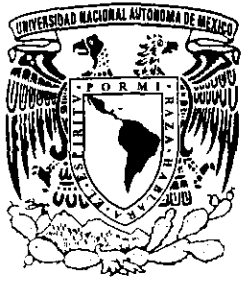


102



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
CUAUTITLAN**

**DISEÑO Y MANUFACTURA ASISTIDO  
POR COMPUTADORA.**

**“ DISEÑO DE UNA FLECHA PARA  
UNA COMPUERTA. ”**

**TRABAJO DE SEMINARIO**

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA.**

**PRESENTA:  
CARLOS ALBERTO TENORIO ALVAREZ**

**ASESOR: M.I. FELIPE DIAZ DEL CASTILLO**

280612



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN**  
**UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR**  
**DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES**



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

D. F. A. M.  
FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES CUAUTITLÁN



Departamento de  
Exámenes Profesionales

**DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO**  
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLÁN  
PRESENTE

ATN: Q. Ma. del Carmen Garcia Mijares  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 51 del Reglamento de Exámenes Profesionales de la FES-Cuautitlán, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el Trabajo de Seminario:

Diseño y Manufactura Asistido por Computadora

"Diseño de una Flecha para una Compuerta."

que presenta el pasante: Carlos Alberto Tenorio Alvarez

con número de cuenta: 9118986-6 para obtener el título de:

Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXÁMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VISTO BUENO.

**ATENTAMENTE**

**"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"**

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 1 de Marzo de 2008

**MODULO**

**PROFESOR**

**FIRMA**

Modulo I

M.I. Felipe Diaz Del Castillo

*Felipe Diaz Del Castillo*

Modulo II

Ing. Enrique Cortes Gonzalez

*Enrique Cortes Gonzalez*

Modulo III

Ing. Eusebio Reyes Carranza

*Eusebio Reyes Carranza*

A MIS PADRES: Porque gracias a su apoyo y consejo, he llegado a realizar la más grande de mis metas. La cual constituye la herencia más valiosa que pudiera recibir.

Un agradecimiento muy especial a mi asesor el M. I. Felipe Díaz del Castillo porque gracias a su interés y conocimientos puestos en mi he podido realizar esta meta.

Las persona aprenden unas de otras, tal como el hierro moldea a otro hierro.

A todas aquellas personas que en algún momento de mi vida me han ayudado brindándome el apoyo para poder concluir una de mis metas más importantes. Por tanto mi agradecimiento es profundo y sincero.

Le agradezco a la UNIVERSIDAD por darme una educación, por dejarme que en sus aulas recibiera el don de la sabiduría y por haber pasado los mejores años de mi vida.

***“POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU”***

## INDICE.

	PÁGINA
INTRODUCCIÓN.....	I

### CAPÍTULO 1 DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA.

1.1 Significado del término diseño.....	1
1.2 Códigos y normas.....	3

### CAPÍTULO 2 CARGAS Y ESFUERZOS BÁSICOS.

2.1 Cargas axiales y esfuerzos normales.....	6
2.2 Cargas de corte y esfuerzo.....	6
2.3 Torsión.....	7
2.3.1 Transmisión de potencia mediante flechas.....	8
2.4 Corte y momento en vigas.....	10
2.5 Transformación de esfuerzos.....	13
2.5.1 El círculo de Mohr.....	17
2.6 Teoría de fallas (criterios) de fluencia y fractura.....	18

### CAPÍTULO 3 PROYECTO MECÁNICO DE FLECHAS.

3.1 Código ANSI-ASME para el diseño de flechas.....	24
3.2 Materiales para flecha.....	26

### CAPÍTULO 4 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.

4.1 Explicación general de la máquina y el sistema.....	29
4.2 Cámara de trabajo.....	30
4.3 Compuerta.....	30
4.4 Flecha.....	31
4.5 Sistema hidráulico y Rotac.....	32

**CAPÍTULO 5**  
**MEMORIA DE CÁLCULOS.**

5.1 Primera fase de operación de la compuerta.....	35
5.2 Segunda fase de operación de la compuerta.....	40
5.3 Solución final.....	42
5.4 Diseño de flecha para la compuerta.....	43

**CAPÍTULO 6**

CONCLUSIONES.....	45
BIBLIOGRAFÍA.....	46

## ***INTRODUCCIÓN.***

Una flecha ó eje móvil (o simplemente, flecha) es un elemento giratorio generalmente de sección transversal circular (una barra eje), cuya función es transmitir movimiento y potencia. Constituye el elemento de rotación o oscilación de dispositivos como engranes, poleas, volantes, manivelas, ruedas, catarinas y otros, y dirige la configuración geométrica de su movimiento. Un eje fijo es un elemento no giratorio o estático que no transmite movimiento y se utiliza sólo para sostener piezas rotatorias como ruedas, poleas, rodillos y otros elementos. El eje de la rueda de automóvil no es realmente un eje; el término en este caso es un trasunto de locomoción por caballos, cuando las ruedas de los vehículos arrastrados giraban sobre barras cilíndricas fijas. Un husillo es un eje móvil corto y delgado. Términos como árbol (o flecha), eje principal, eje de transmisión, contraeje (o contraflecha) y eje flexible son nombres asociados a ejes móviles de uso especial.

El diseño de una flecha comienza realmente después de un gran trabajo preliminar. El diseño de la propia máquina dictará que ciertos engranes, poleas, cojinetes y otros elementos habrán sido analizados por lo menos parcialmente, y sus tamaños y espaciamentos tentativamente determinados. En esta etapa el diseño debe estudiarse a partir de los puntos de vista siguientes:

### **1. Deformación y rigidez**

- a) Deformación por flexión
- b) Deformación por torsión
- c) Inclínación por cojinetes y elementos soportados por ejes
- d) Deformación por cortante debida a cargas transversales en ejes cortos

### **2. Esfuerzo y resistencia**

- a) Resistencia estática
- b) Resistencia a la fatiga
- c) Confiabilidad

La configuración geométrica de un eje generalmente es la de una barra cilíndrica escalonada. Aunque una barra redonda de material estándar (“redondo”) estirada en frío y de diámetro uniforme no requeriría cortes de acabado, y parecería costoso, sería difícil montar en ella cojinetes, engranes, poleas u otros elementos en forma adecuada. Dichos elementos deben estar siempre ubicados con precisión y deben poder resistir cargas axiales o de empuje. El uso de hombros o resaltos de ejes es un medio excelente para localizar axialmente elementos de un eje; tales hombros pueden usarse para precargar cojinetes de rodillos y proporcionar las reacciones a empuje axial necesaria para los elementos de rotación. Por estos motivos los análisis expuestos generalmente consideran ejes escalonados.

Al seleccionar un enfoque del diseño es necesario comprender que un análisis de esfuerzos en un punto específico de un eje puede realizarse utilizando solo la configuración en la vecindad de ese punto. Por tanto, la configuración del eje en su totalidad no es necesaria. En el diseño suele ser posible localizar las áreas críticas, darles un tamaño adecuado para obtener la resistencia requerida y luego fijar las dimensiones del resto del eje a fin de cumplir con los requisitos de los elementos que sostienen dicho eje.

Obsérvese que el análisis de deformaciones y pendientes o inclinaciones no puede realizarse hasta que hayan sido definidas las características geométricas de todo el eje. Por lo tanto, la deformación es función de la configuración geométrica de todas las partes, mientras que el esfuerzo en una sección de interés es función de condiciones geométricas y momentos locales. Por este motivo el diseño del eje requiere primero una consideración de esfuerzo y resistencia. Luego, después de establecer valores tentativos de las dimensiones del eje, puede realizarse el cálculo de las deflexiones y pendientes.



# CAPITULO 1

## *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA.*

El diseño mecánico es el diseño y sistemas de naturaleza mecánica: máquinas, aparatos, estructuras, dispositivos e instrumentos. En su mayor parte, el diseño mecánico hace uso de las matemáticas, la ciencia de los materiales y la ciencia mecánica aplicada.

El diseño en ingeniería mecánica incluye el diseño mecánico, pero es un estudio de mayor amplitud que abarca todas las disciplinas de la ingeniería mecánica, incluso las ciencias térmicas y de los fluidos. Aparte de las ciencias fundamentales que se requieren, las bases del diseño en ingeniería mecánica son las mismas que las del diseño mecánico.

### *1.1 Significado del término diseño.*

Diseñar es formular un plan para satisfacer una demanda humana. La necesidad particular que habrá de satisfacer puede estar completamente bien definida desde el principio. A continuación se presentan dos ejemplos en los cuales son las necesidades están definidas en forma apropiada.

1. ¿Cómo pueden generarse grandes potencias en forma nítida, segura y económica sin utilizar grandes combustibles fósiles y sin perjudicar la superficie terrestre?
2. Este mecanismo ha causado problemas, y ha sufrido ya ocho desperfectos en las últimas seis semanas. Hágase algo al respecto.

Por otra parte, el enunciado de una necesidad particular por satisfacer puede ser tan confuso e indefinido, que se requiere un esfuerzo mental y físico considerable para enunciarlo con claridad como un problema que exige solución. Considere los dos ejemplos siguientes:

1. Muchísimas personas perecen en accidentes de aviación.
2. En las grandes ciudades hay demasiados automóviles en las calles y las autopistas.

Este segundo caso de tipo de diseño se caracteriza por el hecho de que ni la necesidad ni el problema a resolver han sido identificados. Obsérvese también que el caso

puede implicar no uno, sino muchos problemas.

Es posible además clasificar el diseño. Por ejemplo, diseño de:

- |                        |                            |
|------------------------|----------------------------|
| 1. Vestuario           | 7. Puentes                 |
| 2. Interiores de casas | 8. Por computadora         |
| 3. Carreteras          | 9. Sistemas de calefacción |
| 4. Paisaje             | 10. Máquinas               |
| 5. Edificios           | 11. En ingeniería          |
| 6. Barcos              | 12. Procesos               |

De hecho, existe un número indeterminable de casos, puesto que es posible realizar la clasificación según el objeto en cuestión o conforme al campo profesional.

En comparación con los problemas matemáticos o puramente científicos, los problemas de diseño no tienen una respuesta correcta en todos los casos; por ejemplo, sería absurdo exigir la "respuesta correcta" a un problema de diseño, por que no exige tal cosa. En efecto, una respuesta que es adecuada, o "buena" ahora, puede ser muy bien una solución impropia o "mala" el día de mañana, si se produjo una evolución de los conocimientos durante el lapso transcurrido, o bien, si han ocurrido cambios en la sociedad o en las estructuras sociales.

