



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES CUAUTITLAN



10  
285

STCA  
11/12

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA PARA  
PRUEBA DE FATIGA DE FLEXION INVERTIDA

TESIS DE GRADO QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA PRESENTAN:

CARRIZOSA CELIS FERNANDO  
MOTA PEREZ FORTINO ENRIQUE  
RIVERA SALGADO ROBERTO

Asesor: Ing. Felipe Díaz del Castillo Rodríguez

Cuautitlán Izcalli, Edo. de México

1995

FALLA DE ORIGEN



## **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 está 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.



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AVENIDA DE  
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES  
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN  
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:

"Diseño y construcción de una Máquina para prueba de Fatiga de Flexión Invertida."

que presenta el pasante: Fortino Enrique Nota Pérez  
con número de cuenta: 8704025-0 para obtener el TITULO de:  
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"  
Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 7 de Julio de 199 5.

PRESIDENTE Ing. María Soledad Alvarado M.

VOCAL Ing. Noe García Lira

SECRETARIO Ing. Feline Díaz del Castillo

PRIMER SUPLENTE Ing. Gloria Villanueva Aguilar

SEGUNDO SUPLENTE Ing. Jesús García Lira



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AVANZADA DE  
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES  
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN  
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:  
"Diseño y construcción de una Máquina para prueba de Fatiga de Flexión Invertida".

que presenta el pasante: Fernando Carrizosa Celis.  
con número de cuenta: 8726272-8 para obtener el TITULO de:  
Ingeniero Mecánico Electricista.

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuatitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 7 de julio de 1995.

PRESIDENTE	<u>Ing. Maria Soledad Alvarado M.</u>
VOCAL	<u>Ing. Noe Garcia Lira.</u>
SECRETARIO	<u>Ing. Felipe Diaz del Castillo.</u>
PRIMER SUPLENTE	<u>Ing. Gloria Villanueva Aguilar.</u>
SEGUNDO SUPLENTE	<u>Ing. Jesús García Lira.</u>



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AVENIDA DE  
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

C. D. E. A. M.  
LICENCIADO EN CIENCIAS  
ECONOMICAS CUAUTITLAN

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES  
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN  
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:  
"Diseño y construcción de una Máquina para prueba de Fatiga  
de Flexión Invertida".

que presenta el pasante: Roberto Rivera Salgado  
con número de cuenta: 8707120-1 para obtener el TITULO de:  
Ingeniero Mecánico Electricista.

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .  
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"  
Cuautilán Izcalli, Edo. de Méx., a 7 de julio de 1995

PRESIDENTE Ing. Ma. Soledad Alvarado M.

VOCAL Ing. Noe García Lira

SECRETARIO Ing. Felipe Díaz del Castillo

PRIMER SUPLENTE Ing. Gloria Villanueva A.

SEGUNDO SUPLENTE Ing. Jesús García Lira

*Más que con palabras quisiera expresar con hechos  
todo mi amor y agradecimiento*

*Al creador*

*A mis padres*

*A mi familia*

*A mis amigos*

*Enrique.*

*Aun sin religión quien ama a Dios y siente que lo que lo lleva dentro, se salvara, porque quien ama a Dios ama a sus semejantes .  
Manifiesto mi gratitud a la grandeza de Dios.*

*Agradezco a mis padres por darme la vida y su apoyo en las etapas más difíciles de mi vida.*

*A mis hermanos porque juntos aprendimos que lo importante no es comenzar sino realizar las metas.*

*A Norma por ser una gran mujer, por su incondicional apoyo y su infinita comprensión.*

*A mis amigos que con su invaluable ayuda hicieron posible la realización de esta Tesis.*

*A los profesores que nos brindaron su apoyo y asesoría para elaborar esta Tesis*

*A la UNAM y a la F.E.S. Cuautitlán por sus instalaciones en que forjé mi carrera universitaria.*

**Fernando**

*Agradezco a Dios por permitirme gozar de este mundo maravilloso.*

*A mis padres y hermanos por el amor, dedicación y paciencia al guiarme por el camino del bien.*

*A la Universidad Nacional Autónoma de México, a la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán que me enseñaron el espíritu universitario.*

*A mis amigos, profesores y a todas aquellas personas que de una u otra forma han tenido que ver en mi realización, no solo profesional sino también personal.*

*Roberto.*

## INDICE

<b>I.- INTRODUCCION</b>	<b>4</b>
1.- Justificación	5
2.- Descripción	5
<b>II.- FATIGA DE UN MATERIAL</b>	<b>7</b>
1.- Cargas Variables	7
2.- Resistencia y Limite de Fatiga	9
3.- Factores que Afectan las Propiedades a la Fatiga de un material	11
<i>Detección de las grietas producidas por Fatiga</i>	12
<i>Efectos de la composición química</i>	13
<i>Influencia del Tratamiento Térmico y la Microestructura</i>	14
<i>Efectos del tamaño y las inclusiones</i>	14
<i>Efectos del tamaño para Flexión y Torsión</i>	17
<i>Efectos de Acabados Superficiales</i>	18
<i>Efectos de la Fatiga por Corrosión</i>	19
<i>Influencia de la temperatura en la resistencia a la fatiga</i>	21
<i>Confabilidad</i>	23
<i>Influencia de los tratamientos térmicos superficiales</i>	25
4.- Diseño bajo cargas variables	27
<i>Relaciones empíricas para predecir la resistencia a la Fatiga bajo</i>	
<i>Esfuerzos Fluctuantes</i>	20
<i>Métodos a seguir</i>	30

<b>III.- MAQUINAS PARA PRUEBAS DE FATIGA</b>	<b>33</b>
<b>1.- Clasificación de las Máquinas de Fatiga</b>	<b>33</b>
<i>Máquinas de Acción Directa</i>	<b>33</b>
<i>Máquinas de Flexión Rotatoria</i>	<b>36</b>
<i>Máquinas de Flexión Plana</i>	<b>38</b>
<b>2.- Pruebas en General</b>	<b>39</b>
<b>3.- Probetas y Normas</b>	<b>41</b>
<b>IV.- DISEÑO DE LA MAQUINA</b>	<b>43</b>
<b>1.- Análisis y Cálculos</b>	<b>43</b>
<i>Cálculo de ejes</i>	<b>43</b>
<b>2.- Dibujos</b>	<b>50</b>
<b>V.- PRUEBAS</b>	<b>67</b>
<b>1.- Probeta</b>	<b>67</b>
<b>2.- Procedimiento</b>	<b>67</b>
<b>3.- Resultados</b>	<b>68</b>
<b>VI.- CONCLUSIONES</b>	<b>70</b>
<b>Anexo 1</b>	<b>71</b>
<b>Anexo 2</b>	<b>72</b>
<b>Anexo 3</b>	<b>73</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>74</b>

## I.- INTRODUCCION

El fenómeno de fatiga de los materiales es un tema de gran importancia práctica, puesto que la mayor parte de las fallas de los componentes y estructuras utilizadas en ingeniería son debidas a la fatiga.

La característica más notable de los fallos por fatiga es la falta de deformación en la región de las fracturas, este es uno de los peligros de la fatiga, que no hay ningún indicio de un fallo inminente. Las grietas producidas por la fatiga son generalmente finas y dificultan su detección y una vez que se han desarrollado a tamaño macroscópico pueden difundirse y causar la fractura completa en un tiempo corto. La detección de estas grietas, por lo tanto presenta un serio problema a los responsables de la inspección y mantenimiento de una planta de ingeniería.

Es común encontrar que las grietas de fatiga se originan en alguna discontinuidad superficial. Esto es debido a que cualquier cambio en la sección, como un agujero, un cambio en el diámetro de un eje, una ranura, un chavetero o incluso una muesca de una herramienta produce una concentración de tensiones. La resistencia estática esta muy poco afectada por tales cambios de sección, ya que las concentraciones de tensiones se liberan por deformación plástica.

Sin embargo, bajo carga de fatiga, hay mucha menos deformación plástica; en consecuencia, el valor del esfuerzo permanece considerablemente más alto en las concentraciones de tensiones que en el material que le circunda, dando por resultado una resistencia a la fatiga reducida.

Entre los muchos factores que afectan la resistencia a la fatiga, el más importante es el de las concentraciones locales de tensiones. A la vez, la resistencia a la fatiga depende del tamaño de un componente, de la magnitud relativa, de las cargas estáticas y fluctuantes y del número de inversiones de la carga.

Las fracturas por fatiga están asociadas usualmente con miles o millones de inversiones de esfuerzos, pero pueden ocurrir después de cientos o incluso de decenas de ciclos.

Se puede decir que la mayoría de las investigaciones de fatiga se realizan en máquinas de fatiga de flexión rotatoria. Hay dos limitaciones importantes para éste método de ensayo; primero, esta virtualmente limitado a probetas cilíndricas, y segundo, que la probeta puede estar sometida solamente a esfuerzos alternantes. Una característica común de casi todas las máquinas de fatiga, es un contador para registrar el número de ciclos de esfuerzo a los que se ha sometido la probeta y un dispositivo para parar la máquina automáticamente, cuando la probeta se fractura.

La mayoría de las roturas de piezas de máquinas son debidas a la fatiga. Cualquiera que sea el porcentaje real desde luego es grande, por lo que el proyecto de todos los elementos que conforman una máquina debe hacerse siempre teniendo presente la posibilidad de un fallo por fatiga.

## 1.- JUSTIFICACION

El mayor número de fallas en servicio son debidas a la fatiga y relativamente pocas se deben a fallas estáticas.

La falla de los metales por fatiga tiene lugar por las cargas aplicadas en forma variable o repetida. Estas cargas producen una falla por fatiga con un valor máximo menor a la carga de rotura estática.

Es por ello, que es de gran importancia el conocer la resistencia a la fatiga de un material dado con el fin de poder proyectar un diseño eficientemente. De lo contrario sería necesario el aplicar factores de seguridad muy altos o sobrados dando como resultado un sobredimensionamiento innecesario.

Para evaluar cuantitativamente la resistencia a la fatiga de un metal, es indispensable contar con una máquina que funcione bajo condiciones controladas, y que proporcione la información adecuada para la selección del material.

La máquina que se diseñará y construirá será de flexión rotatoria. En parte a que es segura, barata y requiere poca atención, pero también, porque el tipo de esfuerzo es igual al que se aplica a un gran número de componentes en las condiciones de servicio.

