

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
" CAMPUS ARAGON "

ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LA BIELA DEL MOTOCOMPRESOR
DEL SISTEMA DE TRANSPORTE COLECTIVO
DE LA CIUDAD DE MEXICO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

A R E A : M E C A N I C A

P R E S E N T A N :

LEONARDO GRANADOS JUÁREZ
LUIS DANIEL TORRES GARDUÑO

ASESOR: ING. JAVIER NAVA PEREZ



Universidad Nacional
Autónoma de México



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.

Agradecimientos:

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MEXICO

Por ser nuestra Alma mater,
por brindarnos la oportunidad de ser profesionistas
siendo parte de su gente, su historia y su
tradicción..... orgullosamente UNAM.

PROFESORES

Por sus enseñanzas, consejos y amistad
que nos brindaron.

SISTEMA DE TRANSPORTE COLECTIVO "METRO"

Por permitirnos colaborar en sus investigaciones
y presentar este trabajo de tesis.

ING. JAVIER NAVA PÉREZ

Por su asesoría, su valioso tiempo
que nos ha otorgado y sobre todo su amistad.

Dedicatoria:

A mis padres:

Irene y Juan

Por su amor y cariño que siempre me han demostrado, por brindarme la oportunidad de triunfar en la vida gracias a sus innumerables sacrificios y su infinito e incondicional apoyo.

A mis hermanas:

Maria Eugenia y Jokebed

Por su apoyo, cariño y comprensión que me han entregado, por su ayuda y fortaleza en todo momento.

A mis Abuelos y Tíos:

Por sus sabios consejos, su confianza y sus impulsos a seguir siempre adelante.

A mi Esposa:

Nancy

Por el gran amor, cariño y comprensión que nos une.

A mis Primos:

Gustavo, Omar y Jonatan

Por la gran unidad que nos a caracterizado y que siempre hemos demostrado, por su apoyo y motivación a la constante superación... gracias hermanos.

Leonardo Granados Juárez

Dedicatoria:

A mis padres:

*Su amor y cariño, comprensión y paciencia.
La guía más que el camino.
Confianza y alientos.
Gracias por ser parte y pilar de este éxito.*

A mi hermana:

*Por todo lo opuesto que puedes ver este
mundo.
Por ir contra corriente.
Por ser oído antes que
voz.
Por ser tu misma y no uno más en esta fila.*

A toda la familia:

*Gracias por todos los momentos vividos
y compartidos.
Consejos y experiencias.
Gracias Abuelos por todo.*

A Karla y Danna:

*Por ser una parte esencial en
mi vida.
El complemento de la vida.*

Luis Daniel Torres Garduño

ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LA BIELA DEL MOTOCOMPRESOR
DEL SISTEMA DE TRANSPORTE COLECTIVO DE LA
CIUDAD DE MEXICO

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
--------------	---

CAPITULO 1
DINAMICA DE MECANISMOS

1.1	MECANISMOS	4
1.2	FUERZAS EN LOS MECANISMOS	4
1.2.1	FUERZAS DE INERCIA	5
1.3	BALANCEO	6
1.3.1	BALANCEO ESTÁTICO	6
1.3.2	BALANCEO DINÁMICO	6
1.3.3	ANÁLISIS DE DESBALANCEO	7
1.4	COJINETES	9
1.4.1	COJINETES DE DESLIZAMIENTO	9
1.4.2	MATERIALES PARA COJINETES	10
1.5	ANÁLISIS DE FUERZAS	11
1.5.1	MÉTODO DE LOS COMPONENTES TRANSVERSALES Y RADIALES	11
1.5.2	MÉTODO DE MASAS PUNTUALES	12
1.6	ANÁLISIS DINÁMICO DE UN MECANISMO MANIVELA-BIELA-PISTON	13
1.6.1	FUERZAS DESARROLLADAS EN EL MECANISMO	14
1.6.2	ANÁLISIS DE VELOCIDADES Y ACELERACIONES	16
1.6.3	FUERZAS DESARROLLADAS EN EL PISTÓN	18
1.6.4	FUERZAS DESARROLLADAS EN LA PARTE SUPERIOR DE LA BIELA	19
1.6.5	FUERZAS DESARROLLADAS EN LA PARTE INFERIOR DE LA BIELA	20
1.6.6	FUERZAS DESARROLLADAS EN EL CIGÜEÑAL	21

CAPITULO 2
ESFUERZOS Y FALLAS POR FATIGA

2.1	ESFUERZOS PERMISIBLES	23
2.2	ESFUERZOS COMBINADOS	23
2.3	ESFUERZOS PRINCIPALES	24
2.3.1	CIRCULO DE MOHR	26
2.4	ESFUERZO EFECTIVO DE VON MISES	27
2.5	CRITERIOS DE FLUENCIA Y FRACTURA	28
2.5.1	TEORÍA DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO	28
2.5.2	TEORÍA DE LA ENERGIA DE DISTORSIÓN MÁXIMA	29
2.5.3	TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO	30
2.5.4	CRITERIO DE FALLA DE MOHR	31
2.6	FALLAS POR FATIGA	32
2.6.1	INICIACIÓN DE LA GRIETA	33
2.6.2	PROPAGACIÓN DE LAS GRIETAS	33
2.6.3	FRACTURA	33
2.7	CRITERIOS DE MEDICION DE LAS FALLAS POR FATIGA	34
2.7.1	PRUEBA DE LA VIGA ROTATIVA	34
2.7.2	ESFUERZOS FLUCTUANTES	36
2.8	FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA	37
2.8.1	FACTOR DE SUPERFICIE	37
2.8.2	FACTOR DE TAMAÑO	38
2.8.3	FACTOR DE CARGA	40
2.8.4	FACTOR DE TEMPERATURA	40
2.8.5	FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS	40
2.9	RESISTENCIA A LA FATIGA EN CASO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES	41

CAPITULO 3
DESCRIPCIÓN DEL MATERIAL RODANTE

3.1	PRINCIPIO DE RODAMIENTO	45
3.1.1	RUEDAS PORTADORAS	46
3.1.2	RUEDAS GUÍA	46
3.1.3	RUEDAS DE SEGURIDAD	47
3.2	PILOTAJE AUTOMÁTICO	47
3.3	PARQUE VEHICULAR DEL S.T.C METRO	49
3.3.1	TRENES NEUMÁTICOS	50

3.3.2	TRENES FÉRREOS	51
3.4	EL COMPRESOR	52
3.4.1	CLASIFICACIÓN	52
3.4.2	COMPRESOR ALTERNATIVO DE PISTÓN	53
3.4.2.1	COMPRESORES DE UNA Y DOS ETAPAS	54
3.4.2.2	COMPRESORES DE SIMPLE Y DOBLE EFECTO	55
3.5	EL MOTOCOMPRESOR	55
3.5.1	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO	56
3.6	MOTOCOMPRESOR 71T2 DEL S.T.C METRO	58
3.6.1	FUNCIONAMIENTO	68
3.6.2	UTILIZACIÓN	60

CAPITULO 4 MECANICA DE FALLA

4.1	CAUSAS QUE PRODUCEN FALLAS	61
4.2	CLASIFICACIÓN	62
4.3	TIPOS DE FRACTURA	63
4.4	ESFUERZO Y RESISTENCIA	63
4.4.1	APLICACIÓN DE CARGAS	64
4.5	FRACTURAS POR FATIGA	64
4.6	CONCENTRACIONES LOCALIZADAS DE ESFUERZOS	65
4.7	IMPUREZAS EN EL MATERIAL	66
4.8	MÉTODOS DE INSPECCIÓN	67
4.8.1	RADIOGRAFÍAS	67
4.8.2	INSPECCIÓN ULTRASÓNICA	68
4.8.3	INSPECCION POR LIQUIDO PENETRANTE	69

CAPITULO 5 ANÁLISIS DINAMICO DEL MECANISMO

5.1	DATOS TÉCNICOS DEL MECANISMO	71
5.2	MASAS PUNTUALES EN EL MECANISMO	72
5.2.1	MASAS PUNTUALES EN LA BIELA	72
5.3	DETERMINACIÓN DE VELOCIDADES Y ACELERACIONES	74
5.4	DETERMINACIÓN DE FUERZAS DESARROLLADAS EN EL MECANISMO	76

CAPITULO 6
ESFUERZOS EN LA BIELA

6.1 DETERMINACION DE LAS FUERZAS ACTUANTES EN LA BIELA	82
6.2 UBICACIÓN DE LAS FUERZAS SOBRE LA BIELA	84
6.3 FUERZAS INTERNAS (P, V, M) EN LAS SECCIONES CRÍTICAS	98
6.4 SECCIONES CRÍTICAS	99
6.4.1 CARACTERÍSTICAS DE LAS SECCIONES	99
6.5 ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES DEBIDOS A LAS FUERZAS INTERNAS	102
6.6 VALORES MÁXIMOS DE LOS ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES	103
6.7 COMPARACIÓN CON LA TEORIA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO	104

CAPITULO 7
ESFUERZOS POR FATIGA EN LA BIELA

7.1 ESFUERZOS NOMINALES MÁXIMOS Y MINIMOS DE CADA SECCIÓN	105
7.2 ESFUERZOS CRÍTICOS MÁXIMOS Y MINIMOS DE CADA SECCIÓN	106
7.3 ESFUERZOS MEDIOS Y ALTERNANTES DE CADA SECCIÓN	108
7.4 ESFUERZOS PRINCIPALES MEDIOS Y ALTERNANTES DE CADA SECCIÓN	110
7.5 ESFUERZO VON MISES MEDIO Y ALTERNANTE DE CADA SECCIÓN	111
7.6 COMPARACIÓN CON EL CRITERIO DE FALLA	112

CONCLUSIONES GENERALES

DETERMINACIÓN DE LA FALLA	115
PROPUESTA DE SOLUCIÓN	116

BIBLIOGRAFÍA	118
--------------	-----

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCION

El Sistema de Transporte Colectivo Metro (S.T.C), de la ciudad de México cumplió el 4 de septiembre del 2004, 34 años de servicio con la política de actualizar y modernizar gran parte de su infraestructura para garantizar la seguridad y eficiencia en desempeño del servicio, manteniéndose como la columna vertebral del transporte publico de la capital del país.

El 4 de septiembre de 1969 el metro comenzó a operar con una sola línea, de Zaragoza a Chapultepec, la integraban 16 estaciones distribuidas a lo largo de 12,6 kilómetros y sus 12 trenes movilizaban a 240 mil pasajeros al día.

En la década de los 80's se dio el mayor crecimiento de la red del metro, con la construcción de 5 nuevas líneas: Martín Carrera-Santa Anita (línea 4), Pantitlán-Politécnico (línea 5), El Rosario-Martín Carrera (línea 6), El Rosario-Barranca del Muerto (línea 7) y Pantitlan-Tacubaya (línea 9). Además se concluyo el trazo programado de la línea 1 (Observatorio-Pantitlan), línea 2 (Tasqueña-Cuatro Caminos) y línea 3 (Indios Verdes-Universidad).

Entre 1990 y 1994 se construyeron e inauguraron las líneas "A" (Pantitlan-La Paz) y 8 (Garibaldi-Constitución de 1917). Igualmente a mediados de la década pasada inicio la construcción de la línea "B", cuyas inauguraciones de su primera y segunda etapa fueron a finales de los años 1999 y 2000 respectivamente.

En la actualidad, el metro cuenta con 11 líneas, 175 estaciones y 202 kilómetros de longitud. El parque vehicular lo integran 302 trenes de los que más de 230 están en servicio diario para transportar a 4,5 millones de personas y recorrer 105 mil kilómetros en 20 horas de servicio diario.

En estos 33 años de servicio el metropolitano ha transportado a mas de 35 mil 423 millones de personas y ha recorrido cerca de 722 millones de kilómetros.

Por todo lo anterior, es de vital importancia el mantener en optimas condiciones los trenes e instalaciones del Sistema de Transporte Colectivo Metro (S.T.C), ya que solo de esta manera seguirá siendo un transporte rápido, seguro y eficiente.

Por tal razón el Sistema de Transporte Colectivo Metro da un mantenimiento preventivo a los trenes, el cual consiste en sacar de operación el material rodante a fin de poder desmontar y desensamblar cada una de las partes que lo forman, permitiendo examinar las piezas en las áreas y/o laboratorios que les corresponde y así conocer las condiciones en que se encuentran y con ello determinar si aun cumplen con las normas de funcionamiento y seguridad o si la vida útil de la o las piezas han llegado a su fin en condiciones normales de operación; Con esto se logra un adecuado y seguro funcionamiento del metro, en cada uno de los trenes.

De entre los múltiples componentes que lo forman, el motocompresor es uno de los principales equipos que requiere una inspección cuidadosa ya que se encarga de generar el aire que se necesita para alimentar el sistema neumático, el cual controla entre otras cosas, la apertura y cierre de las puertas así como también el mecanismo de frenado de cada uno de los vagones del tren.

Durante la realización de un mantenimiento preventivo al material rodante en el taller de mantenimiento mayor en Ticomán, se detecto en la biela del cilindro de baja presión del motocompresor una fisura, dicho hallazgo es de alarmar debido a que este equipo es de primordial importancia para la segura operación del tren. Se presenta después de 4.5 años de operación en línea 3 que corre de Indios verdes a Universidad; dicha fisura es motivo de alarma para el área usuaria debido a que una falla en operación en este elemento dejaría de suministrar el aire necesario para el funcionamiento del sistema de frenado y la apertura y cierre de puertas. Por lo que es necesario un estudio completo de la misma como es el análisis de esfuerzos en la biela y el estudio de la fractura.

El presente trabajo de investigación tiene por objetivo realizar el estudio del análisis de esfuerzos en la biela, con lo cual se pretende deslindar responsabilidades con respecto a la fisura encontrada en la biela, al momento de realizar la inspección en la misma. Es de gran importancia el poder realizar este estudio ya que de encontrarse alguna anomalía en el diseño de la misma, que pudiera considerarse como causante de la fisura, esta tendría que ser corregida y remplazada de forma inmediata, ya que la responsabilidad que conlleva en el mecanismo de frenado es de suma importancia.

Cabe destacar que, debido a la complejidad de estos estudios, en esta tesis sólo se presenta el estudio de esfuerzos, trabajo que nos fue encomendado. Para ello no se cuenta con información al respecto en el S.T.C. por lo que los procedimientos de análisis fueron seleccionados y propuestos por nosotros, siendo aceptados por los responsables del área de Ingeniería de Mantenimiento Mayor Ticomán.

El análisis de falla (de la fisura) fue realizada por la coordinación de laboratorios del Sistema de Transporte Colectivo, la cual sería motivo de otra tesis debido a la diversidad de los ensayos realizados por lo que sólo se menciona el resultado del análisis para comprender la o las causas de la falla.

En el presente trabajo de tesis que lleva por nombre: "Análisis de Esfuerzos en la Biela del Motocompresor del Sistema de Transporte Colectivo de la Ciudad de Mexico", se pretende analizar y encontrar la causa que origino la presencia de tal fisura.

La tesis esta formada por siete capítulos, los cuales en forma general explican lo que ocurre en el mecanismo y lo que se desarrolla en la biela; El primer capítulo contiene los principios de la dinámica de mecanismos y sus métodos para analizarla. En el segundo capítulo se describen los diferentes tipos de esfuerzos a los que se encuentran sometidos los elementos mecánicos, las fallas causadas por fatiga, los diferentes factores que intervienen en esta y los existentes criterios para su análisis.

El tercer capítulo muestra lo que conforma al Sistema de Transporte Colectivo (S.T.C), el funcionamiento y composición del Metro (Material Rodante), mostrando y ubicando cada parte que lo constituye.

En el cuarto capítulo se hace una clasificación de las posibles causas que producen fallas en los elementos, así como también se explican los diferentes tipos de métodos de inspección para encontrar estas.

La obtención de las velocidades, las aceleraciones y por consecuencia las fuerzas actuantes en el mecanismo, es descrita en el capítulo cinco, mediante un análisis dinámico. La determinación y ubicación de las fuerzas así como de los esfuerzos desarrollados en la biela y la comparación de estos con la teoría o con el criterio de falla se realizan en los capítulos seis y siete.

De esta manera, buscamos ayudar al S.T.C Metro, en la explicación y solución de lo sucedido, con las bases sólidas de la ingeniería y del diseño mecánico.

CAPITULO 1

DINAMICA DE MECANISMOS

DINÁMICA DE MECANISMOS

1.1 MECANISMOS

Un mecanismo es un conjunto de cuerpos rígidos vinculados entre sí, capaz de permitir un movimiento definido entre sus componentes o miembros, como ejemplos tenemos: mecanismo de cuatro barras articuladas, mecanismo motor, mecanismo de retorno rápido.

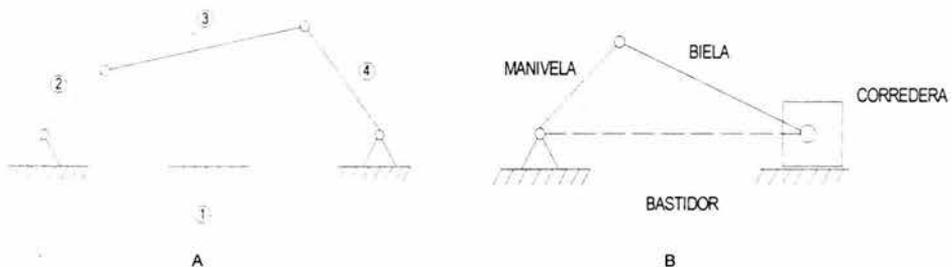


FIG. 1.1 A) MECANISMO DE 4 BARRAS ARTICULADAS, B) MECANISMO MOTOR (MANIVELA - BIELA - PISTON)

Al conjunto formado por uno o más mecanismos se le llama máquina, y tiene la finalidad de transmitir potencia y en consecuencia, para realizar un trabajo.

1.2 FUERZAS EN LOS MECANISMOS

Para poder diseñar los componentes de una máquina o mecanismo, es necesario determinar las fuerzas y momentos que actúan en los eslabones individuales. Cada componente de una máquina por más pequeño que sea se debe analizar cuidadosamente para determinar su papel en la transmisión de fuerzas.

Generalmente se conocen las fuerzas asociadas con la función principal de la máquina en las máquinas que desarrollan trabajo útil, por ejemplo, en un motor de tipo de pistón o en un compresor de tipo de pistón, se conoce la fuerza del gas sobre el pistón; a esas fuerzas se les llama estáticas debido a que se clasifican en forma diferente que las fuerzas de inercia en el análisis de las máquinas, en el cual las fuerzas de inercia se expresan en función del movimiento acelerado de los eslabones individuales.

1.2.1 FUERZAS DE INERCIA

Del estudio de la mecánica se sabe que las siguientes ecuaciones del movimiento se aplican a un cuerpo rígido en movimiento plano.

$$\sum F = M A_g \quad (1.1)$$

$$\sum T = I \alpha \quad (1.2)$$

En donde $\sum F$ es la suma vectorial o la resultante R de un sistema de fuerzas que actúan en el cuerpo en el plano del movimiento; M es la masa del cuerpo; y A_g es la aceleración del centro de masa del cuerpo. $\sum T$ es la suma de los momentos de las fuerzas y pares alrededor de un eje que pasa por el centro de masa normal al plano del movimiento; I es el momento de inercia del cuerpo alrededor del mismo eje pasando por el centro de masa; y α es la aceleración angular del cuerpo en el plano del movimiento.

Cuando se conoce A_g de un eslabón dado y se puede calcular $M A_g$, se obtiene una simplificación en el concepto si se considera a $M A_g$, expresado en unidades de fuerza, como un vector F_o de fuerza y se muestra como la equilibrante de R en el diagrama de cuerpo libre del eslabón.

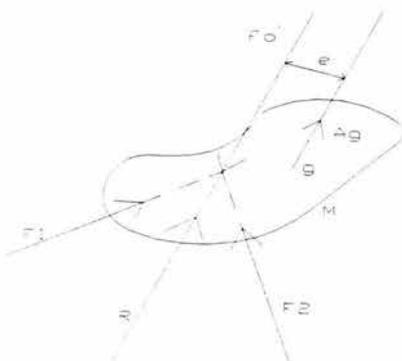


FIG. 1.2 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE UN ESLABÓN BAJO LA ACCIÓN DE F_1 Y F_2 .

Al mostrar F_o en sentido opuesto a A_g y al momento de F_o en sentido opuesto a α parece representar una resistencia al movimiento acelerado del eslabón y en cierto sentido es una medida de la inercia del eslabón. En consecuencia, a F_o se le llama una fuerza de inercia.

1.3 BALANCEO

Balanceo es la técnica de corregir o eliminar fuerzas o momentos de inercia indeseables. Las fuerzas en el armazón pueden variar de manera significativa durante un ciclo completo de operación. Estas fuerzas pueden provocar vibraciones que a veces pueden alcanzar amplitudes peligrosas. Incluso aunque no lo fueran, las vibraciones aumentan los esfuerzos en los componentes y someten a los cojinetes a cargas repetidas que provocan la falla prematura por fatiga de las piezas. Por tanto, es necesario eliminar, o por lo menos reducir, en primera instancia, las fuerzas de inercia que producen estas vibraciones.

1.3.1 BALANCEO ESTÁTICO

El balanceo estático se utiliza sólo para piezas cuyas dimensiones axiales son pequeñas, como por ejemplo, engranes, ventiladores e impulsores. Las máquinas que se utilizan para realizar dicho balanceo reciben el nombre de máquinas para balancear en un sólo plano, porque la masa debe estar prácticamente en un solo plano. Es importante notar que si se deben montar varias ruedas en un eje que va a girar, las piezas deben balancearse estáticamente en forma individual antes de montarlas.

El balanceo estático es esencialmente un proceso de pesado en el que se aplica a la pieza una fuerza de gravedad o una fuerza centrífuga. Se puede balancear un disco y su eje colocándolo sobre dos rieles paralelos, haciéndolo oscilar y dejándolo encontrar el equilibrio. En este caso, la localización del desbalanceo se encuentra con la ayuda de la fuerza de la gravedad. Otro método para balancear el disco sería hacerlo girar a una velocidad predeterminada. Entonces se podrían medir las reacciones en los cojinetes y utilizar sus magnitudes para indicar la magnitud del desbalanceo.

1.3.2 BALANCEO DINÁMICO

Las unidades en que se mide el desbalanceo por costumbre han sido onza-pulgada (oz-pulg.), El gramo-centímetro (g-cm) y la unidad de gramo-pulgada (g-pulg.). Para el sistema internacional la unidad más apropiada de desbalanceo es el miligramo-metro (mg-m).

En el caso de elementos de máquinas más largos, como rotores de turbinas o armaduras de motores, las fuerzas centrífugas desbalanceadas conducen a pares cuyo efecto es tender a que el rotor se voltee. El propósito del balanceo es medir el par desbalanceado y agregar un nuevo par en la dirección opuesta y de la misma

magnitud. Se introduce el nuevo par mediante la adición de masas en dos planos de corrección preseleccionados, o bien, restando masas (haciendo perforaciones) de los dos planos.

1.3.3 ANÁLISIS DEL DESBALANCEO

Se muestra como analizar cualquier sistema desbalanceado, y la manera de determinar las correcciones apropiadas aplicando métodos gráficos y métodos vectoriales.

Análisis gráfico

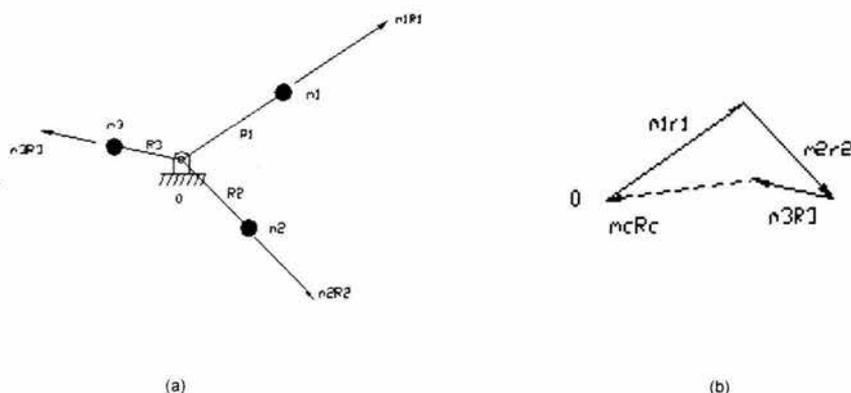


FIG. 1.3 a) SISTEMA DE TRES MASAS QUE GIRAN EN UN SOLO PLANO. b) POLÍGONO DE FUERZAS CENTRÍFUGAS QUE DA A $m_c R_c$ COMO LA CORRECCIÓN REQUERIDA

Se usan las dos ecuaciones $\Sigma F = 0$ y $\Sigma M = 0$ para determinar la magnitud y ubicación de las correcciones. Se principia observando que la fuerza centrífuga es proporcional al producto mr de una masa excéntrica giratoria. Por tanto, las cantidades vectoriales, proporcionales a la fuerza centrífuga de cada una de las tres masas $m_1 R_1, m_2 R_2$ y $m_3 R_3$ de la figura (a), actuarán en las direcciones radiales como se indica. La primera de las ecuaciones se aplica construyendo un polígono de fuerzas (Fig. 1.3 b). Puesto que este polígono requiere de otro vector, $m_c R_c$ para cerrarse, la magnitud de la corrección es $m_c R_c$ y su dirección es paralela a R_c . Se supone que las tres masas giran en un solo plano y, por tanto, es un caso de desbalanceo estático.

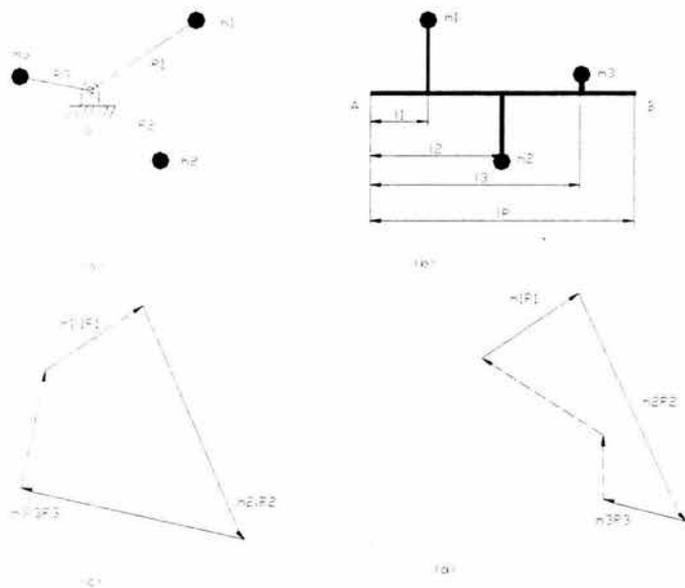


FIG. 1.4 ANÁLISIS GRÁFICO DEL DESBALANCEO

Cuando las masas giratorias se encuentran en planos diferentes, se deben usar las dos ecuaciones. La figura 1.4 a) es una vista desde un extremo de un eje en que se han montado las tres masas m_1 , m_2 , y m_3 a las distancias radiales respectivas R_1 , R_2 y R_3 . La figura 1.4 b) es una vista lateral del mismo eje, o árbol, mostrando los planos de corrección izquierda y derecho, así como las distancias a las tres masas. Se desea hallar la magnitud y la ubicación angular de las correcciones para cada plano.

El primer paso de la solución es tomar una suma de los momentos de las fuerzas centrífugas en torno a algún punto, incluyendo las correcciones. Se decide tomar esta suma en torno a "A" en el plano izquierdo de corrección, para eliminar el momento de la masa izquierda de corrección.

$$\Sigma M_A = m_1 l_1 R_1 + m_2 l_2 R_2 + m_3 l_3 R_3 + m_R l_R R_R = 0 \tag{1.3}$$

Esta es una ecuación vectorial en la que las direcciones de los vectores son paralelas, respectivamente, a los vectores R_N de la figura 1.4 a). Como consecuencia, se puede construir el polígono de momentos de la figura 1.4 c). El vector de cierre $m_R l_R R_R$ da la magnitud y dirección de la corrección requerida para el

plano derecho. Ahora ya es factible hallar las cantidades m_R y R_R . Por consiguiente, se puede escribir la ecuación

$$\Sigma F = m_1R_1 + m_2R_2 + m_3R_3 + m_RR_R + m_LR_L = 0 \quad (1.4)$$

Puesto que se da la magnitud de R_L esta ecuación se resuelve para la corrección izquierda m_LR_L , construyendo el polígono de fuerzas de la figura 1.4 d).

