, por tanto el torque total que se genera en el eje será:

$$T_t = [3][2.1375] = 6.4125$$



Fuerzas en bandas.

La transmisión de potencia entre los ejes se realiza por medio de bandas en V, estas se ubicaran al centro de la distancia de ubicación de cada uno de los rodamientos que soportan al eje

Los elementos transmisores de potencia generan fuerzas que actúan sobre los ejes, por tanto es necesario el análisis de cómo afectan estas fuerzas al eje, se analizara como afectan las fuerzas generadas por la transmisión por bandas.

La fuerza que ejercen las bandas sobre el eje se determina por medio de la siguiente ecuación¹:

$$F_B = 1.5 \frac{T}{[D/2]}$$

Donde: F_B = Fuerza que ejercen las bandas sobre el eje

T = Torque

D = Diametro de la polea en analisis

De lo anterior se conoce que:

$$T = 6.4125 \text{ N} - m$$

Suponiendo un diámetro de polea de 15 cm. Al sustituir en la ecuación F_B

$$F_B = 128.25 \text{ N} \approx 128.25 \text{ N}$$

Descomposición de las fuerzas radiales en direcciones perpendiculares.

Fuerzas horizontales

Generada por la polea	=	128.25	N
[F_B]			

¹ Extraída del libro: Diseño del elementos de maquinas, Robert L. Moot, 4ta. Edición, capitulo 12, pag.538-540



Recordemos que $W = mg$, y suponiendo que actúan los tres discos a la vez, es decir que actúan los 34.02 kg a la vez.

Fuerzas Verticales			
Generada por el peso [W]	=	333.7362	N

Calculo de reacciones:

Plano X-Z

En una primera aproximación, se supondrá un eje completamente solido sin muescas. Tomando como referencia el cuadro de ubicación de los componentes.

Las cotas de la figura 27, se encuentran en milímetros.

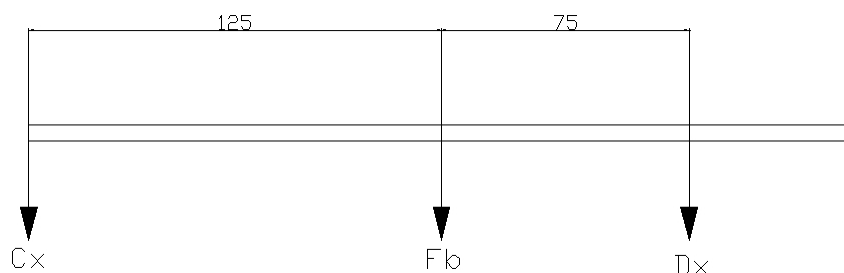


Figura 28 - Reacciones en el Eje X

Plano X-Z

$$\sum F_x = 0 \quad [+] \uparrow$$

$$C_x + F_B + D_x = 0$$

Despejando la fuerza en el cojinete C

$$C_x = -D_x - F_B$$

$$D_x = -[D_x + F_B]$$



$$\sum M_c = 0 \quad [+]\ \cup$$

$$+(F_B)(125\text{ mm}) + (D_x)(200\text{ mm}) = 0$$

$$D_x = \frac{-125F_B}{200} = \frac{-125(128.25)}{200}$$

Sustituyendo los valores conocidos de la fuerza de la polea obtenemos:

$$D_x = -80.1563\text{ N}$$

$$C_x = -48.0937\text{ N}$$

Para generar los diagramas de momento y cortante, se recurrirá a las ecuaciones singulares

Para el plano X-Z

Según la distribución de las cargas.

$$q(x) = -C_x \langle x - 0 \rangle^{-1} - F_B \langle x - 125 \rangle^{-1} - D_x \langle x - 200 \rangle^{-1}$$

Para obtener la ecuación del cortante:

$$\int q(x) = -V(x)$$

$$-V(x) = -C_x \langle x - 0 \rangle^0 - F_B \langle x - 125 \rangle^0 - D_x \langle x - 200 \rangle^0$$

$$V(x) = C_x \langle x - 0 \rangle^0 + F_B \langle x - 125 \rangle^0 + D_x \langle x - 200 \rangle^0$$

Para obtener la ecuación del momento:

$$\int V(x) = w(x)$$

$$w(x) = C_x \langle x - 0 \rangle^1 + F_B \langle x - 125 \rangle^1 + D_x \langle x - 200 \rangle^1$$

Al sustituir los valores pertinentes obtenemos las ecuaciones que se utilizaran



$$q_{(x)} = -(-48.0937) \langle x - 0 \rangle^{-1} - (128.25) \langle x - 125 \rangle^{-1} - (80.1563) \langle x - 200 \rangle^{-1}$$

$$V_{(x)} = -48.0937 \langle x - 0 \rangle^0 + 128.25 \langle x - 125 \rangle^0 - 80.1563 \langle x - 200 \rangle^0$$

$$w_{(x)} = -48.0937 \langle x - 0 \rangle^1 + 128.25 \langle x - 125 \rangle^1 - 80.1563 \langle x - 200 \rangle^1$$

Estas ecuaciones se utilizan para generar los diagramas de carga, cortante y momento, respectivamente, en cualquier punto, para nuestro caso de estudio se utilizara solo el diagrama de los momentos que son generados en el eje.

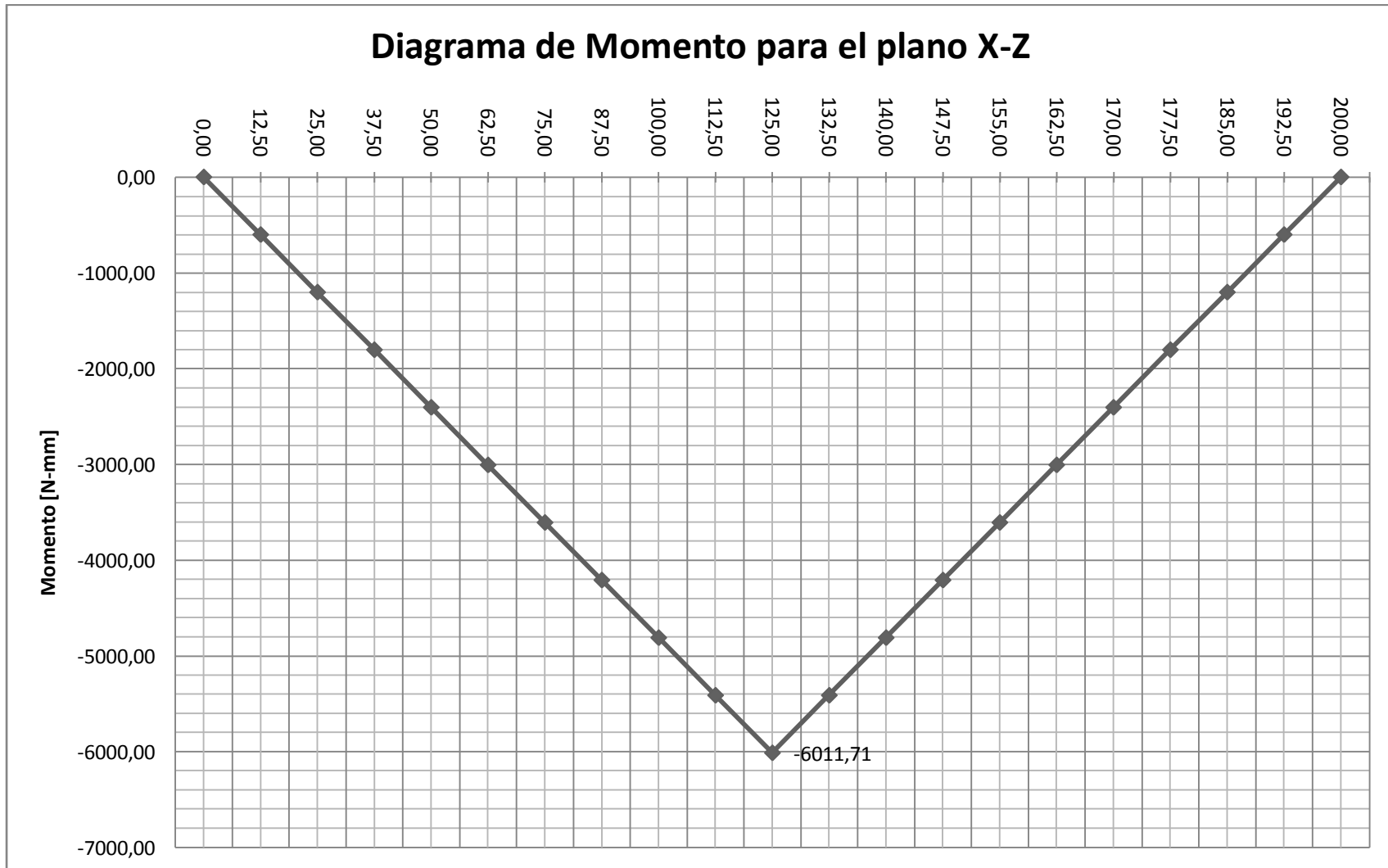


Figura 29 - Diagrama de Momentos generados por las reacciones en el eje X



Para el plano Y-Z

En este punto actúa el peso de 34.02 kg, a lo largo del extremo libre del eje, por tanto se debe de conocer la distancia a la cual este peso es distribuido en el eje, por tanto se encontrara el espesor del disco, aunque para una primera aproximación se considerara un disco solido, debido a que no conocemos el diámetro mínimo del eje.

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Donde: $\rho = \text{Densidad}$

$m = \text{masa}$

$v = \text{Volumen}$

Conociendo la densidad del acero AISI 1020, $\rho = 7.87 \times 10^{-3} \frac{kg}{cm^3}$

$m = 11.34 \text{ kg}$, considerando un solo disco de 25 libras

Sustituyendo los valores anteriores y despejando el volumen

$$v = \frac{m}{\rho} = 1\,440.9149 \text{ cm}^3$$

Como es un disco solido el volumen será el de un cilindro circular, dado por la ecuación²:

$$v = \frac{\pi}{4} d^2 h$$

El diámetro del disco se definió anteriormente en: 30 cm

Despejando el volumen y encontrando el espesor:

$$h = \frac{4v}{\pi d^2} = \frac{4 * (1\,440.9149) \text{ cm}^3}{\pi * (30 \text{ cm})^2} = \frac{5\,763.6596 \text{ cm}^3}{2827.4333 \text{ cm}^2} = 2.0385 \text{ cm}$$

² Extraída del manual de formulas técnicas, Kurt Gieck/Reiner Gieck, Editorial Alfaomega, pagina 25.



La altura encontrada anteriormente, es nuestro espesor de disco de 25 libras, pero debemos de recordar que en el caso limite los tres discos estarán acoplados y por tanto este espesor se multiplicara por 3, la longitud total será de

$$L_t = [3][2.0385] = 6.1155 \approx 6.12 \text{ cm}$$

Por tanto el peso de los discos actuara en el eje como una carga distribuida, debido a que se considero un disco solido, consideraremos que la carga se distribuirá a lo largo de 62 mm. Esto quiere decir que en los 62 mm de longitud se encontrara distribuida la carga total de 333.7362 N

Esto quiere decir que la carga distribuida es de $5.3828 \frac{N}{mm}$

Para encontrar la fuerza que ejerce el peso se recurre a concentrar la carga en el punto intermedio de la carga distribuida.

Las cotas del diagrama se encuentran en mm.

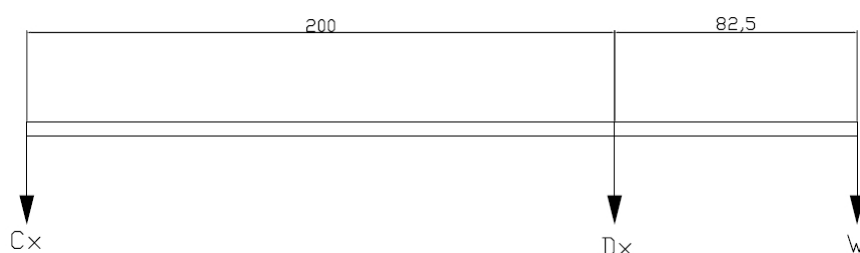


Figura 30 - Reacciones en el Eje Y

El valor del total del peso distribuido será de:

$$W_y = W = \left[5.3828 \frac{N}{mm} \right] [62 \text{ mm}] = 333.7362 \text{ kg}$$

La ubicación de esta carga puntual será:

$$\text{ubicacion} = \frac{l}{2} = \frac{65 \text{ mm}}{2} = 32.5 \text{ mm}$$

Pero a la ubicación en necesaria medirla del origen:

$$\text{ubicacion} = 282.5 \text{ mm}$$



Ahora procederemos al análisis de fuerzas:

$$\sum F_y \uparrow [+]$$

$$C_y + D_y - W = 0$$

$$C_y = W - D_y$$

$$\sum M_c = 0 \quad \curvearrowright [+]$$

$$D_y(200 \text{ mm}) - W(282.5 \text{ mm}) = 0$$

$$D_y = \frac{282.5 W}{200}$$

Sustituyendo los valores conocidos de la carga

$$D_y \approx 471.4024 \text{ N}$$

$$C_y \approx -137.6662 \text{ N}$$

Encontrando las ecuaciones singulares:

Para la distribución de cargas

$$q_{(y)} = -C_y \langle x - 0 \rangle^{-1} - D_y \langle x - 200 \rangle^{-1} + W_y \langle x - 250 \rangle^0 - W_y \langle x - 312 \rangle^0$$

Para el cortante:

$$\int q_{(y)} = -V_{(y)}$$

$$-V_{(y)} = -C_y \langle x - 0 \rangle^0 - D_y \langle x - 200 \rangle^0 + W_y \langle x - 250 \rangle^1 - W_y \langle x - 312 \rangle^1$$

$$V_{(y)} = C_y \langle x - 0 \rangle^0 + D_y \langle x - 200 \rangle^0 - W_y \langle x - 250 \rangle^1 + W_y \langle x - 312 \rangle^1$$

Para el momento flector:



$$\int V_{(y)} = w_{(y)}$$

$$w_{(y)} = C_y \langle x - 0 \rangle^1 + D_y \langle x - 200 \rangle^1 - W_y \langle x - 250 \rangle^2 + W_y \langle x - 312 \rangle^2$$

Al sustituir los valores pertinentes obtendremos las ecuaciones que determinaran las ecuaciones de la distribución de carga, cortante y momento flector.

Distribución de cargas

$$q_{(y)} = -(-137.6662) \langle x - 0 \rangle^{-1} - (471.4024) \langle x - 200 \rangle^{-1} + (5.3828) \langle x - 250 \rangle^0 - (5.3828) \langle x - 312 \rangle^0$$

Cortante

$$V_{(y)} = -137.6662 \langle x - 0 \rangle^0 + 471.4024 \langle x - 200 \rangle^0 - 5.3828 \langle x - 250 \rangle^1 + 5.3828 \langle x - 312 \rangle^1$$

Momento Flector

$$w_{(y)} = -137.6662 \langle x - 0 \rangle^1 + 471.4024 \langle x - 200 \rangle^1 - 5.3828 \langle x - 250 \rangle^2 + 5.3828 \langle x - 312 \rangle^2$$

Estas ecuaciones se utilizan para generar los diagramas de carga, cortante y momento, respectivamente, en cualquier punto, para nuestro caso de estudio se utilizara solo el diagrama de los momentos que son generados en el eje.

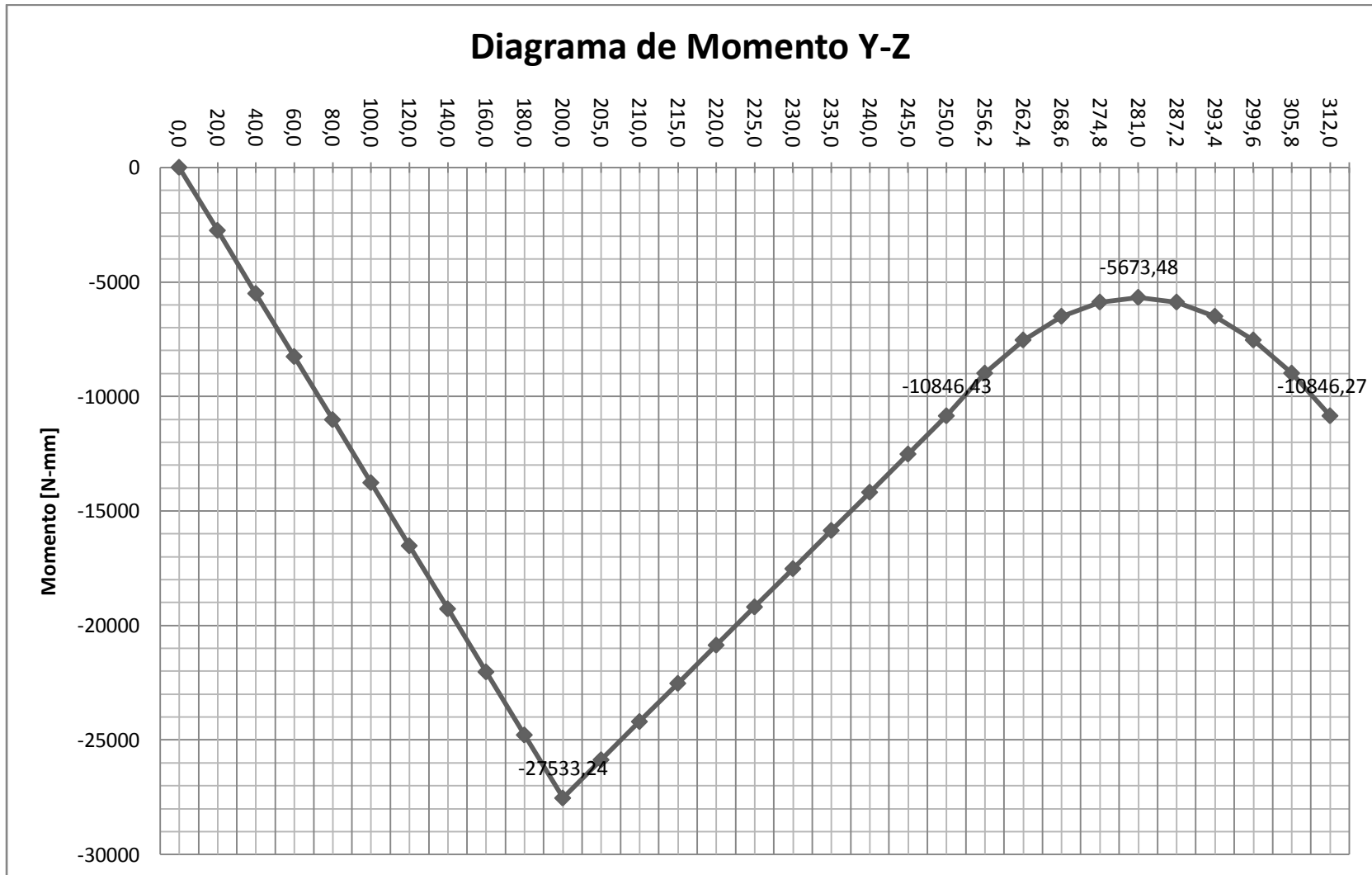


Figura 31 - Diagrama de Momentos generados por las reacciones en el eje Y



De los Diagramas podemos obtener los siguientes puntos críticos.

Para el plano X-Z

Ubicación	Magnitud [N-mm]	Magnitud [N-m]
125 mm	-6011.71	-6.0117

Para el Plano Y-Z

Ubicación	Magnitud [N-mm]	Magnitud [N-m]
200.0 mm	-27533.24	-27.5332
250.0 mm	-10846.43	-10.8464
281.0 mm	-5673.48	-5.6735
312.0 mm	-10846.27	-10.8462

Se puede observar que la mayoría de puntos máximos se encuentran en el plano Y-Z, que es el plano en donde se encuentran ubicados los pesos.

Se analizara cada punto para encontrar el momento máximo que soportara el eje, mediante la ecuación

$$M_{max} = \sqrt{(M_{xz})^2 + (M_{yz})^2}$$

Ubicación [mm]	Magnitud [plano X-Z]	Magnitud [plano Y-Z]	Momento Máximo
125.0	-6.0117	-17.2083	18.2282
200.0	0	-27.5332	27.5332
250.0	0	-10.8464	10.8464
281.0	0	-05.6735	5.6735
312.0	0	-10.8462	10.8462



El momento máximo se ubica en el cojinete D, por tanto se trabajara con el valor de:

$$M_{max} = 27.5332 N - m$$

Para la selección del material se seleccionara un acero AISI 1020, con un esfuerzo máximo de 380 MPas.