## 2.- DESCRIPCIÓN

En el desarrollo de esta Tesis, comenzaremos con un estudio de la fatiga de los materiales, donde veremos como es afectado un material cuando se somete a cargas fluctuantes que varían con respecto del tiempo, así como los factores superficiales que afectan ya sea en mayor o menor medida a la resistencia a la fatiga. También veremos las diferentes medidas técnicas y teóricas para diseñar por resistencia a la fatiga.

Se analizarán los diferentes tipos de máquinas de fatiga, las cuales se describirán brevemente, incluyendo el principio de operación de las mas utilizadas, el tipo de probetas que utiliza y las normas bajo las cuales se efectuaron las Probetas.

Posteriormente se realizará el diseño de la máquina de fatiga de flexión invertida, donde será necesario hacer un análisis de diversos factores que intervienen, como son: materiales, dimensiones, accesorios, etc., para así poder construir una máquina que satisfaga nuestro objetivo planteado.

Finalmente se realizarán pruebas en la máquina con el fin de obtener resultados comparativos con otras fuentes y así comprobar el funcionamiento de ésta.

## II.- FATIGA DE UN MATERIAL

A escala macroscópica, el fallo por fatiga comienza en un punto cualquiera en forma de una minúscula grieta que se extiende gradualmente con las repeticiones de un esfuerzo excesivo hasta que el área resistente llega a ser tan pequeña que se produce súbitamente la fractura completa.

### 1.- CARGAS VARIABLES

Los esfuerzos pueden variar de una forma muy irregular e imprevisible. Una carga de impulso puede establecer una vibración que se amortigua gradualmente (fig. 2.1b); y los esfuerzos de vibración pueden y suelen actuar según un espectro algo irregular (fig. 2.1a). En el modelado idealizado y en condiciones reales, se presentan variaciones sinusoidales.

Durante un ensayo de fatiga, el ciclo de sollicitación se mantiene usualmente constante, así las condiciones de los esfuerzos aplicados pueden escribirse  $\sigma_m \pm \sigma_a$ , donde  $\sigma_m$  es el esfuerzo estático o medio y  $\sigma_a$  es el esfuerzo alternativo, igual a la mitad del intervalo del esfuerzo. Se usa el signo positivo para expresar un esfuerzo de tracción, y el negativo para un esfuerzo de compresión. En la figura 2.2 se ilustran algunas de las combinaciones posibles de

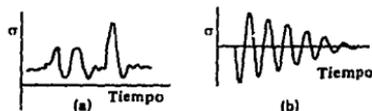


Figura 2.1.

$\sigma_m$  y  $\sigma_a = 0$  (fig. 2.2a) el esfuerzo de tracción máximo es igual al de compresión máximo y se llama esfuerzo alternante o inverso. Cuando  $\sigma_m = \sigma_a$  (fig. 2.2b) el esfuerzo mínimo del ciclo es cero y esto se denomina esfuerzo de tracción (o compresión) repetido o pulsatorio. Cualquier otra combinación se conoce como un esfuerzo fluctuante que puede ser de tracción (fig. 2.2c), de compresión o puede fluctuar entre un valor de tracción a uno de compresión (fig. 2.2d). Las condiciones de los esfuerzos pueden definirse, alternativamente, en términos de los esfuerzos máximo y mínimo en el ciclo,  $\sigma_{m\acute{a}x}$  y  $\sigma_{m\acute{i}n}$ . A la relación algebraica  $\sigma_{m\acute{i}n}/\sigma_{m\acute{a}x}$  se le denomina relación de esfuerzos R.

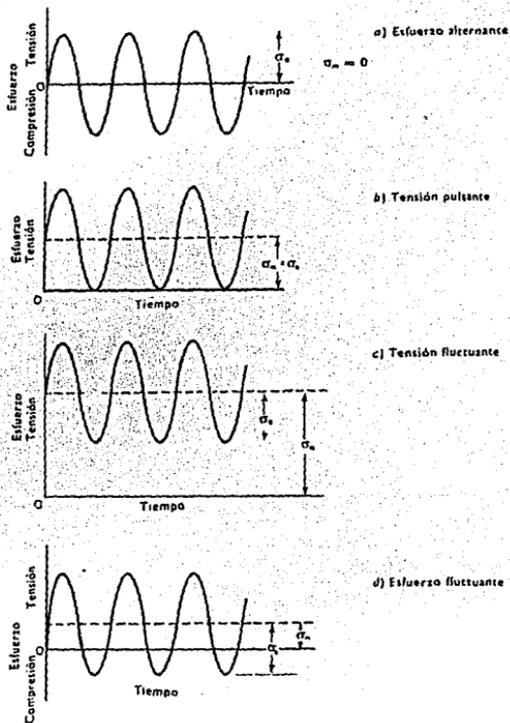
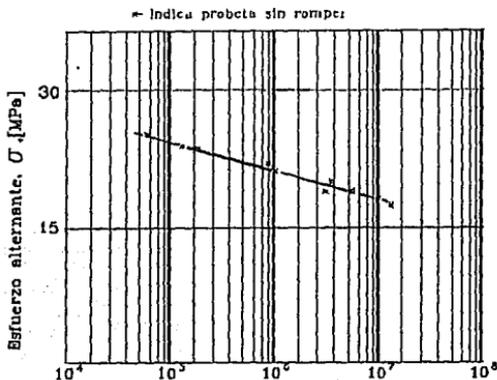


Figura 2.2.

Cuando las condiciones de las cargas son tales que los esfuerzos en la probeta no están uniformemente distribuidos, los resultados se presentan, usualmente en términos del esfuerzo nominal  $\sigma$ , que es la sollicitación calculada por la teoría, sin tener en cuenta sus variaciones en las condiciones producidas en las discontinuidades geométricas tales como agujeros, muescas y roscas.

## 2.- RESISTENCIA Y LIMITE DE FATIGA

El procedimiento para determinar la resistencia a la fatiga es ensayar un número de probetas similares, sometiendo cada una a un valor particular de carga alternante o variable hasta su rotura, así se obtiene una relación entre la carga o esfuerzo variable  $\sigma$  y el número de ciclos para la fractura  $N$ . La figura 2.3 representa una curva típica carga-resistencia ( $\sigma$ - $N$ ).  $N$  se representa en una escala logarítmica, ya que su valor puede variar entre unos millares a muchos millones.



Curva  $\sigma - N$  para la aleación de aluminio 26-S

tratada térmicamente.

Figura 2.3.

La resistencia a la fatiga se define como el valor máximo del esfuerzo variable que resistirá sin fallo un material para un número dado de ciclos. Esto se ve en la figura 2.3; la resistencia a la fatiga para el fallo después de  $10^6$  ciclos es igual a unos 21.5 MPa y para el fallo después de  $10^7$  ciclos es igual a unos 15.5 MPa. Como el valor de la resistencia a la fatiga depende del número de los ciclos para el fallo, este número se dará cuando esté determinada la resistencia a la fatiga.

Las curvas  $\sigma$ - $N$  están determinadas usualmente en un intervalo de aproximadamente  $10^5$  a  $10^8$  ciclos. Para algunas aplicaciones especiales se utiliza la resistencia a la fatiga para ensayos de menos de  $10^4$  ciclos, pero la curva  $\sigma$ - $N$  se investiga pocas veces entre  $N=1$  y  $N=10^4$

ciclos. Para muchas aplicaciones prácticas se requiere la resistencia a la fatiga para  $10^9$  o  $10^{10}$  ciclos; pero para realizar los ensayos de fatiga a esos ciclos se necesitan tiempos muy largos usando máquinas de fatiga convencionales que operan a velocidades de 1000 a 10000 ciclos por minuto. Sin embargo, las curvas  $\sigma$ -N tienden a aplanarse en ensayos con alto número de ciclos, así es que se pueden extrapolar con algún grado de confianza.

Hay algunos materiales para los cuales los fallos tienen lugar rara vez después de ensayos mayores de un millón de ciclos, incluso si los ensayos de fatiga se prolongan a  $10^8$  ó  $10^9$  ciclos. El diagrama  $\sigma$ -N representa una línea inclinada en la cual las probetas se rompen y otra horizontal, por debajo de la cual las probetas no se rompen. La solicitación a la cual la curva llega a ser horizontal se conoce como límite de fatiga. La figura 2.4 muestra la curva  $\sigma$ -N para un material con un límite de fatiga de aproximadamente 30 MPa.

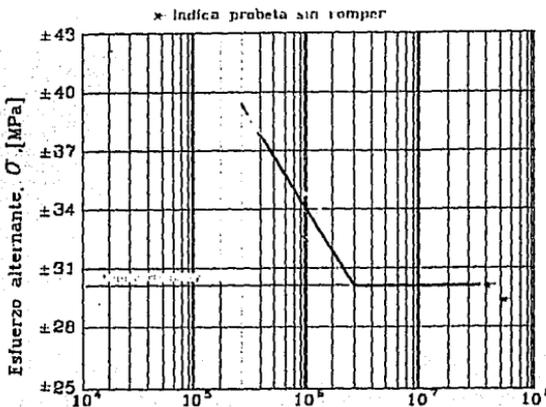


Figura 2.4.

### 3.- FACTORES QUE AFECTAN LAS PROPIEDADES A LA FATIGA DE UN MATERIAL

Normalmente los fallos por fatiga se propagan a partir de una superficie libre, por lo tanto la forma o acabado que tenga, tiene un efecto considerable en la resistencia a la fatiga. Es por ello que se hace importante aplicar algún tratamiento superficial a los materiales, para así lograr mejores resultados.

Podemos mencionar tres aspectos que hacen importante la influencia del tratamiento que se le da a una superficie sobre la resistencia a la fatiga; el primero es por afectar la resistencia a la fatiga que tiene por sí mismo el material próximo a la superficie, como por ejemplo el endurecimiento, ya sea por deformación o por recubrimiento de la superficie; el segundo aspecto se debe a que por medio de estos tratamientos superficiales se introducen o eliminan esfuerzos residuales en las capas superficiales; y como tercer aspecto, por introducir o eliminar irregularidades en la superficie que actúan como concentradores de esfuerzos.