1.4 COJINETES

Si los elementos de una máquina se mueven, debe haber superficies de apoyo para estos elementos, algunas de las cuales se lubrican con facilidad, otras con alguna dificultad y otras no se pueden lubricar. Cuando la carga es ligera y el movimiento es pequeño, puede limitarse a especificar un agujero de aceite y entonces la lubricación dependerá de que un operario aplique lubricante intermitentemente, si bien esta práctica se adopta cada vez menos. En una categoría intermedia de carga y velocidad resulta completamente satisfactorio el uso de lubricante seco (grafito), grasa, cojinetes porosos, materiales sintéticos para los cojinetes, etc. Cuando la carga o la velocidad o ambas son altas las lubricaciones de las superficies de contacto, ya sea por aceite, aire u otro fluido, debe proporcionar una película fluida que impida en lo posible el contacto directo de las superficies móviles.

1.4.1 COJINETES DE DESLIZAMIENTO

Un cojinete de deslizamiento se compone de dos partes principales: el muñón o gorrón (que es la pieza cilíndrica soportada interiormente, generalmente un elemento giratorio u oscilante) y el cojinete o manguito que lo rodea (que puede ser estacionario o inmóvil, como en el caso de un cojinete para el árbol de transmisión, o puede ser móvil, como en el caso de un cigüeñal). Una base de la clasificación depende de si la superficie de apoyo rodea completamente al muñón, y en esta clase pertenece a la clase de cojinete completo, o sólo le rodea parcialmente, clase de cojinete parcial. Se puede utilizar un tipo sencillo de cojinete parcial cuando la carga está soportada en la parte superior del muñón y éste está sumergido en un vaso colector de aceite en el fondo. Cuando la línea de acción de la carga (reacción del apoyo) bisecta el arco de un cojinete parcial, se dice que éste está cargado centralmente; Cuando el vector no pasa por el centro, se dice que el cojinete está cargado excéntricamente (también se le llama de apoyo desviado).

Los cojinetes de deslizamiento se pueden clasificar también como cojinetes holgados y cojinetes ajustados. En los primeros el diámetro del cojinete es mayor que el diámetro del muñón. La diferencia entre dichos diámetros se llama huelgo o

juego diametral. El huelgo o juego radial es la diferencia entre los radios del cojinete y del muñón. La relación entre el huelgo diametral y el diámetro del muñón se llama relación de juego o de huelgo. Un cojinete ajustado es aquel en el cual los radios del muñón y del cojinete son iguales. Por consiguiente, un cojinete de esta clase es necesariamente de apoyo parcial, en tanto que los cojinetes holgados pueden ser de apoyo total o parcial.

1.4.2 MATERIALES PARA COJINETES

Las propiedades que se consideran ventajosas para los materiales de los cojinetes incluyen:

Deformabilidad (bajo módulo elástico, lo que implica mayor deformación por unidad de carga), compatibilidad (en la que está incluida la propiedad antisoldante con respecto al acero y la resistencia al rayado), incrustabilidad o penetrabilidad (blandura suficiente para permitir que las partículas extrañas demasiado grandes para atravesar la película mínima penetren en la superficie y sean eliminadas de la película de aceite sin ralladuras ni desgaste), baja resistencia a la cizalladura (aptitud para ser fácilmente alisada), resistencia a la compresión y a la fatiga (capacidad para soportar la máxima presión hidrodinámica y resistir la fractura frágil con carga repetida, cualquiera que sea la temperatura de funcionamiento), resistencia a la corrosión, buena conductividad térmica, casi el mismo coeficiente de dilatación térmica que el material del muñón y como siempre bajo costo.

Los materiales que más se usan son los antifricción y las aleaciones de cobre. Los metales antifricción tienen base de estaño o de plomo, dependiendo del metal que predomine en la aleación. Son relativamente débiles en todas las formas, y pierden resistencia rápidamente cuando aumenta la temperatura, por lo que se usan cada vez más en una capa delgada (menos de 0,10 cm, hasta 0,005 cm) sobre base de acero. Por su baja resistencia a la fatiga, no son satisfactorios cuando la carga es grande y variable. Si bien en algunos casos las capas delgadas suelen resistir bastante.

Las aleaciones de cobre utilizadas por cojinetes son generalmente bronce, que son mucho más fuertes y más duros que los metales antifricción. Una aleación cobre-plomo, 25-50 %, en una capa de 0,076 cm de espesor aproximadamente, tiene buena resistencia a la fatiga; La capacidad normal de carga es aproximadamente 210 kg/cm² (o bien 3000 psi). Los bronce de estaño tienen una capacidad normal de carga de 350 kg/cm² (o bien 5000 psi).

Los cojinetes de plata para servicio pesado se fabrican depositando una capa de 0,050 a 0,0706 cm de plata sobre acero, luego una capa de plomo de 0,0025 a 0,0076cm; después se deposita electrolíticamente un 4-5 % de indio que se difunde térmicamente en la capa de plomo.

Un cojinete de hierro fundido con un muñón de acero endurecido resulta una combinación excelente en cuanto al desgaste y al rozamiento, si existe lubricación de película delgada. Sin embargo, el hierro fundido no posee incrustabilidad ni las otras propiedades de un material blando que usualmente pesan más que su bajo coste.

Las aleaciones de aluminio han resultado favorables para los cojinetes en los motores de combustión interna y otras aplicaciones a causa de sus favorables propiedades de buena resistencia, conductividad, resistencia a la corrosión y bajo coste; pero la superficie de apoyo del muñón debe estar endurecida. Para mejorar la incrustabilidad se puede emplear una capa delgada de material antifricción.

Los materiales elastómeros, tales como el caucho, sirven excelentemente con agua como lubricante y se emplean mucho para ejes de hélices de buques, turbinas hidráulicas, dragas hidráulicas, como bombas, etc. El caucho blando deja pasar la arena y el cascajo sin rayar el material. También se utilizan otros muchos materiales para cojinetes con o sin lubricación por aceite o agua, incluyendo la madera (de palo santo y roble impregnado en aceite), los plásticos (nylon, teflón, resinas fenólicas), y materiales cerámicos (especialmente en aplicaciones de temperaturas extraordinariamente elevadas).

1.5 ANALISIS DE FUERZAS

Es de vital importancia conocer las fuerzas y momentos desarrollados en los mecanismos, por eso se han generado diferentes métodos para su obtención y análisis, algunos de estos métodos son los siguientes.

1.5.1 MÉTODO DE LOS COMPONENTES TRANSVERSALES Y RADIALES

Cuando se requiere determinar las fuerzas que se generan entre dos eslabones conectados, debidas a las fuerzas de inercia que actúan en cada eslabón, se puede trabajar con dos fuerzas simultaneas para determinar su efecto en la unión que conecta a los dos eslabones.

En la figura 1.5 se muestra un mecanismo articulado de cuatro barras en donde la fuerza F_3 actúa en el eslabón 3 en el punto S; se descompone F_3 en sus componentes perpendicular y paralela al eslabón 3. Estas componentes reciben los

nombres de componentes transversal y radial respectivamente, y se señalan como $F3^{T4}$ y $F3^{R4}$.

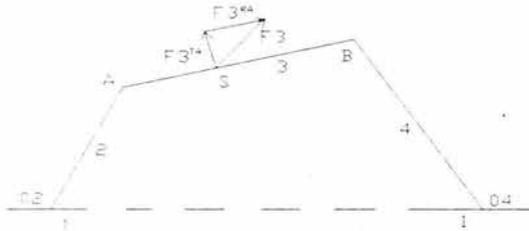


FIG. 1.5 MECANISMO DE 4 BARRAS, DONDE $F3$ SE DESCOMPONE EN COMPONENTES TRANSVERSAL Y RADIAL.

De la misma manera, las fuerzas de inercia que actúan en cada eslabón se pueden descomponer en su componente transversal y radial para su análisis.

1.5.2 MÉTODO DE MASAS PUNTALES

Este método permite representar cualquier eslabón rígido en movimiento plano, que tenga masa " m " y momento de inercia " I ", mediante un sistema equivalente de dos masas puntuales tales que la inercia de las dos masas sean cinéticamente equivalentes a la inercia del eslabón.

Si se quiere remplazar un eslabón mediante el sistema equivalente de dos masas puntuales, es necesario determinar las cuatro cantidades del sistema, las magnitudes de las dos masas " M_p " y " M_q ", y las dos distancias " l_q " y " l_p ".

$$M_p + M_q = m \quad [Kg] \quad (1.5)$$

$$M_p = m \left(\frac{l_q}{L} \right) \quad [Kg] \quad (1.6)$$

$$M_q = m \left(\frac{l_p}{L} \right) \quad [Kg] \quad (1.7)$$

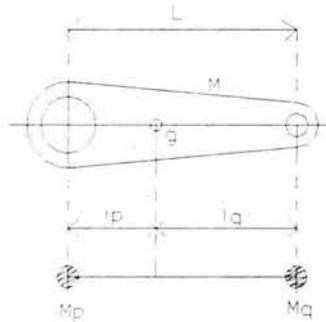


FIG. 1.6 REPRESENTACION DE UN ESLABON, POR UN SISTEMA EQUIVALENTE DE DOS MASAS PUNTALES.

Los sistemas dinámicamente equivalentes de dos masas tienen su mayor aplicación en el análisis de los motores de pistón, en especial con relación a las bielas.

1.6 ANALISIS DINAMICO DE UN MECANISMO MANIVELA- BIELA-PISTON

En la figura 1.7 se muestran los vectores que representan las fuerzas que actúan en un mecanismo manivela – biela – pistón, de acuerdo con su forma de trabajo.

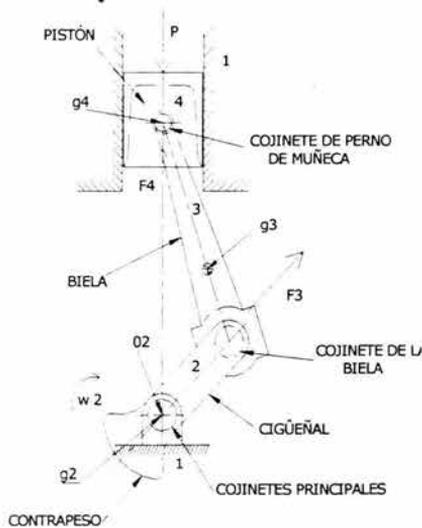


FIG. 1.7 FUERZAS PRINCIPALES DE UN MECANISMO MANIVELA – BIELA - PISTON.

1.6.1 FUERZAS DESARROLLADAS EN EL MECANISMO

La fuerza de gas estático P sobre el pistón, se obtiene del producto de la presión del gas (p), por el área de la cabeza del pistón (A), siendo esta su ecuación:

$$P = (p) (A) \quad [N] \quad (1.8,$$

Las fuerzas F_3 y F_4 que actúan en la biela y el pistón, respectivamente se conocen como dinámicas y la fuerza de inercia F_2 en el cigüeñal es igual a cero debido a que es usual balancear el cigüeñal de manera que el centro de masa (g_2) este en el eje de rotación O_2 . En consecuencia, el propio cigüeñal esta balanceado nominalmente para que Ag_2 sea cero. Las fuerzas de gravedad tambien actúan en el mecanismo, aunque debido a que los pesos de las partes móviles son pequeños, comparados con las cargas principales, generalmente no se toman en cuenta.

En la figura 1.8 se muestran los vectores que representan todas las fuerzas que se desarrollan en el mecanismo manivela – biela – pistón, considerando el método de masas puntuales.

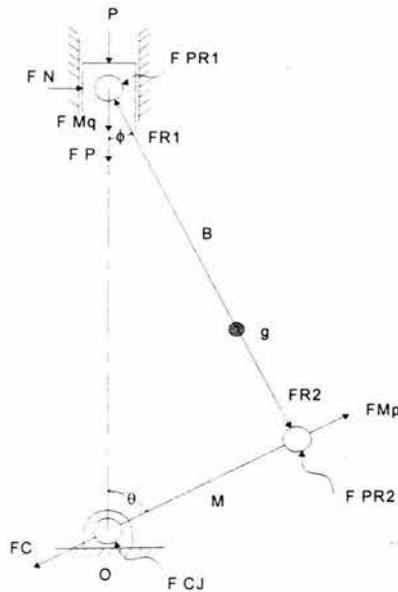


FIG. 1.8 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LOS VECTORES DE FUERZA DE UN MECANISMO MANIVELA – BIELA – PISTÓN.

De la figura anterior, se describe cada una de las fuerzas actuantes en el mecanismo:

- P , es la fuerza del gas que actúa sobre el pistón.
- FN , es la fuerza normal del pistón sobre la pared de la cámara.
- FMq es la fuerza de la masa puntual Mq , según su magnitud y dirección de aceleración.
- FP , es la fuerza de la masa del pistón, según su magnitud y dirección de aceleración.
- $FPR1$, es la fuerza que actúa en el perno de la biela y el pistón, su magnitud y dirección son desconocidas.
- $FR1$, es la fuerza de la parte inferior de la biela, que actúa sobre la parte superior.
- $FR2$, es la fuerza de la parte superior de la biela, que actúa sobre la parte inferior.
- FMp , es la fuerza de la masa puntual Mp , según su magnitud y dirección de aceleración.
- $FPR2$, es la fuerza que actúa en el perno de la biela y el cigüeñal, su magnitud y dirección son desconocidas.
- FCJ , es la fuerza que actúa en el cojinete del cigüeñal, su magnitud y dirección son desconocidas.
- FC , es la fuerza de reacción del cigüeñal con respecto a FMp .

Para conocer el valor de estas fuerzas actuantes, es necesario determinar la velocidad y por consiguiente la aceleración de algunas de ellas, por lo que necesitamos hacer un análisis de velocidades y aceleraciones.

1.6.2 ANALISIS DE VELOCIDADES Y ACELERACIONES

En la figura 1.9 se muestran los vectores que representan las velocidades lineales de las masas puntuales y las velocidades angulares de los eslabones de un mecanismo manivela – biela – pistón, para una posición determinada.

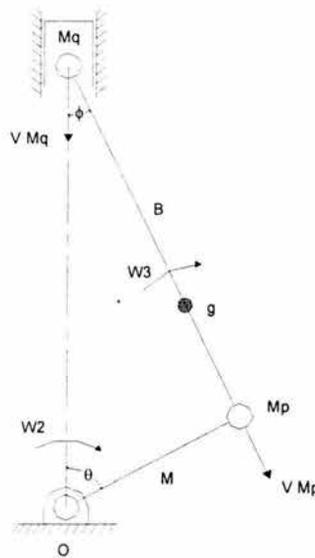


FIG. 1.9 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LOS VECTORES DE VELOCIDAD DEL MECANISMO MANIVELA – BIELA – PISTÓN.

Por dinámica de maquinas, tenemos:

En la masa puntual M_p

Velocidad de M_p (V_{M_p}), donde \bar{M} es el valor de la distancia $\overline{OM_p}$ en metros y W_2 es la velocidad angular del cigüeñal (manivela) expresada en rad/seg.

$$V_{M_p} = \bar{M} \times W_2 \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (1.9)$$

Aceleración de M_p (a_{M_p})

$$a_{M_p} = \bar{M} \times W_2^2 \quad \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (1.10)$$

En la masa puntual Mq

Velocidad de Mq (VMq), donde VMp es la velocidad de la masa puntual Mp , \overline{M} es el valor de la distancia \overline{OMp} en metros, \overline{B} es el valor de la distancia \overline{MpMq} en metros, θ es el ángulo que se forma entre la vertical de alineamiento y el brazo de giro del cigüeñal (manivela) y ϕ es el ángulo que se forma entre la vertical de alineamiento y la biela.

$$VMq = VMp \left[\sin\theta + \frac{1}{2} \left(\frac{\overline{M}}{\overline{B}} \right) \left(\frac{\sin 2\theta}{\cos\phi} \right) \right] \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (1.11)$$

Aceleración de Mq (aMq)

$$aMq = aMp \left[\cos\theta + \left(\frac{\overline{M}}{\overline{B}} \right) \cos 2\theta \right] \quad \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (1.12)$$

Conociendo las aceleraciones desarrolladas por el mecanismo, podemos calcular las fuerzas que actúan en el mecanismo, debido a que:

$$F = ma \quad [N] \quad (1.13)$$

Por lo que:

$$FMq = Mq \times aMq \quad [N] \quad (1.14)$$

$$FMp = Mp \times aMp \quad [N] \quad (1.15)$$

$$FP = mP \times aP$$

donde, mP es la masa del pistón y aP es la aceleración del pistón

$$aP = aMq$$

por lo tanto,

$$FP = mP \times aMq \quad [N] \quad (1.16)$$

Para obtener las fuerzas restantes del mecanismo, se tiene que analizar cada punto en particular donde se aplican estas fuerzas, descomponiendo cada una de ellas en sus componentes "i" y sus componentes "j", para hacer la sumatoria correspondiente.

1.6.3 FUERZAS DESARROLLADAS EN EL PISTÓN

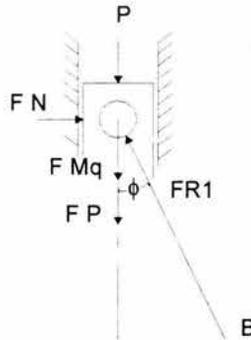


FIG. 1.10 DIAGRAMA DE FUERZAS DESARROLLADAS EN EL PISTÓN.

$$FR1 = FR1(-\text{sen } \phi i + \text{cos } \phi j) \quad (1.17)$$

$$FN = FNi \quad (1.18)$$

por equilibrio,

$$P + FN + FMq + FP + FR1 = 0 \quad (1.19)$$

Sumando componentes i

$$FNi - FR1 \text{sen } \phi i = 0 \quad (1.20)$$

Sumando componentes j

$$-Pj - FMqj - FPj + FR1 \text{cos } \phi j = 0 \quad (1.21)$$

de 1.21 obtenemos,

$$FR1 = \frac{Pj + FMqj + FPj}{\text{cos } \phi} \quad (1.22)$$

de 1.22 obtenemos,

$$FN = FNi = FR1 \text{sen } \phi i \quad (1.23)$$

1.6.4 FUERZAS DESARROLLADAS EN LA PARTE SUPERIOR DE LA BIELA

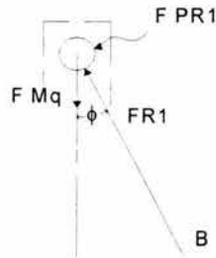


FIG. 1.11 DIAGRAMA DE FUERZAS DESARROLLADAS EN LA PARTE SUPERIOR DE LA BIELA.

Por equilibrio,

$$FPR1 + FR1 + FMq = 0 \quad (1.24)$$

Si suponemos,

$$FPR1 = FPR1(CPTi + CPTj) \quad (1.25)$$

Sumando componentes i

$$- FR1 \text{sen } \phi i + FPR1(CPTi) = 0 \quad (1.26)$$

Sumando componentes j

$$- FMq j + FR1 \text{cos } \phi j + FPR1(CPTj) = 0 \quad (1.27)$$

De 1.26 obtenemos,

$$FPR1(CPTi) = FR1 \text{sen } \phi i \quad (1.28)$$

De 1.27 obtenemos,

$$FPR1(CPTj) = FMq j - FR1 \text{cos } \phi j \quad (1.29)$$

Por lo que,

$$FPR1 = [(FR1 \text{sen } \phi) i + (FMq - FR1 \text{cos } \phi) j] \quad (1.30)$$

Utilizando en la ecuación 1.30 una conversión de rectangular a polar, obtenemos el valor absoluto de $FPR1$.

1.6.5 FUERZAS DESARROLLADAS EN LA PARTE INFERIOR DE LA BIELA

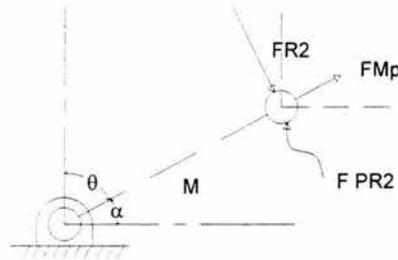


FIG. 1.12 DIAGRAMA DE FUERZAS DESARROLLADAS EN LA PARTE INFERIOR DE LA BIELA.

Por equilibrio,

$$FR2 + FMp + FPR2 = 0 \quad (1.31)$$

Si suponemos,

$$FPR2 = FPR2(CPTi + CPTj) \quad (1.32)$$

Si sabemos,

$$FR2 = -FR1 \quad (1.33)$$

Por lo que,

$$FR2 = FR1 \text{sen } \phi_i - FR1 \text{cos } \phi_j \quad (1.34)$$

Sumando componentes i

$$FPR2(CPTi) + FR1 \text{sen } \phi_i + FMp \text{cos } \alpha_i = 0 \quad (1.35)$$

Sumando componentes j

$$FPR2(CPTj) - FR1 \text{cos } \phi_j + FMp \text{sen } \alpha_j = 0 \quad (1.36)$$

de 1.35 obtenemos,

$$FPR2(CPTi) = -FR1 \operatorname{sen} \phi i - FMp \operatorname{cos} \alpha i \quad (1.37)$$

de 1.36 obtenemos,

$$FPR2(CPTj) = FR1 \operatorname{cos} \phi j - FMp \operatorname{sen} \alpha j \quad (1.38)$$

Por lo que,

$$FPR2 = [(-FR1 \operatorname{sen} \phi - FMp \operatorname{cos} \alpha) i + (FR1 \operatorname{cos} \phi - FMp \operatorname{sen} \alpha) j] \quad (1.39)$$

Utilizando en la ecuación 1.39, una conversión de rectangular a polar, obtenemos el valor absoluto de FPR2.

1.6.6 FUERZAS DESARROLLADAS EN EL CIGÜEÑAL

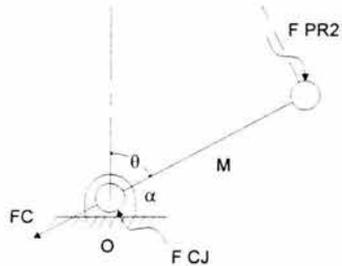


FIG. 1.13 DIAGRAMA DE FUERZAS DESARROLLADAS EN EL CIGÜEÑAL.

Por equilibrio,

$$FPR2' + FCJ + FC = 0 \quad (1.40)$$

Si suponemos,

$$FCJ = FCJ(CPTi + CPYj) \quad (1.41)$$

Si sabemos,

$$FPR2' = -FPR2 \quad (1.42)$$

Por lo que,

$$FPR2' = [(FR1 \text{sen } \phi + FMp \text{cos } \alpha)i + (-FR1 \text{cos } \phi + FMp \text{sen } \alpha)j] \quad (1.43)$$

Si sabemos,

$$FC = -FMp \quad (1.44)$$

Por lo que,

$$FC = -FMp \text{cos } \alpha i - FMp \text{sen } \alpha j \quad (1.45)$$

Sumando componentes i

$$FCJ(CPTi) + (FR1 \text{sen } \phi i + FMp \text{cos } \alpha i) + (-FMp \text{cos } \alpha i) = 0 \quad (1.46)$$

Sumando componentes j

$$FCJ(CPTj) + (-FR1 \text{cos } \phi + FMp \text{sen } \alpha)j + (-FMp \text{sen } \alpha j) = 0 \quad (1.47)$$

De 1.46 obtenemos,

$$FCJ(CPTi) = -(FR1 \text{sen } \phi i + FMp \text{cos } \alpha i) - (-FMp \text{cos } \alpha i) \quad (1.48)$$

De 1.47 obtenemos,

$$FCJ(CPTj) = -(-FR1 \text{cos } \phi + FMp \text{sen } \alpha)j - (-FMp \text{sen } \alpha j) \quad (1.49)$$

Por lo que,

$$FCJ = [(-FR1 \text{sen } \phi)i + (FR1 \text{cos } \phi)j] \quad (1.50)$$

Utilizando en la ecuación 1.50 una conversión de rectangular a polar, obtenemos el valor absoluto de FCJ.

CAPITULO 2

ESFUERZOS Y FALLAS POR FATIGA

ESFUERZOS Y FALLAS POR FATIGA

2.1 ESFUERZOS PERMISIBLES

Para garantizar la seguridad en un elemento mecánico, es necesario elegir un esfuerzo permisible que restrinja la carga aplicada a una que sea menor que aquella que el elemento o pieza pueden soportar plenamente. Por ejemplo, el esfuerzo para el cual se diseña un elemento o pieza puede ser diferente de los esfuerzos reales desarrollados sobre él.

Un método para especificar el esfuerzo permisible para el diseño o el análisis de un miembro es usar un número llamado "Factor de seguridad" (F_s), el cual es una razón del esfuerzo teórico máximo o último que puede ser soportado por el elemento o pieza hasta que falle (S_{ult}), dividido por un esfuerzo permisible o de trabajo (S_t) que ha sido determinado por la experiencia o experimentalmente para que sea seguro, bajo condiciones similares de carga y de geometría, por lo que tenemos:

$$F_s = \frac{S_{ult}}{S_t} \quad (2.1)$$

El valor del Factor de seguridad depende de los materiales que se usen y del tipo de trabajo del elemento o pieza de estructura o máquina a diseñar, generalmente se elige un factor de seguridad mayor que 1, con el objeto de evitar una posible falla.

2.2 ESFUERZOS COMBINADOS

Cuando un elemento de estructura o máquina se encuentra sometido a diferentes tipos de cargas (fuerzas externas), se desarrollan en él diferentes esfuerzos, a esto se le llama una combinación de esfuerzos.

Esfuerzo Normal "σ"	}	Axiales	$\sigma_p = \frac{P}{A}$
		Por Flexión	$\sigma_{st} = \frac{Mc}{I}$
Esfuerzo Cortante "τ"	}	Simple	$\tau_F = \frac{F}{A}$
		Compuesto	$\tau_v = \frac{VQ}{Ib}$

TABLA 2.1 TIPOS DE ESFUERZOS DESARROLLADOS

Si separamos un elemento de volumen cúbico del material donde se represente una combinación de esfuerzos se tendrá un estado de esfuerzos.

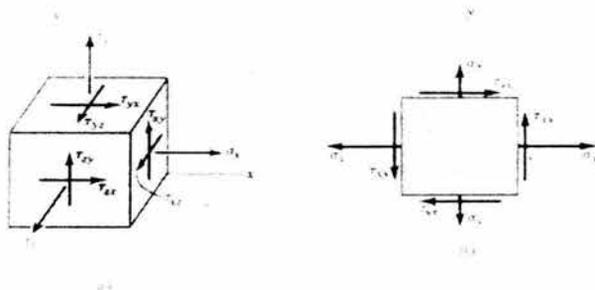


FIG. 2.1 ESTADO DE ESFUERZO TRIAXIAL (a) Y ESTADO DE ESFUERZO BIAIXIAL (b).

2.3 ESFUERZOS PRINCIPALES

Si al elemento de la figura 2.1(b) se le corta con un plano inclinado, el cual tiene un ángulo ϕ con respecto al eje x , (Fig. 2.2), aparecen los esfuerzos normales (σ') y cortantes (τ'), que actúan en ese plano.

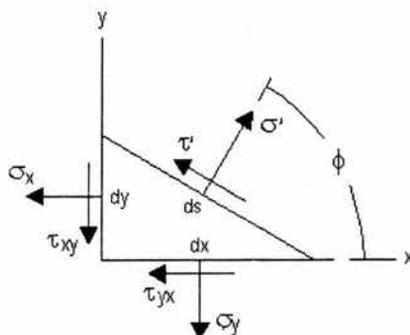


FIG. 2.2 ESQUEMA REPRESENTATIVO DEL ESTADO DE ESFUERZOS DE UN PLANO INCLINADO.

Al sumar las fuerzas correspondientes a todas las componentes de esfuerzo e igualarlas a cero, los esfuerzos σ' y τ' serán:

$$\sigma' = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\phi + \tau_{xy} \operatorname{sen} 2\phi \quad (2.2)$$

$$\tau' = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \operatorname{sen} 2\phi + \tau_{xy} \cos 2\phi \quad (2.3)$$

Derivando la ecuación 2.2 con respecto a ϕ e igualando a cero el resultado, se obtiene:

$$\tan 2\phi = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (2.4)$$

La ecuación 2.4 determina dos valores particulares del ángulo 2ϕ , uno de los cuales define el esfuerzo normal máximo σ_1 y el otro el esfuerzo normal mínimo σ_2 ; a estos dos esfuerzos se les da el nombre de "esfuerzos principales" y a sus direcciones correspondientes se les llama direcciones principales.

La formula de los esfuerzos principales se puede obtener sustituyendo el ángulo 2ϕ de la ecuación 2.4 en la ecuación 2.2, obteniendo:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.5)$$

de la misma manera, si derivamos la ecuación 2.3 con respecto a ϕ e igualando a cero el resultado se obtiene:

$$\tan 2\phi = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}} \quad (2.6)$$

La formula de los esfuerzos cortantes máximos se puede obtener sustituyendo el ángulo 2ϕ de la ecuación 2.6 en la ecuación 2.3, obteniendo:

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.7)$$

2.3.1 CIRCULO DE MOHR

Un método gráfico para visualizar el estado de esfuerzos en un punto y tener en cuenta la dirección de los diversos componentes asociados al esfuerzo plano y poder determinar los esfuerzos principales de un elemento, es el llamado "Diagrama del círculo de mohr",

Se establece un sistema de coordenadas, en el que los esfuerzos normales se presentan como abscisas y los cortantes como ordenadas. En el eje de las abscisas, los esfuerzos normales de tensión se marcan a la derecha del origen O y los esfuerzos normales de compresión a la izquierda. En el eje de las ordenadas los esfuerzos cortantes en el sentido del reloj, se trazan hacia arriba y los esfuerzos cortantes en sentido contrario al reloj, se trazan hacia abajo.