Antes de proceder a encontrar el diámetro mínimo utilizando línea de Goodman, se realizara un estudio de los factores de corrección para la construcción de ejes

Factores de corrección

Factor de Superficie:

Suponiendo que el material es maquinado

$$k_a = aS_{ut}^b = 4.51(380)^{-0.265} = 0.934$$

Factor de Tamaño:

Para este caso que queremos encontrar un diámetro utilizaremos un

$$k_b = 0.9$$

Factor de Carga:

El eje se encontrara a flexión:

$$k_c = 1$$

Factor de Temperatura:

Se espera que el eje no exceda los 250°C

$$k_d = 1$$



Factor de efectos diversos:

El factor de efectos diversos, se tomara como un valor preestablecido por el problema, pero si el problema no menciona nada sobre este se tomara el valor de:

$$k_e = 1$$

Factor de concentración de esfuerzos:

El factor de concentración de esfuerzos se encuentran por medios gráficos cuando el eje tiene muescas en el como se vera más adelante, pero en este punto como estamos considerando un eje completamente liso el factos de concentración de efectos diversos toma el valor de:

$$k_f = 1$$

Aplicación de la línea de Goddman para una vida infinita

La ecuación de la línea de Goddman viene dada por:

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = \frac{1}{n}$$

Para la ecuación anterior se puede descomponer de la siguiente forma:

Esfuerzo alterno:

$$\sigma_{ea} = \frac{32M_{max}}{\pi d^3}$$

Esfuerzo medio

$$\sigma_{em} = \frac{16 T}{\pi d^3}$$

Resistencia ultima del acero:

$$S_u = 380 \text{ Mpas}$$

Encontrando el valor de S_n



Este valor se obtiene mediante el uso de los factores de corrección y mediante la ecuación:

$$S_n = \frac{k_a k_b k_c k_d k_e S'_n}{k_f}$$

El valor de S'_n

$$S'_n = 0.5 S_u = 0.5 \times 380 \text{ Mpas} = 190 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$S_n = \frac{(0.934)(0.9)(1)(1)(1)(190 \text{ Mpas})}{(1)} = 159.714 \text{ Mpas}$$

De la ecuación de la línea de Goddman despejando el diámetro:

$$\sqrt[3]{\frac{n}{\pi} \left[\frac{32M_{mx}}{S_n} + \frac{16T_{max}}{S_u} \right]} = d$$

Podemos observar que la ecuación nos muestra un factor n que denomina *factor de seguridad*, para encontrar dicho factor nos valemos de los siguientes criterios, aunque este también puede tener un valor de 1

Transmisiones suaves T: 1.25

Transmisiones Moderadas: 1.50

Transmisiones de choques Impredecibles: 2.0

Se escogerá un valor de una transmisión moderada

Sustituyendo los valores en la ecuación:

$$\sqrt[3]{\frac{1.5}{\pi} \left[\frac{32(27.5332)}{159.714 \times 10^6} + \frac{16(6.4125)}{380 \times 10^6} \right]} = d$$

$$\sqrt[3]{0.4775[5.4761 \times 10^{-6} + 0.27 \times 10^{-6}]} = d$$



$$\sqrt[3]{0.4775[5.7461 \times 10^{-6}]} = d$$

$$\sqrt[3]{2.7467 \times 10^{-6}} = d$$

$$0.13999 \text{ m} = d$$

Por tanto:

$$d = 0.01399 \text{ m}$$

$$d = 0.01399 \text{ m} * \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ m}} = 13.99 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo del eje a construir es de 13.99 mm con un factor de seguridad de 1.5

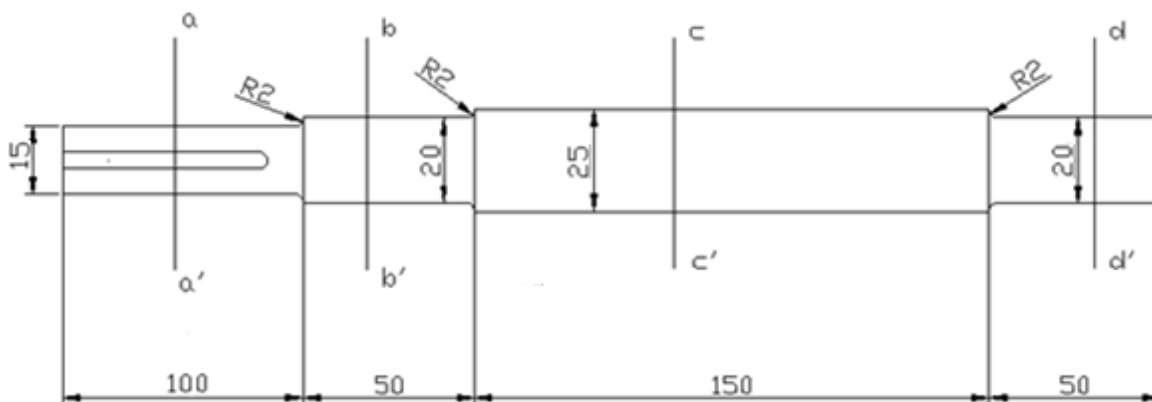
Concentradores de esfuerzos.

En este apartado se realizara el análisis de las muescas, en donde se ubicaran los elementos tales como los cojinetes, la polea y los contrapesos.

Para el análisis de este eje pueden observarse con más detenimiento en el plano # 1

El análisis comenzara desde el diámetro menor es decir desde el diámetro de 20 mm

Analizando las muescas en cada una de las secciones





Sección a-a' – b-b'

Del apartado anterior sabemos que:

$$k_a = 0.934$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Factor de tamaño:

Se utiliza la siguiente ecuación:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} = \left(\frac{15}{7.62}\right)^{-0.1133} = (1.9685)^{-0.1133} = 0.9261$$

$$k_b = 0.8964$$

Factor de concentrador de esfuerzos.

Se vale de la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Encontrando q :

Se obtiene de la grafica de la sensibilidad a la muesca:

Debido a que las líneas de tendencia de los distintos aceros comienzan en los 400 Mpas, se aproximara el valor de la sensibilidad de la muesca a la línea más próxima es decir a la línea que representa el esfuerzo último de 400 Mpas.

Por tanto el valor de $q= 0.72$

Ahora se procederá a encontrar k_t por medio de la grafica *correspondiente*:

Antes de ingresar a la tabla debemos de saber ciertos valores:

$$\frac{r}{d} = \frac{2.0}{15} = 0.13$$

$$\frac{D}{d} = \frac{20}{15} = 1.33$$



Al observar el grafico es necesario interpolar los valores:

D/d	K_t
1.2	1.66
1.33	1.69
1.5	1.74

Con estos valores ingresamos a la tabla y se encuentra el valor de $k_t = 1.69$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.72(1.69 - 1) = 1 + 0.72(0.69) = 1 + 0.4968 = 1.4968$$

$$k_f = 1.4968$$

Encontrando el factor de seguridad en ese punto para saber si el eje fallara, se despeja de la ecuación de la línea de Goodman.

Despejando el factor de seguridad "n"

$$\frac{\sigma_{ea}}{s_n} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{32M_{max}/\pi * d^3}{s_n} + \frac{16T_{max}/\pi * d^3}{S_u} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{32M_{max}}{[\pi * d^3]s_n} + \frac{16T_{max}}{[\pi * d^3]S_u} = \frac{1}{n}$$

$$\left[\frac{1}{\pi * d^3} \right] \left[\frac{32M_{max}}{s_n} + \frac{16T_{max}}{S_u} \right] = \frac{1}{n}$$

$$\left[\frac{32M_{max}}{s_n} + \frac{16T_{max}}{S_u} \right] = \frac{\pi * d^3}{n}$$

$$n = \frac{\pi * d^3}{\left[\frac{32M_{max}}{s_n} + \frac{16T_{max}}{S_u} \right]}$$



Para saber si en este punto es seguro se necesitan conocer los valores a introducir en la ecuación, por tanto para el punto ubicado a 250 mm de nuestro origen [Fuerza W]

$$M_{max} = \sqrt{(M_{xz})^2 + (M_{yz})^2} = \sqrt{(0)^2 + (-10.8462)^2} = 10.8462 \text{ N} - \text{m}$$

$$d = 15 \text{ mm} = 0.015 \text{ m}$$

El valor de S'_n

$$S'_n = 0.5 S_u = 0.5 \times 380 \text{ Mpas} = 190 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$S_n = \frac{(0.934)(0.9261)(1)(1)(1)(190 \text{ Mpas})}{(1.4968)} = 109.79 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación:

$$n = \frac{\pi * (0.015)^3}{\left[\frac{32(10.8462)}{106.277 \times 10^6} + \frac{16(6.4125)}{380 \times 10^6} \right]} = \frac{10.60 \times 10^{-6}}{(3.2658 \times 10^{-6}) + (0.27 \times 10^{-6})}$$
$$= \frac{10.60 \times 10^{-6}}{3.5358 \times 10^{-6}}$$

$$n = 3$$

Sección b-b' – c-c'

Del apartado anterior sabemos que:

$$k_a = 0.934$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Factor de tamaño:

Se utiliza la siguiente ecuación:



$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} = \left(\frac{20}{7.62}\right)^{-0.1133} = (2.6247)^{-0.1133} = 0.8964$$

Factor de concentrador de esfuerzos.

Se vale de la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Encontrando q :

En el apartado anterior se encontró el valor de q

Por tanto el valor de $q = 0.72$

Ahora se procederá a encontrar k_t por medio de la grafica *correspondiente*:

Antes de ingresar a la tabla debemos de saber ciertos valores:

$$\frac{r}{d} = \frac{2.0}{20} = 0.1$$

$$\frac{D}{d} = \frac{25}{20} = 1.25$$

Al observar el grafico es necesario interpolar los valores:

D/d	K_t
1.2	1.68
1.25	1.69
1.5	1.74

Con estos valores ingresamos a la tabla y se encuentra el valor de $k_t = 1.69$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.72(1.69 - 1) = 1 + 0.72(0.69) = 1 + 0.4968 = 1.4968$$

$$k_f = 1.4968$$

Encontrando el factor de seguridad en ese punto para saber si el eje fallara, se despeja de la ecuación de la línea de Goodman.



Despejando el factor de seguridad “n”

$$n = \frac{\pi * d^3}{\left[\frac{32M_{max}}{Sn} + \frac{16T_{max}}{Su} \right]}$$

Para saber si en este punto es seguro se necesitan conocer los valores a introducir en la ecuación, por tanto para el punto ubicado a 250 mm de nuestro origen [Fuerza W]

$$M_{max} = \sqrt{(M_{xz})^2 + (M_{yz})^2} = \sqrt{(0)^2 + (-27.5332)^2} = 27.5332 \text{ N} - \text{m}$$

$$d = 20 \text{ mm} = 0.020 \text{ m}$$

El valor de S'_n

$$S'_n = 0.5 S_u = 0.5 \times 380 \text{ Mpas} = 190 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$S_n = \frac{(0.934)(0.8964)(1)(1)(1)(190 \text{ Mpas})}{(1.4968)} = 106.277 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación:

$$n = \frac{\pi * (0.02)^3}{\left[\frac{32(27.5332)}{106.277 \times 10^6} + \frac{16(6.4125)}{380 \times 10^6} \right]} = \frac{25.1327 \times 10^{-6}}{(8.29 \times 10^{-6}) + (0.27 \times 10^{-6})} = \frac{25.1327 \times 10^{-6}}{8.56 \times 10^{-6}}$$

$$n = 2.93$$

Sección c-c' – d-d'

Del apartado anterior sabemos que:

$$k_a = 0.934$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Factor de tamaño:



Se utiliza la siguiente ecuación:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} = \left(\frac{20}{7.62}\right)^{-0.1133} = (2.6247)^{-0.1133} = 0.8964$$

Factor de concentrador de esfuerzos.

Se vale de la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Encontrando q :

En el apartado anterior se encontró el valor de q

Por tanto el valor de $q = 0.72$

Ahora se procederá a encontrar k_t por medio de la grafica *correspondiente*:

Antes de ingresar a la tabla debemos de saber ciertos valores:

$$\frac{r}{d} = \frac{2.0}{20} = 0.1$$

$$\frac{D}{d} = \frac{25}{20} = 1.25$$

Al observar el grafico es necesario interpolar los valores:

D/d	k_t
1.2	1.68
1.25	1.69
1.5	1.74

Con estos valores ingresamos a la tabla y se encuentra el valor de $k_t = 1.69$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.72(1.69 - 1) = 1 + 0.72(0.69) = 1 + 0.4968 = 1.4968$$

$$k_f = 1.4968$$



Encontrando el factor de seguridad en ese punto para saber si el eje fallara, se despeja de la ecuación de la línea de Goodman.

Despejando el factor de seguridad "n"

$$n = \frac{\pi * d^3}{\left[\frac{32M_{max}}{S_n} + \frac{16T_{max}}{S_u} \right]}$$

Para saber si en este punto es seguro se necesitan conocer los valores a introducir en la ecuación, por tanto para el punto ubicado a 250 mm de nuestro origen [Fuerza W]

$$M_{max} = \sqrt{(M_{xz})^2 + (M_{yz})^2} = \sqrt{(-6.0117)^2 + (-17.02083)^2} = 18.2282 \text{ N} - \text{m}$$

$$d = 20 \text{ mm} = 0.020 \text{ m}$$

El valor de S'_n

$$S'_n = 0.5 S_u = 0.5 \times 380 \text{ Mpas} = 190 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$S_n = \frac{(0.934)(0.8964)(1)(1)(1)(190 \text{ Mpas})}{(1.4968)} = 106.277 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación:

$$n = \frac{\pi * (0.02)^3}{\left[\frac{32(18.2282)}{106.277 \times 10^6} + \frac{16(6.4125)}{380 \times 10^6} \right]} = \frac{25.1327 \times 10^{-6}}{(5.48 \times 10^{-6}) + (0.27 \times 10^{-6})} = \frac{25.1327 \times 10^{-6}}{5.75 \times 10^{-6}}$$

$$n = 4.37$$



5.3.2. Selección de cojinetes en el eje conducido.

Rodamiento C

La fuerzas que actuaran en este punto:

Para cojinete C $C_x = -48.0937 N$

$$C_y = -137.6662N$$

La fuerza resultante:

$$C = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = \sqrt{(-48.0937)^2 + (-137.6662)^2} = 145.8251 \approx 145.83 N$$

Carga de diseño.

$$F_e = VF_r$$

V=1 debido a que lo que gira es la pista interna.

Sustituyendo:

$$F_e = [1][145.83N] = 145.83 N$$

Diámetro interno del cojinete:

El diámetro interno del cojinete es: 25 mm

Selección del tipo de Cojinete:

Se escoge un cojinete: Una hilera de bolas con ranura profunda.

Especifique la duración de diseño del rodamiento

Esta selección se muestra tabla 2 que se muestra en los anexos Se escoge:

Aplicación	Duración de diseño L_{10}, h
Elevadores, ventiladores, transmisiones de usos múltiples	8000 – 15000



Entonces $L_d = [\text{horas}][\text{rpm}][60 \text{ min/h}]$

$$L_d = [15000][1200][60] = 1080 \times 10^6 \text{ rev}$$

Carga dinámica

Para encontrar la carga dinámica nos valemos de la siguiente ecuación:

$$C_0 = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k}$$

$k = 3.00$ Para los rodamientos de bolas

Sustituyendo valores:

$$C_0 = 145.83 \left(\frac{1080 \times 10^6}{10^6} \right)^{1/3.0} = 145.83 (1080)^{1/3} = 1\,496.1947 \text{ N}$$

$$C_0 = 1\,496.20 \text{ N}$$

Conjunto de rodamientos probables:

En la tabla mostrada de rodamientos rígidos de bolas, de una hilera podemos observar, la siguiente gama que cumple con los requisitos:

Designación: UC205 NBR

Rodamiento D

La fuerzas que actuaran en este punto:

Para cojinete D $D_x = -80.1563 \text{ N}$

$$D_y = 471.4024 \text{ N}$$

La fuerza resultante:

$$D = \sqrt{D_x^2 + D_y^2} = \sqrt{(-80.1563)^2 + (471.4024)^2} = 478.1686 \approx 478.17 \text{ N}$$



Carga de diseño.

$$F_e = VF_r$$

V=1 debido a que lo que gira es la pista interna.

Sustituyendo:

$$F_e = [1][478.17 N] = 478.17N$$

Diámetro interno del cojinete:

El diámetro interno del cojinete es: 25 mm

Selección del tipo de Cojinete:

Se escoge un cojinete: Una hilera de bolas con ranura profunda.

Especifique la duración de diseño del rodamiento

Esta selección se muestra tabla 2 que se muestra en los anexos Se escoge:

Aplicación	Duración de diseño L_{10} , h
Elevadores, ventiladores, transmisiones de usos múltiples	8000 – 15000

$$\text{Entonces } L_d = [\text{horas}][rpm][60 \text{ min/h}]$$

$$L_d = [15000][1200][60] = 1080 \times 10^6 \text{ rev}$$

Carga dinámica

Para encontrar la carga dinámica nos valemos de la siguiente ecuación:

$$C_0 = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k}$$

$k = 3.00$ Para los rodamientos de bolas



Sustituyendo valores:

$$C_0 = 478.17 \left(\frac{1080 \times 10^6}{10^6} \right)^{1/3.0} = 478.17 (1080)^{1/3} = 4\,905.9551 \text{ N}$$

$$C_0 = 4\,905.96 \text{ N}$$

Conjunto de rodamientos probables:

En la tabla mostrada de rodamientos rígidos de bolas, de una hilera podemos observar, la siguiente gama que cumple con los requisitos:

Designación: UC205 NBR

5.3.3. Diseño del freno.

El freno estará conectado al eje conductor, en un extremo libre del eje, el tambor del freno tendrá un diámetro externo 219.0754 mm, a este radio externo se le debe de anexar el espesor del material friccionante, se supondrá entonces un espesor máximo de 3 mm. Para encontrar las fuerzas que se ejercen en el freno nos valdremos de las ecuaciones anteriormente encontradas.

Momento normal:

$$M_n = a \cdot b \cdot r \cdot \frac{P_{max}}{\text{sen } \theta_{max}} \cdot \left[\frac{\theta_2 - \theta_1}{2} - \frac{\text{sen}(2\theta_1) - \text{sen}(2\theta_2)}{4} \right]$$

Momento de fricción:

$$M_f = \mu \cdot b \cdot r \cdot \frac{P_{max}}{\text{sen } \theta_{max}} \cdot \left[r \cdot (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) - \frac{a}{2} \cdot (\text{sen}^2 \theta_2 - \text{sen}^2 \theta_1) \right]$$

Torque de fricción por zapata:

$$T_f = \mu \cdot b \cdot r^2 \cdot \frac{P_{max}}{\text{sen } \theta_{max}} \cdot (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)$$

Para encontrar las fuerzas que actúan en cada zapata:



$$F = \frac{M_n \mp M_f}{c}$$

Los datos conocidos:

$a = \text{Radio externo del tambor} + \text{espesor de la material friccionante}$
 $+ 0.5 \text{ espesor de la zapata}$

$b = \text{ancho de zapata}$

$r = \text{radio del tambor}$

Los materiales friccionantes que se utilizan para la fabricación de frenos y embragues son:

El coeficiente de fricción puede mantenerse dentro del 3% en el caso de materiales específicos en este grupo

material	COEFICIENTE DE FRICCIÓN		TEMPERATURA MAXIMA		PRESION MAXIMA	
	Húmedo	Seco	°F	°C	PSI	kPas
Hierro fundido sobre hierro fundido	0.05	0.15-0.20	600	320	150-250	1000-1750
Metal pulverizado* sobre hierro fundido	0.05-0.1	0.1-0.4	1000	540	150	1000
Metal pulverizado* sobre acero duro (templado)	0.05-0.1	0.1-0.3	1000	540	300	2100
Madera sobre acero o hierro fundido	0.16	0.2-0.35	300	150	60-90	400-620
Cuero sobre acero o hierro fundido	0.12	0.3-0.5	200	100	10-40	70-280
Corcho sobre acero o hierro fundido	0.15-0.25	0.3-0.5	200	100	8-14	50-100
Feltro sobre acero o hierro fundido	0.18	0.22	280	140	5-10	35-70
Asbesto tramado* sobre acero o hierro fundido	0.1-0.2	0.3-0.6	350-500	175-260	50-100	350-700
Asbesto moldeado* sobre acero o hierro fundido	0.08-0.12	0.2-0.5	500	260	50-150	350-1000



Asbesto impregnado* sobre acero o hierro fundido	0.12	0.32	500-750	260-400	150	1000
Grafito sobre acero	0.05-0.1	0.25	700-1000	370-540	300	2100

Anteriormente se encontró el torque que el freno debe de detener, y ese torque es de $4.8658 N - m$

Considerando que el torque de fricción debe de ser igual al torque del sistema para que el freno pueda detener la carga, entonces nos valdremos de la ecuación del torque de fricción:

Primero debemos de encontrar el ángulo de contacto de las zapatas

La distancia en paralelo desde el centro de la zapata al pivote es:

$L = \text{espesor de material friccionante} + \text{espesor de la zapata} + 0.5 \text{ el espesor del soporte.}$

$$L = 153.068 \text{ mm}$$

La distancia medida desde el centro del tambor al pivote, se puede observar en el plano # 4:

Los ángulos que se forman son:

$$\theta_1 = 45 - \tan^{-1} \frac{20.9686}{153.068} = 37.23^\circ$$

$$\theta_2 = 45 + 90 - \tan^{-1} \frac{20.9686}{153.068} = 127.23^\circ$$

Ahora se puede evaluar la ecuación del torsor:

$$T_f = \mu \cdot b \cdot r^2 \cdot \frac{P_{max}}{\text{sen } \theta_{max}} \cdot (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)$$

Como el ángulo $\theta_2 = 127.20^\circ$ según se menciona en el marco teórico si $\theta_2 > 90^\circ$ entonces $\text{sen } \theta_2 = \text{sen } 90^\circ = 1$



El material de fricción es un compuesto complejo con un coeficiente de rozamiento adaptado generalmente entre 0.35 y 0.45, a las características específicas de los frenos. Es necesario apuntar que un coeficiente bajo es particularmente desaconsejable para evitar un rendimiento deficiente, pero de la misma manera, un coeficiente de fricción muy alto puede acarrear problemas peores, como pueden ser el bloqueo, ruidos excesivos y vibraciones al aplicar el freno. El coeficiente de fricción no es una magnitud física invariable, sino que puede cambiar en función de las condiciones de uso [presión, temperatura, velocidad, etc.].