Como vemos, los esfuerzos residuales juegan un papel importante en la resistencia a la fatiga, donde tenemos 2 tipos de esfuerzos residuales los cuales son: microesfuerzos y macroesfuerzos. Los microesfuerzos tienen lugar en las diferencias que se forman en las propiedades elásticas y térmicas de los diversos constituyentes que tienen el metal y de sus propiedades anisotrópicas de los granos. Estos factores se encuentran influenciados por la composición química y el tratamiento térmico. Los macroesfuerzos se encuentran distribuidos en zonas o áreas mucho más amplias y resultan ya sea de la deformación plástica producidas por el esfuerzo mecánico o térmico o por la electrodeposición.

La forma en que los esfuerzos residuales afectan a la resistencia a la fatiga, es en principio, similar a la de un esfuerzo estático aplicado desde el exterior. Los esfuerzos residuales de compresión en la superficie son, por lo tanto, beneficiosos y los esfuerzos de tracción son perjudiciales, ya que los esfuerzos estáticos de compresión elevan la resistencia a la fatiga mientras que los esfuerzos estáticos de tracción la reducen. En piezas sometidas a torsión, el efecto de las fuerzas residuales es mínimo, debido a que la resistencia por torsión esta poco afectada por un momento estático.

Para medir los esfuerzos residuales se apoya en métodos mecánicos o mediante rayos X. Con el método mecánico se van separando capas sucesivas de material de la probeta y a medida que se separan cada capa, se mide la deformación del material que queda. En el método de rayos X se tienen varias ventajas las cuales son: que es un método no destructivo y que puede emplearse para determinar los esfuerzos en una región pequeña, por ejemplo, en la base de una entalla, determinando solamente los esfuerzos en la capa superficial siendo estos los más importantes. Algunas de sus desventajas es en la dificultad de interpretación de las medidas obtenidas.

Una clasificación propuesta por Marin de algunos de los factores que modifican el límite de fatiga se muestran en la siguiente ecuación.

$$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e \sigma'_e$$

donde

$\sigma_e$  = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

$\sigma'_e$  = 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 confiabilidad

$k_d$  = factor de temperatura

$k_e$  = factor de modificación por concentración de esfuerzos

Se verán estos factores conforme se vaya tratando su respectivo tema.

## DETECCION DE LAS GRIETAS PRODUCIDAS POR FATIGA

Se conocen diversos tipos de métodos de detección de grietas y cada una de ellas tiene sus ventajas para aplicaciones particulares. Los métodos mas usados son magnéticos, penetrantes, eléctricos y ultrasónicos.

El método magnético de detección de grietas funciona como una distorsión de un campo magnético en las proximidades de una grieta o un defecto, por el cambio local en la permeabilidad. La distorsión es máxima cuando el campo cruza la grieta en ángulo recto. Para detectar grietas transversales, la parte sometida a examen se magnetiza longitudinalmente, colocándola entre los polos de un electroimán. Para la detección de grietas longitudinales la parte a examinar puede magnetizarse circularmente, pasando una corriente de alta densidad (corriente alterna) a través de ella. Para detectar la distorsión del campo producidas por la grieta, se aplica polvo magnético, suspendido en parafina, por inmersión completa o por rociado. Estas partículas tienden a puentear las estrechas hendiduras de la grieta y el campo magnético hace que se mantengan allí.

Las ventajas de este método es que se puede utilizar en piezas que no se pueden desarmar, además es sensible y de relativo fácil manejo.

Los métodos de penetración están basados en uno de los dos sencillos principios: el primero depende de un líquido rezumado por la grieta, y el segundo, del depósito de un material fluorescente, los cuales realzan el contraste y hacen la grieta visible a una inspección ocular. El método que se ha usado más consiste en sumergir la parte a examinar en aceite caliente, sacarla y después de limpiarla se recubre con yeso, como el aceite exuda de las grietas, empapa al yeso. En la actualidad se han desarrollado tintes especiales para estos usos, pero su desventaja es de obstruir la grieta. El método de los materiales fluorescentes son más sensibles que los tintes, pero necesitan observarse bajo una luz ultravioleta, y a veces no es muy conveniente.

La ventaja principal de este método es su simplicidad, aunque pueden fallar al revelar grietas cerradas por tensiones internas o por corrosión u obstruir por acción de mecanizado.

La utilización de los métodos eléctricos tiene dos ventajas respecto a los magnéticos y a los penetrantes; primero, se pueden detectar defectos no superficiales y segundo, los ensayos son mucho más rápidos.

Para la detección de grietas por el método de ultrasonido depende de la transmisión o reflexión de las ondas elásticas en el metal, que puede producirse por medio de piezoelectricidad o magnetoestricción. En ensayos de transmisión, un rayo ultrasónico se emite por un transductor aplicado a un lado de la pieza sometida a examen y se recibe por un segundo transductor, situado en el otro lado de la misma pieza. Si el rayo intercepta una grieta o defecto, se perderá algo de su energía por reflexión y difusión y esto se notará en el rendimiento del segundo transductor.

## EFFECTOS DE LA COMPOSICION QUIMICA

En los aceros la resistencia a la tracción esta relacionada con la resistencia a la fatiga, así cualquier factor que incremente la resistencia a la tracción (tal como un tratamiento térmico, o la adición de un elemento aleante) aumentará la resistencia a la fatiga.

La resistencia a la fatiga máxima que puede conseguirse en los aceros aleados se incrementa al aumentar su contenido en carbono. Esto se logra, ya que al aumentar el carbono, se puede obtener una alta resistencia con una temperatura de revenido más alta, y esto permite una mayor relajación de las tensiones internas introducidas por el temple.

El contenido de fósforo fragiliza a los aceros y se trata de mantener el mínimo de éste, pero en aceros poco aleados mejora la resistencia a la fatiga en probetas planas y entalladas en un mayor grado que la resistencia a la tracción. El azufre es muy perjudicial a la resistencia a la fatiga, ya que produce inclusiones no metálicas.

## **INFLUENCIA DEL TRATAMIENTO TERMICO Y LA MICROESTRUCTURA**

La composición química influye menos en la resistencia a la fatiga que los tratamientos térmicos y la microestructura, como ya se ha mencionado, cualquier tratamiento térmico que aumente la resistencia a la tracción aumentará por consiguiente la resistencia a la fatiga, pero el aumento de la resistencia a la tracción depende de la microestructura.

En una estructura ferrítica se tiene un límite de fatiga mayor que la mitad de su resistencia a la tracción, pero la resistencia es baja. Para aceros tratados con altas resistencias, las mejores propiedades de fatiga se han obtenido con martensita revenida. En investigaciones que se efectuaron con una estructura martensítica producida por un templado rápido y una estructura mixta (ferrita y perlita), obtenida por un templado lento. Utilizando un acero al carbono y un acero aleado, que fueron revenidos para obtener una misma resistencia a la tracción, se obtuvieron mejores resultados para resistencia a la fatiga en la martensita revenida que para las estructuras mixtas.

El revenido de un acero templado puede incrementar la resistencia a la fatiga sin sacrificar su resistencia a la tracción.

## **EFFECTOS DEL TAMAÑO Y LAS INCLUSIONES**

En los aceros, la influencia de las inclusiones depende de su tamaño y forma, de su resistencia a la deformación, de su orientación a las tensiones y de la resistencia del mismo. Se cree que esta reducción de la resistencia a la fatiga ocasionada por las inclusiones se debe a la concentración que ésta misma introduce a la pieza. Las inclusiones alargadas o las quequedades que contienen esta inclusión, tienen poco efecto si los esfuerzos son paralelos a estas, pero sí reducen considerablemente la resistencia a la fatiga cuando, estas son perpendiculares a los esfuerzos.

En los aceros blandos la resistencia a la fatiga es poco afectada por la presencia de inclusiones; las adiciones de plomo y azufre no reducen su resistencia a la fatiga.

Algunos investigadores demostraron que la resistencia a la fatiga en un acero al molibdeno-cromo-níquel SAE 4340, tiene un mayor efecto transversalmente, que longitudinalmente. Encontraron que la resistencia a la fatiga transversal, estaba relacionada con la ductilidad, en un ensayo de tracción transversal.

### **Factor de efectos de concentración de esfuerzos (inclusiones)**

Es un tanto difícil diseñar una máquina sin permitir algunos cambios en las secciones transversales de los elementos. Los ejes deben tener ranuras para cuñas, resaltes para cojinetes, roscas, etc. Estas discontinuidades se denominan acentuadores de esfuerzos, y las áreas donde se encuentran se llaman áreas de concentración de esfuerzos.

Tenemos un factor de concentración de esfuerzos, teórico o geométrico,  $K_t$  o  $K_{ts}$ , el cual se utiliza para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo nominal. Estos factores están definidos por las siguientes ecuaciones.

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0} \quad y \quad K_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_0}$$

donde  $K_t$  se utiliza para los esfuerzos normales y  $K_{ts}$  para los cortantes. El esfuerzo nominal  $\sigma_{max}$  o bien  $\tau_{max}$  se calculan por medio de las ecuaciones elementales y el área neta de la sección transversal, aunque a veces es mejor emplear la sección transversal total.

Ahora, debemos hacer las siguientes aclaraciones para aplicar los efectos del factor de concentración de esfuerzos para predecir el límite de resistencia a la fatiga.

-  $K_t$  y  $K_{st}$  son valores teóricos.

-  $K_t$  y  $K_{st}$  no necesitan ser aplicados en el caso de esfuerzos estáticos en materiales dúctiles, pero si deben emplearse en materiales de alta resistencia, baja ductilidad, endurecimiento superficial y/o trabajos en frío intensamente.

Es conveniente usar el valor reducido  $K_t$  para materiales frágiles o cuando estarán sometidos a cargas de fatiga, ya que en estas condiciones se observa que algunos materiales no son muy sensibles a la existencia de discontinuidades y, por lo tanto, no se tiene por que utilizar los valores totales de los factores de concentración de esfuerzo teórico. El factor que se obtiene se define como sigue:

$$K_f = \frac{\text{límite de fatiga de probetas sin discontinuidades}}{\text{límite de fatiga de probetas con discontinuidades}}$$

Este factor se le conoce como factor de concentración de esfuerzo para fatiga. Cuando se utiliza  $K_f$  algebraicamente no importa si se emplea para incrementar el esfuerzo o para reducir la resistencia. Sin embargo se facilitaría el cálculo si se utiliza  $K_f$  para reducir resistencia. Esto quiere decir que el factor de modificación por concentración de esfuerzo  $k_e$  y  $K_f$  están relacionados por la siguiente ecuación.

$$k_e = \frac{1}{K_f}$$

La sensibilidad a las ranuras (o inclusiones)  $q$  se define por la ecuación

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

donde el valor de  $q$  tiene valores que están entre cero y la unidad.

