

# INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

## RESIDENCIA PROFESIONAL

“REDISEÑO DE PERNO FUSIBLE UNIÓN BIELA-ALABE DEL  
REGULADOR DE VELOCIDAD DE TURBINAS 1RA ETAPA CHMMT”

### PRESENTA

GARCÍA DOMÍNGUEZ MARIO HUMBERTO

### ESPECIALIDAD

INGENIERÍA MECÁNICA

### ASESOR INTERNO

M.I. LORENZO MARCIANO VÁZQUEZ

### ASESOR EXTERNO

ING. NESTOR JOAQUIN CRUZ

### REVISORES

M.I. RODOLFO COELLO ALBORES  
ING. ROBERTO DEL ANGEL TORRES

# ÍNDICE

<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
<b>CAPITULO 1 GENERALIDADES DEL PROYECTO .....</b>	<b>3</b>
1.1 Justificación .....	4
1.2 Objetivos .....	4
1.2.1 Objetivo general .....	4
1.2.1 Objetivos específicos .....	4
1.3 Caracterización del área de trabajo .....	5
1.3.1 Descripción general de la planta .....	5
1.3.2 Datos técnicos de la planta .....	7
1.3.3 Misión .....	10
1.3.4 Visión .....	11
1.3.5 Objetivos .....	11
1.3.6 Organigrama de la planta .....	12
1.4 Problemas a resolver .....	13
1.5 Alcances .....	13
1.6 Limitaciones.....	13
<b>CAPITULO 2 FUNDAMENTO TEÓRICO .....</b>	<b>14</b>
2.1 Introducción a las Turbinas Hidráulicas.....	15
2.1.1 Turbina tipo Francis .....	16
2.1.2 Partes constitutivas de la turbina tipo Francis .....	16
2.2 Mecanismos .....	17
2.2.1 Eslabonamiento .....	17
2.2.2 Ventaja Mecánica .....	19

2.3 Diseño Mecánico .....	20
2.3.1 Normas y códigos .....	21
2.3.2 Materiales .....	22
2.3.3 Esfuerzos y resistencia .....	22
2.3.4 Falla por carga estática .....	23
2.3.5 Mecánica de la fractura .....	24
2.3.6 Impacto .....	24
2.3.7 Falla por fatiga .....	25
<b>CAPITULO 3 DISEÑO .....</b>	<b>29</b>
3.1 Cálculo de fuerzas resultantes .....	30
3.1.1 Debido a la fuerza hidrostática del agua en cierre total .....	34
3.1.2 Debido al trabajo del regulador de velocidad .....	37
3.1.3 Debido al impacto durante el cierre .....	49
3.2 Cálculo de esfuerzos resultantes .....	60
3.3 Cálculo de fatiga .....	70
3.4 Rediseño de perno fusible .....	74
<b>CAPITULO 4 CONCLUSIÓN .....</b>	<b>76</b>
<b>CAPITULO 5 RECOMENDACIONES .....</b>	<b>77</b>
<b>CAPITULO 6 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES .....</b>	<b>78</b>
<b>CAPITULO 7 ANEXOS .....</b>	<b>79</b>

## INTRODUCCIÓN

En una central hidroeléctrica, como su nombre lo indica, la energía eléctrica es generada a partir de la utilización del agua. Esto se logra utilizando el agua previamente almacenada gracias a una represa, esta agua almacenada cuenta con una enorme cantidad de energía potencial debido a la diferencia de alturas de aguas arriba y aguas abajo de la represa, el agua almacenada es desviada en la obra de toma hacia la tubería forzada que conduce el agua hasta el caracol del distribuidor, el cual distribuye el agua uniformemente alrededor del rodete de una turbina, y a través de los alabes fijos de la carcasa espiral y los alabes móviles del distribuidor el agua es controlada y dirigida hacia el rodete de la turbina, este rodete que gira ahora gracias a la energía cinética y la presión del agua, transfiere su movimiento (energía mecánica), por medio de una flecha, a un rotor que generara una fuerza electro motriz (F.E.M) a través de la inducción producida por el movimiento del rotor dentro del estator estático. Logrando así finalmente generar la electricidad por la transformación de la energía mecánica a eléctrica.

Durante este proceso de generación eléctrica, la cantidad de energía que es generada y a la frecuencia que debe ser generada se regula con la velocidad del conjunto rotor-flecha-rodete, esto se logra controlando el caudal de agua que ingresa al rodete de la turbina a través del cierre o apertura de los alabes móviles ubicados justo antes del rodete y a la salida del caracol del regulador de velocidad. Este sistema es indispensable en el equipo no solo para controlar el caudal de agua, sino más importante aún, para lograr a través del cierre hermético detener el ingreso del agua y así finalmente detener a la turbina.

Por ello este sistema de regulación no puede fallar en cualquiera de sus elementos. Se ha diseñado que dentro de todo el conjunto solo sea un elemento el que deba fallar al recibir una fuerza que podría dañar al conjunto completo o una parte vital del regulador. Dicho suceso podría ocurrir principalmente al llevarse acabo el cierre de los alabes móviles y encontrarse un cuerpo extraño incrustado entre ellos, la enorme fuerza de los servomotores que mueve a los alabes móviles podría dañar a los elementos del regulador, pero antes de que eso ocurra el perno fusible correspondiente al alabe trabado será el único que falle para proteger al equipo.

En la Central Hidroeléctrica de Chicoasen, Manuel Moreno Torres, en la primera etapa de generación eléctrica, correspondiente a las unidades 1, 2, 3, 4 y 5 estos pernos fusibles que tienen como función principal la protección del sistema de regulación de velocidad han sido remplazados por otros con características diferentes a los de fábrica y diseño originales. Esto porque desde la puesta en marcha de la central en 1980 a 1982 los pernos fusibles ocasionaban continuos paros para mantenimiento correctivo por fallas, y en 1982 fueron remplazados y desde entonces a la fecha habían funcionado “bien” pues ya no presentaban las continuas fallas.

Recientemente se tomaron mediciones de control al empezar el mantenimiento mayor de la central, después de 30 años en servicio, fue la primera vez que se realizó dicho mantenimiento, a diferencia de los mantenimientos rutinarios que se realizan normalmente en la planta. El mantenimiento mayor es un gran proceso de desmontaje de cada componente de la turbina.

Durante el mantenimiento mayor se hallaron ligeras desviaciones y deformaciones, presentes en algunos elementos del regulador de velocidad, en micrones pero significativas dadas las tolerancia de fabrica, por lo que se empezó a buscar la causa raíz del problema y se llego a la conclusión de que los pernos fusibles actuales están soportando una fuerza mayor a la del diseño original, esto por haberlos remplazado con otros diferentes a los de fabrica.

Por dicho problema se ordenó el rediseño de los 24 pernos fusibles en cada una de las 5 unidades de la primera etapa. Ya que simplemente regresar a los pernos fusibles originales traería como resultado las continuas fallas, y los pernos fusibles actuales están causando deformaciones en los demás elementos del sistema de regulación de velocidad.



# CAPÍTULO 1

GENERALIDADES DEL PROYECTO

# GENERALIDADES DEL PROYECTO

## 1.1 JUSTIFICACIÓN

En la C.H. Manuel Moreno Torres se tiene actualmente un problema correspondiente a los pernos fusibles del regulador de velocidad en las turbinas de la primera etapa.

Debido a los continuos fallos del perno fusible en 1980 se ordenó fueran remplazados en 1982 por los pernos actuales, logrando con esto que se dejaran de presentar las fallas con tanta frecuencia en los pernos fusibles durante su operación.

Actualmente se tienen ligeras deformaciones en las bielas que unen a los alabes con el anillo de mando, por lo que deben realizarse estudios de fuerzas y deformaciones en cada elemento, y así rediseñar un perno fusible óptimo para la seguridad de los mecanismos de regulación de velocidad de las turbinas de la primera etapa en la C.H. Manuel Moreno Torres.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 OBJETIVO GENERAL

Rediseñar el perno fusible óptimo para que este brinde una protección adecuada al regulador de velocidad de las turbinas de la primera etapa.

### 1.2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- I. Reconocimiento del perno fusible así como de los elementos que integran al regulador de velocidad.
- II. Calcular las fuerzas que actúan en todo el conjunto de elementos y su efecto final sobre el perno fusible.
- III. Rediseñar el perno fusible óptimo para el mecanismo de regulación de velocidad.

## 1.3 CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA DE TRABAJO

### 1.3.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL AREA DE TRABAJO

La C.H. Manuel Moreno Torres también conocida como “Chicoasen” pertenece a la CFE y forma parte de un programa de construcción de cuatro plantas hidroeléctricas sobre el río Grijalva, primero se construyó la de Malpaso, después la angostura, posteriormente la de Chicoasen y por último la de Peñitas.

Se encuentra localizada al sureste de la república mexicana a 42 Km de la ciudad de Tuxtla Gutiérrez, capital del estado de Chiapas. Esta central, utiliza las aguas del río Grijalva para generar energía eléctrica, la cuenca de este río se inicia en Guatemala y se interioriza a nuestro país en la región denominada “Alto Grijalva”, se embalsa en el cañón del sumidero por la cortina de la presa. Debido a su gran capacidad de generación de energía eléctrica es una de las más importantes a nivel nacional.

La primera etapa de la central se concluyó en 1980 cuando entraron en operación 5 turbinas marca Mitsubishi, tipo Francis vertical, con una capacidad de generación de 318 MW cada una.



Fig. 1.1 C.H. Manuel Moreno Torres



A través de las líneas de transmisión se envía la electricidad generada a la red nacional de energía eléctrica para su posterior distribución.

La electricidad generada debe estar a una frecuencia de 60 Hz, la cuál es la frecuencia de la red nacional de energía eléctrica. Esto se logra gracias a un sistema de regulación de velocidad que limita la cantidad de agua que ingresa al rodete, ya que el generador depende de la velocidad del rodete, logramos con esto no solo mantener la velocidad en un rango estable, sino también regular la frecuencia a la que se genera la electricidad.

El sistema de regulación de velocidad esta conformado por los siguientes elementos:

<b>Elemento</b>	<b>Función</b>
Compresor	Mantiene la presión del aire en el tanque acumulador
Bomba	Lleva el aceite del deposito al Tanque acumulador
Tanque acumulador	Almacena el aceite presurizado
Servomotor hidráulico	Convierte la presión del aceite en fuerza mecánica lineal
Dado	Da el ajuste de la distancia a los servomotores
Horquilla	Convierte el movimiento lineal del servomotor en rotativo
Cilindros unión	Unión Dado – horquilla y horquilla –anillo de mando
Bujes de cilindros unión	Impiden el trabe de los cilindros al operar el equipo
Anillo de mando	Distribuye el torque generado a las bielas
Tornillo Excéntrico	Ajusta el cierre hermético, Unión anillo de mando – biela
Bujes del biela	Impiden el trabe de las bielas al operar el equipo
Biela	Transmite la fuerza del anillo de mando a la Manivela
Manivela	Transfiere el torque a través del perno fusible
<b>Perno fusible</b>	<b>Brinda seguridad por cargas excesivas al sistema</b>
Arandela de Boss	Evitan el contacto del Boss con el escudo superior
Boss	Rodea al muñón del alabe, sujeta a la cuña y perno fusible
Cuña	Unión Boss - alabe
Disco superior	Elemento de fricción, sujeta el alabe al fallar el perno fusible
Muelle de Fricción	Al fallar el perno fusible oprime al disco superior contra la manivela
Alabe	Regula la cantidad de agua que entra a la turbina

Tabla 1.1 Elementos del regulador de velocidad

### 1.3.2 DATOS TÉCNICOS DE LA PLANTA

<b>OBRA DE TOMA</b>	
Número de tomas	8
Caudal máximo por toma	189 m <sup>3</sup> /s
Dimensiones de la compuerta	7.45m x 6.8 m
Longitud promedio de túneles	235 m
Diámetro de la tubería forzada	4.58 m

Tabla 1.2 Obra de toma



Fig. 1.2 Obra de toma de la C.H. Manuel Moreno Torres

<b>TURBINAS 1ra ETAPA (5 turbinas)</b>	
Marca	Mitsubishi
Tipo	Francis vertical
Diámetro del rodete	5300 mm
Caída	185 m <sup>3</sup> /s
Descarga	184.1 m <sup>3</sup> /s
Velocidad nominal	163.4 rpm
Potencia	318 000 kW

Tabla 1.3 Turbinas

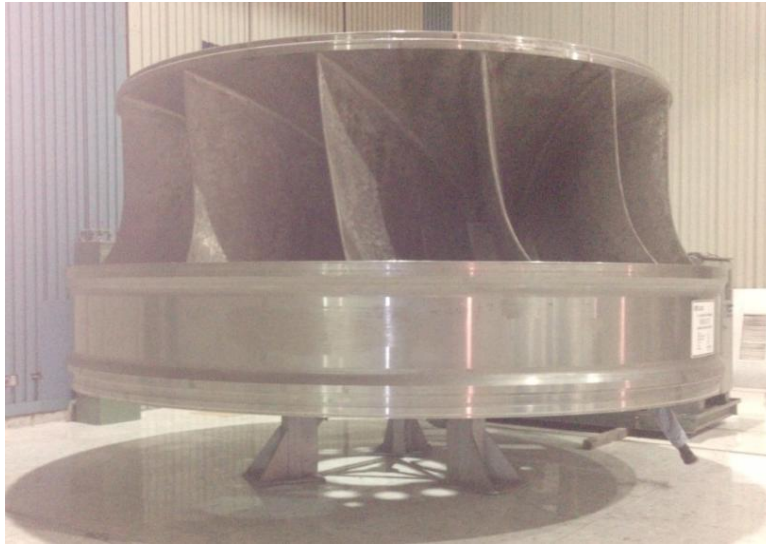


Fig. 1.3 Rodete para turbina Francis de la C.H. Manuel Moreno Torres

## REGULADOR DE VELOCIDAD

<b>TANQUE ACUMULADOR DE ACEITE PRESURIZADO</b>	
Presión de trabajo	51 - 54 $Kgf/cm^2$
Capacidad	3550 Lt (1160 Lt de aceite)

Tabla 1.4 Tanque acumulador del regulador de velocidad

<b>COMPRESOR</b>	
Cantidad	2
Presión de trabajo	58 $Kgf/cm^2$
Velocidad	820 rpm

Tabla 1.5 Compresor del regulador de velocidad

<b>BOMBA</b>	
Cantidad	2
Caudal	456 Lt/min
Velocidad	1770 rpm

Tabla 1.6 Bomba del regulador de velocidad

<b>SERVOMOTOR HIDRAULICO</b>	
Cantidad	2 (Principal y Secundario)
Diámetro del pistón	570 mm
Diámetro del vástago	185 mm
Carrera de Trabajo	445 mm (3.6 mm de holgura)

Tabla 1.7 Servomotor hidráulico del regulador de velocidad

<b>ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN</b>		
Elemento	Cantidad	Material
Vástago	2	S48C N
Dado	2	SS41
Horquilla	2	SS41
Anillo de mando	1	SM41A
Manivela	24	SS41
Biela	24	SS41
Boss	24	SC49
Alabe	24	G5121 - SCS1

Tabla 1.8 Elementos de transmisión del regulador de velocidad

<b>ELEMENTOS DE SUJECIÓN – UNIÓN PRINCIPALES</b>		
Elemento	Cantidad	Material
Cilindros Unión	4	S48C N
Tornillo excéntrico	24	S25C N
Perno Unión	24	S25C N
Cuña	24	S45C N

Tabla 1.9 Elementos de sujeción - unión del regulador de velocidad

<b>ELEMENTOS DE SEGURIDAD</b>		
Elemento	Cantidad	Material
<b>Perno fusible</b>	<b>24</b>	<b>S35C N Reemplazado con -----</b>
Bujes de cilindros	4	Bronce SAE 62 con inserto de grafito
Bujes de las bielas	48	Bronce SAE 62 con inserto de grafito
Arandelas de desgaste	24	Bronce SAE 62
Stopper (Tapón)	2	S48C N
Lock nut (Tuerca)	2	SS41
Disco superior	24	SS41
Muelle de fricción	24	especial

Tabla 1.10 Elementos de seguridad del regulador de velocidad

### 1.3.3 MISIÓN

Prestar el servicio público de energía eléctrica con criterios de suficiencia, competitividad y sustentabilidad, comprometidos con la satisfacción de los clientes, con el desarrollo del país y con la preservación del medio ambiente.

Asegurar, dentro de un marco de competencia y actualizado tecnológicamente, el servicio de energía eléctrica, en condiciones de cantidad, calidad y precio, con la adecuada diversificación de fuentes de energía.

Optimizar la utilización de su infraestructura física, comercial y de recursos humanos.

Proteger el medio ambiente, promover el desarrollo social y respetar los valores de las poblaciones donde se ubican las obras de electrificación.

### **1.3.4 VISIÓN**

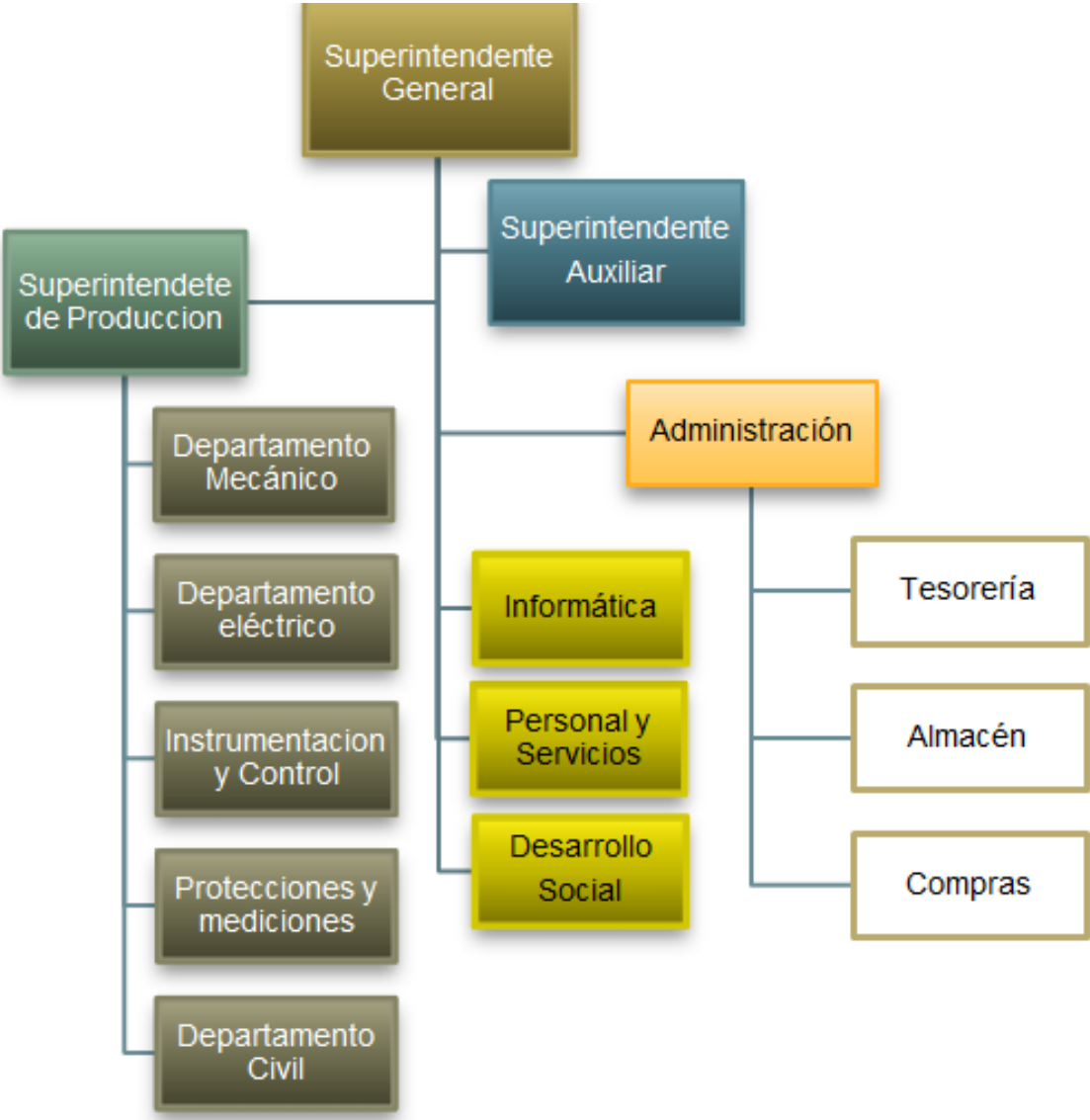
Ser una empresa de energía, de las mejores en el sector eléctrico a nivel mundial, con presencia internacional, fortaleza financiera e ingresos adicionales por servicios relacionados con su capital intelectual e infraestructura física y comercial.

Una empresa reconocida por su atención al cliente, competitividad, transparencia, calidad en el servicio, capacidad de su personal, vanguardia tecnológica y aplicación de criterios de desarrollo sustentable.

### **1.3.5 OBJETIVOS**

- Mantenernos como la más importante empresa de energía eléctrica nacional.
- Operar sobre las bases de indicadores internacionales en materia de productividad, competitividad y tecnología.
- Ser reconocida por nuestros usuarios como una empresa de excelencia que se preocupa por el medio ambiente, y está orientada al servicio al cliente.
- Promover la alta calificación y desarrollo profesional de trabajadores y directivos de CFE.

1.3.6 ORGANIGRAMA DE LA PLANTA



## **1.4 PROBLEMAS A RESOLVER**

- Recolección de la información necesaria para el desarrollo del proyecto tras la pérdida de planos y especificaciones de los equipos.
- Verificar las propiedades físicas de los elementos del regulador de velocidad y del perno fusible debido a que no se tienen registros de los materiales.
- Rediseño óptimo del perno fusible.