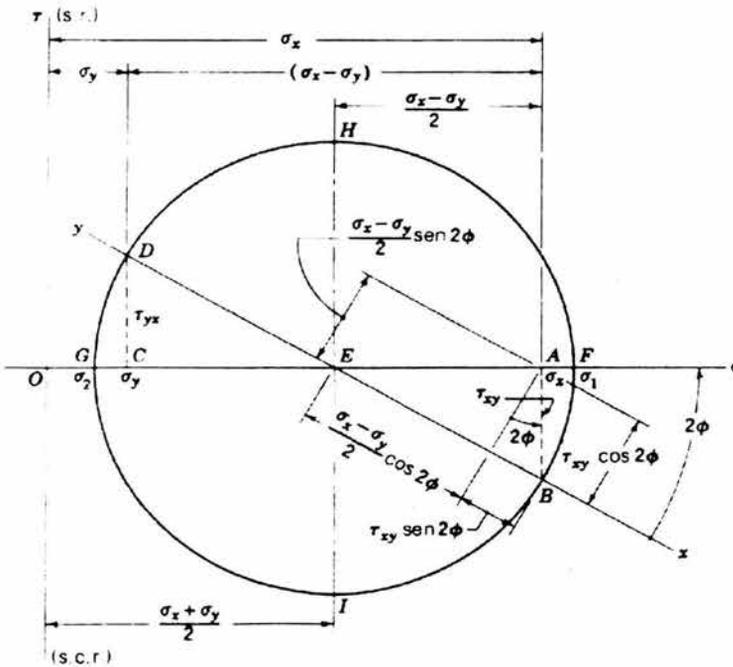


FIG. 2.3 DIAGRAMA DEL CIRCULO DE MOHR.

Utilizando el estado de esfuerzo de la Fig. 2.1b, se traza el círculo de Mohr (Fig. 2.3) marcando σ_x como OA, τ_{xy} como AB, σ_y como OC y τ_{yx} como CD. La recta DEB es el diámetro del círculo de Mohr como centro en E sobre el eje σ . El punto B representa las coordenadas de esfuerzo σ_x τ_{xy} en las caras x, y el punto D, las coordenadas de esfuerzo σ_y τ_{yx} en las caras y. Por lo tanto, EB corresponde al eje x y ED, al eje y. El ángulo 2ϕ , que se mide en sentido contrario al del reloj desde EB hasta ED, es igual a 180° , que corresponde a $\phi=90^\circ$ y se mide en sentido contrario al del reloj desde x hasta y, sobre el elemento de esfuerzo de la Fig. 2.1b. El esfuerzo normal principal máximo σ_1 se tiene en F, y el normal principal mínimo σ_2 en G. Los dos esfuerzos cortantes de valor extremo, uno en el sentido del reloj y otro en sentido contrario, se presentan en H e I respectivamente.

2.4 ESFUERZO EFECTIVO DE VON MISES

En situaciones que impliquen esfuerzos combinados a tensión y a cortante sobre un mismo punto, suele ser práctico definir un esfuerzo efectivo que pueda aplicarse para representar dicha combinación de esfuerzos.

El esfuerzo efectivo de Von Mises se define como aquel esfuerzo a tensión uniaxial que generaría la misma energía de distorsión que la que se produciría por la combinación real de los esfuerzos aplicados. Este procedimiento nos permite tratar esfuerzos combinados multiaxiales de tensión y cortante como si se tratara de cargas a tensión pura.

El esfuerzo efectivo de Von Mises σ' para el caso tridimensional se determina:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (2.8)$$

estos también se pueden expresar en función de los esfuerzos aplicados:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (2.9)$$

y para el caso en dos dimensiones:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (2.10)$$

y si se expresa en función de esfuerzos aplicados:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.11)$$

2.5 CRITERIOS DE FLUENCIA Y FRACTURA

Es importante que se establezcan límites en los esfuerzos que definen la falla en un material; si este es dúctil, la falla por lo general se manifiesta por el inicio de la cedencia, mientras que si es frágil, se manifiesta por la fractura.

Existen teorías que se utilizan en la práctica de la ingeniería para predecir la falla de un material sometido a un estado de esfuerzo multiaxial, estas teorías se pueden aplicar en cualquier momento al material, porque como se sabe, un material se puede comportar de manera dúctil o frágil según la temperatura, la velocidad de carga, el entorno químico, o la manera en que el material se moldea o forma.

2.5.1 TEORÍA DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO

La teoría del esfuerzo cortante máximo establece que la cedencia de un material dúctil comienza cuando el esfuerzo cortante máximo absoluto en este, alcanza el esfuerzo cortante que provoca que ceda cuando se somete solo a tensión axial.

Para evitar la falla, la teoría del esfuerzo cortante máximo requiere que σ_{abs} en el material sea menor que o igual a $\sigma_y / 2$, donde σ_y es el esfuerzo de cedencia del material y se determina mediante una prueba de tensión simple.

La teoría del esfuerzo cortante máximo para esfuerzo plano se puede expresar para dos esfuerzos principales en el plano cualesquiera como σ_1 y σ_2 mediante los siguientes criterios:

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_1 = \sigma_y \\ \sigma_2 = \sigma_y \end{array} \right\} \sigma_1 y \sigma_2, \text{ tienen el mismo signo.}$$

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_y \end{array} \right\} \sigma_1 y \sigma_2, \text{ tienen signos opuestos.}$$

En la figura 2.4 se representa la gráfica de estas ecuaciones, se observa que, si cualquier punto del material se somete a esfuerzo plano y sus esfuerzos principales en el plano se representan con una coordenada (σ_1, σ_2) marcada sobre los límites o fuera del área hexagonal mostrada, el material cederá en el punto y se dice que ocurre la falla.

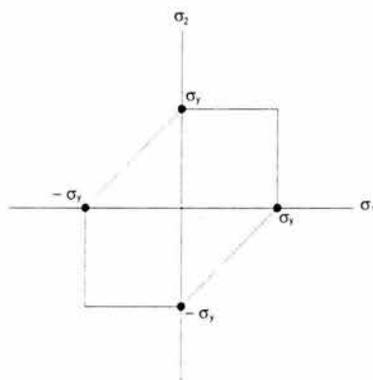


FIG. 2.4 TEORÍA DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO

2.5.2 TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN MÁXIMA

Esta teoría establece que la cedencia de un material dúctil ocurre cuando la energía de distorsión por unidad de volumen unitario del material es igual o superior a la energía de distorsión por unidad de volumen unitario del mismo material cuando este se somete a cedencia en una prueba de tensión simple.

Cuando un material se deforma por una carga externa, tiende a almacenar energía internamente en todo su volumen. La energía por volumen unitario de material se llama densidad de energía de deformación. Si el material se somete a un esfuerzo uniaxial σ , la densidad de la energía de deformación queda definida por:

$$U = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon \quad (2.12)$$

Donde, ε es la deformación unitaria nominal del material.

Esta densidad de energía de deformación se puede considerar como la suma de dos partes, una que representa la energía necesaria para provocar un cambio de volumen del elemento sin cambio de forma y la otra, que representa la energía necesaria para distorsionar el elemento.

Como la teoría de la energía de distorsión máxima requiere que $u_d = (u_d)_y$, entonces con los esfuerzos principales y en caso de esfuerzo plano o biaxial, se tiene:

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_y^2 \quad (2.13)$$

Esta ecuación representa una curva elíptica como se muestra en la figura 2.5; si un punto del material se somete a esfuerzo de modo que las coordenadas del esfuerzo (σ_1, σ_2) queden sobre él límite o fuera del área elíptica, se dice que el material falla.

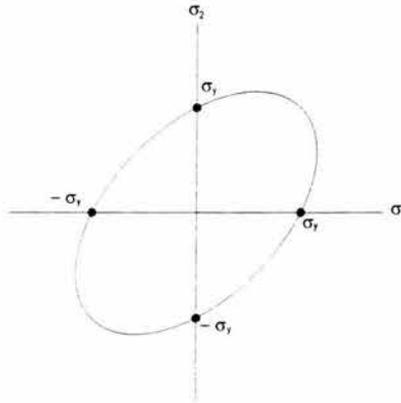


FIG. 2.5 TEORIA DE LA ENERGIA DE DISTORSIÓN MÁXIMA

2.5.3 TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO

La teoría del esfuerzo normal máximo establece que un material frágil fallara cuando el esfuerzo principal máximo σ_1 en el material alcanza un valor limite igual al esfuerzo normal ultimo que el material puede soportar cuando se somete a tensión simple.

Si el material se somete a esfuerzo plano, es necesario que:

$$|\sigma_1| = \sigma_{ult}$$

$$|\sigma_2| = \sigma_{ult}$$

En la figura 2.6 se muestran gráficamente estas ecuaciones, en donde se observa que, si las coordenadas de esfuerzo principal (σ_1 , σ_2) en un punto del material, quedan sobre los límites o fuera del área rectangular, se dice que el material se fractura.

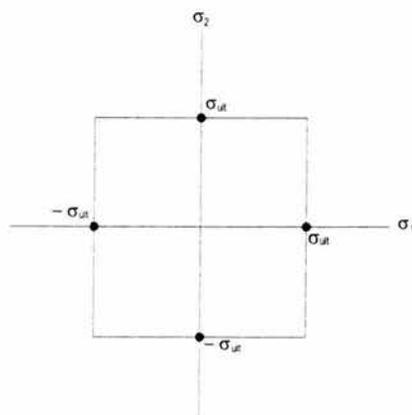


FIG. 2.6 TEORIA DEL ESFUERZO NORMAL MAXIMO

2.5.4 CRITERIO DE FALLA DE MOHR

Algunos materiales frágiles se comportan diferente a tensión y a compresión, para predecir la falla en estos materiales se puede utilizar un criterio basado en el uso del círculo de mohr.

Este criterio se puede representar mediante una gráfica de esfuerzos principales σ_1 y σ_2 (Fig. 2.7) en esta se observa que la falla ocurre cuando el valor absoluto de cualquiera de los esfuerzos principales alcanza un valor igual o mayor que σ_{ult} a tensión o σ_{ult} a compresión, o, en general, si el estado de esfuerzo en un punto esta

definido por la coordenada de esfuerzo principal (σ_1, σ_2) la cual se marca sobre los límites o fuera del área establecida.

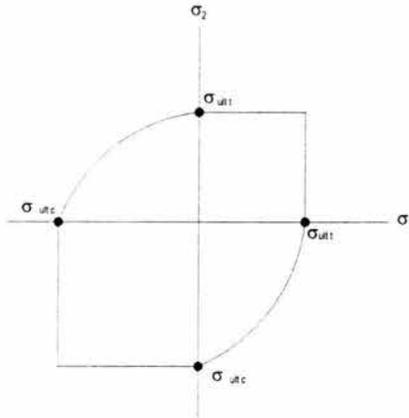


FIG. 2.7 CRITERIO DE FALLA DE MOHR

2.6 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 esfuerzos. Hay tres etapas de fallas por fatiga, la iniciación de la grieta, la propagación de la grieta y 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.

2.6.1 INICIACIÓN DE LA GRIETA

A escala microscópica los materiales no son homogéneos ni isotrópicos. Los huecos o inclusiones preexistentes servirán como elevadores de esfuerzo para la iniciación de la grieta.

Los materiales menos dúctiles no tienen la misma capacidad de fluencia plástica que los dúctiles por lo que tenderán a generar grietas con mayor rapidez. Los materiales frágiles (especialmente los fundidos) que no tienen fluencia pueden pasar por alto esta etapa inicial y llegar directamente a la propagación de grietas, en sitios de los huecos o inclusiones existentes, que sirven como micro grietas.

2.6.2 PROPAGACIÓN DE LAS GRIETAS

Una vez establecida una micro grieta (o si está presente desde el inicio), ésta crea concentraciones de esfuerzos lo que provoca una zona plástica en el extremo de la grieta cada vez que un esfuerzo a tensión la abre, lo que achata su extremo y reduce la concentración efectiva esfuerzo. La grieta crece un poco. Cuando el esfuerzo se alterna desde una régimen de esfuerzo a compresión hasta cero o hasta un esfuerzo a tensión lo bastante inferior la grieta se cierra la fluencia plástica cesa momentáneamente y de nuevo la grieta se vuelve aguda aunque con una dimensión mayor. Este proceso continúa en tanto el esfuerzo local en la punta de la grieta esté alternando desde por debajo del punto de fluencia a tensión, hasta por encima. Por lo que el crecimiento de la grieta se debe a esfuerzos a tensión, y la grieta crece a lo largo de planos normales al esfuerzo máximo a tensión es por esta razón que las fallas por fatiga se consideran causadas por esfuerzos a tensión.

2.6.3 FRACTURA

La grieta continuará en tanto estén presentes esfuerzos cíclicos lo que trae como consecuencia una falla súbita catastrófica sin advertencia. El examen a simple vista de las piezas falladas a la carga por fatiga muestra un patrón característico, de acuerdo a la siguiente figura. Hay una región que emana del sitio de la micro grieta original, que aparece como bruñida, y otra región aparte, que aparece mate y áspera con la apariencia de una fractura frágil. La región bruñida era la grieta, con marcas de playa, que así se llaman. Algunas veces de haber ocurrido mucho frotamiento entre las superficies de la grieta, las marcas de playa habrán sido borras, la zona frágil de falla es la porción que falló de manera súbita, cuando la grieta alcanzó su tamaño límite.



FIG. 2.8 PIEZA FALLADA A LA FATIGA.

2.7 CRITERIOS DE MEDICIÓN DE LAS FALLAS POR FATIGA

Existen diversas técnicas para medir la respuesta de los materiales a esfuerzos y deformaciones que varían con el tiempo. La mayor parte de la información fatiga-resistencia disponible corresponde a una viga giratoria a flexión totalmente alternante. En algunos casos no hay información sobre resistencia a la fatiga para el material deseado, entonces necesitamos algún medio de estimar el valor partiendo de los datos disponibles de resistencia estática.

2.7.1 PRUEBA DE LA VIGA ROTATIVA

La gran mayoría de los datos disponibles proviene de la prueba de la viga rotativa de R. R. Moore, en la cual una probeta de 0.3 pulgadas de diámetro se monta en un dispositivo que permite la aplicación de un momento a flexión pura de magnitud constante, al mismo tiempo que se hace girar a 1,725 R.P.M. Esto genera un esfuerzo a tensión totalmente alternante en cualquier punto de la circunferencia de la prueba. La prueba se efectúa hasta que ocurra la falla, quedando registrados los ciclos hasta la falla, así como el nivel de esfuerzo aplicado. Los datos que se obtiene se trazan entonces (por lo general en coordenadas log-log) como una resistencia a la falla en función del número de ciclos N , para obtener un diagrama $S-N$.

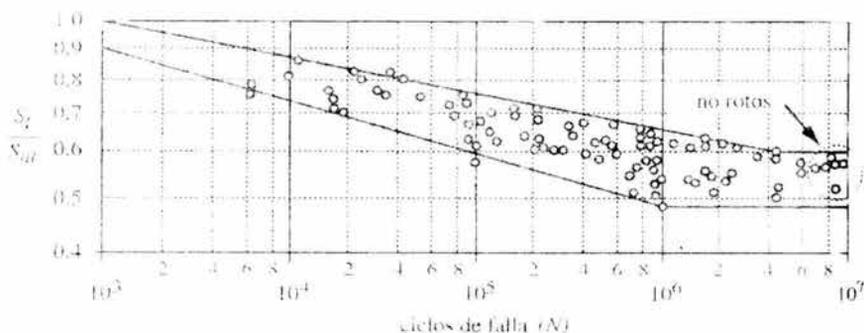


FIG. 2.9 GRÁFICA LOG-LOG DE CURVAS COMPUESTAS S-N PARA ACEROS FORJADOS.

En la gráfica se observa que la resistencia a la fatiga "S" se reduce uniformemente y de manera lineal como una función de N hasta llegar a un codo. Este codo define un límite de resistencia a la fatiga " Se' " para el material, que es el nivel de esfuerzo por debajo del cual es posible alternar de manera infinita sin falla. El límite de resistencia a la fatiga se emplea sólo para representar la resistencia de vida infinita de aquellos materiales que sí la tienen.

Charles R. Mischke ha analizado muchos datos de pruebas reales provenientes de varias fuentes y concluyó que el límite de resistencia a la fatiga, o de fatiga, puede estar relacionado en realidad con la resistencia a la tensión. En el caso de aceros, la relación es

$$Se' = \begin{cases} 0.504 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 0.504 \text{ Kpsi} & S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Donde " S_{ut} " es la resistencia última a la tensión. La marca de prima en Se' en esta ecuación indica probeta de viga rotatoria porque el símbolo " Se " se reservará para el límite de fatiga de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier clase de carga.

2.7.2 ESFUERZOS FLUCTUANTES

En muchas ocasiones, los esfuerzos fluctúan sin pasar por cero. La figura 2.10 muestra algunas de las diversas relaciones esfuerzo-tiempo que se pueden presentar.

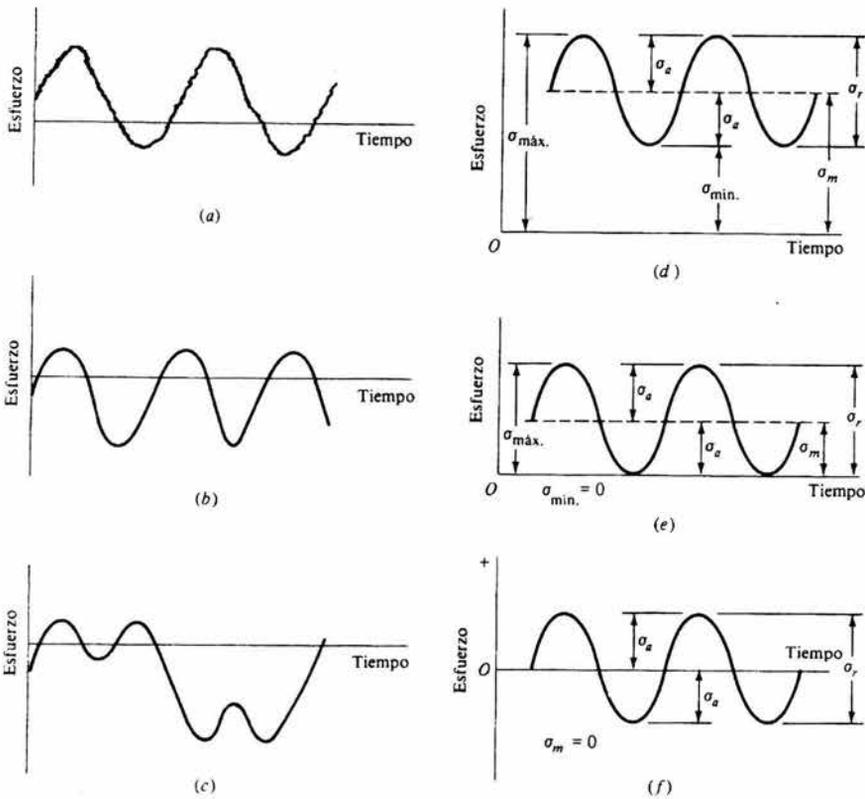


FIG. 2.10 ALGUNAS RELACIONES ESFUERZO-TIEMPO: A) ESFUERZO FLUCTUANTE CON FLUCTUACIONES CON PULSACIONES DE ALTA FRECUENCIA; B) Y C) ESFUERZO FLUCTUANTE NO SENOIDAL; D) ESFUERZO FLUCTUANTE SENOIDAL; E) ESFUERZO REPETIDO; ESFUERZO ALTERNANTE SENOIDAL CON INVERSION COMPLETA.

El esfuerzo estacionario o estático no es igual al esfuerzo medio. De hecho, puede tener cualquier valor entre σ_{\min} y σ_{\max} . Los subíndices de estas componentes se aplican tanto a esfuerzos normales como a cortantes. La relación que existe entre estos dos esfuerzos da origen a los llamados esfuerzos medios " σ_m " y esfuerzos alternantes " σ_a ".

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} \quad (2.14)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\min} - \sigma_{\max}}{2} \quad (2.15)$$

2.8 FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

No es realista esperar que el límite de fatiga de un elemento mecánico o estructural resulte igual a uno de los valores obtenidos en el laboratorio. Por lo que se ha propuesto una clasificación de algunos de los factores que modifican el límite de fatiga.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad (2.16)$$

Donde

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

k_a = Factor de superficie.

k_b = Factor de tamaño.

k_c = Factor de carga.

k_d = Factor de temperatura.

k_e = Factor de efectos diversos.

2.8.1 FACTOR DE SUPERFICIE K_a

La superficie de la probeta de la viga rotatoria está perfectamente pulida y recibe un pulimento final en dirección axial para eliminar cualesquiera rayaduras circunferenciales. Los factores de modificación dependen de la calidad del acabado y de la resistencia a la tensión.

$$K_d = aS_{ut}^b \quad (2.17)$$

La tabla 2.1 muestra los diferentes valores que pueden tomar las variables de la ecuación 2.17 la cual determina el valor del factor de superficie.

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	Kpsi	Mpsi	
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 2.1 FACTORES DE ACABADOS DE SUPERFICIES

2.8.2 FACTOR DE TAMAÑO K_b

El factor utilizado es para piezas circulares

$$K_b = \begin{cases} \frac{d^{0.1133}}{0.3} & \text{in } 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ \frac{d^{0.1133}}{7.62} & \text{mm } 0.11 \leq d \leq 2 \text{ mm} \end{cases}$$

Cuando se utiliza una sección no circular se necesita utilizar un área efectiva d_e obtenida al igualar el volumen del material sometido a un nivel de esfuerzo igual a o superior al 95 % del esfuerzo máximo con el mismo volumen de probeta de viga rotatoria. Lo que da por resultado que las longitudes se cancelen y necesitan considerarse únicamente las áreas.

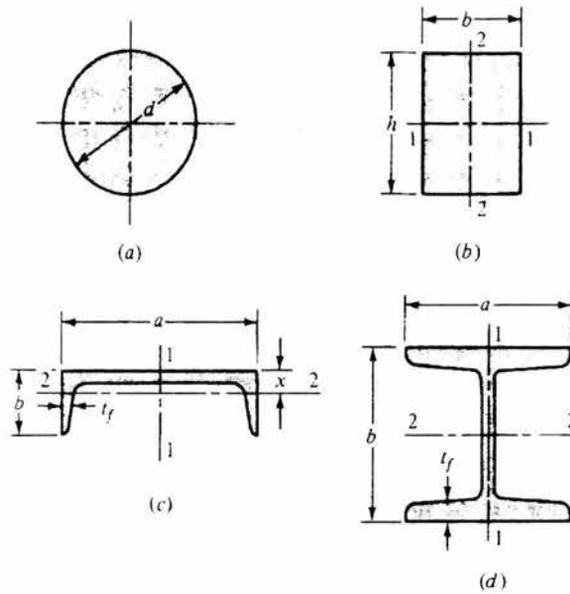


FIG. 2.11 A) BARRA REDONDA MACIZA; B) BARRA DE SECCIÓN RECTANGULAR; C) CANAL; D) VIGA I DE PATÍN ANCHO.

La figura 2.11 muestra una barra redonda maciza, una barra de sección rectangular junto con un perfil de canal y una viga de patín ancho.

El área del 95% de esfuerzo de la viga I de patín ancho es

$$K_c = \begin{cases} 0.10 a t_f & \text{eje 1-1} \\ 0.05 b a & \text{eje 2-2} \end{cases}$$

2.8.3 FACTOR DE CARGA K_c

El factor de carga está dado por la ecuación

$$K_c = \begin{cases} 0.923 & \text{carga axial } S_{ut} \leq 220 \text{ kpsi (1520 MPa)} \\ 1 & \text{carga axial } S_{ut} > 220 \text{ kpsi (1520 MPa)} \\ 1 & \text{flexión} \\ 0.577 & \text{torsión y cortante} \end{cases}$$

2.8.4 FACTOR DE TEMPERATURA K_d

Si se conoce el límite de resistencia a la fatiga a la temperatura del lugar de trabajo se utiliza la fórmula

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (2.18)$$

TEMPERATURA, °C	S_T/S_{RT}	TEMPERATURA, °F	S_T/S_{RT}
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
400	0.922	800	0.872
450	0.840	900	0.797
500	0.766	1000	0.698
550	0.670	1100	0.567
600	0.546		

TABLA 2.2 EFECTO DE LA TEMPERATURA DE OPERACIÓN SOBRE LA RESISTENCIA A LA TENSIÓN DEL ACERO. (S_T = RESISTENCIA A LA TENSIÓN A LA TEMPERATURA DE OPERACIÓN; S_{RT} = RESISTENCIA A LA TENSIÓN A LA TEMPERATURA DEL LUGAR DE TRABAJO).

2.8.5 FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS K_e

Las fallas por fatiga resultan fallas por tensión, por lo que, todo lo que lo reduzca también disminuirá la posibilidad de una falla por fatiga. Hay operaciones como granado (o picadura) con perdigones, martillado y laminado en frío, las cuales originan esfuerzos de compresión en la superficie de una pieza y ayudan en gran medida a mejorar el límite de resistencia a la fatiga.

Corrosión. Es de esperar que, en piezas que funcionan en ambientes corrosivos, ocurra una disminución en su resistencia a la fatiga. Esto sucede, y se debe al ataque o picadura de la superficie a causa del material corrosivo.

Recubrimiento electrolítico. Los recubrimientos metálicos, como los de los procesos de cromado, niquelado o cadmizado, reducen el límite de resistencia a la fatiga hasta en 50%. El galvanizado (o revestimiento con zinc) no afecta la resistencia a la fatiga.

Corrosión por apriete. Este fenómeno es el resultado del movimiento microscópico en la superficie de piezas mecánicas o estructuras estrechamente ajustadas. Lo anterior ocurre en juntas atornilladas, cojinetes, cubos de ruedas y en todo conjunto de piezas de montaje apretado.

2.9 RESISTENCIA A LA FATIGA EN EL CASO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Ya definidas las diversas componentes de esfuerzo relacionadas con el trabajo de un elemento sometido a esfuerzo fluctuante, conviene variar el esfuerzo medio y su amplitud para investigar la resistencia a la fatiga de piezas sometidas a tales esfuerzos. En la mayoría de los casos se emplean tres métodos para graficar los resultados de tales ensayos.

El diagrama de Goodman modificado, en donde el esfuerzo medio es abscisa y las demás componentes son ordenadas, considerando la tensión en la dirección positiva del eje vertical. El límite de resistencia a la fatiga, la resistencia a la fatiga o la resistencia de vida finita, se llevan como ordenadas por encima o abajo del origen. La línea de esfuerzo medio es una recta a 45°, que va del origen a la resistencia última de la pieza. El diagrama de Goodman modificado consiste en las rectas trazadas desde S_e , arriba y abajo del origen (figura 2.12).

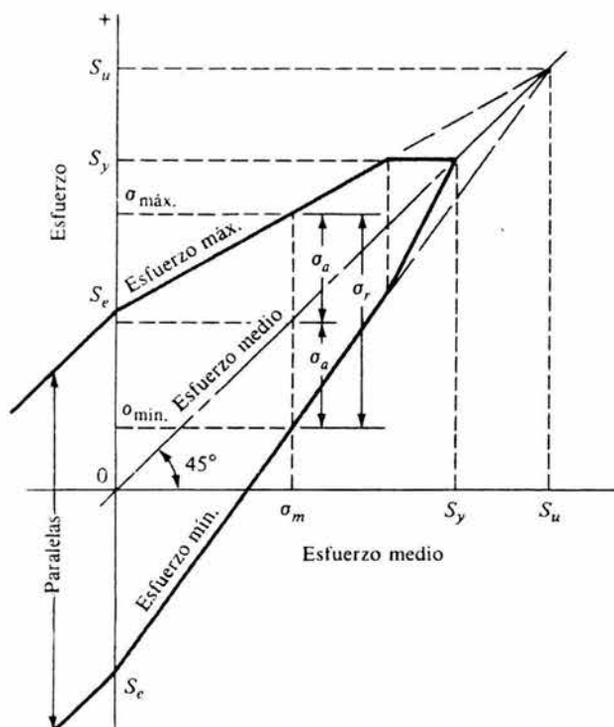


FIG. 2.12 DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO QUE MUESTRA TODAS LAS RESISTENCIAS Y LOS VALORES LÍMITES DE LAS COMPONENTES DE ESFUERZO PARA UN ESFUERZO MEDIO PARTICULAR.