Casi todo el mundo interviene en un diseño en una u otra forma, incluso en la vida diaria, puesto que siempre se presentan problemas y casos que deben ser resueltos. Considere el diseño del plan de vacaciones de una familia. Puede haber siete lugares a donde ir, situados a diferentes distancias del punto de residencia. El costo del transporte es diferente para cada caso, y algunos de los viajes requieren hacer escalas en el camino. Quizá a los niños les gustaría ir a un lago o la playa. La esposa preferirá visitar a una ciudad importante donde haya grandes almacenes, teatros y clubes nocturnos. El jefe de familia tal vez prefiera un partido de golf y quizás pescar truchas cerca de la montaña. Cuando estas necesidades y deseos se relacionan con el tiempo y el dinero, es posible plantear varias soluciones. De está, puede haber una o más soluciones óptimas o no haberlas. Pero la solución elegirá incluirá ruta de viaje o itinerario, las escalas, el tiempo de transporte, el nombre y ubicación de los lugares, hoteles, campamentos u otros sitios de alojamientos. No es difícil observar que se tiene un gran número de complejos

factores interrelacionadas que influyen en la obtención de la mejor solución al problema de diseño de un plan de vacaciones.

Todo problema de diseño siempre está sujeto a determinadas restricciones para su solución. Por ejemplo, en el caso de las vacaciones, el tiempo y el dinero disponibles serían dos elementos restrictivos. Nótese también que además existen restricciones en la solución. En el citado ejemplo podrían ser los deseos y preferencias de los miembros de la familia. Finalmente, la solución obtenida para un problema de diseño podría ser la óptima. Tal solución en este caso habrá sido obtenida cuando toda la familia exprese en forma unánime su grado al regresar del descanso.

Un problema de diseño no es un problema hipotético en absoluto. Todo diseño tiene un propósito concreto: *la obtención de un resultado final al que se llega mediante una acción determinada o por la creación de algo que tiene en realidad física*. En ingeniería, el término diseño puede tener diferentes significados para distintas personas. Algunos consideran al diseñador como el técnico que dibuja en todo su detalle un engrane, un embrague u otros elementos de máquinas. Otros creen que el diseño es la creación de un sistema complejo, como una red de comunicaciones. En algunas ramas de la ingeniería el término diseño ha sido sustituido por denominaciones como ingeniería de sistemas o aplicación de la teoría de las decisiones. Pero no importa que palabras se usen para describir la función de diseñar; en ingeniería es también el proceso en el que se utilizan principios científicos y métodos técnicos (matemáticos, computación electrónica, métodos gráficos y lenguaje común) para llevar cabo un plan que satisfará cierta necesidad o demanda.

## **1.2 Códigos y normas.**

En ciertas épocas no hubo norma alguna para la manufactura de pernos, tuercas o roscas de tornillos. Un fabricante producía, por ejemplo, pernos de  $\frac{1}{2}$  in con rosca de 9 hilos por pulgada, y otro podría emplear una rosca de 12 hilos por pulgada en pernos de la misma medida. Algunos sujetadores tenían rosca izquierda y algunas veces podrían diferir los perfiles de los filetes. No era raro, en los primeros días de la industria del automóvil, ver a un operario separar con cuidado los sujetadores quitados en una operación de desensamblaje, a fin de evitar que se mezclaran durante el proceso de reensamblaje. Estas faltas de medidas normales o de tamaños estándares y de uniformidad,

resulta costosa y poco eficaz por una gran variedad de razones. No era de asombrarse que una persona, disgustada por su incapacidad para poder hallar una pieza de repuesto de un sujetador dañado, recurriera a un alambre de embalaje para unir o fijar piezas desarmadas.

Una *norma ó estándar* es un conjunto de especificaciones para piezas, materiales o procesos establecidos, con el fin de lograr uniformidad, eficiencia y calidad especificadas. Uno de los objetos importantes de la norma es fijar un límite al número de artículos en las especificaciones, así como permitir que se tenga un inventario razonable de herramientas, tamaños, formas y variedades.

Un *código* es un conjunto de especificaciones para efectuar el análisis, el diseño, la fabricación y la construcción de un objeto o sistema. El propósito de un código es alcanzar un grado especificado de seguridad, eficiencia y buen funcionamiento o buena calidad. Es importante observar que los códigos de seguridad *no implican la seguridad absoluta*. De hecho, esta cualidad es imposible de obtener. A veces puede llegar a presentarse el suceso más inesperado. Al diseñar un edificio para que resista vientos con velocidad de 190 km/h, no significa que el diseñador crea que es imposible que existan vientos de 220 km/h; simplemente quiere decir que considera que son muy improbables.

Todas las sociedades y organizaciones que se enumeran a continuación han establecido especificaciones para formular normas y códigos de seguridad o de diseño. El nombre de cada organización indica la naturaleza de la norma o código establecido. Algunas normas y códigos así como las direcciones de las citadas organizaciones, pueden obtenerse en la mayor parte de los centros de información técnica. Las organizaciones que interesan principalmente a los ingenieros mecánicos son:

Aluminum Association (AA)

American Gear Manufacturers Association (AGMA)

American Institute of Steel Construction (AISC)

American Iron and Steel Institute (AISI)

**American National Standards Institute (ANSI)**

**American Society for Metals (ASM)**

**American Society of Mechanical Engineers (ASME)**

**American Society of Testing and Materials (ASTM)**

**American Welding Society (AWS)**

**Anti-Friction Bearing Manufacturers Association (AFBMA)**

**British Standards Institution (BSI)**

**Industrial Fasteners Institute (IFI)**

**Institution of Mechanical Engineers (I. Mech. E.)**

**International Bureau of Weights and Measures (BIPM)**

**International Standards Organization (ISO)**

**National Bureau of Standards (NBS)**

**Society of Automotive Engineers (SAE)**

**En México se aplica la norma:**

**Norma Oficial Mexicana (NOM)**

## CAPITULO 2

### CARGAS Y ESFUERZOS BÁSICOS.

#### 2.1 Cargas axiales y esfuerzos normales.

La barra de sección circular que se muestra en la figura 2.1, se somete a la acción de una carga axial de tensión. Como consecuencia se tienen, 2 efectos principales a saber:

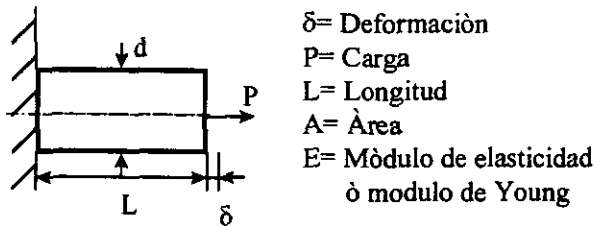


Figura 2.1 Deformación de un elemento

Un esfuerzo normal que se produce en los planos perpendiculares a la carga y que se puede calcular por medio de la expresión siguiente:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad \dots\dots\dots(2.1)$$

Y una deformación axial sufrida por la barra la cual se calcula de la forma siguiente:

$$\delta = \frac{PL}{AE} \quad \dots\dots\dots(2.2)$$

#### 2.2 Cargas de corte y esfuerzo.

El remache en la figura 2.2, que está a corte simple, ya que la falla ocurre a lo largo del plano.

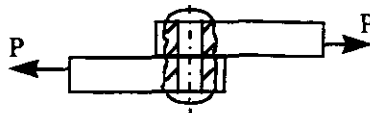


Figura 2.2 Corte simple

El esfuerzo contenido que se produce en el remache se puede calcular tal y como se muestra a continuación:

$$\tau = \frac{P}{A} \dots\dots\dots(2.3)$$

La condición a cumplir es que la carga y el área transversal del perno son paralelas. En la figura 2.3, se muestra un remache sometido a doble corte

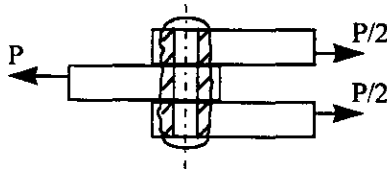


Figura 2.3 Corte doble

En tal caso el esfuerzo cortante en el remache se calcula así:

$$\tau = \frac{P}{2A_p} \dots\dots\dots(2.4)$$

### 2.3 Torsión.

Cualquier vector momento que sea colineal con un eje geométrico de un elemento mecánico se llama *momento torsionante*, debido a que la acción de tal carga hace que el elemento experimente una torcedura alrededor o con respecto a ese eje. Una barra sometida a tal momento se dice que está a torsión. Como se muestra en la figura 2.4.

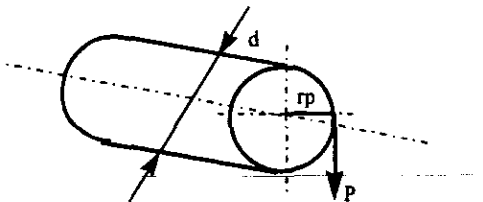


Figura 2.4. Sección circular sólida sometida a torsión

El momento torsionante aplicado se puede evaluar por medio de la expresión siguiente:

$$M_t = r_p \cdot P \dots\dots\dots(2.5)$$

Y el esfuerzo cortante producido entre las fibras mas alejadas se puede calcular aplicando la ecuación siguiente:

$$\tau = \frac{Mt \cdot d}{2J} \dots\dots\dots(2.6)$$

Es donde J es una propiedad geométrica de la sección y se conoce como momento polar de inercia, en rigor:

$$J = I_{xx} + I_{yy} \dots\dots\dots(2.7)$$

$$J = \int y^2 dA + \int x^2 dA \dots\dots\dots(2.8)$$

evaluando la ecuación anterior se obtiene para una sección circular sólida:

$$J = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi r^4}{2} \dots\dots\dots(2.9)$$

y para una sección circular hueca:

$$J = \frac{\pi(d_{ex}^4 - d_{in}^4)}{32} = \frac{\pi(r_{ex}^4 - r_{in}^4)}{2} \dots\dots\dots(2.10)$$

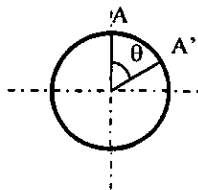


Figura 2.5

El ángulo de deformación por torsión se evalúa por medio de la expresión siguiente:

$$\theta = \frac{Mt \cdot L}{G \cdot J} \dots [rad] \dots\dots\dots(2.11)$$

donde:

G= Es el módulo de elasticidad al corte del material.

### 2.3.1 Transmisión de potencia mediante flechas.

Permite la transmisión del movimiento entre dos puntos (por ejemplo, motor y máquina).



Dependiendo del tipo de carga, las flechas están sujetas a esfuerzos flexionantes constantes y/o esfuerzos por torsión o combinaciones de dichos esfuerzos causadas por cargas fluctuantes. Como se muestra en la figura 2.6.

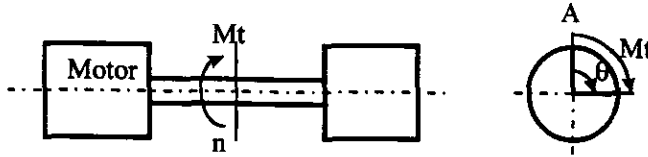


Figura 2.6. Transmisión de potencia por medio de una flecha.