## **1.5 ALCANCES**

- El perno fusible rediseñado podrá utilizarse solamente en las turbinas de la 1ra etapa de la CHMMT
- Los estudios realizados podrán aplicarse para el análisis de reguladores de velocidad que funcionen bajo los mismos principios de funcionamiento que el de la CHMMT.

## **1.6 LIMITACIONES**

- Dimensiones del regulador de velocidad de la 1ra etapa de la CHMMT
- Condiciones físicas del lugar de instalación del perno fusible.





# CAPÍTULO 2

FUNDAMENTO TEÓRICO

# FUNDAMENTO TEÓRICO

## 2.1 INTRODUCCIÓN A LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

La turbina constituye la parte más importante de la central hidráulica, pues es la encargada de transformar la energía del agua en energía mecánica, que posteriormente será transformada en electricidad por el alternador unido al eje de la turbina.

Las turbinas hidráulicas pueden ser clasificadas según:

- a) El grado de reacción:  
:
  - Turbinas de acción.
  - Turbinas de reacción.
  
- b) La trayectoria que sigue la partícula de fluido:  
:
  - Turbinas de acción total:
    - Turbinas radiales
    - Turbinas axiales
    - Turbinas de flujo mixto o diagonal
  - Turbinas de acción parcial:
    - Turbinas de flujo tangencial
  
- c) Sus aspectos constructivos:  
:
  - Turbinas Tipo Francis.
  - Turbinas Tipo Kaplan.
  - Turbinas Tipo Pelton.
  - Turbinas Tipo Hélice.
  - Turbinas Tipo Deriaz.
  - Turbinas Tipo Tubulares.
  - Turbinas Tipo Bulbo.
  - Turbinas Tipo Straflo.

### **2.1.1 TURBINA TIPO FRANCIS**

Turbinas de reacción de flujo radial y admisión total, empleadas en saltos intermedios. Poseen un distribuidor de alabes regulables y un rodete de alabes fijos.

La presión del agua actúa directamente sobre los alabes e ira disminuyendo según avance el agua por ellos.

Se encastran fuertemente en hormigón para evitar vibraciones, especialmente a régimen bajo.

En este tipo de turbinas el agua es conducida al rodete a través del distribuidor y en ningún momento entra en contacto con la atmosfera, por lo que la presión se mantiene.

### **2.1.2 PARTES CONSTITUTIVAS DE LA TURBINA TIPO FRANCIS**

#### **I. CÁMARA ESPIRAL**

Su misión es recoger el agua que llega por la tubería forzada y dirigirla con la ayuda del predistribuidor. Transforma parte de la energía que se encuentra en forma de presión en energía cinética, buscando que en cualquier punto de la cámara la energía cinética sea la misma, dado que los cambios bruscos de velocidad llevan asociadas perdidas no deseables.

#### **II. PREDISTRIBUIDOR**

Se trata de un elemento fijo de la cámara espiral cuya misión es dirigir el flujo hacia el rodete. Sus tapas son anillos paralelos unidos por alabes fijos de perfil hidrodinámico. Estas tapas se sueldan por un lado a la cámara y por el otro van atornilladas, esto le confiere una mayor rigidez.

#### **III. DISTRIBUIDOR FINK**

Se trata de un dispositivo de alabes giratorios que se emplea para regular el caudal y la forma en que este llega al rodete. Consta de dos servomotores hidráulicos que mueve un anillo de mando, que a su vez permite el giro de los alabes.

Los servomotores accionan los brazos de carrera amortiguada (Horquillas) y absorben los golpes de ariete.

En la posición de cierre los alabes se apoyan entre si, de manera que impiden prácticamente el paso del agua al rodete. De esta forma se puede parar el rodete de la turbina evitando embalsamientos.

Los perfiles de los alabes son superficies desarrollables cilíndricas de generatrices paralelas al eje de rotación de la turbina. Se pretende que no haya transformación de energía cinética en mecánica en ellos porque sería una pérdida más que reduciría el rendimiento de la turbina y además se crearían esfuerzos en el distribuidor no deseados.

Sus elementos se fabrican en acero. El bulón (**Perno Fusible**) que une la biela con el alabe trabaja a cortadura y ha de diseñarse para que rompa en caso de entrar un objeto extraño en la maquinaria. De esta forma se evita que se rompan componentes más costosos del distribuidor.

## **2.2 MECANISMOS**

Un mecanismo es aquella parte de una máquina que contiene dos o más piezas dispuestas de tal manera que el movimiento de una de ellas obliga a moverse a las otras, según una ley definida que depende de la naturaleza de la combinación.

### **2.2.1 ESLABONAMIENTOS**

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

Un eslabonamiento conforma de por sí una cadena cinemática. Un eslabonamiento se puede convertir o considerar mecanismo en tanto que uno de sus elementos tenga movimiento relativo respecto de alguno de los eslabones o piezas.

**Definición de Eslabón:** uno de los elementos básicos de una cadena cinemática. Es un cuerpo rígido encargado de transmitir los distintos movimientos. Poseen puntos de unión llamados nodos.

**Pares Cinemáticos:** las conexiones entre eslabones, que restringen su movimiento relativo, se llaman pares cinemáticos. Los eslabones también se pueden considerar como uniones rígidas entre pares.

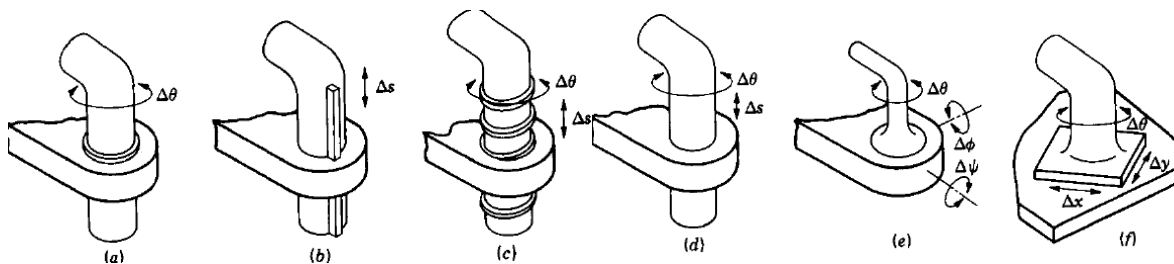


Fig.2.0 Pares cinemáticos

	Movimiento plano	Movimiento espacial
<b>a) Giratorio</b>	1	1
<b>b) Prismático</b>	1	1
<b>c) Tornillo</b>	-	1
<b>d) Cilíndrico</b>	1	2
<b>e) Esférico</b>	1	3
<b>f) Plano</b>	-	3

Tabla 2.0 Pares cinemáticos

**Orden del eslabón:** es el número de nodos que contiene un eslabón. Entonces los eslabones pueden ser BINARIOS (de dos nodos), TERNARIOS (de tres nodos), CUATERNARIOS (de cuatro nodos).

- **Manivela:** Es un eslabón que efectúa una rotación completa con centro en uno de sus nodos y está pivotando respecto de un elemento fijo.
- **Balancín:** es un eslabón que tiene una rotación oscilatoria (es decir de vaivén) pivotando con respecto a uno de sus nodos que es considerado fijo.
- **Biela:** es un elemento de enlace que no tiene un movimiento de roto-translación y no pivota respecto de ningún punto fijo, si puede pivotar respecto a puntos (o nodos) en movimiento.
- **Anclaje:** (también llamado tierra o fijación) es el eslabón o grupo de eslabones que están sujetos en el espacio, es decir sin movimiento con respecto al marco de referencia. Nótese que el marco de referencia puede estar moviéndose o no.

### 2.2.2 VENTAJA MECÁNICA

La ventaja mecánica de un mecanismo es la relación entre el par de salida y el par de entrada.

En el cuadrilátero articulado, será la relación entre el par en el eslabón seguidor y el par en el eslabón impulsor. Esta ventaja mecánica es proporcional al seno del ángulo  $\gamma$  formado por los eslabones seguidor y acoplador e inversamente proporcional al seno del ángulo  $\beta$  formado por los eslabones impulsor y acoplador

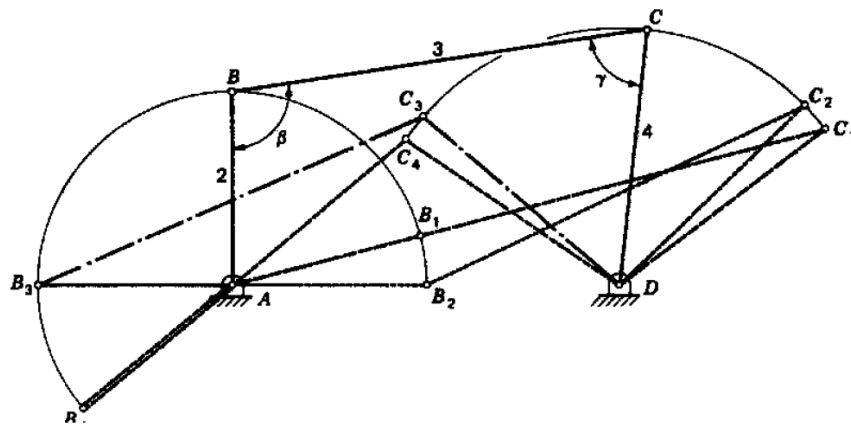


Fig. 2.1 Ventaja Mecánica

- Para lograr que la ventaja mecánica sea lo mayor posible, se debe procurar que ángulo  $\gamma$  sea lo más próximo a  $90^\circ$ .
- Cuando el ángulo  $\beta$  es  $0^\circ$  ó  $180^\circ$ , la ventaja mecánica se hace infinito. A estas posiciones del mecanismo se les llama posiciones de volquete y se corresponden con los límites de la oscilación del eslabón seguidor.

Estas posiciones tienen una serie de ventajas como: Gran precisión de posición del eslabón seguidor, velocidad angular nula del seguidor y par nulo en el eslabón impulsor.

## 2.3 DISEÑO MECÁNICO

El diseño: “Proporcionar una o varias soluciones para definir un producto de forma que satisfaga los requisitos y restricciones establecidas”, **Internacional Council of Societies of Industrial Design (I.C.S.I.D.)** 1959. “El diseño en ingeniería es el proceso de idear un sistema, componente o proceso para satisfacer ciertas necesidades. Es un proceso de toma de decisiones (a menudo iterativo) en el que las ciencias básicas y las ciencias de la ingeniería se aplican para convertir recursos en forma óptima a fin de cumplir un objetivo estipulado. Entre los elementos fundamentales del proceso de diseño se encuentran el establecimiento de objetivos y criterios, síntesis, análisis, construcción, ensayos y evaluación”, **EI ABET**.



Fig. 2.2 Fases del proceso de diseño, con retroalimentación e iteraciones.

### **2.3.1 NORMAS Y CODIGOS**

Una norma es un conjunto de especificaciones para partes, materiales o procesos establecidos a fin de lograr uniformidad, eficiencia y cantidad especificadas.

Un código es un conjunto de especificaciones para analizar, diseñar, manufacturar y construir algo. El propósito de un código consiste en lograr un grado específico de seguridad, eficiencia y desempeño o calidad.

Las principales organizaciones y sociedades que han establecido especificaciones para normas y códigos de diseño o seguridad son:

- American Gear Manufacturers Association (AGMA)
- American Institute of Steel Construction (AISC)
- American Iron and Steel Institute (AISI)
- American National Standards Institute (ANSI)
- ASM International
- American Society of Mechanical Engineers (ASME)
- American Society of Testing and Materials (ASTM)
- American Welding Society (AWS)
- American Bearing Manufacturers Association (ABMA)
- British Standards Institution (BSI)
- Industrial Fasteners Institute (IFI)
- International Standards Organization (ISO)
- Society of Automotive Engineers (SAE)
- Japanese Industrial Standards (JIS)
- Deutsches Institut für Normung (DIN)
- European Standards (EN)
- Korea Standard (KS)



### **2.3.2 MATERIALES**

Al seleccionarse el material de un elemento o máquina no solo se toman en cuenta los esfuerzos y deformaciones que este debe soportar en un lugar de su geometría y bajo ciertas condiciones de uso, también debe tomarse en cuenta más factores como lo son la temperatura de operación, si existe corrosión en el ambiente, etc.

En los materiales cristalinos y entre ellos los metales y concretamente el acero, se producen dos tipos de roturas o fracturas: la rotura dúctil y la rotura frágil.

- La rotura dúctil se produce después de una deformación plástica apreciable antes y durante la propagación de grietas. La superficie de este tipo de fractura tiene una apariencia característica opaca y fibrosa.
- La rotura frágil se produce por la aparición y propagación rápida de una fisura después de poca o ninguna deformación plástica. La superficie de este tipo de fractura tiene una apariencia granular y brillante.

### **2.3.3 ESFUERZOS Y RESISTENCIA**

El esfuerzo en un material es la respuesta interna a una carga exterior aplicada sobre el elemento mecánico. Este esfuerzo será igual a la resultante de las cargas externas entre el área transversal de su punto de aplicación. El esfuerzo depende entonces de las condiciones de la carga y las dimensiones del elemento.

La resistencia en un material es una propiedad de este y que no depende ni de las cargas ni de las dimensiones del elemento, esta resistencia dependerá únicamente de los procesos de fabricación y los tratamientos térmicos del material. Como su nombre lo indica la resistencia mecánica de un material, es el comportamiento de oposición que presenta el material (esfuerzo) a distintas cargas externas. Se representan los principales valores de resistencia en el diagrama de esfuerzo – deformación para cada material.

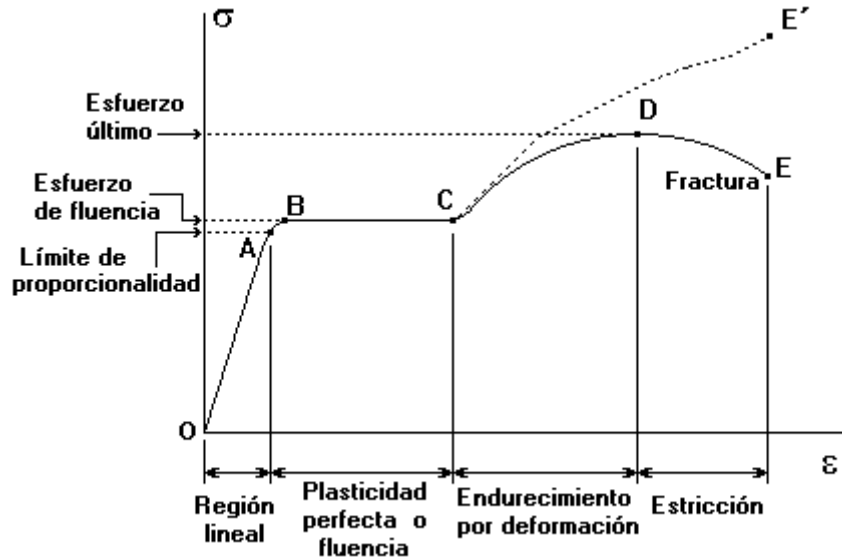


Fig. 2.3 Diagrama esfuerzo-deformación

### 2.3.4 FALLA POR CARGA ESTÁTICA

Se han propuesto varios criterios teóricos con el objeto de obtener una correlación adecuada entre la vida o duración estimada del componente y la que realmente se logra en las condiciones de carga de servicio para aplicaciones tanto en materiales frágiles como dúctiles.

Para materiales dúctiles se tienen:

- a).- Teoría de la energía de distorsión (Von Mises-Hencky).
- b).- Teoría del esfuerzo cortante máximo (Criterio de fluencia de Tresca).

Para materiales frágiles se tienen:

- c).- Teoría del esfuerzo normal máximo (Rankine).
- d).- Teoría de la fricción interna (Coulomb-Mohr).
- e).- Teoría modificada de Mohr.

### **2.3.5 MECÁNICA DE LA FRACTURA**

El uso de factores de concentración del esfuerzo elástico proporciona una identificación de la carga promedio que se requiere sobre una parte para que ocurra la deformación plástica, o la fluencia; estos factores también son útiles para analizar las cargas sobre una parte que podrían causar fractura por fatiga. Sin embargo, los factores de concentración del esfuerzo se limitan a estructuras de las cuales todas las dimensiones se conocen de manera precisa, particularmente, el radio de curvatura en la región de alta concentración del esfuerzo.

Cuando existe una grieta, imperfección, inclusión o defecto de un radio pequeño y desconocido en una parte, el factor de concentración del esfuerzo tiende al infinito cuando el radio de raíz tiende a cero, lo que hace que el enfoque del factor de concentración del esfuerzo sea inútil. Los factores de concentración de esfuerzo no son válidos para grietas muy delgadas.

Por fortuna, los materiales dúctiles se llenan de grietas delgadas, de manera que la fractura ocurre en esfuerzos promedio del orden de la resistencia a la fluencia.

### **2.3.6 IMPACTO**

A diferencia de las cargas estáticas que son aplicadas de forma lenta y constante sobre una estructura o elemento, las cargas que actúan en un impacto son cargas dinámicas, pues son aplicadas en un periodo relativamente corto.

En los materiales solicitados dinámicamente la deformación de rotura se reduce en forma considerable. Asimismo, las experiencias realizadas demuestran incrementos del límite de fluencia y de la tensión de rotura. Muchos materiales que frente a cargas estáticas tienen un comportamiento dúctil, en el caso de cargas dinámicas presentan un comportamiento frágil.

En la mayoría de los casos se tratan de cuantificar los efectos dinámicos en forma experimental. Para que los cálculos de solicitaciones resulten sencillos se utilizan “cargas estáticas equivalentes”, que no son sino cargas ficticias que actuando estáticamente producen el mismo efecto que las cargas verdaderas actuando en forma dinámica.

Las cargas estáticas equivalentes se obtienen multiplicando las cargas verdaderas por un “coeficiente de impacto o dinámico”.

### **2.2.6 FALLA POR FATIGA**

La ASTM define la fatiga como “el proceso de un localizado, permanente y progresivo cambio estructural sufrido por un material sujeto a condiciones que le producen tensiones y deformaciones en uno o varios puntos y que puede conducir a la producción de grietas o a la rotura después de un número suficiente de fluctuaciones”.

En su mayoría las fallas en máquinas se deben a cargas que varían con el tiempo y no a cargas estáticas. Estas fallas suelen ocurrir a niveles de esfuerzo muy por debajo del límite elástico o límite de proporcionalidad de los materiales.

Este fenómeno fue observado por primera vez en los años 1800, cuando empezaron a fallar los ejes de los carros del ferrocarril después de solo poco tiempo de servicio. Estaban fabricados de acero dúctil, pero mostraban falla súbita de tipo frágil. En 1943 Rankine publicó un estudio sobre las causas de la ruptura inesperada de los rodamientos de los ejes de ferrocarril, en el cual postuló que el material se había “cristalizado” y hecho frágil debido a los esfuerzos fluctuantes.

### **ETAPAS DE LAS FALLAS POR FATIGA**

Las fallas por fatiga siempre empiezan en una grieta. La grieta pudiera haber estado presente en el material desde su manufactura o haberse presentado a lo largo del tiempo, por causa de las deformaciones cíclicas cerca de las concentraciones de esfuerzo.

Hay tres etapas de falla por fatiga:

- I. La iniciación de la grieta
- II. La propagación de la grieta
- III. La fractura súbita causada por el crecimiento inestable de la grieta

La primera etapa puede ser de corta duración, la segunda etapa implica la mayor parte de la vida de la pieza y la tercera etapa es instantánea.

En la fractura la grieta continúa creciendo en tanto estén presentes esfuerzos cíclicos a tensión y/o factores de corrosión de suficiente severidad.

## **MODELOS DE FALLA POR FATIGA**

Actualmente hay tres modelos de falla por fatiga, y cada uno de ellos tiene su sitio y objetivo: el procedimiento esfuerzo – vida, el procedimiento deformación - vida y el procedimiento de mecánica de fracturas elásticas lineales.

El procedimiento esfuerzo – vida: se trata del más antiguo de los tres modelos y es el que más se utiliza para aplicaciones de fatiga de alto ciclaje.

El procedimiento deformación – vida: dado que la iniciación de una grieta implica fluencia, un procedimiento con base en esfuerzos no puede modelar de manera adecuada esta etapa del proceso. Un modelo basado en deformación de una imagen razonable exacta de la etapa de iniciación de grietas. También puede tomarse en consideración, el daño acumulado por variaciones en la carga cíclica a lo largo de la vida útil de la pieza.

El procedimiento de la mecánica de fracturas elásticas lineales: la teoría de la mecánica de fracturas proporciona el mejor modelo de la etapa de propagación de grietas del proceso. Este modelo se aplica a problemas de fatiga de bajo ciclaje de vida infinita, donde se sabe que los esfuerzos cíclicos son lo bastante elevados para causar la formación de grietas y es muy útil para predecir la vida restante de piezas agrietadas, ya en servicio.

La elección de modelos de falla por fatiga para fines de diseño de máquinas depende del tipo de maquinaria que se esté diseñando y cuál es su uso pretendido. Las numerosas máquinas rotativas (estacionarias o móviles) quedan bien servidas con el modelo esfuerzo – vida porque normalmente, la vida requerida entra dentro del rango de fatiga de alto ciclaje.

## **FACTORES QUE AFECTAN EL CÁLCULO DE FALLA POR FATIGA**

Ahora hay varias técnicas de prueba distintas con el objeto de medir la respuesta de los materiales a esfuerzos y deformaciones que varían con el tiempo. El procedimiento más antiguo es el de cargar una viga en voladizo girando a flexión para conseguir variaciones en esfuerzo a lo largo del tiempo y otra de las pruebas es la de los esfuerzos totalmente alternantes donde se puede conseguir esta situación de carga mediante pruebas a la fatiga de flexión rotativa, fatiga axial, flexión en voladizo o fatiga a torsión, dependiendo del tipo de carga deseada.

La mejor información sobre la resistencia a la fatiga de un material a una cierta vida finita, o su límite de resistencia a la fatiga a una vida infinita, proviene de pruebas de ensambles reales o de prototipo del diseño. Si esto no resulta práctico o posible, la siguiente mejor información proviene de pruebas a la fatiga de especímenes tomados del material particular, como son fabricados para la pieza (es decir como se vacían, se forjan, se maquinan, etc).