La gráfica de fallas para esfuerzos medios muestra otra manera de presentar los resultados de un ensayo. Aquí la abscisa representa la relación de la resistencia media a la resistencia última, mientras que la tensión se indica a la derecha y la compresión a la izquierda del origen. La ordenada es la relación de la resistencia alterna al límite de resistencia a la fatiga. Entonces la recta BC representa el criterio de Goodman modificado para los casos de falla (figura 2.13).

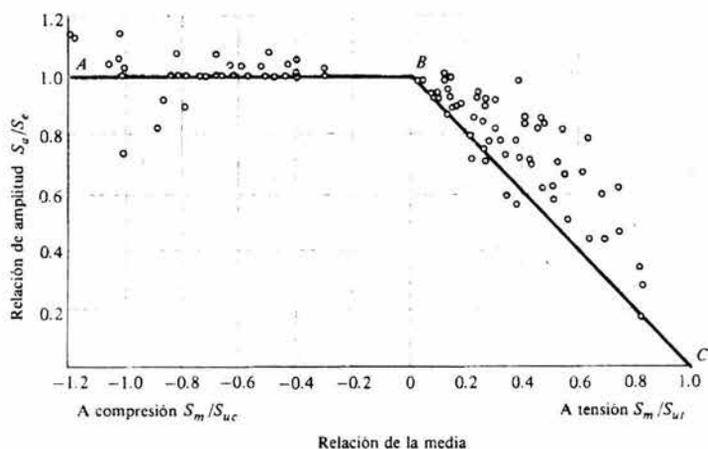


FIG. 2.13 GRÁFICA DE FALLAS POR FATIGA PARA ESFUERZOS MEDIOS EN LAS EN LAS REGIONES DE TENSIÓN Y COMPRESIÓN.

En la figura 2.14 se presentan cuatro criterios de falla: la línea de Soderberg, la línea de Goodman modificada, la línea de Gerber y la línea de fluencia o cedencia, esta vez utilizando como puntos límites las resistencias en vez de relaciones de resistencias, en donde el eje de las ordenadas se representan los límites de fatiga ya corregidos.

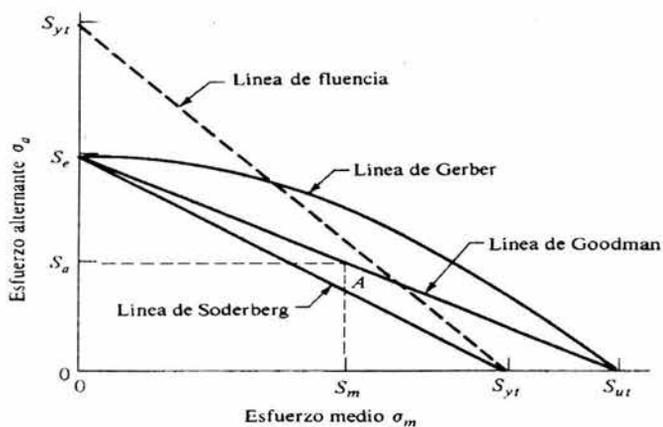


FIG. 2.14 DIAGRAMA DE FATIGA QUE REPRESENTA DIVERSOS CRITERIOS DE FALLA. PARA CADA CRITERIO, LOS PUNTOS SOBRE Y FUERA DE LA LÍNEA RESPECTIVA INDICAN FALLA.

CAPITULO 3

DESCRIPCIÓN DEL MATERIAL RODANTE

DESCRIPCIÓN DEL MATERIAL RODANTE

El metro de la ciudad de México, lo componen nueve carros formado por tres elementos, los cuales son dos motrices y un remolque. Existen dos tipos de carros motrices, aquellos provistos de una cabina de conducción (M) y los que no cuentan con dicha cabina (N). Todos los carros motrices están equipados con dos boguis o carretillas, estos a su vez están equipados con dos motores de corriente continua de 150 HP y 375 V, conectados eléctricamente en serie, mecánicamente acoplados a un eje diferencial. Los motores funcionan tanto al arranque como durante el frenado, cuyo objetivo es recuperar la energía.

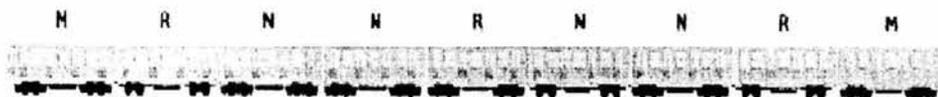


FIG. 3.1 EL METRO SE COMPONE DE NUEVE CARROS. S.T.C METRO

En ambos lados de las carretillas motoras se encuentran montados dos pantógrafos estos llevan escobilla de carbón que al deslizarse sobre la cara vertical de la barra guía toman la corriente de alimentación para todos los circuitos de alta tensión (750 VCD); las carretillas están provistas de dos escobillas metálicas, que al deslizarse sobre el riel de seguridad, cierran el circuito de alta tensión, además de asegurar la descarga de la electricidad estática de la carrocería.

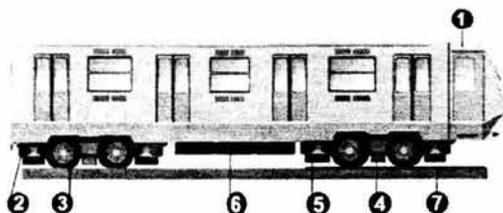


FIG. 3.2 COMPONENTES DEL CARRO MOTRIZ. SISTEMA DE TRANSPORTE COLECTIVO (METRO). 1) CABINA DE CONDUCCIÓN. 2) MOTORES DE TRACCIÓN. 3) RUEDAS PORTADORAS. 4) ESCOBILLAS. 5) RUEDAS GUÍA, 6) EQUIPOS DE REGULACIÓN DE LOS MOTORES. 7) CARRETILLA O BOGUIE.

Al centro del bogui y entre los ejes diferenciales se localiza un pivote que se une a una pequeña estructura piramidal que va fija a la carrocería, esta unión asegura la transmisión de la fuerza de arrastre del bogui a la carrocería durante la circulación del tren.

El sistema de suspensión consiste en dos resortes de acero vulcanizado que van ligados por una barra de torsión que soporta y amortigua el peso de la carrocería sobre el bogui.

3.1 PRINCIPIO DE RODAMIENTO

El mecanismo de frenado lo componen cuatro cilindros neumáticos, dispuestos a los lados de las ruedas metálicas, accionando cada uno a dos zapatas de madera especialmente tratada, el tratamiento de la madera consiste en una impregnación con aceite de cacahuete y sal ignífuga, para evitar la combustión de las mismas.

El sistema de control para la tracción y el frenado eléctrico se encuentra montado en la parte inferior de los carros motrices, consiste básicamente en un servomecanismo que a base de levas accionan a los diferentes contactores eléctricos que establecen y cortan los circuitos de cada grado de tracción y frenado.

Los carros motrices "N" aseguran la alimentación en alta tensión de los motores de tracción y de los carros remolque (R). Estos carros tienen carrocería idéntica a la del carro motriz "N", estos reposan sobre dos carretilla que, a diferencia de las motrices, no cuentan con motores de tracción por lo que se denominan carretillas portadoras.

Bajo el carro remolque se encuentran instalados los siguientes equipos:

- Motocompresor; produce el aire comprimido que se emplea para el frenado y el cierre y apertura de las puertas.
- Motor-Generador, para los materiales MP-68, NM-73A y NM-73B. Que proporciona la corriente alterna de 250 V-250 Hz; que se destina principalmente para el alumbrado propio de los carros y para la alimentación de los circuitos de tren que se alimentan en baja tensión. El motocompresor y el motor-generador trabajan con 750 V, proporcionada por el carro motriz "N" adyacente.

- Convertidor estático para los materiales NM-79, NC-82, NM-83A y MP-82.

Algunos equipos eléctricos del tren requieren para su funcionamiento de una alimentación de corriente alterna; está es proporcionada por un equipo electrónico llamado convertidor estático (CES), con las siguientes características:

- Tensión de alimentación de 750 VCC
 - Tensión de salida alterna 220 CA, a una fase 60 Hz.
 - Tensión de salida directa 75 VCC
 - Captor de pilotaje automático.
- Baterías, suministran la corriente de baja tensión 72 VCD, para la alimentación de los circuitos de comandos y mandos del tren.

Se localizan sobre el costado derecho de los carros remolque, cada uno de los bancos esta compuesto por cincuenta acumuladores eléctricos alcalinos de Níquel-Cadmio en envase de acero, con un voltaje de 1.5 volts/celda.

Los carros remolque "R" aseguran de corriente continua a través del motor-generador, la alimentación de los circuitos del alumbrado del mismo carro remolque, además de alimentar también a los carros motrices "M" y "N" que le son asociados.

3.1.1 RUEDAS PORTADORAS

El rodamiento de los carros se logra a través de dos carretillas o boguis dotados cada uno de cuatro ruedas de eje horizontal, provistas de neumáticos, situados dos a cada lado del bogui, a estos neumáticos se les ha denominado neumáticos portadores, siendo estos los que normalmente soportan la carrocería, deslizándose sobre un perfil metálico tipo "I" de olas anchas denominado pista de rodamiento.

3.1.2 RUEDAS GUÍA

El guiado se logra mediante cuatro ruedas eje vertical, provistas de neumáticos, situados en los cuatro ángulos del bogui, que se apoyan en dos barras laterales denominadas barras guías y que se encuentran a todo lo largo de las líneas, salvo donde existe un aparato de guía necesario para efectuar el paso de una vía a otra para efectuar alguna otra maniobra.

3.1.3 RUEDAS DE SEGURIDAD

Se ha acoplado una rueda auxiliar metálica a cada rueda portadora, análoga a las ruedas convencionales del ferrocarril, pero provista de una ceja alargada. A pesar de encontrarse situada en la vía normalmente, ésta nunca toca el riel sino en caso de pérdida de aire de algún neumático portador de guía y en el caso de falta de barra guía, como es en zonas de maniobra, la ceja de la rueda de seguridad se recarga contra el hongo del riel y suplente las funciones de la rueda de guiado.

Además tiene dos funciones muy importantes para el funcionamiento del tren, la primera consiste en actuar como tambor de freno, ya que al actuar el frenado neumático, las zapatas de madera se comprimen contra la cara de rodamiento, logrando de esta manera la disminución de la velocidad y por consiguiente el paro total del tren.

Finalmente estas ruedas metálicas permiten el paso del tren a talleres para su montaje y que se tenga acceso total a las ruedas portadoras y de guiado, ya que en talleres el tren se desliza sobre las ruedas de seguridad.

3.2 PILOTAJE AUTOMÁTICO

La red del Metro trabaja con sistemas de pilotaje automático implantados a raíz del accidente del 20 de octubre de 1975. Mediante el pilotaje automático, la distancia entre los trenes, lo mismo que su velocidad y frenado, se gobiernan de manera automatizada, por lo que la responsabilidad de estas operaciones no recae ya sobre el conductor. Es uno de los sistemas más complejos y seguros del mundo, pero provoca breves detenciones y retardos cuando se registra cualquier pequeña variación en las condiciones de seguridad.

En los trenes de la Ciudad de México, entre sus diversos equipos electrónicos, existe uno denominado caja negra, el cual tiene la finalidad de captar y almacenar información diaria de los más importantes eventos operativos y técnicos que ocurran durante el transporte del público usuario. Dicha información, analizada y evaluada, permite mejorar las condiciones operativas de los trenes y elevar la calidad del servicio. El Metro cuenta con tres Puestos Centrales de Control, donde mediante sus tableros de control óptico, se regula la circulación de todos los trenes en la red, atendiendo una comunicación permanente con todos los conductores y desde donde es posible cortar la energía eléctrica en un tramo o en toda la red. En la seguridad operativa del Metro se emplean más de 2,500 personas.

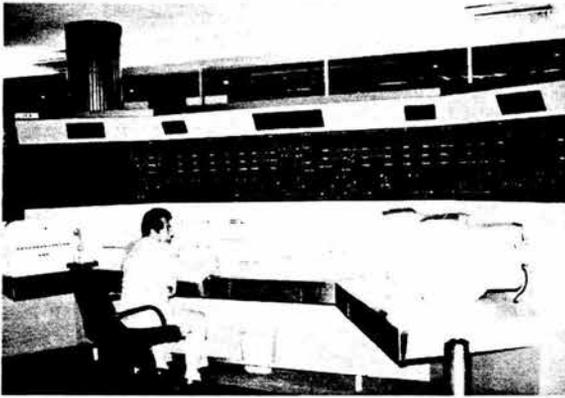


FIG. 3.3 CENTRAL DE CONTROL. S.T.C METRO

De la señalización que se realiza mediante los semáforos depende la seguridad de los usuarios, del personal del Metro, de la circulación de los trenes y de las instalaciones fijas. Los semáforos en el Metro garantizan, en todo momento, la existencia de una distancia de seguridad entre dos trenes. A esta distancia se conoce como sección tapón. Esto significa que, como protección un tren siempre tendrá detrás de él dos semáforos en rojo. Antes de que un tren del Metro pueda avanzar, es necesario que se lo permitan 23 parámetros o condiciones de seguridad integrados en los vagones y las vías.



FIG. 3.4 LOS SEMÁFOROS GARANTIZAN UNA DISTANCIA DE SEGURIDAD ENTRE TRENES. S.T.C METRO

La Gerencia de Instalaciones Fijas tiene a su cargo conservar en óptimas condiciones de operación y funcionamiento los equipos y sistemas electrónicos, electromecánicos y de vías que conforman la infraestructura de la red del Metro. Dichas instalaciones, equipos y sistemas cuentan con una tecnología de vanguardia, la cual permite garantizar en todo momento la seguridad en la circulación de los trenes a través de los sistemas de Pilotaje Automático y Mando centralizado.

El Sistema de Transporte Colectivo efectúa de manera permanente diversos trabajos para mejorar el sistema electromecánico de las líneas, entre los que se incluye sustituir kilómetros de cable de alta tensión, reemplazar circuitos de alumbrado, fuerza y tracción, instalar nuevos sistemas eléctricos y mejorar los Sistemas de Mando Centralizado, Pilotaje Automático, Regulación de Trenes y Señalización.

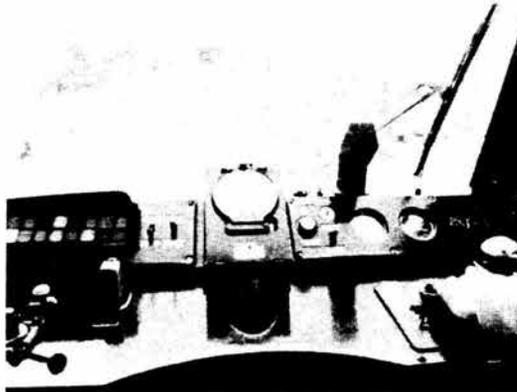


FIG. 3.6 SISTEMA DE MANDO DE UN TREN NEUMÁTICO S.T.C METRO

3.3 PARQUE VEHICULAR DEL S.T.C METRO

El parque vehicular del S.T.C. metro está compuesto por dos tipos generales de trenes, los trenes neumáticos y los trenes férreos, los cuales a su vez cuentan con diferentes tipos de modelos, utilizados y distribuidos a lo largo de toda la red.

3.3.1 TRENES NEUMÁTICOS

Este tipo de parque vehicular está integrado por diez modelos diferentes de trenes sobre neumáticos, los cuales circulan en las líneas de la 1 a la 9 y la línea B. Su grado de eficiencia es variable en función de las características técnicas con que fueron construidos. Para llevar a cabo una comparación homogénea de la eficiencia entre los distintos modelos, se ha formulado un "índice de confiabilidad" que consiste en la relación entre el número de carros en operación y la cantidad de averías que ocurren durante los kilómetros recorridos, en un periodo determinado. En consecuencia, un índice más elevado representa una mayor confiabilidad para el tren. Por otra parte, el índice de disponibilidad del material rodante, es expresado como el cociente de la cantidad de trenes disponibles entre la cantidad de trenes en operación. En el período de 1996 a junio de 1999, el material rodante registró un promedio de 4.6 averías por cada 10,000 kilómetros recorridos, las cuales se debieron básicamente a los cuatro principales sistemas que son:

- Apertura y cierre de puertas.
- Motrices inactivas.
- Pilotaje automático.
- Elementos apagados.



FIG. 3.7 EL PARQUE VEHICULAR ESTÁ INTEGRADO POR DIEZ MODELOS DIFERENTES DE TRENES S.T.C METRO

3.3.2 TRENES FÉRREOS

El parque vehicular de rodadura férrea está compuesto actualmente por 26 trenes, de seis carros cada uno, de los cuales 20 son del Modelo FM-86 y 6 son de un nuevo material denominado FM-95A, que forman parte de un lote de 13 trenes en fabricación. Estos últimos cuentan con tecnología de punta, incluyéndose la tracción asíncrona.

Para las estadísticas que aquí se muestran no se consideran los trenes FM95A debido a que se están integrando paulatinamente al servicio. El índice de fiabilidad se establece al igual que el material neumático.

El índice de disponibilidad se calcula sobre la base del cumplimiento del polígono de carga vigente actualmente en la Línea "A", que es de 18 trenes en horas punta.

En estos trenes las fallas más frecuentes se ubican principalmente en dos sistemas:

- Apertura y cierre de puertas.
- Pilotaje Automático.



FIG. 3.8 EL PARQUE VEHICULAR DE RODADURA FÉRREA ESTÁ COMPUESTA DE 26 TRENES, 20 SON DEL MODELO FM86 Y 6 SON FM-95^a. S.T.C METRO

3.4 EL COMPRESOR

La compresión es el proceso mediante el cual se eleva la presión de un fluido gaseoso por una disminución de su volumen específico. Por consiguiente, un compresor es una máquina que sirve para hacer ganar energía a un fluido compresible.

Entre las aplicaciones más sobresalientes de los compresores y de mayor trascendencia en el medio tecnológico de hoy día se pueden citar las siguientes:

Los compresores son vitales en las refinerías para manejar hidrogeno, sulfuro de hidrogeno, etano, propano, propileno, butano, etc. Son esenciales en las plantas petroquímicas, donde operan con etileno, propano, propileno, butano, butileno, benceno, cloruros vinílicos, etc. Se usan en la industria química en los procesos de síntesis del gas amoníaco, metanol, del dióxido de carbono, etc.

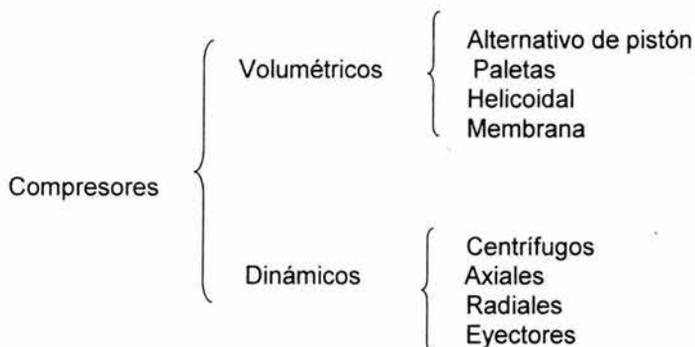
Son necesarios en los servicios de aire industrial para tener potencia, como en sopladores de hollín, en aire para pruebas, con aire para la combustión del petróleo y derivados, con aire para el tratamiento de aguas.

Son de uso obligado en las minas, hospitales, laboratorios de investigación con altas y bajas presiones y temperaturas y en cualquier caso donde se haga necesario contar con aire o gases a presión, como sistemas de aire acondicionado, sistemas de refrigeración, procesos de aplicación de pintura y últimamente en herramientas neumáticas, por citar algunos.

3.4.1 CLASIFICACIÓN

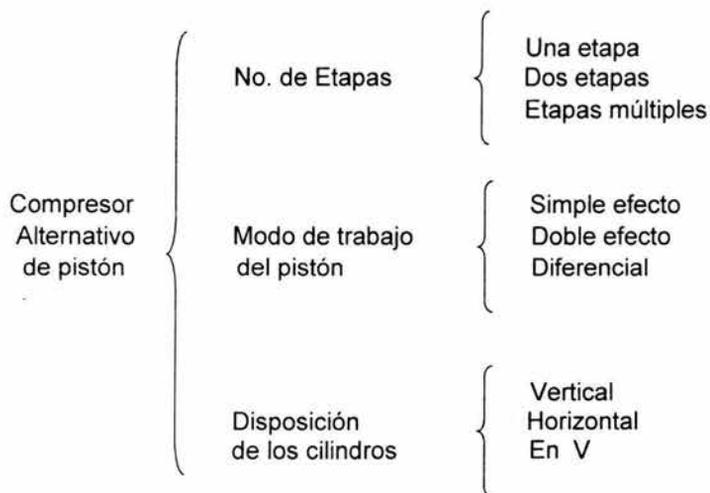
Los compresores se pueden clasificar en dos principales grupos, los compresores volumétricos y los compresores dinámicos, teniendo cada uno de estos sus derivados.

Se le llama compresores volumétricos porque reducen un volumen debido a un desplazamiento de un pistón alternativo o por la acción de un elemento rotativo que provoca un aumento de la presión. En un compresor dinámico el fluido recibe una aceleración mediante los rotores imprimiéndole una gran velocidad, siendo esta última convertida en presión en los difusores y volutas. Es decir, se fundamentan en la transformación de la velocidad en presión.



3.4.2 COMPRESOR ALTERNATIVO DE PISTÓN

Los compresores alternativos de pistón son los más utilizados y comercializados dentro del área industrial y de transporte, ya que existe una gran variedad de modelos con diferentes características técnicas, siendo esta una clasificación de los más comunes.



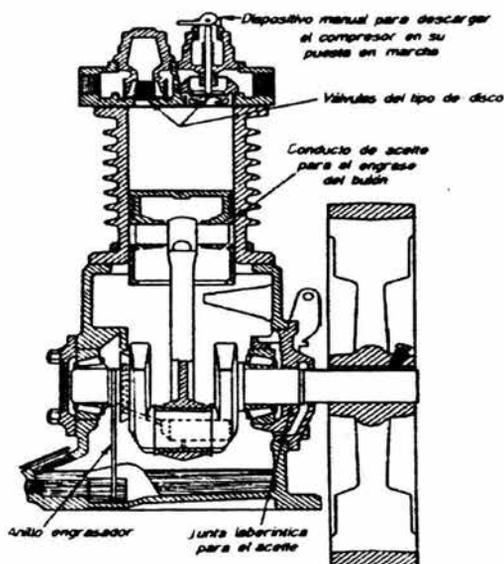


FIG 3.8 COMPRESOR DE UNA ETAPA Y DE SIMPLE EFECTO.

3.4.2.1 COMPRESOR DE UNA Y DOS ETAPAS

Los compresores de una etapa actúan con una sola cámara de compresión. Se componen, en esencia, de un cárter con cigüeñal, pistón y cilindro. Para su refrigeración lleva, en la parte exterior, aletas que evacúan el calor por radiación son utilizados para aplicaciones en donde el caudal sea limitado y en condiciones de servicio intermitente, pues son compresores de pequeñas potencias.

En los compresores de dos etapas el aire es comprimido en dos cilindros; en la primera etapa (de baja presión) se comprime hasta una presión de 2 a 3 bars y en la segunda etapa (de alta presión), se comprime hasta una presión de 8 a 9 bars. Estos compresores son los más empleados en la industria; Pueden ser refrigerados por aire o por agua. El refrigerador intermedio (entre etapas) puede actuar a base de un ventilador o en virtud de una corriente de agua a través del mismo.

3.4.2.2 COMPRESOR DE SIMPLE Y DOBLE EFECTO

Se dice que un pistón es de simple efecto cuando trabaja sobre una sola cara del mismo (figura 3.9 A) y precisamente aquella dirigida hacia la cabeza del cilindro. La cantidad de aire desplazado es igual a la carrera por la sección del pistón.

El pistón es de doble efecto (figura 3.9 B) cuando trabaja sobre sus dos caras y delimita dos cámaras de compresión en el cilindro. Así, el volumen engendrado es igual a dos veces el producto de la sección del pistón por la carrera. Hay que tener en cuenta el vástago, que ocupa un espacio obviamente no disponible para el aire, y como consecuencia, los volúmenes creados por las dos caras del pistón no son iguales.

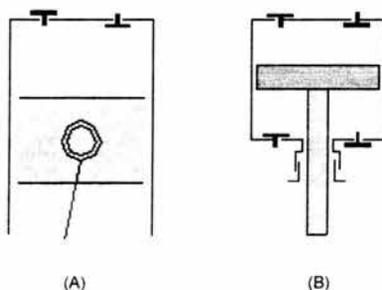


FIG. 3.9 A) PISTON DE SIMPLE EFECTO B) PISTON DE DOBLE EFECTO

3.5 EL MOTOCOMPRESOR

El motocompresor es una maquina que esta formada por un motor de corriente continua y un compresor; Generalmente es un compresor de pistón, donde la flecha o eje del motor de corriente continua que gira a determinada velocidad, tiene fija una polea, la cual por medio de una banda transmite la velocidad a la polea que se encuentra fija al cigüeñal del compresor, ocasionando que el movimiento giratorio del cigüeñal se convierta en un movimiento rectilíneo del pistón, por medio del eslabón o elemento conector que es en este caso la biela; Generalmente el compresor que se utiliza para este tipo de dispositivos es de dos etapas y de simple efecto, y cuenta con cilindros de diferentes diámetros.

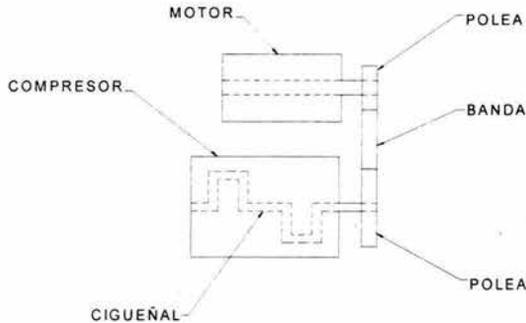


FIG. 3.10 ESQUEMA DE UN MOTOCOMPRESOR DE PISTÓN

3.5.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

El principio básico de operación de un compresor alternativo de pistón de simple efecto y de dos etapas utilizado en los motocompresores, inicia en la succión, que es donde el pistón de baja presión, obliga la entrada de aire a presión atmosférica dentro del cilindro a través del filtro/silenciador y de la válvula respectiva localizada dentro del cilindro.

Al realizar su carrera ascendente (de compresión) el mismo pistón comprime el aire que existe en el interior del cilindro a una presión intermedia y lo expulsa a través de la válvula de descarga al interior de los tubos del inter-enfriador, ahí el calor generado en la primera etapa es eliminado por la acción del aire de ventilación, que es impulsado por el ventilador externo del volante y que pasando entre el exterior de los tubos aletados los enfría por disipación.

El pistón de alta presión (segunda etapa) en su carrera descendente de succión, absorbe el aire fresco que se encuentra dentro de los tubos del inter-enfriador, pasando a través de la válvula de succión en la cabeza del cilindro.

En la carrera ascendente (de compresión) del pistón de alta presión, el aire alcanza el nivel máximo de compresión y es descargado a través de la válvula de descarga al radiador post-enfriador.

El compresor posee un sistema descargador de presión que elimina el aire comprimido que se encuentra encerrado dentro del cilindro de alta presión al detener el funcionamiento del compresor. La eliminación de esta presión asegura que los cilindros no encuentren ninguna resistencia interior al reiniciar su operación. Este sistema funciona mediante la acción de dos contrapesos que por fuerza centrífuga se mantienen "abiertos" mientras el cigüeñal esté girando, pero al detener el funcionamiento el compresor, los contrapesos "se cierran" y operan a una válvula piloto, a su vez abre las líneas que conectan el interior de los cilindros con la atmósfera, descargándose por ahí la presión interior.

El radiador post-enfriador que recibe el aire comprimido de la segunda etapa, es un tubo serpentin de cobre con múltiples aletas por cuyo interior circula el aire comprimido con el calor que se obtiene en el proceso de compresión.

Este calor es radiado a través de las paredes de las aletas del tubo hacia el exterior, en donde por acción del aire refrigerante impulsado por el ventilador extremo del volante, se disipa en la atmósfera.

Una vez que el calor a sido eliminado en el radiador post-enfriador, el aire es almacenado en un recipiente o tanque de almacenamiento, para su próxima utilización.

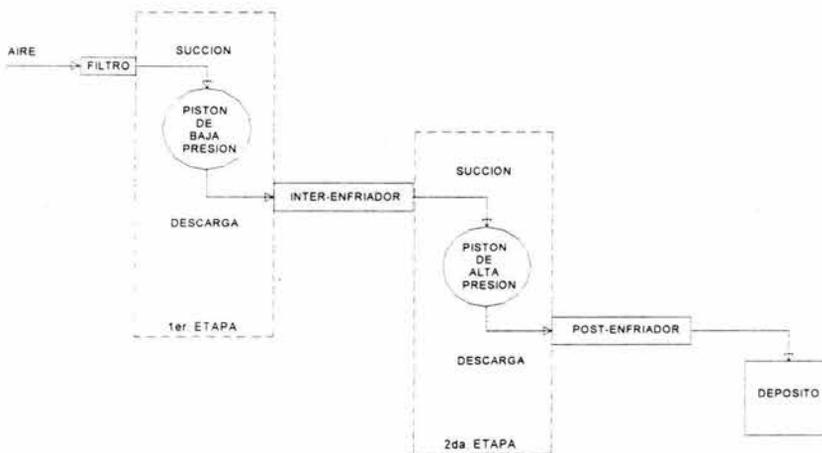


FIG. 3.11 DIAGRAMA DE FUNCIONAMIENTO DE UN COMPRESOR DE PISTON DE SIMPLE EFECTO Y DOS ETAPAS.