La ecuación anterior nos indica que si  $q=0$ ,  $K_f=1$ , por lo que el material no tendrá sensibilidad a las ranuras, por otro lado, si  $q=1$  entonces  $K_f=K_t$  el material será completamente sensible.

El valor de  $q$  se puede determinar despejándola de la ecuación anterior, habiéndose especificado el material.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Cuando se trata de acero y aleaciones de aluminio UNS A92024 se puede emplear la figura 2.5 para determinar el valor de  $q$  cuando las piezas se someten a la acción de viga rotatoria, o a cargas axiales invertidas alternativamente.

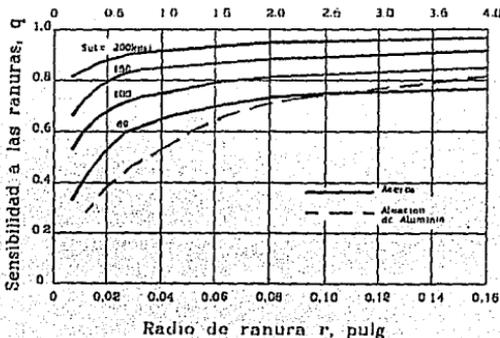


Figura 2.5.

### Factor de efectos de tamaño

El efecto, debido a las dimensiones, la forma y el método de carga se denomina efecto de tamaño, esto se puede ver en la prueba de una viga rotatoria redonda que da un límite de fatiga para una probeta de 0.03 pulg de diámetro y resulta que los límites de fatiga de los elementos de máquina que tienen un tamaño mayor o diferente sección transversal rara vez se acercan a los valores obtenidos en el tipo de prueba antes mencionada.

### EFFECTOS DE TAMAÑO PARA FLEXION Y TORSION:

Una teoría propuesta por Kuguel basada en que toda falla está relacionada con la probabilidad de la interacción de un esfuerzo intenso con un defecto crítico en un cierto volumen. Cuando es grande el volumen del material sujeto a una alta intensidad de esfuerzo, existe una mayor probabilidad de falla.

En la figura 2.6 se grafican datos de pruebas de probetas menores de 0.30 pulg y hasta 2.2 pulg de diámetro. Para fines referenciales, los resultados de la teoría de Kuguel se grafican como una línea punteada. La línea llena o continua se obtiene de los resultados de la relación

$$k_b = \begin{cases} 0.869 d^{-0.097} & 0.3 \text{ pulg} < d \leq 10 \text{ pulg} \\ 1.000 & d \leq 0.3 \text{ pulg o bien } d \leq 8 \text{ mm} \\ 1.189 d^{-0.097} & 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \end{cases}$$

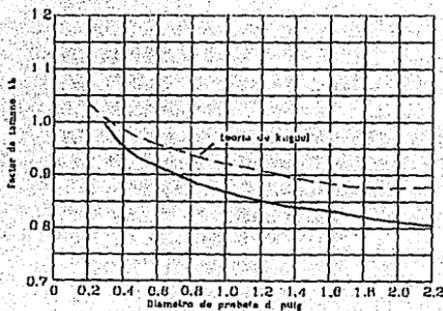
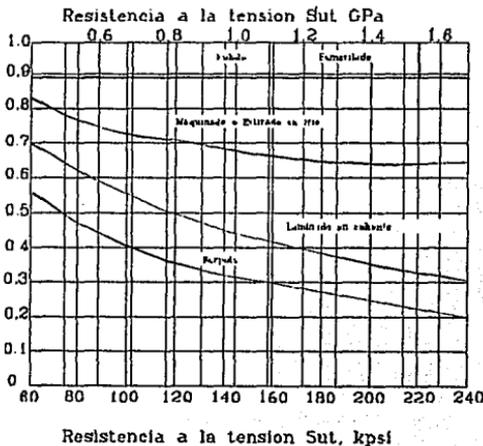


Figura 2.6.

## EFFECTOS DE ACABADOS SUPERFICIALES

El acabado superficial también tiene un efecto apreciable sobre la resistencia a la fatiga. La resistencia a la fatiga aumenta de acuerdo a como aumenta la calidad de la superficie y es mucho mejor cuando el pulido se hace en dirección paralela al esfuerzo aplicado, que cuando se hace en dirección perpendicular.

Es difícil determinar en cuanto afecta la resistencia a la fatiga por el efecto de concentración de esfuerzos de las discontinuidades en la superficie, ya que con los tratamientos superficiales se puede endurecer por deformación plástica e introducir esfuerzos residuales. Con esto se puede explicar el porque se observa mayor resistencia a la fatiga cuando una superficie es pulida mecánicamente que cuando se hace electrolíticamente, aún cuando con el segundo método da mejores resultados de pulido en la superficie.



Factores de modificación de acabado superficial para el acero.

Figura 2.7.

### Factor de acabado superficial

En una probeta de viga rotatoria se pule perfectamente su probeta y recibe un pulimiento final en dirección axial para eliminar cualquier rayadura circunferencial. Pero en la mayor parte de los elementos de máquina no tienen esta alta calidad de acabado. Los factores de modificación  $k_a$  que se muestran en la figura 2.7 dependen de la calidad del acabado y de la resistencia a la tensión.

Una investigación más reciente con respecto al acabado superficial se ha concentrado en la aspereza de la superficie. Esta medida de la aspereza  $R_a$  se considera como la altura media de las protuberancias, aproximadamente la mitad de la distancia promedio entre la

Proceso	Rugosidad ( $\mu\text{pulg}$ )		Rugosidad ( $\mu\text{m}$ )	
	Usual	Extremo	Usual	Extremo
Capillado	500-63	1000-16	15-1.5	25-0.4
Taladrado	250-63	1000-16	6-1.5	25-0.4
Fresado	250-32	1000-8	6-0.8	25-0.2
Escariado	125-32	250-16	3-0.8	5-0.4
Rimado	125-32	250-16	3-0.8	6-0.4
Torneado	250-16	1000-2	6-0.4	25-0.05
Esmerillado	63-4	250-1	1.5-0.1	6-0.02
Pulido	16-4	32-0.5	0.4-0.1	0.8-0.01
Lapado	16-4	32-0.5	0.4-0.05	0.8-0.01
Fundición en arena	1000-500	2000-250	15-13	50-6
Maldeca de inversión	125-63	250-16	3-1.5	6-0.4
Extrusionado	125-32	500-16	3-0.8	13-0.4
Estirado en frío	125-32	250-8	3-0.8	6-0.2
Colado a presión	63-32	125-16	1.5-0.8	3-0.4

Tabla 2.1.

cresta y el valle, donde sus unidades son micropulgadas (pulg) o en micras ( $\mu$ ). Algunos de estos datos se muestran en la tabla 2.1 según su tipo de acabado.

Esta investigación correlaciona el factor de acabado superficial y la existencia de incisiones o muescas en la superficie, y el factor  $k_a$  se gráfica como función de la aspereza. La figura 2.8 nos muestra una gráfica de este tipo y son de los datos más recientes.

### EFFECTOS DE LA FATIGA POR CORROSION

En piezas que funcionan en un ambiente corrosivo, son afectadas en su superficie, y esto puede provocar una tosquedad en toda la superficie y también la formación de picaduras o grietas, que pueden dar lugar a una pérdida considerable de la resistencia a la fatiga, si esta pieza está sometida a esfuerzos fluctuantes. La fatiga por corrosión es difícil de definir, precisamente porque la corrosión puede tener lugar en cualquier medio oxidante. La fatiga por corrosión es un proceso completamente distinto al que produce grietas de corrosión por esfuerzos, el cual resulta de un esfuerzo constante que actúa en un medio corrosivo. Esta corrosión por esfuerzos tiene lugar solamente en algunos metales, que generalmente tuvieron un tratamiento térmico incorrecto.

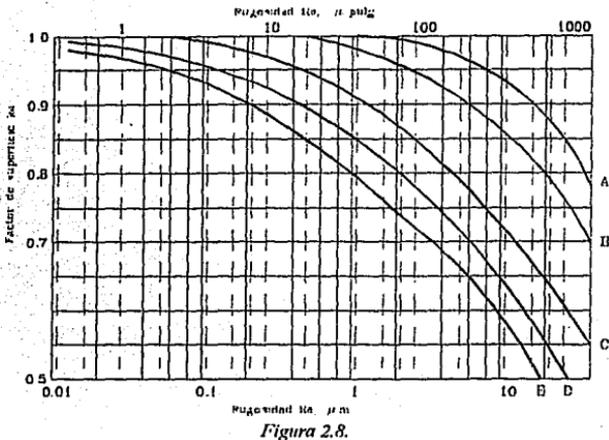


Figura 2.8.  
 A: 400MPa, 58 kpsi; B: 500 MPa, 73 kpsi; C: 700 MPa, 102 kpsi; D: 900 MPa, 130 kpsi; E: 1100 MPa, 160 ksi.

En la fatiga por corrosión tenemos una diversidad de fallos que se presentan en los ejes de las hélices marinas, en los tubos de calderas cuando circula el fluido, en los componentes de turbinas y bombas, etc. Los fallos debido a la fatiga por corrosión difieren de los fallos por fatiga normal; en primer lugar, porque la superficie cambia de color por el proceso de corrosión, otro aspecto, es la aparición de grietas debidas a la fatiga normal, esto se debe a que el ataque electroquímico se reduce a medida que la grieta crece y así la velocidad de corrosión en la grieta disminuye dando tiempo a que se formen más grietas.

Los mecanismos que siguen la fatiga por corrosión, se da por una etapa en que consiste en la formación de cavidades redondas sobre la superficie, que se asemejan a aquellas que tienen lugar cuando no hay esfuerzos. Después viene una progresión de estas cavidades hacia dentro del metal, y como ya se mencionó la velocidad de propagación tiende a disminuir cuando estas grietas crecen y se da lugar a que progresen otras grietas antes de que se fracture por fatiga normal que tiene un inicio desde el fondo de las grietas de una picadura. Se establece que la fatiga por corrosión es un proceso electroquímico, y se da porque alguna región de la superficie son anódicas con respecto a otras como consecuencia de irregularidades en la superficie o a las diferencias locales en la accesibilidad del oxígeno.