Los factores de corrección aplicables a la resistencia a la fatiga o al límite de resistencia a la fatiga teóricos, dicen que en la resistencia a la fatiga o a los límites de resistencia a la fatiga que se obtienen de especímenes de prueba a la fatiga estándar, o a partir de estimaciones basadas en pruebas estáticas donde debe de modificarse para tomar en consideración las diferencias físicas entre el espécimen de prueba y la pieza real que se está diseñando. Y que deben tomarse en consideración las diferencias del entorno y las diferencias de temperatura entre las condiciones de prueba y las condiciones reales.

Por lo común las pruebas a la fatiga se hacen a temperatura ambiente. A bajas temperaturas la tenacidad a la fatiga se reduce, y a temperaturas moderadamente altas (hasta aproximadamente 350 °C) se incrementan.

## CRITERIOS PARA CALCULO DE FALLAS POR FATIGA

Algunos criterios para esfuerzos de este tipo son:

- Criterio de Gerber
- Criterio de Goodman-modificada
- Criterio de Soderberg
- Criterio de fluencia

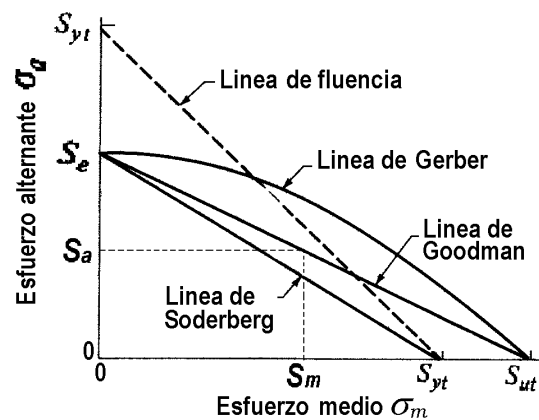
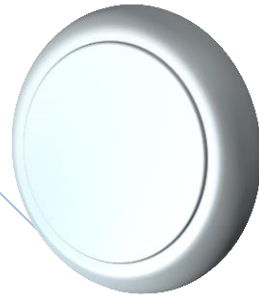


Figura 2.4 Diagrama de fatiga con diferentes criterios de falla.

# CAPÍTULO 3

RISEÑO





# DISEÑO

## 3.1 CÁLCULO DE FUERZAS RESULTANTES

No.	Ecuación	Nombre
01	$P = F/A$	Presión
02	$M = FR$	Momento de una fuerza
03	$F_x = F \cos \theta$	Componente horizontal de una fuerza $\theta$ respecto al eje $x$
04	$F_y = F \sin \theta$	Componente vertical de una fuerza $\theta$ respecto al eje $x$
05	$A = \frac{\pi}{4} \phi^2$	Área de un círculo
06	$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$	Área de corona circular
07	$A = bh$	Área de un rectángulo
08	$I_x = I_y = \frac{\pi}{64} \phi^4$	Momento de Inercia para un círculo
09	$I_x = I_y = \frac{\pi}{64} (D^2 - d^2)$	Momento de Inercia para una corona circular
10	$I_x = \frac{1}{12} bh^3$	Momento de Inercia para un rectángulo en $x$
11	$I_y = \frac{1}{12} b^3 h$	Momento de Inercia para un rectángulo en $y$
12	$U = W(l + \delta)$	Energía de deformación, carga dinámica
13	$U = \frac{1}{2} F \delta$	Energía de deformación, carga estática
14	$F = k \delta$	Fuerza de un resorte
15	$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$	Formula General
16	$\sigma = F/A_t$	Esfuerzo Normal (perpendicular a $A_t$ )
17	$\tau = F/A_t$	Esfuerzo Cortante (paralelo a $A_t$ )
18	$\text{Sen} \theta = \text{Cos}(90^\circ - \theta)$	Relación de Angulo Simple
19	$\text{Cos} \theta = \text{Sen}(90^\circ - \theta)$	Relación de Angulo Simple
20	$F = m a$	Segunda ley de Newton

Tabla 3.0 Ecuaciones

Diagrama de Cuerpo Libre para cada elemento:

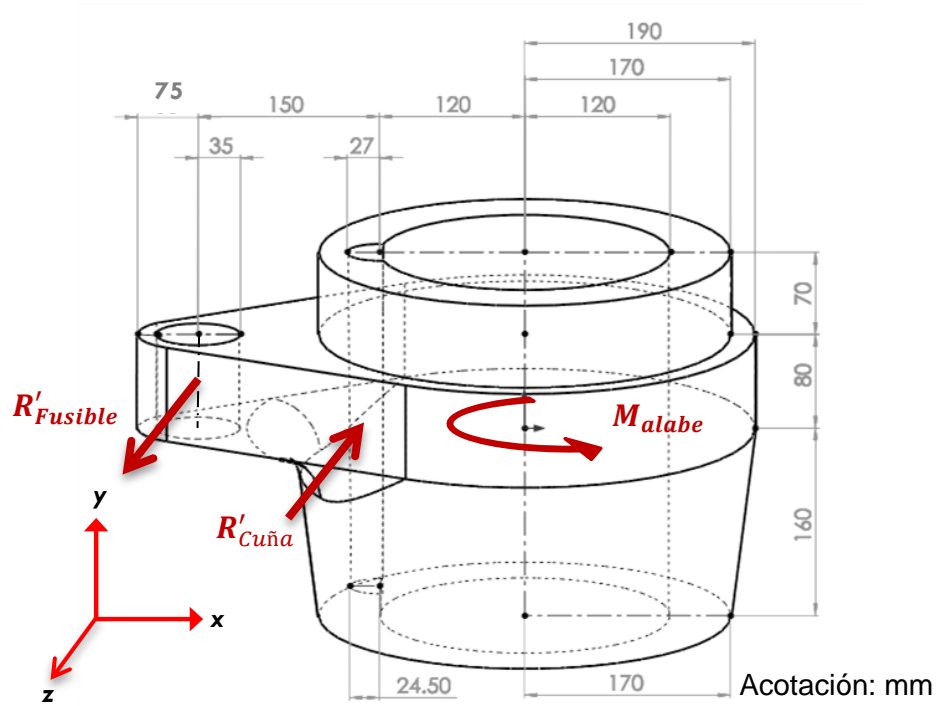


Fig. 3.1 Vista lateral del elemento de mando (boss)

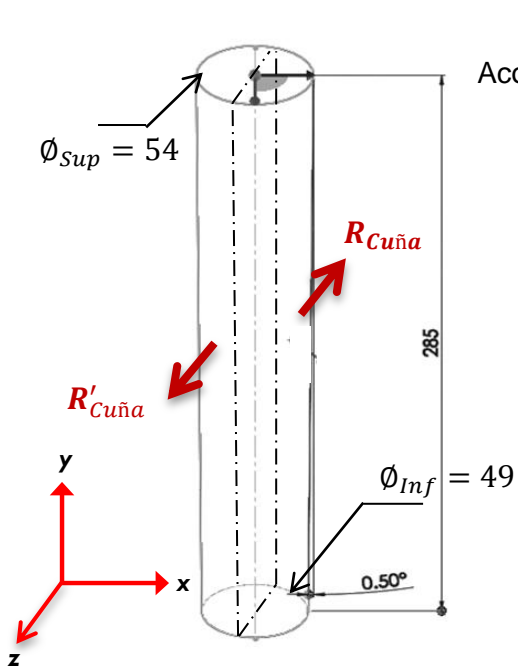


Fig. 3.2 Vista lateral de la cuña

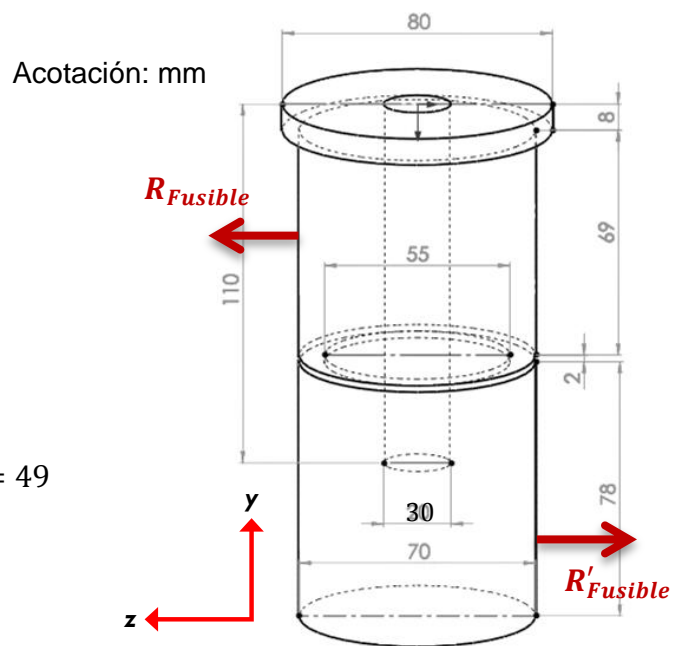
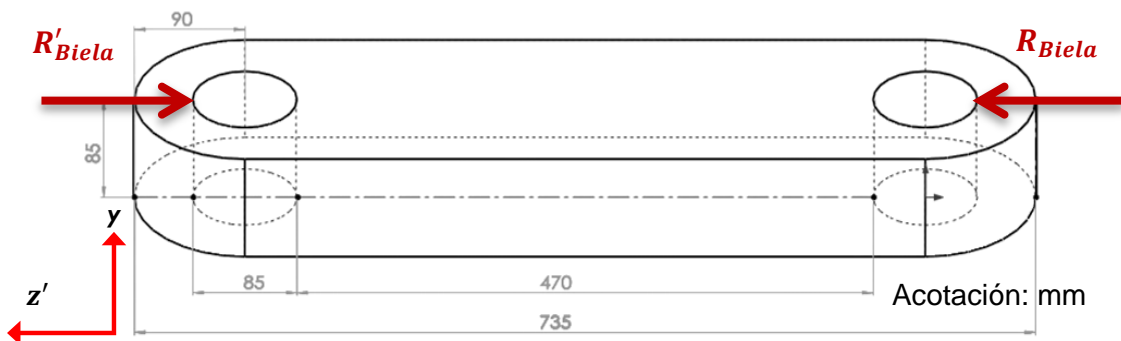
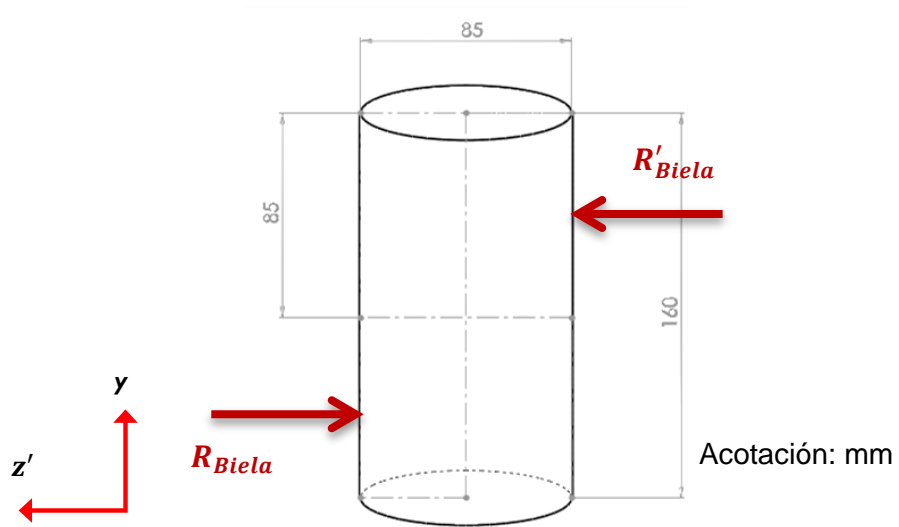
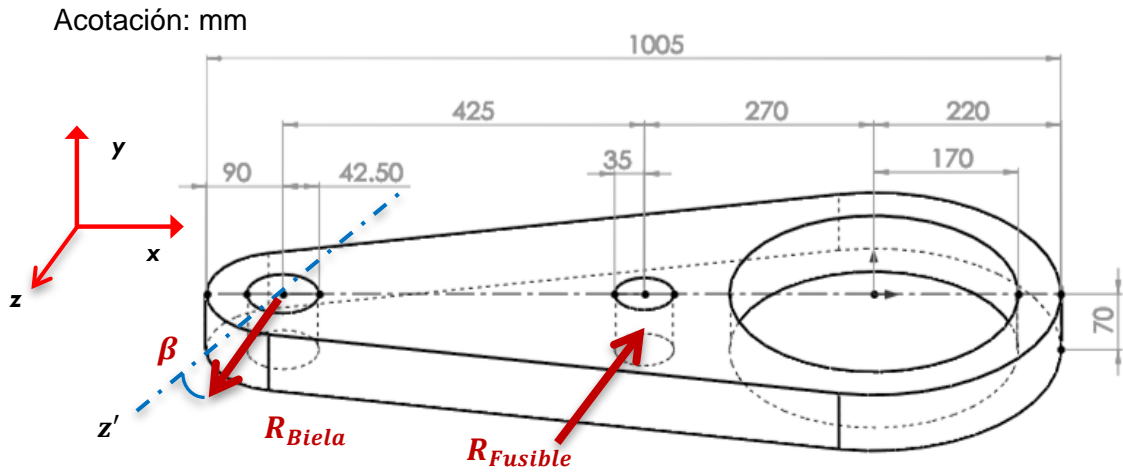


Fig. 3.3 Vista lateral del perno fusible



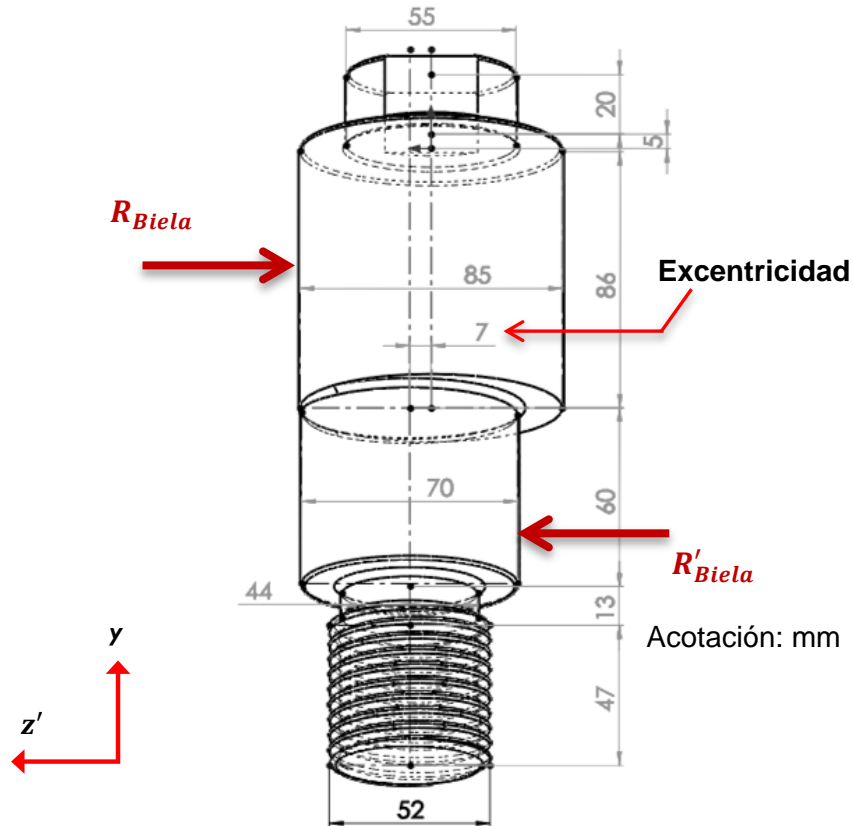


Fig. 3.7 Vista lateral del tronillo excéntrico unión biela – anillo de mando

Las resultantes las obtenemos aplicando las ecuaciones 02,03 y 18:

$$I) R_{Biela} = \left( \frac{M_{alabe}}{r_{A-B}} \right) \text{Sen } \beta$$

$$III) R_{Cuña} = \frac{M_{alabe}}{r_{A-C}}$$

$$III) R_{Fusible} = \frac{M_{alabe}}{r_{A-F}}$$

Donde:

$$r_{A-B} = 695 \text{ mm}$$

$$r_{A-C} = 120 \text{ mm}$$

$$r_{A-F} = 270 \text{ mm}$$

### 3.1.1 DEBIDO A LA FUERZA HIDROSTÁTICA DEL AGUA EN EL CIERRE

- Momento resultante en los alabes:

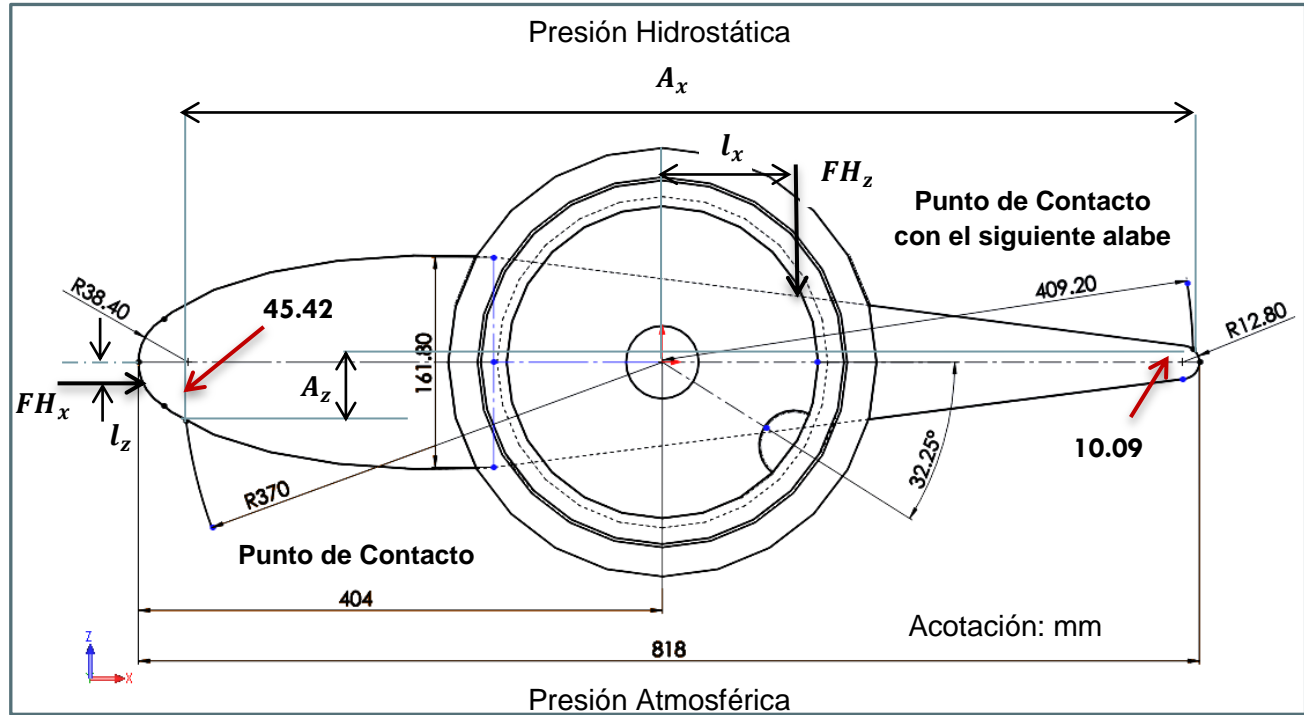


Fig. 3.8 Vista superior del alabe en posición de cierre total

Donde:

$A_x$  = Es la proyección sobre el plano "x" del área presionada por el agua.

$A_z$  = Es la proyección sobre el plano "z" del área presionada por el agua.

$FH_x$  = Es la componente en "x" de la fuerza que ejerce el agua sobre el alabe.

$FH_z$  = Es la componente en "z" de la fuerza que ejerce el agua sobre el alabe.

$l_x$  = Es la coordenada en el eje "x" del punto de aplicación de la fuerza resultante.

$l_z$  = Es la coordenada en el eje "z" del punto de aplicación de la fuerza resultante.