Despejando de la ecuación: μ y P_{max}

$$\frac{T_f \cdot \text{sen } \theta_{max}}{b \cdot r^2 \cdot (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)} = \mu \cdot P_{max}$$

Sustituyendo datos:

$$\frac{[4.8658][1]}{[0.0762][0.10954]^2[\cos 37.23 - \cos 127.23]} = \mu \cdot P_{max}$$

$$\mu \cdot P_{max} = 3.7979 \frac{kN}{m^2}$$

material	μ	Presion Maxima P_{max} segun ecuacion de trabajo	
		Seco	kPas
Hierro fundido sobre hierro fundido	0.15-0.20	1000-1750	21.7022
Metal pulverizado* sobre hierro fundido	01-0.4	1000	15.1916
Metal pulverizado* sobre acero duro (templado)	0.1-0.3	2100	18.9895
Madera sobre acero o hierro fundido	02-0.35	400-620	13.1055
Cuero sobre acero o hierro fundido	0.3-0.5	70-280	9.4948



Corcho sobre acero o hierro fundido	0.3-0.5	50-100	9.4948
Fieltro sobre acero o hierro fundido	0.22	35-70	17.2631
Asbesto tramado* sobre acero o hierro fundido	0.3-0.6	350-700	8.4398
Asbesto moldeado* sobre acero o hierro fundido	0.2-0.5	350-1000	10.8511
Asbesto impregnado* sobre acero o hierro fundido	0.32	1000	11.8684
Grafito sobre acero	0.25	2100	15.1916

Tabla 1 - Tabla comparativa [se tomo μ , como un valor promedio]

Se tomaran en cuenta tres materiales para la zapata de frenos, de los cuales serán, fieltro, corcho y madera, de estos se puede observar que en la tabla anterior el que muestra una P_{max} , mayor utilizando la ecuación $\mu \cdot P_{max} = 3.7979 \frac{kN}{m^2}$ es el fieltro por tanto, tomaremos como material de referencia el fieltro que tiene un $\mu = 0.22$ y una $P_{max} = 35 kPas$

Encontrando los momentos que actúan en la zapata:

Momento Normal:

$$M_n = a \cdot b \cdot r \cdot \frac{P_{max}}{\text{sen } \theta_{max}} \cdot \left[\frac{\theta_2 - \theta_1}{2} - \frac{\text{sen}(2\theta_1) - \text{sen}(2\theta_2)}{4} \right]$$

Sustituyendo los datos:

$$M_n = [0.153068][0.0762][0.10954][35000] \left[\frac{2.2206 - 0.6498}{2} - \frac{\text{sen}(74.46) - \text{sen}(254.46)}{4} \right]$$

$$M_n = 13.5808 N - m$$

Momento de fricción:

$$M_f = \mu \cdot b \cdot r \cdot \frac{P_{max}}{\text{sen } \theta_{max}} \cdot \left[r \cdot (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) - \frac{a}{2} \cdot (\text{sen}^2 \theta_2 - \text{sen}^2 \theta_1) \right]$$

Para el momento de fricción se tomara un $\mu = 0.4$



Sustituyendo datos:

$$M_f = [0.22][0.0762][0.10954][35000] \left[(0.10954)[(\cos 37.23) - (\cos 127.23)] \right. \\ \left. - \frac{0.153068}{2} [(\sen 127.23)^2 - (\sen 37.23)^2] \right]$$

$$M_f = 8.1432 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Encontrando las fuerzas que actúan a lo largo de la zapata, nos valemos de la siguiente ecuación:

$$F = \frac{M_n \mp M_f}{c}$$

Analizando ambas situaciones:

$$F = \frac{13.5808 + 8.1432}{159.16 \text{ mm}} = 136.4916 \approx 136.49 \text{ N}$$

$$F = \frac{13.5808 - 8.1432}{159.16 \text{ mm}} = 34.1644 \approx 34.16 \text{ N}$$

Debido a que el sistema de trabajo tendrá dos zapatas, tendrá ambas fuerzas por tanto la fuerza total que actúa sobre el sistema es la suma de ambas fuerzas.

$$F = 136.49 + 34.16 = 170.65 \text{ N}$$

El análisis anterior supuso el análisis de zapata de freno larga, ahora procederemos al análisis del freno de zapata corta, para ver cual de ambas fuerzas es mayor en intensidad, para así con esta fuerza saber cual es la que actúa el eje

Fuerza Normal

$$F_n = P_{max} \cdot b \cdot r \cdot \theta$$



Fuerza de fricción

$$F_f = P_{max} \cdot \mu \cdot b \cdot r \cdot \theta$$

Capacidad de freno

$$T = \mu \cdot r^2 \cdot P_{max} \cdot b \cdot \theta$$

Como se menciona el torque es de 4.8658 N-m

Si un ángulo de contacto de zapata de 45° sustituyendo datos en la ecuación de la capacidad de freno y despejando μ y P_{max}

$$\frac{4.8658}{(0.10954)^2 \cdot (0.0762) \cdot (0.7854 \text{ rad})} = \mu \cdot P_{max}$$

$$\mu \cdot P_{max} = 6.7758 \frac{kN}{m}$$

material	μ	Presión Máxima de P_{max} según ecuación trabajo	
		Seco	kPas
Hierro fundido sobre hierro fundido	0.15-0.20	1000-1750	38.7189
Metal pulverizado* sobre hierro fundido	01-0.4	1000	27.1032
Metal pulverizado* sobre acero duro (templado)	0.1-0.3	2100	33.8740
Madera sobre acero o hierro fundido	02-0.35	400-620	24.6393
Cuero sobre acero o hierro fundido	0.3-0.5	70-280	16.9395
Corcho sobre acero o hierro fundido	0.3-0.5	50-100	16.9395
Fieltro sobre acero o hierro fundido	0.22	35-70	30.7991
Asbesto tramado* sobre acero o hierro fundido	0.3-0.6	350-700	15.0573
Asbesto moldeado* sobre acero o hierro fundido	0.2-0.5	350-1000	19.3594
Asbesto impregnado* sobre acero o hierro fundido	0.32	1000	21.1744
Grafito sobre acero	0.25	2100	27.1032

Tabla 2 - Tabla comparativa [se tomo μ , como un valor promedio]

Se tomaran en cuenta tres materiales para la zapata de frenos, de los cuales serán, fieltro, corcho y madera, de estos se puede observar que en la tabla



anterior el que muestra una P_{max} , mayor utilizando la ecuación $\mu \cdot P_{max} = 6.7758 \frac{kN}{m^2}$ es el fieltro por tanto, tomaremos como material de referencia el fieltro que tiene un $\mu = 0.22$ y una $P_{max} = 35 kPas$

La fuerza que en este caso detendría el tambor sería la fuerza de fricción, por tanto se encontraría la fuerza de fricción:

$$F_f = P_{max} \cdot \mu \cdot b \cdot r \cdot \theta$$

$$F_f = [35000][0.22][0.0762][0.10954][0.7854]$$

$$F_f = 50.4788 \approx 50.48 N$$

En el caso que actué una sola zapata corta.

5.3.4. Diseño del embrague.

Diseño del embrague:

El embrague estará conectado al eje conductor, en un extremo libre del eje, el tambor del freno tendrá un diámetro externo 200 mm, Para encontrar la fuerza que ejerce el embrague, nos valemos de las ecuaciones obtenidas anteriormente.

Capacidad máxima del embrague a torsión:

$$T_f = \pi \cdot \mu \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot [r_f^2 - r_i^2]$$

Fuerza de impulsión:

$$F_i = 2\pi \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot [r_f - r_i]$$

Anteriormente se encontró que el torque que el embrague debe de manejar debe ser de $4.8658 N - m$ considerando este como el torque de fricción. Un parámetro en el diseño de embragues³ es la relación de los radios interior y exterior, el par de torsión para un radio exterior dado se obtiene cuando: $r_i = 0.58r_o$

³ Extraído del libro "Fundamentos de diseño para Ingeniería Mecánica", autor: Robert C. Juvinall, pag. 610



Las proporciones usadas más comúnmente varían desde:

$$r_i = 0.45r_o \quad a \quad r_i = 0.80r_o$$

El radio externo del embrague es de 200 mm, utilizando el parámetro $r_i = 0.58r_o$ obtenemos que el radio interno es de 116 mm.

Utilizando la ecuación del embrague a torsión, y despejando μ y P_{max}

$$\frac{T_f}{\pi \cdot r_i \cdot [r_f^2 - r_i^2]} = \mu \cdot P_{max}$$

$$\mu \cdot P_{max} = \frac{4.8658}{[\pi][0.116][(0.2)^2 - (0.116)^2]}$$

$$\mu \cdot P_{max} = 0.5030 \frac{kN}{m^2}$$

Utilizando la tabla utilizada en el cálculo de frenos, y utilizando los mismos parámetros:

material	μ	Presion Maxima de P_{max} segun ecuacion trabajo	
		Seco	kPas
Hierro fundido sobre hierro fundido	0.15-0.20	1000-1750	2.8743
Metal pulverizado* sobre hierro fundido	0.1-0.4	1000	2.0120
Metal pulverizado* sobre acero duro (templado)	0.1-0.3	2100	2.5150
Madera sobre acero o hierro fundido	0.2-0.35	400-620	1.8290
Cuero sobre acero o hierro fundido	0.3-0.5	70-280	1.2575
Corcho sobre acero o hierro fundido	0.3-0.5	50-100	1.2575
Fieltro sobre acero o hierro fundido	0.22	35-70	2.2864
Asbesto tramado* sobre acero o hierro fundido	0.3-0.6	350-700	1.1178
Asbesto moldeado* sobre acero o hierro fundido	0.2-0.5	350-1000	1.4371
Asbesto impregnado* sobre acero o hierro fundido	0.32	1000	1.5719
Grafito sobre acero	0.25	2100	2.0120

Tabla 2 - Tabla comparativa [se tomo μ , como un valor promedio]



Se puede observar en el cuadro anterior que toda la gama de materiales ahí mencionados cumplen con la presión máxima para poder mover el torque generado por el sistema de 4.8658 N-m

Tomaremos una $P_{max} = 35 \frac{kN}{m^2}$, esta presión máxima hace referencia a un $\mu = 0.22$

Encontrando la fuerza de impulsión:

$$F_i = 2\pi \cdot P_{max} \cdot r_i \cdot [r_f - r_i]$$

$$F_i = [2][\pi][35][0.116][(0.2) - (0.116)]$$

$$F_i = 2142.81 N$$

El efecto que tiene esta fuerza sobre el eje, es que esta no actúa directamente sobre el, la fuerza que siente el eje conductor es esta fuerza multiplicada por el coeficiente de fricción, es decir:

$F_f = f \cdot F_i$ Al sustituir los datos obtenemos:

$$F_f = 471.41 N - m$$

Esta fuerza es la que actúa en el eje.

5.3.5. Diseño del eje conductor.

a) Geometría del eje.

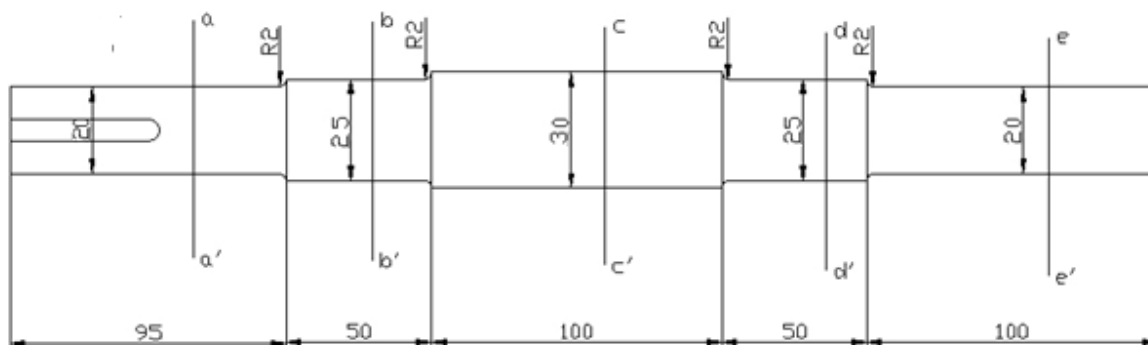


Figura 32 - Esquema del eje conducido.

El cuadro siguiente muestra la ubicación [distancia] de cada uno de los elementos que estarán conectados al eje conductor, medidos desde el embrague.

Distancia desde el embrague a cojinete A	=	95	mm
Distancia desde el embrague a la polea	=	195	mm
Distancia desde el embrague a cojinete B	=	245	mm
Distancia desde el embrague a freno	=	295	mm

b) Análisis de esfuerzo.

Fuerzas en bandas:

La fuerza que ejercen las bandas sobre el eje se determina por medio de la siguiente ecuación⁴:

$$F_B = 1.5 \frac{T}{[D/2]}$$

Encontrando el diámetro de la polea que se ubicara en el eje conductor, esta se determina mediante la ecuación:

⁴ Extraída del libro: Diseño del elementos de maquinas, Robert L. Moot, 4ta. Edición, capítulo 12, pag.538-540



$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

Si sabemos los valores de cada una de las variables.

$$D_1 = \frac{n_2}{n_1} D_2 = \left[\frac{800 \text{ rpm}}{1200 \text{ rpm}} \right] [15 \text{ cm}] = 10 \text{ cm} \approx 0.1$$

Sustituyendo en la ecuación de la fuerza ejercida por la polea.

$$F_B = 1.5 \frac{4.8658}{[0.1/2]} = 145.9740 \text{ N} \approx 145.97 \text{ N}$$

Descomposición de las fuerzas radiales en direcciones perpendiculares.

Fuerzas horizontales		
Generada por la polea [F_B]	=	145.98 N
Generada por freno [F_f]	=	170.65 N
Generado por el Embrague [F_e]	=	471.42 N

Fuerzas Verticales		
Generada por freno [F_f]	=	170.65 N
Generado por el Embrague [F_e]	=	471.42 N

En una primera aproximación, se supondrá un eje completamente solido sin muescas. Tomando como referencia el cuadro de ubicación de los componentes.

PLANO X-Z

Las cotas se encuentran en mm

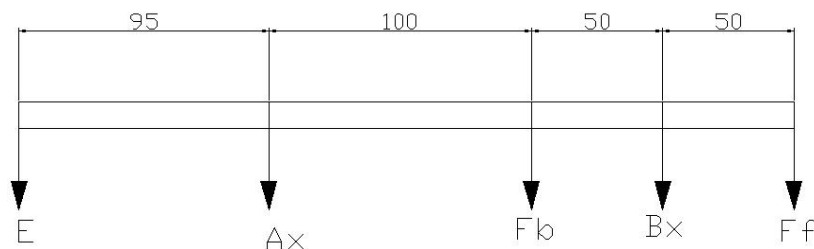


Figura 33 - Reacciones en el Eje X



$$\sum F_x = 0 \quad \uparrow +$$

$$F_{embrague} + A_x + F_b + B_x + F_{freno} = 0$$

$$A_x = -[F_{embrague} + F_b + B_x + F_{freno}]$$

$$\sum A_x = 0$$

$$-9.5[F_{embrague}] + 10[F_B] + 15[B_x] + 20[F_{freno}] = 0$$

$$B_x = \frac{95[F_{embrague}] - 100[F_B] - 200[F_{freno}]}{150}$$

Sustituyendo datos:

$$B_x = \frac{95[471.42] - 100[145.97] - 200[170.65]}{150} = -26.2807 \approx -26.28 \text{ N}$$

$$A_x = -[471.42 + 145.97 - 26.28 + 170.65] = -761.76 \text{ N}$$

Para generar los diagramas de momento y cortante, se recurrirá a las ecuaciones singulares

Para el plano X-Z

Encontrando las ecuaciones singulares:

Para la distribución de cargas

$$q(x) = F_{embrague} \langle x - 0 \rangle^{-1} + A_x \langle x - 95 \rangle^{-1} + F_B \langle x - 195 \rangle^{-1} + B_x \langle x - 245 \rangle^{-1} \\ + F_{freno} \langle x - 295 \rangle^{-1}$$

Para el cortante:

$$\int q(x) = -V(x)$$

$$-V(x) = F_{embrague} \langle x - 0 \rangle^0 + A_x \langle x - 95 \rangle^0 + F_B \langle x - 195 \rangle^0 + B_x \langle x - 245 \rangle^0 \\ + F_{freno} \langle x - 295 \rangle^0$$



$$V_{(x)} = -F_{embrague}\langle x - 0 \rangle^1 - A_x\langle x - 95 \rangle^0 - F_B\langle x - 195 \rangle^0 - B_x\langle x - 245 \rangle^0 \\ - F_{freno}\langle x - 295 \rangle^0$$

Para el momento flector:

$$\int V_{(x)} = w_{(x)}$$

$$w_{(x)} = -F_{embrague}\langle x - 0 \rangle^1 - A_x\langle x - 95 \rangle^1 - F_B\langle x - 195 \rangle^1 - B_x\langle x - 245 \rangle^1 \\ - F_{freno}\langle x - 295 \rangle^1$$

Al sustituir los valores pertinentes obtenemos las ecuaciones que se utilizaran

Carga:

$$q_{(x)} = 471.42\langle x - 0 \rangle^{-1} + (-761.76)\langle x - 95 \rangle^{-1} + 145.97\langle x - 195 \rangle^{-1} \\ + (-26.28)\langle x - 245 \rangle^{-1} + 170.65\langle x - 295 \rangle^{-1}$$

Cortante:

$$V_{(x)} = 471.42\langle x - 0 \rangle^0 - 761.76\langle x - 95 \rangle^0 + 145.97\langle x - 195 \rangle^0 - 26.28\langle x - 245 \rangle^0 \\ + 170.65\langle x - 295 \rangle^0$$

$$V_{(x)} = -471.42\langle x - 0 \rangle^0 + 761.76\langle x - 95 \rangle^0 - 145.97\langle x - 195 \rangle^0 + 26.28\langle x - 245 \rangle^0 \\ - 170.65\langle x - 295 \rangle^0$$

Momento flector:

$$w_{(x)} = -471.42\langle x - 0 \rangle^1 + 761.76\langle x - 95 \rangle^1 - 145.97\langle x - 195 \rangle^1 + 26.28\langle x - 245 \rangle^1 \\ - 170.65\langle x - 295 \rangle^1$$



Diagrama de Momento para el plano X-Z

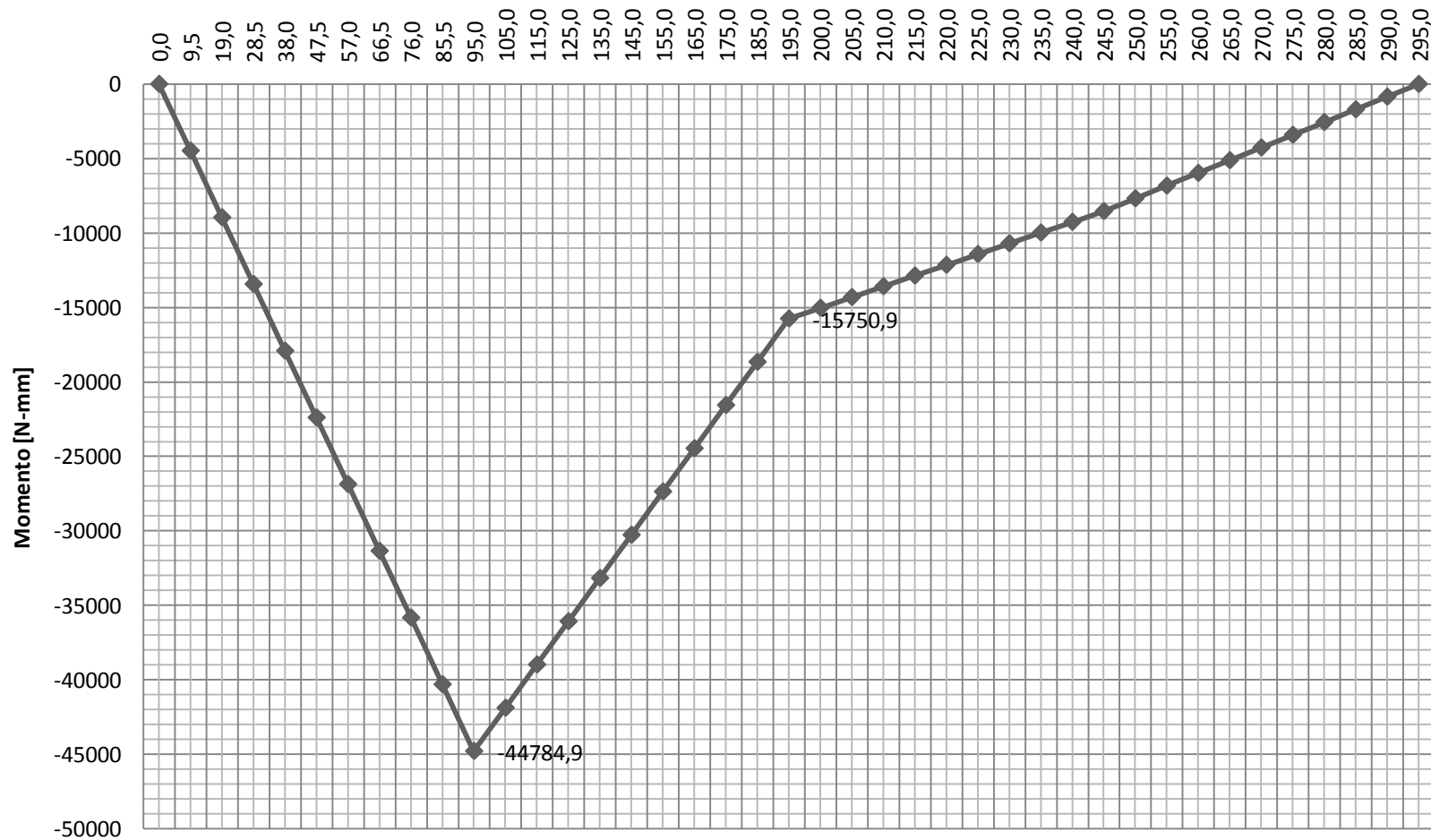


Figura 34 - Diagrama de Momentos generados por las reacciones en el eje X



PLANO Y-Z

Las cotas se encuentran en milímetros.