3.6 MOTOCOMPRESOR 71T2 DEL S.T.C METRO

Es un modelo 71T2, que esta formado de un compresor de pistón sencillo de dos etapas, con acción simple y enfriado por aire, su funcionamiento es regulado automáticamente por un control eléctrico externo.

El motor que impulsa al compresor es de 750 volts CD, proporcionado por la motriz "N" adyacente (en el caso del elemento intermedio, es proporcionado por la motriz "N" trasera), su arranque y paro es ordenado por un regulador, el cual está supeditado a la presión existente en la tubería de equilibrio.

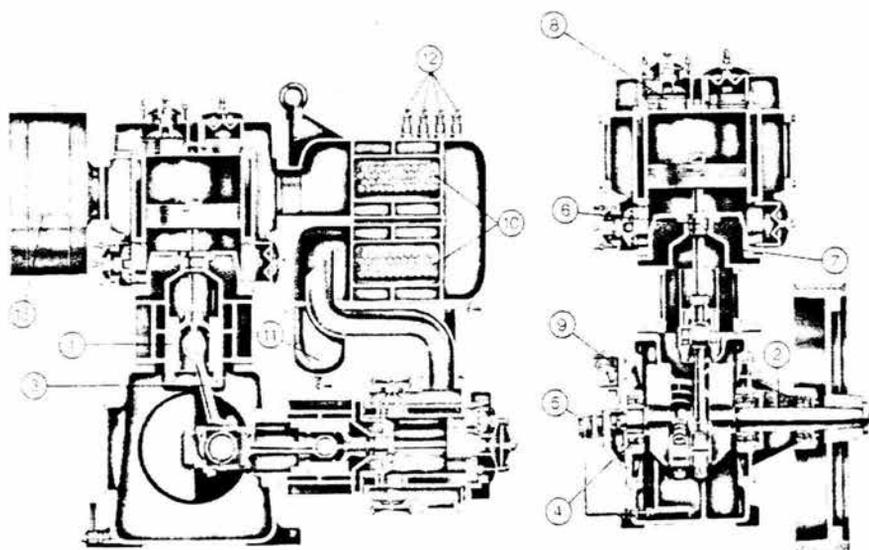
Por medio de su radiador post-enfriador y la circulación del aire comprimido a través de la válvula de condensado se logran captar eficientemente la condensación del agua y aceite que se obtienen durante el proceso de compresión.

Tensión normal del motor	720 volts
Potencia del motor	90 kW, 12 HP a 2,500 rpm
Gasto mínimo efectivo	1,000 L/min a 720 V, 7.5 Bar
Presión normal de salida	6.8 a 8.2 Bar
Presión excepcional de salida	10 Bars

TABLA 3.1 CARACTERISTICAS TECNICAS DEL MOTOCOMPRESOR 71T2 S.T.C METRO.

3.6.1 FUNCIONAMIENTO

El funcionamiento del motocompresor esta gobernado por la excitación del RZC (Relevador de mando del compresor), que permite la alimentación del CMC (Interruptor motocompresor), el cual a su vez permite la alimentación del motor. El compresor al ser accionado por el motor, absorbe aire del exterior a través de un filtro (FE) y de un silenciador (SX); una vez efectuado el proceso de compresión, envía el aire comprimido a través de una tubería que pasa por un radiador (RR), un desaceitador (DH) y una válvula de retención (CR) hacia el tanque principal (RP) el cual alimenta a la tubería de equilibrio, la cual sirve para alimentar, en cada carro, el equipo destinado al freno neumático (EMD), el tanque de reserva auxiliar (RH), Cilindros de freno (CF) y el equipo de puertas. Además en los remolques, esta tubería alimenta a las electro-válvulas 2DC y 2EC del compresor y en los motrices "M" alimenta el motor del limpiador del parabrisas.



- 1) Crucetas con zapatas ajustables, lubricadas a presión de aceite.
- 2) Cigüeñal.
- 3) Biela.
- 4) Cojinetes de rodillos cónicos.
- 5) Bomba de engrase a engranajes.
- 6) Empaquetaduras autoajustables que sellan la cámara de compresión.
- 7) Agua de refrigeración para culatas y cilindros.
- 8) Válvula de aspiración.
- 9) Bomba de lubricación para cada cilindro.
- 10) Refrigerador intermedio de agua.
- 11) Deposito con su grifo de purga para eliminar condensados.
- 12) Válvulas de seguridad del refrigerador intermedio.
- 13) Filtro de aspiración.

FIG. 3.12 PARTES CONSTITUTIVAS DEL MOTOCOMPRESOR 71T2 S.T.C. METRO

3.6.2 UTILIZACIÓN

El aire comprimido obtenido por los motocompresores ubicados bajo el chasis de los carros remolque, asegura el funcionamiento del equipo neumático del tren. La distribución del aire comprimido está asegurado por la tubería de equilibrio que recorre todo el tren de un extremo a otro, pasando a través de los enganches Scharfemberg. En los extremos del tren, unas válvulas de paso de la tubería de equilibrio (XE), deberán estar cerrados si el enganche no está acoplado a otro. La tubería de equilibrio está alimentada por los compresores del tren. En caso de fuga de aire en un carro, éste puede ser aislado por medio de las válvulas XE ubicadas en los extremos del mismo.

Se dispone de un conjunto motor-compresor por cada tres vehículos del tren y están destinados a proporcionar el aire comprimido necesario para los sistemas de frenado, al igual que para el manejo de cierre y apertura de las puertas laterales de cada uno de los carros-metro (vagones).

En cada carro el equipo de freno neumático comprende:

- a) Una electro-válvula moderable de desfrenado (EMP)
- b) Un tanque auxiliar (RA) con capacidad de 36 litros
- c) Una llave de purga
- d) Ocho cilindros de freno (una para cada rueda de seguridad)

CAPITULO 4

MECÁNICA DE FALLA

MECANICA DE FALLA

4.1 CAUSAS QUE PRODUCEN FALLAS

Cuando se consideran los muchos millones de piezas metálicas que se fabrican y ponen en servicio, no es raro que algunas fallaran prematuramente. Simplemente, desde el punto de vista estadístico, no es razonable, con la práctica de la ingeniería, no esperar fallas; sin embargo, aunque el número de fallas de una componente dada sea pequeño, son importantes por que pueden afectar el prestigio del fabricante en cuanto a confiabilidad. En algunos casos, sobre todo cuando la falla causa lesiones o muerte, origina costosos litigios. Para los fabricantes de automóviles bajo el estímulo y la publicidad de fieles guardianes del consumidor, no es raro devolver a la fábrica millones de vehículos para corregirles un defecto de diseño o de tratamiento térmico, aun cuando el número real de fallas fuera mínimo.

En cualquier análisis de las causas que producen fallas es importante obtener tantos datos como sean posibles de la propia pieza que fallo, además de examinar las condiciones en el momento en que se produjo la falla.

Las pruebas de laboratorio y de campo permiten evaluar los efectos del material, el diseño y las variables de fabricación sobre el comportamiento de la pieza en condiciones controladas; por otro lado, el análisis de las causas que producen fallas se centra en las piezas devueltas del servicio y de este modo da resultados de condiciones reales de operación. Combinando la información de los ensayos con los resultados del análisis, se puede obtener un cuadro claro de las causas que producen la falla. Rara vez son fallas asignadas a una sola causa; generalmente resultan de los efectos combinados de dos o más factores que son perjudiciales para la vida de la pieza o estructura.

Cuando se estudia una falla se requiere generalmente un conocimiento de las condiciones de trabajo y de funcionamiento del elemento que a fallado, permitiendo a sí realizar un análisis dinámico como un estudio de cargas y esfuerzos a los que esta sometido. Siempre existe la posibilidad de aplicar cargas imprevistas, de colisiones no reportadas o de vibración no anticipada que pueden haber contribuido a fallas prematuras.

4.2 CLASIFICACION

A) Fallas debidas a procesamiento defectuoso

- Imperfecciones debidas a composición defectuosa (inclusiones o Impurezas que frágilicen la pieza)
- Defectos que se originan durante la manufactura de lingotes y piezas de fundición.
- Defectos debidos al trabajado (doblecés, costuras, fisuras int.).
- Irregularidades y errores en el maquinado, esmerilado o estampado.
- Defectos debidos a la soldadura (porosidad, acanaladuras, fisuras, tensión residual.
- Anormalidades debidas al tratamiento térmico.
- Imperfecciones debidas al endurecimiento superficial.
- Defectos debidos a los tratamientos superficiales.
- Ensamble descuidado (mal acoplamiento de las piezas).
- Fallas en la línea de separación en el forjado.

B) Fallas debidas a consideraciones de diseño defectuoso o mala aplicación del material.

- Falla dúctil
(exceso de deformación, elástica o plástica)
- Fractura frágil
(debido a imperfecciones o concentración de esfuerzos)
- Falla por fatiga
(cargas cíclicas, deformación cíclica, calor cíclico)
- Falla por alta temperatura
(fluencia, oxidación, fusión local y deformaciones)
- Fracturas estáticas demoradas
(fragilización por hidrogeno, fragilización cáustica)
- Concentraciones de esfuerzos localizadas
- Inadecuado análisis de esfuerzos

C) Fallas debidas al deterioro durante las condiciones de servicio.

- Condiciones de aplicación de cargas excesivas o imprevistas
- Desgaste
(erosión, daño superficial por fricción, aferramiento)
- Corrosión
(incluyendo ataque químico, esfuerzo por corrosión)
- Mantenimiento inadecuado o mal dirigido
(soldadura, esmerilado, enderezamiento en frío)
- Desintegración debida a ataque químico o a ataque por metales líquidos.
- Daño por radiación
- Condiciones accidentales
(temperaturas anormales de operación, vibración severa)

4.3 TIPOS DE FRACTURA

Las fracturas dúctiles son el resultado de fuerzas cortantes que producen deformación plástica a lo largo ciertos planos cristalográficos, en tanto que las fracturas frágiles se deben a fuerzas tensiles que producen clivaje. En la mayoría de las fracturas ambos tipos están presentes en diversos grados. La identificación del mecanismo gráfico suele determinar el tipo de carga que inicio la fractura. De la misma manera, el conocimiento de la aplicación de la carga ayuda a determinar si una falla particular fue de naturaleza dúctil o frágil.

4.4 ESFUERZO Y RESISTENCIA

La solución a los problemas de fallas resultantes de piezas sometidas a sobreesfuerzos depende de la determinación de dos factores: el esfuerzo sobre la pieza y la resistencia requerida para soporta ese esfuerzo. Dependiendo del tipo de carga y de la geometría de la pieza, puede haber esfuerzo simple, axial o un sistema complejo de esfuerzos multiaxiales. El esfuerzo total puede incluir esfuerzos internos residuales originados en la fabricación o tratamiento térmico, así como esfuerzos debidos a cargas externas.

4.4.1 APLICACIÓN DE CARGAS

En muchos casos, el tipo de carga es un factor que contribuye a la falla. Hay esencialmente cinco tipos de cargas: axial, de flexión, torsión, cortante simple y compues. En la aplicación de carga axial, la carga se aplica coincidente con la línea central de la pieza y el esfuerzo es uniforme a través de la sección transversal, como en las barras de ensayos tensiles y cables de soporte. La aplicación de cargas por flexión se produce por pares de fuerzas coincidentes con la línea central. A través de la sección transversal el esfuerzo varía desde un máximo en las fibras más exteriores hasta cero en el eje neutral, como en vigas y la raíz de los dientes de engrane. La aplicación de carga torsional implica la aplicación de un par de fuerzas en un plano normal a la línea central. El esfuerzo cortante varia desde un máximo en la superficie hasta cero en el eje neutral. Las cargas directas de corte actúan sobre planos paralelos estrechamente espaciados y tienden a mover parte del material respecto al resto, similar a una acción de corte, como de remaches y tornillos. Las cargas aplicadas por contacto son compresivas perpendiculares a dos superficies combinadas con fuerzas de deslizamiento entre las superficies. La distribución de esfuerzos varia con la profundidad y dirección de la fuerza.

Estos tipos de cargas inducen esfuerzos normales y de corte, los cuales deben ser balanceados por las resistencias cohesivas y de corte del material. Es posible que haya fracturas por sobrecarga cuando la carga aplicada alcance valores excesivos.

4.5 FRACTURAS POR FATIGA

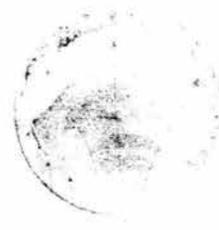
Las fallas por fatiga son los tipos más comunes de fractura en maquinas y probablemente constituyen el 90% de todas las fracturas. Tales fracturas se desarrollan después de un gran numero de aplicaciones de carga, generalmente a un nivel de esfuerzo inferior a la resistencia de cedencia del material.

Como una fractura por fatiga es progresiva, desarrollándose durante un largo tiempo, la superficie de la fractura generalmente muestra marcas de "playa" o "concha de almeja". Las fracturas por fatiga se inician en los esfuerzos cortantes mediante un mecanismo que implica deslizamiento y endurecimiento por trabajado, formando eventualmente discontinuidades microscópicas que se desarrollan en fisuras. Una vez que se forma una fisura, su rapidez de crecimiento depende de la magnitud del esfuerzo, del gradiente de esfuerzo, del limite de resistencia de material, de la sensibilidad de muesca y de la presencia o ausencia de imperfecciones e inclusiones estructurales. Si la carga aplicada es suficientemente grande, la fisura avanzara en forma perpendicular al esfuerzo máximo tensil.

Una variación en la carga cíclica da lugar a que se desarrollen pequeñas marcas tipo arrecife o playa sobre la superficie de fractura, las cuales indican la posición de la raíz de la fisura progresiva en un momento dado. Como la sección se debilita gradualmente, la fisura crece más rápido y las marcas tipo concha de almeja son mas separadas, más grandes y se distinguen más; por tanto, cuando estas marcas se hallan presentes, proporcionan un medio de localizar el origen de la fractura con exactitud.



(A)



(B)

FIG. 4.1 A) MARCA TIPO CONCHA B) MARCA TIPO PLAYA

4.6 CONCENTRACIONES LOCALIZADAS DE ESFUERZOS

En piezas de maquinaria y estructurales, los mayores esfuerzos se presentan en filetes, agujeros e irregularidades geométricas similares que concentran e incrementan el esfuerzo superficial. Estos se llaman concentraciones localizadas de esfuerzos.

La mayoría de las concentraciones localizadas de esfuerzos quedan incluidas en uno de los siguientes grupos:

1. Aquellas producidas por cambios en la geometría de una pieza, como agujeros, cajas de cuña, roscas, escalones o cambios en diámetro en ejes y cabezas de tornillos, etc.
2. Discontinuidades de la superficie, como muescas, ralladuras, marcas de maquinado, formación de agujeros, etc.
3. Defectos inherentes en el material, como fisuras, etc.

En general, los materiales duros o frágiles muestran mayor sensibilidad de muesca que los materiales suaves o dúctiles y esta propiedad afectara la aparición de una fractura bajo la aplicación de una carga cíclica. En un material altamente sensible a muesca, la fisura tiende a crecer mas rápidamente a lo largo de la superficie sometida a gran esfuerzo que hacia el centro; por tanto, las marcas tipo playa se curvan alejándose del origen de la fractura. En un material menos sensible a muesca, como un acero recocido, la fisura se mueve mas rápidamente hacia el centro que a lo largo de la superficie y producirá marcas tipo playa cóncavas alrededor del origen de la fractura.

4.7 IMPUREZAS EN EL MATERIAL

Los materiales por naturaleza presentan discontinuidades en su constitución atómica, ya que ningún material es homogéneo e isotropico, debido a esto, se presentan fallas en piezas o estructuras donde estas impurezas son mayores.

Las impurezas en los materiales se encuentran de diferentes formas siendo algunas de ellas: inclusiones, poros o cavidades, dislocaciones, etc.

Las inclusiones son en su mayor parte partículas pequeñas de óxidos, sulfuros o silicatos que se incorporaron al metal durante su fabricación; los poros o cavidades son los espacios internos con ausencia de material, dichas impurezas interactúan con los limites de grano, limitando su movimiento y anulando su crecimiento.

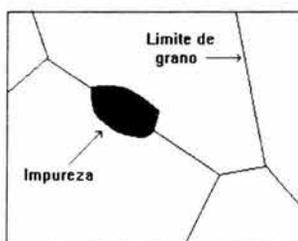


FIG. 4.2 REPRESENTACIÓN ESQUEMATICA DE UNA MICROESTRUCTURA

En la micrografía de la figura 4.3 se observa cierto numero de poros y en algunos de ellos puede verse que los limites de grano son sujetados por los poros: Como ejemplo, el limite casi horizontal del grano más grande que ocupa la parte superior de la fotografía pasa a través de tres poros, obligando a que el movimiento de este limite sea hacia abajo.

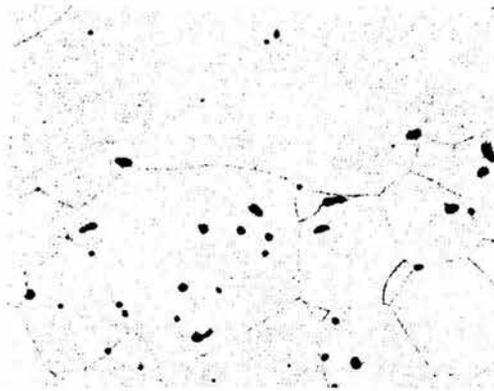


FIG. 4.3 MICROESTRUCTURA (X150) SE PRESENTA UNA INTERACCION ENTRE POROS Y LIMITES DE GRANO

4.8 METODOS DE INSPECCION

Existen diferentes pruebas no destructivas que se utilizan para determinar y ubicar la presencia de cualquier tipo de falla o impureza en un material, siendo algunas de ellas inspección ultrasónica, inspección por corrientes de eddy, inspección por partículas magnéticas, inspección por líquidos penetrantes y radiografías (rayos X, rayos Gama y neutrones), entre otras.

4.8.1 RADIOGRAFÍAS

En las pruebas radiográficas se utilizan las características de transmisión y absorción de un material para producir una imagen visual de las fallas dentro de él. En la radiografía por rayos "X" (figura 4.4), un tubo de rayos X es la fuente de la radiación, emitiendo electrones a partir de un catodo de filamento de tungsteno que se aceleran a un voltaje alto hacia un ánodo que también es de tungsteno. El haz excita electrones en las capas interiores del objetivo de tungsteno, emitiéndose un espectro continuo de rayos X al regresar los electrones a su estado de equilibrio. Los rayos X emitidos se dirigen hacia el material a revisar, una pequeña fracción de los rayos X es transmitida a través del material para exponer en la película.

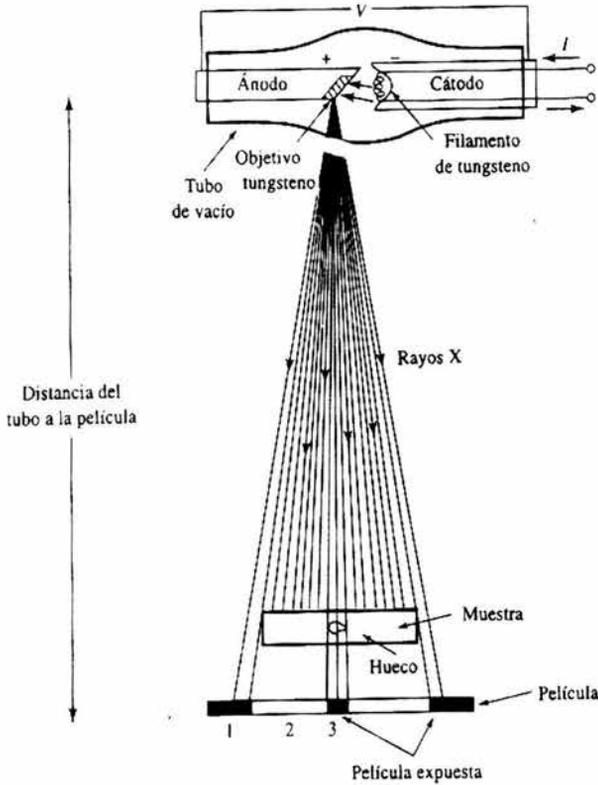


FIG. 4.4 DISPOSITIVO DE PRUEBA DE RADIOGRAFIAS CON RAYOS X

4.8.2 INSPECCIÓN ULTRASÓNICA

Utilizando un transductor ultrasónico de cuarzo, titanio de bario o sulfato de litio se aprovecha el efecto piezoeléctrico para introducir una serie de pulsos elásticos a alta frecuencia en el material, por lo general por encima de los 100,000 Hz.

Los pulsos crean una onda de deformación por compresión, que se propaga a través del material, la onda elástica se transmite a través del material a una velocidad que depende del modulo de elasticidad y de la densidad del mismo.

Existen diferentes técnicas para realizar una inspección ultrasónica, las más utilizadas son: el método de pulso y eco, el método de transmisión de un pulso a través de un transductor emisor a un receptor y el método de resonancia.

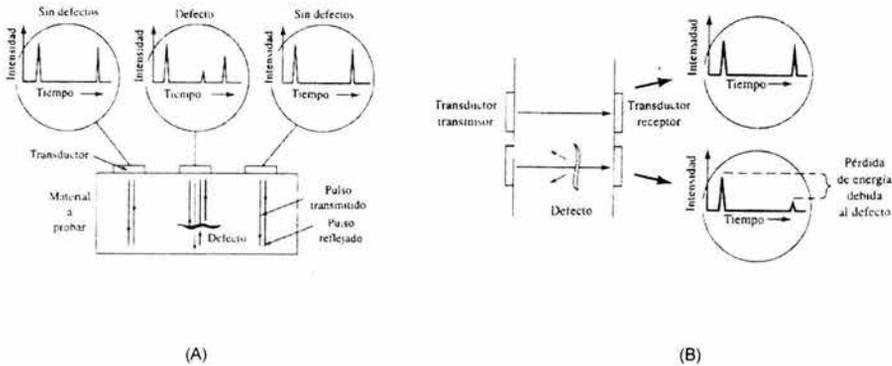
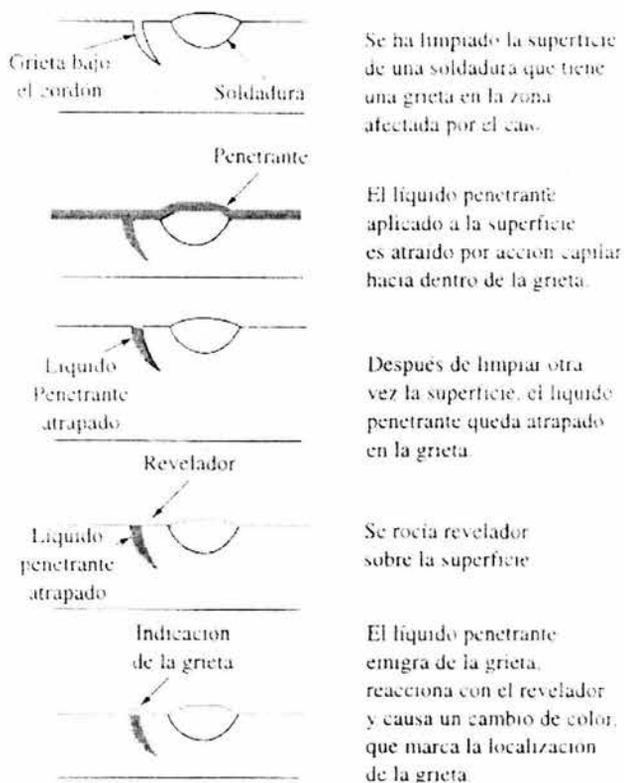


FIG. 4.5 A) PRUEBA ULTRASÓNICA DE PULSO Y ECO B) PRUEBA ULTRASÓNICA DE UN PULSO

4.8.3 INSPECCION POR LIQUIDO PENETRANTE

Mediante la inspección con líquido penetrante o técnica de tinte penetrante, pueden detectarse discontinuidades como grietas o fisuras desarrolladas en la superficie de un elemento. El tinte líquido es atraído por acción capilar hacia el interior de las minúsculas grietas que llegara a tener dicho elemento, que de otra forma sería imposible de localizar. Este proceso consta de cuatro etapas; 1) La superficie a analizar es limpiada completamente de cualquier tipo de suciedad, 2) Se rocía sobre ella un tinte líquido y se le deja durante un lapso de tiempo, durante el cual el tinte es atraído hacia cualquier discontinuidad superficial, 3) La tinta excedente se limpia retirándola de la superficie, finalmente 4) sobre el elemento se rocía una solución reveladora, la cual reacciona con cualquier tinte que haya quedado en las grietas o fisuras, entonces la pintura ya puede ser observada, debido a los cambios de color del revelador o porque se vuelve fluorescente bajo luz ultravioleta.



Se ha limpiado la superficie de una soldadura que tiene una grieta en la zona afectada por el caso.

El líquido penetrante aplicado a la superficie es atraído por acción capilar hacia dentro de la grieta.

Después de limpiar otra vez la superficie, el líquido penetrante queda atrapado en la grieta.

Se rocía revelador sobre la superficie.

El líquido penetrante emigra de la grieta, reacciona con el revelador y causa un cambio de color, que marca la localización de la grieta.

FIG. 4.6 ELEMENTOS DE LA PRUEBA DE TINTE PENETRANTE, UTILIZADO PARA DETECTAR FALLAS EN LA SUPERFICIE

CAPITULO 5

ANÁLISIS DINÁMICO DEL MECANISMO

ANÁLISIS DINAMICO DEL MECANISMO

Para obtener un análisis dinámico completo del mecanismo, es necesario conocer sus restricciones y movimientos de trabajo, por lo que se desarrollaran los siguientes cálculos en determinadas y específicas posiciones.

5.1 DATOS TECNICOS DEL MECANISMO

Los datos que a continuación se describen, corresponden a los de la primera etapa, (baja presión) del motocompresor 71T2 utilizado en el material rodante de S.T.C.

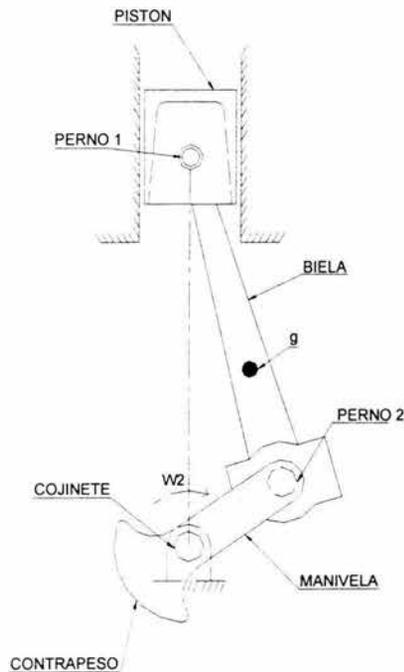


FIG. 5.1 REPRESENTACION DEL MECANISMO MANIVELA – BIELA – PISTON DEL MOTOCOMPRESOR.

PISTON

Material: Fundición de aluminio.

Dimensiones: Diámetro de 140 mm (0.14 m)

Altura de 110 mm (0.11 m)

Masa de 1240 grs (1.24 Kg)

BIELA

Material: Fundición nodular.

Dimensiones: Distancia entre centros de los pernos 240 mm (0.24 m)

Distancia del centro del perno 2 al centro de masa (g)

80 mm (0.08 m)

Masa de 1155 grs (1.155 Kg)

MANIVELA (CIGÜEÑAL)

Dimensiones: Distancia entre centros del perno 2 y del cojinete 70 mm

(0.07 m)

Velocidad de giro 900 R.P.M.

5.2 MASAS PUNTUALES EN EL MECANISMO

Por medio del método de masas puntuales descrito en el capítulo 1 y el análisis desarrollado en la sección 1.6, analizaremos el mecanismo manivela-biela-pistón del motocompresor 71T2.

5.2.1 MASAS PUNTUALES EN LA BIELA

Conociendo la masa total de la biela "m" y las longitudes "l_q" y "l_p" respectivamente, podemos obtener dos masas puntuales equivalentes de la biela, como lo muestra en la figura 5.2.