Se sabe que:

$$W = F \cdot d \quad \dots\dots\dots(2.12)$$

por analogía:

$$W = Mt \cdot \theta \quad \dots\dots\dots(2.13)$$

derivando con respecto del tiempo:

$$\frac{dW}{dt} = Mt \frac{d\theta}{dt} \quad \dots\dots\dots(2.14)$$

se obtiene:

$$Pot = Mt \cdot \omega \quad \dots\dots\dots(2.15)$$

Donde:

W= Trabajo

$\omega$ = Velocidad angular

Pot= Potencia

Mt= Momento Torsionante

Para tener unidades compatibles se utilizan los siguientes factores de conversión:

$$Pot = \frac{(Mt)(n)}{63000} \quad \dots\dots\dots(2.16)$$

$$Pot \Rightarrow HP \dots\dots Mt \Rightarrow lb \cdot p \lg \dots\dots n \Rightarrow rpm$$

$$Pot = \frac{(Mt)(n)}{71600} \quad \dots\dots\dots(2.17)$$

$$Pot \Rightarrow CV \dots\dots Mt \Rightarrow kg \cdot cm \dots\dots n \Rightarrow rpm$$

$$Pot = \frac{(Mt)(n)}{9550} \quad \dots\dots\dots(2.18)$$

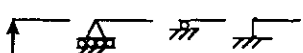





$$Pot \Rightarrow KW \dots\dots Mt \Rightarrow N \cdot m \dots\dots n \Rightarrow rpm$$

## 2.4 Corte y momento en vigas.

Una viga es un elemento que tiene como función principal resistir cargas transversales. Las vigas difieren de los miembros cargados axialmente en que ellas se flexionan y así tienen una distribución de esfuerzos no uniforme en cualquier sección transversal.

Las deformaciones y esfuerzos resultantes en una viga por causa de una carga particular o grupo de cargas, dependen de la manera en que la viga sea soportada. Los tres tipos básicos de soportes para vigas son de rodillo, articulados y empotrados: los símbolos usados comúnmente para cada tipo de soporte se muestran en la tabla 2.1. Un soporte de rodillos es uno que ejerce una fuerza reactiva con línea de acción conocida. Como se muestra esta clase de soportes es comúnmente distinguido por un número de símbolos diferentes. Un soporte articulado es uno que permite a la viga girar con libertad, pero impidiéndole de cualquier otro movimiento lineal. La línea de acción de la fuerza reactiva en un soporte articulado es desconocida; ordinariamente es conveniente representar la fuerza reactiva por dos componentes mutuamente perpendiculares. Un soporte empotrado es uno que evita que la viga se traslade o gire en punto de soporte.

Tabla 2.1. Vigas clasificadas conforme a tipos y localización de soportes.

Tipo de soporte	Símbolo de reacción	Componentes de reacción	Número de incógnitas
Rodillos			1
Articulados			2
Empotrados			3

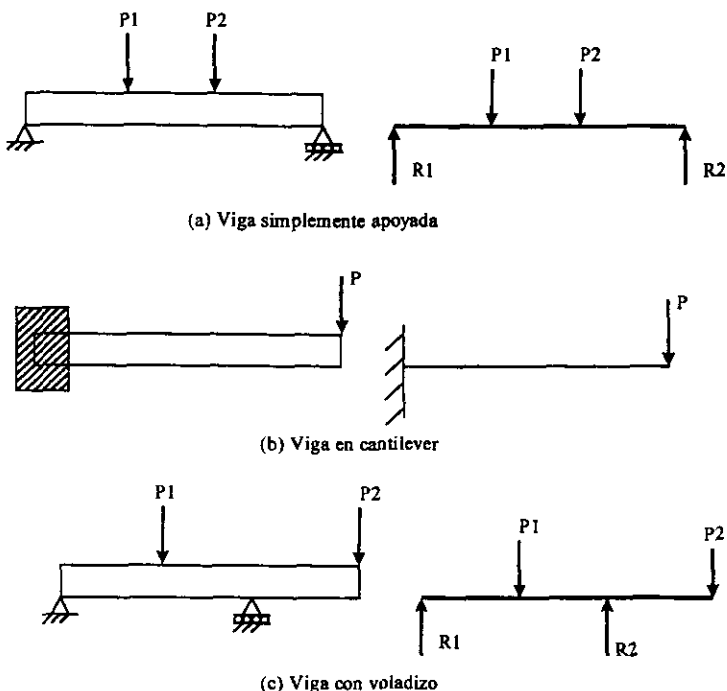


Figura 2.7. Diferentes tipos de cargas en vigas.

reacción en tal soporte es desconocida en cuanto a la magnitud, dirección y línea de acción; ella es usualmente representada por dos fuerzas competentes mutuamente perpendiculares y un par.

Las vigas pueden ser clasificadas conforme a tipos y localización de soportes. Vigas que son estáticamente determinadas son ordinariamente clasificadas como simplemente apoyadas, cantilever o voladizas. Dos métodos de representar diagramáticamente cada tipo se muestran en la figura 2.7; para propósitos analíticos los diagramas unifilares (mostrados a la derecha en cada caso) son usualmente preferidos.

Con objeto de determinar los esfuerzos que existen en cualquier sección de una viga, un cuerpo libre de la porción a cualquier lado de la sección puede ser usado. Para la viga mostrada en la figura 2.8a; el diagrama de cuerpo libre de la porción a la izquierda se muestra la figura 2.8b. Puede ser visto que, si esta parte de la viga va a estar en equilibrio, debe actuar sobre ella (por la parte del lado derecho de la viga) una fuerza vertical  $V$  y un par  $M$ . La fuerza actuando paralela a la sección  $V$  es conocida como el corte de la sección; el par interno  $M$  es conocido, como el momento de flexión

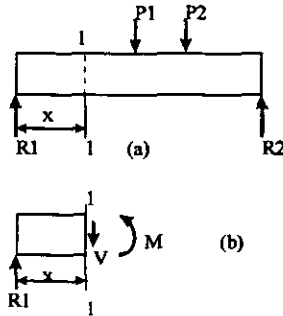


Figura 2.8

en la sección. El corte en una sección de la viga debe ser conocida con objeto de calcular el esfuerzo cortante de la sección. El momento flexionante en una sección de una viga debe ser conocido para calcular los esfuerzos a la flexión (tensión o compresión) en la sección.

Cuando el momento es positivo significa que la viga tiene que la viga tiene tensión arriba y compresión abajo. Como se muestra en la figura 2.9.

Cuando el momento es negativo significa que la viga tiene tensión abajo y compresión arriba. Como se muestra en la figura 2.10.

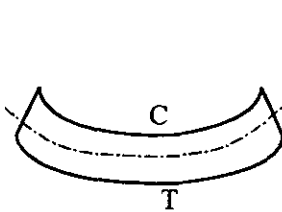


Figura 2.9. Momento positivo.

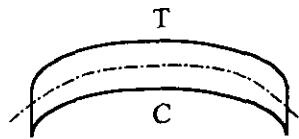


Figura 2.10. Momento negativo.

Las vigas se deforman mucho más que los elementos mecánicos sometidos a carga axial y probablemente el fenómeno de flexión ocurre con más frecuencia que cualquier otro problema de carga en el diseño. Ejes de transmisión o de soporte,

manivelas, palancas, ménsulas, ruedas y muchos otros elementos suelen tratarse con vigas en el diseño y análisis en estructuras y sistemas mecánicos.

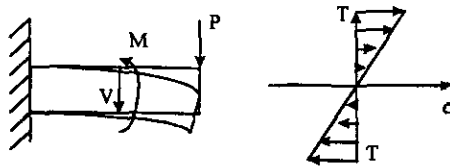


Figura 2.11. Flexión en vigas.

En una viga cargada, básicamente se presentan 2 tipos de esfuerzos, a saber:

- Esfuerzos normales ó de flexión.
- Esfuerzos cortantes o longitudinales.

Los esfuerzos normales o de flexión se pueden calcular con la ecuación siguiente:

$$\sigma = \frac{M \cdot C}{I} \quad \dots\dots\dots(2.19)$$

Donde:

- M = Momento flexionante
- C = Distancia del centroide de la sección a la fibra mas alejada
- I = Momento de inercia de la sección

Y el esfuerzo cortante longitudinal con ayuda de la ecuación siguiente:

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I \cdot b} \quad \dots\dots\dots(2.20)$$

Donde:

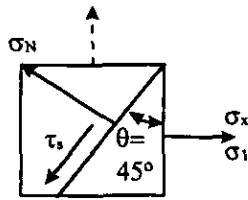
- V = Fuerza cortante
- Q = Momento de primer orden
- I = Momento de inercia de la sección
- b = Ancho de la fibra

### 2.5 Transformación de esfuerzos.

En muchos casos, una pieza de una máquina falla cuando el material empieza a ceder plásticamente. En algunos casos, se pueden tolerar cambios pequeños en dimensionado y permitir se exceda la carga correspondiente al valor del esfuerzo en el punto de cedencia. La fractura que ocurre a la resistencia última constituirá la falla del material. El criterio para falla puede estar basado ya sea en esfuerzos normales o de

corte. La falla por fatiga es probablemente el caso más común de falla en los elementos de máquinas. Otras formas de fallas son deflexiones elásticas excesivas en algunas partes, logrando con esto una menor utilización de la máquina, o una falla de la pieza por pandeo. El mecanismo de falla de un elemento de máquina puede ser complicado; cada teoría de falla es solamente un intento para moldear dicho mecanismo para una clase específica de materiales. En cada caso, se emplea un factor de seguridad depende de la exactitud de nuestras superposiciones, del riesgo y costo de la falla y de otras condiciones de diseño.

De la figura 2.12. Se puede apreciar que:



$\tau_s =$  Esfuerzo max

Figura 2.12

El elemento sometido a un estado de esfuerzo uniaxial, sobre un plano inclinado se presenta al mismo tiempo un esfuerzo cortante ( $\tau_s$ ) y un esfuerzo normal ( $\sigma_N$ ) que se puedan calcular de la forma siguiente:

$$\tau_s = \frac{\sigma_x}{2} \sin 2\theta \quad \dots\dots\dots(2.21)$$

$$\sigma_N = \frac{\sigma_x}{2} + \frac{\sigma_x}{2} \cos 2\theta \quad \dots\dots\dots(2.22)$$

Como se puede ver que tanto el esfuerzo cortante  $\tau_s$ , como el esfuerzo normal  $\sigma_N$  dependen del valor del ángulo  $\theta$ ; y haciendo variar éste en el rango de  $0^\circ$  a  $90^\circ$  se obtiene la gráfica que se muestra en la figura 2.13.