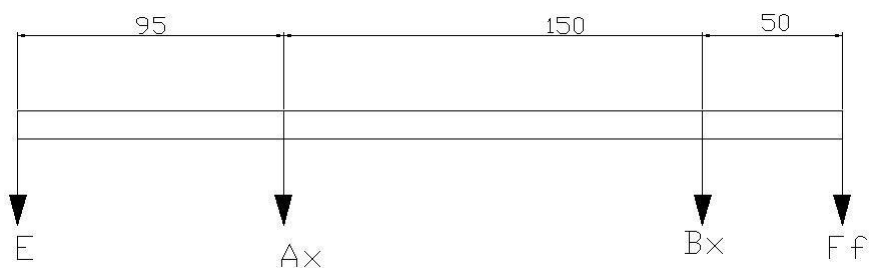


Figura 35 - Reacciones en el Eje Y

$$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$$

$$F_{embrague} + A_y + B_y + F_{freno} = 0$$

$$A_y = -[F_{embrague} + B_y + F_{freno}]$$

$$\sum A_y = 0$$

$$-95[F_{embrague}] + 150[B_y] + 200[F_{freno}] = 0$$

$$B_y = \frac{95[F_{embrague}] - 200[F_{freno}]}{150}$$

Sustituyendo datos:

$$B_y = \frac{95[471.42] - 200[170.65]}{150} = 71.033 \approx 71.03 \text{ N}$$

$$A_y = -[471.42 + 71.03 + 170.65] = -713.10 \text{ N}$$

Para generar los diagramas de momento y cortante, se recurrirá a las ecuaciones singulares



Para el plano Y-Z

Para la distribución de cargas

$$q_{(y)} = F_{embrague} \langle y - 0 \rangle^{-1} + A_y \langle y - 95 \rangle^{-1} + B_y \langle y - 245 \rangle^{-1} + F_{freno} \langle y - 295 \rangle^{-1}$$

Para el cortante:

$$\int q_{(y)} = -V_{(y)}$$

$$-V_{(y)} = F_{embrague} \langle y - 0 \rangle^0 + A_y \langle y - 95 \rangle^0 + B_y \langle y - 245 \rangle^0 + F_{freno} \langle y - 295 \rangle^0$$

$$V_{(y)} = -F_{embrague} \langle y - 0 \rangle^1 - A_y \langle y - 95 \rangle^0 - B_y \langle y - 245 \rangle^0 - F_{freno} \langle y - 295 \rangle^0$$

Para el momento flector:

$$\int V_{(y)} = w_{(y)}$$

$$w_{(y)} = -F_{embrague} \langle y - 0 \rangle^1 - A_y \langle y - 95 \rangle^1 - B_y \langle y - 245 \rangle^1 - F_{freno} \langle y - 295 \rangle^1$$

Al sustituir los valores pertinentes obtenemos las ecuaciones que se utilizaran

Carga:

$$q_{(y)} = 471.42 \langle y - 0 \rangle^{-1} + (-713.1) \langle y - 95 \rangle^{-1} + 71.03 \langle y - 245 \rangle^{-1} \\ + 170.65 \langle y - 295 \rangle^{-1}$$

Cortante:

$$V_{(y)} = 471.42 \langle y - 0 \rangle^0 - 713.1 \langle y - 95 \rangle^0 + 71.03 \langle y - 245 \rangle^0 + 170.65 \langle y - 295 \rangle^0$$

$$V_{(y)} = -471.42 \langle y - 0 \rangle^0 + 713.1 \langle y - 95 \rangle^0 - 71.03 \langle y - 245 \rangle^0 - 170.65 \langle y - 295 \rangle^0$$

Momento flector:

$$w_{(y)} = -471.42 \langle y - 0 \rangle^1 + 713.1 \langle y - 95 \rangle^1 - 71.03 \langle y - 245 \rangle^1 - 170.65 \langle y - 295 \rangle^1$$

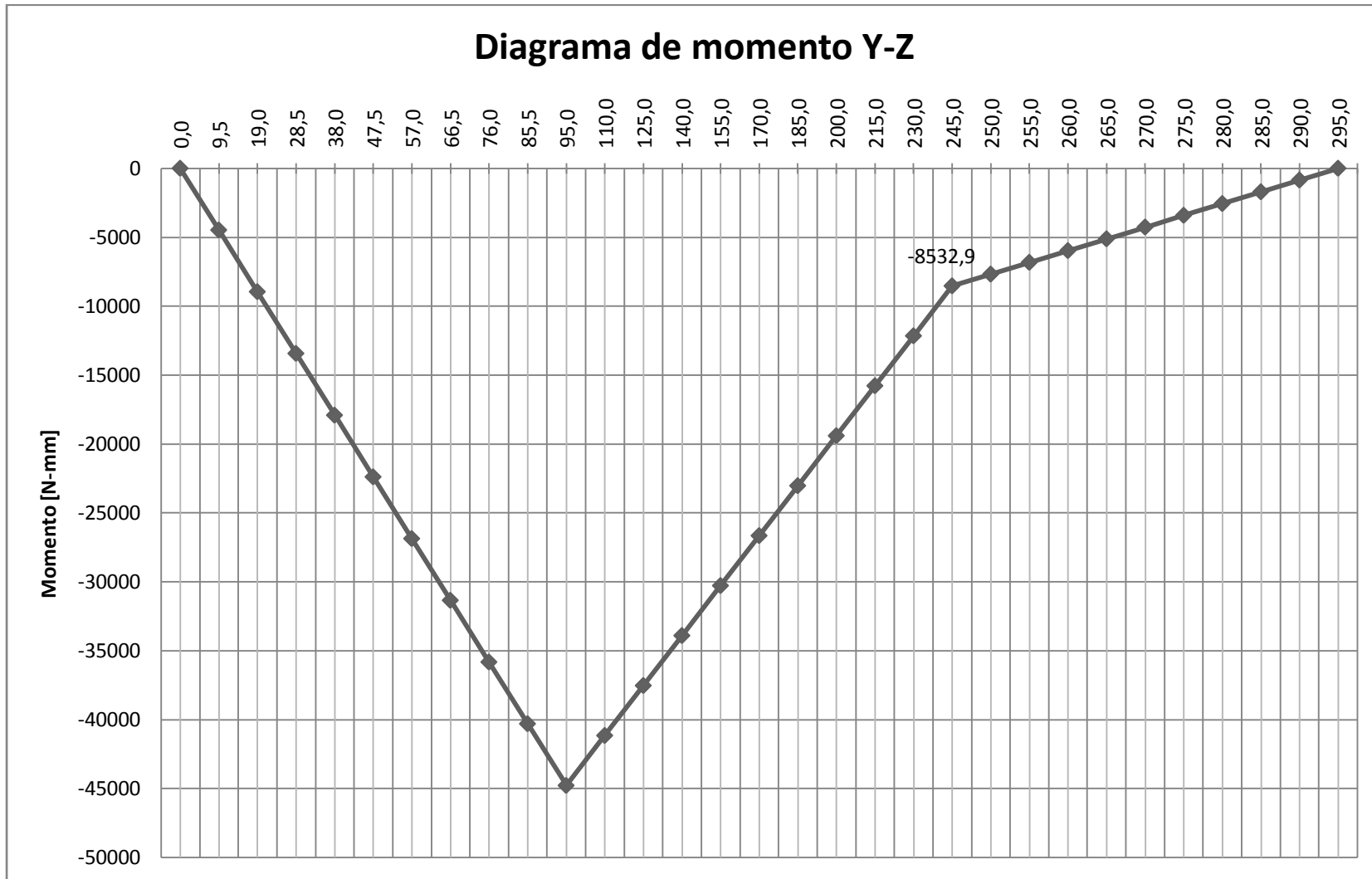


Figura 36 - Diagrama de Momentos generados por las reacciones en el eje Y



De los Diagramas podemos obtener los siguientes puntos críticos.

Para el plano X-Z

Ubicación	Magnitud [N-mm]	Magnitud [N-m]
095.0 mm	-44784.9	-44.785
195.0 mm	-15750.9	-15.751

Para el Plano Y-Z

Ubicación	Magnitud [N-mm]	Magnitud [N-m]
095.0 mm	-44784.9	-44.785
245.0 mm	-8532.9	-8.533

Se puede observar que la mayoría de puntos máximos se encuentran en el plano Y-Z, que es el plano en donde se encuentran ubicados los pesos.

Se analizara cada punto para encontrar el momento máximo que soportara el eje, mediante la ecuación.

$$M_{max} = \sqrt{(M_{xz})^2 + (M_{yz})^2}$$

Ubicación [mm]	Magnitud [plano X-Z]	Magnitud [plano Y-Z]	Momento Máximo
095.0	-44.785	-44.785	63.34
195.0	-15.751	-20.617	25.95
245.0	-8.533	-8.533	12.68

El momento máximo se ubica en el cojinete A, por tanto se trabajara con el valor de:

$$M_{max} = 63.34 \text{ N} - \text{m}$$



Para la selección del material se seleccionara un acero AISI 1020, con un esfuerzo máximo de 380 MPas.

Antes de proceder a encontrar el diámetro mínimo utilizando línea de Goodman, se realizara un estudio de los factores de corrección para la construcción de ejes

FACTORES DE CORRECCION

Factor de Superficie:

Suponiendo que el material es maquinado

$$k_a = aS_{ut}^b = 4.51(380)^{-0.265} = 0.934$$

Factor de Tamaño:

Para este caso que queremos encontrar un diámetro utilizaremos un

$$k_b = 0.9$$

Factor de Carga:

El eje se encontrara a flexión:

$$k_c = 1$$

Factor de Temperatura:

Se espera que el eje no exceda los 250°C

$$k_d = 1$$

Factor de efectos diversos:

El factor de efectos diversos, se tomara como un valor preestablecido por el problema, pero si el problema no menciona nada sobre este se tomara el valor de:

$$k_e = 1$$

Factor de concentración de esfuerzos:



El factor de concentración de esfuerzos se encuentran por medios gráficos cuando el eje tiene muescas en el cómo se verá más adelante, pero en este punto como estamos considerando un eje completamente liso el factos de concentración de efectos diversos toma el valor de:

$$k_f = 1$$

Aplicación de la línea de Goddman para una vida infinita

La ecuación de la línea de Goddman viene dada por:

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = \frac{1}{n}$$

Para la ecuación anterior se puede descomponer de la siguiente forma:

Esfuerzo alterno:

$$\sigma_{ea} = \frac{32M_{max}}{\pi d^3}$$

Esfuerzo medio

$$\sigma_{em} = \frac{16 T}{\pi d^3}$$

Resistencia ultima del acero:

$$S_u = 380 \text{ Mpas}$$

Encontrando el valor de S_n

Este valor se obtiene mediante el uso de los factores de corrección y mediante la ecuación:

$$S_n = \frac{k_a k_b k_c k_d k_e S'_n}{k_f}$$

El valor de S'_n



$$S'_n = 0.5 S_u = 0.5 \times 380 \text{ Mpas} = 190 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$S_n = \frac{(0.934)(0.9)(1)(1)(1)(190 \text{ Mpas})}{(1)} = 159.714 \text{ Mpas}$$

De la ecuación de la línea de Goddman despejando el diámetro:

$$\sqrt[3]{\frac{n}{\pi} \left[\frac{32M_{max}}{S_n} + \frac{16T_{max}}{S_u} \right]} = d$$

Podemos observar que la ecuación nos muestra un factor n que denomina *factor de seguridad*, para encontrar dicho factor nos valemos de los siguientes criterios, aunque este también puede tener un valor de 1

Transmisiones suaves T: 1.25

Transmisiones Moderadas: 1.50

Transmisiones De choques Impredecibles: 2.0

Se escogerá un valor de una transmisiones moderadas es decir un $n=1.5$

Sustituyendo los valores en la ecuación:

$$\sqrt[3]{\frac{1.5}{\pi} \left[\frac{32(63.34)}{159.714 \times 10^6} + \frac{16(4.8658)}{380 \times 10^6} \right]} = d$$

$$\sqrt[3]{0.4775[12.6907 \times 10^{-6} + 0.2048 \times 10^{-6}]} = d$$

$$\sqrt[3]{0.4775[12.8955 \times 10^{-6}]} = d$$

$$\sqrt[3]{6.1576 \times 10^{-6}} = d$$

$$0.01832 \text{ m} = d$$

Por tanto:



$$d = 0.01832 \text{ m}$$

$$d = 0.01832 \text{ m} * \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 18.32 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo del eje a construir es de 18.32 mm con un factor de seguridad de 1.5

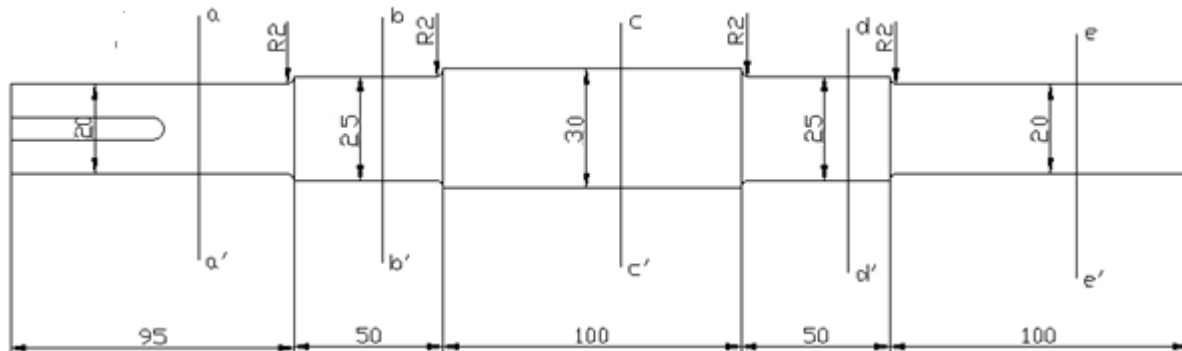
Debido a que el diámetro mínimo requerido es de 18.32 mm se redondeara a un máximo superior es decir se utilizara un diámetro de 20 mm como mínimo para la construcción del eje.

Análisis del eje con concentradores de esfuerzo.

En este apartado se realizara el análisis de las muescas, en donde se ubicaran los elementos tales como los cojinetes, la polea y los contrapesos.

Para el análisis de este eje pueden observarse con más detenimiento en plano 2

El análisis comenzara desde el diámetro menor es decir desde el diámetro de 20 mm





Analizando las muescas en cada una de las secciones

Sección a-a' – b-b'

Del apartado anterior sabemos que:

$$k_a = 0.934$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Se utiliza la siguiente ecuación:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} = \left(\frac{20}{7.62}\right)^{-0.1133} = (2.6247)^{-0.1133} = 0.8964$$

$$k_b = 0.8964$$

Factor de concentrador de esfuerzos.

Se vale de la siguiente ecuación: $k_f = 1 + q(k_t - 1)$

Encontrando q :

Del apartado anterior se sabe que, el valor de $q= 0.72$

Ahora se procederá a encontrar k_t por medio de la grafica *correspondiente*:

Antes de ingresar a la tabla debemos de saber ciertos valores:

$$\frac{r}{d} = \frac{2.0}{20} = 0.1$$

$$\frac{D}{d} = \frac{25}{20} = 1.25$$

Al observar el grafico es necesario interpolar los valores:

D/d	K_t
1.2	1.68
1.25	1.69
1.5	1.74



Con estos valores ingresamos a la tabla y se encuentra el valor de $k_t = 1.69$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.72(1.69 - 1) = 1 + 0.72(0.69) = 1 + 0.4968 = 1.4968$$

$$k_f = 1.4968$$

Encontrando el factor de seguridad en ese punto para saber si el eje fallara, se despeja de la ecuación de la línea de Goodman.

Despejando el factor de seguridad "n"

$$n = \frac{\pi * d^3}{\left[\frac{32M_{max}}{S_n} + \frac{16T_{max}}{S_u} \right]}$$

Para saber si en este punto es seguro se necesitan conocer los valores a introducir en la ecuación, por tanto para el punto ubicado a 95 mm de nuestro origen

$$M_{max} = \sqrt{(M_{xz})^2 + (M_{yz})^2} = \sqrt{(-44.785)^2 + (-44.785)^2} = 63.34 \text{ N} - m$$

$$d = 20 \text{ mm} = 0.020 \text{ m}$$

El valor de S'_n

$$S'_n = 0.5 S_u = 0.5 \times 380 \text{ Mpas} = 190 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$S_n = \frac{(0.934)(0.8964)(1)(1)(1)(190 \text{ Mpas})}{(1.4968)} = 106.277 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación:



$$n = \frac{\pi * (0.02)^3}{\left[\frac{32(63.34)}{106.277 \times 10^6} + \frac{16(4.8658)}{380 \times 10^6} \right]} = \frac{25.1327 \times 10^{-6}}{(19.0717 \times 10^{-6}) + (0.2048 \times 10^{-6})}$$
$$= \frac{25.1327 \times 10^{-6}}{19.2765 \times 10^{-6}}$$

$$n = 1.3037$$

Sección b-b' – c-c'

Factor de Superficie:

Del apartado anterior sabemos que:

$$k_a = 0.934$$

$$k_c = k_d = k_e$$

Factor de tamaño:

Se utiliza la siguiente ecuación:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} = \left(\frac{25}{7.62} \right)^{-0.1133} = (3.2808)^{-0.1133} = 0.8740$$

$$k_b = 0.8740$$

Factor de concentrador de esfuerzos.

Se vale de la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Encontrando q :

Del apartado anterior se sabe que, el valor de $q = 0.72$

Ahora se procederá a encontrar k_t por medio de la grafica *correspondiente*:

Antes de ingresar a la tabla debemos de saber ciertos valores:



$$\frac{r}{d} = \frac{2}{25} = 0.08$$

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{25} = 1.2$$

Al observar el grafico es necesario interpolar los valores:

D/d	K_t
1.2	1.78

Con estos valores ingresamos a la tabla y se encuentra el valor de $k_t = 1.8429$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.72(1.78 - 1) = 1 + 0.65(0.78) = 1 + 0.2507 = 1.507$$

$$k_f = 1.507$$

Encontrando el factor de seguridad en ese punto para saber si el eje fallara, se despeja de la ecuación de la línea de Goodman, y despejando el factor de seguridad "n" se obtiene:

$$n = \frac{\pi * d^3}{\left[\frac{32M_{max}}{Sn} + \frac{16T_{max}}{Su} \right]}$$

Para saber si en este punto es seguro se necesitan conocer los valores a introducir en la ecuación, por tanto para el punto ubicado a 145 mm de nuestro origen [Fuerzas en A]

$$M_{max} = \sqrt{(M_{xz})^2 + (M_{yz})^2} = \sqrt{(-30.268)^2 + (-32.70)^2} = 44.56 \text{ N} - \text{m}$$

$$d = 25 \text{ mm} = 0.025 \text{ m}$$

El valor de S'_n

$$S'_n = 0.5 S_u = 0.5 \times 380 \text{ Mpas} = 190 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo en la ecuación:



$$S_n = \frac{(0.934)(0.8740)(1)(1)(1)(190 \text{ Mpas})}{(1.507)} = 102.9197 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación:

$$n = \frac{\pi * (0.025)^3}{\left[\frac{32(44.56)}{102.9197 \times 10^6} + \frac{16(4.8658)}{380 \times 10^6} \right]} = \frac{49.0873 \times 10^{-6}}{(13.8547 \times 10^{-6}) + (0.2048 \times 10^{-6})}$$

$$= \frac{49.0873 \times 10^{-6}}{14.0595 \times 10^{-6}}$$

$$n = 3.4813$$

Sección c-c' – d-d'

Del apartado anterior sabemos que:

$$k_a = 0.934$$

$$k_c = k_d = k_e$$

Factor de tamaño:

Se utiliza la siguiente ecuación:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} = \left(\frac{25}{7.62} \right)^{-0.1133} = (3.2808)^{-0.1133} = 0.8740$$

$$k_b = 0.8740$$

Factor de concentrador de esfuerzos.

Se vale de la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Encontrando q :

Del apartado anterior se sabe que, el valor de $q = 0.72$

Ahora se procederá a encontrar k_t por medio de la grafica *correspondiente*:



Antes de ingresar a la tabla debemos de saber ciertos valores:

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{25} = 0.08$$

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{25} = 1.2$$

Al observar el grafico es necesario interpolar los valores:

D/d	K_t
1.2	1.78

Con estos valores ingresamos a la tabla y se encuentra el valor de $k_t = 1.8429$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.72(1.78 - 1) = 1 + 0.65(0.78) = 1 + 0.2507 = 1.507$$

$$k_f = 1.507$$

Encontrando el factor de seguridad en ese punto para saber si el eje fallara, se despeja de la ecuación de la línea de Goodman, y despejando el factor de seguridad "n" se obtiene:

$$n = \frac{\pi * d^3}{\left[\frac{32M_{max}}{S_n} + \frac{16T_{max}}{S_u} \right]}$$

Para saber si en este punto es seguro se necesitan conocer los valores a introducir en la ecuación, por tanto para el punto ubicado a 245 mm de nuestro origen [Fuerzas en A]

$$M_{max} = \sqrt{(M_{xz})^2 + (M_{yz})^2} = \sqrt{(-8.533)^2 + (-8.533)^2} = 12.68 \text{ N} - m$$

$$d = 25 \text{ mm} = 0.025 \text{ m}$$

El valor de S'_n

$$S'_n = 0.5 S_u = 0.5 \times 380 \text{ Mpas} = 190 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo en la ecuación:



$$S_n = \frac{(0.934)(0.8740)(1)(1)(1)(190 \text{ Mpas})}{(1.507)} = 102.9197 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación:

$$n = \frac{\pi * (0.025)^3}{\left[\frac{32(12.68)}{102.9197 \times 10^6} + \frac{16(4.8658)}{380 \times 10^6} \right]} = \frac{49.0873 \times 10^{-6}}{(3.9425 \times 10^{-6}) + (0.2048 \times 10^{-6})}$$
$$= \frac{49.0873 \times 10^{-6}}{4.1473 \times 10^{-6}}$$

$$n = 11.84$$

Sección d-d' – e-e'

Del apartado anterior sabemos que:

$$k_a = 0.934$$

$$k_c = k_d = k_e$$

Factor de tamaño:

Se utiliza la siguiente ecuación:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} = \left(\frac{20}{7.62} \right)^{-0.1133} = (2.6247)^{-0.1133} = 0.8964$$

$$k_b = 0.8964$$

Factor de Carga:

$$k_c = 1 \quad \text{Flexion}$$

Factor de temperatura:

No se espera que el eje se encuentre trabajando a más de 250°C.

$$k_d = 1$$

Factor de efectos diversos:



$$k_e = 1$$

Factor de concentrador de esfuerzos.

Se vale de la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Encontrando q :

Del apartado anterior se sabe que, el valor de $q= 0.72$

Ahora se procederá a encontrar k_t por medio de la grafica *correspondiente*:

Antes de ingresar a la tabla debemos de saber ciertos valores:

$$\frac{r}{d} = \frac{2.0}{20} = 0.1$$

$$\frac{D}{d} = \frac{25}{20} = 1.25$$

Al observar el grafico es necesario interpolar los valores:

D/d	K_t
1.2	1.68
1.25	1.69
1.5	1.74

Con estos valores ingresamos a la tabla y se encuentra el valor de $k_t = 1.69$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.72(1.69 - 1) = 1 + 0.72(0.69) = 1 + 0.4968 = 1.4968$$

$$k_f = 1.4968$$

Encontrando el factor de seguridad en ese punto para saber si el eje fallara, se despeja de la ecuación de la línea de Goodman.

Despejando el factor de seguridad “ n ”



$$n = \frac{\pi * d^3}{\left[\frac{32M_{max}}{S_n} + \frac{16T_{max}}{S_u} \right]}$$

Para saber si en este punto es seguro se necesitan conocer los valores a introducir en la ecuación, por tanto para el punto ubicado a 295 mm de nuestro origen

$$M_{max} = \sqrt{(M_{xz})^2 + (M_{yz})^2} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ N} - m$$

$$d = 20 \text{ mm} = 0.020 \text{ m}$$

El valor de S'_n

$$S'_n = 0.5 S_u = 0.5 \times 380 \text{ Mpas} = 190 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$S_n = \frac{(0.934)(0.8964)(1)(1)(1)(190 \text{ Mpas})}{(1.4968)} = 106.277 \text{ Mpas}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación:

$$n = \frac{\pi * (0.02)^3}{\left[\frac{32(0)}{106.277 \times 10^6} + \frac{16(4.8658)}{380 \times 10^6} \right]} = \frac{25.1327 \times 10^{-6}}{(0) + (0.2048 \times 10^{-6})} = \frac{25.1327 \times 10^{-6}}{0.2048 \times 10^{-6}}$$

$$n = 122.71$$

5.3.6. Selección de rodamientos en el eje conductor.

Rodamiento A

Las fuerzas que actuarán en este punto:

$$\text{Para Cojinete A} \quad A_x = -761.76 \text{ N}$$

$$A_y = -713.10 \text{ N}$$

La fuerza resultante:



$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{(-761.76)^2 + (-713.10)^2} = 1\,043.45\text{ N}$$

Carga de diseño.

$$F_e = VF_r$$

$V=1$ debido a que lo que gira es la pista interna.

Sustituyendo:

$$F_e = [1][1\,043.45\text{ N}] = 1\,043.45\text{ N}$$

Diámetro interno del cojinete:

El diámetro interno del cojinete es: 25 mm

Selección del tipo de Cojinete:

Se escoge un cojinete: Una hilera de bolas con ranura profunda.