Primero encontramos las áreas proyectadas y los centros de presión:

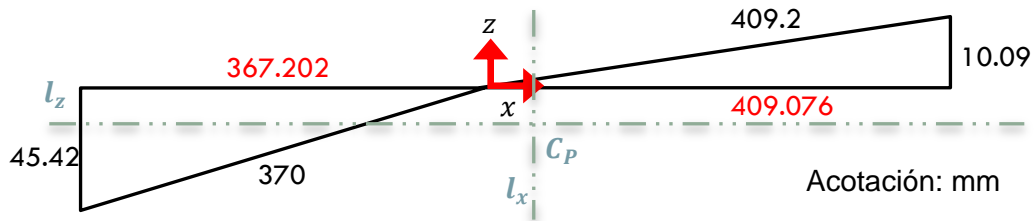


Fig. 3.9 Diagrama de distancias de los puntos de Contacto entre alabes

Calculamos las áreas mediante la ecuación 07:

$$A_x = ((367.202 + 409.076) \times (1066.5)) = 827,900.487 \text{ mm}^2 = 8,279.005 \text{ cm}^2$$

$$A_z = ((45.42 + 10.09) \times (1066.5)) = 59,265.405 \text{ mm}^2 = 592.654 \text{ cm}^2$$

Y el Centro de Presión  $C_p$ :

$$l_x = \left( (409.076) - \left( \frac{409.076 + 367.202}{2} \right) \right) = 20.936 \text{ mm} = 0.020936 \text{ m}$$

$$l_z = \left( (45.42) - \left( \frac{45.42 + 10.09}{2} \right) \right) = 17.665 \text{ mm} = -0.017665 \text{ m}$$

Ahora calculamos las fuerzas hidrostáticas resultantes con la ecuación 01:

La presión de la columna de agua en la tubería del distribuidor es de **18 Kgf/cm<sup>2</sup>**

$$FH_x = P_H A_z = 18 \times 592.654 = \mathbf{10,667.773 \text{ Kgf}}$$

$$FH_z = P_H A_x = 18 \times 8,279.005 = \mathbf{149,022.087 \text{ Kgf}}$$

Finalmente hayamos con la ecuación 02 el momento debido a la fuerza hidrostática en el alabe:

$$Mh_{alabe} = (FH_x \times l_z) + (FH_z \times l_x)$$

$$Mh_{alabe} = [(10,667.773) \times (-0.017665)] + [(149,022.087) \times (0.020936)]$$

$$Mh_{alabe} = -188.446 + 3,119.926 = 2,931.48 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$$

- Fuerza transmitida a los elementos del regulador por el alabe

Para las condiciones de cierre se tienen las siguientes posiciones en los elementos:

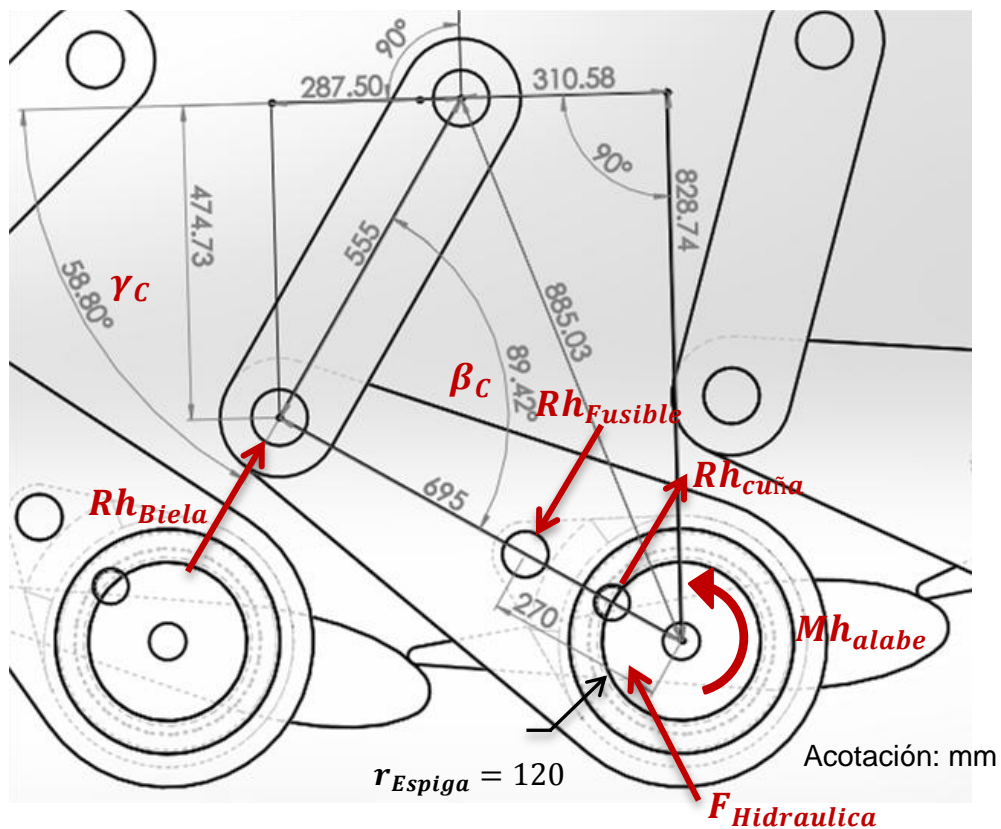


Fig. 3.10 Vista Superior Posición de Cierre

Ahora calculamos las fuerzas de reacción con las ecuaciones I, II y III:

Fuerza resultante debido al momento hidrostático será:

$$Rh_{Cuña} = \frac{2,931.48}{0.12} = 24,429 \text{ Kgf}$$

$$Rh_{Fusible} = \frac{2,931.48}{0.27} = 10,857.334 \text{ Kgf}$$

El Angulo  $\beta_{cierre}$  entre la directriz de la biela y la directriz de la manivela, para la posición considerada de cierre, es de  $\beta_{cierre} = 89.42^\circ$

$$Rh_{Biela} = \left( \frac{2,931.48}{0.695 \text{ Sen } 89.42^\circ} \right) = 4,218.2 \text{ Kgf}$$

### 3.1.2 DEBIDO AL TRABAJO HIDRÁULICO DEL REGULADOR DE VELOCIDAD

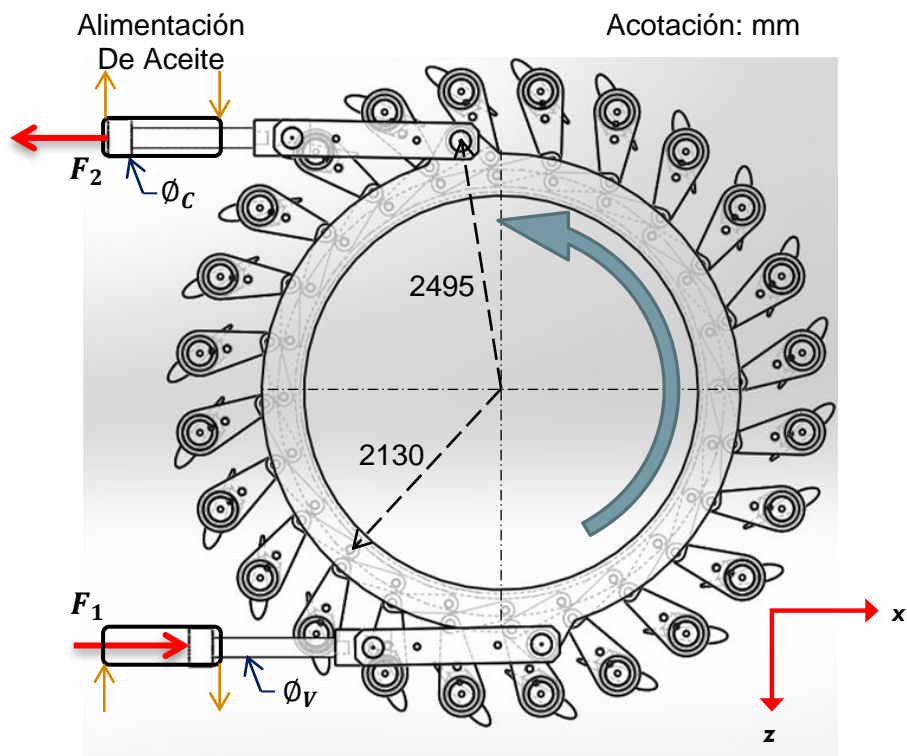


Fig. 3.11 Vista Superior del Regulador de Velocidad



Como puede observarse en la imagen, el regulador de velocidad funciona mediante dos servomotores que, a través de la fuerza hidráulica del aceite presurizado, hacen girar al anillo de mando y este a su vez a los elementos del regulador de velocidad.

Primero calculamos el torque que los servomotores transmiten al anillo de mando:

- Tomando valores de planta, tenemos que la presión de trabajo del aceite en el contenedor esta a **54 Kgf/cm<sup>2</sup>**
- De planos obtenemos el diámetro del cilindro y del vástago para cada servomotor,  **$\phi_c = 570 \text{ mm}$  ;  $\phi_v = 185 \text{ mm}$**
- Cuando el Servomotor avanza se toma el  $\phi_1 = \phi_c$  , pues el aceite empuja el área completa del pistón, pero al retroceder el área del pistón se reduce debido al vástago, teniendo en su retroceso un  $\phi_2 = \phi_c - \phi_v$ .

Con las ecuaciones 01 y 05, para cada servomotor:

$$F_{Total} = F_1 + F_2 = P_{Aceite} (A_1 + A_2) = P_{Aceite} \left( \frac{\pi}{4} \right) (\phi_1^2 + \phi_2^2)$$

$$F_{Total} = 54 \left( \frac{\pi}{4} \right) (57^2 + 38.5^2) = 200,659 \text{ Kgf}$$

Y con la ecuación 02:

$$T_{Total} = F_{Total} r_{Horquilla} = 200,659 \times 2.495 = 500,645.236 \text{ Kgf} \cdot m$$

Finalmente, para cada alabe:

$$F_E = \frac{T_{Total}}{24 r_{excéntrico}} = \frac{500,645.236}{24 \times 2.13} = 9,793.53 \text{ Kgf}$$

Durante el trabajo del regulador de velocidad, la fuerza que el excéntrico transmite a la Biela, varia en función al Angulo de apertura “ $\gamma$ ” de los alabes móviles.

Ángulos y posiciones de los elementos para cada caso:

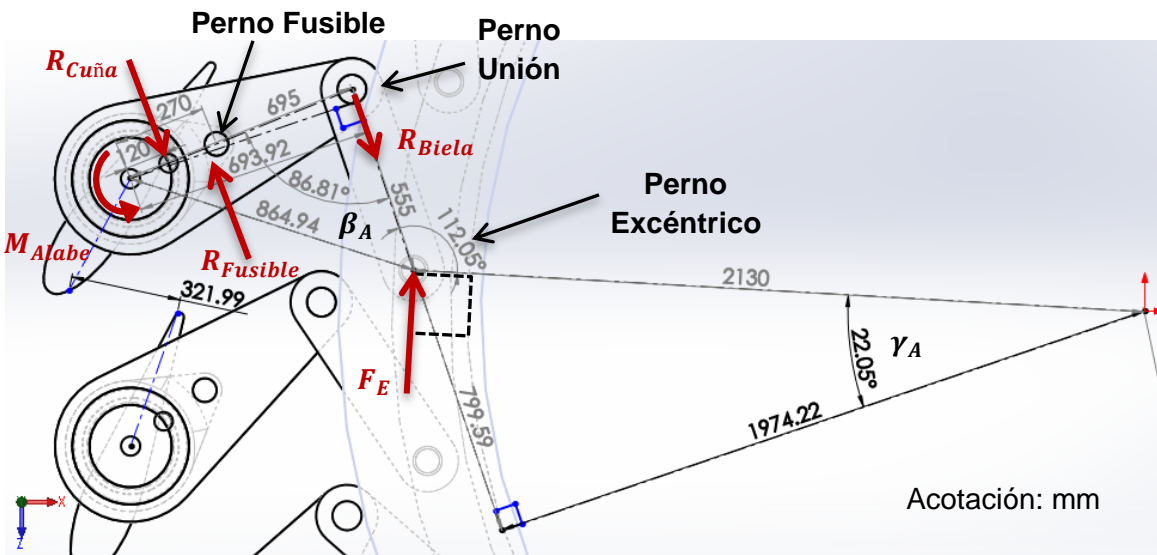


Fig. 3.12 Vista Superior de los elementos de transmisión en posición de Apertura Total

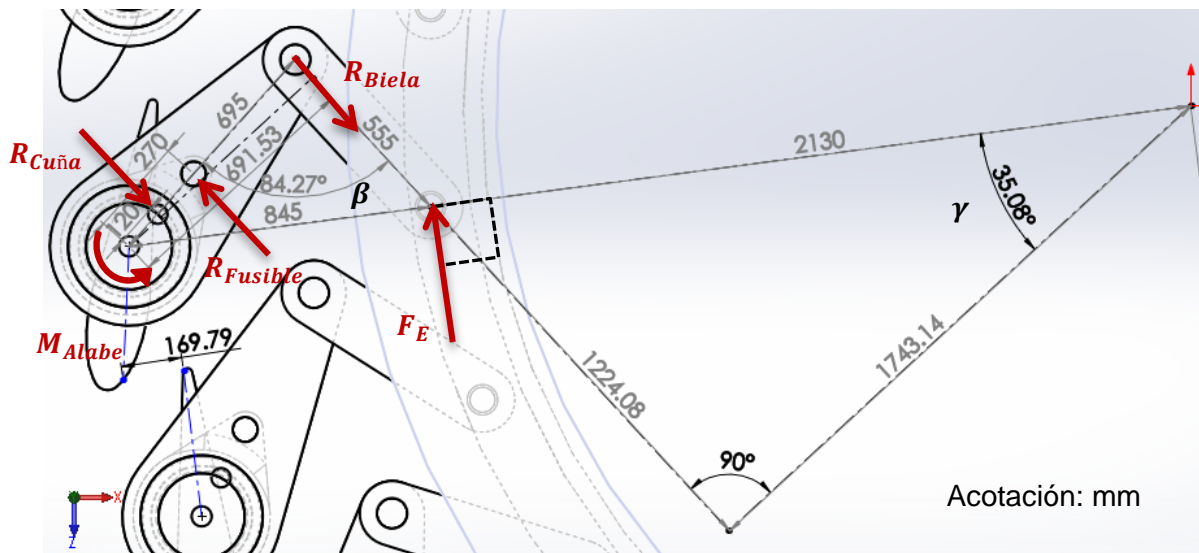


Fig. 3.13 Vista Superior de los elementos de transmisión en posición de alineamiento centros

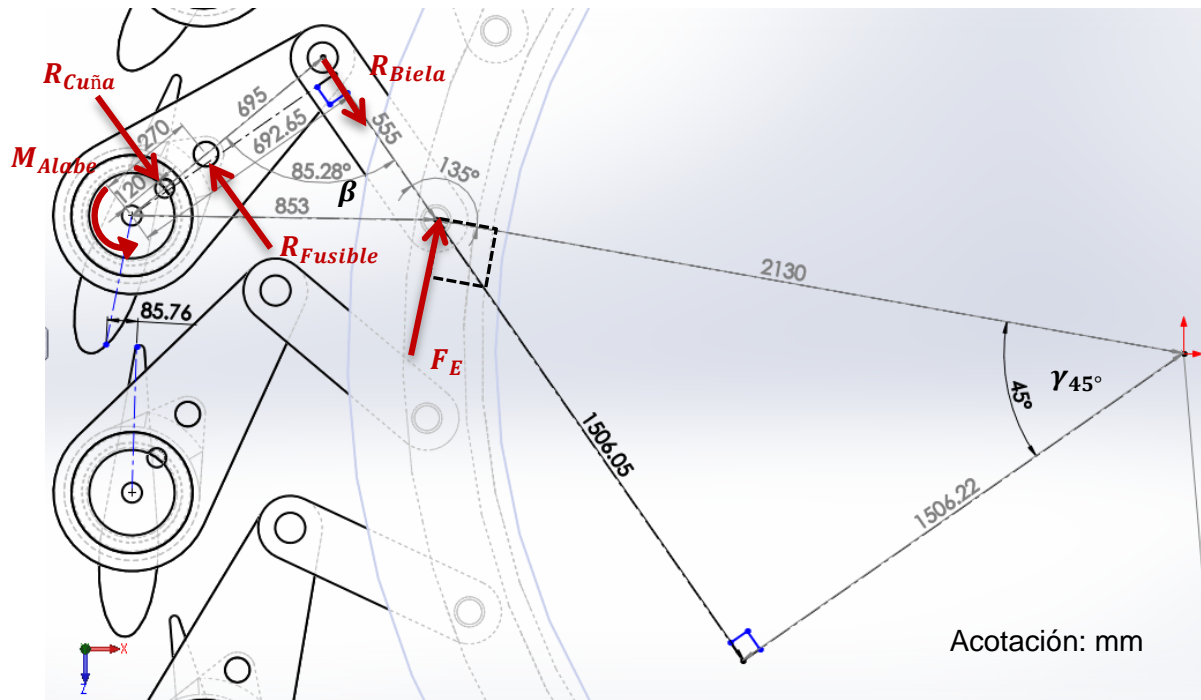


Fig. 3.14 Vista Superior de los elementos de transmisión a 45°

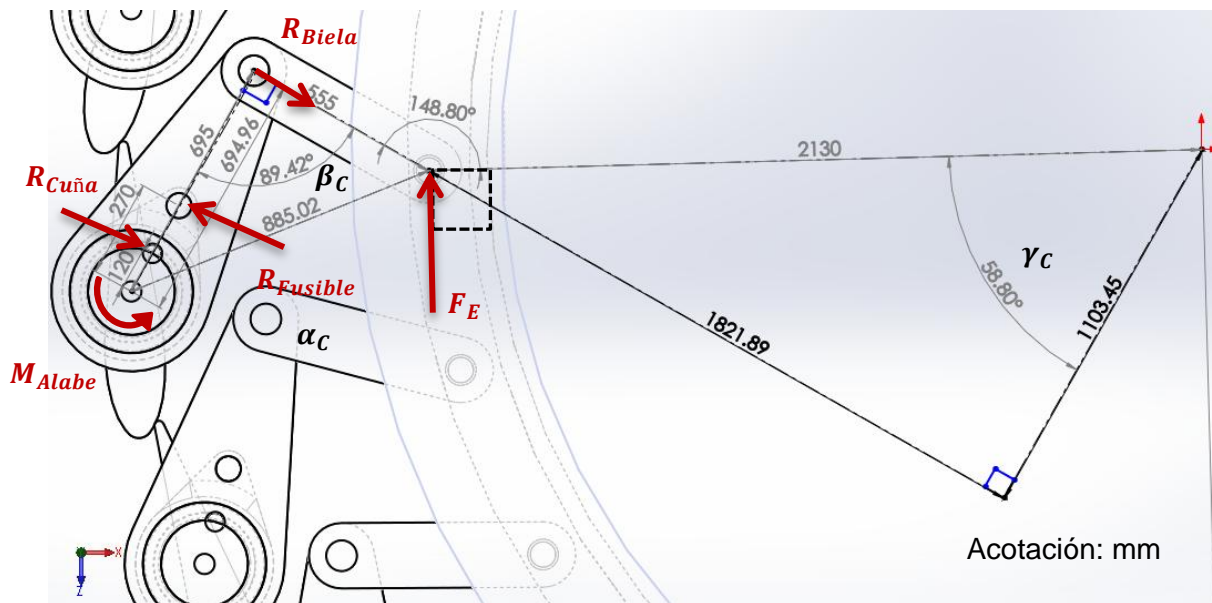


Fig. 3.15 Vista Superior de los elementos de transmisión en posición de Cierre Total

Ahora calculamos la fuerza hidráulica transmitida para varios casos:

Aplicando las ecuaciones I, II, III:

- a) Para una condición de trabajo sin carga, es decir, sin nada oponiéndose al movimiento natural del alabe se tiene:

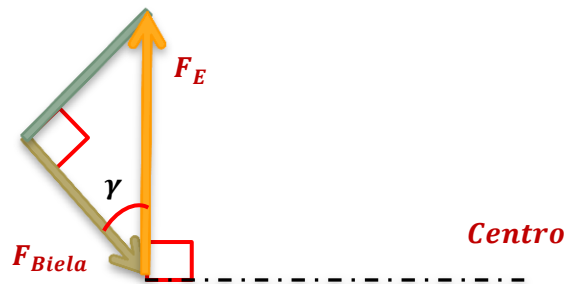


Fig. 3.16 Diagrama de fuerzas sin carga (fuerza de apoyo de la biela en el anillo)

$$IV) F_{Biela} = F_E \cos \gamma$$

Ecuación de transmisión de fuerza tangencial, ya que no hay oposición de la biela, la fuerza se transmite desde la tangente del anillo de mando.

- En posición de apertura total:

$$Fn_{Biela-Apertura} = 9,793.53 \cos 22.05^\circ = 9,077.2 \text{ Kgf}$$

$$Mn_{Alabe-Apertura} = (9,077.2 \sin 86.81^\circ) 0.695 = 6,298.88 \text{ Kgf} \cdot m$$

$$Rn_{Fusible-Apertura} = \frac{6,298.88}{0.27} = 23,329.2 \text{ Kgf}$$

$$Rn_{Cuña-Apertura} = \frac{6,298.88}{0.12} = 52,490.6 \text{ Kgf}$$

- En posición de Alineamiento de los centros :

$$Fn_{Biela-Alineamiento} = 9,793.53 \text{ Cos } 35.08^\circ = \mathbf{8,014.54 \text{ Kgf}}$$

$$Mn_{Alabe-Alineamiento} = (8,014.54 \text{ Sen } 84.27^\circ)0.695 = \mathbf{5,542.27 \text{ Kgf} \cdot m}$$

$$Rn_{Fusible-Alineamiento} = \frac{5,542.27}{0.27} = \mathbf{20,526.9 \text{ Kgf}}$$

$$Rn_{Cuña-Alineamiento} = \frac{5,542.27}{0.12} = \mathbf{46,185.6 \text{ Kgf}}$$

- En posición de 45° :

$$Fn_{Biela-45^\circ} = 9,793.53 \text{ Cos } 45^\circ = \mathbf{6,925.07 \text{ Kgf}}$$

$$Mn_{Alabe-45^\circ} = (8,014.54 \text{ Sen } 85.28^\circ)0.695 = \mathbf{4,780.34 \text{ Kgf} \cdot m}$$

$$Rn_{Fusible-45^\circ} = \frac{4,780.34}{0.27} = \mathbf{17,704.9 \text{ Kgf}}$$

$$Rn_{Cuña-45^\circ} = \frac{4,780.34}{0.12} = \mathbf{39,836.1 \text{ Kgf}}$$

- En posición de cierre total:

$$Fn_{Biela-Cierre} = 9,793.53 \text{ Cos } 58.8^\circ = \mathbf{5,073.31 \text{ Kgf}}$$

$$Mn_{Alabe-Cierre} = (5,073.31 \text{ Sen } 89.42^\circ)0.695 = \mathbf{3,525.77 \text{ Kgf} \cdot m}$$

$$Rn_{Fusible-Cierre} = \frac{3,525.77}{0.27} = \mathbf{13,058.4 \text{ Kgf}}$$

$$Rn_{Cuña-Cierre} = \frac{3,525.77}{0.12} = \mathbf{29,381.4 \text{ Kgf}}$$

- b) Para una condición de trabadura, es decir, cuando el alabe se encuentra en trabadura, se tiene una fuerza máxima de ventaja mecánica de:

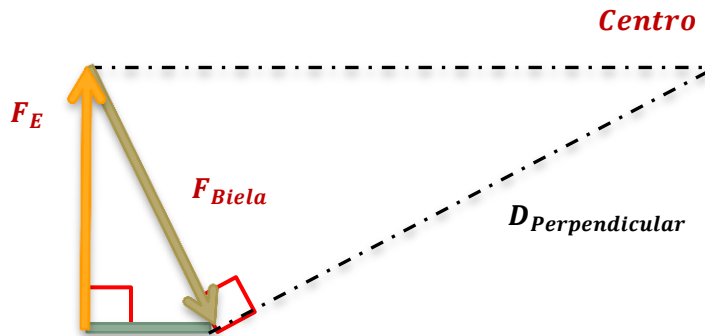


Fig. 3.17 Diagrama de fuerzas en trabadura (fuerza máxima de apoyo de la biela en el anillo)

$$V) F_{Biela} = \frac{\left(\frac{T_{Total}}{24}\right)}{D_{Perpendicular}}$$

Ecuación para ventaja mecánica, puesto que la línea de acción de la resultante de la biela debido a la trabadura, pasa a una distancia cercana al eje del par torsor.