## **INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA EN LA RESISTENCIA A LA FATIGA.**

Normalmente los fallos en los metales tienen lugar a temperaturas menores que la de su punto de fusión. Los rasgos característicos de las fracturas por fatiga, con pequeña o ninguna deformación, se manifiestan en todo ese margen de temperatura.

### **Fatiga a bajas temperaturas**

Al disminuir la temperatura en la pieza, aumenta la resistencia a la fatiga, no importando el acabado superficial que tenga. Es por ello que se hace posible diseñar a condiciones de temperatura ambiente y tener la seguridad de que exista fallo cuando se trabaje a temperaturas más bajas. El aumento proporcional de la resistencia a la fatiga con la disminución de la temperatura es mucho mayor para los materiales blandos que para los duros. La resistencia a la tracción también aumenta al descender la temperatura, pero no en la misma extensión que la resistencia a la fatiga.

### **Fatiga a temperaturas elevadas**

Cuando se tienen temperaturas altas y se aplica una carga estática a un metal, se produce una deformación continua o fluencia viscosa, que puede ocasionar la ruptura si esta carga se mantiene un determinado tiempo. La resistencia a la ruptura por fluencia viscosa, es el esfuerzo que un metal puede soportar durante un tiempo dado sin romperse, y disminuye conforme se aumenta la temperatura, hasta valores que llegan a ser considerablemente inferiores a los de la resistencia a la fatiga. En consecuencia, se hace de primera importancia que los metales sometidos a altas temperaturas deban soportar cargas estáticas y que se desarrollen aleaciones resistentes a dichas temperaturas.

### **Fatiga Térmica**

Anteriormente la expresión de fatiga térmica se empleó para definir un tipo de fallo que pueden tener los metales con red no cúbica cuando una temperatura fluctúa lentamente sin ninguna contracción externa aplicada al material. Estos fallos se pueden dar debido a los esfuerzos internos aparecidos por la anisotropía de la expansión térmica, pero se ha observado que en metales con una red atómica cúbica no sucede este tipo de fallo.

Ahora esta expresión de fatiga térmica se ha ampliado para referirse a los fallos provocados por los esfuerzos repetidos inducidos térmicamente, como son aquellos que resultan de los gradientes de temperatura y los esfuerzos de compresión para evitar la expansión libre de los componentes metálicos. En algunas aplicaciones, este problema es muy serio, como por ejemplo en las turbinas de gas en donde pueden tener lugar variaciones rápidas de temperatura en los alabes y en los tubos de llamas. La fatiga térmica da lugar en algunas ocasiones a formar un conjunto de grietas finas sobre la superficie del metal. Esto ocurre frecuentemente en equipos industriales tales como lingoteras, en los cilindros para laminar en caliente y en los troqueles. También otro efecto de la fatiga térmica puede demostrar en un

futuro que es un problema en las estructuras de los aviones sometidas a un calentamiento cinético. La capacidad de un metal para soportar fallos por fatiga térmica es importante en muchas aplicaciones, pero es una propiedad que es difícil de determinar experimentalmente.

#### Factor de efecto de temperatura

Como se ha mencionado las altas temperaturas provocan movilizaciones de las dislocaciones y reducen la resistencia a la fatiga. Esta movilización origina la conversión de un proceso de falla esencialmente independiente del tiempo, en uno que sí depende de él. En la figura 2.9 se muestran datos de tres materiales que se grafican con la temperatura y el factor de temperatura  $k_d$ . Se puede observar como afecta la temperatura a un acero con bajo contenido de carbón y un acero de aleación de alta resistencia.

El límite de fatiga del acero dulce aumenta al crecer la temperatura hasta aproximada-

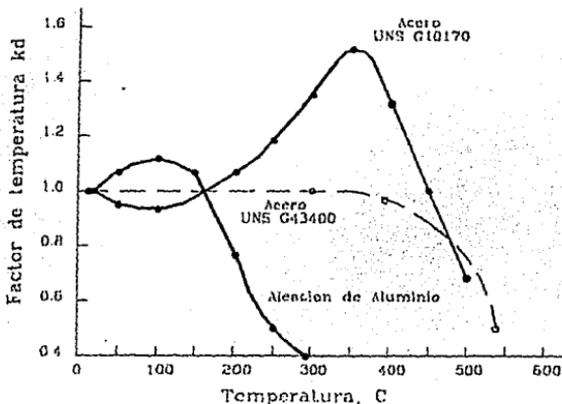


Figura 2.9.

mente 350 °C (Este efecto se da por el envejecimiento por deformación cíclica), en cambio el acero de aleación UNS G43400 retiene aproximadamente la misma resistencia a la fatiga hasta una temperatura de 450 °C, y el acero dulce regresa a la temperatura ambiente cuando alcanza la misma temperatura que del acero aleado. Esta observación se puede evaluar mediante las siguientes relaciones.

$$k_d = \begin{cases} 1.0 & T < 450 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (840 } ^\circ\text{F)} \\ 1 - 5.8(10)^{-3} (T - 450) & 450 \text{ } ^\circ\text{C} < T < 550 \text{ } ^\circ\text{C} \\ 1 - 3.2(10)^{-3} (T - 840) & 840 \text{ } ^\circ\text{F} < T < 1020 \text{ } ^\circ\text{F} \end{cases}$$

## CONFIABILIDAD

Cuando existe un cierto número de piezas en un elemento, se asocia una cierta resistencia  $S$  y un cierto esfuerzo  $\sigma$  a cada pieza, esto hace que halla un gran número de resistencias y esfuerzos en el elemento; la figura 2.10 muestra la distribución de esfuerzos medios y resistencias medias del elemento, mostrando que en los extremos se traslapan pudiendo originar fallas, esto quiere decir que las resistencias de las piezas deben ser mayores que los esfuerzos que se les aplica, pero como están distribuidas y están relacionadas las piezas una con otra, existe el riesgo que en alguna pieza el esfuerzo sea mayor que la resistencia y así originar alguna falla, para esto es necesario usar una confiabilidad que combine las poblacio-

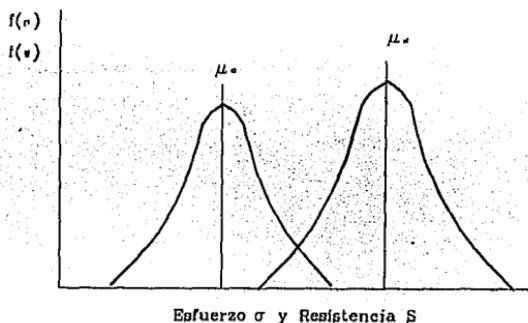


Figura 2.10.

nes.

La confiabilidad puede constituir un método más efectivo que el uso de un factor de seguridad en el diseño, ya que el factor de seguridad sobredimensiona las piezas y hace más costoso el diseño. Con un método estadístico se hace fácil la medición de la vida y la confiabilidad.

Para este método tenemos que  $S$  es la resistencia y  $\sigma$  es el esfuerzo,  $\mu_s$  y  $\hat{\sigma}_s$  representan la media y la desviación estándar del esfuerzo, mientras que  $\mu_r$  y  $\hat{\sigma}_r$  representan la media y desviación estándar de la resistencias. Se usa el acento circunflejo para determinar la desviación estándar y  $\hat{\sigma}^2$  para la varianza y no exista confusión con el esfuerzo.

Para determinar la confiabilidad utilizaremos las ecuaciones de la media, adaptándolas a los símbolos.

$$r = S - \sigma \quad \mu_r = \mu_s - \mu_\sigma \quad \hat{\sigma}_r = \sqrt{\hat{\sigma}_s^2 + \hat{\sigma}_\sigma^2}$$

la variable estandarizada  $Z_r$  correspondiente es

$$Z_r = \frac{r - \mu_r}{\hat{\sigma}_r} = \frac{r - (\mu_s - \mu_\sigma)}{\sqrt{\hat{\sigma}_s^2 + \hat{\sigma}_\sigma^2}}$$

y así tenemos la confiabilidad  $k_c$

$$k_c = P(Z_r) = 1 - Q(Z_r)$$

Al no tener información específica referente a la confiabilidad se sugiere que "el 8% del valor de la resistencia por vida larga pueda suponerse como desviación estándar considerando que el material sea de buena calidad". Las pruebas de fatiga con diferentes aleaciones por lo general muestran curvas de distribución estadísticamente normal, de tal manera que el esfuerzo último de fatiga para porcentajes fijos de supervivencia pueda ser obtenido restándole un número específico de desviaciones estándar del valor de la resistencia de fatiga media. Considerando desde el punto de vista de factor de reducción de la resistencia de fatiga, podemos escribir

$$k_c = 1 - 0.08 Z_r$$

donde  $Z_r$  se obtiene de la tabla 2.2.

Niveles de confiabilidad	
Razón de supervivencia	Factor de desviación de multiplicación $Z_r$
90.00	1.28
95.00	1.64
98.00	2.05
99.00	2.33
99.90	3.08
99.99	3.62

Tabla 2.2.

### INFLUENCIA DE LOS TRATAMIENTOS SUPERFICIALES ESPECIFICOS EN LA RESISTENCIA A LA FATIGA

Estos tratamientos superficiales se aplican a las superficies metálicas, en las cuales tenemos tratamientos por medios mecánicos que comprenden procesos normales de mecanizado, desbaste y pulido; también hay tratamientos especiales como el de batido en perdigones y el laminado superficial, que son métodos que benefician en gran manera a la resistencia a la fatiga. Existen tratamientos térmicos tales como el endurecimiento por llama directa y por inducción, y por último tenemos los recubrimientos superficiales, como son el proceso de endurecimiento superficial y el de recubrimiento metálico.

#### Descarburación

La descarburación de un metal es muy perjudicial para la resistencia a la fatiga, ya que le quita dureza a la superficie, como por ejemplo, podemos citar a una probeta que se pasa a la forja y no se le aplica ningún tratamiento superficial y a otra probeta idéntica, con la

diferencia que a ésta si se le aplica un pulido después de la forja. La segunda probeta tendrá mayor resistencia a la fatiga debido a que con el pulido que se le aplico se elimino la capa superficial que quedo descarbonada por el proceso de forja.