Especifique la duración de diseño del rodamiento

Esta selección se muestra tabla que se muestra en los anexos Se escoge:

Aplicación	Duración de diseño L_{10} , h
Elevadores, ventiladores, transmisiones de usos múltiples	8000 – 15000

$$L_d = [15000][1200][60] = 1080 \times 10^6\text{ rev}$$

Carga dinámica

Para encontrar la carga dinámica nos valemos de la siguiente ecuación:

$$C_0 = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k}$$

$k = 3.00$ Para los rodamientos de bolas



Sustituyendo valores:

$$C_0 = 1\,043.45 \left(\frac{1080 \times 10^6}{10^6} \right)^{1/3.0} = 1\,043.45 (1080)^{1/3} = 10\,705.44 \text{ N}$$

$$C_0 = 10\,705.44 \text{ N}$$

Conjunto de rodamientos probables que tengan la capacidad de carga dinámica básica requerida:

En la tabla mostrada de rodamientos rígidos de bolas, de una hilera podemos observar⁵, la siguiente gama que cumple con los requisitos:

Designación UC205 NBR

Rodamiento B

La fuerzas que actuaran en este punto:

$$\text{Para cojinete B} \quad B_x = -26.28 \text{ N}$$

$$B_y = 71.03 \text{ N}$$

La fuerza resultante:

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{(-26.28)^2 + (71.03)^2} = 75.735 \approx 75.74 \text{ N}$$

Carga de diseño.

$$F_e = VF_r$$

$V=1$ debido a que lo que gira es la pista interna.

Sustituyendo:

$$F_e = [1][75.74 \text{ N}] = 75.74 \text{ N}$$

⁵ Tabla de rodamientos rígidos de bolas, de una hilera.



Diámetro interno del cojinete:

El diámetro interno del cojinete es: 25 mm

Selección del tipo de Cojinete:

Se escoge un cojinete: Una hilera de bolas con ranura profunda.

Especifique la duración de diseño del rodamiento

Esta selección se muestra tabla 2 que se muestra en los anexos Se escoge:

Aplicación	Duración de diseño L_{10} , h
Elevadores, ventiladores, transmisiones de usos múltiples	8000 – 15000

Entonces $L_d = [horas][rpm][60 \text{ min/h}]$

$$L_d = [15000][1200][60] = 1080 \times 10^6 \text{ rev}$$

Carga dinámica

Para encontrar la carga dinámica nos valemos de la siguiente ecuación:

$$C_0 = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k}$$

$k = 3.00$ Para los rodamientos de bolas

Sustituyendo valores:

$$C_0 = 75.74 \left(\frac{1080 \times 10^6}{10^6} \right)^{1/3.0} = 75.74 (1080)^{1/3} = 777.0814 \text{ N}$$

$$C_0 = 777.08 \text{ N}$$

Conjunto de rodamientos probables:



En la tabla mostrada de rodamientos rígidos de bolas, de una hilera podemos observar, la siguiente gama que cumple con los requisitos:

Designación UC205 NBR

5.3.7. Selección del motor eléctrico.

Para encontrar el torque del motor cargado; nos valemos de la ecuación:

$$T_m = T_{c1} + \frac{n_1}{\eta_1} \cdot T_{c2} + \left[I_m + \frac{n_1^2}{\eta} I_2 \right] \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

El único factor de la ecuación que no se utilizara es T_{c1} debido a que no existe carga en el eje conductor.

La eficiencia de la transmisión por bandas se supone de un 90%

Sustituyendo datos:

El factor n_1 hace referencia a $\frac{n_s}{n_e}$ al sustituir se obtiene un valor de $0.6666 \approx 0.67$

$$T_m = 0 + \frac{0.67}{0.90} \cdot (4.8658) + \left[40.19 \times 10^{-3} + \frac{(0.67)^2}{0.9} (0.3829) \right] \frac{125.67}{5}$$

$$T_m = 3.6223 + 5.8090$$

$$T_m = 9.4313 \text{ N} - m \approx 9.43 \text{ N} - m$$

El torque total que generara la maquina es de $T_m \approx 9.43 \text{ N} - m$

El torque que se encontró anteriormente en el diseño del eje conductor fue de

$$T_m \approx 9.43 \text{ N} - m$$

El motor debe de satisfacer un torque de arranque de 5.8090 N-m

$$P_{otencia} = \frac{(5.8090)(1200)(2\pi)}{60} = 729.98 \text{ Watts}$$

Para transformar de Watts a HP



$$P_{otencia} = \frac{(5.8090)(1200)(2\pi)}{60} * \frac{1}{746} = 0.9785 \text{ HP}$$

Se necesita un motor de 1 HP, monofásico, de baja velocidad.

5.3.8. Selección de bandas.

Selección de bandas trapeciales

Potencia de diseño:

$$P_d = k_s^6 * P_n$$

Donde: P_d = potencia de diseño

k_s = Factor de seguridad

P_n = Potencia nominal [potencia de operacion]

$$P_d = 1.1 * 1.0 = 1.1$$

Potencia corregida por banda:

$$P_c = k_1 k_2 P_b$$

Donde:

Encontrando k_1

k_1 = factor de correccion por angulo de contacto

$$\theta_1 = \pi - 2 \frac{(R_2 - R_1)}{c} \quad \text{angulo critico}$$

⁶ Ver anexo



$\frac{D-d}{c}$	θ, grados	VV	Plana V
0.00	180	1.00	
0.10	174.3	0.99	0.76
0.12		0.974	
0.20	166.5	0.97	0.78

Encontrando k_2

$k_2 = \text{factor de correccion por longitud de banda}$

$$L = 2a + \pi(R_2 - R_1) + 2 \frac{(R_2 - R_1)^2}{c}$$

$$\text{Donde } a = [c^2 - (R_2 - R_1)^2]^{1/2}$$

$$a = [(375.71)c^2 - ((75) - (50))^2]^{1/2} = 374.8773 \text{ mm}$$

$$a = 374.88 \text{ mm}$$

$$L = 2(374.88) + \pi(75 - 50) + 2 \left[\frac{(75 - 50)^2}{395.71} \right] = 831.4586$$

$$L = 831.46 \text{ mm} \approx 32.7346 \text{ in}$$

$$L = 32.74 \text{ in}$$

Encontrando la sección de banda⁷:

Se escoge una banda A

Factor de corrección de la longitud de la banda:

El factor de longitud nos da de 0.85

Encontrando P_b :

⁷ Ver Anexo



Para ingresar a la tabla⁸ se utiliza el diámetro de la polea menor, entonces la potencia de banda, se encuentra cuando se interceptan la velocidad de banda y el diámetro de la polea

Se sabe que la polea mas pequeña gira a 1200 rpm y tiene un diámetro de 15 cm ≈ 5.9 in

Sección de banda	Diámetro de paso de polea, pulg.	1000	1200	2000
A	2.6	0.47		0.62
	3.0	0.66		1.01
	3.4	0.81		1.1
	3.8	0.93		1.55
	4.2	1.03		1.74
	4.6	1.11		1.89
	5.0 y mayor		1.17	1.342

Sustituyendo en la ecuación de la potencia corregida por banda:

$$P_c = (0.974)(0.85)(1.342) = 1.111 \approx 1.11$$

Numero de bandas:

$$N = \frac{\text{Potencia de diseño}}{\text{Potencia corregida}}$$

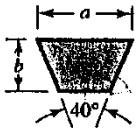
$$N = \frac{1.10}{1.11} = 1.0$$

El número de bandas que nos sugiere la ecuación es de 1.0, se coloca una banda A35.

⁸ Ver Anexo



Secciones de bandas en V estándar



Sección de la banda	Ancho "a", en pulgadas	Espesor "b", en pulgadas	Diámetro mínimo de la polea, en pulgadas	Intervalo de potencia [HP], una o mas bandas
A	1/2	11/32	3.0	1/4 - 10



6. Guías

6.1. Guía de laboratorio.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

“Laboratorio de freno y embrague”

Introducción:

Los frenos y embragues son dispositivos diseñados para controlar el cambio de movimiento de uno o más componentes en un sistema mecánico. Cuando un dispositivo se arranca o enciende en un principio este tiene que acelerar a partir desde el estado de reposo hasta alcanzar la velocidad de operación. Según sean los requerimientos de trabajo del sistema, puede ser necesario que este tenga más de un momento de aceleración y de reposo. Ya sea por que termino un ciclo de trabajo o porque necesita una velocidad distinta de operación.

La alimentación de energía al sistema es generado por motores eléctricos, turbinas o similares.

OBJETIVOS:

- ✓ Conocer el funcionamiento tanto del freno como del embrague
- ✓ Elegir los materiales a utilizar en el sistema de frenado.
- ✓ Contrastar el marco teórico de la asignatura Diseño de Elementos de Maquinas con la práctica.
- ✓ Identificar las variables de operación del sistema.
- ✓ Establecer la importancia del tiempo en la operación de frenos y embragues.



DESCRIPCION DEL EQUIPO.

- ✓ Motor eléctrico de 1 HP
- ✓ Embrague
- ✓ Tambor de freno
- ✓ Frenos de zapata externa
- ✓ Pesos modificadores de inercia
- ✓ Dispositivos de frenado.
- ✓ Porta pesos
- ✓ Cronometro.

A continuación se determinan teóricamente los conceptos generales del freno y embrague.

Embrague: Es un dispositivo que se emplea para conectar o desconectar un componente que es impulsado, a partir de la fuente de potencia.

Freno: Es un dispositivo que se utiliza para llevar al estado de reposo a un sistema que se encuentra en movimiento, para disminuir su velocidad, o bien para controlar su velocidad hasta cierto valor bajo condiciones variables.

CUESTIONARIO PRE-LABORATORIO.

- ✓ Mencione al menos cuatro formas de aplicación del freno y el embrague en un sistema.
- ✓ Mencione al menos tres tipos de frenos y embrague que se utilizan en la actualidad.
- ✓ Explique cuando un freno es autoenergizado.
- ✓ Explique la importancia de los revestimientos friccionantes en la aceleración y frenado de un sistema.
- ✓ Explique al momento de diseñar un dispositivo, ya sea de frenado o aceleración del sistema, por que utiliza como parámetro importante la presión máxima que el material friccionante puede soportar.



PROCEDIMIENTO:

- ✓ Ajuste el regulador de velocidad del motor la velocidad que se indique.
- ✓ Cerciórese que los pesos se encuentren bien ajustados.
- ✓ Encienda el motor.
- ✓ Conecte el embrague y tome el tiempo de aceleración.
- ✓ Desacople el motor y aplique inmediatamente el freno.
- ✓ Tome el tiempo de frenado.

TOMA DE DATOS.

En la siguiente tabla se agruparan los datos tomados durante la prueba, se eligieron esas variables debido a que se le dará a conocer al estudiante la inercia que el sistema posee, esto debido a la complejidad que acarrearía que el estudiante efectuó el calculo.

Velocidad de operación [rpm]	Peso en el eje conducido	Pesos en el frenado	Tiempo de frenado



PREGUNTAS POST-LABORATORIO.

- ✓ Determine el torque de frenado
- ✓ Determine el torque del embrague, tome en cuenta que ya conoce la inercia del sistema y se conoce el tipo de material friccionante.
- ✓ Si se le agregara otro elemento al sistema, en que influiría en el tiempo de frenado
- ✓ Cambie teóricamente el material friccionante y calcule el tiempo de frenado teórico del sistema.
- ✓ Grafique el diagrama de accionamiento del sistema.



6.2. Guía de mantenimiento.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

“Manual de mantenimiento del sistema didáctico de freno y embrague”

INTRODUCCION:

El mantenimiento de los equipos consiste en mantener un sistema o equipo en condiciones necesarias para su perfecto funcionamiento.

Para nuestro caso el sistema didáctico de freno y embrague debe de encontrarse en condiciones necesarias de operación, para que el estudiante pueda obtener lecturas de medición con el más mínimo de error, para que se puedan comparar los datos teóricos con los reales. Y sepan observar o comparar los conceptos aprendidos en la asignatura de DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS.

OBJETIVOS:

- ✓ Comprender el funcionamiento del sistema didáctico de freno y embrague.
- ✓ Mantener el equipo en condiciones idóneas para su funcionamiento.

DESCRIPCION DEL EQUIPO.

- ✓ Motor eléctrico de 1 HP
- ✓ Disco de embrague
- ✓ Tambor de freno
- ✓ Zapata de freno
- ✓ Ejes
- ✓ Chumaceras
- ✓ Bandas o correa en V
- ✓ Pesos modificadores de inercia
- ✓ Dispositivos de frenado.



- ✓ Porta pesos

Elementos de análisis

Debido a que el equipo entrara en funcionamiento 7 veces al año, en la práctica de laboratorio, es necesario verificar:

- ✓ Revisar el sistema eléctrico del sistema didáctico.
- ✓ Encender el motor eléctrico, para saber si aun esta en operación.
- ✓ Revisar los acoples de los ejes [eje de motor al embrague], para saber si es necesario cambiar.
- ✓ Revisar los discos del embrague [material friccionante], para saber si estos se encuentran libres de impurezas como corrosión, desgaste, etc..., para cambiarlos
- ✓ Revisar las chumaceras, si es necesario lubricar
- ✓ Revisar si la banda en V, no tiene grietas, para poder prevenir accidentes, si se observase que tiene grietas profundas reemplazar.
- ✓ Revisar el tambor del freno, si este muestra inicios de oxidación, desmontar y limpiar.
- ✓ Revisar los pesos.



7. Anexos.

7.1. Ecuaciones de distribución de presión en las superficies (embrague de disco)

$$F = \pi \cdot P \cdot (r_o^2 - r_i^2)$$

$$T = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot P \cdot f \cdot (r_o^3 - r_i^3)$$

7.2. Identificación del coeficiente de rozamiento.

Para identificar el coeficiente de un forro de freno, se usa un sistema de letras. La primera letra indica el coeficiente de rozamiento normal, y la segunda letra el coeficiente de rozamiento en caliente.

C= 0.15

D= entre 0.15 y 0.25

E= entre 0.25 y 0.35

F= entre 0.35 y 0.45

G= entre 0.45 y 0.55

H & Z= mayor de 0.55

Como ejemplo, un forro de freno, o un bloque que tenga la codificación FG pudiera tener un coeficiente de rozamiento mínimo de 0.35 a un coeficiente en caliente de digamos 0.50, lo que identifica que el coeficiente de rozamiento del forro o bloque aumenta cuando la temperatura aumenta.

7.3. Factores de corrección.

Para tener en cuenta los factores mas importantes se emplean una diversidad de factores de corrección, de los cuales cada uno corresponde a un solo efecto.

Entonces:



$$S_n = \frac{k_a k_b k_c k_d k_e S'_n}{k_f}$$

Donde:

S_e = limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S'_e = Limite de resistencia a la fatiga de la muestra a la viga rotatoria

k_a = Factor de superficie

K_b = Factor de tamaño

K_c = Factor de Carga

K_d = Factor de temperatura

k_e = Factor de efectos diversos

Factor de superficie [ka]:

Este factor depende del acabado y de la resistencia a la tensión.

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Donde: S_{ut} = Es la resistencia mínima a la tensión

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		Exponente b
	<i>Kpsi</i>	<i>MPas</i>	
Esmerilado [Rectificado]	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272	-0.995



Factor de Tamaño [k_b]:

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.1133} & \text{in } 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} & \text{mm } 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \end{cases}$$

Para tamaños mayores k_b varia de 0.60 a 0.75 en flexión y torsión.

En el caso que se aplique carga axial no existe el efecto de tamaño, por lo tanto se utiliza $k_b = 1$

Factor de carga [k_c]:

El factor de carga esta dado por la ecuación:

$$k_c = \begin{cases} 0.923 & \text{carga axial } S_{ut} \leq 220 \text{ Kpsi [1520 Mpa]} \\ 1 & \text{carga axial } S_{ut} > 220 \text{ Kpsi [1520 Mpa]} \\ 1 & \text{flexion} \\ 0.577 & \text{torsion y cortante} \end{cases}$$

Factor de temperatura [k_d]:

Temperatura [°C]	Factor k_d
250	1.000
300	0.975
350	0.927
400	0.922
450	0.840
500	0.766
550	0.670
600	0.546

Factor de efectos diversos [k_e]:

Si no nos dicen nada es: $k_e = 1$



Factor de concentrador de esfuerzos [k_f]:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

7.4. Consideraciones del diseño geométrico de un eje

1 - Los ejes deberán ser tan cortos como sea posible, con cojinetes cercanos a las cargas aplicadas, esto reduce los momentos de flexión, las deflexiones y aumenta las velocidades de operación.

2 - Distribuir adecuadamente las cargas de tal manera que produzca esfuerzos uniformes a lo largo del eje.

3 - Utilizar aceros de bajos costos para aéreas con deflexión crítica puesto que todo tienen el mismo modo elástico.

4 - Cuando el peso es factor crítico se recomienda utilizar ejes huecos

5 - Aplique factor de seguridad acorde a las siguientes características de operación.

- a. TRANSMISIONES SUAVES :1.25
- b. TRANSMISIONES MODERADAS :1.50
- c. TRANSMISIONES DE COQUES IMPREDECIBLES: 2.0

7.5. Fuerzas que ejercen los elementos de maquinas sobre los ejes. [Bandas]

Los dos lados de la banda se encuentran en tensión, como se observa en la en la figura 45.

La tensión F_1 en el lado tenso es mayor que la tensión F_2 en “lado flojo” y por ello hay una fuerza impulsora neta sobre las poleas, igual a:

$$F_n = F_1 - F_2$$

La magnitud de la fuerza impulsora neta se puede calcular con el par torsional transmitido

$$F_n = \frac{T}{D/2}$$

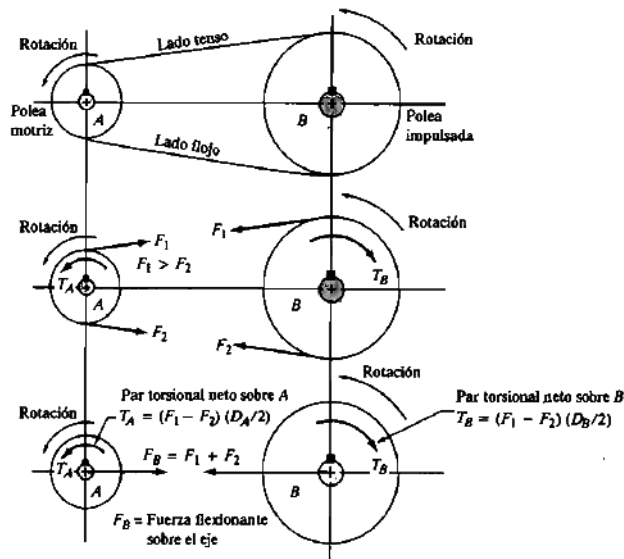


Figura 37 - Fuerzas que actúan a lo largo de las bandas

Pero es de observar que la fuerza de flexión sobre el eje que sostiene la polea depende de la suma $F_1 + F_2 = F_B$. Para ser mas precisos, se deben usar las componentes de F_1 y F_2 paralelas a la línea entre centros de las poleas. Pero a menos que las dos poleas tengan diámetros radicalmente distintos, se causa un poco de error si se supone $F_B = F_1 + F_2$.

Para calcular la fuerza de flexión F_B se necesita una segunda ecuación donde aparezcan ambas fuerzas F_1 y F_2 . Se obtiene de suponer una relación de la tensión en el lado tenso y la tensión en el lado flojo. Para transmisiones con bandas en V, se supone que la relación es, en el caso normal.

$$\frac{F_1}{F_2} = 5$$

Conviene establecer una relación entre F_n y F_B . De la forma:

$$F_B = CF_n$$

Donde C=constante por determinar:



$$C = \frac{F_B}{F_n} = \frac{F_1 + F_2}{F_1 - F_2}$$

Pero de acuerdo con la ecuación: $F_1 = 5F_2$ Entonces

$$C = \frac{F_B}{F_n} = \frac{F_1 + F_2}{F_1 - F_2} = \frac{5F_2 + F_2}{5F_2 - F_2} = \frac{6F_2}{4F_2} = 1.5$$

Entonces la ecuación $F_B = CF_n$, para transmisiones por bandas se convierte en:

$$F_B = 1.5F_n = 1.5 \frac{T}{[D/2]}$$

Se acostumbra considerar que la fuerza flexionante F_B actúa como una sola fuerza en la línea entre centros de las dos poleas, como se indica en la figura

7.6. Procedimiento para seleccionar un rodamiento

Solo carga radial

1 – Especifique la carga de diseño sobre el rodamiento, a la cual se el conoce como *Carga Equivalente*. El método para determinar la carga equivalente cuando solo se aplica una carga radial R, considera si lo que gira es la pista interior o exterior

$$F_e = VF_r$$

Al factor V, se le denomina *factor de rotación* y tiene un valor de 1.0, si lo que gira es la pista interna del rodamiento, que es el caso normal. Use 1.2, si lo que gira es la pista exterior.

2 – Determine el diámetro aceptable del eje, el tamaño del diámetro interno del cojinete.



3 – Seleccione el tipo de cojinete, mediante la tabla siguiente

Tipo de Rodamiento	Capacidad de Carga Radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineamiento
Una hilera de bolas con ranura profunda	Buena	Regular	Regular
Doble hilera de bolas, ranura profunda	Excelente	Buena	Regular
Contacto Angular	Buena	Excelente	Mala
Rodillos Cilindricos	Excelente	Mala	Regular
Agujas	Excelente	Mala	Mala
Rodillos esféricos	Excelente	Regular a Buena	Excelente
Rodillos Conicos	Excelente	Excelente	Mala

Tabla 3 - Comparación de los tipo de rodamientos

4 – Especifique la duración de diseño del rodamiento, mediante la tabla.

Aplicación	Duración de diseño L_{10}, h
Electrodomésticos	1000 – 2000
Motores de aviación	1000 – 4000
Automotores	1500 – 5000
Equipo Agrícola	3000 – 6000
Elevadores, ventiladores, transmisiones de usos múltiples	8000 – 15000
Motores Eléctricos, sopladores industriales, maquinas industriales en general	20000 – 30000
Bombas y compresores	40000 – 60000
Equipo Crítico en funcionamiento durante 24 H	100000 - 200000

Tabla 4 - Duración recomendada para rodamientos.

Para encontrar la duración del diseño se utiliza la ecuación:

$$L_d = [horas][rpm][60 \text{ min}/h]$$

5 – Determine el factor por velocidad y el factor por duración, si se cuenta con esas tablas para el tipo seleccionado de rodamiento. Si no utilice la siguiente figura.