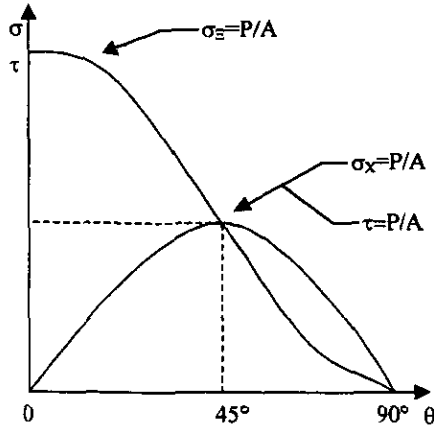


Figura 2.13. Variación de los esfuerzos  $\sigma_N$  y  $\tau_s$  en función de  $\theta$ .

Para un estado general de esfuerzos en (el plano). Como el ilustrado en la figura 2.14.

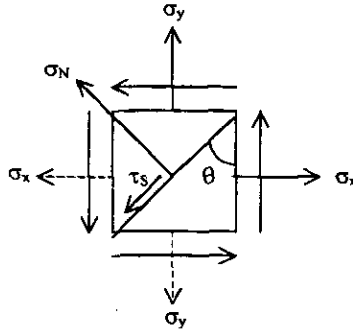


Figura 2.14. Plano general de esfuerzos.

El esfuerzo normal que se produce sobre el plano inclinado se puede calcular así:

$$\sigma_N = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cdot \cos 2\theta - \tau \sin 2\theta \quad \dots\dots\dots(2.23)$$

y el esfuerzo cortante:

$$\tau_s = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta + \tau \cos 2\theta \quad \dots\dots\dots(2.24)$$

Derivando la ecuación 2.23, se obtiene los esfuerzos principales (máximo y mínimo).

Esfuerzo principal máximo:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \dots\dots\dots(2.24)$$

Si  $\sigma_y = 0$  y  $\tau = 0$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \frac{\sigma_x}{2} = \sigma_x = \frac{P}{A}$$

Y el esfuerzo principal mínimo:

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Y derivando la ecuación 2.24, se obtiene la ecuación que nos permite calcular el esfuerzo cortante máximo.

Por lo tanto el esfuerzo cortante máximo es:

$$\Rightarrow \tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \dots\dots\dots(2.25)$$



### 2.5.1 El círculo de Mohr.

El ingeniero alemán Otto Mohr desarrolló un método semigráfico que comprueba las ecuaciones anteriores y que consiste básicamente en lo siguiente:

- 1) Se calculan los estados de los esfuerzos para el punto de interés.
  - 2) Se establece un sistema de coordenadas donde el eje horizontal representa al esfuerzo normal y al eje vertical al esfuerzo cortante.
  - 3) Se determina el centro del círculo, el cual se localiza a una distancia  $(\sigma_x + \sigma_y)/2$  medida desde el origen.
  - 4) Se leen los esfuerzos que actúan sobre la cara derecha del elemento aislado del paso 1 y se obtiene el punto controlador P.
  - 5) Haciendo centro en el punto c y con una distancia igual a cp se traza el círculo. La intersección de dicho círculo con el eje horizontal proporciona los valores de  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$ .
- Como se muestra en la figura 2.15:

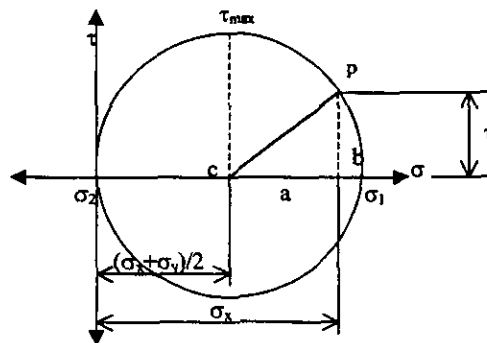


Figura 2.15. Círculo de Mohr.

Con respecto a la figura 2.15. se obtienen las siguientes ecuaciones demostrando su validez.

Así:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + R = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \dots\dots\dots(2.26)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - R = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \dots\dots\dots(2.27)$$

$$R = cp \quad \dots\dots\dots(2.28)$$

$$cp = \sqrt{a^2 + b^2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \dots\dots\dots(2.29)$$

$$a = \sigma_x - \left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right) = \sigma_x - \frac{\sigma_x}{2} - \frac{\sigma_y}{2} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \quad \dots\dots\dots(2.30)$$

$$b = \tau \quad \dots\dots\dots(2.31)$$

$$\tau_{max} = R \quad \dots\dots\dots(2.32)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \dots\dots\dots(2.33)$$

Con estas ecuaciones se demuestra la validez del el círculo de Mohr.

### 2.6 Teoría de fallas (criterios) de fluencia y fractura.

Se dice que falla un elemento mecánico cuando ya no puede cumplir de manera adecuada con la función para la cual fue creada y se puede deber a las siguientes causas.

Fractura, desgaste y deformación plástica excesiva. Entonces, las teorías de falla tratan de predecir las condiciones de carga bajo las cuales pueden fallar un elemento. La mayor parte de estas teorías se basan en la comparación de los esfuerzos principales ( $\sigma_1$  y  $\sigma_2$ ), con las propiedades del material obtenidas en una prueba de tensión simple.

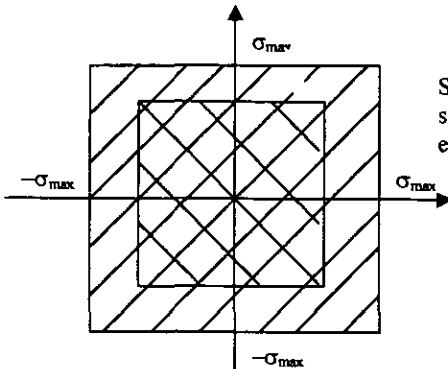
Hoy en día se utilizan básicamente 4 teorías de falla que toman en cuenta si el material es dúctil o si es frágil, a saber:

- a) Teoría del esfuerzo normal máximo que se aplica a materiales frágiles. Hierro fundido, madera.
- b) Teoría del esfuerzo cortante máximo que se aplica (materiales dúctiles).
- c) Teoría de la energía máxima de distorsión (materiales dúctiles).
- d) Teoría de Mohr modificada (materiales frágiles).

a) La falla de un elemento sometido a un estado multiaxial de esfuerzos se presentará cuando cualquiera de los dos esfuerzos principales alcance o supere la resistencia máxima del material esto es un elemento mecánico será seguro siempre que se cumplan las dos condiciones siguientes:

$$\left. \begin{aligned} |\sigma_1| &\leq \sigma_{max} \\ |\sigma_2| &\leq \sigma_{max} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.34)$$

*Sera un material seguro nada mas para cargas estaticas*



Se dice que si el estado de esfuerzos si cae dentro del área del cuadro es el elemento seguro.

Si se aplica un F.S. Se hace más pequeño el área de diseño.

El método es conveniente para materiales frágiles.

Figura 2.16. Representación gráfica de la teoría del esfuerzo normal máximo.

b) Esfuerzo cortante máximo:

La falla en un elemento sometido a un estado multiaxial de esfuerzos se dará cuando el esfuerzo cortante máximo producido en una pieza alcance o supere al esfuerzo cortante que produce en el punto de fluencia en un elemento sometido a una prueba de tensión simple esto es un elemento será seguro siempre que se cumpla lo siguiente:

$$|\sigma_1 - \sigma_2| \leq \sigma_F \dots\dots\dots(2.35)$$

*sigma\_1 y sigma\_2 deben de ser de signos opuestos*

Si esfuerzos actúan a tensión o a compresión debe cumplirse lo siguiente:

$$\left. \begin{aligned} |\sigma_1| &\leq \sigma_F \\ |\sigma_2| &\leq \sigma_F \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.36)$$

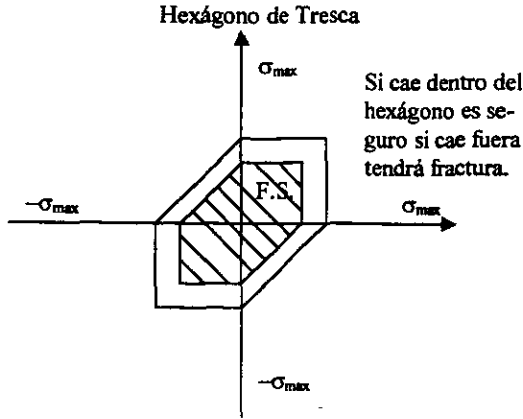


Figura 2.17. Representación gráfica del teorema del esfuerzo cortante máximo.

c) Teoría de la energía máxima de distorsión (Criterio de Mises-Hencky)

Esta teoría establece lo siguiente:

La falla en un elemento sometido a un estado multiaxial de esfuerzos se presentará cuando la energía de distorsión por unidad de volumen alcance o supere la energía de distorsión por unidad de volumen en el punto de fluencia en una prueba de tensión simple. Así la figura 2.18, se muestra la parte lineal de un diagrama esfuerzo-deformación de ingeniería obtenida en una prueba de tensión simple.

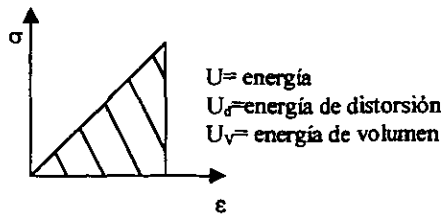


Figura 2.18. Porción del diagrama esfuerzo-deformación de ingeniería.

La energía total invertida se puede calcular de la siguiente manera:

$$U = \frac{\epsilon\sigma}{2} \dots\dots\dots(2.37)$$

Donde energía es la diferencia entre la energía de volumen y la energía de distorsión.

$$U = U_v - U_d$$

Despejando a la energía de distorsión.

$$U_d = U - U_v \dots\dots\dots(2.38)$$

$$U_d = \frac{1}{6G} (\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2) \quad \text{En el punto de fluencia} \Rightarrow \sigma_2 = 0 \dots \sigma_1 = \sigma_f$$

$$\Rightarrow U_d = \frac{1}{6G} (\sigma_f^2) \dots\dots\dots(2.39)$$

Para que sea seguro  $\Rightarrow U_d \leq U_d$

$$\frac{1}{6G} (\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2) \leq \frac{1}{6G} \sigma_f^2$$

$$\Rightarrow \sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \leq \sigma_f^2 \dots\dots\dots(2.40)$$

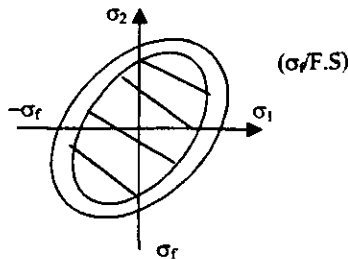


Figura 2.19.

d) Teoría de Mohr modificada:

Este criterio fue sugerido por el ingeniero alemán Otto Mohr y se utiliza para predecir las fallas en materiales frágiles pero siempre y cuando se tengan disponibles los resultados de distintas pruebas mecánicas.