### **Perdigonado**

Este proceso consiste en golpear a la superficie metálica con un chorro de partículas esféricas de acero o fundiciones endurecidas a velocidad relativamente alta y así se aumenta la resistencia al fallo por fatiga. Este procedimiento lo que hace es deformar plásticamente la capa superficial del material y así incorporar en ella esfuerzos residuales de compresión.

Una desventaja de este método es que se limita exclusivamente a aceros y tienen poco efecto en probetas pulidas y sin entalla.

### **Laminado Superficial**

Este proceso mejora, considerablemente, la resistencia a la fatiga y es aun más eficaz que el batido con perdigones, porque con presión adecuada es posible alcanzar un grado mayor de endurecimiento por deformación plástica e introducir un esfuerzo residual de compresión mas elevado en la superficie. El procedimiento de laminado superficial es muy eficaz en piezas que contengan concentraciones de esfuerzos. Un ejemplo de este procedimiento es en los tornillos, ya que hacen que se obtenga una mayor resistencia a la fatiga en los filetes obtenidos por laminación que los obtenidos por mecanizados.

### **Endurecimiento por llama directa y Endurecimiento por inducción**

El endurecimiento ya sea por llama directa o por inducción se emplea en los aceros con el fin de proporcionar una superficie resistente al desgaste. El procedimiento es de la siguiente manera; el acero se calienta a una temperatura por encima de la de transformación, ya sea por una llama o por una corriente alterna de alta frecuencia y a continuación se temple por alguno de los medios conocidos. Es así como se introducen esfuerzos residuales de tracción en la superficie.

### **Endurecimiento superficial por carburación, nitruración y cianurado**

Se emplea principalmente para producir una superficie resistente al desgaste en piezas de acero y también es eficaz para aumentar la resistencia a la fatiga, en particular la fatiga por corrosión y por erosión. En la carburación la cubierta o capa endurecida, se obtiene por calentamiento del acero en contacto con un material carbonoso con esto el carbono se difunde a través de la superficie y luego se hace un templado. En la nitruración, el acero se calienta a una atmosfera de amoníaco y el endurecimiento se consigue por absorción del nitrógeno sin temple posterior. El cianurado se hace mediante un baño de cianuro fundido y tanto el carbono como el nitrógeno son absorbidos por la superficie y posteriormente se temple. Con cual-

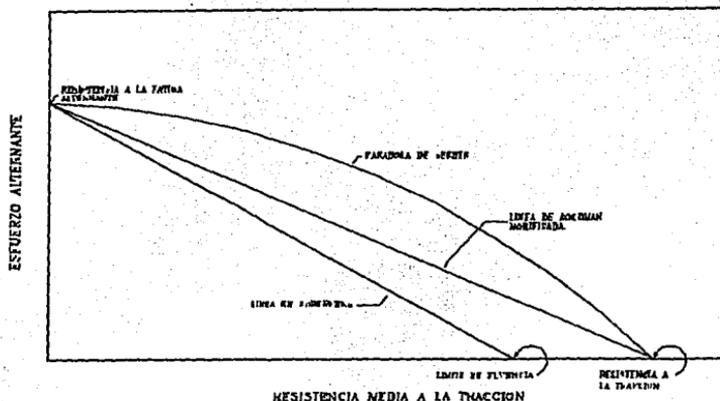
quiera de estos tratamientos se consigue un aumento a la resistencia a la fatiga y esto sucede por que aumenta la resistencia a la fatiga intrínseca e introduce esfuerzos residuales de compresión.

#### **4.- DISEÑO BAJO CARGAS VARIABLES**

Muchas partes de ingeniería están sometidas a distintos tipos de esfuerzos; por ejemplo, una fibra particular de la superficie de un eje rotatorio, sometida a la acción de cargas de flexión pasa por esfuerzos de tensión y de compresión en cada revolución del eje. Si el eje también esta cargado axialmente (por ejemplo en el caso de un engrane helicoidal o de un tornillo sin fin), habrá una componente axial de esfuerzo que se superpondrá a la componente de flexión. Esto en cualquier fibra, ocasionará un esfuerzo que seguirá siendo fluctuante pero que oscilará entre valores diferentes. Estas y otras clases de cargas que ocurren en elementos de máquinas producen esfuerzos que se llaman como ya vimos esfuerzos repetidos, alternantes o fluctuantes.

El diseño de piezas para evitar el fallo producido por la fatiga es un proceso más complejo que el diseño sobre la base de una resistencia estática, debido a la necesidad de tener en cuenta las concentraciones de esfuerzos y otros muchos factores que afectan a la resistencia a la fatiga tales como las cargas de amplitud variable y las estáticas y dinámicas combinadas. A pesar de que sea necesario recurrir a un procedimiento empírico para cargas variables, la consideración minuciosa y detallada y la asignación de diversos factores que afectan al proyecto pueden mejorar la situación. Eventualmente, se puede adoptar un punto de vista algo teórico (posiblemente relacionado con la estructura metalográfica y las microtensiones) que proporcione un procedimiento más confiable, pero actualmente no se dispone de ninguno seguro. Existe un interés científico en el estudio de las microtensiones para determinar la tensión en un cristal considerado individualmente, y también se pueden calcular las tensiones medias estadísticas; que son las denominadas macrotensiones. Incluso para un proyecto estático, lo que hacemos es extrapolar los datos de laboratorio para una estructura terminada; un proyecto para carga viva o móvil no es demasiado diferente, excepto en los detalles.

Inevitablemente, en sistemas y máquinas complicados existen puntos de elevados esfuerzos (puntos débiles) que el proyectista no puede preever a veces; de aquí que el azar este siempre presente.



RESISTENCIA A LA FATIGA - RESISTENCIA ESTÁTICA  
O DIAGRAMA R - M

Figura 2.11

### RELACIONES EMPÍRICAS PARA PREDECIR LA RESISTENCIA A LA FATIGA, BAJO ESFUERZOS FLUCTUANTES

La resistencia a la fatiga de un material bajo esfuerzos fluctuantes, que resultan de una superposición de un esfuerzo estático con un alternante, se puede representar en un diagrama, en el que el esfuerzo alternante  $\sigma_a$  es la ordenada y el esfuerzo medio o estático  $\sigma_m$  es la abscisa, como se muestra en la figura 2.11. Algunas veces se le conoce como el diagrama R-M, donde R, es el valor del esfuerzo, igual al doble del esfuerzo alternante.

El límite de fatiga alternante o el esfuerzo alternante para un ensayo dado, se representa en un diagrama, frente a la resistencia a la tracción estática. La curva que une los dos puntos representa el contorno de las combinaciones de los esfuerzos estático y alternante que dan el mismo número de ciclos a la ruptura.

Para determinar esta curva experimentalmente se necesita un gran número de curvas  $\sigma-N$  (esfuerzo alternante - ciclos para la fractura), cada una para un valor constante de  $\sigma_m$ ,  $\sigma_a$  o  $R$  (igual a  $\sigma_{min}/\sigma_{max}$ ).

Las dos líneas rectas y la curva de la figura anterior, representan las tres relaciones empíricas más utilizadas. La línea recta que une la resistencia a la fatiga alternante, con la resistencia a la tracción, es la ley de Goodman modificada. La ley de Goodman original incluyó la suposición de que el límite de fatiga alternante es igual a un tercio de la resistencia a la tracción y esto se ha modificado a la relación anterior, usando la resistencia a la fatiga alternante determinada experimentalmente; la ley original ya no se usa y la modificada se le denomina generalmente para simplificar, como ley de Goodman. Gerber encontró que los primitivos resultados experimentales de Wohler, se ajustaban bastante bien a una relación, parabólica y esto se conoce ahora, como parábola de Gerber. La tercera relación, conocida como ley de Soderberg viene dada por una línea recta, que une la resistencia a la fatiga alternante con el límite de fluencia. Es esencial para muchos usos que no se sobrepase el límite de fluencia y esta relación intenta que cumplan las condiciones para que no tenga lugar ni el fallo por fatiga ni la fluencia.

Las relaciones pueden escribirse matemáticamente:

**Ley de Goodman modificada:**

$$\sigma_a = \sigma_f \left( 1 - \sigma_m / \sigma_u \right).$$

**Ley de Gerber:**

$$\sigma_a = \sigma_f \left( 1 - \left( \sigma_m / \sigma_u \right)^2 \right).$$

**Ley de Soderberg:**

$$\sigma_a = \sigma_f \left( 1 - \sigma_m / \sigma_y \right)$$

Donde:

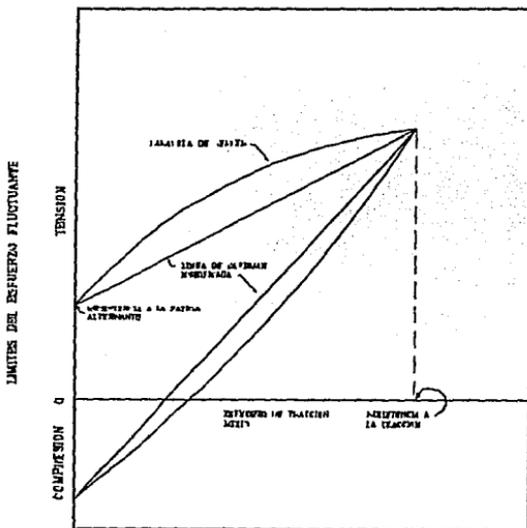
$\sigma_a$  es el esfuerzo alternante asociado a un esfuerzo medio  $\sigma_m$ ,

$\sigma_u$  es la resistencia a la fatiga alternante,

$\sigma$  la resistencia a la tracción y

$\sigma_y$  el límite de fluencia.

Un método alternativo, que se usa a veces para presentar los datos de fatiga en esfuerzos fluctuantes se representa en la figura 2.12. En este diagrama los límites de esfuerzo fluctuante para un número de ciclos dado, se representa frente al esfuerzo medio. En el están representados la Ley de Goodman modificada y la parábola de Gerber.



RESISTENCIA A LA FATIGA - RESISTENCIA ESTÁTICA  
O DIAGRAMA R - M

Figura 2.12.