- En posición de apertura total:

Primero debemos encontrar la ventaja mecánica que transmite el anillo de mando al alabe.

$$Ft_{Biela-Apertura} = \frac{20,860.22}{1.97422} = 10,566.3 \text{ Kgf}$$

$$Mt_{Alabe-Apertura} = (10,566.4 \text{ Sen } 86.81^\circ) 0.695 = 7,332.2 \text{ Kgf} \cdot m$$

$$Rt_{Fusible-Apertura} = \frac{7,332.2}{0.27} = 27,156.3 \text{ Kgf}$$

$$Rt_{Cuña-Apertura} = \frac{7,332.2}{0.27} = 61,101.6 \text{ Kgf}$$

- En posición de Alineamiento de los centros :

$$Ft_{Biela-Alineamiento} = \frac{20,860.22}{1.74314} = \mathbf{11,967\ Kgf}$$

$$Mt_{Alabe-Alineamiento} = (11,967 \text{ Sen } 84.27^\circ)0.695 = \mathbf{8,275.5\ Kgf . m}$$

$$Rt_{Fusible-Alineamiento} = \frac{8,275.5}{0.27} = \mathbf{30,650\ Kgf}$$

$$Rt_{Cuña-Alineamiento} = \frac{M_{Alabe}}{R_{a-c}} = \frac{8,275.5}{0.12} = \mathbf{68,962.5\ Kgf}$$

- En posición de 45° :

$$Ft_{Biela-45^\circ} = \frac{20,860.22}{1.5062} = \mathbf{13,850\ Kgf}$$

$$Mt_{Alabe-45^\circ} = (13,850 \text{ Sen } 85.28^\circ)0.695 = \mathbf{9,593.2\ Kgf . m}$$

$$Rt_{Fusible-45^\circ} = \frac{9,593.2}{0.27} = \mathbf{35,530.4\ Kgf}$$

$$Rt_{Cuña-45^\circ} = \frac{9,593.2}{0.12} = \mathbf{79,943.3\ Kgf}$$

- En posición de cierre total:

$$Ft_{Biela-Cierre} = \frac{20,860.22}{1.1034} = \mathbf{18,905.4\ Kgf}$$

$$Mt_{Alabe-Cierre} = (18,905.4 \text{ Sen } 89.42^\circ)0.695 = \mathbf{13,138.5\ Kgf . m}$$

$$Rt_{Fusible-Cierre} = \frac{13,138.5}{0.27} = \mathbf{48,661.1\ Kgf}$$

$$Rt_{Cuña-Cierre} = \frac{13,138.5}{0.12} = \mathbf{109,487.5\ Kgf}$$

c) Para la condición de apertura desde la posición de cierre con la columna de agua:

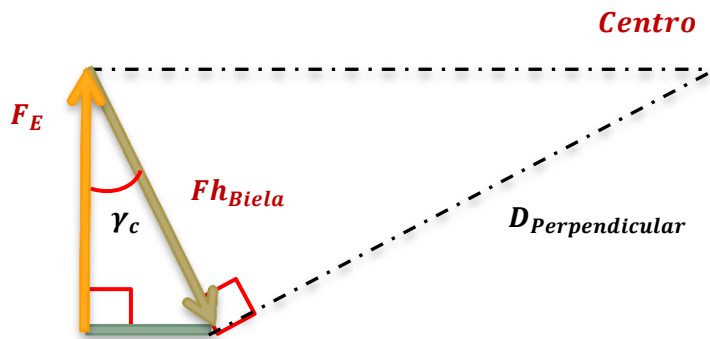


Fig. 3.18 Diagrama de fuerzas de trabajo (fuerza de apoyo de la biela en el anillo)

Para el cálculo de la fuerza real que se transmite a los elementos debido a la ventaja mecánica y a la oposición de los elementos a moverse, se deben considerar los siguientes factores.

- 1) La inercia de masa para mover el alabe desde su posición de reposo.
- 2) La fricción del alabe para rotar sobre las arandelas de desgaste.
- 3) La fuerza hidrostática del agua en la tubería forzada, que el alabe debe vencer.

1.- Para encontrar la inercia de masa del alabe, calculamos la aceleración que experimenta el alabe al momento de iniciar la apertura. Esto mediante la energía del aceite en los servomotores para mover la masa total del regulador de velocidad.

Utilizando las ecuaciones 01 y 20 obtenemos la aceleración del anillo de mando:

$$a_{Anillo} = \frac{P A}{m_T}$$

Donde:

$$P = 54 \frac{Kgf}{cm^2} = 5.2974 MPa \quad \text{Presión del aceite en los servomotores}$$

$$A = 3,715.925 cm^2 = 0.371592 m^2 \quad \text{Área de los vastagos en los servomotores}$$

$$m_T = \text{Masa total de los elementos del regulador de velocidad}$$



Con ayuda de SolidWorks, obtenemos fácilmente la masa total de todos los elementos acoplados en el regulador de velocidad, basta con seleccionar el material y así la densidad para cada elemento y el programa en base a los volúmenes calcula la masa total.

$$m_T = 54,200 \text{ Kg}$$

Finalmente:

$$a_{Anillo} = \frac{5,297,400 \times 0.371592}{54,200} = 36.318613 \text{ m/s}^2$$

Esta aceleración es transmitida al anillo de mando y finalmente a la biela, para llegar al alabe y vencer la inercia del reposo, mediante la ecuación  $\alpha = a/r$

$$a_{Biela} = \left( \frac{r_{O-E}}{r_{Horquilla}} \right) a_{Anillo} = \left( \frac{1.10345}{2.495} \right) 36.318613 = 16.062 \text{ m/s}^2$$

$$\alpha_{Alabe} = \frac{a_{Biela}}{r_{A-B} \text{ Sen } \beta} = \frac{16.062}{0.695 \text{ Sen } 89.42^\circ} = 23.112 \text{ rad/s}^2$$

Con ayuda de la ecuación para un momento de inercia de masa:

$$M = \alpha I_m$$

Y mediante SolidWork, Obtenemos la inercia para el momento de masa en el eje del alabe.

$$I_m = 37.10361244691 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

Sustituyendo obtenemos finalmente el momento necesario para vencer la inercia en el alabe al momento de la apertura:

$$M_{inercia} = 23.112 \times 37.10361244691 = 857.543 \text{ N} \cdot \text{m} = 87.4152 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$$

2.- Para encontrar la fricción del alabe sobre las arandelas de desgaste, basta utilizar la ecuación para fricción estática, y con el coeficiente de rozamiento entre metales de  $\mu_s = 0.6$ .

$$F_s = \mu_s N$$

Donde:

$N =$  Es la fuerza normal producida por la masa del alabe apoyado en la arandela

Conociendo la masa de los alabes mediante SolidWorks;  $m_{Alabe} = 1,428.04575 \text{ Kg}$

$$N = g m_{Alabe} = 1,428.04575 \text{ Kgf}$$

Finalmente:

$$F_s = 0.6 \times 1,428.04575 = 856.827 \text{ Kgf}$$

Transfiriendo esta fuerza de la arandela al eje del alabe como un momento tenemos:

$$M_s = F_s r_{A-Arandela}$$

Donde:

$r_{A-Arandela} = 150 \text{ mm}$  Es la distancia media desde la arandela hasta el eje del alabe

$$M_m = 856.827 \times 0.15 = 128.52412 \text{ Kgf} \cdot m$$

3.- El momento generado por la fuerza hidrostática del agua, fue calculado previamente:

$$M_{h_{alabe}} = 2,931.48 \text{ Kgf} \cdot m$$

Sumando estos momentos, y transmitiéndolos al anillo de mando, podemos encontrar finalmente la fuerza de reacción que la ventaja mecánica del anillo vencerá.

- La fuerza de oposición en la biela por el alabe es:

$$M_{alabe} = 2,931.48 + 128.52412 + 87.4152 = \mathbf{3,147.42 \text{ Kgf} \cdot m}$$

$$R_{Biela} = \frac{M_{alabe}}{r_{A-B} \text{ Sen } \beta} = \frac{3,147.42}{0.695 \text{ Sen } 89.42^\circ} = \mathbf{4,528.9 \text{ Kgf}}$$

Tangente al anillo y radial a este:

$$R_t = Rh_{Biela} \text{ Cos } 58.8^\circ = \mathbf{-2,346.09 \text{ Kgf}}$$

$$R_r = Rh_{Biela} \text{ Sen } 58.8^\circ = \mathbf{-3,873.86 \text{ Kgf}}$$

- Fuerza tangente del anillo de mando para cada excéntrico es:

$$F_E = \mathbf{9,793.53 \text{ Kgf}}$$

La fuerza real transmitida por el anillo a la biela al cierre:

$$Rr_{Biela} = 9,793.53 \text{ Cos } 58.8^\circ + 3,873.86 \text{ Sen } 58.8^\circ = \mathbf{8,386.87 \text{ Kgf}}$$

El momento en el alabe:

$$Mr_{Alabe-Cierre} = (8,386.87)0.695 \text{ Sen } 89.42^\circ = \mathbf{5,828.6 \text{ Kgf} \cdot m}$$

Las fuerza transmitida a cada elemento:

$$Rr_{Fusible-Cierre} = \frac{5,828.6}{0.27} = \mathbf{21,587.4 \text{ Kgf}}$$

$$Rr_{Cuña-Cierre} = \frac{5,828.6}{0.12} = \mathbf{48,571.7 \text{ Kgf}}$$

### 3.1.3 DEBIDO AL IMPACTO DURANTE EL CIERRE

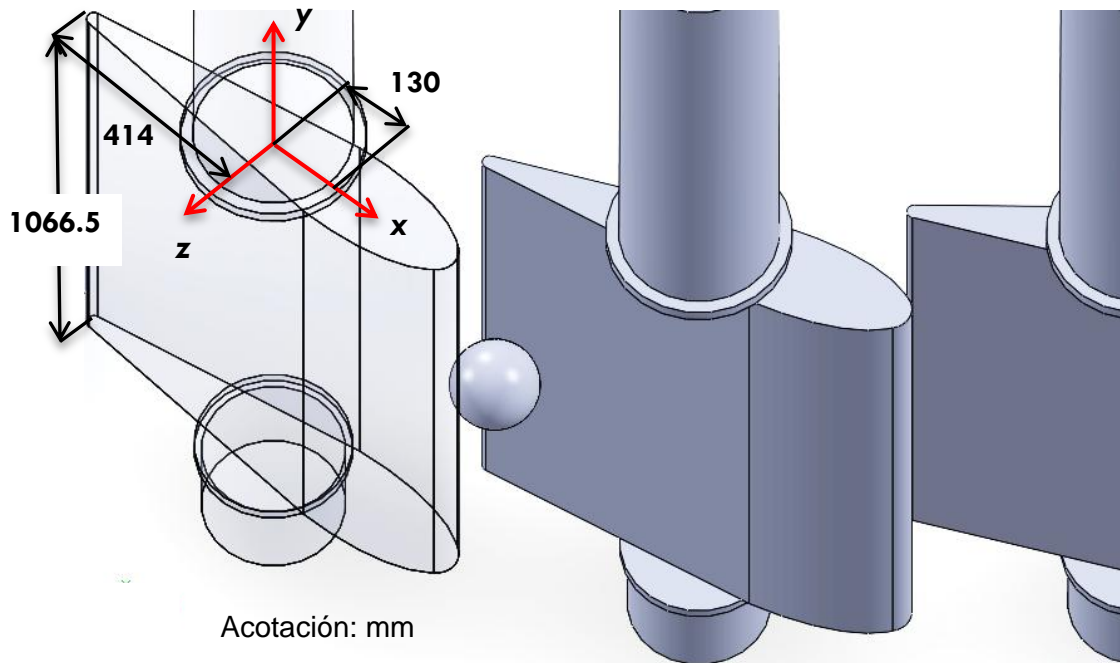


Fig. 3.19 Objeto extraño atorado entre los alabes al momento del cierre.

Consideraciones de cálculo para impacto:

- Se considerará al alabe como una viga en voladizo
- El punto empotrado será el eje del alabe.
- La fuerza se aplicará en sus extremos mas alejados para obtener el máximo momento transmitido al eje; esto es en la cola y cabeza del alabe.

Pasos para el cálculo de la fuerza de impacto en el alabe:

- Se obtendrá la ecuación. de la elástica, para una viga en voladizo con altura variable y ancho constante sometida a carga concentrada en el extremo libre
- Se obtendrá la ecuación de la fuerza estática equivalente, a la fuerza dinámica de impacto.
- Se obtendrán los datos necesarios para realizar el cálculo del Momento transmitido al eje del alabe.

1) Ecuación de la elástica.

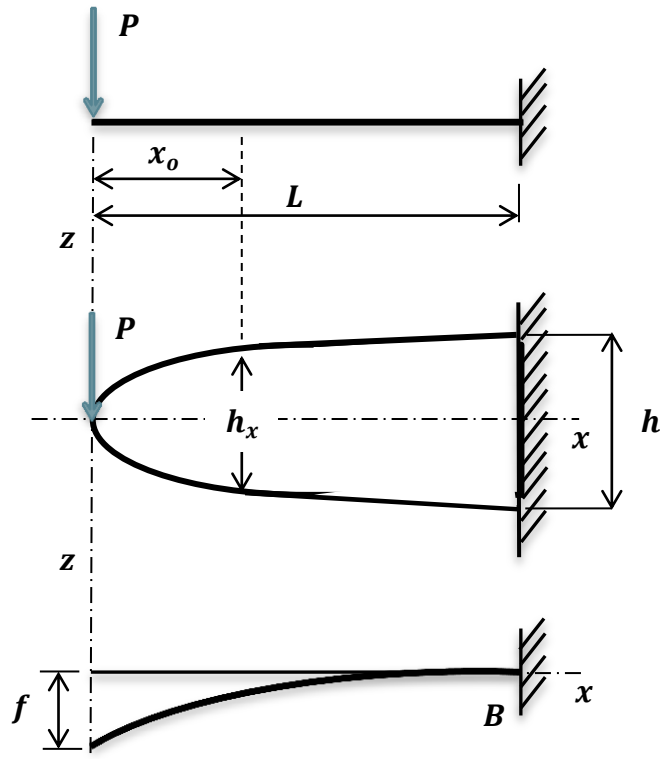


Fig. 3.20 Representación del alabe cargado como una viga en voladizo.

- La altura del alabe en la dirección de “y” es el ancho de la viga en voladizo  $b = 1,066.5 \text{ m}$
- El ancho del alabe en la dirección “z”, en la sección por donde pasa el centro del eje, es la altura de la viga en sección de empotramiento  $h = 128.52 \text{ mm}$

La ecuación que define la forma del alabe en la Punta es  $X = mZ^3$ , que corresponde a una recta inclinada:

$$x_o = mh_x^3$$

$$L = mh^3$$

Igualando y despejando para  $h_x^3$  obtenemos una ecuación que define la variación de  $h$  a cualquier distancia  $x_o$  del eje en la Punta.

$$h_x = h \left( \frac{x_o}{L} \right)^{1/3}$$

La ecuación que define la forma del alabe en la Cola es  $X = nZ^2$ , que corresponde a una recta inclinada:

$$x_o = nh_x^2$$

$$L = nh^2$$

Igualando y despejando para  $h_x$  obtenemos una ecuación que define la variación de  $h$  a cualquier distancia  $x_o$  del eje en la Cola.

$$h_x = h \left( \frac{x_o}{L} \right)^{1/2}$$

Tenemos que el momento en “y”:

$$M_y = -Px_o$$

Y de la ecuación 11, para una sección rectangular una inercia en “y”:

$$I_y = \frac{1}{12}bh_x^3$$

a) Ahora calculamos la ecuación de la elástica para la Punta:

$$z'' = \frac{M_y}{EI_y} = -\frac{Px_o}{E \frac{1}{12}bh_x^3} = -\frac{Px_o}{E \frac{1}{12}b \frac{h^3}{L^{3/3}} x_o^{3/3}} = -\frac{12PL}{Ebh^3}$$

$$z' = -\frac{12PL}{Ebh^3} x_o + C_1$$

$$z = -\frac{12PL}{Ebh^3} \frac{x_o^2}{2} + C_1 x_o + C_2 = -\frac{6PL}{Ebh^3} x_o^2 + C_1 x_o + C_2$$

Tomando condiciones de frontera  $z'(L) = 0$ ;  $z(L) = 0$

$$z'(L) = 0; \quad -\frac{12PL}{Ebh^3} L + C_1 = 0 \quad \rightarrow C_1 = \frac{12PL^2}{Ebh^3}$$

$$z(L) = 0; \quad -\frac{6PL}{Ebh^3} L^2 + \frac{12PL^2}{Ebh^3} L + C_2 = 0 \quad \rightarrow C_2 = -\frac{6PL^3}{Ebh^3}$$

Finalmente la ecuación de la elástica para la Punta:

$$\delta_{Punta} = z = -\frac{6PL}{Ebh^3} x_o^2 + \frac{12PL^2}{Ebh^3} x_o - \frac{6PL^3}{Ebh^3}$$

b) Ahora calculamos la ecuación de la elástica para la Cola:

$$z'' = \frac{M_y}{EI_y} = -\frac{Px_o}{E \frac{1}{12} bh_x^3} = -\frac{Px_o}{E \frac{1}{12} b \frac{h^3}{L^{3/2}} x_o^{3/2}} = -\frac{12PL^{3/2}}{Ebh^3 x_o^{1/2}}$$

$$z' = -\frac{12PL^{3/2}}{Ebh^3} 2x_o^{1/2} + C_1$$

$$z = -\frac{24PL}{Ebh^3} \frac{2x_o^{3/2}}{3} + C_1 x_o + C_2$$

Tomando condiciones de frontera  $z'(L) = 0$ ;  $z(L) = 0$

$$z'(L) = 0; \quad -\frac{24PL^{3/2}}{Ebh^3} L^{1/2} + C_1 = 0 \quad \rightarrow C_1 = \frac{24PL^2}{Ebh^3}$$

$$z(L) = 0; \quad -\frac{16PL^{3/2}}{Ebh^3} L^{3/2} + \frac{24PL^2}{Ebh^3} L + C_2 = 0 \quad \rightarrow C_2 = -\frac{8PL^3}{Ebh^3}$$

Finalmente la ecuación de la elástica para la Cola:

$$\delta_{Cola} = z = -\frac{16PL^{3/2}}{Ebh^3} x_o^{3/2} + \frac{24PL^2}{Ebh^3} x_o - \frac{8PL^3}{Ebh^3}$$

2) Ecuación de la fuerza estática equivalente.

- Tomando la ecuación 12 Energía cinética antes del impacto.
- La ecuación 13 Trabajo de una carga estática equivalente aplicada lentamente.
- La ecuación.14. Fuerza de un resorte a ser deformado, donde el resorte será el alabe.

Despejando para la carga estática equivalente de impacto  $F$  :

$$F^2 = 2klW + 2k\delta W = 2lkW + 2WF$$

$$F^2 - 2WF - 2lkW = 0$$

Utilizando la ecuación 15 tenemos que:

$$F = W + W \sqrt{1 + \frac{2lk}{W}} = W \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{2lk}{W}} \right)$$

Donde:

$P$  = Fuerza del alabe, transmitida por el momento y la distancia al objeto de impacto.

$l$  = Distancia recorrida por el alabe antes del impacto



### 3) Momento transmitido al eje del alabe

Para la inercia en el eje "y", se calcula el momento de inercia de la sección eje del alabe:

$$I_y = \frac{1}{12}bh^3 = \frac{1}{12}(1,066.5)(128.52)^3 = 188,665,184.38773 \text{ mm}^4 = \mathbf{188.665 \times 10^{-6} \text{ m}^4}$$

Para una carga en el extremo mas alejado del eje del alabe tenemos que  $x_o = 0$

$$\delta_{Punta} = z = -\frac{6PL}{Eb^3h^3}x_o^2 + \frac{12PL^2}{Eb^3h^3}x_o - \frac{6PL^3}{Eb^3h^3} = -\frac{6PL^3}{Eb^3h^3}$$

$$\delta_{Cola} = z = -\frac{16PL^{3/2}}{Eb^3h^3}x_o^{3/2} + \frac{24PL^2}{Eb^3h^3}x_o - \frac{8PL^3}{Eb^3h^3} = -\frac{8PL^3}{Eb^3h^3}$$

Y sustituyendo en ecuación 14 y sustituyendo la ecuación 11:

$$k_{Punta} = \frac{P}{\delta_{Punta}} = \frac{Eb^3h^3}{6L^3} = \frac{EI_y}{72L^3}$$

$$k_{Cola} = \frac{P}{\delta_{Cola}} = \frac{Eb^3h^3}{8L^3} = \frac{EI_y}{96L^3}$$

Donde  $L$  es la distancia del eje al punto de impacto máximo, para cada parte del alabe:

$L_{Punta} = 404 \text{ mm}$  Distancia máxima del eje, al punto de impacto en la Punta del alabe.