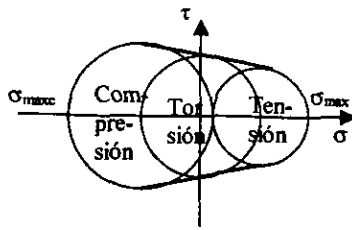
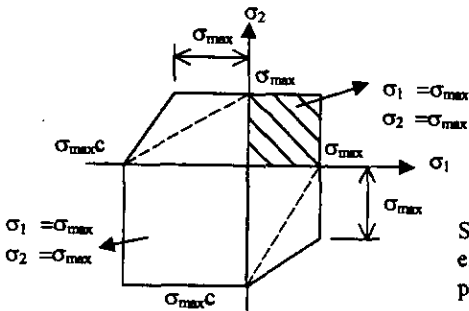


Figura 2.20. Círculo de Mohr para diferentes estados de esfuerzos.

$$\begin{aligned} \sigma_1 &\leq \sigma_{max} \\ \sigma_2 &\leq \sigma_{max} \quad \dots\dots\dots(2.41) \end{aligned}$$



Materiales frágiles por las características reales.

Si el estado de esfuerzos cae en el 3 o 4 cuadrante solo se puede resolver el problema realizando la gráfica.

Figura 2.21. Representación gráfica de la teoría de Mohr modificada.

## CAPÍTULO 3

### *PROYECTO MECÁNICO DE FLECHAS.*

Las flechas se usan de diferentes maneras en todos los tipos de equipos mecánicos, sus aplicaciones típicas son en levas, en transmisión de potencia, etc. Como resultado de su aplicación industrial, se tienen algunas definiciones particulares asociadas con flechas usadas para propósitos definidos. Estas definiciones son las siguientes:

**Flecha:** Es un miembro de rotación empleado para transmitir potencia.

**Eje:** Es un miembro fijo usado como soporte de elementos que giran a su alrededor tales como ruedas, engranes locos, etc.

**Eje corto:** Es una flecha o eje corto (por ejemplo, el eje de la caja del cabezal de un torno).

**Gorrón:** (llamado también flecha cabecera). Es una flecha que está integrada a una máquina, motor o máquina motriz, de tal forma, tamaño y proyección que permite con facilidad la unión con la otra flecha.

**Flecha de línea:** (llamada también flecha para transmisión de potencia). Es una flecha que está directamente unida a una máquina motriz y que se le usa fundamentalmente para transmitir potencia a una máquina o a varias máquinas.

**Flecha intermedia:** (llamada también eje de transmisión intermedio). Es una flecha que conecta a una máquina motriz con una flecha de línea o con una máquina.

**Flecha flexible:** Permite la transmisión del movimiento entre dos puntos (por ejemplo, motor y máquina) donde los ejes de giro, forman un determinado ángulo entre sí. La potencia que se transmite es de un nivel relativamente bajo.

Dependiendo del tipo de carga, las flechas están sujetas a esfuerzos flexionantes constantes y/o a esfuerzos por torsión o a combinaciones de dichos esfuerzos causados por cargas fluctuantes.

Los cuñeros son la causa de la elevación del esfuerzo, así como de discontinuidades geométricas, y debe escogerse con cuidado su localización a fin de que la concentración del esfuerzo resultante sea mínima.

Dos flechas pueden conectarse mediante acoplamientos para flechas de los cuales se tienen muchas variedades. Los parámetros que deben considerarse en la selección de

un acoplamiento de unión de las flechas son el ángulo entre las dos flechas, la potencia transmitida, las variaciones lateral y torsional, las cargas de impacto, etc.

### 3.1 Código ANSI-ASME para el diseño de flechas.

En el diseño de las flechas las normas que se utilizan para el diseño de las mismas están basadas en ciertas ecuaciones creadas para este fin. Así la norma ANSI-ASME, para el diseño de flechas recomienda la ecuación siguiente;

$$\frac{1}{F.S.} = \frac{32}{\pi D^3} \sqrt{\left(\frac{k_T M}{\sigma_e}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{M_T}{\sigma_F}\right)^2} \dots\dots\dots(3.1)$$

Donde:

F.S. = Factor de seguridad.

F.S. = 2 \_ Cargas estables.

F.S. = 3 \_ Cargas aplicadas con impacto moderado.

F.S. = 4 \_ Cargas con impacto pesado.

$\sigma_e$  = Resistencia a la fatiga:

$$\sigma_e = (0.5 \sigma_{\text{máximo del material}}) k_b k_c$$

$k_b$  = Factor de corrección por tamaño

Si $D \leq 7.6$ mm	$k_b = 1$
Si $7.6 < D < 50$ mm	$k_b = 0.85$
Si $D > 50$ mm	$k_b = 0.75$

$K_c$  = Confiabilidad

50 %	1
90 %	0.897
95 %	0.814
99.99 %	0.753

M = Momento flector que actúa sobre la flecha.

$M_T$  = Momento torsionante (en función de la potencia transmitida).



$\sigma_F$  = Resistencia a la fluencia.

$K_t$  = Factor teórico en la concentración de esfuerzos.

Todo cambio en la sección transversal de un elemento produce, esfuerzos superiores a los que se pueden evaluar mediante las ecuaciones de la resistencia de materiales elemental.

Produce concentración de esfuerzos los siguientes factores geométricos:

(Cañeros, cambios de sección, ranuras)

Cañero de perfil:

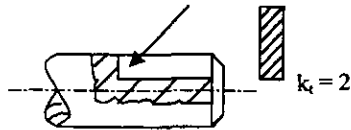


Figura 3.1. Esfuerzo generado por cañero de perfil.

Cañero de patín:

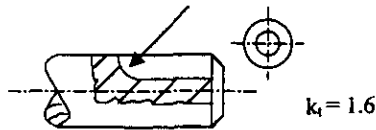


Figura 3.2. Esfuerzo generado por cañero de patín.

Radios de enlace pequeño:

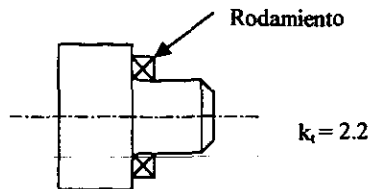


Figura 3.3. Esfuerzo generado por radio de enlace pequeño.

Radio de enlace grande:

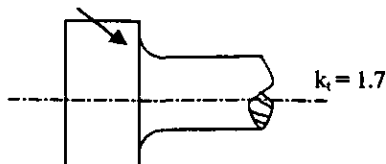


Figura 3.4. Esfuerzo generado por radio de enlace grande.

Para ranuras anulares:

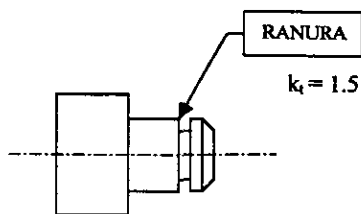


Figura 3.5. Esfuerzo generado por ranuras anulares.

En el caso de cuerdas por la distribución de hilos es despreciable el factor.

Todos estos factores de corrección se aplicarán dependiendo al criterio del diseñador en función de lo que se requiera.

### 3.2 Materiales para flecha.

Generalmente, las flechas de diámetros de 3plg. - 3 ½ plg. son hechas para barras circulares de acero al carbón estirado en frío. Se usan barras de acero aleado cuando se requiere tener tenacidad, resistencia al impacto y alta resistencia (por ejemplo, 1347, 3140, 4150, 4340, 5145, 8650) en materiales disponibles de modo comercial. Estas flechas pueden tratarse térmicamente para obtener las propiedades requeridas. Cuando la resistencia al desgaste en la superficie es un factor muy importante, puede usarse acero de cierto grado de carburización (por ejemplo, 1020, 1117, 2315, 4320, 4820, 8620, etc.). Sin embargo, para no aumentar el costo, el diseñador deberá tratar de usar acero al

carbón si esto es posible. Se pueden usar otros métodos de endurecimiento tales como nitruración, cianuración, flama y endurecimiento por inducción para proporcionar determinada resistencia al desgaste en la superficie.

Las barras de acero estiradas en frío tienen propiedades físicas superiores a las barras estiradas en caliente del mismo material. Tiene mayor resistencia a la cedencia, a resistencia última y a la fatiga. Sin embargo, los valores de fatiga altos a veces son afectados por los esfuerzos residuales de tensión en la superficie que son causados por el estirado en frío. Debido a que las fallas por fatiga (o resistencia) en las flechas son fallas de tensión (también es posible que halla fallas por torsión), estos esfuerzos residuales en la superficie pueden contribuir a que se tengan esfuerzos altos de fatiga. Además, el cortado de cuñeros, ranuras, etc., releva los esfuerzos en la superficie de las áreas causando que la flecha se alabe. El enderezamiento necesario en la flecha eleva el costo, pero puede ser benéfico para la flecha. Recuerde que el perdigonado es un proceso que produce esfuerzos de compresión en la superficie de la flecha, lo cual contrarresta el efecto del esfuerzo de fatiga. Cuando el alabeo es un problema muy serio que no se pueda fácilmente rectificar por enderezamiento, deberá pensarse en usar un acero de aleación (por ejemplo, 3140, 8640 y otros) endurecido en aceite. Cuando se requieren de tolerancias estrechas en el diámetro de la flecha, los proveedores suministran barras circulares torneadas, rectificadas y pulidas o barras circulares rectificadas y pulidas estiradas en frío.

Para flechas de diámetro mayor a 3 ½ in, éstas son maquinadas, de material acero rolado en caliente. El maquinado debe ser lo suficientemente profundo para quitar la incrustación descarburizada causada por el rolado en caliente. Las flechas de diámetro grande, tales como ejes de carros de ferrocarril, cigüeñales de prensas, etc. (por ejemplo, de acero al carbón de 0.45%) generalmente son forjados y después maquinadas hasta el tamaño requerido. Las flechas de acero o de hierro nodular son vaciadas (por ejemplo, cigüeñales de motores de automóviles).

## CAPITULO 4

### *DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.*

Se desea diseñar una flecha, para un molino de hules en donde la flecha tiene que mover una compuerta para sellar una cámara, en donde se ejercerá una presión de trabajo sobre la compuerta, la flecha tendría que resistir el peso de la compuerta y el trabajo presión de la misma.

Esta flecha será, accionada por una máquina de desplazamiento positivo en donde la máquina actuara como un convertidor de potencia hidráulica a potencia mecánica, esta máquina se denomina Rotac.

La potencia de transmisión general será por medio de una bomba de características tal que en donde la transmisión de la potencia será por medio de un flujo (aceite), la presión del flujo será ejercida al Rotac, con lo cual la máquina de desplazamiento positivo trabajará.

El material de la flecha será elegido de acuerdo a los datos y características requeridas para el diseño de la flecha de acuerdo a las normas y requerimientos necesitados para encontrar las propiedades deseadas del material así como los tratamientos que se requieren.