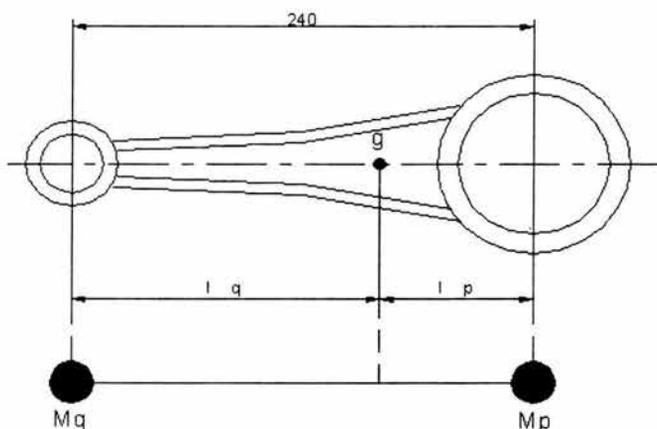


FIG. 5.2 MASAS PUNTUALES EQUIVALENTES DE LA BIELA
ACOTACION EN MILIMETROS

Por lo mencionado en la sección 1.5.2 del capítulo 1, se obtiene lo siguiente.

De la ecuación 1.6, tenemos

$$M_p = m \left(\frac{l_q}{L} \right)$$

Por lo que,

$$M_p = 1.155 \text{Kg} \left(\frac{0.16\text{m}}{0.24\text{m}} \right) = 0.77 \text{Kg}$$

De la ecuación 1.7, tenemos

$$M_q = m \left(\frac{l_p}{L} \right)$$

Por lo que,

$$M_q = 1.155 \text{Kg} \left(\frac{0.08\text{m}}{0.24\text{m}} \right) = 0.385 \text{Kg}$$

5.3 DETERMINACION DE VELOCIDADES Y ACELERACIONES

De acuerdo a lo mencionado en la sección 1.6.2 el mecanismo queda representado por la siguiente figura.

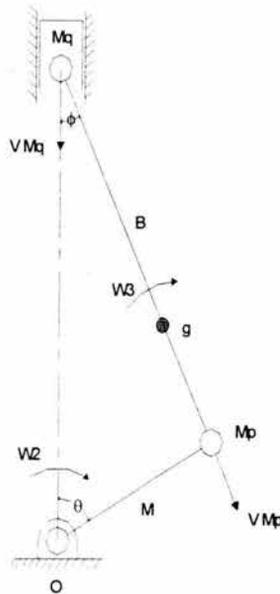


FIG. 5.3 REPRESENTACION DEL MECANISMO MANIVELA – BIELA – PISTON, DEACUERDO AL METODO DE MASAS PUNTUALES

Para poder conocer y analizar el movimiento de trabajo del mecanismo, obtendremos las velocidades y aceleraciones para determinadas posiciones, o sea, como vayan cambiando los ángulos θ y ϕ respectivamente, de la figura 5.3.

La siguiente tabla muestra los valores obtenidos en este análisis, de acuerdo a las ecuaciones 1.9, 1.10 para M_p y 1.11, 1.12 para M_q de la sección 1.6.2, desarrolladas en un programa matemático de la calculadora CASIO fx-991D para cada una de las posiciones determinadas en el mecanismo.

NUMERO DE POSICION	VALOR DE	VALORES DE M_p	VALORES DE M_q
	ϕ θ	V_{M_p} (m/s) a_{M_p} (m/s ²)	V_{M_q} (m/s) a_{M_q} (m/s ²)
1	0°	$V_{M_p} = 6.6$	$V_{M_q} = 0$
	0°	$a_{M_p} = 621.81$	$a_{M_q} = 803.17$
2	8.39°	$V_{M_p} = 6.6$	$V_{M_q} = 4.14$
	30°	$a_{M_p} = 621.81$	$a_{M_q} = 629.28$
3	14.64°	$V_{M_p} = 6.6$	$V_{M_q} = 6.57$
	60°	$a_{M_p} = 621.81$	$a_{M_q} = 220.12$
4	16.96°	$V_{M_p} = 6.6$	$V_{M_q} = 6.6$
	90°	$a_{M_p} = 621.81$	$a_{M_q} = 181.56$
5	14.64°	$V_{M_p} = 6.6$	$V_{M_q} = 4.85$
	120°	$a_{M_p} = 621.81$	$a_{M_q} = 401.68$
6	8.39°	$V_{M_p} = 6.6$	$V_{M_q} = 4.26$
	150°	$a_{M_p} = 621.81$	$a_{M_q} = 447.72$
7	0°	$V_{M_p} = 6.6$	$V_{M_q} = 0$
	180°	$a_{M_p} = 621.81$	$a_{M_q} = 440.24$
8	8.39°	$V_{M_p} = 6.6$	$V_{M_q} = 4.26$
	210°	$a_{M_p} = 621.81$	$a_{M_q} = 447.72$
9	14.64°	$V_{M_p} = 6.6$	$V_{M_q} = 4.85$
	240°	$a_{M_p} = 621.81$	$a_{M_q} = 401.68$
10	16.96°	$V_{M_p} = 6.6$	$V_{M_q} = 6.6$
	270°	$a_{M_p} = 621.81$	$a_{M_q} = 181.56$
11	14.64°	$V_{M_p} = 6.6$	$V_{M_q} = 6.57$
	300°	$a_{M_p} = 621.81$	$a_{M_q} = 220.12$
12	8.39°	$V_{M_p} = 6.6$	$V_{M_q} = 4.14$
	330°	$a_{M_p} = 621.81$	$a_{M_q} = 629.28$

TABLA 5.1 VALOR DE LA VELOCIDAD Y LA ACELERACION EN LAS DIFERENTES POSICIONES DEL MECANISMO.

5.4 DETERMINACION DE FUERZAS DESARROLLADAS EN EL MECANISMO

La obtención del valor de las fuerzas desarrolladas en el mecanismo se procederá con forme a lo mencionado en la sección 1.6.1 para cada una de las posiciones determinadas anteriormente.

Tomando en cuenta que la presión que conocemos para el análisis, es la presión de succión del motocompresor

$$p = 0.78 \frac{Kgf}{cm^2} \left[76486.86 \frac{N}{m^2} \right]$$

De la ecuación 1.8, obtenemos la fuerza ejercida por el gas sobre el pistón, que usaremos para este análisis como constante.

$$P = (p) \left(\frac{\pi D^2}{4} \right)$$

$$P = \left(76486.86 \frac{N}{m^2} \right) (0.0154m^2) = 1177.42 \text{ N}$$

Las fuerzas restantes se calcularán de acuerdo con el análisis desarrollado en las secciones 1.6.3, 1.6.4, 1.6.5, 1.6.6, para cada parte constitutiva del mecanismo.

A continuación se muestra, los valores obtenidos de las fuerzas desarrolladas en el mecanismo, para cada una de las posiciones determinadas.

Dichos valores son el resultado de la aplicación de las fórmulas vistas en los capítulos anteriores, dichas fórmulas se introducen a un programa, diseñado por nosotros, para obtener las fuerzas en cada una de las posiciones deseadas y requeridas. Los datos se ratifican con la calculadora CASIO fx-991D.

POSICION No. 1 $\phi=0^\circ$ $\theta=0^\circ$ *FUERZAS EN EL PISTON (N)*

P = 1177.42
 FN = 0
 FMq = 309.22
 FP = 995.93
 FR1 = 2482.57

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 2482.57
 FMq = 309.22
 FPR1 = 2173.35

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 2482.57
 FMp = 478.79
 FPR2 = 2003.78

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 2482.57
 FPR2' = 2003.78

POSICION No. 2 $\phi=8.39^\circ$ $\theta=30^\circ$ *FUERZAS EN EL PISTON (N)*

P = 1177.42
 FN = 325.70
 FMq = 243.76
 FP = 780.31
 FR1 = 2230.83

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 2230.83
 FMq = 243.76
 FPR1 = 1989.38

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 2230.83
 FMp = 478.79
 FPR2 = 1878.66

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 2230.21
 FPR2' = 1878.66

POSICION No. 3 $\phi=4.64^\circ$ $\theta=60^\circ$ *FUERZAS EN EL PISTON (N)*

P = 1177.42
 FN = 399.75
 FMq = 84.84
 FP = 272.94
 FR1 = 1586.30

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 1586.30
 FMq = 84.84
 FPR1 = 1504.77

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 1586.30
 FMp = 478.79
 FPR2 = 1528.64

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 1585.71
 FPR2' = 1528.64

POSICION No. 4 $\phi=16.96^\circ$ $\theta=90^\circ$ *FUERZAS EN EL PISTON (N)*

P = 1177.42
 FN = 453.73
 FMq = 72.99
 FP = 225.13
 FR1 = 1553.89

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 1553.89
 FMq = 72.99
 FPR1 = 1483.66

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 1553.89
 FMp = 478.79
 FPR2 = 1753.96

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 1553.28
 FPR2' = 1753.96

POSICION No. 5 $\phi=14.64^\circ$ $\theta=120^\circ$ *FUERZAS EN EL PISTON (N)*

P = 1177.42
 FN = 476.33
 FMq = 154.55
 FP = 498.10
 FR1 = 1890.23

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 1890.23
 FMq = 154.55
 FPR1 = 1741.60

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 1890.23
 FMp = 478.79
 FPR2 = 2252.80

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 1890.71
 FPR2' = 2252.80

POSICION No. 6 $\phi=8.39^\circ$ $\theta=150^\circ$ *FUERZAS EN EL PISTON (N)*

P = 1177.42
 FN = 280.30
 FMq = 170.88
 FP = 555.17
 FR1 = 1919.80

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 1919.80
 FMq = 170.88
 FPR1 = 1750.39

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 1919.80
 FMp = 478.79
 FPR2 = 2370.97

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 1919.25
 FPR2' = 2370.97

POSICION No. 7 $\phi=0^\circ$ $\theta=180^\circ$ *FUERZAS EN EL PISTON (N)*

P = 1177.42
 FN = 0
 FMq = 169.57
 FP = 545.89
 FR1 = 1892.88

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 1892.88
 FMq = 169.57
 FPR1 = 1723.31

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 1892.88
 FMp = 478.79
 FPR2 = 2371.67

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 1892.88
 FPR2' = 2371.67

POSICION No. 8 $\phi=8.39^\circ$ $\theta=210^\circ$ *FUERZAS EN EL PISTON (N)*

P = 1177.42
 FN = 66.56
 FMq = 170.88
 FP = 555.17
 FR1 = 456.25

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 456.25
 FMq = 170.88
 FPR1 = 625.79

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 456.25
 FMp = 478.79
 FPR2 = 918.46

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 456.25
 FPR2' = 918.46

POSICION No. 9 $\phi=14.64^\circ$ $\theta=240^\circ$ *FUERZAS EN EL PISTON (N)*

P = 1177.42
 FN = 137.06
 FMq = 154.55
 FP = 498.10
 FR1 = 542.42

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 542.42
 FMq = 154.55
 FPR1 = 693.02

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 542.42
 FMp = 478.79
 FPR2 = 942.52

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 542.39
 FPR2' = 942.52

POSICION No. 10 $\phi=16.96^\circ$ $\theta=270^\circ$ *FUERZAS EN EL PISTON (N)*

P = 1177.42
 FN = 268.15
 FMq = 72.99
 FP = 225.13
 FR1 = 919.28

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 919.28
 FCJ = 72.99
 FPR1 = 989.31

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 919.28
 FMp = 478.79
 FPR2 = 1153.72

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 919.27
 FPR2' = 1153.72

POSICION No. 11 $\phi=14.64^\circ$ $\theta=300^\circ$ *FUERZAS EN EL PISTON (N)*

P = 1177.42
 FN = 214.07
 FMq = 84.84
 FP = 272.94
 FR1 = 847.16

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 847.16
 FMq = 84.84
 FPR1 = 929.45

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 847.16
 FMp = 478.79
 FPR2 = 855.54

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 847.12
 FPR2' = 855.54

POSICION No. 12 $\phi=8.39^\circ$ $\theta=330^\circ$ *FUERZAS EN EL PISTON (N)*

P = 1177.42
 FN = 22.62
 FMq = 243.76
 FP = 780.30
 FR1 = 155.03

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 155.03
 FMq = 243.76
 FPR1 = 397.76

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 155.03
 FMp = 478.79
 FPR2 = 370.02

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 155.00
 FPR2' = 370.02

Con los resultados obtenidos del análisis anterior, podemos determinar las fuerzas que actúan en cada uno de los eslabones del mecanismo, y así conocer los esfuerzos que sufren cada uno de ellos.

CAPITULO 6

ESFUERZOS EN LA BIELA

ESFUERZOS EN LA BIELA

6.1 DETERMINACIÓN DE LAS FUERZAS ACTUANTES EN LA BIELA

Para un análisis de esfuerzos en la biela, es necesario determinar las fuerzas desarrolladas en dicho eslabón. De los resultados obtenidos en el análisis de fuerzas desarrolladas en el mecanismo manivela – biela – pistón del motocompresor 71T2 por el método de masas puntuales, las fuerzas actuantes en la biela según su posición son las siguientes.

POSICION No. 1

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA

FR2 = 2482.57 N
FMp = 478.79 N
FPR2 = 2003.78 N

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

FR1 = 2482.57 N
FMq = 309.22 N
FPR1 = 2173.35 N

POSICION No. 2

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA

FR2 = 2230.83 N
FMp = 478.79 N
FPR2 = 1878.66 N

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

FR1 = 2230.83 N
FMq = 243.76 N
FPR1 = 1989.38 N

POSICION No. 3

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA

FR2 = 1586.20 N
FMp = 478.79 N
FPR2 = 1528.64 N

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

FR1 = 1586.20 N
FMq = 84.84 N
FPR1 = 1504.77 N

POSICION No. 4

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA

FR2 = 1553.89 N
FMp = 478.79 N
FPR2 = 1753.96 N

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

FR1 = 1553.89 N
FMq = 72.99 N
FPR1 = 1483.66 N

POSICION No. 5*FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA*

$FR2 = 1890.23 \text{ N}$

$FMp = 478.79 \text{ N}$

$FPR2 = 2252.8 \text{ N}$

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

$FR1 = 1890.23 \text{ N}$

$FMq = 154.55 \text{ N}$

$FPR1 = 1741.60 \text{ N}$

POSICION No. 6*FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA*

$FR2 = 1919.80 \text{ N}$

$FMp = 478.79 \text{ N}$

$FPR2 = 2370.97 \text{ N}$

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

$FR1 = 1919.80 \text{ N}$

$FMq = 170.88 \text{ N}$

$FPR1 = 1750.39 \text{ N}$

POSICION No. 7*FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA*

$FR2 = 1892.88 \text{ N}$

$FMp = 478.79 \text{ N}$

$FPR2 = 2371.67 \text{ N}$

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

$FR1 = 1892.88 \text{ N}$

$FMq = 169.57 \text{ N}$

$FPR1 = 1723.31 \text{ N}$

POSICION No. 8*FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA*

$FR2 = 456.25 \text{ N}$

$FMp = 478.79 \text{ N}$

$FPR2 = 918.46 \text{ N}$

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

$FR1 = 456.25 \text{ N}$

$FMq = 170.88 \text{ N}$

$FPR1 = 625.79 \text{ N}$

POSICION No. 9*FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA*

$FR2 = 542.42 \text{ N}$

$FMp = 478.79 \text{ N}$

$FPR2 = 942.52 \text{ N}$

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

$FR1 = 542.42 \text{ N}$

$FMq = 154.55 \text{ N}$

$FPR1 = 693.02 \text{ N}$

POSICION No. 10*FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA*

$FR2 = 919.28 \text{ N}$

$FMp = 478.79 \text{ N}$

$FPR2 = 1153.72 \text{ N}$

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

$FR1 = 919.28 \text{ N}$

$FMq = 72.99 \text{ N}$

$FPR1 = 989.31 \text{ N}$

POSICION No. 11*FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA*

$$\begin{aligned}FR2 &= 847.16 \text{ N} \\FMp &= 478.79 \text{ N} \\FPR2 &= 855.54 \text{ N}\end{aligned}$$

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

$$\begin{aligned}FR1 &= 847.16 \text{ N} \\FMq &= 84.84 \text{ N} \\FPR1 &= 929.45 \text{ N}\end{aligned}$$

POSICION No. 12*FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA*

$$\begin{aligned}FR2 &= 155.03 \text{ N} \\FMp &= 478.79 \text{ N} \\FPR2 &= 370.02 \text{ N}\end{aligned}$$

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

$$\begin{aligned}FR1 &= 155.03 \text{ N} \\FMq &= 243.76 \text{ N} \\FPR1 &= 397.76 \text{ N}\end{aligned}$$

6.2 UBICACIÓN DE LAS FUERZAS SOBRE LA BIELA

Para un análisis de esfuerzos sobre la biela, es necesario conocer el punto de aplicación de las fuerzas sobre la biela, para esto, las fuerzas obtenidas por el método de masa puntuales tendrán que ser convertidas a las fuerzas desarrolladas en su forma natural sobre el eslabón, tomando su posición original sobre la biela.

Por lo que, la resultante de la suma vectorial de las fuerzas desarrolladas por las masas puntuales M_p y M_q , será la fuerza total de la masa del eslabón, esto es, la fuerza de inercia (F_i) de la biela, ubicada en el centro de masa de dicho eslabón.

$$F_i = F_{Mp} + F_{Mq} \quad (6.1)$$

Otra de las fuerzas actuantes en la biela, que por naturaleza aparece y es necesario considerar, es la fuerza debida al peso de la misma (F_W), esto es:

$$F_W = ma \quad [N] \quad (6.2)$$

Donde "m" es la masa de la biela expresada en Kilogramos y "a" es la aceleración de la gravedad de la tierra expresada en $\frac{m}{s^2}$.

F_W según la ecuación 6.2 aparece como una fuerza concentrada, representativa de toda la masa de la biela, que por razones de análisis, la consideraremos una fuerza uniformemente distribuida (F_{WD}), sobre toda la longitud de la biela, por lo que:

$$FWD = WD \times Le \quad [N] \quad (6.3)$$

Donde "WD" es la constante del peso uniformemente distribuido en N/m y "Le" es una longitud específica sobre la biela expresada en metros.

El valor de la constante WD se obtiene de la siguiente manera,

$$WD = \frac{FW}{LB} \quad [N/m] \quad (6.4)$$

Donde "LB" es el valor de la longitud total de la biela expresada en metros.

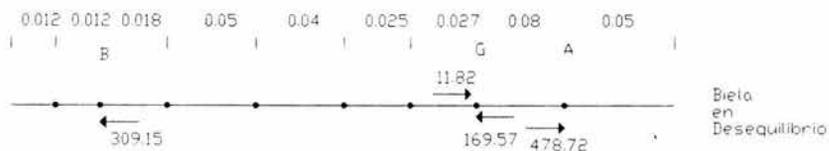
Si sustituimos las ecuaciones 6.2 en 6.4, y sustituimos valores, tenemos

$$WD = \frac{ma}{LB} = \frac{(1.155)(9.81)}{0.314} = 36.08 \text{ } N/m$$

Por lo que el valor de FWD queda en función de la longitud a especificar, esta longitud se determinara de acuerdo a las secciones críticas a analizar de la biela.

De acuerdo con lo determinado anteriormente, se desarrollaron en AutoCad 2002 los siguientes esquemas y graficas de la biela para cada una de las posiciones establecidas, presentando los valores de las fuerzas actuantes en la biela y las fuerzas finales sobre la misma, los puntos de aplicación de las fuerzas y los valores de las fuerzas internas (P, V, M) de la sección correspondiente.

Posición No. 1

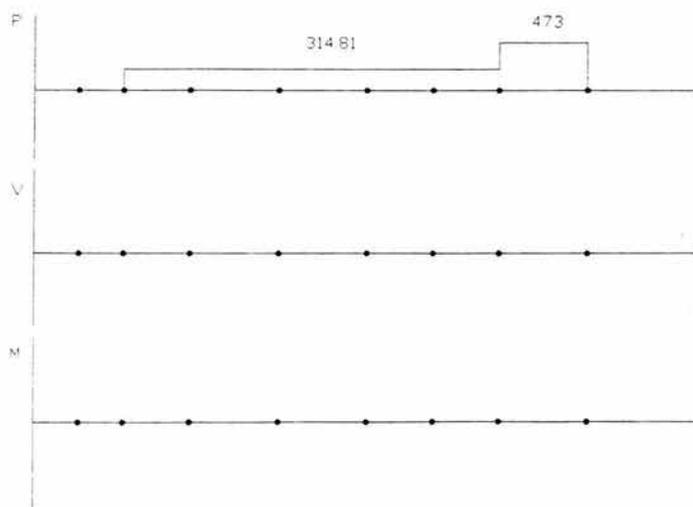
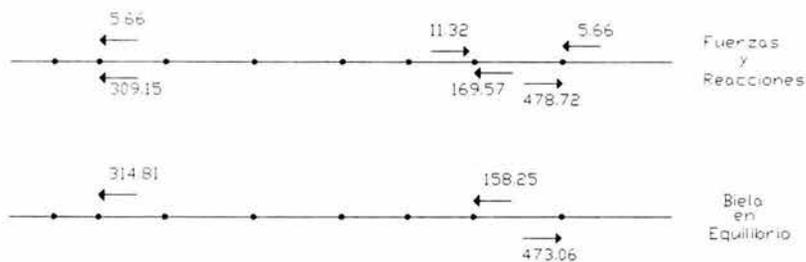


Reacciones B y A

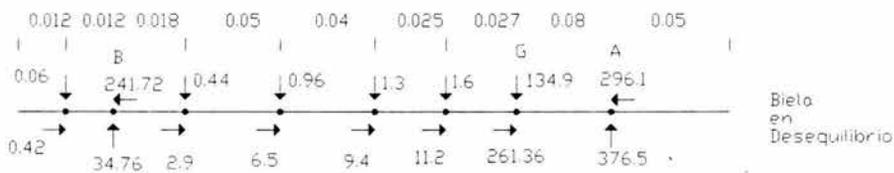
$$\sum F_x = 11.32$$

$$R_B = 5.66 \leftarrow$$

$$R_A = 5.66 \leftarrow$$

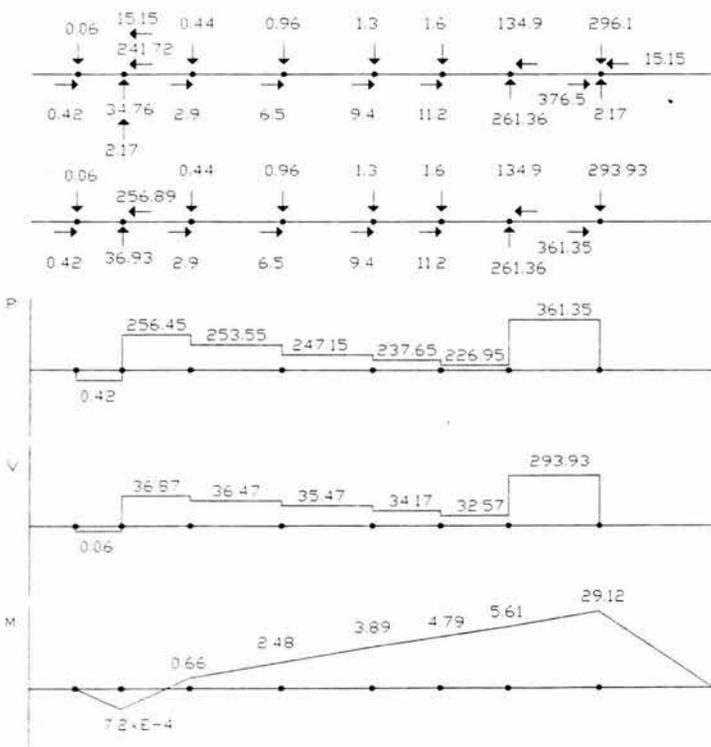


Posición No. 2

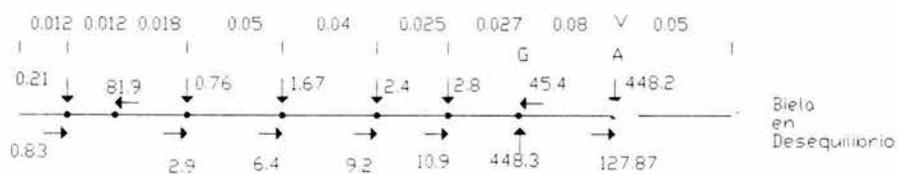


Biela en Desequilibrio

$\Sigma F_x = 30.3 \rightarrow$
 $R_{xA} = 15.15 \leftarrow$ $R_{xB} = 15.15 \leftarrow$
 $\Sigma F_y = 4.34 \downarrow$
 $R_{yA} = 2.17 \uparrow$ $R_{yB} = 2.17 \uparrow$



Posición No. 3

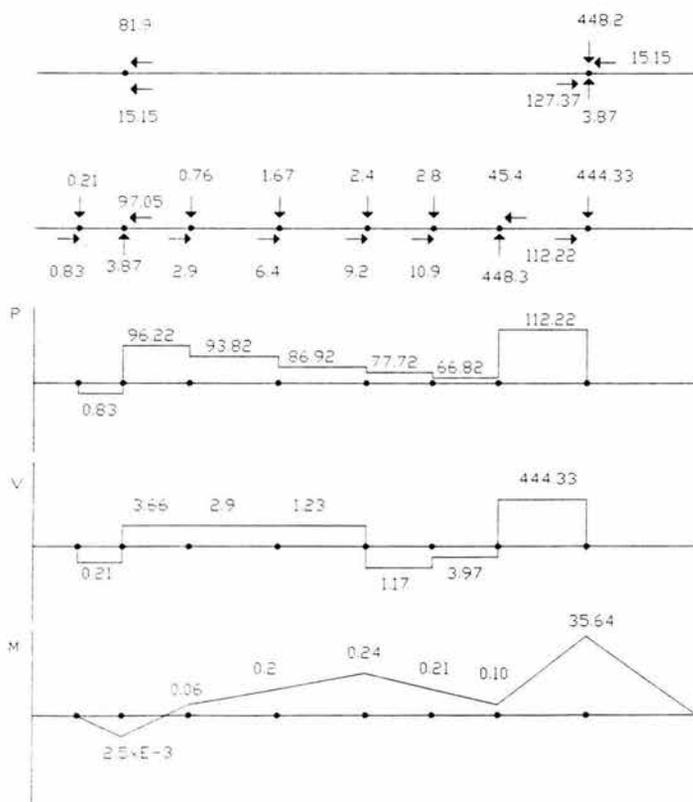


$$\Sigma F_x = 30.3 \rightarrow$$

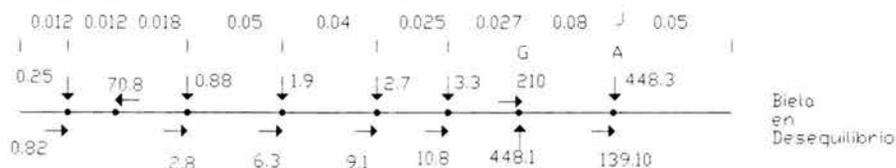
$$R_{xA} = 15.15 \leftarrow \quad R_{xB} = 15.15 \leftarrow$$

$$\Sigma F_y = 7.74 \downarrow$$

$$R_{yA} = 3.87 \uparrow \quad R_{yB} = 3.87 \uparrow$$

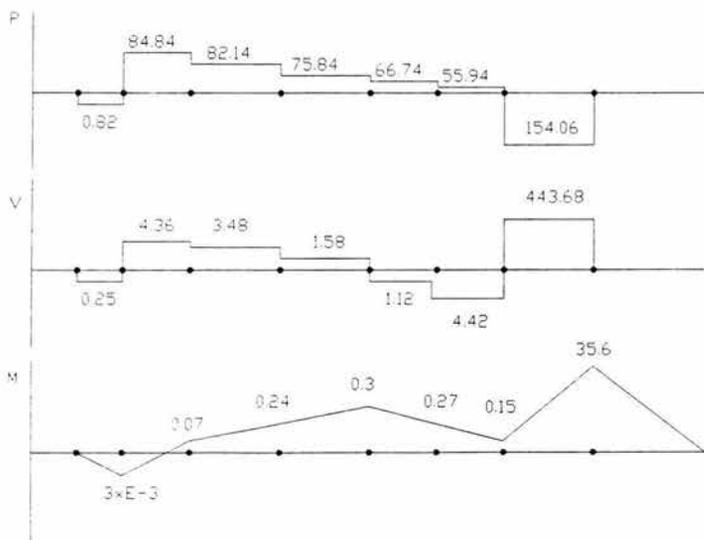
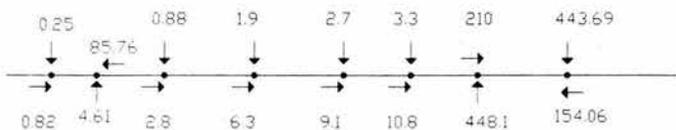