$L_{Cola} = 414 \text{ mm}$  Distancia máxima del eje, al punto de impacto en la cola del alabe.

Y además:

$E = 201,330 \text{ MPa} = 20,529,942,228 \text{ Kgf/m}^2$  para el alabe JIS G5121 – SCS1

Sustituyendo para la ecuación de la fuerza estática equivalente de impacto:

$$F_{Punta} = P \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{IEI_y}{36PL_{Punta}^3}} \right)$$

$$F_{Cola} = P \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{IEI_y}{48PL_{Cola}^3}} \right)$$

Tendremos 4 casos de estudio, para el impacto al cierre durante el trabajo normal:

- Cierre durante la apertura total:

$$P_{Punta-Apertura} = \frac{Mn_{alabe-Apertura}}{L_{Punta}} = \frac{6,298.88 \text{ Kgf} \cdot m}{0.404 \text{ m}} = 15,591.3 \text{ Kgf}$$

$$P_{Cola-Apertura} = \frac{Mn_{alabe-Apertura}}{L_{Cola}} = \frac{6,298.88 \text{ Kgf} \cdot m}{0.414 \text{ m}} = 15,214.7 \text{ Kgf}$$

Para esta posición tenemos que la distancia recorrida por el alabe es:

$$l_{Apertura} = 0$$

$$F_{I-Punta-Apertura} = 18,149 (1 + \sqrt{1}) = 31,182.6 \text{ Kgf}$$

$$F_{I-Cola-Apertura} = 17,710.63 (1 + \sqrt{1}) = 30,429.4 \text{ Kgf}$$

Que sería el caso de un impacto instantáneo, donde el objeto ya se encuentra en contacto con el alabe antes de la orden de cierre.

- Cierre durante el Alineamiento de los centros

$$P_{Punta-Alineamiento} = \frac{Mn_{alabe-Alineamiento}}{L_{Punta}} = \frac{5,542.27 \text{ Kgf} \cdot m}{0.404 \text{ m}} = \mathbf{13,718.5 \text{ Kgf}}$$

$$P_{Cola-Alineamiento} = \frac{Mn_{alabe-Alineamiento}}{L_{Cola}} = \frac{5,542.27 \text{ Kgf} \cdot m}{0.414 \text{ m}} = \mathbf{13,387.1 \text{ Kgf}}$$

Para esta posición tenemos que la distancia recorrida por el alabe es:

$$l_{Total} = \frac{322}{2} = \mathbf{161 \text{ mm}}$$

$$l_{Alineamiento} = l_{Total} - \frac{169.8}{2} = \mathbf{76.1 \text{ mm}}$$

En la Punta:

$$F_{I-Punta-Alineamiento} = 13,718.5 \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{0.0761 \times 2.0529 \times 10^9 \times 188.665 \times 10^{-6}}{36 \times 13,718.5 \times 0.404^3}} \right)$$

$$= \mathbf{57,211.3 \text{ Kgf}}$$

En la Cola:

$$F_{I-Cola-Alineamiento} = 13,387.1 \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{0.0761 \times 2.0529 \times 10^9 \times 188.665 \times 10^{-6}}{48 \times 13,387.1 \times 0.414^3}} \right)$$

$$= \mathbf{49,962.3 \text{ Kgf}}$$

- Cierre durante la posición de 45°

$$P_{Punta-45^\circ} = \frac{Mn_{alabe-45^\circ}}{L_{Punta}} = \frac{4,780.34 \text{ Kgf} \cdot m}{0.404 \text{ m}} = \mathbf{11,832.5 \text{ kgf}}$$

$$P_{Cola-45^\circ} = \frac{Mn_{alabe-45^\circ}}{L_{Cola}} = \frac{4,780.34 \text{ Kgf} \cdot m}{0.414 \text{ m}} = \mathbf{11,546.7 \text{ Kgf}}$$

Para esta posición tenemos que la distancia recorrida por el alabe es:

$$l_{Total} = \frac{322}{2} = \mathbf{161 \text{ mm}}$$

$$l_{45^\circ} = l_{Total} - \frac{85.76}{2} = \mathbf{118.12 \text{ mm}}$$

En la Punta:

$$F_{I-Punta-45^\circ} = 11,832.5 \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{0.1181 \times 2.0529 \times 10^9 \times 188.665 \times 10^{-6}}{36 \times 11,832.5 \times 0.404^3}} \right)$$

$$= \mathbf{61,027.4 \text{ Kgf}}$$

En la Cola:

$$F_{I-Cola-45^\circ} = 11,546.7 \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{0.1181 \times 2.0529 \times 10^9 \times 188.665 \times 10^{-6}}{48 \times 11,546.7 \times 0.414^3}} \right)$$

$$= \mathbf{52,584.3 \text{ Kgf}}$$

- Cierre total

$$P_{Punta-Cierre} = \frac{Mn_{alabe-Cierre}}{L_{Punta}} = \frac{3,525.77 \text{ Kgf} \cdot m}{0.404 \text{ m}} = \mathbf{8,727.15 \text{ Kgf}}$$

$$P_{Cola-Cierre} = \frac{Mn_{alabe-Cierre}}{L_{Cola}} = \frac{3,525.77 \text{ Kgf} \cdot m}{0.414 \text{ m}} = \mathbf{8,516.35 \text{ Kgf}}$$

Para esta posición tenemos que la distancia recorrida por el alabe es:

$$l_{Total} = \frac{322}{2} = \mathbf{161 \text{ mm}}$$

En la Punta:

$$F_{I-Punta-Cierre} = 8,727.15 \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{0.161 \times 2.0529 \times 10^9 \times 188.665 \times 10^{-6}}{36 \times 8,727.15 \times 0.404^3}} \right)$$
$$= 57,397.2 \text{ Kgf}$$

En la Cola:

$$F_{I-Cola-Cierre} = 8,516.35 \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{0.161 \times 2.0529 \times 10^9 \times 188.665 \times 10^{-6}}{48 \times 8,516.35 \times 0.414^3}} \right)$$
$$= 48,911.7 \text{ Kgf}$$

La fuerza mínima de impacto a la que el perno debe fallar es entonces:

$$F_{I-Punta-Apertura} = 31,182.6 \text{ Kgf}$$

$$F_{I-Cola-Apertura} = 30,429.4 \text{ Kgf}$$

El torsor mínimo de impacto:

$$M_{iPunta} = F_{I-Punta} L_{Punta} = 31,182.6 \times 0.404 = 12,597.4 \text{ Kgf.m}$$

$$M_{iCola} = F_{I-Cola} L_{Cola} = 30,429.4 \times 0.414 = 12,597.8 \text{ Kgf.m}$$

Las fuerzas transmitidas mínimas de impacto, Aplicando las ecuaciones I, II, III:

$$Ri_{Cuña} = \frac{M_{I-Min}}{R_{a-c}} = \frac{12,597.4}{0.12} = 104,980 \text{ Kgf}$$

$$Ri_{Fusible} = \frac{M_{I-Min}}{R_{a-p}} = \frac{12,597.4}{0.27} = 46,658 \text{ Kgf}$$

$$Ri_{Biela} = \frac{M_{I-Min}}{R_{a-b}} \text{ Sen } \beta = \frac{12,597.4}{0.695} \text{ Sen } 86.81^\circ = 18,100 \text{ Kgf}$$

Tabulamos resultados:

Reacción	Fuerzas de Reacción en <i>Kgf</i> y Momentos en <i>Kgf.m</i>			
	Hidráulica del Anillo Sin Carga <i>n</i>			
	Apertura	Alineado	45°	Cierre
<b><i>Rn<sub>Biela</sub></i></b>	9,077.2	8,014.5	6,925.1	5,073.3
<b><i>Rn<sub>Fusible</sub></i></b>	23,329.2	20,526.9	17,704.9	13,058.4
<b><i>Rn<sub>Cuña</sub></i></b>	52,490.6	46,185.6	39,836.1	29,381.4
<b><i>Mn<sub>Alabe</sub></i></b>	6,298.88	5,542.27	4,780.34	3,525.77
	Hidráulica del Anillo Con Carga Máxima <i>t</i>			
	Apertura	Alineado	45°	Cierre
	<b><i>Rt<sub>Biela</sub></i></b>	10,566.3	11,967.0	13,850.0
<b><i>Rt<sub>Fusible</sub></i></b>	<b>27,156.3</b>	<b>30,650.0</b>	<b>35,530.4</b>	<b>48,661.1</b>
<b><i>Rt<sub>Cuña</sub></i></b>	61,101.6	68,962.5	79,943.3	109,487.5
<b><i>Mt<sub>Alabe</sub></i></b>	7,332.2	8,275.5	9,593.2	13,138.5

Tabla 3.1 Fuerzas y momentos resultantes con y sin carga

Reacción	Fuerzas de Reacción en <i>Kgf</i> y Momentos en <i>Kgf.M</i>		
	Hidrostática en Cierre <i>h</i>	Real en Cierre <i>r</i>	Impacto Mínimo <i>i</i>
<b><i>Rx<sub>Biela</sub></i></b>	4,217.7	8,386.8	18,100
<b><i>Rx<sub>Fusible</sub></i></b>	10,857.3	<b>21,587.4</b>	46,658
<b><i>Rx<sub>Cuña</sub></i></b>	24,429.0	48,571.7	104,980
<b><i>Mx<sub>Alabe</sub></i></b>	2,931.48	5,828.6	12,597.4

Tabla 3.2 Fuerzas y momentos resultantes por otros factores

La fuerza máxima a la que esta sujeto el perno antes de fallar se obtiene de la tabla de hidráulica del anillo con carga máxima, se calcula una media sumando los valores máximos.

La media de las fuerzas de carga máxima es de:

$$Rt_{Fusible-media} = 35,499.4 \text{ Kgf}$$

### 3.2 CÁLCULO DE ESFUERZOS RESULTANTES

Se analizarán los esfuerzos resultantes en los elementos y secciones críticas, al momento de una trabadura en el sistema, con las fuerzas mínimas de impacto, pues ahí es cuando deberá fallar el perno fusible:

- Cuña
- Perno Fusible
- Perno Unión
- Perno excéntrico
- Y los soportes donde van alojados: Alabe, Boss, Manivela, Biela y Anillo de mando

Primero debemos saber los límites de fluencia a tensión y compresión para cada elemento, y calcular en base a la teoría de la energía de distorsión (Von Mises), para materiales dúctiles, el límite de fluencia a cortantes.

Recordando que un material se considera dúctil siempre que la deformación unitaria de falla  $\epsilon_f \geq 0.05$ , Entonces podemos calcular el límite de fluencia para esfuerzos cortantes:

$$\tau_{Perm} = 0.577 S_y$$

Elemento	Material	$S_y = \sigma_{Perm}$	$\epsilon_f$	$\tau_{Perm}$
<b>Alabe</b>	SCS1	4,570 $Kgf/cm^2$	0.16	2,636.9 $Kgf/cm^2$
<b>Cuña</b>	S45C N	3,500 $Kgf/cm^2$	0.20	2,019.5 $Kgf/cm^2$
<b>Boss</b>	SC49	2,855 $Kgf/cm^2$	0.22	1,647.7 $Kgf/cm^2$
<b>Perno fusible original</b>	<b>S35C N</b>	<b>3,100 <math>Kgf/cm^2</math></b>	<b>0.23</b>	<b>1,788.7 <math>Kgf/cm^2</math></b>
<b>Manivela</b>	SS41	2,193 $Kgf/cm^2$	0.23	1,265.36 $Kgf/cm^2$
<b>Perno unión</b>	S25C N	2,700 $Kgf/cm^2$	0.27	1,557.9 $Kgf/cm^2$
<b>Biela</b>	SS41	2,193 $Kgf/cm^2$	0.23	1,265.36 $Kgf/cm^2$
<b>Perno excéntrico</b>	S25C N	2,700 $Kgf/cm^2$	0.27	1,557.9 $Kgf/cm^2$
<b>Anillo de mando</b>	SM41A	2,200 $Kgf/cm^2$	0.24	1,269.4 $Kgf/cm^2$

Tabla 3.3 Límites de fluencia para los elementos

Ahora calculamos los esfuerzos en cada elemento debido al impacto mínimo:

### I. Cuña

- En la cuña actúan dos esfuerzos, uno de corte y otro de compresión.
- Además este esfuerzo de compresión, afecta al alabe y al elemento de mando (Boss).

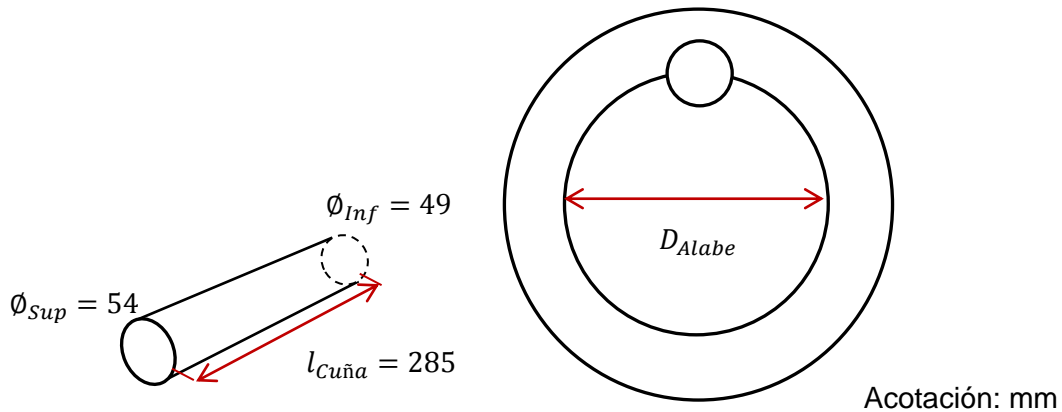


Fig.3.18 Cuña acoplada, unión Alabe - Boss

a) Esfuerzo cortante de la cuña, ecuación 17:

Primero calculamos el área de corte de la cuña:

$$A_{S-Cuña} = l_{Cuña} \left[ (\phi_{Inf}) + 2 \frac{(\phi_{Sup} - \phi_{Inf})}{4} \right] = l_{Cuña} \left( \frac{\phi_{Sup} + \phi_{Inf}}{2} \right) = 28.5 \left( \frac{5.4 + 4.9}{2} \right)$$

$$A_{S-Cuña} = 146.775 \text{ cm}^2$$

$$\tau_{Cuña} = \frac{Ri_{Cuña}}{A_{S-Cuña}} = \frac{104,980}{146.775} = 715.25 \text{ Kg/cm}^2$$



b) Esfuerzo de compresión o de apoyo de la cuña, ecuación 16:

Primero calculamos el área de compresión de la cuña:

$$A_{c-Cuña} = l_{Cuña} \frac{\left[ (\phi_{Inf}) + 2 \frac{(\phi_{Sup} - \phi_{Inf})}{4} \right]}{2} = l_{Cuña} \left( \frac{\phi_{Sup} + \phi_{Inf}}{4} \right) = 28.5 \left( \frac{5.4 + 4.9}{4} \right)$$

$$A_{c-Cuña} = 73.3875 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{Cuña} = \frac{Ri_{Cuña}}{A_{c-Cuña}} = \frac{104,980}{73.3875} = 1,430.5 \text{ Kgf/cm}^2$$

c) Esfuerzo de aplastamiento en el alabe y el Boss debido a la cuña:

El cual es el mismo que se calculo para la cuña:

$$\sigma_{Boss-Cuña} = \sigma_{Alabe-Cuña} = \sigma_{Cuña} = 1,430.5 \text{ Kgf/cm}^2$$

## II. Perno Fusible

- Para los elementos que sujetan al perno fusible se tendrán esfuerzos; por aplastamiento y por cortante en los bordes.
- Para el perno fusible se tendrán esfuerzos; por aplastamiento y por cortante

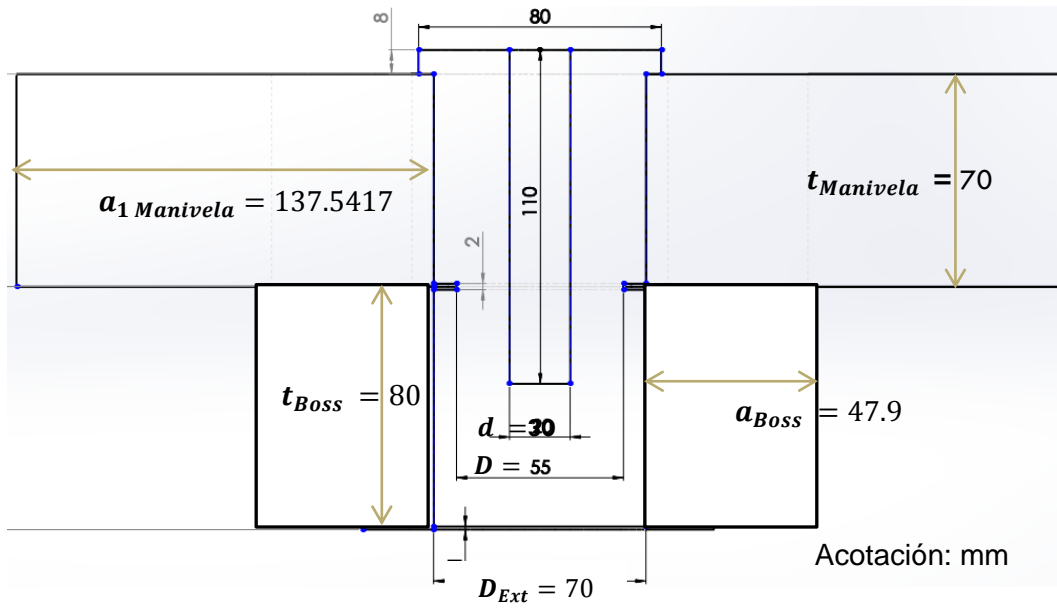


Fig.3.19 Perno fusible acoplado, unión Boss – Manivela

- a) Esfuerzo de aplastamiento en los apoyos del perno fusible, ecuación 16:

Para el Boss, calculamos el área con la ecuación 07

$$\sigma_{Boss-Fusible} = \frac{Ri_{Fusible}}{t_{Boss} D_{Ext}} = \frac{46,658}{8 \times 7} = 833.18 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para la Manivela, calculamos el área con la ecuación 07

$$\sigma_{Manivela-Fusible} = \frac{Ri_{Fusible}}{t_{Manivela} D_{Ext}} = \frac{46,658}{7 \times 7} = 952.2 \text{ Kgf/cm}^2$$

- b) Esfuerzo de aplastamiento en el perno fusible

Seria el mismo esfuerzo de aplastamiento que se calculó anteriormente, pero ahora sobre el perno fusible.

Debido al contacto con el Boss:

$$\sigma_{Fusible-Boss} = 833.18 \text{ Kgf/cm}^2$$

Debido al contacto con la Manivela:

$$\sigma_{Fusible-Manivela} = 952.2 \text{ Kgf/cm}^2$$

c) Esfuerzo cortante en el perno fusible, ecuación 17:

Primero calculamos el área de corte del fusible con la ecuación 09

$$A_{s-Fusible} = \frac{\pi}{4} (D_{Ext}^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} [(5.5)^2 - (3)^2] = 16.68971 \text{ cm}^2$$

$$\tau_{Fusible} = \frac{Ri_{Fusible}}{A_{s-Fusible}} = \frac{46,658}{16.68971} = 2,795.61 \text{ Kgf/cm}^2$$

d) Cortantes en los bordes, ecuación 17:

Tanto en la Manivela como en el Boss, se tendrán dos esfuerzos cortantes en los bordes.

En el Boss, calculamos el área con la ecuación 07

$$\tau_{Boss} = \frac{Ri_{Fusible}}{a_{Boss} t_{Boss}} = \frac{46,658}{4.79 \times 8} = 1,217.6 \text{ Kgf/cm}^2$$

En la Manivela, calculamos el área con la ecuación 07

$$\tau_{Manivela} = \frac{Ri_{Fusible}}{a_{1 Manivela} t_{Manivela}} = \frac{46,658}{13.75417 \times 7} = 484.6 \text{ Kgf/cm}^2$$

### III. Perno Unión

- Para los elementos que sujetan al perno unión se tendrán esfuerzos; por aplastamiento, por cortante en los bordes y de fluencia por la tensión en el agujero de la biela.
- Para el perno unión se tendrán esfuerzos; por aplastamiento y por cortante

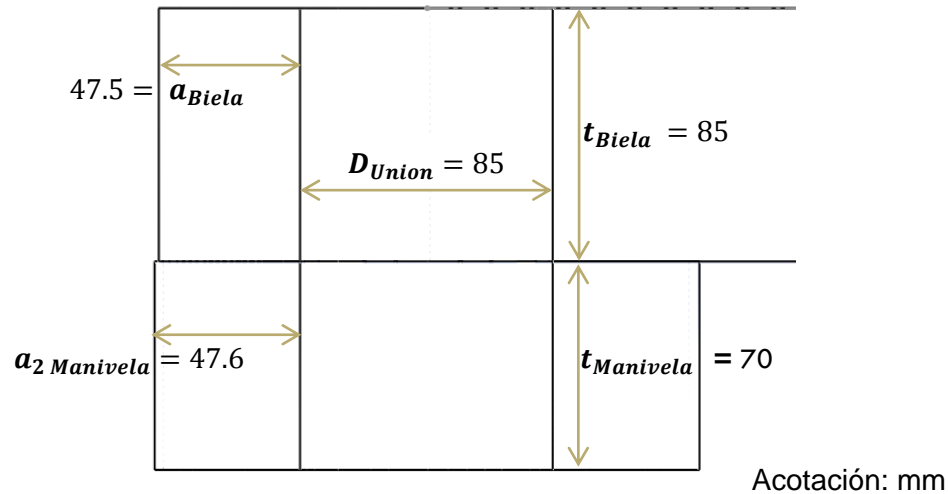


Fig.3.20 Perno Unión acoplado, unión Manivela-Biela

- a) Esfuerzo de aplastamiento en los apoyos del Perno Unión, ecuación 16:

Para la Manivela, calculamos área con la ecuación 07

$$\sigma_{Manivela-Union} = \frac{Ri_{Biela}}{t_{Manivela} D_{Union}} = \frac{18,100}{7 \times 8.5} = 304.2 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para la Biela, calculamos área con la ecuación 07

$$\sigma_{Biela-Union} = \frac{Ri_{Biela}}{t_{Biela} D_{Union}} = \frac{18,100}{8.5 \times 8.5} = 250.5 \text{ Kgf/cm}^2$$

b) Esfuerzo de aplastamiento en el Perno Unión

Sería el mismo esfuerzo de aplastamiento que se calculó anteriormente, pero ahora sobre el Perno Unión.