También hay que considerar los elementos tanto de transmisión de la flecha como los apoyos así como las características de los mismos.

La flecha tendrá que estar diseñada para poder soportar las presiones de trabajo que se ejerzan sobre ella como los momentos y fuerzas de transmisión de la potencia y cargas que podrían actuar sobre la flecha y debe de realizar el trabajo para lo que será diseñada.

#### 4.1 Explicación general de la máquina y el sistema.

Es una máquina mezcladora de hules, la cual realiza el primer paso para la fabricación de llantas enviando los materiales posteriormente a otros departamentos.

El modo de operación es el siguiente:

Se cierra la compuerta y se pone el seguro de la compuerta, se levanta el martinete y se abre la compuerta superior por donde se suministrarán los materiales, posteriormente se cierre la compuerta superior y empezarán a trabajar los helicoides moliendo el hule ya suministrado, el martinete bajará con el contrapeso golpeando el material contra los helicoides facilitando así el poder moler los huies con mayor facilidad, esto se hace en repetidas ocasiones por el martinete que estará actuando por medio de un pistón que estará colocado en la parte superior de la máquina, después de estos pasos termina el ciclo de trabajo con lo cual saldrá el seguro y posteriormente abrirá la compuerta, con lo cual el material caerá por gravedad por la parte inferior de la máquina, en donde posteriormente volverá a empezar el ciclo, como se muestra en la figura 4.1.

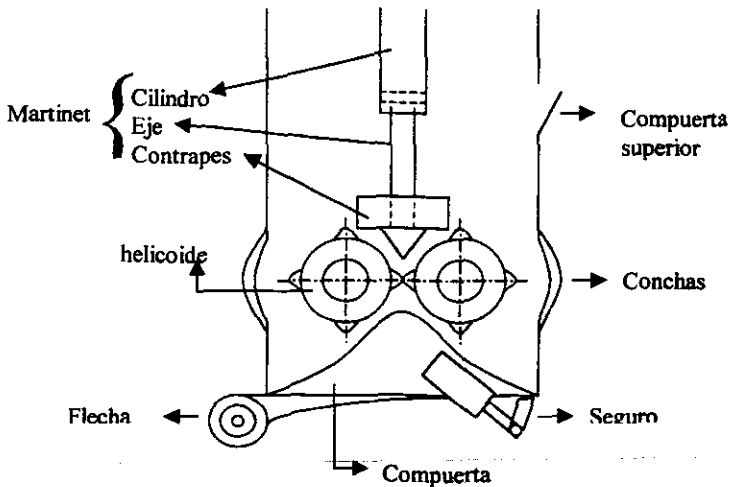


Figura 4.1. Dibujo esquemático de un molino de hules.

Las conchas trabajan por medio de un sistema hidráulico por medio de dos pistones, el cual su funcionamiento es que si la presión interior dentro de la cámara aumenta, actuarán abriéndose para hacer una disminución de presión y regulación de la misma.

#### 4.2. Cámara de trabajo.

La cámara de trabajo tiene una presión de trabajo interna de  $78 \text{ lb/plg}^2$ , que estará distribuida sobre la compuerta, como se muestra en la figura 4.2. En esta cámara será donde se molerán los hules y es de considerarse las características para obtener el diseño de la flecha.

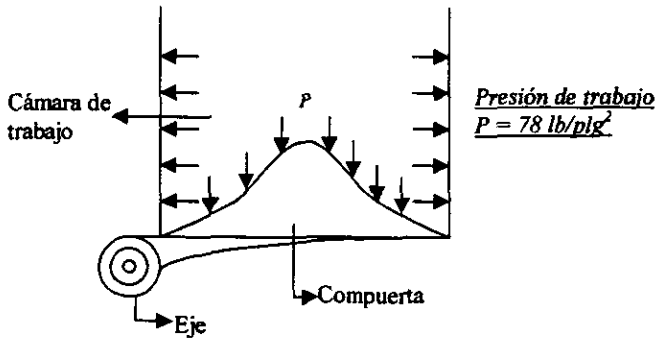


Figura 4.2. Presión interna en la cámara de trabajo.

#### 4.3 Compuerta.

La compuerta estará sujeta a la flecha y actuará sellando la cámara en el comienzo del ciclo entrando el seguro consecutivamente y se abrirá al terminar el mismo, empezando por el seguro y después la compuerta. Estas características, así como las dimensiones de la compuerta deben de tomarse en cuenta para el diseño de la flecha.

Estas dimensiones de la compuerta y características como se muestra a continuación en la figura 4.3, nos darán los datos para obtener las variables que se necesitan para el diseño de la flecha.

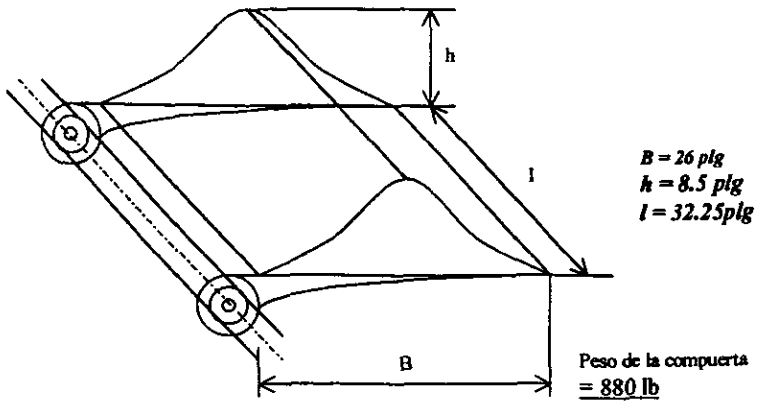
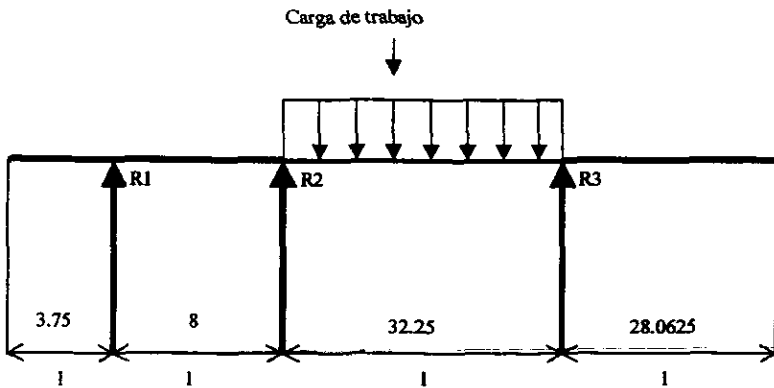


Figura 4.3. Características de la compuerta.

#### 4.4 Flecha.

La flecha es la que transmitirá el movimiento a la compuerta, estará apoyada por 3 apoyos o bujes, una carga repartida en cierto tramo de la flecha. Lo que se desea es conseguir el diámetro óptimo de esta flecha, para que soporte las cargas de trabajo y los momentos que actúen sobre la misma así como las longitudes establecidas para la flecha, como se muestra en la figura 4.4 a continuación.



3 puntos de apoyos o bujes

Figura 4.4. Reacciones y cargas aplicadas a la flecha.

La flecha está acoplada a un cople estriado, el cuál a su vez estará acoplado a un pistón radial (Rotac), que será el que transmitirá la potencia a la flecha para el cierre y apertura de la compuerta.

#### 4.5 Sistema hidráulico y Rotac.

El sistema hidráulico es el que generará la potencia al Rotac, que a su vez transmitirá a la flecha y a la compuerta, en donde tendrá una presión en la línea de trabajo de  $P = 1885.93 \text{ lb/plg}^2$ .

El Rotac es un pistón radial que funciona por medio de un sistema hidráulico, que es el que dará el movimiento de la apertura y cierre de la compuerta. El análisis de este elemento es muy importante ya que nos dará el giro, ángulo de apertura, volúmenes, áreas, etc., todos los datos que nos den nos servirán para encontrar las variables para el diseño de la flecha, por tanto los datos que se requieren se muestran en la figura 4.5.

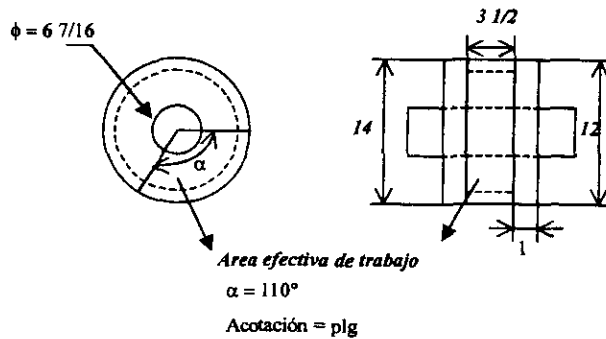


Figura 4.5. Características físicas del Rotac.



## CAPITULO 5

### MEMORIA DE CÁLCULOS.

En este capítulo se realiza el diseño de la flecha de la compuerta, por medio de ecuaciones que nos permitan encontrar el diámetro requerido para esta flecha que soportará las cargas y presiones de trabajo del sistema en operación ya descritas en el capítulo anterior.

A continuación se describe el ciclo de trabajo de la compuerta dividiendo el análisis en dos fases.

En las figuras 5.1, 5.2 y 5.3, se muestran datos generales que se ocuparán tanto para la Fase I como para la Fase 2.

La presión de trabajo con la que opera el sistema es de  $78 \text{ lb/plg}^2$ . En la figura 5.1, se muestra esquemáticamente como actúa la presión sobre la compuerta al sellar la cámara de trabajo.

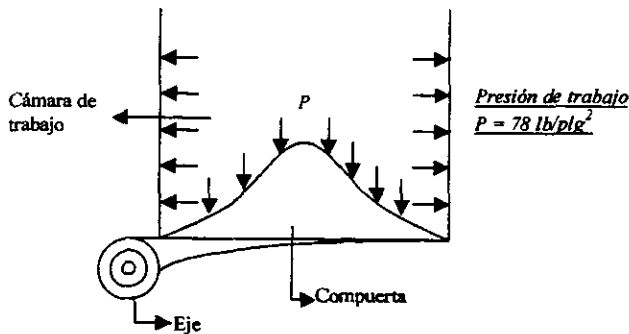


Figura 5.1. Presión interna en la cámara de trabajo

En la figura 5.2, se especifican las características y geometría de la compuerta.