Posición No. 4

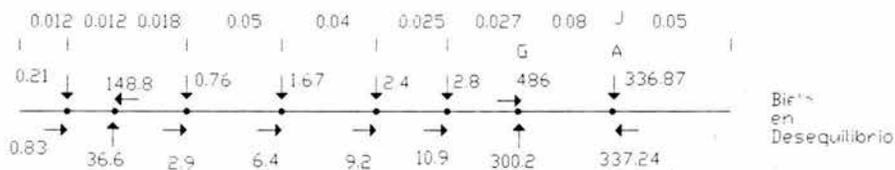


Biela en Desequilibrio

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 29.92 \rightarrow \\ R_{xA} &= 14.96 \leftarrow & R_{xB} &= 14.96 \leftarrow \\ \Sigma F_y &= 9.23 \downarrow \\ R_{yA} &= 4.61 \uparrow & R_{yB} &= 4.61 \uparrow \end{aligned}$$



Posición No. 5

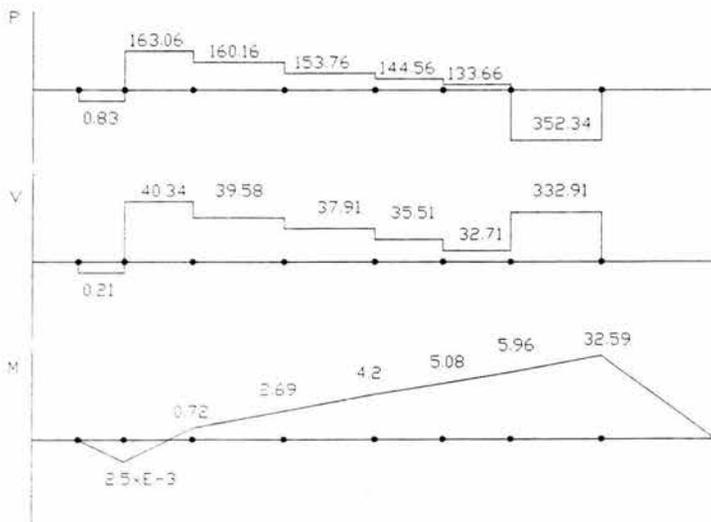
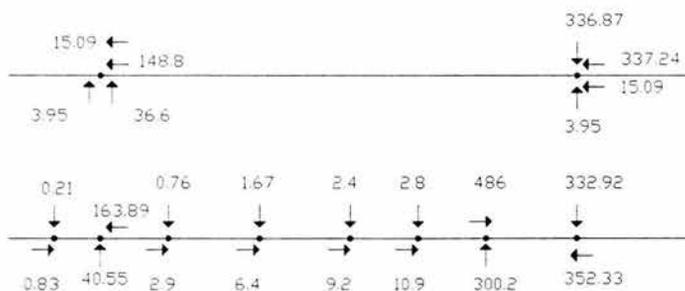


$\Sigma F_x = 30.19 \rightarrow$

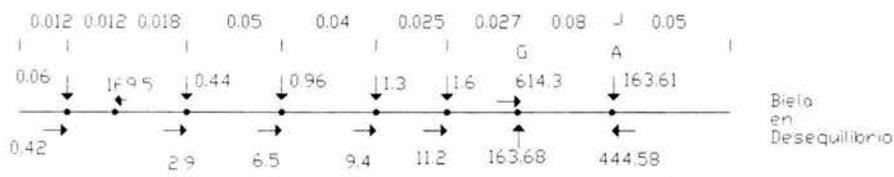
$R_{xA} = 15.09 \leftarrow$ $R_{xB} = 15.09 \leftarrow$

$\Sigma F_y = 7.91 \downarrow$

$R_{yA} = 3.95 \uparrow$ $R_{yB} = 3.95 \uparrow$



Posición No. 6

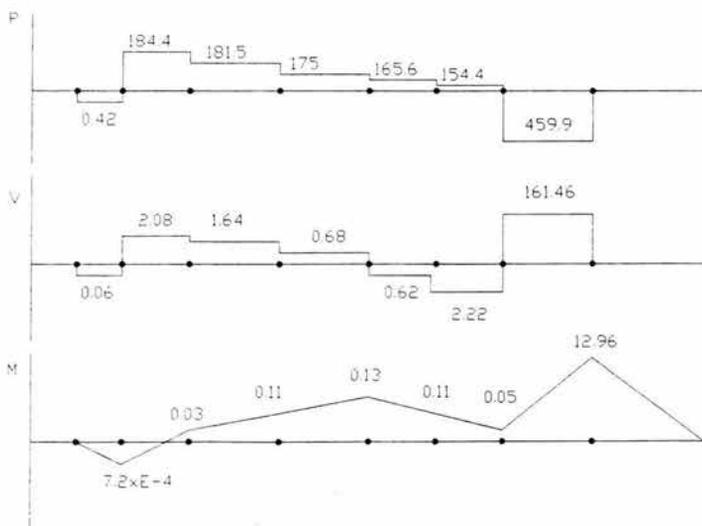
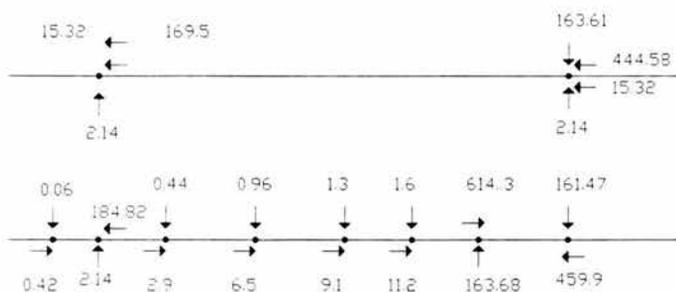


$$\Sigma F_x = 30.64 \rightarrow$$

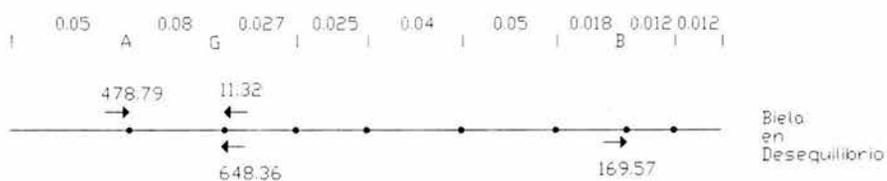
$$R_{xA} = 15.32 \leftarrow \quad R_{xB} = 15.32 \leftarrow$$

$$\Sigma F_y = 4.29 \downarrow$$

$$R_{yA} = 2.14 \uparrow \quad R_{yB} = 2.14 \uparrow$$



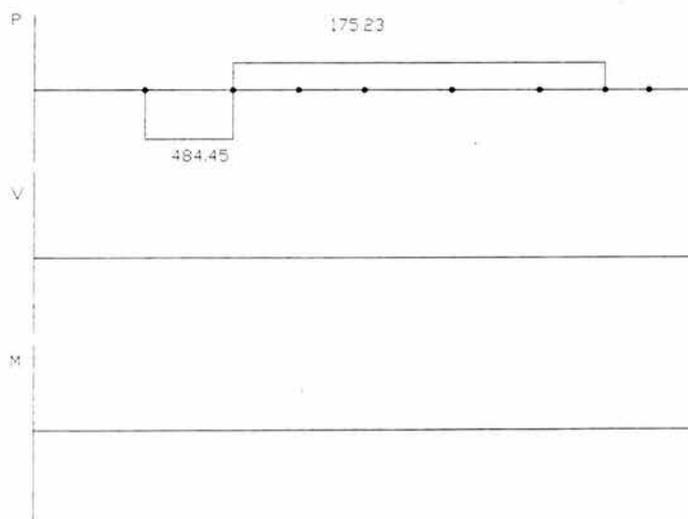
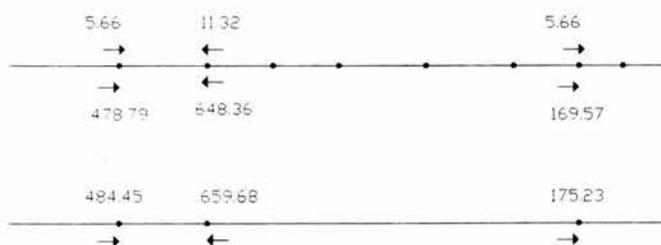
Posición No. 7



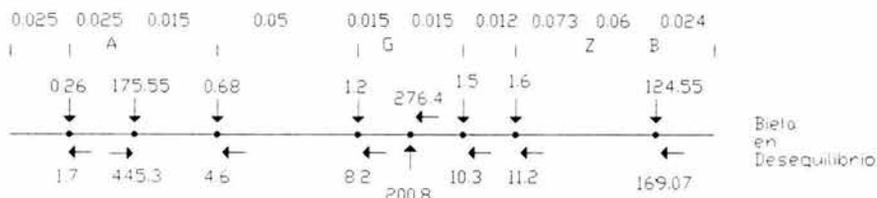
$$\Sigma F_x = 11.32 \leftarrow$$

$$R_{xA} = 5.66 \rightarrow$$

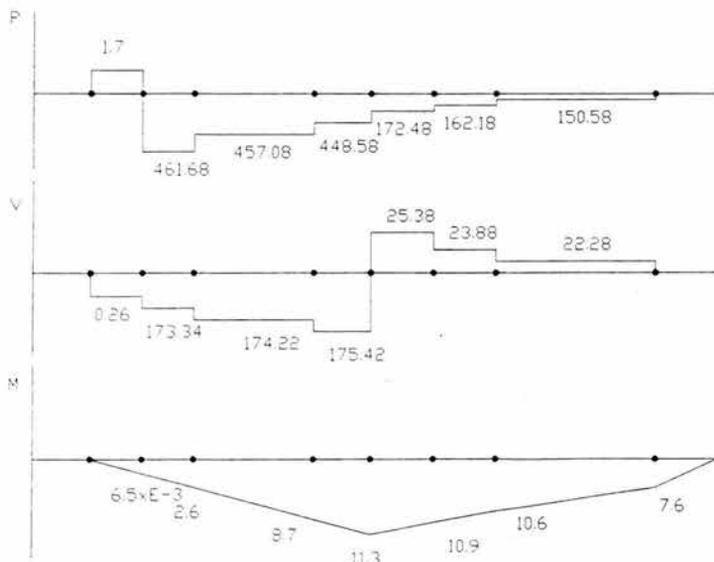
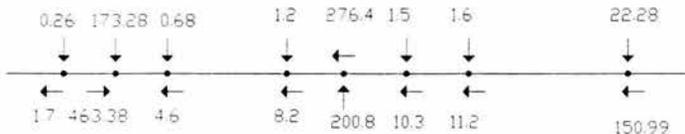
$$R_{xB} = 5.66 \rightarrow$$



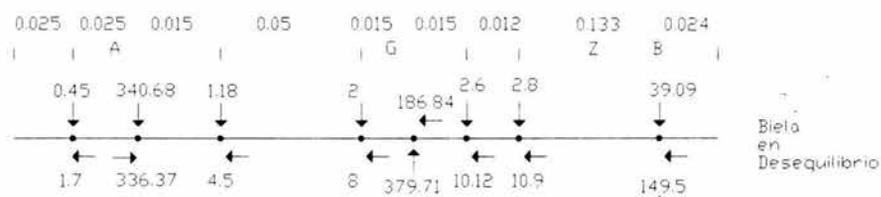
Posición No. 8



$\Sigma F_x = 36.17 \leftarrow$
 $R_{xA} = 18.08 \rightarrow$ $R_{xB} = 18.08 \rightarrow$
 $\Sigma F_y = 4.54 \downarrow$
 $R_{yA} = 2.27 \uparrow$ $R_{yB} = 2.27 \uparrow$



Posición No. 9

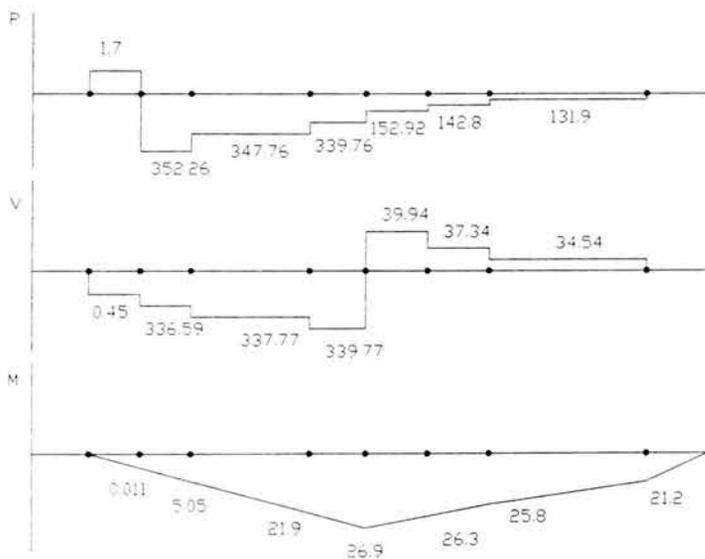
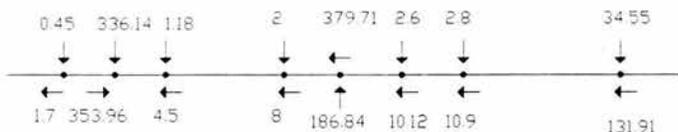
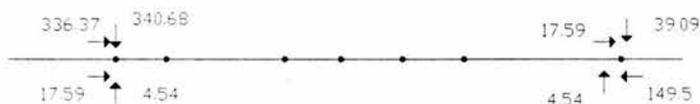


$$\Sigma F_x = 35.19 \leftarrow$$

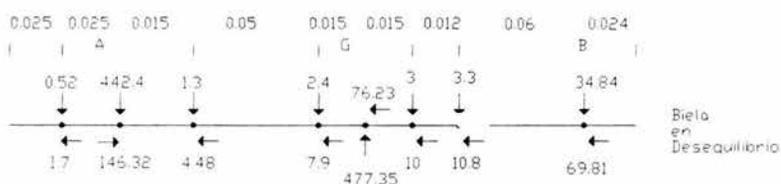
$$R_{XA} = 17.59 \rightarrow \quad R_{XB} = 17.59 \rightarrow$$

$$\Sigma F_y = 9.09 \downarrow$$

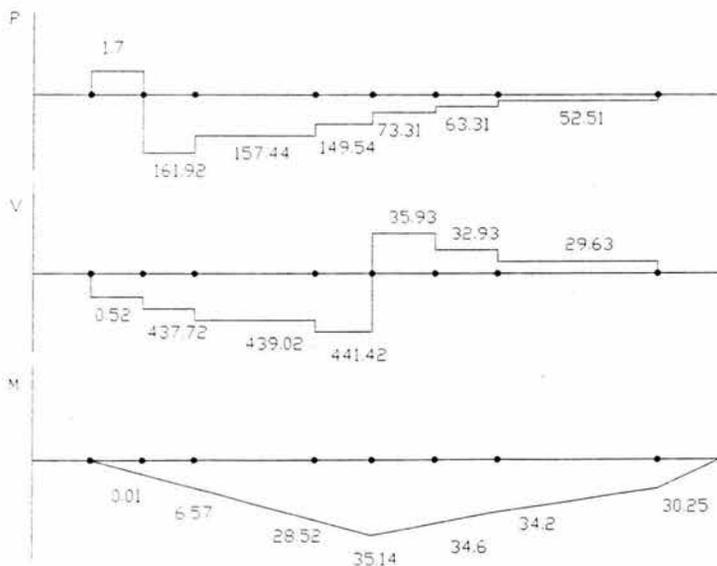
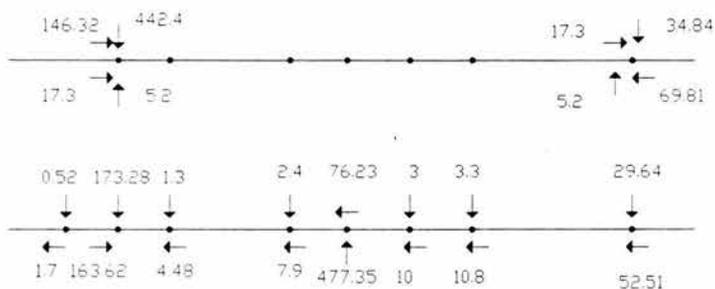
$$R_{YA} = 4.54 \uparrow \quad R_{YB} = 4.54 \uparrow$$



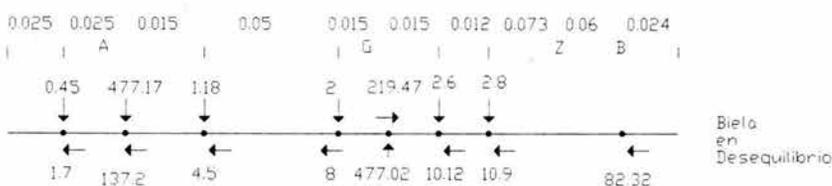
Posición No. 10



$\Sigma F_x = 34.6 \leftarrow$
 $R_{xA} = 17.3 \rightarrow$ $R_{xB} = 17.3 \rightarrow$
 $\Sigma F_y = 10.41 \downarrow$
 $R_{yA} = 5.2 \uparrow$ $R_{yB} = 5.2 \uparrow$



Posición No. 11

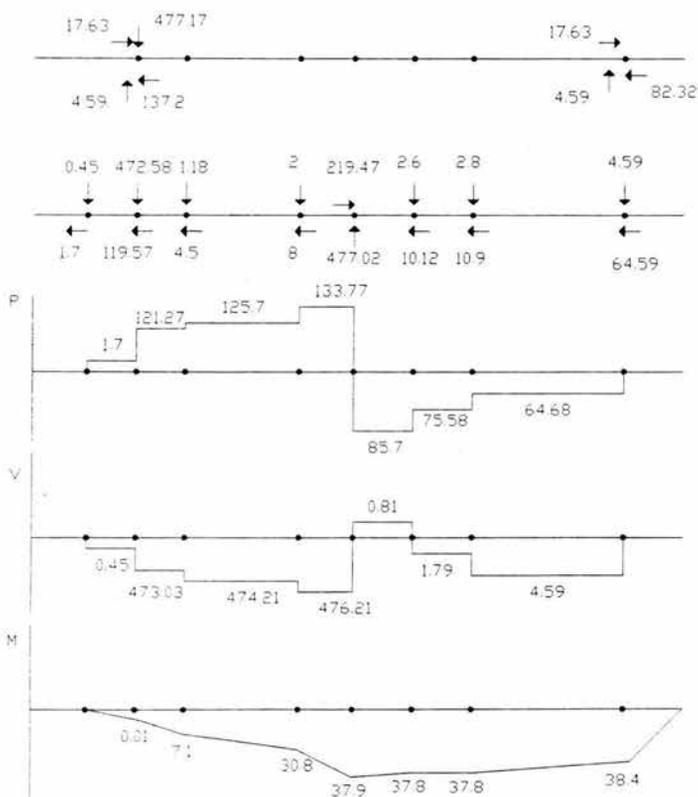


$\Sigma F_x = 35.27 \leftarrow$

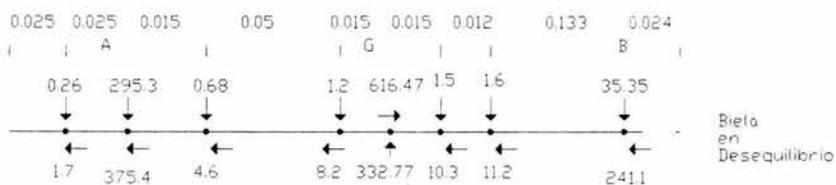
$R_{xA} = 17.63 \rightarrow$ $R_{xB} = 17.63 \rightarrow$

$\Sigma F_y = 9.18 \downarrow$

$R_{yA} = 4.59 \uparrow$ $R_{yB} = 4.59 \uparrow$



Posición No. 12

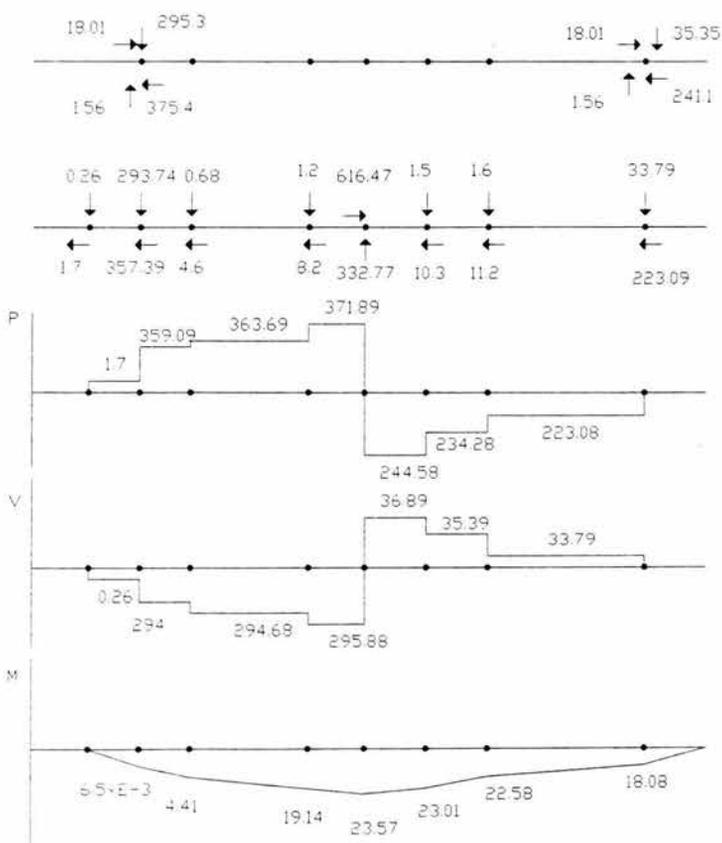


$\Sigma F_x = 36.03 \leftarrow$

$R_{XA} = 18.01 \rightarrow \quad R_{XB} = 18.01 \rightarrow$

$\Sigma F_y = 3.12 \downarrow$

$R_{YA} = 1.56 \uparrow \quad R_{YB} = 1.56 \uparrow$



6.3 FUERZAS INTERNAS (P,V,M) EN LAS SECCIONES CRÍTICAS

No. Posición	Sección Crítica	Fuerzas Internas	Sección Crítica	Fuerzas Internas
1	A	P = 473,00 N V = 0 N M = 0 N.m		
2	A	P = 361,35 N V = 293,93 N M = 29,12 N.m		
3	A	P = 112,22 N V = 444,33 N M = 35,64 N.m		
4	A	P = -154,06 N V = 443,68 N M = 35,64 N.m		
5	A	P = -352,34 N V = 332,91 N M = 32,59 N.m		
6	A	P = -459,90 N V = 161,46 N M = 12,96 N.m		
7	G	P = -484,45 N V = 0 N M = 0 N.m		
8	L	P = -461,68 N V = -173,34 N M = -2,60 N.m	G	P = -448,88 N V = -175,42 N M = -11,30 N.m
9	L	P = -352,26 N V = -336,59 N M = -5,05 N.m	G	P = -339,76 N V = -339,77 N M = -26,90 N.m
10	L	P = -161,92 N V = -437,72 N M = -6,57 N.m	G	P = -149,54 N V = -441,42 N M = -35,14 N.m
11	G	P = 133,77 N V = -476,21 N M = -37,90 N.m	B	P = -64,68 N V = -4,59 N M = -38,40 N.m
12	G	P = 371,89 N V = -295,88 N M = -23,57 N.m		

6.4 SECCIONES CRÍTICAS DE LA BIELA

De acuerdo con las graficas de las fuerzas internas, los máximos valores se encuentran en las siguientes secciones, siendo estas consideradas como "secciones críticas".

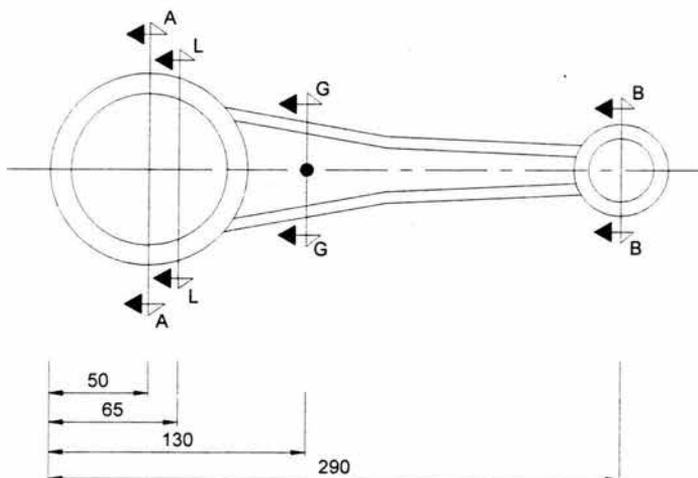


FIG. 6.1 UBICACIÓN DE LAS SECCIONES CRÍTICAS EN LA BIELA
ACOTACIONES EN MILIMETROS

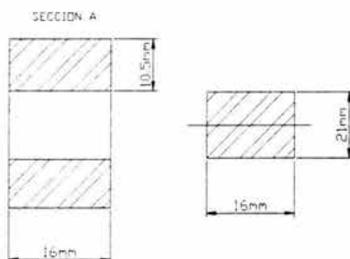
6.4.1 CARACTERÍSTICAS DE LAS SECCIONES

Para conocer los esfuerzos a los que se enfrentan estas secciones críticas, es necesario saber las características de cada sección, siendo estas las necesarias para los cálculos.

En la siguiente tabla se muestra las formulas y abreviaturas utilizadas para cada característica.

Característica	Abreviatura	Formula
Área Efectiva	AE	$b \times h$
Momento de Inercia	I	$\frac{bh^3}{12}$
Distancia de eje neutro a la fibra mas lejana	C	C
Espesor de corte	t	t
Momento estático de área	Q	Q

Sección "A"



$$AE = 3.36 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

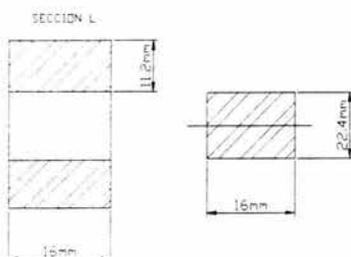
$$I = 1.23 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$C = 0.0105 \text{ m}$$

$$t = 0.016 \text{ m}$$

$$Q = 8.82 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

Sección "L"



$$AE = 3.58 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

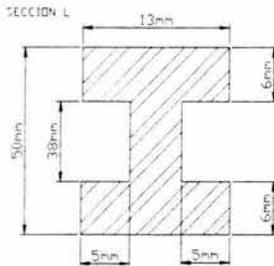
$$I = 1.49 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$C = 0.0112 \text{ m}$$

$$t = 0.016 \text{ m}$$

$$Q = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Sección "G"



$$AE = 2.7 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

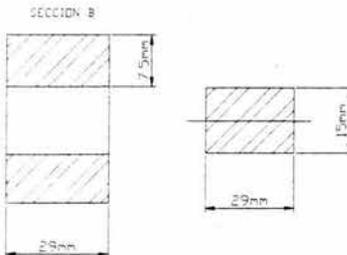
$$I = 8.93 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$C = 0.025 \text{ m}$$

$$t = 0.003 \text{ m}$$

$$Q = 2.25 \text{ m}^3$$

Sección "B"



$$AE = 4.35 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$I = 8.15 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$C = 7.5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$t = 0.029 \text{ m}$$

$$Q = 8.15 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

6.5 ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES DEBIDOS A LAS FUERZAS INTERNAS

No. Posición	Sección Crítica	Esfuerzo	Formula	Resultado
1	A	Normal	P/A	1,40 MPa
			MC/I	0
		Cortante	VQ/It	0
2	A	Normal	P/A	1,07 MPa
			MC/I	24,85 MPa
		Cortante	VQ/It	1,31 MPa
3	A	Normal	P/A	333,98 KPa
			MC/I	30,42 MPa
		Cortante	VQ/It	1,99 MPa
4	A	Normal	P/A	-458,51 KPa
			MC/I	30,42 MPa
		Cortante	VQ/It	1,98 MPa
5	A	Normal	P/A	-1,04 MPa
			MC/I	27,82 MPa
		Cortante	VQ/It	1,49 MPa
6	A	Normal	P/A	-1,36 MPa
			MC/I	11,06 MPa
		Cortante	VQ/It	725,85 KPa
7	G	Normal	P/A	-1,79 MPa
			MC/I	0
		Cortante	VQ/It	0
8	L	Normal	P/A	-1,28 MPa
			MC/I	-1,95 MPa
		Cortante	VQ/It	-727,09 KPa
	G	Normal	P/A	-1,25 MPa
			MC/I	-8,49 MPa
		Cortante	VQ/It	-1,47 MPa
9	L	Normal	P/A	-983,96 KPa
			MC/I	-3,79 MPa
		Cortante	VQ/It	-1,41 MPa
	G	Normal	P/A	-1,25 MPa
			MC/I	-7,53 MPa
		Cortante	VQ/It	-2,85 MPa
10	L	Normal	P/A	-452,29 KPa
			MC/I	-4,93 MPa
		Cortante	VQ/It	-1,83 MPa
	G	Normal	P/A	-553,83 KPa
			MC/I	-9,83 MPa
		Cortante	VQ/It	-3,70 MPa
11	G	Normal	P/A	495,40 KPa
			MC/I	-10,61 MPa
		Cortante	VQ/It	-3,99 MPa
	B	Normal	P/A	-148,68 KPa
			MC/I	-35,33 MPa
		Cortante	VQ/It	-15,82 KPa
12	G	Normal	P/A	1,37 MPa
			MC/I	-6,59 MPa
		Cortante	VQ/It	-2,48 MPa

6.6 VALORES MÁXIMOS DE LOS ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES

Esfuerzo Normal Máximo

No. posición: 11 Sección Crítica: B

Esf. Normales $\sigma = M C / I = -35.33 \text{ MPa}$ Esf. Normales $\sigma = P / A = -148.68 \text{ KPa}$ Esf. Cortante $\tau = V Q / I t = -15.82 \text{ KPa}$

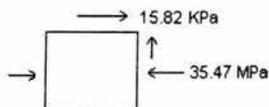
Esfuerzo Normal Máximo Total:

$$\sigma = M C / I + P / A = -35.47 \text{ MPa}$$

Estado de Esfuerzos Combinados:

$$\sigma = -35.47 \text{ MPa}$$

$$\tau = -15.82 \text{ KPa}$$



$$\sigma_x = -35.47 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\tau_{xy} = -15.82 \text{ KPa}$$

Esf. Principales

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = -17.73 \pm 17.73$$

$$\sigma_1 = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -35.46 \text{ MPa}$$

Esfuerzo Cortante Máximo

No. posición: 11 Sección Crítica: G

Esf. Normales $\sigma = M C / I = -10.61 \text{ MPa}$ Esf. Normales $\sigma = P / A = -495.4 \text{ KPa}$ Esf. Cortante $\tau = V Q / I t = -3.99 \text{ MPa}$

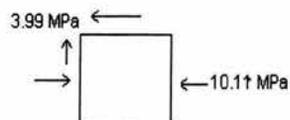
Esfuerzo Cortante Máximo Total:

$$\tau = V Q / I t = -3.99 \text{ MPa}$$

Estado de Esfuerzos Combinados:

$$\sigma = M C / I + P / A = -10.11 \text{ MPa}$$

$$\tau = -3.99 \text{ MPa}$$



$$\sigma_x = -10.11 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\tau_{xy} = -3.99 \text{ MPa}$$

Esf. Principales

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = -5.05 \pm 6.43$$

$$\sigma_1 = 1.37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -11.48 \text{ MPa}$$

De acuerdo con lo mencionado en la sección 2.4 del capítulo 2 y comparamos estos valores máximos obtenidos con una de las teorías para materiales frágiles se puede deducir lo siguiente.