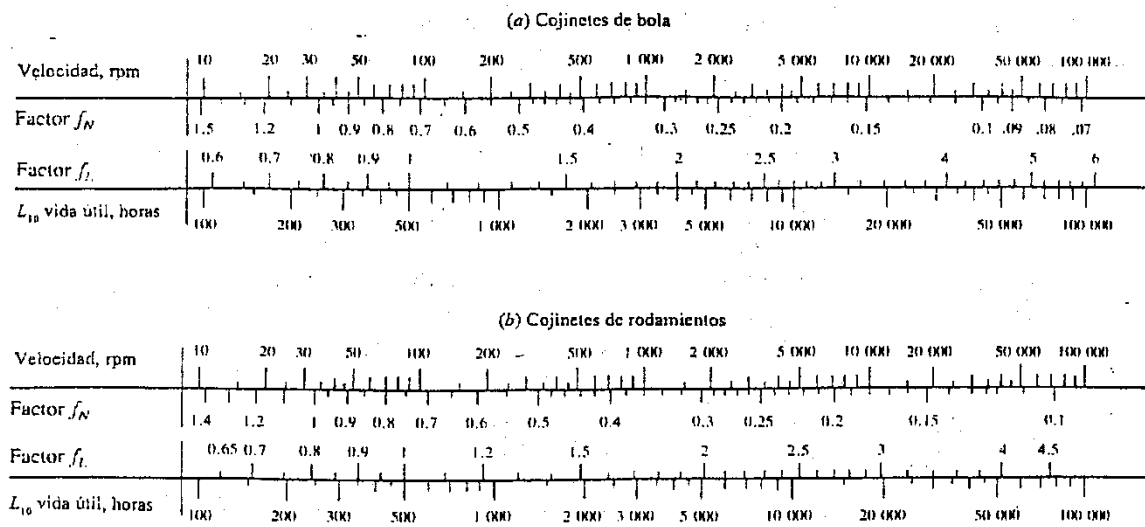


Figura 15-12 Factores de velocidad y de vida útil para cojinetes de bolas y de rodamientos

6 – Calcule la capacidad de carga dinámica básica requerida, C , con una de las siguiente ecuaciones.

$$C_0 = F_e \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k}$$

Donde:

C = Carga Dinamica Basica

F_e = carga dada de diseño

$L_d = L_{10}$ = Duracion de Diseño

$k = 3.00$ Para los rodamientos de bolas

$k = 3.33$ Para los rodamientos de rodillos

7 – Seleccione un conjunto de rodamientos probables que tengan la capacidad de carga dinámica básica requerida

8 – Seleccione el rodamiento que tenga las dimensiones mas adecuadas, el cual incluya su costo y disponibilidad



7.7. Selección de bandas trapeciales.

Potencia de diseño: $P_d = k_s * P_n$

Donde: $P_d =$ potencia de diseño

$k_s =$ Factor de seguridad

$P_n =$ Potencia nominal [potencia de operacion]

		Factor de seguridad [k_s]					
		Tipo de impulsor					
		Motores de CA: torque normal ^a Motores de CD: Bobinado de derivación. Motores: de cilindro múltiple			Motores de CA: Torque alto ^b Motores de CD: Bobinado en serie, bobinado compuesto Motores: de 4 o menos cilindros		
	Tipo de maquina que es impulsada	<6 horas por día.	6 – 15 horas por día.	>15 horas por día	<6 horas por día.	6 – 15 horas por día.	<6 horas por día.
Carga liviana	Agitadores, ventiladores con tolva, bombas centrifugas, transportadores, ligeras.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Carga ligera	Generadores, herramientas para maquinas, mezcladores, transportadores, grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Carga moderada	Elevadores de baldes o recipientes, maquinas textiles, molinos de martillo, transportadores, pesadas.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Choques fuertes	Trituradoras, molinos de bola, malacates, extraidores de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Choques muy fuertes y de impacto	Cualquier maquina que pueda ahogarse	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

^a:sincronicos, de fase dividida, de tres fases con torque [par] de arranque o torque [par] al paro menor que 250% del torque con carga total

^b: de fase única, trifásico con torque [par] de arranque o torque [par] al paro mayor que 250% del torque con carga.



Potencia corregida por banda [una sola banda]

$$P_c = k_1 k_2 P_b$$

Donde:

k_1 = factor de corrección por ángulo de contacto

$$\theta_1 = \pi - 2 \frac{(R_2 - R_1)}{c} \quad \text{ángulo crítico}$$

Tabla: factor de corrección del ángulo de contacto k_1 para transmisiones de banda VV* y en V

$\frac{D-d}{c}$	θ, grados	k_1	
		VV	V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	

* un ajuste de curva para la columna VV en términos de θ es

$$k_1 = 0.143543 + 0.007468\theta - 0.000001552\theta^2 \quad \text{En el intervalo } 90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$$

k_2 = factor de corrección por longitud de banda

$$L = 2a + \pi(R_2 - R_1) + 2 \frac{(R_2 - R_1)^2}{c}$$



Donde

Al encontrar la longitud de la banda, nos referimos a la siguiente tabla, en donde encontraremos la sección de banda:

Sección	Circunferencia, pulgadas
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Tabla 5 - Circunferencias interiores de bandas en V estándar

Después de encontrar la sección de banda en la tabla anterior encontraremos el factor de corrección de la longitud de la banda.

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38 – 46	48 – 60	81 – 96	144 – 162	Hasta 195
0.95	48 – 55	62 – 75	105 – 120	173 – 210	210 – 240
1.00	60 – 75	78 – 95	128 – 158	240	270 – 300
1.05	78 – 90	105 – 120	162 – 195	270 – 330	330 – 390
1.10	96 – 112	128 – 144	210 – 240	360 – 420	420 – 480
1.15	120 y mayor	158 – 180	270 – 300	480	540 – 600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

Tabla 6 - Factor de corrección de longitud de banda k_2^*

* Multiplique la potencia nominal de banda por este factor para obtener la potencia corregida.

$P_b = \text{potencia de banda}$

De acuerdo con la ecuación:

$$V_T = \frac{\pi D_1 n_1}{12} = \frac{\pi D_2 n_2}{12}$$



Velocidad de banda, Pies/min						
Seccion de banda	Diametro de paso de polea, pulg	1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.1	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
	17 y mayor	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7
E	16	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24	12.4	21.6	38.6	32.9	33.8
	26	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

Tabla 7 - Potencias nominales de bandas en V estándar

Para ingresar a la tabla anterior se utiliza el diámetro de la polea menor, entonces la potencia de banda, se encuentra cuando se interceptan la velocidad de banda y el diámetro de la polea

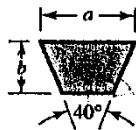


Numero de bandas

$$N = \frac{\text{Potencia de diseño}}{\text{Potencia corregida}}$$

Datos extra:

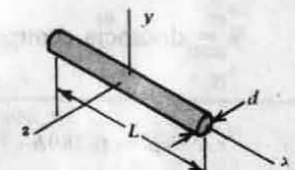
Secciones de bandas en V estándar



Sección de la banda	Ancho "a", en pulgadas	Espesor "b", en pulgadas	Diámetro mínimo de la polea, en pulgadas	Intervalo de potencia [HP], una o mas bandas
A	1/2	11/32	3.0	¼ - 10
B	21/32	7/16	5.4	1 - 25
C	7/8	17/32	9.0	15 - 100
D	1 ¼	¾	13.0	50 - 250
E	1 ½	1	21.6	100 o mayor

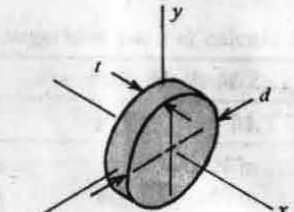
8.2. Masas y Momentos de Inercia de masa de sólidos homogéneos

ρ = densidad de masa



$$m = \frac{\pi d^2 L \rho}{4}$$

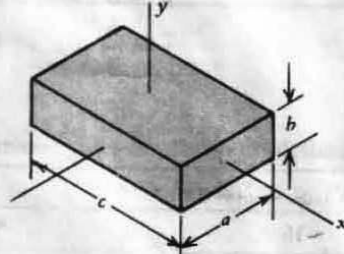
$$I_y = I_z = \frac{m L^2}{12}$$



$$m = \frac{\pi d^2 t \rho}{4}$$

$$I_x = \frac{m d^2}{8}$$

$$I_y = I_z = \frac{m d^2}{16}$$

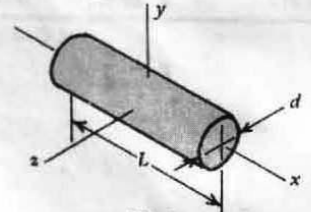


$$m = abc\rho$$

$$I_x = \frac{m}{12} (a^2 + b^2)$$

$$I_y = \frac{m}{12} (a^2 + c^2)$$

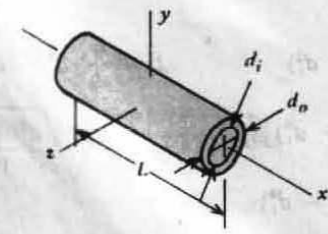
$$I_z = \frac{m}{12} (b^2 + c^2)$$



$$m = \frac{\pi d^2 L \rho}{4}$$

$$I_x = \frac{m d^2}{8}$$

$$I_y = I_z = \frac{m}{48} (3d^2 + 4L^2)$$



$$m = \frac{\pi L \rho}{4} (d_o^2 - d_i^2)$$

$$I_x = \frac{m}{8} (d_o^2 - d_i^2)$$

$$I_y = I_z = \frac{m}{48} (3d_o^2 + 3d_i^2 + 4L^2)$$

8.3. Prevención de fallas

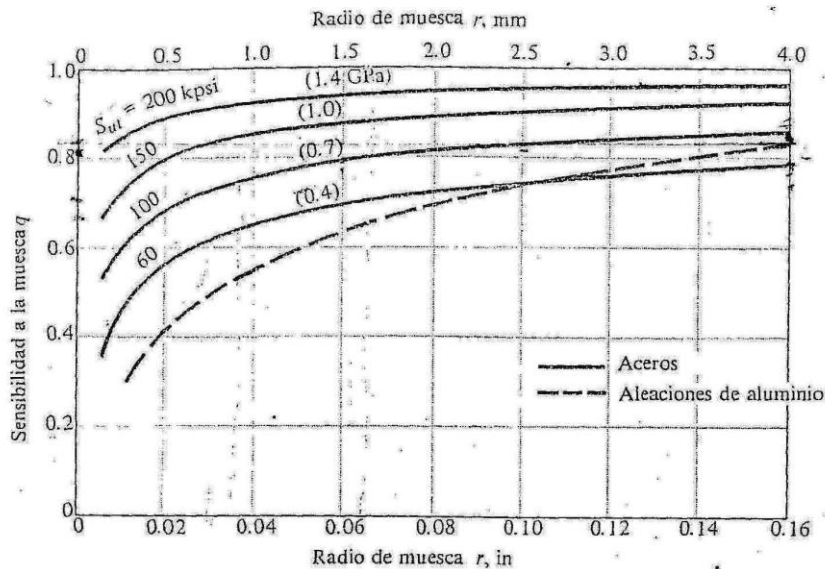


FIGURA 5-16

Diagramas de sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T sometidas a cargas de flexión y cargas axiales, con inversión ambas. Para radios de muesca mayores, use tres valores de q correspondientes a $r = 0.16$ in (4 mm) [Reproducida con autorización de George Sines y J. L. Waisman (compiladores), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill, Nueva York, 1959, págs. 296, 298.]

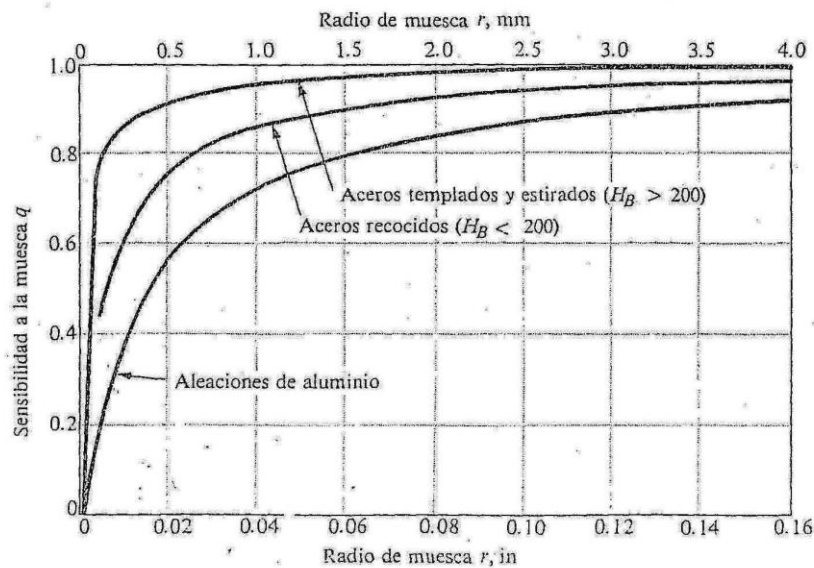


FIGURA 5-17

Curvas de sensibilidad a la muesca para materiales en torsión con inversión. Para radios de muesca mayores, use los valores de q correspondientes a $r = 0.16$ in (4 mm).



8.4. Shoulder Fillet in bar of circular cross section

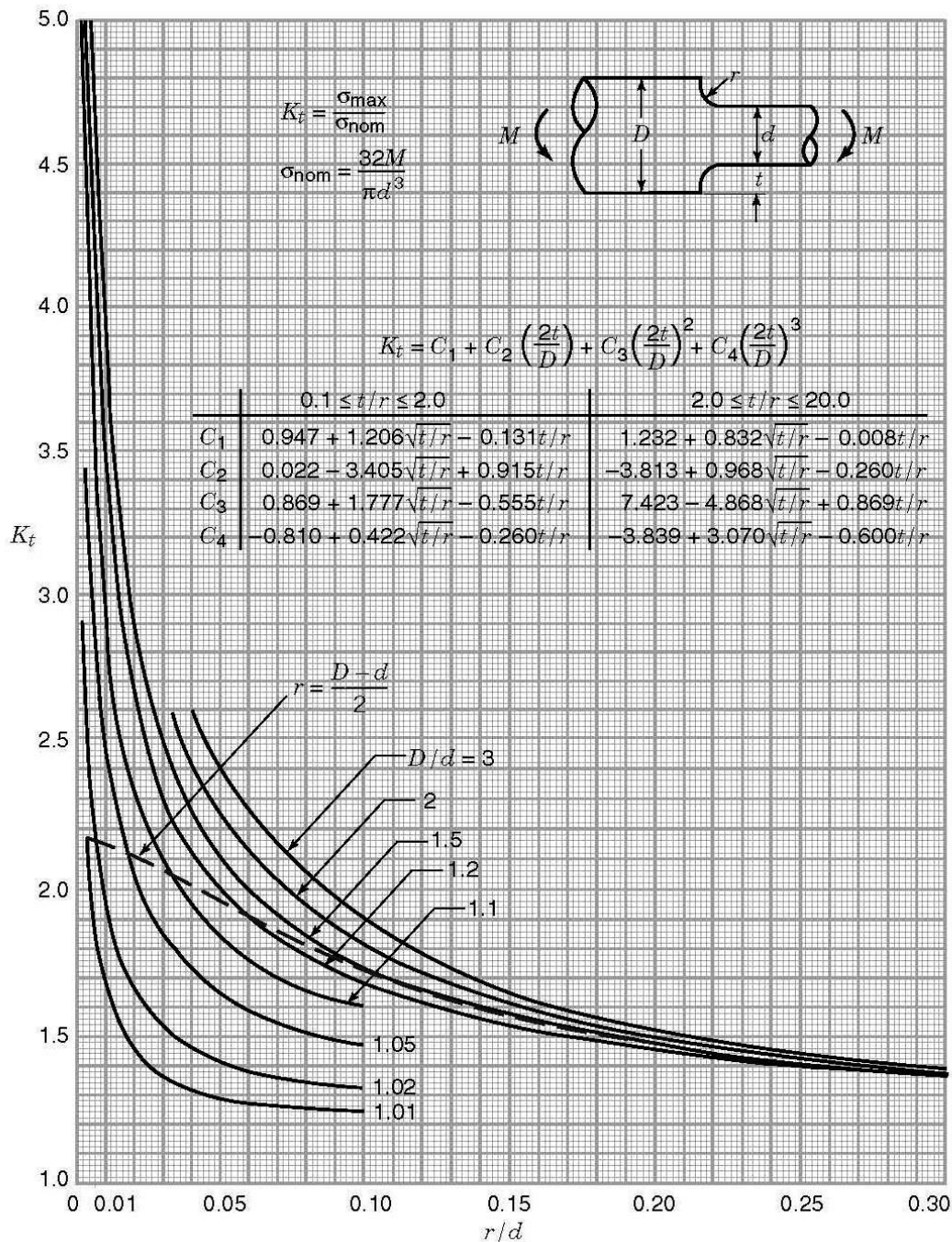


Chart 3.10 Stress concentration factors K_t for bending of a stepped bar of circular cross section with a shoulder fillet (based on photoelastic tests of Leven and Hartman 1951; Wilson and White 1973).



8.5. Miscellaneous design elements.

430 MISCELLANEOUS DESIGN ELEMENTS

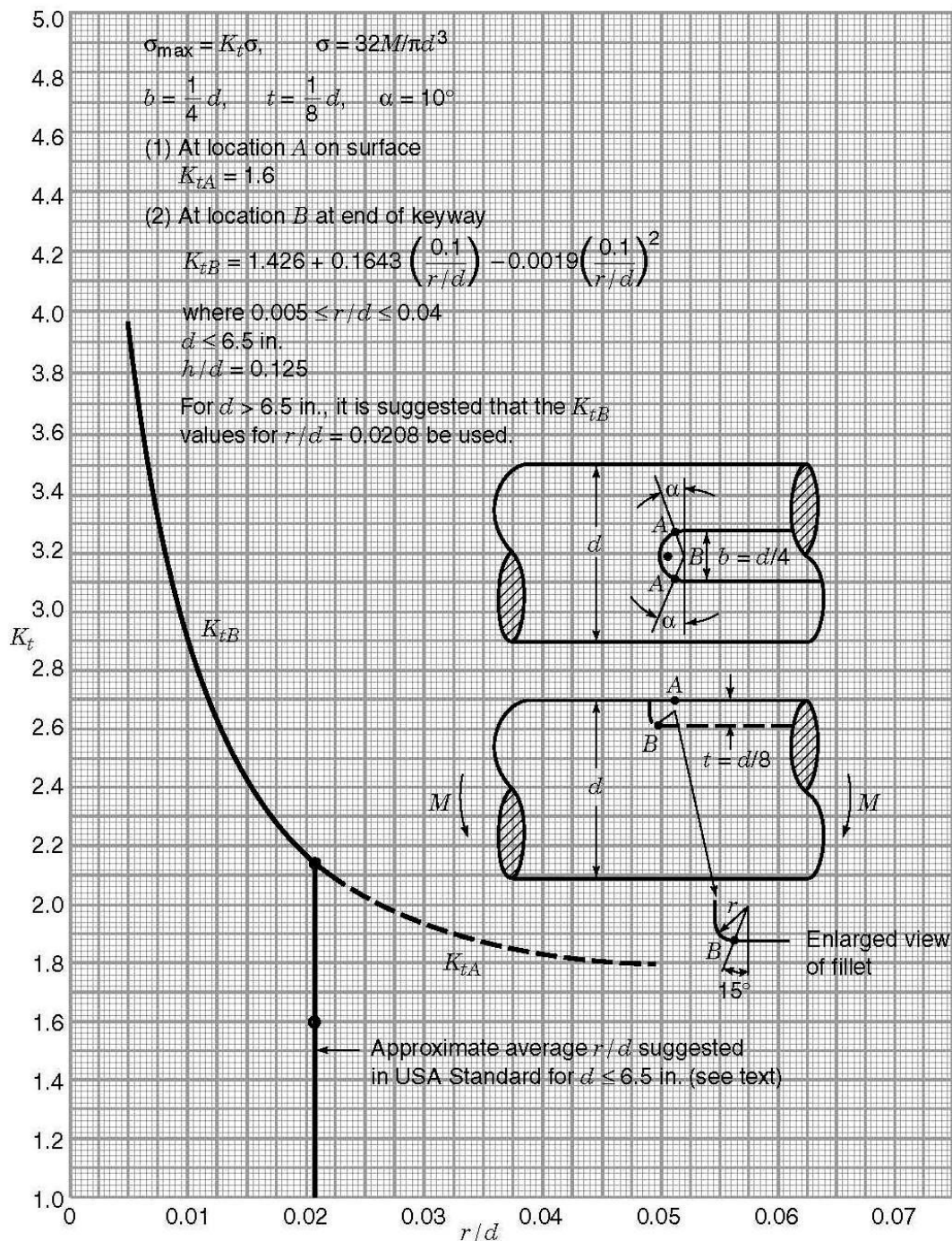


Chart 5.1 Stress concentration factors K_t for bending of a shaft of circular cross section with a semicircular end keyseat (based on data of Fessler et al. 1969a,b).



8.6. Datos del acero ASI-SAE 1020

ACERO ASI-SAE 1020 (UNS G10200)

1. Descripción: acero de mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 111 HB
Esfuerzo de fluencia 205 MPa (29700 PSI)
Esfuerzo máximo 380 MPa (55100 PSI)
Elongación 25%
Reducción de área 50%
Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 72% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.18 – 0.23 % C
0.30 – 0.60 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones muy delgadas. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. Otros usos incluyen engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levás.

7. Tratamientos térmicos: se puede cementar para aumentarle la resistencia al desgaste y su dureza mientras que el núcleo se mantiene tenaz. Se puede recocer a 870 °C y su dureza puede alcanzar los 111 HB, mientras que con normalizado alcanza los 131 HB.

NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

ACERO MAQUINARIA -AISI 1020

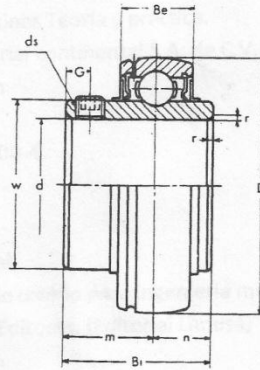


8.7. Datos de chumaceras

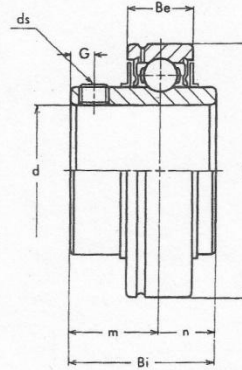
NBR

INSERT BEARINGS

UC200, CUC200-SERIES



UC



CUC

Unit No.	Shaft Dia.		Dimensions (in./mm.)									Load Rating (Lb./kg.)		Weight (kg)	
	in.	mm	D	Bi	Be	r	n	m	G	ds	w	Dynamic	Static		
UC201		12													0.21
201-8	1/2	15	1.8504	1.2205	0.629	0.039	0.500	0.7205	0.177	# 10-32	1.142	2230	1390		0.20
202		17	47	31.0	16	1	12.7	18.3	5	5X0.8	29	1010	630		0.19
202-10	5/8	20													0.18
203															0.16
204-12	3/4														0.16
UC205		25	2.0472	1.3386	0.669	0.059	0.563	0.7756	0.197	# 10-32	1.339	2420	1560		0.19
205-14	7/8	52	34.0	17	1.5	14.3	19.7	5.5	5X0.8	34	1100	710		0.22	
205-15	7/8														0.20
205-16	1														0.19
UC206		30	2.4409	1.5000	0.748	0.059	0.626	0.8740	0.197	1/4-28	1.591	3390	2250		0.31
206-18	1 1/8	62	38.1	19	1.5	15.9	22.2	6	6X1	40.4	1540	1020		0.34	
206-19	1 1/8														0.32
UC207		35	2.8346	1.6890	0.787	0.079	0.689	1.0000	0.236	1/4-28	1.866	4470	3090		0.46
207-20	1 1/4	72	42.9	20	2	17.5	25.4	6.5	6X1	47.4	2030	1400		0.52	
207-21	1 1/4														0.50
207-22	1 1/4														0.48
207-23	1 1/4														0.46
UC208		40	3.1496	1.9370	0.827	0.079	0.748	1.1890	0.315	3/16-24	2.075	5070	3530		0.63
208-24	1 1/2	80	49.2	21	2	19.0	30.2	8	8X1	52.7	2300	1600		0.68	
208-25	1 1/2														0.64
UC209		45	3.3465	1.9370	0.866	0.0790	0.748	1.1890	0.315	3/16-24	2.248	5660	3990		0.68
209-26	1 5/8	85	49.2	22	2	19.0	30.2	8	8X1	57.1	2570	1810		0.78	
209-27	1 5/8														0.74
209-28	1 5/8														0.70
UC210		50	3.5433	2.0315	0.866	0.079	0.748	1.2835	0.354	3/16-24	2.465	6080	4430		0.78
210-30	1 7/8	90	51.6	22	2	19.0	32.6	9	8X1	62.6	2760	2010		0.85	
210-31	1 7/8														0.80
UC211		55	3.9370	2.1890	0.944	0.098	0.874	1.3150	0.354	3/8-24	2.776	7490	5620		1.07
211-32	2	100	55.6	24	2.5	22.2	33.4	9	10X1.25	70.5	3400	2550		1.22	
211-34	2 1/8														1.10
211-35	2 3/8														1.05
UC212		60	4.3307	2.5630	1.024	0.098	1.000	1.5630	0.394	3/8-24	3.059	9040	6940		1.51
212-36	2 1/4	110	65.1	26	2.5	25.4	39.7	10.5	10X1.25	77.7	4100	3150		1.65	
212-38	2 3/8														1.49
212-39	2 7/8														1.42
UC213		65	4.7244	2.5630	1.063	0.098	1.000	1.5630	0.394	3/8-24	3.260	9920	7720		1.80
213-40	2 1/2	120	65.1	27	2.5	25.4	39.7	12	10X1.25	82.8	4500	3500		1.88	
UC214		70	4.9213	2.9370	1.142	0.098	1.189	1.7480	0.472	3/8-24	3.425	10800	8380		2.06
214-44	2 3/4	125	74.6	29	2.5	30.2	44.4	12	10X1.25	87.0	4900	3800		2.07	



9. **Bibliografía.**

1. DEUTSCHMAN, Aarón D.
Diseño de maquinas Teoría y practica.
Compañía editorial continental S.A. de C.V. México
Segunda Edición
Año 1987
ISBN 968-26-0600-4

2. Robert C. Juvinall
Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica
Grupo noriega Editores. [Editorial Limusa]
Primera Edición.
Año 1991
ISBN 968-18-3836-X

3. Shigley's
Mechanical Engineering Design
Mc-Graw Hill
Eighth Edition
2006 Year
ISBN 0-390-76487-6

4. Kurt Gieck/Reiner Gieck
Manual de formulas técnicas
2003 Alfaomega grupo editor, S.A. de C.V.
75ª. Edición conjunta
ISBN 970-15-0840-8 [Alfaomega]



5. Eric Oberg, Franklin D. Jones, Holbrook L. Horton, and Henry H. Ryffel
Machinery's Handbook
Industrial Press, Inc.
26th Edition
ISBN 0-8311-2666-3 [CD-ROM]

6. Diseño de elementos de maquinas
Robert L. Mott. P.E.
Pearson Educacion
Cuarta Edición.

7. Elementos de Máquinas
Dobrovolski

8. Diseño de elementos de maquinas
v.m. Faires
Montaner y Simon. s.a. Barcelona
4ta Edición

9. Diseño de maquinas Teoría y practica.
Compañía editorial continental S.A. de C.V. México
Segunda Edición

10. DIESEL EQUIPMENT I
Erich J. Schulz.
Mc-Graw Hill



Primera edición.

ISBN 0-07-055716-0

11. DIESEL EQUIPMENT II

Erich J. Schulz.

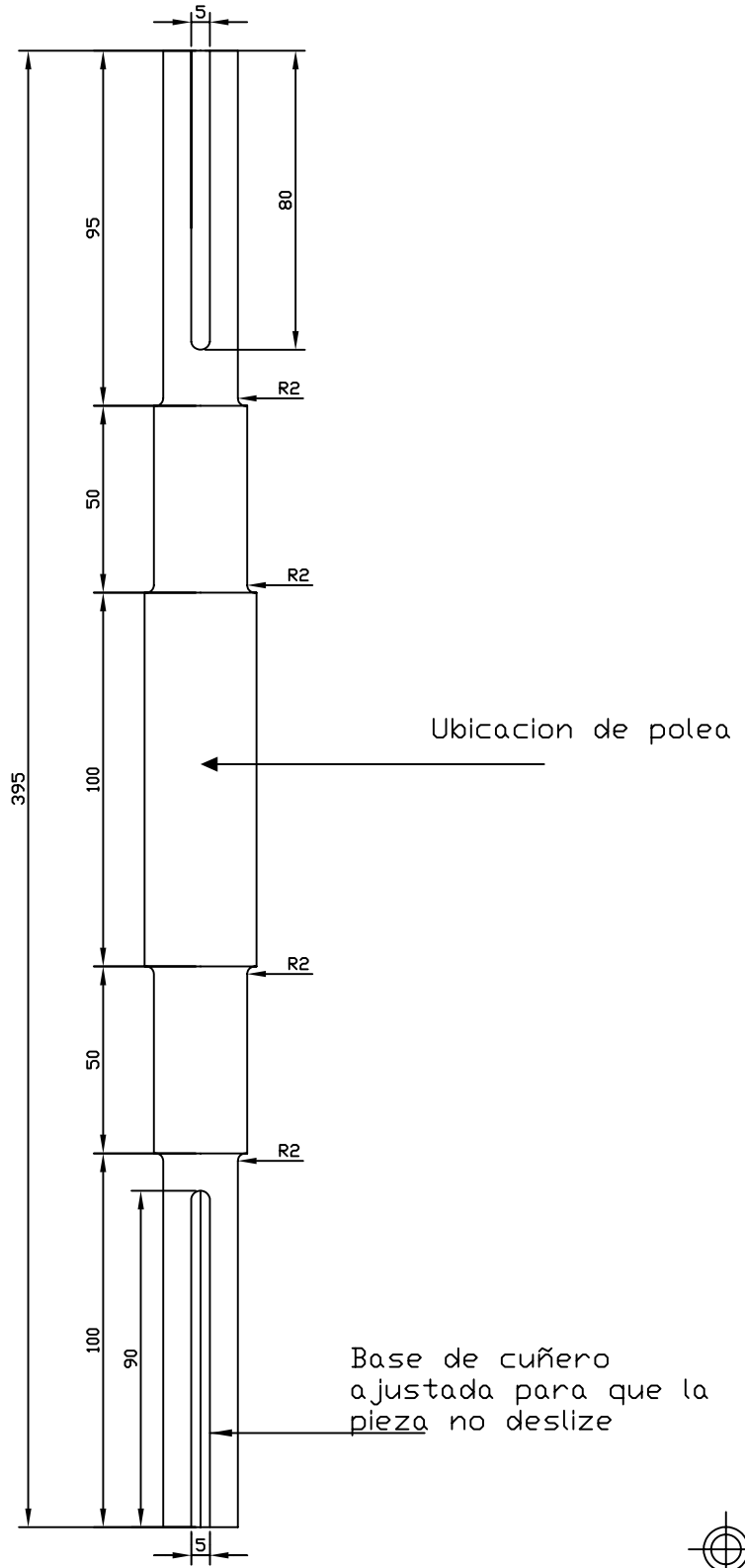
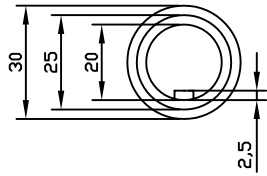
Mc-Graw Hill

Primera edición.

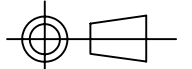
ISBN 0-07-055708-X



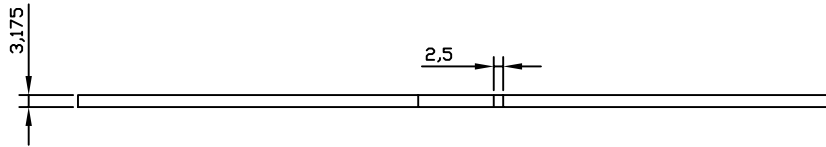
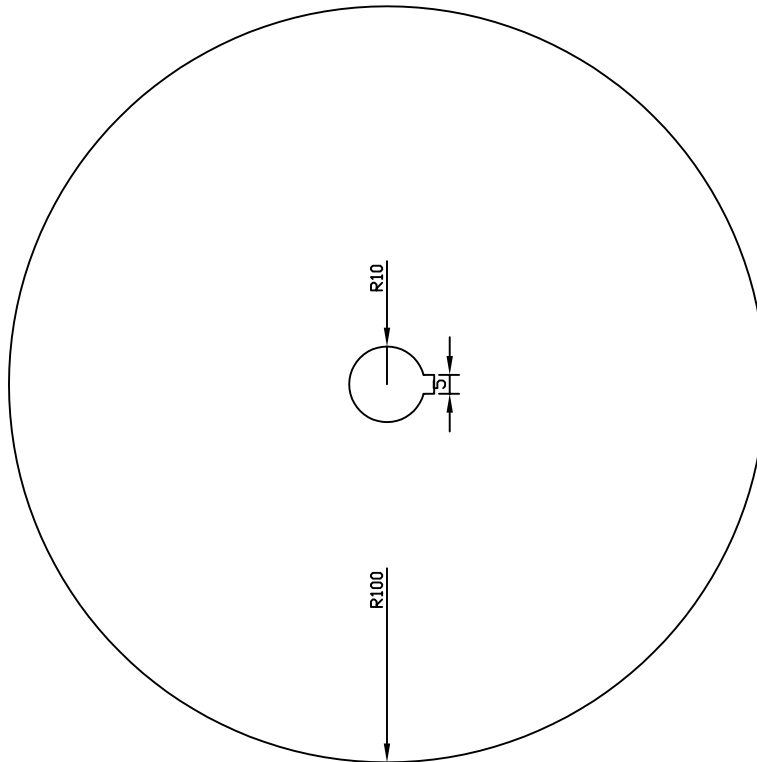
10. Planos



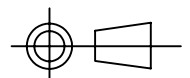
Cotas en mm



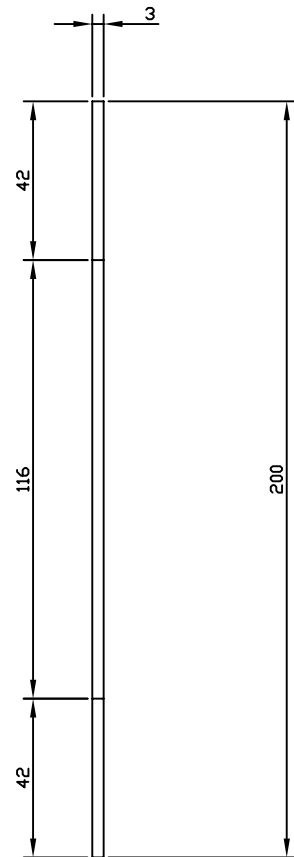
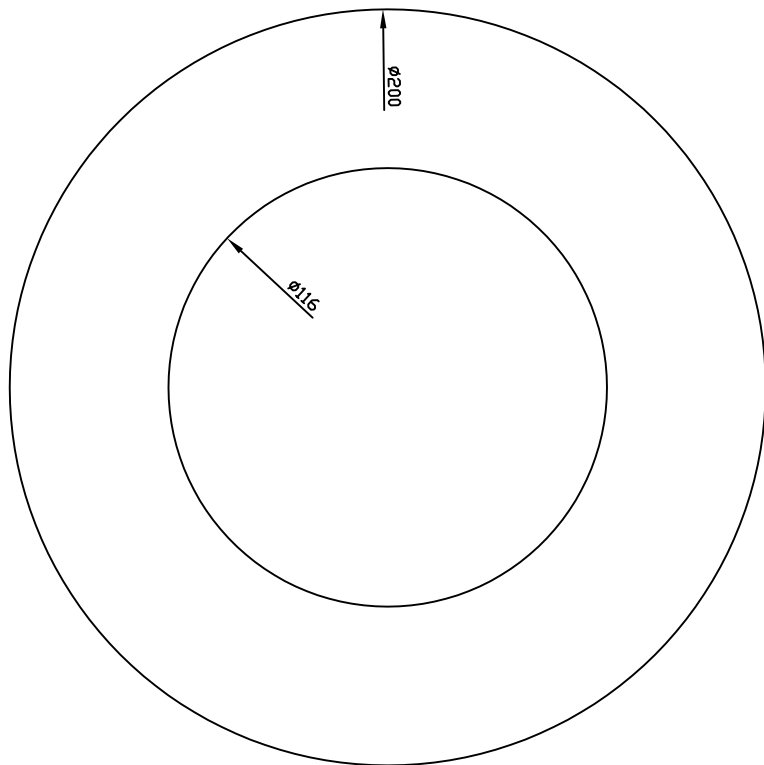
Numero	1	Eje Conductor [A-B]	Acero 1020	1:2
Cantidad		Designacion	Material	Escala
Fecha		Nombres		Firma
Dibujado		Andrade Lopez, Arnulfo Alexander		
Comprobado		Ing. Zuleta Morataya, Jose Francisco		
Universidad de el Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de INgenieria Mecanica		Diseño y construccion de un sistema didactico de Freno y embrague		Plano # 2



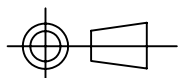
Cotas en mm



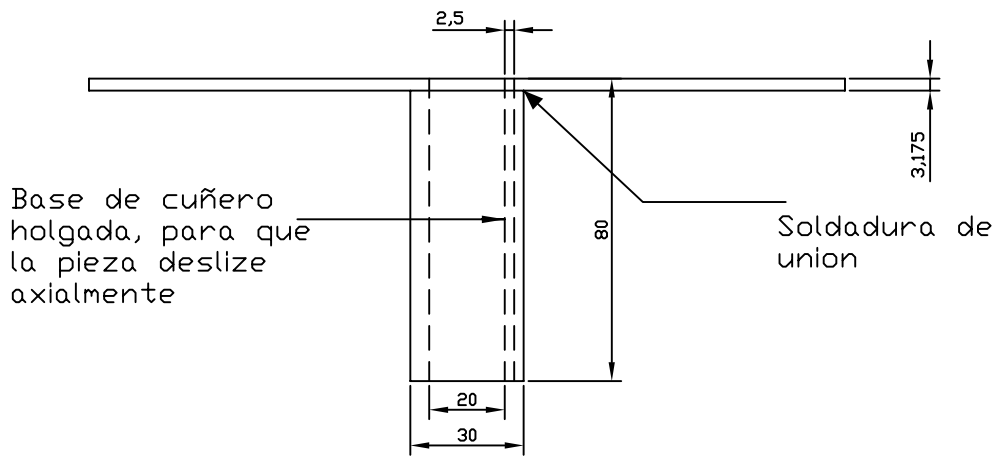
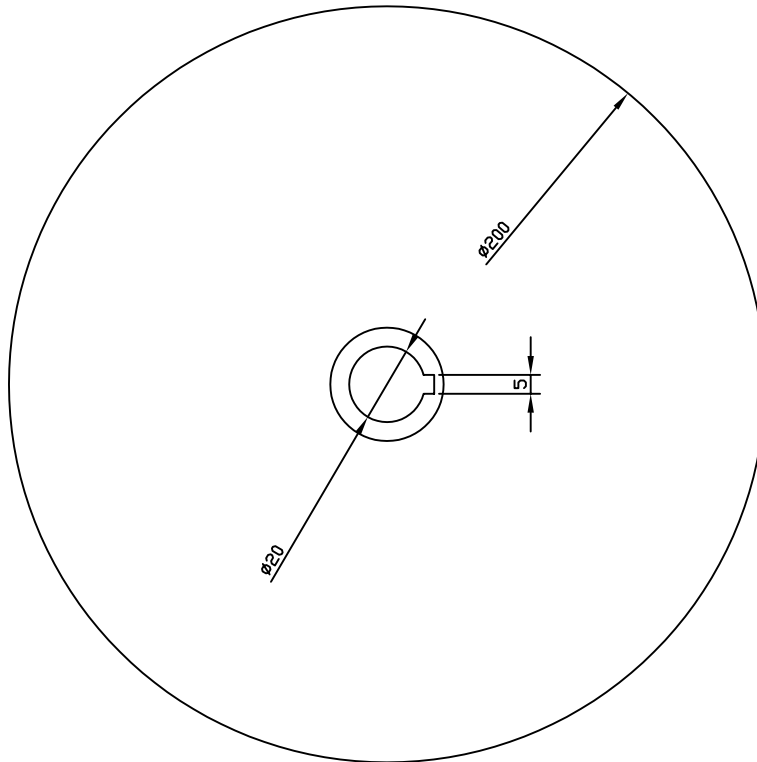
	1	Disco de Embrague	Fundicion	1:2
Numero	Cantidad	Designacion	Material	Escala
	Fecha	Nombres		Firma
Dibujado		Andrade Lopez, Arnulfo Alexander		
Comprobado		Ing. Zuleta Morataya, Jose Francisco		
Universidad de el Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de INgenieria Mecanica		Diseño y construccion de un sistema didactico de Freno y embrague		Plano # 3



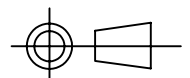
Cotas en mm



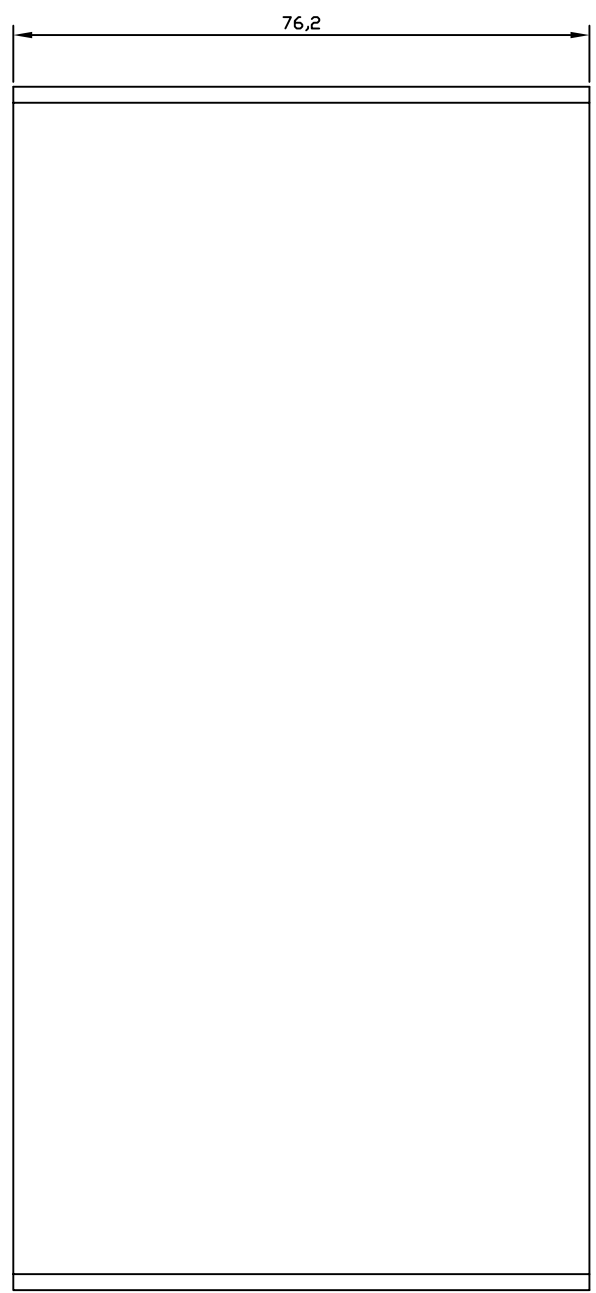
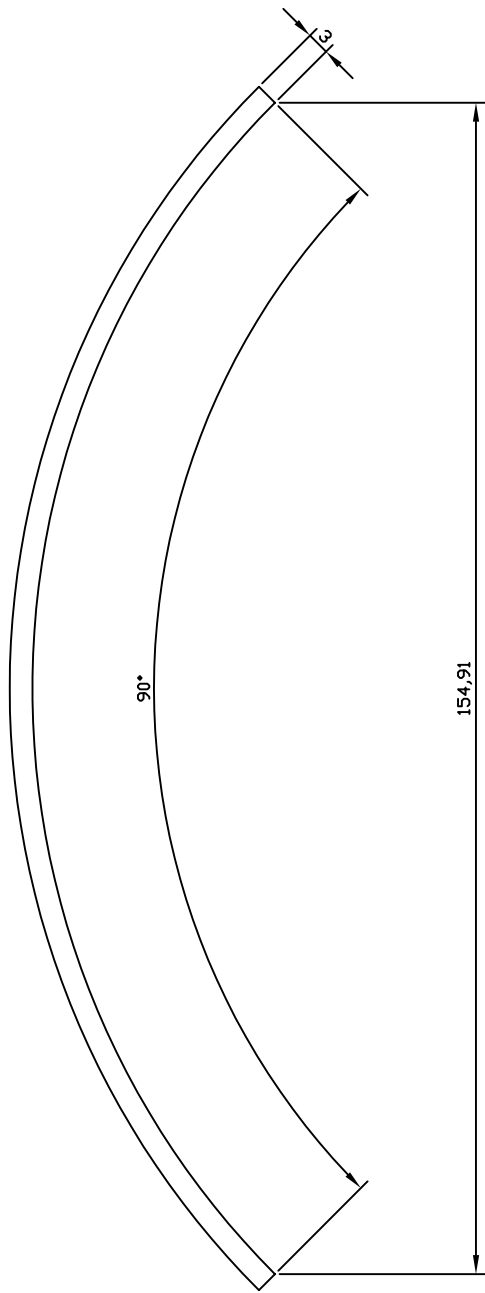
	2	Disco de Embrague	Cuero	1:2
Numero	Cantidad	Designacion	Material	Escala
	Fecha	Nombres		Firma
Dibujado		Andrade Lopez, Arnulfo Alexander		
Comprobado		Ing. Zuleta Morataya, Jose Francisco		
Universidad de el Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de INgenieria Mecanica		Diseño y construccion de un sistema didactico de Freno y embrague		Plano # 4