Debido al contacto con la Manivela:

$$\sigma_{Union-Manivela} = 304.2 \text{ Kgf/cm}^2$$

Debido al contacto con la Biela:

$$\sigma_{Union-Biela} = 250.5 \text{ Kgf/cm}^2$$

c) Esfuerzo cortante en el Perno Unión, ecuación 17:

Primero calculamos el área de corte del Perno Unión con la ecuación 05

$$A_{s-Union} = \frac{\pi}{4} D_{Union}^2 = \frac{\pi}{4} (8.5)^2 = 56.745 \text{ cm}^2$$

$$\tau_{Fusible} = \frac{Ri_{Biela}}{A_{s-Union}} = \frac{18,100}{56.745} = 319 \text{ Kgf/cm}^2$$

d) Cortantes en los bordes. ecuación 17:

Tanto en la Manivela como la Biela, se tendrán dos esfuerzos cortantes en los bordes.

En la Biela, calculamos área con la ecuación 07

$$\tau_{Biela} = \frac{Ri_{Biela}}{a_{Biela} t_{Biela}} = \frac{18,100}{47.5 \times 8.5} = 44.83 \text{ Kgf/cm}^2$$

En la Manivela, calculamos área con la ecuación 07

$$\tau_{Manivela} = \frac{Ri_{Biela}}{a_{2Manivela} t_{Manivela}} = \frac{18,100}{47.6 \times 7} = 54.32 \text{ Kgf/cm}^2$$

e) Esfuerzo de fluencia por tensión en la Biela, ecuación 16:

Calculamos área con la ecuación 07

$$\sigma_{Biela} = \frac{Ri_{Biela}}{(b_{Biela} - D_{Union})t_{Biela}} = \frac{18,100}{(18 - 9) \times 8.5} = 236.6 \text{ Kgf/cm}^2$$

#### IV. Perno excéntrico

- Para los elementos que sujetan al perno excéntrico se tendrán esfuerzos; por aplastamiento, por cortante en los bordes.
- Para el perno excéntrico se tendrán esfuerzos; por aplastamiento y por cortante

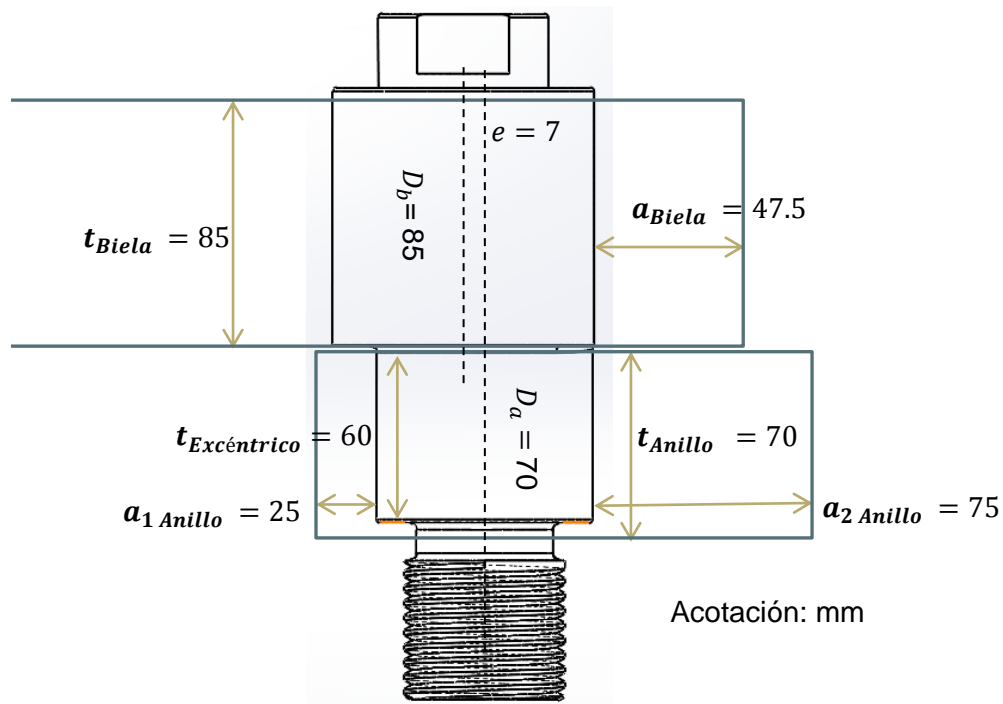


Fig.3.21 Perno Excéntrico acoplado, unión Biela – Anillo de Mando

a) Esfuerzo de aplastamiento en los apoyos del Perno Excéntrico, ecuación 16:

Primero para la Biela, calculamos área con la ecuación 07

$$\sigma_{Biela-Excéntrico} = \frac{Ri_{Biela}}{t_{Biela} D_b} = \frac{18,100}{8.5 \times 8.5} = 250.5 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para el Anillo de Mando, calculamos área con la ecuación 07:

$$\sigma_{Anillo-Excéntrico} = \frac{Ri_{Biela}}{t_{Excéntrico} D_a} = \frac{18,100}{6 \times 8.5} = 354.9 \text{ Kgf/cm}^2$$

b) Esfuerzo de aplastamiento en el Perno Excéntrico

Seria el mismo esfuerzo de aplastamiento que se calculó anteriormente, pero ahora sobre el Perno Excéntrico.

$$\sigma_{Excéntrico-Biela} = 250.5 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{Excéntrico-Anillo} = 354.9 \text{ Kgf/cm}^2$$

c) Esfuerzo cortante en el Perno Excéntrico, ecuación 17:

Primero calculamos el área del Perno Excéntrico con la ecuación 05

$$A_{S-Excéntrico} = \frac{\pi}{4} D_a^2 = \frac{\pi}{4} (7)^2 = 38.4845 \text{ cm}^2$$

$$\tau_{Fusible} = \frac{Ri_{Biela}}{A_{S-Excéntrico}} = \frac{18,100}{38.4845} = 470.3 \text{ Kgf/cm}^2$$

d) Cortantes en los bordes

Tanto en la Biela como en el Anillo, se tendrán dos esfuerzos cortantes en los bordes.

En la Biela, se calculó anteriormente cuando se estudió para el Perno Unión:

$$\tau_{Biela} = 44.83 \text{ Kgf/cm}^2$$

En el Anillo de Mando, calculamos área con la ecuación 07

$$\tau_{Anillo} = \frac{Ri_{Biela}}{a_{2Anillo} t_{Anillo}} = \frac{18,100}{7.5 \times 7} = 344.76 \text{ Kgf/cm}^2$$

Tabulamos los resultados para los esfuerzos más altos debido al impacto mínimo:

Elemento	Esfuerzo Cortante $Kgf/cm^2$	$\tau_{perm}$ $Kgf/cm^2$	Factor de seguridad $n_s = \frac{\tau_{perm}}{\tau}$
<b>Cuña</b>	715.25	2,019.5	2.8
<b>Boss</b>	1,217.6	1,647.7	1.35
<b>Perno fusible original</b>	2,795.6	1,788.7	0.64

Tabla 3.4 Esfuerzos Cortantes máximos en los elementos

Elemento	Esfuerzo Tensión $Kgf/cm^2$	$\sigma_{perm}$ $Kgf/cm^2$	Factor de seguridad $n_s = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma}$
<b>Cuña</b>	1,430.5	3,500	2.44
<b>Boss</b>	1,430.5	2,855	2
<b>Alabe</b>	1,430.5	4,570	3.2
<b>Manivela</b>	952.2	2,193	2.3
<b>Perno fusible original</b>	952.2	3,100	3.25

Tabla 3.5 Esfuerzos Normales máximos en los elementos



### 3.3 CALCULO DE FATIGA

Se estudiará como afecta la fatiga al funcionamiento del perno fusible, pues éste no debé fallar por fatiga durante su vida útil, solo por un cortante súbito en la trabadura del sistema. Se analizará si el perno fusible original fallaba debido a fatiga en 1980.

Para esto se considerará al perno fusible, como una viga en voladizo, expuesto a una fuerza flexionate.

Para un perno en cortante simple, las fuerzas en cada apoyo van incrementando su valor hasta el borde de la restricción donde alcanzan su valor límite:

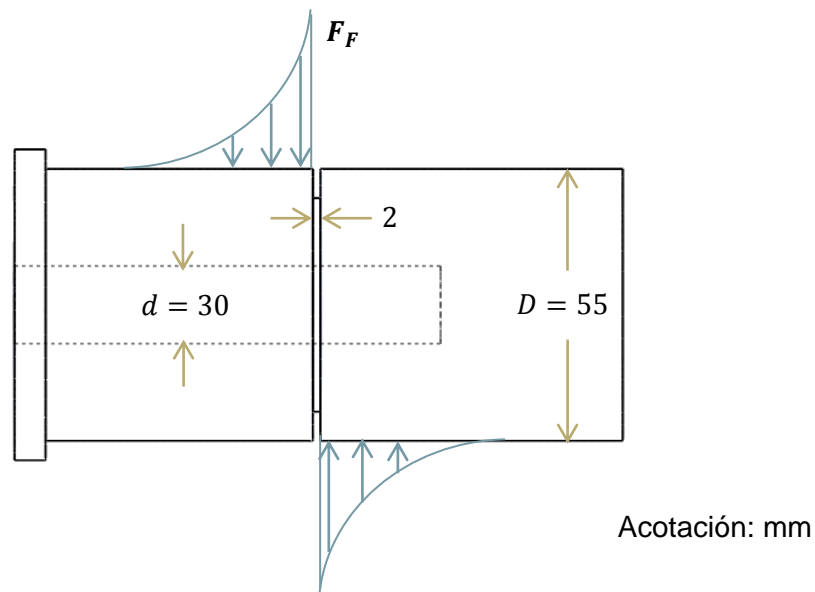


Fig. 3.22 Distribución de carga en el perno fusible.

Por lo que se pueden reemplazar por dos fuerzas puntuales, en los bordes de la restricción. Y tomar un extremo como empotrado y la longitud de la viga como  $L_F = 2 \text{ mm}$ .

De la ecuación 02:

$$M_F = F_F \times L_F$$

Donde:

$F_F$  = Es la fuerza cortante para el estudio de fatiga

$L_F = 2 \text{ mm}$  longitud de la viga

Y calcularemos el esfuerzo flexionante con:

$$\sigma_F = \frac{M_F c}{I}$$

Donde:

$I$  = momento de inercia de la sección transversal

$c = 27.5 \text{ mm}$  distancia mas lejana del eje neutro

Fuerzas para el estudio de fatiga:

$$Rr_{Fusible-Apertura} = 21,600 \text{ Kgf}$$

$$Rr_{Fusible-Cierre} = 35,000 \text{ Kgf}$$

Por lo que tendremos dos momentos flexionantes, máximo y mínimo:

$$M_{F-max} = 35,000 \times 0.2 = 7,000 \text{ Kgf} \cdot \text{cm}$$

$$M_{F-min} = 21,600 \times 0.2 = 4,320 \text{ Kgf} \cdot \text{cm}$$

Y el momento de inercia con la ecuación 09

$$I = \frac{\pi}{64} (5.5^4 - 3^4) = 40.9419 \text{ cm}^4$$

Y Finalmente dos esfuerzos flexionantes, máximo y mínimo:

$$\sigma_{F-max} = \frac{M_{F-max}c}{I} = \frac{7,000 \times 2.75}{44.13262726743} = 470.178 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{F-min} = \frac{M_{F-min}c}{I} = \frac{4,320 \times 2.75}{44.13262726743} = 290.167 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para carga simple fluctuante:

$$\sigma_{mo} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{436.185 + 261.727}{2} = 380.172 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 37.294916 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ao} = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| = \left| \frac{436.185 - 261.727}{2} \right| = 90 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 8.829 \text{ MPa}$$

Además se tiene un factor de concentración de esfuerzo para fatiga

$$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}} = 2.23876$$

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3$$

$$\sqrt{a} = 0.089896 ; \quad r = 1 \text{ mm} = 0.039370079 \text{ pulg}$$

$$k_t = 2.8 \dots\dots \text{De figura 7.1 en anexo}$$

Finalmente aplicamos  $k_f$  a ambos esfuerzos:

$$\sigma_m = 37.294916 \times 2.23876 = 83.4944 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 8.829 \times 2.23876 = 19.766 \text{ MPa}$$

Calculamos el límite de resistencia a la fatiga  $S_e$  para el perno fusible original

Para eso debemos saber que la resistencia mínima de tensión para el acero S35C N, con que estaba hecho el perno fusible anteriormente.  $S_y = 31 \frac{Kgf}{mm^2} = 304.11 MPa$

$$S_{ut} = 5,200 \frac{Kgf}{cm^2} = 73.96 kpsi = 510 MPa$$

Además los factores que modifican a  $S_e$

$$S_e = \frac{k_a k_b k_e S_e'}{k_f} = 46.1905 MPa$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut} = 255 MPa$$

$$k_a = a S_{ut}^b = 4.51(510)^{-0.265} = 0.864312 \dots\dots \text{De Tabla 7.0 en anexo}$$

$$k_b = 1.51 d_e^{-0.157} = 1.51(55 \times 0.37)^{-0.157} = 0.623097 \dots\dots \text{De Fig. 7.0 en anexo}$$

$$k_e = 0.753 \dots\dots \text{De Tabla 7.1 en anexo}$$

Utilizando el criterio de Goodman-modificado para fallas:

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)} = 1.69$$

Utilizando el criterio de ASME-elíptica para fallas:

$$n_f = \frac{1}{\sqrt{(\sigma_a/S_e)^2 + (\sigma_m/S_y)^2}} = 1.96685$$

Lo que nos termina de confirmar que el perno fusible original, no fallaba por fatiga.

### 3.4 REDISEÑO DE PERNO FUSIBLE

Primero calculamos el esfuerzo resultante en el perno fusible debido a la acción de la fuerza real durante la apertura.

$$Rr_{Fusible} \cong 21,600 \text{ Kgf}$$

El perno fusible original (de fabrica) tenia un diámetro interno de 30 mm y un diámetro en la ranura de 5.5 cm, calculamos el esfuerzo bajo estas dimensiones.

$$A_{s-Fusible Ex} = \frac{\pi}{4} (5.5^2 - 3^2) = 16.6897 \text{ cm}^2$$

Esfuerzo resultante debido a la fuerza real en posición de cierre durante apertura en el perno fusible:

$$\tau = \frac{21,600}{16.6897} = 1,294.21 \text{ Kgf/cm}^2$$

Se calculó el factor de seguridad para el material S35C N, bajo estos esfuerzos.

$$\tau_{Perm} = 1,788.7 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$n_s = \frac{\tau_{Perm}}{\tau} = 1.38$$

El perno fusible original fallaba durante su funcionamiento en 1980, por lo que este factor de seguridad no cubrió los efectos dinámicos de la carga de agua.

Si tomamos como referencia la fuerza de trabadura promedio, a la que el perno fusible debé fallar, y a partir de esta fuerza calculamos un nuevo diámetro interno, tenemos:

$$d_{nuevo} = \sqrt{D_{Ext}^2 - \left[ \left( \frac{4}{\pi} \right) \left( \frac{Rt_{Fusible-media}}{\tau_{material\ nuevo}} \right) \right]}$$

**Donde:**

$d_{nuevo}$  = Nuevo diámetro interior para el barrenado del perno fusible

$D_{Ext}$  = 5.5 cm Diámetro de la ranura exterior del perno fusible

$Rt_{Fusible-media}$  = 35,499.4 Kgf Fuerza media de trabadura sobre el perno fusible

$\tau_{material\ nuevo}$  =  $0.577\sigma = 1,788.7 \text{ Kgf/cm}^2$  Conservando el material original

$$d_{nuevo} = \sqrt{5.5^2 - \left[ \left( \frac{4}{\pi} \right) \left( \frac{35,499.5}{1,788.7} \right) \right]} = 2.23 \text{ cm}$$

Con este nuevo diámetro estaríamos elevando el factor de seguridad a  $n_s = 1.65$  bajo la fuerza de trabajo real a la apertura  $Rr_{Fusible} \cong 21,600 \text{ Kgf}$ .

Este sería el diámetro interno óptimo para el perno fusible, debido a que la fuerza utilizada en el cálculo es la generada en una trabadura del sistema para romper al perno fusible y con esto proteger a los demás elementos. Además esta fuerza esta por encima de la fuerza de trabajo real durante la apertura del sistema. Y al estar en base a la fuerza de trabadura, toma en cuenta otros factores que podrían incrementar la fuerza resultante debido a la ventaja mecánica del anillo de mando, como son la acción dinámica del agua que produce sobrepresiones en la tubería forzada.

## CONCLUSIÓN

De los cálculos realizados en el presente proyecto puedo concluir que el problema de los pernos fusibles originales en 1980 (fallas continuas de los pernos fusibles) se debió a que los fabricantes basaron sus cálculos para el diseño del perno fusible en una fuerza tangencial al anillo de mando, sin tomar en cuenta factores como el efecto dinámico de la carga de agua, y que estos factores incrementarían la fuerza que el anillo transfiere al pernos fusible gracias a la ventaja mecánica. La solución de 1982 corrigió el problema anterior pero al ser empírica, ya que simplemente sustituyeron el material por uno de mayor resistencia pero sin realizar ningún cálculo, ocasiona que los pernos fusibles actuales no fallan como deberían, soportando mayor carga antes de fallar.

Además de los resultados obtenidos durante la realización del proyecto, en mi estancia como residente de la CHMMT se me brindó la oportunidad de poner en práctica mis conocimientos, así como de conocer las diferentes áreas de trabajo a nivel ingeniería y el ámbito laboral durante las jornadas de mantenimiento. También pude observar los diferentes obstáculos y desafíos diarios que hay que vencer para sacar adelante a una gran empresa como lo es CFE.

## RECOMENDACIONES

Se recomienda cambiar solamente el diámetro del agujero interior del perno fusible para modificar su resistencia a los esfuerzos cortantes, ya que si modifica la profundidad de la ranura exterior modificarán la resistencia al esfuerzo de flexión, y con esto obtener un funcionamiento no deseado del perno fusible.

Se recomienda conservar el material de fábrica para el perno fusible, esto para evitar más alteraciones a los parámetros de diseño original y conservar la integridad del equipo. Si es necesario cambiar el material del perno fusible se deben tomar en cuenta los cálculos de fuerzas y esfuerzos obtenidos anteriormente.

Finalmente, se recomienda la utilización de la ecuación siguiente para la fabricación de los pernos fusibles.

$$d_{nuevo} = \sqrt{D_{Ext}^2 - \left[ \left( \frac{4}{\pi} \right) \left( \frac{Rt_{Fusible-media}}{\tau_{material\ nuevo}} \right) \right]}$$

**Donde:**

$d_{nuevo}$  = *Nuevo diámetro interior para el barrenado del perno fusible*

$D_{Ext}$  = 5.5 cm *Diámetro de la ranura exterior del perno fusible*

$Rt_{Fusible-media}$  = 35,499.4 Kgf *Fuerza durante la trabadura sobre el perno fusible*

$\tau_{material\ nuevo}$  = [Kgf/cm<sup>2</sup>] *Esfuerzo permisible del material del perno fusible*



# REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES

## LIBROS

- Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Editorial Mc Graw Hill, 8 ed.
- Diseño de Maquinas, Hall, Holowenko, Laughlin
- Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas, Claudio Mataix, Editorial Alfaomega
- Mecánica de Materiales de Beer, Editorial Mc Graw Hill, 4 ed.
- Mecánica Vectorial para Ingenieros Estática, Beer, Editorial Mc Graw Hill, 8 ed.
- Manual de Formulas Técnicas, Kurt Gieck, Editorial Alfaomega, 19 ed.
- Marks Manual del Ingeniero Mecánico, Vol.1 y 2, Editorial Mc Graw Hill, 8 ed.

## PAGINAS DE INTERNET

- <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/dis1/>
- <http://www.nbk1560.com/technical/pdf/726-727.pdf>
- <http://ebw.eng-book.com/pdfs/2eb8538c904bc6650aa563ae1ef8fcfdc.pdf>
- <http://www.kikaikaihatu.com/data/20090316dat.htm>
- <http://www.ishiharashouji.jp/pdf/QA-M010.pdf>
- <http://www.chubukohan.co.jp/index/product/jis/jis01>
- <http://www.docin.com/p-117801009.html>

## ANEXOS

### Factor de acabado de la superficie. $k_a$

Los valores de  $a$  y  $b$  se obtienen de la tabla siguiente:

Acabado de superficie	Factor $a$ Kpsi (MPa)	Exponente $b$
Esmerilado (rectificado)	1.34(1.58)	- 0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70(4.51)	- 0.265
Laminado en caliente	14.4(57.7)	- 0.718
Forjado	39.9(272)	- 0.995

Tabla 7.0 Factores de acabado de superficie.

### Factor de tamaño. $k_b$

Para secciones circulares se tiene:

$$k_b = \begin{cases} 0.869d^{-0.112} & 0.3 \text{ pul} < d < 10 \text{ pul} \\ 1 & d \leq 0.3 \text{ pul} (8 \text{ mm}) \\ 1.189d^{-0.112} & 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \end{cases}$$

Fig. 7.0 Factores de acabado de superficie.

Para cargas axiales:  $k_b = 1$

Para tamaños mayores,  $k_b$  varía de 0.6 a 0.75 en flexión y torsión.