### MÉTODOS A SEGUIR

Por otro lado, se puede decir que los métodos a seguir en un buen diseño para evitar el fallo producido por la fatiga se pueden convenientemente resumir en los siguientes:

- 1.- Selección del material.
- 2.- Diseño detallado.
- 3.- Estimación de la resistencia a la fatiga.
- 4.- Estimación de la vida a la fatiga.

Estos se considerarán a continuación brevemente:

### **Selección del Material**

Para los componentes que estén sometidos durante su empleo a cargas fluctuantes, la elección de los materiales deberá basarse en su resistencia a la fatiga, pero en la práctica se basa más frecuentemente en su resistencia estática, bien a la carga de deformación permanente o a la resistencia a la tracción. En una cierta extensión la elección de la resistencia a la tracción es un criterio satisfactorio debido a la íntima relación entre la resistencia a la tracción y a la fatiga, pero puede no ser seguro en algunas circunstancias, por ejemplo, para pocos números de ciclos o en donde tenga lugar la corrosión por frotamiento.

La selección del material dependerá en gran parte de los tratamientos superficiales que vayan a hacerse. Si no se realiza ningún tratamiento después del proceso de fabricación, poco puede lograrse al elegir un material de elevada resistencia, pero el provecho debido a los tratamientos superficiales tales como el batido con perdigones y la laminación superficial son mucho mayores para los materiales de elevada resistencia.

Las aplicaciones en donde el número de inversiones del esfuerzo durante la vida de una pieza son relativamente pequeños necesitan una consideración especial. La resistencia al esfuerzo alternate para un número pequeño de ciclos se encuentra íntimamente relacionada con la resistencia a la tracción, pero con piezas con concentraciones de esfuerzos, la resistencia a la fatiga puede ser más dependiente de la deformación alternante y para un número de ciclos entre 100 y 10 000, la resistencia a la deformación alternante es aproximadamente la misma para una amplia gama de materiales.

Los fallos debidos a la fatiga frecuentemente proceden de las vibraciones en particular cuando éstas son amplificadas por resonancia, y para evitar tales fallos puede ser ventajoso emplear un material con una capacidad de amortiguamiento o de absorción de energía elevada.

Aunque aumentando la resistencia a la tracción de un material generalmente se mejora la resistencia a la fatiga, no aumentará siempre la resistencia a la fatiga de una pieza en las condiciones de servicio.

### **Diseño Detallado.**

De los muchos factores que deben considerarse en el diseño de los componentes y de las estructuras para resistir a los fallos debidos a la fatiga, la atención al diseño de las piezas es el más importante. La mayoría de los fallos a la fatiga que tienen lugar durante el servicio pueden evitarse mejorando el diseño de las piezas, así existen más medios para mejorar la resistencia a la fatiga por éste método que por cualquier otro.

El aspecto más importante del problema es evitar o mitigar la concentración de esfuerzos, aunque debe prestarse atención también a los tratamientos superficiales y a los métodos de fabricación.

La primera etapa hacia la reducción de la concentración de esfuerzos es evitar todos los cambios bruscos en la sección transversal. Las secciones cónicas deberán emplearse en vez de la escalonadas, si es posible, pues aún los escalones pequeños pueden producir una concentración elevada de esfuerzos.

### **Estimación de la Resistencia a la Fatiga.**

El medio más seguro de estimar la resistencia de un componente es a partir de los resultados de los ensayos de fatiga de las piezas importantes, pero en el estado preliminar del proyecto tal información normalmente no será aprovechable y la resistencia a la fatiga deberá estimarse a continuación a partir de los datos de fatiga con probetas de laboratorio. Luego será necesario tener en cuenta la influencia de las condiciones de los esfuerzos, tamaño y concentración de esfuerzos y el estado de la superficie.

### **Estimación de la Vida a la Fatiga.**

Para aplicaciones en donde sea posible limitar los esfuerzos fluctuantes a valores por debajo del límite a la fatiga o de la resistencia a la fatiga de larga duración de la pieza, es adecuada la realización del diseño tomando por base la resistencia a la fatiga.

### III.- MAQUINAS PARA PRUEBAS DE FATIGA.

#### 1.- CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS DE FATIGA

Las máquinas de ensayo de fatiga pueden clasificarse por el tipo de acción deformante que se aplique a la probeta, que pueden ser esfuerzo axial o directo, flexión, torsión y esfuerzos complejos o combinados.

Se puede decir que la mayoría de las investigaciones de fatiga se realizan en máquinas de fatiga de flexión rotatoria. En parte, es debido a que estas máquinas son seguras, baratas y requieren poca atención, pero también, por que el tipo de esfuerzo es igual al que se aplica a un gran número de componentes en las condiciones de servicio. Hay dos límites importantes para este método de ensayo: primero, está virtualmente limitado a probetas cilíndricas, y segundo, que la probeta puede estar sometida solamente a esfuerzos alternantes. Las máquinas de flexión plana son más adecuadas para muchas aplicaciones, particularmente para ensayar componentes y estructuras de forma compleja. Las máquinas de acción directa que operan usualmente a valor constante de carga son generalmente más complicadas y más caras, pero se prefieren a menudo porque se les puede adaptar fácilmente una carga estática y porque se obtiene una distribución uniforme de esfuerzos. Además, si la probeta está sometida a una carga constante, el esfuerzo no está afectado por la deformación plástica.

Una característica común de casi todas las máquinas de fatiga, es un contador para registrar el número de ciclos de esfuerzo a los que se ha sometido la probeta y un dispositivo para parar la máquina automáticamente, cuando la probeta raja o rompe.

Hay muchos tipos diferentes de máquinas de fatiga, las cuales se describirán brevemente, incluyendo el principio de operación de las más utilizadas.

#### MAQUINAS DE ACCION DIRECTA.

Las máquinas de fatiga de carga axial o de acción directa se pueden accionar mecánica, electromagnética, o hidráulicamente. La fuerza dinámica en las máquinas accionadas mecánicamente se obtiene o con una manivela o con una excéntrica que opera a través de un muelle en serie con la probeta o por medio de pesos rotatorios desequilibrados. Las máquinas mecánicas y electromagnéticas operan con la frecuencia resonante o próxima a ella para reducir la potencia necesaria, pero las máquinas grandes son, usualmente, hidráulicas y operan a frecuencias relativamente bajas.

La máquina de fatiga N.P.L. con embrague por fricción es una de las máquinas más simples de acción directa y su principio de operación se muestra en la figura 3.1. Se obtiene una carga directa alternante con la probeta T, por medio de una biela-manivela convencional

movidas por el motor D a través de dos pares de muelles de compresión S1 S2 montados dentro del bastidor de carga L. La masa M, situada entre los muelles, se escoge de tal forma que este en resonancia con la frecuencia de operación, así se reduce la carga dinámica en la biela E.

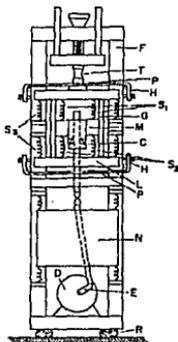


Figura 3.1.

Las máquinas pulsantes Schenck y Avery para ensayos de fatiga, se accionan mecánicamente mediante pesos desequilibrados; la figura 3.2 representa la disposición general de una máquina Avery. Consta de una pesada bancada a la que se han fijado dos muelles helicoidales para las cargas estática y dinámica. Los muelles están dispuestos concéntricamente sujetos ambos a un extremo del plato de carga, el cual está soportado por columnas verticales con muelles flexibles. El muelle interior es para aplicar la carga estática y el muelle exterior es para aplicar la carga alternante y esta libre para oscilar axialmente bajo las fuerzas impuestas por la unidad excitadora fijada a su extremo. La probeta se sujeta entre el plato de carga y un dinamómetro que es llevado por un puente que atraviesa los lados de la bancada.

Otra máquina accionada mecánicamente es la máquina "Unidad Múltiple" de acción directa desarrollada también por N.P.L. Esta máquina se ha proyectado para ensayar a la vez un determinado número de probetas pequeñas, hasta un máximo de veinticuatro, en tracción pulsante. Las probetas dispuestas circularmente e igualmente espaciadas alrededor del eje principal de la máquina con sus ejes verticales y sus extremos superiores afirmados en un cabezal integrado al bastidor de la máquina. Cada uno de los cabezales lleva un muelle helicoidal que esta deflectado ciclicamente por un plato oscilante. El plato oscilante no gira, pero oscila en un montaje universal en el eje principal. Se mueve por medio de un par de excéntricas que van desde la cara superior de un disco al extremo del eje del motor. Se pueden obtener diferentes valores de las cargas utilizando muelles de distinta rigidez para cualquier ajuste del control del plato oscilante.

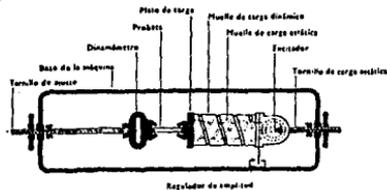


Figura 3.2.

Uno de los avances más recientes en el proyecto de máquinas de acción directa se debe a Haigh; es sobradamente conocido que la máquina se utiliza mucho en Inglaterra. Es una máquina no resonante, movida electromagnéticamente, representada en la figura 3.3. Los dos electroimanes  $M1$   $M2$  están alimentados con corrientes alternas desfasadas  $90^\circ$ , producidas en un alternador. Esto produce una fuerza alternante en la armadura  $A$ , soportada entre dos imanes, que se transmite al extremo inferior de la probeta  $T$ . El extremo superior de la probeta está mantenida en la cabeza  $H$  por un perno al bastidor de la máquina. El extremo inferior de la armadura está conectado al bastidor a través de los muelles  $S$  por los que se puede aplicar una carga estática a la probeta. La carga dinámica se mide por el voltaje inducido en la bobina del secundario arrollada en la armadura y la lectura del voltaje se calibra por comparación con la desviación de una aguja montada en la máquina en lugar de la probeta.

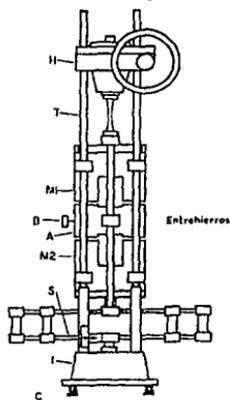


Figura 3.3.