6.7 COMPARACION CON LA TEORIA DEL ESFUERZO NORMAL MAXIMO

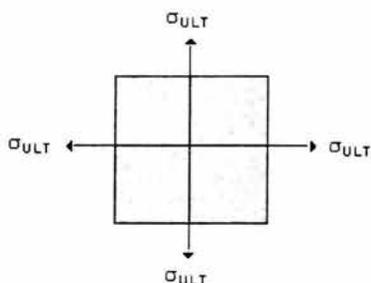
La Teoría del Esfuerzo Normal Máximo establece que un material frágil fallará cuando el esfuerzo principal máximo, en el material, alcance un valor límite igual al Esfuerzo Normal Último que el material pueda soportar cuando se somete a tensión simple.

Datos Técnicos del Material.

Fundición Nodular (Ferrítica)

Esfuerzo de tensión: 60,000 Psi (413.4 MPa)

Esfuerzo de cedencia: 40,000 Psi (275.6 MPa)



Sí $\sigma_1 = \sigma_{ULT}$ del Material, la pieza falla.

Sí $\sigma_2 = \sigma_{ULT}$ del Material, la pieza falla.

De lo anterior tenemos que el Esfuerzo Principal Máximo ocurre en la posición No. 11 ubicado en la sección crítica "B", siendo este:

$$\sigma_2 = -35.46 \text{ MPa}$$

Por lo que sí comparamos σ_2 con el σ_{ULT} del Material, tenemos:

$$/ 35.46 \text{ MPa} / \neq / 413.4 \text{ MPa} /$$

Por lo tanto basándonos en este criterio de comparación, deducimos que la pieza no falla debido a la Resistencia del Material ya que existe una notable diferencia entre los Esfuerzos de Trabajo y de Resistencia.

CAPITULO 7

ESFUERZOS POR FATIGA EN LA BIELA

ESFUERZOS POR FATIGA EN LA BIELA

Conociendo que los esfuerzos desarrollados en la biela son producidos por cargas (fuerzas externas) combinadas, utilizaremos la teoría de la energía de distorsión aplicada a la fatiga, la cual consiste en determinar dos elementos de esfuerzos: Esfuerzos Medios y Esfuerzos Alternantes.

7.1 ESFUERZOS NOMINALES MÁXIMOS Y MÍNIMOS DE CADA SECCIÓN

Para cada sección crítica de la biela, se determinan los valores máximos y mínimos de las fuerzas internas (P, V y M) desarrolladas durante su recorrido, obteniendo a sí los esfuerzos máximos y mínimos correspondientes.

La siguiente tabla muestra estos valores

		Valores Máximos				Valores Mínimos				
		Fza. Internas		Esfuerzos		Fza. Internas		Esfuerzos		
SECCIÓN "A"	P=	473.00	N	$\frac{P}{A} =$	1.40 MPa	P=	0.00	N	$\frac{P}{A} =$	0.00 MPa
	M=	35.64	Nm	$\frac{Mc}{I} =$	30.42 MPa	M=	0.00	Nm	$\frac{Mc}{I} =$	0.00 MPa
	V=	444.33	N	$\frac{VQ}{Ib} =$	1.99 MPa	V=	0.00	N	$\frac{VQ}{Ib} =$	0.00 MPa
SECCIÓN "L"	P=	-461.68	N	$\frac{P}{A} =$	-1.28 MPa	P=	112.22	N	$\frac{P}{A} =$	313.46 KPa
	M=	-6.57	Nm	$\frac{Mc}{I} =$	-4.93 MPa	M=	0.00	Nm	$\frac{Mc}{I} =$	0.00 MPa
	V=	-437.73	N	$\frac{VQ}{Ib} =$	-1.83 MPa	V=	0.00	N	$\frac{VQ}{Ib} =$	0.00 MPa

		Valores Máximos				Valores Mínimos				
		Fza. Internas		Esfuerzos		Fza. Internas		Esfuerzos		
SECCIÓN "G"	P=	-484.45	N	$\frac{P}{A} =$	-1.79 MPa	P=	66.83	N	$\frac{P}{A} =$	247.48 KPa
	M=	-37.90	Nm	$\frac{Mc}{I} =$	-10.61 MPa	M=	0.00	Nm	$\frac{Mc}{I} =$	0.00 MPa
	V=	-476.21	N	$\frac{VQ}{Ib} =$	-3.99 MPa	V=	0.00	N	$\frac{VQ}{Ib} =$	0.00 MPa
SECCIÓN "B"	P=	-64.68	N	$\frac{P}{A} =$	-148.66 KPa	P=	0.00	N	$\frac{P}{A} =$	0.00 MPa
	M=	-38.40	Nm	$\frac{Mc}{I} =$	-35.35 MPa	M=	0.00	Nm	$\frac{Mc}{I} =$	0.00 MPa
	V=	-4.59	N	$\frac{VQ}{Ib} =$	-15.82 KPa	V=	0.00	N	$\frac{VQ}{Ib} =$	0.00 MPa

TABLA 7.1 VALORES NOMINALES DE LAS FUERZAS INTERNAS Y DE LOS ESFUERZOS.

7.2 ESFUERZOS CRÍTICOS MÁXIMOS Y MÍNIMOS DE CADA SECCIÓN

A los esfuerzos nominales máximos y mínimos obtenidos, se les multiplica por el factor de concentración de esfuerzos "kf" para obtener los esfuerzos críticos de cada sección; kf = 1.3 para esfuerzos normales y kfs = 1.14 para esfuerzos cortantes.

La siguiente tabla muestra estos valores

		Esfuerzos Críticos Máximos		Esfuerzos Críticos Mínimos	
SECCION "A"	$\sigma_p =$	1.82	MPa	$\sigma_p =$	0.00 MPa
	$\sigma_M =$	39.54	MPa	$\sigma_M =$	0.00 MPa
	$\tau_{T_1} =$	2.26	MPa	$\tau_{T_1} =$	0.00 MPa
		Esf. Normal critico total $\sigma_{cMAX} =$		Esf. Normal critico total $\sigma_{cMIN} =$	
		41.36 MPa		0.00 MPa	
		Esf. Cortante critico total $\tau_{cMAX} =$		Esf. Cortante critico total $\tau_{cMIN} =$	
		2.26 MPa		0.00 MPa	

		Esfuerzos Críticos Máximos		Esfuerzos Críticos Mínimos		
SECCION "L"	$\sigma_p =$	-1.66 MPa	Esf. Normal critico total	$\sigma_p =$	407.49 KPa	Esf. Normal critico total
	$\sigma_M =$	-6.40 MPa	$\sigma_{cMAX} =$ -8.06 MPa	$\sigma_M =$	0.00 MPa	$\sigma_{cMIN} =$ 407.49 KPa
	$\tau_{I'} =$	-2.08 MPa	Esf. Cortante critico total	$\tau_{I'} =$	0.00 MPa	Esf. Cortante critico total
			$\tau_{cMAX} =$ -2.08 MPa			$\tau_{cMIN} =$ 0.00 MPa
		Esfuerzos Críticos Máximos		Esfuerzos Críticos Mínimos		
SECCION "G"	$\sigma_p =$	-2.32 MPa	Esf. Normal critico total	$\sigma_p =$	321.72 KPa	Esf. Normal critico total
	$\sigma_M =$	-13.79 MPa	$\sigma_{cMAX} =$ -16.11 MPa	$\sigma_M =$	0.00 MPa	$\sigma_{cMIN} =$ 321.72 KPa
	$\tau_{I'} =$	-4.54 MPa	Esf. Cortante critico total	$\tau_{I'} =$	0.00 MPa	Esf. Cortante critico total
			$\tau_{cMAX} =$ -4.54 MPa			$\tau_{cMIN} =$ 0.00 MPa
		Esfuerzos Críticos Máximos		Esfuerzos Críticos Mínimos		
SECCION "B"	$\sigma_p =$	-193.25 KPa	Esf. Normal critico total	$\sigma_p =$	0.00 MPa	Esf. Normal critico total
	$\sigma_M =$	-45.95 MPa	$\sigma_{cMAX} =$ -46.14 MPa	$\sigma_M =$	0.00 MPa	$\sigma_{cMIN} =$ 0.00 MPa
	$\tau_{I'} =$	-18.03 KPa	Esf. Cortante critico total	$\tau_{I'} =$	0.00 MPa	Esf. Cortante critico total
			$\tau_{cMAX} =$ -18.03 KPa			$\tau_{cMIN} =$ 0.00 MPa

TABLA 7.2 VALORES CRITICOS DE LOS ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES

7.3 ESFUERZOS MEDIOS Y ALTERNANTES DE CADA SECCIÓN

Con los esfuerzos críticos máximos y mínimos obtenidos, se calculan los esfuerzos Medios (m) y los esfuerzos Alternantes (a) para cada sección.

La siguiente tabla muestra estos valores

	Esfuerzos Medios	Esfuerzos Alternantes
SECCION "A"	Esfuerzo Normal	
	$\sigma_m = \frac{\sigma_{cMAX} + \sigma_{cMIN}}{2} = 20.68 \text{ MPa}$	
	Esfuerzo Cortante	
	$\tau_m = \frac{\tau_{cMAX} + \tau_{cMIN}}{2} = 1.13 \text{ MPa}$	
	Esfuerzo Normal	
	$\sigma_a = \frac{\sigma_{cMAX} - \sigma_{cMIN}}{2} = 20.68 \text{ MPa}$	
	Esfuerzo Cortante	
	$\tau_a = \frac{\tau_{cMAX} - \tau_{cMIN}}{2} = 1.13 \text{ MPa}$	

	Esfuerzos Medios	Esfuerzos Alternantes
SECCION "L"	Esfuerzo Normal	
	$\sigma_m = \frac{\sigma_{cMAX} + \sigma_{cMIN}}{2} = -3.82 \text{ MPa}$	
	Esfuerzo Cortante	
	$\tau_m = \frac{\tau_{cMAX} + \tau_{cMIN}}{2} = -1.04 \text{ MPa}$	
	Esfuerzo Normal	
	$\sigma_a = \frac{\sigma_{cMAX} - \sigma_{cMIN}}{2} = -4.23 \text{ MPa}$	
	Esfuerzo Cortante	
	$\tau_a = \frac{\tau_{cMAX} - \tau_{cMIN}}{2} = -1.04 \text{ MPa}$	

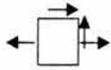
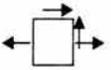
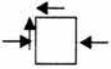
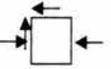
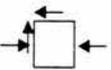
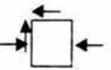
		Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes		
SECCION "G"	Esfuerzo Normal		$\sigma_m = \frac{\sigma_{cMAX} + \sigma_{cMIN}}{2} = -7.89$	MPa	$\sigma_a = \frac{\sigma_{cMAX} - \sigma_{cMIN}}{2} = -8.21$	MPa
	Esfuerzo Cortante		$\tau_m = \frac{\tau_{cMAX} + \tau_{cMIN}}{2} = -2.27$	MPa	$\tau_a = \frac{\tau_{cMAX} - \tau_{cMIN}}{2} = -2.27$	MPa
	Esfuerzo Normal		$\sigma_m = \frac{\sigma_{cMAX} + \sigma_{cMIN}}{2} = -23.07$	MPa	$\sigma_a = \frac{\sigma_{cMAX} - \sigma_{cMIN}}{2} = -23.07$	MPa
	Esfuerzo Cortante		$\tau_m = \frac{\tau_{cMAX} + \tau_{cMIN}}{2} = -9.01$	KPa	$\tau_a = \frac{\tau_{cMAX} - \tau_{cMIN}}{2} = -9.01$	KPa

TABLA 7.3 VALORES DE LOS ESFUERZOS MEDIOS Y ALTERNANTES.

7.4 ESFUERZOS PRINCIPALES MEDIOS Y ALTERNANTES DE CADA SECCION

Con los esfuerzos Medios (Normales y Cortantes) y los esfuerzos Alternantes (Normales y Cortantes) se construyen los estados de esfuerzos de cada sección y se calculan los esfuerzos principales Medios y Alternantes.

La siguiente tabla muestra estos valores

SECCION	Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes	
	Estado de Esfuerzos	Esfuerzos Principales	Estado de Esfuerzos	Esfuerzos Principales
"A"		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_m + \sigma_m}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_m - \sigma_m}{2}\right)^2 + \tau_m^2}$ $\sigma_{1,2} = 10.34 \pm 10.40$ $\sigma_{1m} = 20.74 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -0.06 \text{ MPa}$		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_a + \sigma_a}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_a - \sigma_a}{2}\right)^2 + \tau_a^2}$ $\sigma_{1,2} = 10.34 \pm 10.40$ $\sigma_{1a} = 20.74 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -0.06 \text{ MPa}$
	$\sigma_m = 20.68 \text{ MPa}$ $\tau_m = 1.13 \text{ MPa}$		$\sigma_a = 20.68 \text{ MPa}$ $\tau_a = 1.13 \text{ MPa}$	
"L"		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_m + \sigma_m}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_m - \sigma_m}{2}\right)^2 + \tau_m^2}$ $\sigma_{1,2} = -1.91 \pm 2.17$ $\sigma_{1m} = 0.26 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -4.08 \text{ MPa}$		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_a + \sigma_a}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_a - \sigma_a}{2}\right)^2 + \tau_a^2}$ $\sigma_{1,2} = -2.11 \pm 2.36$ $\sigma_{1a} = 0.24 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -4.46 \text{ MPa}$
	$\sigma_m = -3.82 \text{ MPa}$ $\tau_m = -1.04 \text{ MPa}$		$\sigma_a = -4.23 \text{ MPa}$ $\tau_a = -1.04 \text{ MPa}$	
"G"		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_m + \sigma_m}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_m - \sigma_m}{2}\right)^2 + \tau_m^2}$ $\sigma_{1,2} = -3.94 \pm 4.55$ $\sigma_{1m} = 0.61 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -8.49 \text{ MPa}$		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_a + \sigma_a}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_a - \sigma_a}{2}\right)^2 + \tau_a^2}$ $\sigma_{1,2} = -4.10 \pm 4.69$ $\sigma_{1a} = 0.59 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -8.79 \text{ MPa}$
	$\sigma_m = -7.89 \text{ MPa}$ $\tau_m = -2.27 \text{ MPa}$		$\sigma_a = -8.21 \text{ MPa}$ $\tau_a = -2.27 \text{ MPa}$	

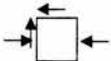
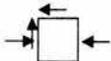
SECCION "B"	Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes	
	Estado de Esfuerzos	Esfuerzos Principales	Estado de Esfuerzos	Esfuerzos Principales
		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma m_1 + \sigma m_2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma m_1 - \sigma m_2}{2}\right)^2 + m^2}$ $\sigma_{1,2} = -11.53 \pm 14.63$ $\sigma_{1m} = 3.10 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -26.16 \text{ MPa}$		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma a_1 + \sigma a_2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma a_1 - \sigma a_2}{2}\right)^2 + \tau a^2}$ $\sigma_{1,2} = -11.53 \pm 14.63$ $\sigma_{1a} = 3.10 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -26.16 \text{ MPa}$
	$\sigma m = -23.07 \text{ MPa}$ $\tau m = -9.01 \text{ KPa}$		$\sigma a = -23.07 \text{ MPa}$ $\tau a = -9.01 \text{ KPa}$	

TABLA 7.4 VALORES DE LOS ESFUERZOS PRINCIPALES

7.5 ESFUERZO VON MISES MEDIO Y ALTERNANTE DE CADA SECCIÓN

Con los esfuerzos Principales Medios y Alternantes obtenidos, se calcula el Esfuerzo Von Mises Medio y Alternante para cada sección.

La siguiente tabla muestra estos valores

SECCION "A"	Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes	
	Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises
	$\sigma_{1m} = 20.74 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -0.06 \text{ MPa}$	$\sigma m' = \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m}\sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2}$ $\sigma m' = 20.77 \text{ MPa}$	$\sigma_{1a} = 20.74 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -0.06 \text{ MPa}$	$\sigma a' = \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a}\sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2}$ $\sigma a' = 20.77 \text{ MPa}$
SECCION "L"	Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes	
	Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises
	$\sigma_{1m} = 0.26 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -4.08 \text{ MPa}$	$\sigma m' = \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m}\sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2}$ $\sigma m' = 4.21 \text{ MPa}$	$\sigma_{1a} = 0.24 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -4.46 \text{ MPa}$	$\sigma a' = \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a}\sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2}$ $\sigma a' = 4.58 \text{ MPa}$

		Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes	
SECCION	Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises		Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises
	$\sigma_{1m} = 0.61$ MPa	$\sigma m' = \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m}\sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2}$		$\sigma_{1a} = 0.59$ MPa	$\sigma a' = \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a}\sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2}$
" G "	$\sigma_{2m} = -8.49$ MPa	$\sigma m_i = 8.81$ MPa		$\sigma_{2a} = -8.79$ MPa	$\sigma a'_i = 9.09$ MPa

		Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes	
SECCION	Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises		Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises
	$\sigma_{1m} = 3.10$ MPa	$\sigma m' = \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m}\sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2}$		$\sigma_{1a} = 3.10$ MPa	$\sigma a' = \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a}\sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2}$
" B "	$\sigma_{2m} = -26.16$ MPa	$\sigma m_i = 27.83$ MPa		$\sigma_{2a} = -26.16$ MPa	$\sigma a'_i = 27.83$ MPa

TABLA 7.5 VALORES DE LOS ESFUERZOS VON MISES

7.6 COMPARACIÓN CON EL CRITERIO DE FALLA

El diagrama de Goodman modificado es un criterio que se utiliza para definir si una pieza o elemento de estructura o maquina falla o no por fatiga. Este criterio es utilizado para materiales frágiles, tales como el hierro fundido.

El diagrama se representa por medio de un sistema de ejes, donde los esfuerzos Medios se encuentran en el eje de las abscisas y los esfuerzos Alternantes en el eje de las ordenadas; Es limitado por una recta trazada desde "Se" (limite de resistencia a la fatiga) por el lado de las ordenadas hasta "Sult" (esfuerzo ultimo del material) por el lado de las abscisas.

Para obtener el limite de resistencia a la fatiga (Se) del elemento, se tiene la siguiente ecuación:

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e Se' \quad (7.1)$$

Donde k_a , k_b , k_c , k_d , k_e y S_e' son los factores que lo modifican, siendo estos:

- $K_a = 0.70$ Factor de superficie
- $K_b = 0.88$ Factor de tamaño
- $K_c = 1.00$ Factor de confiabilidad
- $K_d = 1.00$ Factor de temperatura
- $k_e = 1.00$ Factor de concentración de esfuerzos

S_e' es la resistencia a la fatiga del material, y se obtiene de la siguiente manera:

Datos técnicos del material

- Fundición Nodular (Ferrítica)
- $S_{ult} = 60\ 000$ psi (413.4 MPa)
- $S_y = 40\ 000$ psi (279.6 MPa)

Por ser Fundición Nodular, la resistencia a la fatiga (S_e') del material es:

$$S_e' = 0.4 S_{ult} \quad (7.2)$$

$$S_e' = 24\ 000 \text{ psi} \quad (165.3 \text{ MPa})$$

Por lo tanto, el límite de resistencia a la fatiga de la biela es:

$$S_e = (0.7)(0.88)(1)(1)(1)(24\ 000) = 14\ 784 \text{ psi} \quad (101.8 \text{ MPa})$$

Con los datos obtenidos se construye el diagrama de Goodman modificado para el caso de falla (Fig. 7.1).

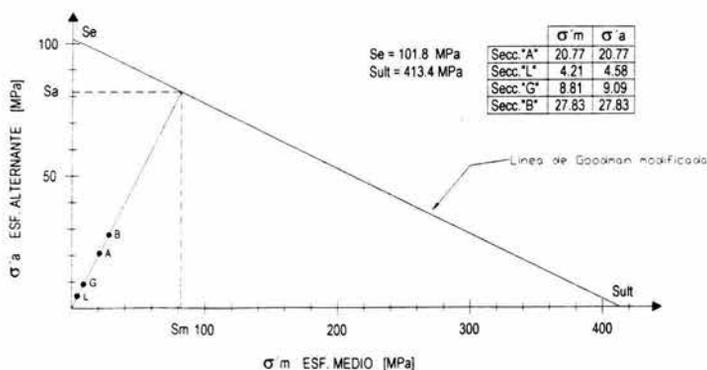


FIG. 7.1 DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO

Si se localizan las parejas de valores de esfuerzos Von Mises (σ_m', σ_a') de cada sección ("A", "L", "G" y "B") sobre el diagrama de Goodman modificado y se comparan con el criterio de falla por fatiga, se puede determinar que la pieza no falla debido a estos esfuerzos desarrollados, ya que los puntos de cada una de las parejas se encuentran por debajo de la línea de Goodman modificada.

Al trazar una línea que pase por los puntos localizados de las secciones y que se prolongue hasta cortar la línea de Goodman, se puede observar que existe una gran diferencia entre los esfuerzos de la pareja S_a, S_m los cuales son los valores límite de los esfuerzos que soporta el elemento y los esfuerzos de la pareja de la sección "B", los cuales son los mayores encontrados en tal.

Con esta marcada diferencia entre los esfuerzos permisibles y los esfuerzos desarrollados o de trabajo del elemento se obtiene un factor de seguridad contra falla por fatiga " F_{sf} " de 2.93.

CONCLUSIONES GENERALES

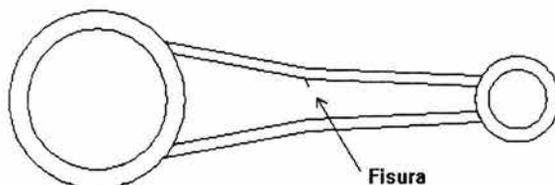
CONCLUSIONES

De acuerdo con los resultados obtenidos en este trabajo de tesis se puede determinar que la fisura encontrada en la biela del cilindro de baja presión del motocompresor modelo 71T2, no esta en relación con un mal diseño del elemento.

Dicha resolución la hacemos valida y verdadera con forme a lo siguiente:

El análisis de esfuerzos descrito en él capítulo 6 demuestra que los esfuerzos existentes en la biela propician el desarrollo de esfuerzos principales inferiores a los que el material es capaz de soportar, esto se demuestra en la sección 6.7 donde se hace la comparación entre el esfuerzo principal máximo desarrollado en el elemento y el esfuerzo ultimo del material utilizando la teoría del esfuerzo normal máximo, esto debido a que la fundición Nodular, material del cual esta hecha la biela es considerado un material frágil.

Para complementar estos resultados, en él capítulo 7 se analizó la posibilidad de una falla por fatiga, por lo cual se obtuvieron los esfuerzos Von Mises medios y alternantes presentes en el elemento, estos valores se compararon con la línea de falla formada por los dos puntos delimitadores: El límite de resistencia a la fatiga y el esfuerzo ultimo del material, ubicados en el diagrama de Goodman, sección 7.6; Obteniendo así una representación grafica de la notable diferencia que existe entre los valores de los esfuerzos desarrollados por fatiga en la biela y los esfuerzos permisibles de esta.



FISURA PRESENTADA EN LA BIELA

Conociendo estos resultados del análisis realizado a dicho elemento, el Sistema de Transporte Colectivo Metro en coordinación con el Laboratorio Mecánico Metalúrgico iniciaron un estudio utilizando ensayos no destructivos. Se realizó un ensayo de radiografía a la biela, el cual mostró existencia de minúsculas cavidades (poros) localizados en la zona central, teniendo una mayor concentración y mayor tamaño en la región donde se observa la fisura.



RADIOGRAFIA DE LA BIELA

Durante el mantenimiento realizado al material rodante, esta pieza fue la única que se encontró con la presencia de anomalías en el motocompresor, teniendo que ser sustituida por su refacción. Gracias a que existe este mantenimiento preventivo en los trenes se pudo localizar este tipo de falla evitando daños mayores.

Es importante mencionar que este tipo de impurezas son originadas principalmente por un mal proceso de vaciado de la pieza; La combinación de impurezas y el trabajo continuo de dicho elemento, ocasiono la presencia y desarrollo de la fisura.

PROPUESTA DE SOLUCION

Lo que proponemos como un método de inspección para minimizar la presencia de este tipo de fallas es complementar el mantenimiento realizado al material rodante con una revisión minuciosa de las bielas, así como también de los diversos componentes del motocompresor, sometiéndose a un estudio de pruebas no destructivas.

Una falla en este tipo de elemento originaría que el tren quede sin frenos, o sin apertura de puertas que redundaría en afectaciones a la línea y a los usuarios originando con esto costos adicionales al S.T.C. y costos a los usuarios por retrasos en las líneas, por ello tal mantenimiento esta propuesto cada 6 meses lo cual es razonable debido al uso y complejidad de dichos elementos.

Las pruebas correspondientes a realizarse serian: en primer lugar la de líquidos penetrantes ya que con esta prueba se localizarían los puntos o áreas donde existen las fisuras o grietas en la superficie del elemento; Una vez ubicada dicha anomalía se le realizaría la prueba de radiografía industrial la cual proporcionaría la información necesaria de la pieza, exhibiendo los diferentes tipos de imperfecciones posibles del material, previniendo de esta manera, fallas durante el servicio.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases

Autor: W,H Severns, H.E Degler, J.C Miles

Editorial: Reverte, S.A

Turbomaquinas de flujo compresible

Autor: Ing. Manuel Polo Encinas

Editorial: Limusa

Ciencia e Ingeniería de los materiales

Autor: Donald R. Askeland

Editorial: International Thomson Editores

Mecánica de Materiales

Autor: Russell C. Hibbeler

Editorial: C.E.C.S.A

Diseño de Maquinas Teoría y Practica

Autor: Aarón D. Deutschman, Walter J. Michels

Editorial: C.E.C.S.A

Diseño en Ingeniería Mecánica

Autor: Joseph Edward Shigley, Larry D. Mitchell

Editorial: Mc Graw Hill

Mecánica Vectorial para Ingenieros Dinámica

Autor: Ferdinand P. Beer, E. Rusell Johnston

Editorial: Mc Graw Hill

Metalurgia Física para Ingenieros

Autor: By Albert G. Guy

Editorial: Fondo Educativo Interamericano

Principios de Metalurgia Física

Autor: Robert E. Reed-Hill

Editorial: C.E.C.S.A

Ingeniería de los Materiales

Autor: V. B. John

Editorial: ADDISON-WESLEY-IBEROAMERICANA