Para secciones rectangulares usar un diámetro efectivo  $d_e = 0.808(bh)^{1/2}$ .

### Factor de carga $k_c$

Este factor depende de la forma en que se aplica la carga. Los valores que se sugieren se dan en la siguiente tabla:

Tipo de carga	$k_c$	Resistencia última ( $S_{ut}$ )
Carga axial	0.923	$\leq 220$ kpsi (1520 MPa)
Carga axial	1	$>220$ kpsi (1520 MPa)
Flexión	1	-----
Torsión y cortante	0.577	-----

Tabla 7.1 Factores de carga.

### Factor de temperatura. $k_d$

Este factor depende de la temperatura de operación de los elementos mecánicos.

Temperatura $^{\circ}C$	$k_d$	Temperatura $^{\circ}F$	$k_d$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927

Tabla 7.2 Factores de temperatura.

### Factor de confiabilidad $k_e$

Este factor se refiere a la probabilidad de supervivencia de un material para un esfuerzo en particular.

Probabilidad de supervivencia, %	Factor de confiabilidad, $k_e$
50	1.00
90	0.90
95	0.87
99	0.82
99.9	0.75
99.99	0.70

Tabla 7.3 Factores de confiabilidad para seis probabilidades de supervivencia.

### Factor de concentración de esfuerzos. $k_t$

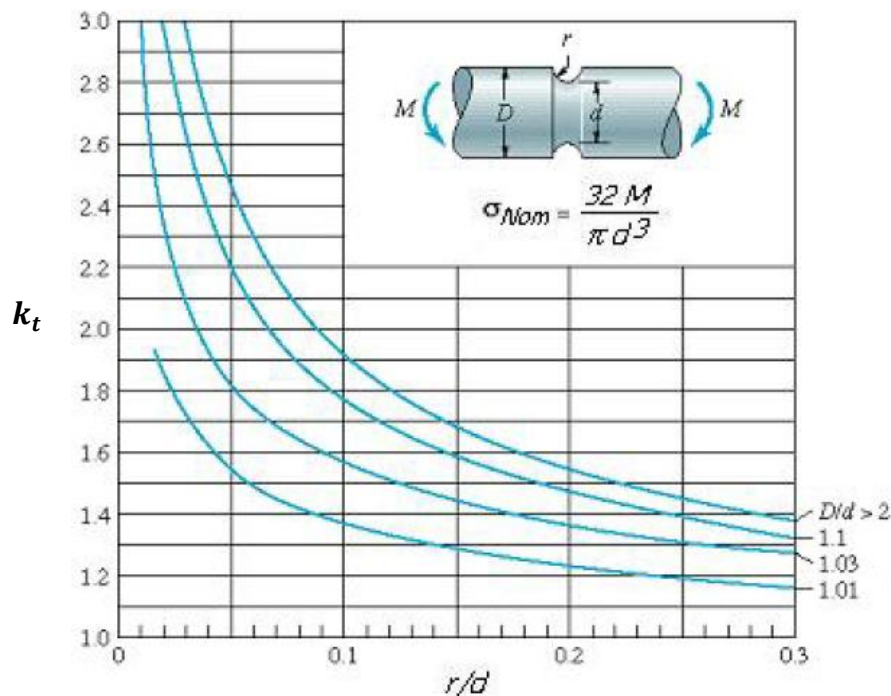


Fig. 7.1 Concentración de tensiones para eje con muesca sometido a flexión

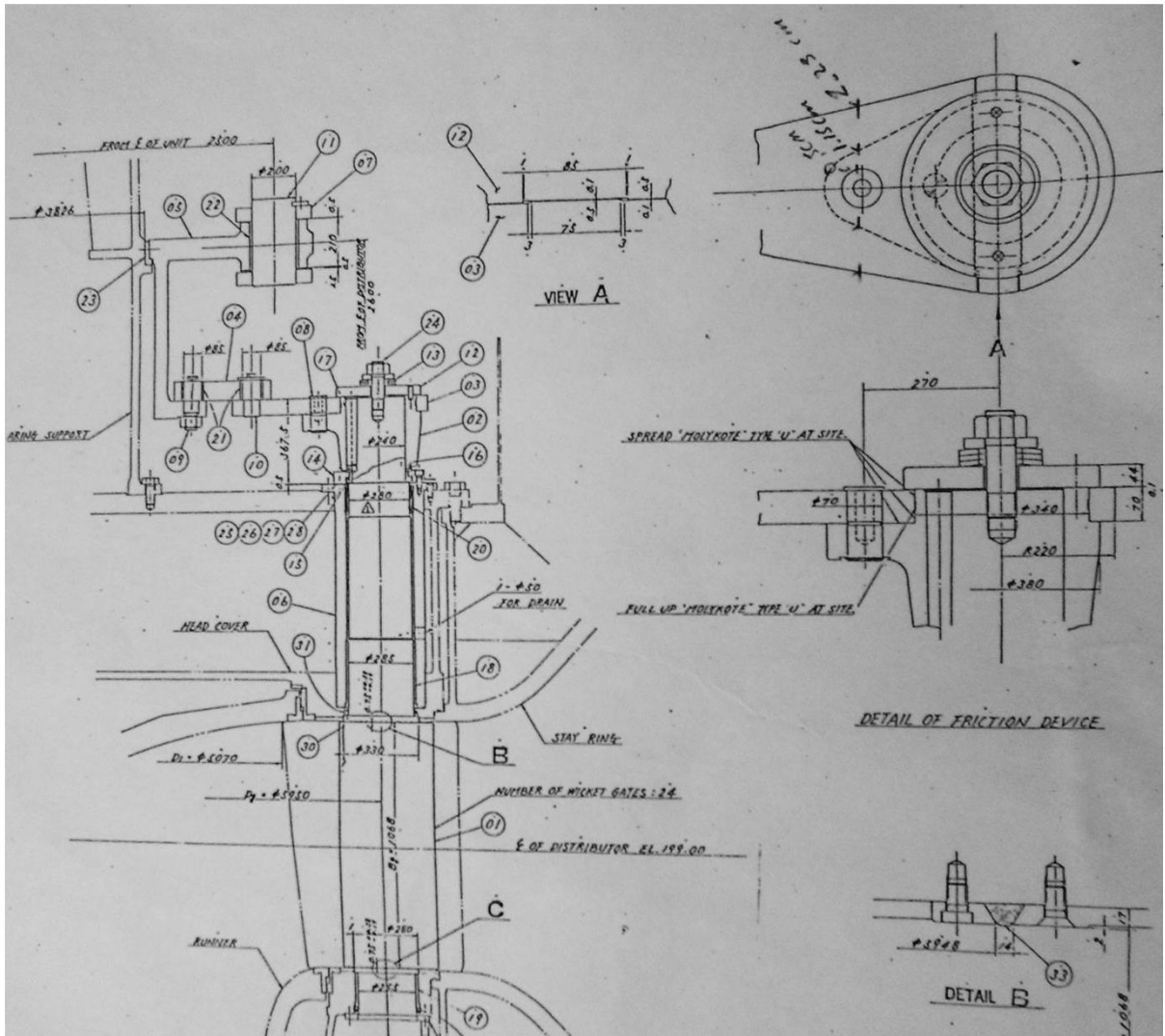


Fig.7.2 Plano del mecanismo regulador de velocidad montado en la planta, vista lateral

No.	Elemento	Material	Unidades	No.	Elemento	Material	Unidades
01	Alabe	SCS1-C	24	09	Excéntrico	S25C N	24
02	Boss	SC49	24	10	Perno Unión	S25C N	24
03	Manivela	SS41	24	11	Cilindro	S48C N	4
04	Biela	SS41	24	12	Disco superior	SS41	24
05	Anillo	SM41A	1	13	Muelles	Especial	72
07	Horquilla	SS41	2 sets	14	Tornillo Ajuste	SS41	24
08	Perno Fusible	S35C N	24	17	Cuña	S45C N	24

Tabla 7.4 Referencia del mecanismo regulador de velocidad montado en la planta

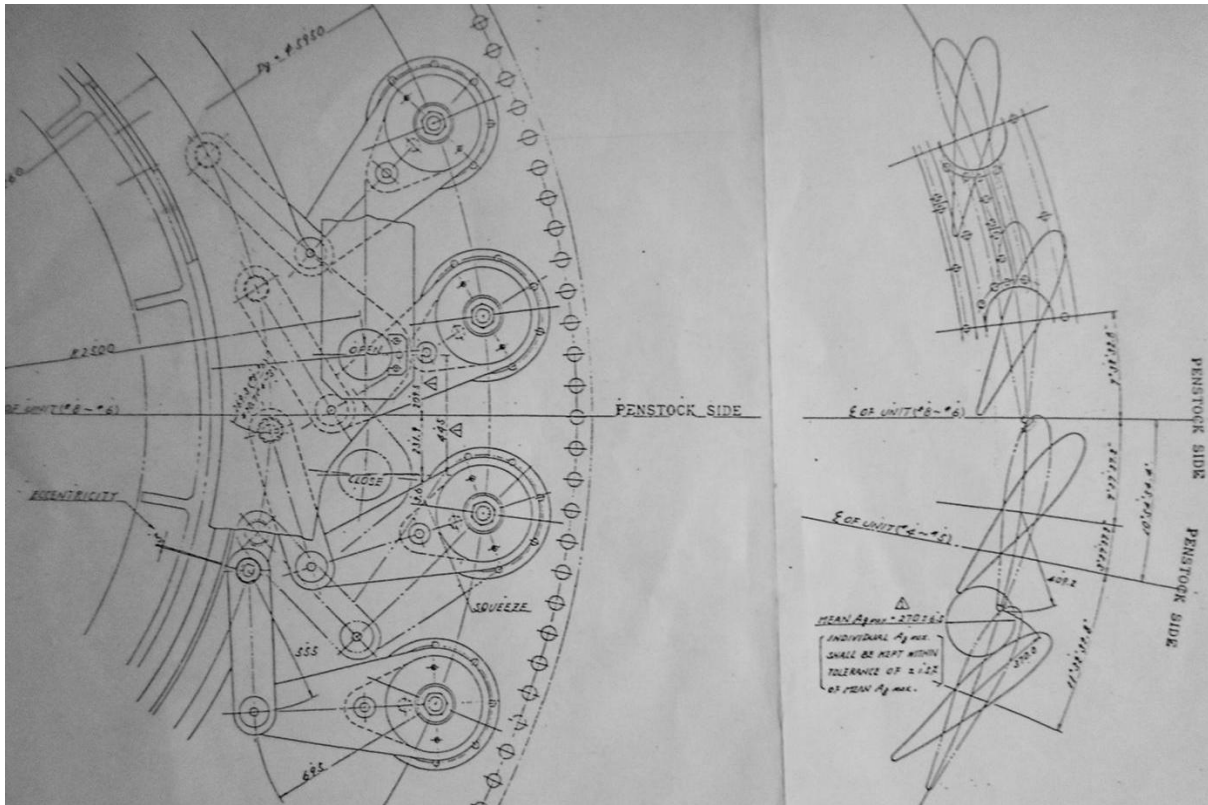


Fig.7.3 Plano del mecanismo regulador de velocidad montado en la planta, vista Superior

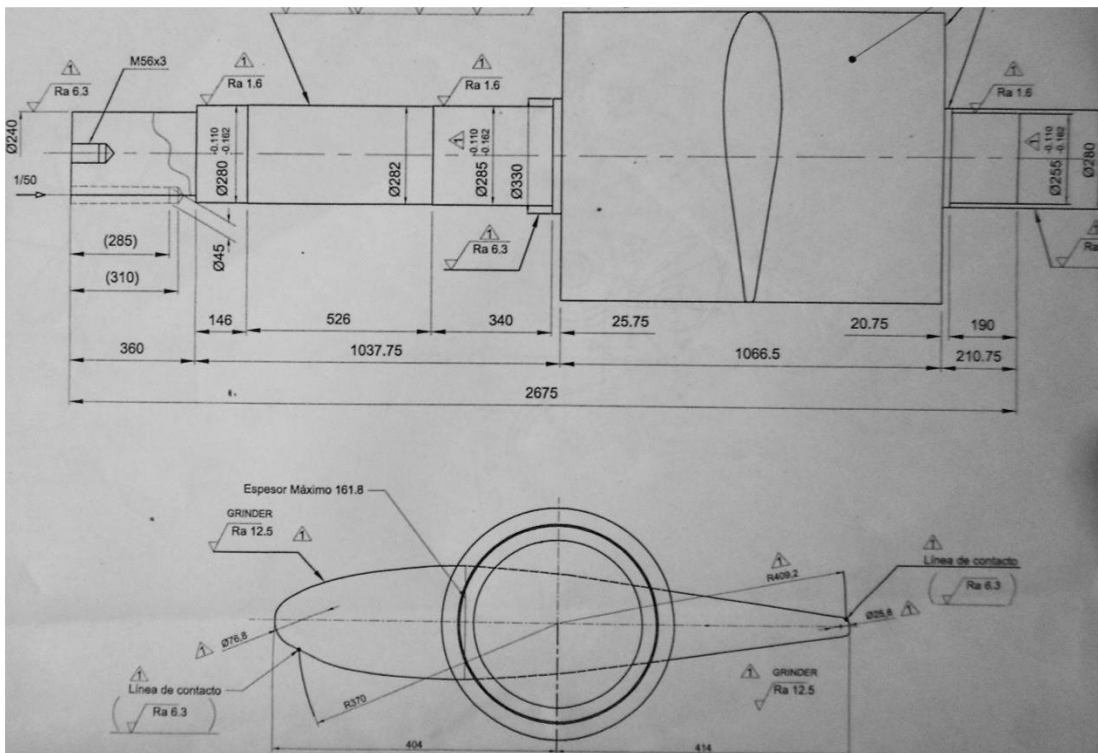


Fig.7.4 Plano del alabe

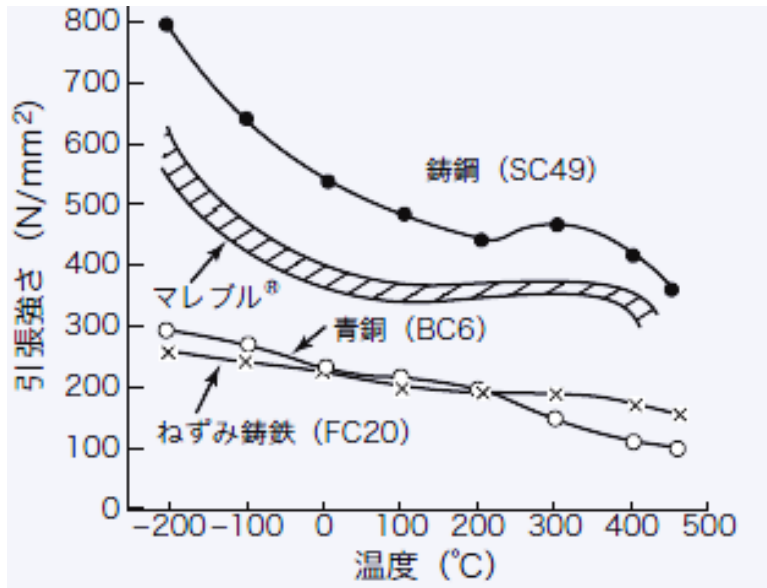


Fig.7.5 Curva característica de acero SC49, Resistencia a Tracción – Temperatura

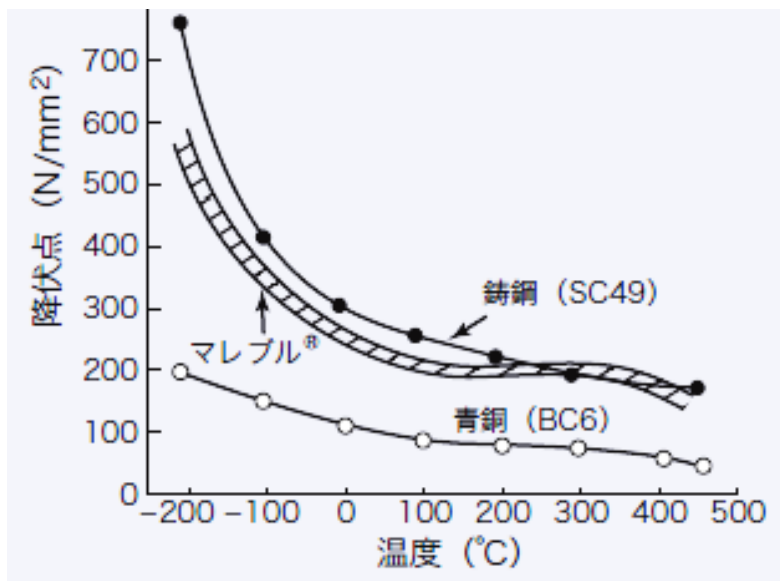


Fig.7.6 Curva característica de acero SC49, Resistencia a la Fluencia – Temperatura

N°	Resistencia a la tracción $N/mm^2$ ( $Kgf/mm^2$ )	Límite elástico $N/mm^2$ ( $Kgf/mm^2$ )			Elongación %
		Espesor de placa en mm			
		$t \leq 16$	$16 < t \leq 40$	$40 < t$	
<b>SS400</b>	400 – 510	245	235	215	21
	(41 – 52)	(25)	(24)	(22)	
<b>SM41A</b>	– 510 (44 – 52)	(25)	(24)	(22)	24

Tabla 7.5 Resistencia en base a su espesor de placa, norma JIS

APLICACION	N°	Resistencia a la tracción $N/mm^2$ ( $Kgf/mm^2$ )	Límite elástico $N/mm^2$ ( $Kgf/mm^2$ )	Dureza HB	Elongación %
<b>De acero laminado para la estructura general</b>	SS400	400 – 510	235	-	21
		(41 – 52)	(24)		
<b>Acero al carbono para el acero estructural máquina</b>	S25C-N	440 (45 – 55)	265 (27 – 33)	123 – 183	27
	S35C-N	510 (52 – 64)	305 (31 – 38)	149 – 207	23
	S45C-N	570 (58 – 72)	345 (35 – 43)	167 – 229	20

Tabla 7.6 aceros norma JIS

N°	Resistencia a la tracción $N/mm^2$ ( $Kgf/mm^2$ )	Límite elástico $N/mm^2$ ( $Kgf/mm^2$ )	Modulo E $N/mm^2$ ( $Kgf/mm^2$ )	Dureza HB	Elongación %
<b>G5121</b>	620	450	201,330	179 –	16
<b>SCS1</b>	(41 – 52)	(24)		241	

Tabla 7.7 aceros inoxidable del alabe, norma JIS



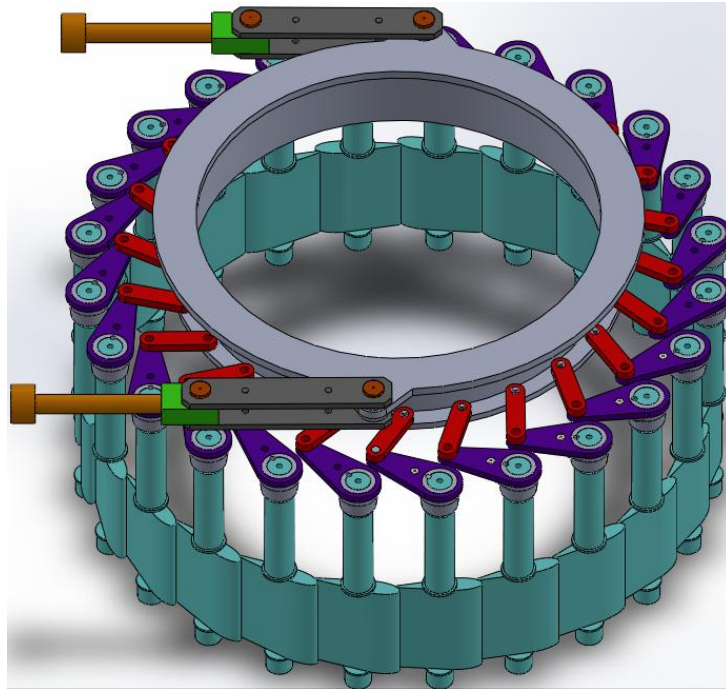


Fig.7.7 Vista en 3D de la posición de cierre del regulador de velocidades

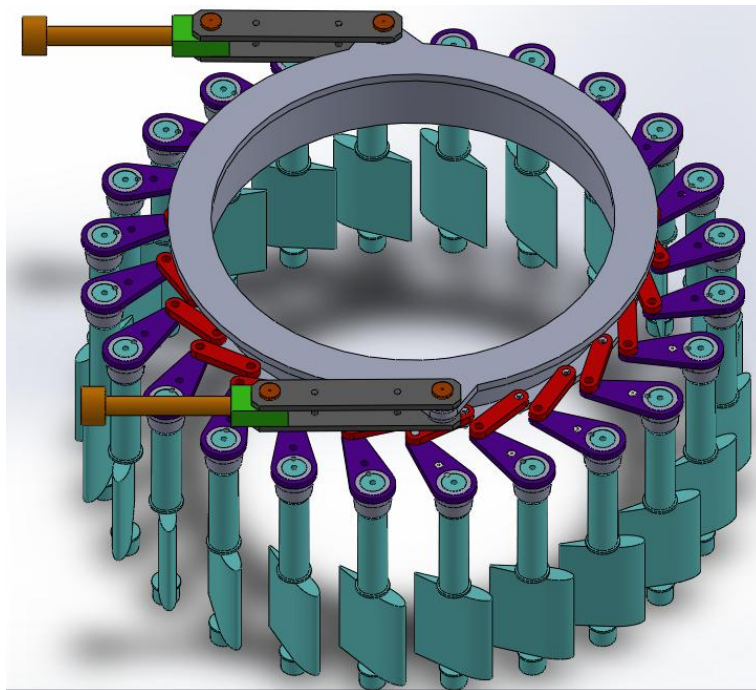


Fig.7.8 Vista en 3D de la posición de apertura del regulador de velocidades