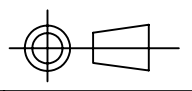
Cotas en mm



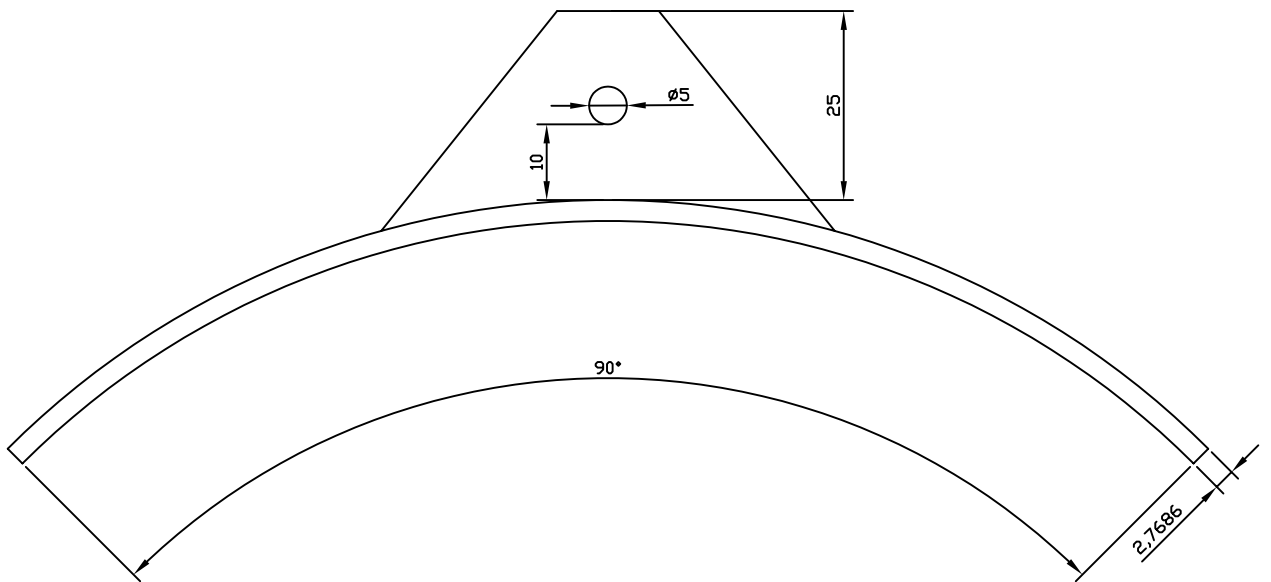
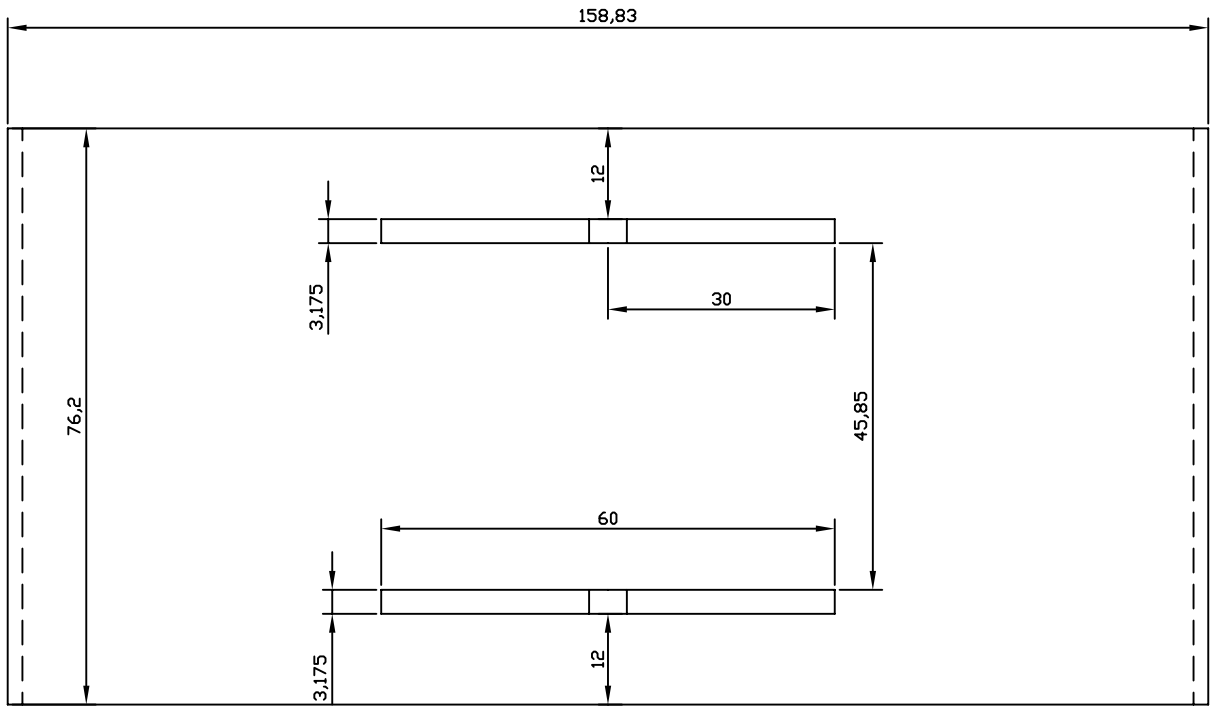
				1:2
Numero	Cantidad	Designacion	Material	Escala
	Fecha	Nombres		Firma
Dibujado		Andrade Lopez, Arnulfo Alexander		
Comprobado		Ing. Zuleta Morataya, Jose Francisco		
Universidad de el Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de INgenieria Mecanica		Diseño y construccion de un sistema didactico de Freno y embrague		Plano # 5



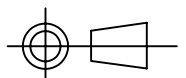
Cotas en mm



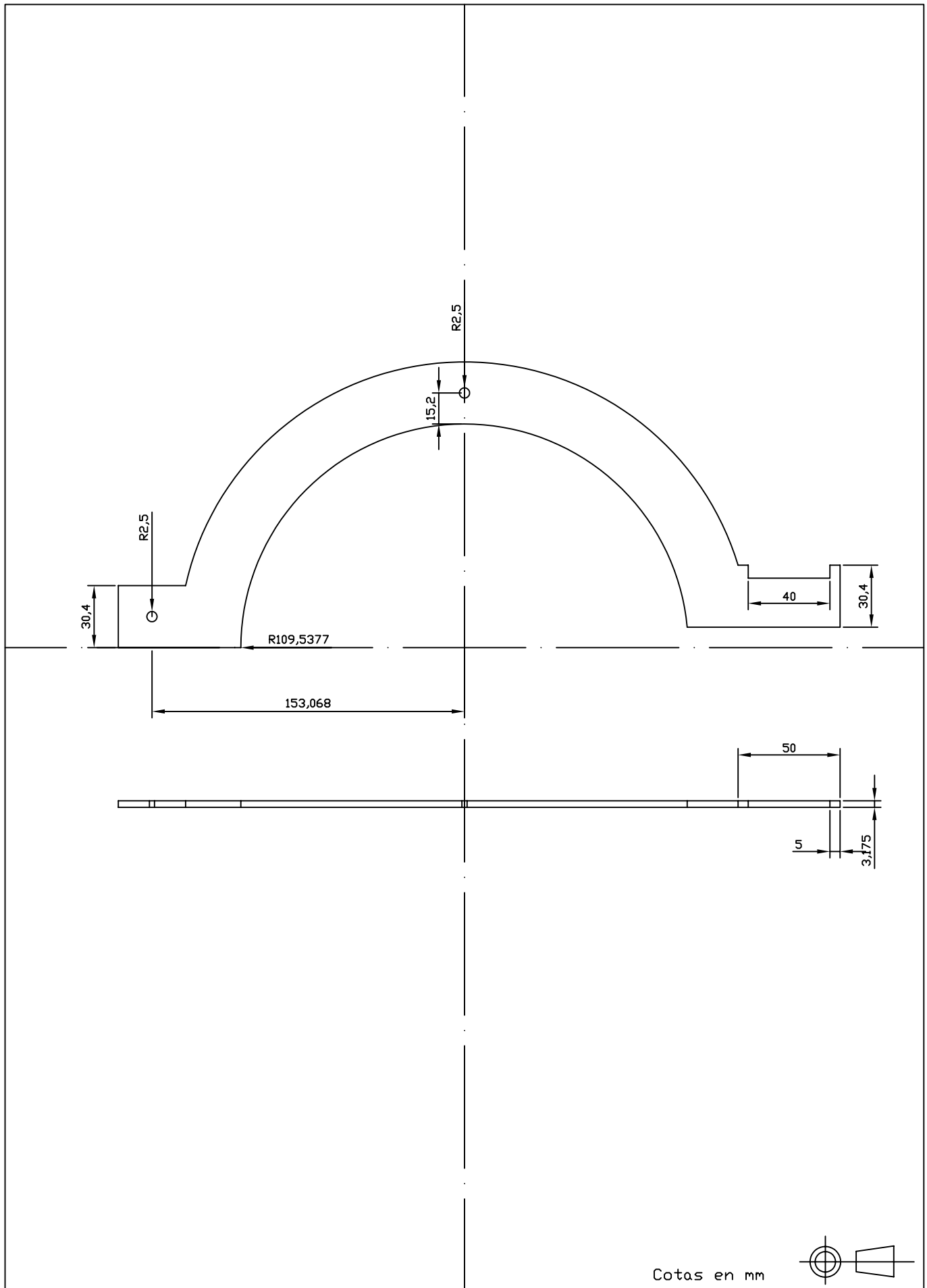
	2	Material Friccionante	.	1:1
Numero	Cantidad	Designacion	Material	Escala
	Fecha	Nombres		Firma
Dibujado		Andrade Lopez, Arnulfo Alexander		
Comprobado		Ing. Zuleta Morataya, Jose Francisco		
Universidad de el Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de INgenieria Mecanica		Diseño y construccion de un sistema didactico de Freno y embrague		Plano # 6



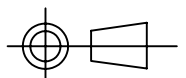
Cotas en mm



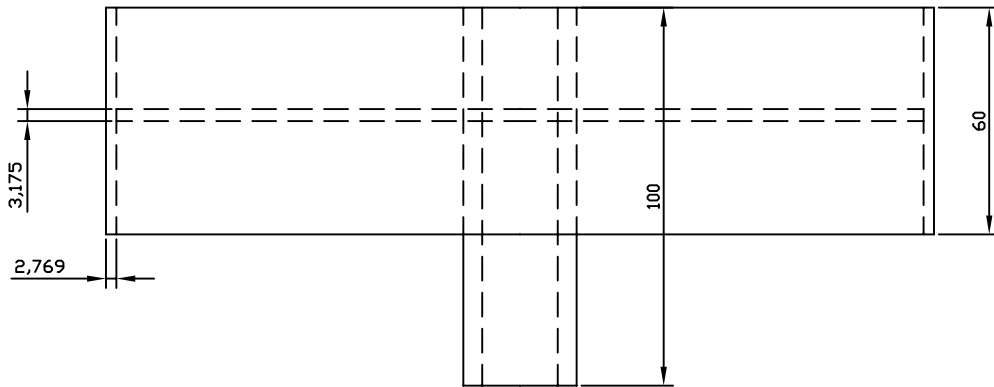
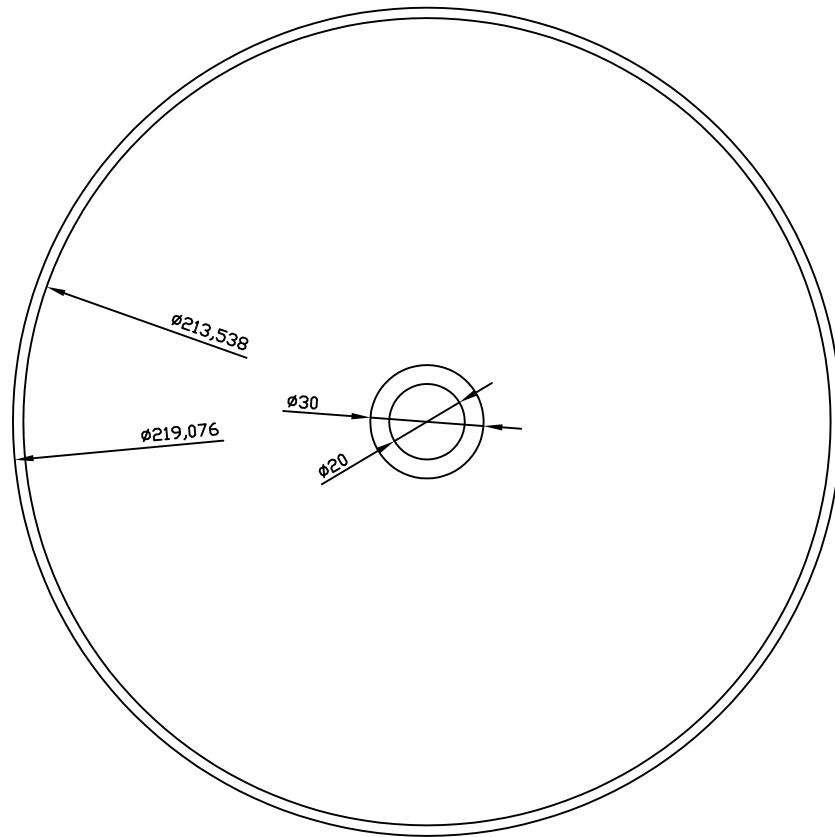
Numero	2	Zapata de Freno	Acero	1:1
Cantidad		Designacion	Material	Escala
Fecha		Nombres		Firma
Dibujado		Andrade Lopez, Arnulfo Alexander		
Comprobado		Ing. Zuleta Morataya, Jose Francisco		
Universidad de el Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de INgenieria Mecanica		Diseño y construccion de un sistema didactico de Freno y embrague		Plano # 7



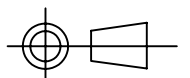
Cotas en mm



Numero	2	Soporte de Zapata	Acero	1:2,5
Cantidad		Designacion	Material	Escala
Fecha		Nombres		Firma
Dibujado		Andrade Lopez, Arnulfo Alexander		
Comprobado		Ing. Zuleta Morataya, Jose Francisco		
Universidad de el Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de INgenieria Mecanica		Diseño y construccion de un sistema didactico de Freno y embrague		Plano # 8

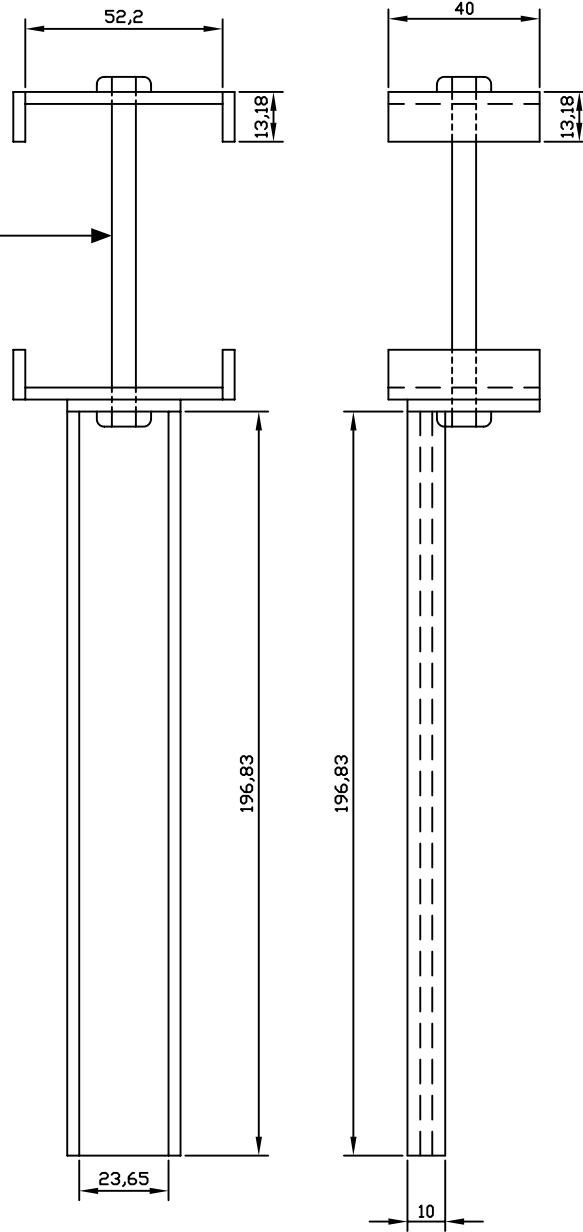


Cotas en mm

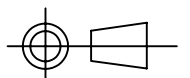


	2	Tambor de Freno	Cuero	1:2
Numero	Cantidad	Designacion	Material	Escala
	Fecha	Nombres		Firma
Dibujado		Andrade Lopez, Arnulfo Alexander		
Comprobado		Ing. Zuleta Morataya, Jose Francisco		
Universidad de el Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de INgenieria Mecanica		Diseño y construccion de un equipo didactico de Freno y embrague		Plano # 9

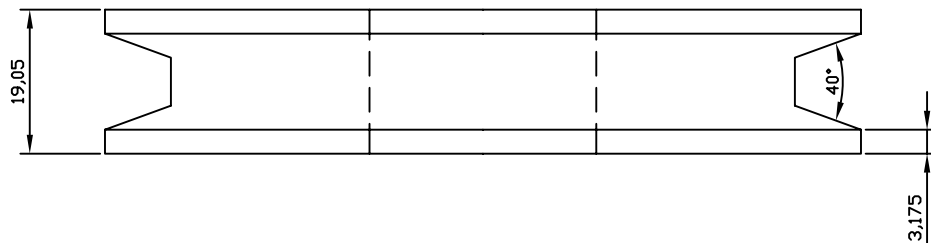
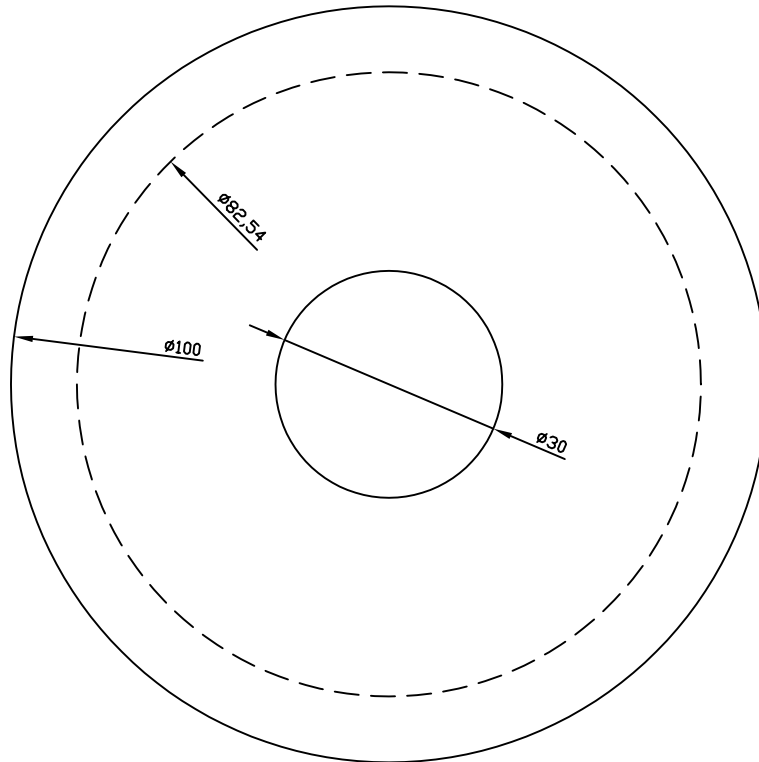
Aqui se incorporara un resorte, en el ensamblaje.
 [Cuando se ubique en las zapatas



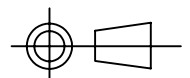
Cotas en mm



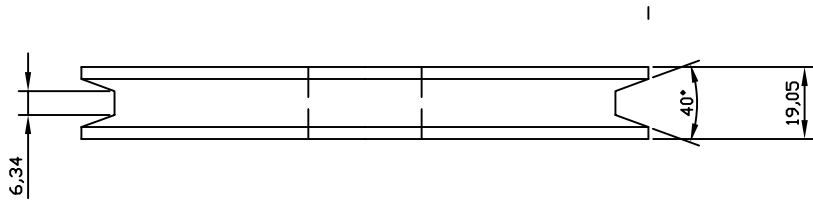
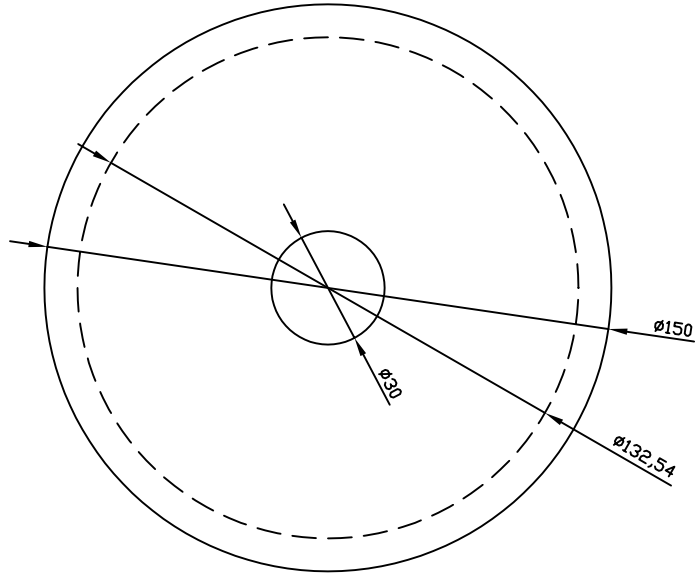
	2	Disco de Embrague	Cuero	1:2
Numero	Cantidad	Designacion	Material	Escala
	Fecha	Nombres		Firma
Dibujado		Andrade Lopez, Arnulfo Alexander		
Comprobado		Ing. Zuleta Morataya, Jose Francisco		
Universidad de el Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de INgenieria Mecanica		Diseño y construccion de un sistema didactico de Freno y embrague		Plano # 10



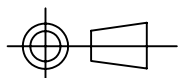
Cotas en mm



	2	Polea Conductora	Cuero	1:1
Numero	Cantidad	Designacion	Material	Escala
	Fecha	Nombres		Firma
Dibujado		Andrade Lopez, Arnulfo Alexander		
Comprobado		Ing. Zuleta Morataya, Jose Francisco		
Universidad de el Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de INgenieria Mecanica		Diseño y construccion de un sistema didactico de Freno y embrague		Plano # 11



Cotas en mm



	2	Polea Conducida	Cuero	1:2
Numero	Cantidad	Designacion	Material	Escala
	Fecha	Nombres		Firma
Dibujado		Andrade Lopez, Arnulfo Alexander		
Comprobado		Ing. Zuleta Morataya, Jose Francisco		
Universidad de el Salvador Facultad de Ingenieria y Arquitectura Escuela de INgenieria Mecanica		Diseño y construccion de un sistema didactico de Freno y embrague		Plano # 12