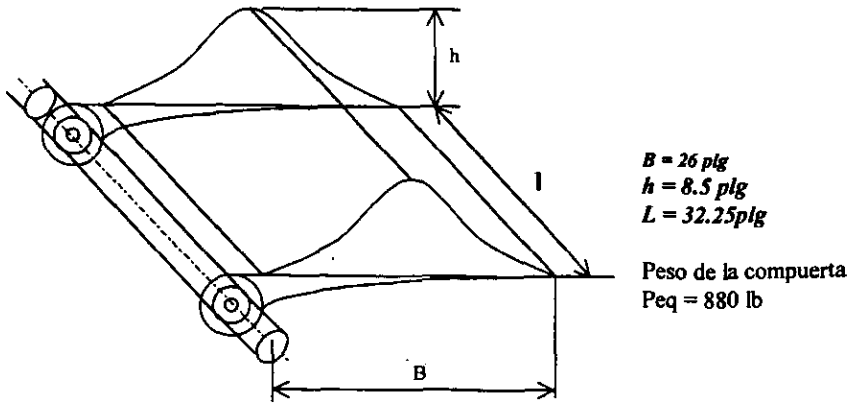


Figura 5.2. Geometría y características de la compuerta.

En la figura 5.3, se tienen las reacciones y cargas que actúan ahora para la flecha.

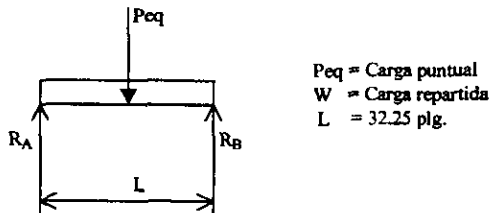


Figura 5.3. Reacciones y cargas aplicadas a la flecha.

### 5.1 Primera fase de operación de la compuerta.

En la primera fase se analiza la flecha de la compuerta cuando esta se encuentra en posición abierta es decir, que no está sometida a ninguna carga de presión ó de trabajo de la cámara, mas que solo a su propio peso y el giro que ejercerá el rotac a la flecha por medio de una transmisión hidráulica, que hará que esta gire y cierre la cámara sin que todavía el seguro que está en el extremo de la compuerta. En la figura 5.4, se muestra la posición de la compuerta en esta primera fase:

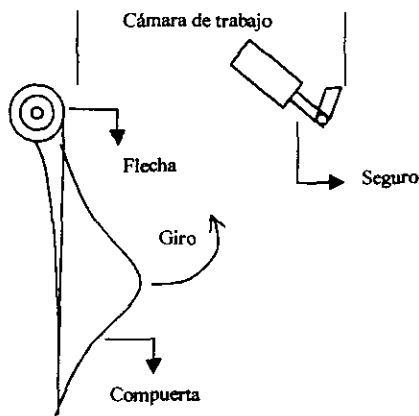


Figura 5.4. Posición baja de la compuerta.

En la primera fase se requiere calcular el diámetro de la flecha, para esto se requiere conocer el momento torsionante y el momento flexionante que se ejercen sobre esta flecha.

Para obtener el momento torsionante primero es necesario hacer el siguiente análisis sobre el rotac.

Las dimensiones y el ángulo de apertura que se tienen en el rotac al hacer su giro se muestran en la figura 5.5.

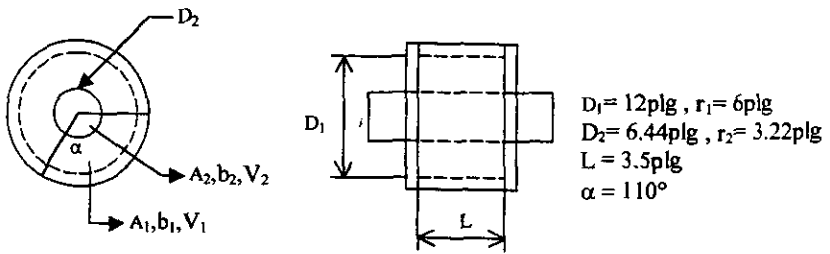


Figura 5.5. Dimensiones y características del rotac.

Ya que el rotac en esta fase tiene un ángulo de giro efectivo igual a  $110^\circ$ , el volumen de la cámara interna del rotac se calcula las siguientes ecuaciones.

Donde la longitud de arco es:

$$b = \alpha \cdot r \quad \dots\dots\dots(5.1)$$

Donde:

$$\begin{aligned} b &= \text{longitud} \\ r &= \text{radio} \\ \alpha &= \text{radianes} \end{aligned} \quad \text{portanto} \quad \alpha = \frac{110}{57.2967} = 1.92 \text{ rad}$$

$\alpha = \text{grados}$

En donde la ecuación para el volumen es igual.

$$V = \left( \frac{b_1 \cdot r_1}{2} \right) L + \left( \frac{b_2 \cdot r_2}{2} \right) L \quad \dots\dots\dots(5.2)$$

Para encontrar las longitudes de arco se sustituye en la ecuación 5.1, tenemos:

$$\begin{aligned} b_1 &= \alpha \cdot r_1 = (1.92)(6 \text{ plg}) = 11.5 \text{ plg} \\ b_2 &= \alpha \cdot r_2 = (1.92)(3.22 \text{ plg}) = 6.18 \text{ plg} \end{aligned}$$

Sustituyendo todos los valores en la ecuación 5.2, se tiene el volumen:

$$\begin{aligned} V &= \left( \frac{(11.2 \text{ plg})(6 \text{ plg})}{2} \right) (3.5 \text{ plg}) + \left( \frac{(6.18 \text{ plg})(3.22 \text{ plg})}{2} \right) (3.5 \text{ plg}) \\ V &\approx 86.2 \text{ plg}^3 \end{aligned}$$

A continuación se calculará el caudal y posteriormente, la potencia producida con ayuda de los resultados ya obtenidos.

Así se tiene:

$$Q = \frac{V}{T} \dots\dots\dots(5.3)$$

$$Pot = P \cdot Q \dots\dots\dots(5.4)$$

Donde:

T = Tiempo = 1.5 s

V = Volumen = 86.2 plg<sup>3</sup>

P = Presión del sistema hidráulico = 1885.93 lb/plg<sup>2</sup>

Q = Caudal

Pot = Potencia

Sustituyendo los datos en las ecuaciones 5.3 y 5.4, se obtendrá la potencia, para obtener consecutivamente el momento torsionante.

Donde el caudal es igual:

$$Q = \frac{86.2 \text{ plg}^3}{1.5 \text{ s}} = 57.47 \frac{\text{plg}^3}{\text{s}}$$

Por tanto la potencia es:

$$Pot = \left( 1885.93 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} \right) \left( 57.47 \frac{\text{plg}^3}{\text{s}} \right) = 108384.4 \frac{\text{lb} \cdot \text{plg}}{\text{s}}$$

convirtiendo

$$Pot = 108384.4 \frac{\text{lb} \cdot \text{plg}}{\text{s}} \times \frac{1 \text{ hp}}{550 \frac{\text{lb} \cdot \text{plg}}{\text{s}}} = 197 \text{ hp}$$

Con los valores obtenidos se calcula el momento torsionante por medio de las ecuaciones siguientes:

$$n = \left( \frac{360^\circ}{\alpha} \right) \left( \frac{1}{T} \right) \dots\dots\dots(5.5)$$

$$M_r = \frac{Pot \cdot 63000}{n} \dots\dots\dots(5.6)$$

Donde:

Pot = Potencia = 197 hp

T = Tiempo = 0.025 min

$\alpha$  = Ángulo de desplazamiento =  $110^\circ$

n = Número de revoluciones

$M_T$  = Momento torsionante

Sustituyendo los datos en las ecuaciones 5.5 y 5.6, se obtiene el momento torsionante.

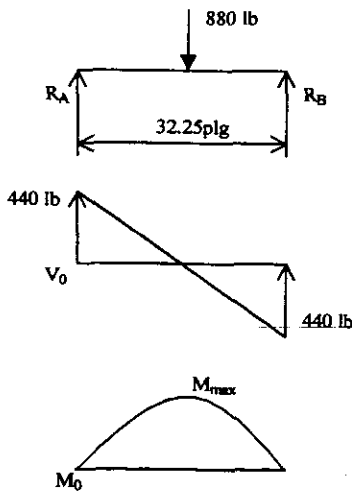
Por tanto:

$$n = \left( \frac{360^\circ}{110^\circ} \right) \left( \frac{1}{0.025 \text{ min}} \right) = 130.9 \text{ rpm} \approx 131 \text{ rpm}$$

$$M_T = \frac{(197 \text{ hp}) 63000}{131 \text{ rpm}} = 94740.46 \text{ lb} \cdot \text{plg}$$

Este momento se utilizará mas adelante.

Otra de las variables que necesitaremos para el análisis de la flecha es el momento flexionante que actúa sobre la flecha y que se calcula de la manera siguiente:



$$\sum M_A = 0$$

$$-16.125(880) + R_B(32.25) = 0$$

$$R_B = \frac{14180}{440} = 440 \text{ lb}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + 440 - 880 = 0$$

$$R_A = 880 - 440$$

$$R_A = 440 \text{ lb}$$

$$M_{max} = \frac{(16.125 \text{ plg})(440 \text{ lb})}{2} = 3547.5 \text{ lb} \cdot \text{plg}$$

Con el momento flexionante (M) y el momento torsionante ( $M_T$ ), Se procede a diseñar la flecha por medio de la ecuación 3.1, del código ANSI-ASME, aplicándola para encontrar el diámetro requerido.

Donde las variables son:

$$F.S. = 2$$

$$\sigma_{max} = 96000 \text{ PSI}$$

$$K_b = 0.85$$

$$K_c = 0.897 \quad (\text{Para una confiabilidad del 99.9\%})$$

$$\sigma_e = ((0.5)(96000\text{PSI}))(0.85)(0.897) = 36597.6 \text{ PSI}$$

$$\sigma_f = 59000 \text{ PSI}$$

$$M = 3547.5 \text{ lb}\cdot\text{plg}$$

$$M_T = 94740.46 \text{ lb}\cdot\text{plg}$$

$$D = \text{Diámetro}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.1, del código ANSI-ASME tenemos:

$$\frac{1}{2} = \frac{32}{\pi \cdot D^3} \sqrt{\left(\frac{(1)(3547.5)}{36597.6}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{94740.46}{59000}\right)^2}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{32}{\pi \cdot D^3} (1.39)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32(1.39)}{\pi(0.5)}} = 3.04 \text{ plg}$$

$$D = 3 \text{ plg}$$

En la primera fase podemos decir que el diámetro requerido en la flecha es de 3 plg, pero se debe de comparar con el de la segunda fase.

**ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

## 5.2 Segunda fase de operación de la compuerta.

En la segunda fase se analiza la flecha de la compuerta cuando esta se encuentra en posición cerrada es decir, que está sometida a carga, presión de trabajo y su propio peso. En este caso entra el seguro que está en el extremo de la compuerta.

En la figura 5.7, se muestra la posición de la compuerta en esta segunda fase.

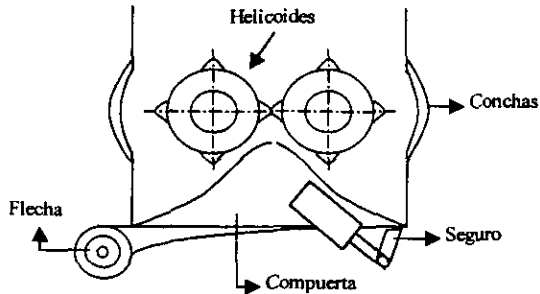


Figura 5.6. Posición de la compuerta cuando está cerrada.

Para hacer el diseño de la flecha se debe conocer el momento flexionante, para encontrar el momento flexionante se necesita conocer la fuerza que se calcularán con ayuda de las siguientes ecuaciones:

$$F = P \cdot A \quad \dots\dots(5.7)$$

$$A = b \cdot l \quad \dots\dots(5.8)$$

Donde:

$P$  = Presión = 78 lb/plg<sup>2</sup>

$b$  = Base = 26plg

$l$  = Longitud = 32.2plg

$A$  = Área

$F$  = Fuerza

Por lo tanto al sustituir los valores en las ecuaciones 5.7 y 5.8, se tiene que:



$$A = (26 \text{ plg})(32.25 \text{ plg}) = 838.5 \text{ plg}^2$$

$$F = \left(78 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}\right)(838.5 \text{ plg}^2) = 65403 \text{ lb}$$

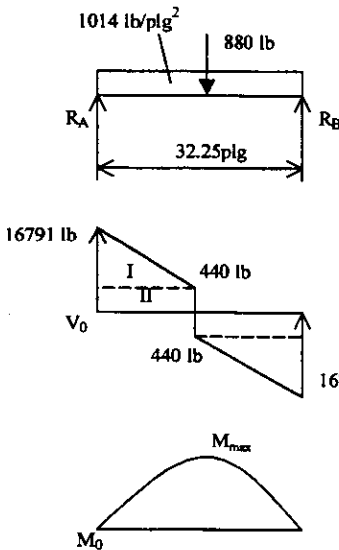
$$F = \frac{65403 \text{ lb}}{2} = 32701.5 \text{ lb}$$

Con las variables calculadas se calculan el momento flexionante de la siguiente manera por tanto:

Peso de la compuerta = 800 lb

$\omega_{\text{TOT}} = 32701.5 \text{ lb}$

$$\omega = \frac{32701.5 \text{ lb}}{32.25 \text{ plg}} = 1014 \frac{\text{lb}}{\text{plg}}$$



$$\sum M_A = 0$$

$$-32.25(1014)(16.125) - 880(16.125) + R_B(32.25) = 0$$

$$R_B = \frac{527311.7 + 14190}{32.25} = 16791 \text{ lb}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A - 880 - 32701.5 + 16791 = 0$$

$$R_A = -16791 + 880 + 32701.5$$

$$R_A = 16791 \text{ lb}$$

$$M = \left(\frac{(16791 - 440)(16.125)}{2}\right) + (440)(16.125) =$$

$$M_{\text{max}} = 138925 \cdot \text{lb} \cdot \text{plg}$$

Con el momento flexionante (M), se procede a diseñar la flecha por medio de la ecuación 3.1, del código ANSI-ASME aplicándola para encontrar el diámetro requerido.

Donde las variables son:

$$\text{F.S.} = 3$$

$$\sigma_{\text{MAX}} = 96000 \text{ PSI}$$

$$K_b = 0.85$$

$$K_c = 0.897 \quad (\text{Para una confiabilidad de } 99.9\%)$$

$$\sigma_s = ((0.5)(96000 \text{ PSI}))(0.85)(0.897) = 36597.6 \text{ PSI}$$

$$M = 138925 \text{ lb plg}$$

$$M_T = 0 \text{ lb plg}$$

$$\sigma_F = 59000 \text{ PSI}$$

$$D = \text{Diametro}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.1, del código ANSI-ASME tenemos:

$$\frac{1}{3} = \frac{32}{\pi \cdot D^3} \sqrt{\left(\frac{(1)(138925)}{36597.6}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{0}{59000}\right)^2}$$

$$\frac{1}{3} = \frac{32}{\pi \cdot D^3} (3.8)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32(3.8)}{\pi(1/3)}} = 4.88 \text{ plg} \approx 5 \text{ plg}$$

$$D = 5 \text{ plg}$$

En la segunda fase se tiene un diámetro de 5 plg, pero tenemos que compararlo con el de la primera fase.

### 5.3 Solución final.

De acuerdo a los resultados obtenidos en la primera y segunda fase, podemos concluir que el diámetro más conveniente es el de la segunda fase, por el de mayor diámetro debido a las cargas y presiones de trabajo ejercidas en la segunda fase, por tanto el diámetro es:

$$D = 5 \text{ plg.}$$

#### **5.4 Diseño de flecha para la compuerta.**

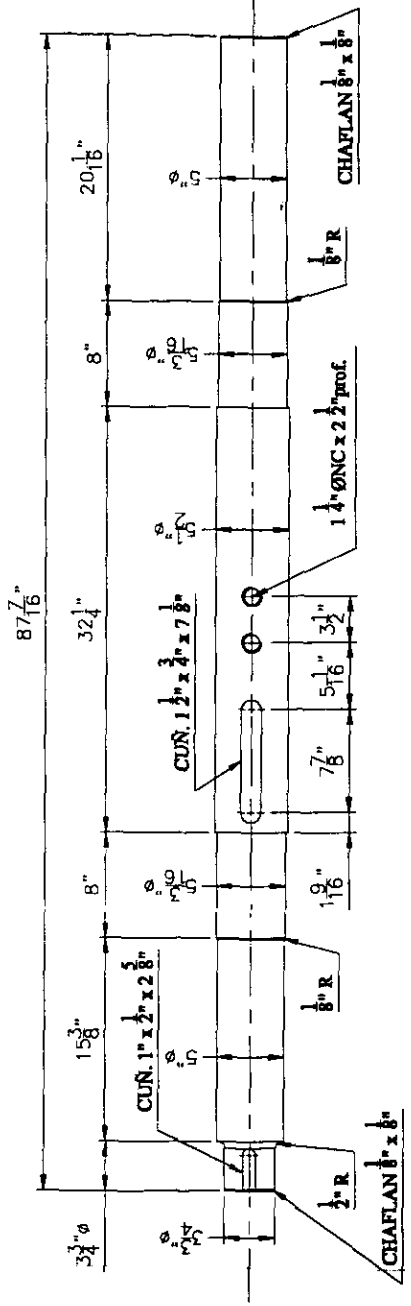
Una vez realizados los cálculos necesarios para el diseño de la flecha y obtenido el diámetro requerido para soportar las cargas estáticas y de trabajo, ahora se procederá a realizar el dibujo de detalle de dicha flecha con la configuración y las dimensiones requeridas para ser acoplada a la máquina homogeneizadora de hules (Mambury).

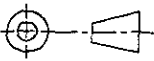
Para realizar el acoplamiento se necesitará un cople estriado de  $3 \frac{3}{4}$  plg de diámetro interior, que irá montado entre el Rotac y en un extremo de la flecha el cual transmitirá la potencia del sistema hidráulico a la flecha.

Como en el interior de la máquina se cuenta con bujes de bronce de  $5 \frac{3}{16}$  plg de diámetro interior para reducir la fricción producida por el giro de la flecha en la apertura y cierre de la compuerta, es necesario tener dos diámetros en cada uno de los extremos de la flecha esto es debido a que los bujes tienen que recorrer la distancia que va a partir de cada uno de los extremos de la flecha, hasta su punto de apoyo donde la máquina lo requiera, por lo que es necesario reducir los diámetros iniciales para permitir el libre paso del buje por ejemplo, estos diámetros de la flecha pueden ser de 5 plg.

Y finalmente hacia la parte central de la flecha se encuentra el diámetro de diseño requerido para soportar las cargas de trabajo, obtenido en los cálculos anteriormente realizados, o sea 5 plg, por lo que el diámetro de la flecha en esta parte se considerará de aproximadamente  $5 \frac{1}{2}$ plg como un factor de seguridad. En esta misma área de la flecha, se localizarán dos barrenos roscados y una cuña que serán parte de la sujeción de la compuerta a la flecha.

Con todo lo antes mencionado, se muestra el dibujo de detalle de la flecha en la figura 5.7.



Esc: 3/32":1"	F.E.S.-C. (U.N.A.M.)	31/MARZO/2000	DIB: C. TENORIO
Acot: plg	FLECHA PARA UNA COMPUERTA		REV: FELIPE DIAZ
			MAT: ACERO 1045

## CAPÍTULO 6

### CONCLUSIONES.

En la búsqueda de soluciones prácticas a los problemas cotidianos que se presentan en la industria es necesario realizar trabajos de investigación o diseño que permitan evaluar las características y posibles resultados a los problemas planteados, obteniéndose así una amplia gama de opciones a elegir que permitan evaluar el procedimiento mas adecuado a seguir, en la búsqueda de éstas soluciones.

En este caso fue necesario aplicar una serie de conocimientos p,incipalmente relacionadas con el diseño y una de las etapas en el proceso en la producción de llantas, en la cual se necesitaba conocer principalmente el diámetro de una flecha que formaba parte de una de las máquinas.

El diseño de la flecha debe tomar en cuenta varios factores, desde el análisis del proceso de producción, la función de la flecha, la calidad y cantidad de información existente así como los cálculos obtenidos en el proyecto mecánico, y tal vez lo más importante, la decisión tomada por uno mismo. De todo esto se pueden determinar las características deseadas en el diseño que nos darán los resultados deseados.

De acuerdo a los resultados obtenidos en los análisis de las dos fases, se puede determinar que el diámetro mas adecuado para la flecha, es el de mayor diámetro por las necesidades, las características de trabajo, cargas aplicadas y demás factores que puedan intervenir.

## BIBLIOGRAFÍA

### DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA

Joseph Edward Shingley , Charles R. Mischke  
Mc Graw Hill, Quinta. edición.

### DISEÑO DE MAQUINAS

Aarón D. Deutschman , Walter J. Michels, Charles E. Wilson.  
Compañía Editorial Continental, S:A: de C.V., Primera edición.

### DISEÑO DE COMPONENTES DE MAQUINAS

William C. Orthwein,  
Compañía Editorial Continental, S:A: de C.V., Primera edición.

### DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

Virgil Moring Faires,  
Unión Tipográfica Editorial Hispano Americana, Primera edición en español.

### RESISTENCIA DE MATERIALES

Ferdinand L. Singer,  
Harper y Row Latinoamericana. Tercera edición.

### MECANICA DE LOS MATERIALES

K. Pete Arges, Aubrey E. Palmer  
Compañía Editorial Continental, S:A: de C.V., Quinta edición.

### APUNTES DE SEMINARIO DEL MODULO DE DISEÑO

M. I. Felipe Díaz del Castillo