La máquina Vibrophore de alta frecuencia de la casa Amsler se mueve también electromagnéticamente, pero es diferente a la de Haigh, ya que opera a la frecuencia de resonancia de las partes en vibración. Consta de una masa principal móvil 1 (fig. 3.4), que vibra sobre la probeta 3 y un dinamómetro 4 conectado en serie. La salida del generador de impulsos 13 montado entre la probeta y el dinamómetro se amplifica y realimenta al imán 14, así se asegura una vibración a la frecuencia de resonancia. La desviación del dinamómetro se mide ópticamente. Un rayo de luz indica directamente en una escala las cargas estática y dinámica. La carga se controla automáticamente por medio de un regulador fotoeléctrico que actúa por medio del rayo de luz del dinamómetro, el cual gobierna la potencia conectada al motor eléctrico.

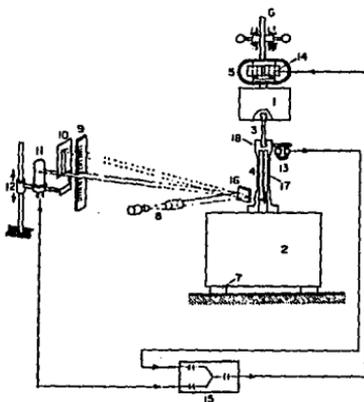


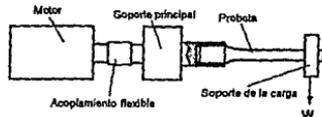
Figura 3.4.

Una ventaja en el empleo de un movimiento electromagnético, que opera en resonancia, es que pueden conseguirse fácilmente altas frecuencias. Con el Vibrophore se pueden obtener frecuencias superiores a 18 000 ciclos por minuto.

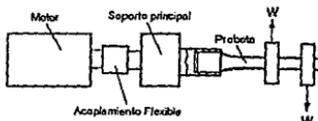
#### MAQUINAS DE FLEXION ROTATORIA.

Las máquinas de flexión rotatoria se han usado durante cien años, desde el tiempo en que Wöhler construyó la primera para investigar los fallos por fatiga en los ejes de ferrocarril.

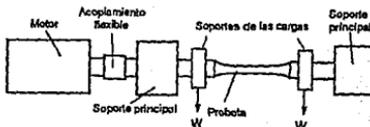
La máquina en voladizo rotatoria representada en la figura 3.5a, es el del tipo más simple. Un extremo de la probeta se sujeta en un mandril por medio de tornillos que sirven para alinear la probeta y se aplica la carga a través de un soporte situado en el otro extremo, por pesos o bien por un muelle. Con este montaje el momento de flexión aumenta linealmente a lo largo de la probeta hasta el mandril y el fallo tiene lugar en la región donde el radio de transición coincide con la porción paralela de la probeta. Para tener un valor constante del esfuerzo a lo largo de toda la probeta, la sección debe ir disminuyendo. La carga puede aplicarse alternativamente en dos puntos o en el extremo de la probeta como se ve en la figura 3.5b y 3.5c. Cuando tiene dos puntos de carga, una de ellas debe aplicarse hacia arriba y la otra hacia abajo. Esto puede conseguirse usando muelles o pesos muertos a través de un cable que pasa por una polea.



a) Máquina con soporte simple



b) Máquina con soporte de dos puntos



c) Máquina con soporte en viga

Figura 3.5.

Una desventaja de las máquinas de flexión rotatoria es que se necesitan probetas largas. Esto se ha evitado en la máquina de R. R. More, que se usa corrientemente en los Estados Unidos, colgando los soportes de la carga de ejes y soportando las probetas entre ellas.

Un método similar se ha adoptado en la máquina en voladizo rotatoria proyectada para ensayos de fatiga a alta temperatura, por Rolls-Royce, Ltd, Derby y fabricada por Samuel Gill, Ltd. Una probeta corta de 2" de longitud se soporta entre dos grandes pinzas portapiezas; desde los soportes hasta el horno que rodea a la probeta, hay un espacio de varias pulgadas para evitar recalentamientos de los soportes. La máquina está proyectada para operar a frecuencias superiores a la velocidad de giro de las pinzas portapiezas. Una dificultad que surge en el uso de máquinas rotatorias a alta temperatura es la medida de la temperatura. Los métodos utilizados son: fiarse de un termopar situado cerca de la probeta o atar un termopar a la superficie de la misma y medir la f.e.m. a través de anillos colectores.

La limitación más importante de estas máquinas de flexión es que las probetas pueden estar sometidas solamente a esfuerzos alternantes, a pesar de que las máquinas hayan sido proyectadas para una carga axial estática.

#### MAQUINAS DE FLEXION PLANA.

Una máquina simple de este tipo la fabrica Avery y en la figura 3.6 se muestra el principio de operación. Un extremo de la probeta está sujeta a un dinamómetro y el otro a un brazo de flexión que está accionado por un motor con doble excéntrica a través de una varilla de conexión; el brazo oscila alrededor de un eje que pasa por el punto medio de la probeta. Como el dinamómetro es mucho más flexible que la probeta, la máquina opera aproximadamente, con un momento de flexión constante. El motor está montado sobre raíles deslizantes, así que se le puede subir o bajar para aplicar un momento de flexión inicial estático.

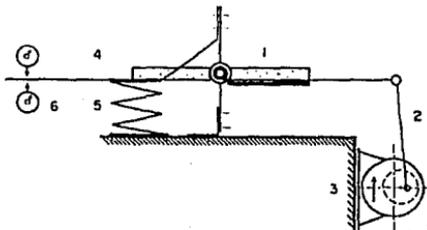


Figura 3.6.

N.P.L. ha proyectado una máquina de flexión plana en la cual se pueden aplicar a la probeta flexión, torsión o una combinación de ambos y ha sido fabricada por Bristol-Siddeley Engines y por Amsler.

Se han desarrollado también un gran número de máquinas accionadas electromagnéticamente. Están sintonizadas, usualmente para vibrar en la frecuencia de resonancia de la probeta y el principal problema es controlar la amplitud de vibración.

## 2.- PRUEBAS EN GENERAL.

En las máquinas de esfuerzo directo, la probeta está sometida a esfuerzos de tracción-compresión; para una probeta plana, sin concentraciones de esfuerzos y las curvas de transición entre la sección de ensayo y los extremos ensanchados, bien proyectadas, el esfuerzo a través de la sección de ensayo es uniforme (debe tener buena alineación) y se calcula simplemente dividiendo la carga aplicada por el área de la sección.

Las máquinas de fatiga por flexión son de dos tipos, uno en el que la probeta esta girando, y otro en el que es flexada repetidamente de acá para allá.

En la máquina de flexión rotatoria, la probeta se soporta como una viga y se carga con pesos muertos aplicados por medio de cojinetes, que permiten girar a la probeta. Cuando la probeta tiene movimiento de rotación, cada punto de la circunferencia de la sección de ensayo está sometido a un esfuerzo alternante que varía sinusoidalmente desde un valor de tensión a otro igual de compresión. Para los ensayos de flexión el esfuerzo nominal  $\sigma$  esta calculado a partir del momento de flexión aplicado  $M$  por la ecuación:

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

donde  $c$  = a la distancia entre las fibras neutra y externa, e  $I$  = al momento de inercia del área de la sección de ensayo; esto se transforma en:

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$$

para una probeta cilíndrica de diámetro  $d$ .

Los esfuerzos de corte se obtienen usualmente, aplicando a la probeta un momento de torsión alternante y los esfuerzos complejos son fáciles de obtener por combinación de torsión y flexión, o sometiendo a una probeta tubular a una presión interna fluctuante. En un ensayo de fatiga por torsión, el esfuerzo nominal de corte  $\tau$ , se calcula a partir del momento de torsión aplicado  $M_t$ , por la ecuación :

$$\tau = \frac{M_t c}{J}$$

donde  $J$  es el momento polar de inercia, y se transforma en:

$$\tau = \frac{16M_t}{\pi d^3}$$

para una probeta cilíndrica de diámetro  $d$ .

Los esfuerzos calculados a partir de las ecuaciones anteriores se denominan "esfuerzos nominales" para indicar que están supuestas las condiciones elásticas, sin tener en cuenta la deformación plástica. Si la deformación plástica repetida tiene lugar en la región de la probeta que está sometida a grandes esfuerzos, esto es, en la superficie próxima a la misma, el valor del esfuerzo será menor que el nominal calculado.

Se han realizado muchas investigaciones para determinar la influencia de la forma de una probeta en la resistencia a la fatiga. Estos ensayos se han realizado principalmente en flexión plana (vibratoria) y se han realizado ensayos, con secciones circular; cuadrada, rectangular y romboidal. La resistencia a la fatiga con probetas de acero con sección rectangular o cuadrada da un valor aproximadamente de un 10% más bajo que con probetas circulares mientras que para aleaciones de aluminio, las diferencias fueron entre el 20% y el 30%. El comportamiento se atribuyó, en parte, al pequeño volumen del material sometido al esfuerzo máximo en las probetas de sección circular, y en parte, al efecto de las aristas cortantes, en las probetas rectangular y cuadrada.

Los métodos de análisis de falla por fatiga son una combinación de ingeniería y ciencia, pues a menudo ésta no puede proporcionar las respuestas que se necesitan y, sin embargo, deben seguir haciéndose aviones para que vuelen sin peligro, y un automóvil debe fabricarse con una confiabilidad que asegure una vida larga, sin averías y, al mismo tiempo, produzca utilidades a los accionistas de la industria. El caso de la fatiga es similar. La ciencia todavía no ha podido explicar completamente el mecanismo real de la fatiga, pero el ingeniero tiene que seguir creando cosas que no fallen. En cierto sentido, éste es un ejemplo clásico del

verdadero significado de la ingeniería, en contraste con el de la ciencia. Los ingenieros emplean la ciencia para resolver sus problemas, si es factible utilizarla; pero lo sea o no, debe resolverse el problema y, cualquiera que sea la forma que tome la solución, en estas condiciones se denomina ingeniería.

### 3.- PROBETAS Y NORMAS

La forma y acabado de una probeta para fatiga tiene un efecto importante en la resistencia de la misma y es necesario, además, poner más cuidado en el proyecto y preparación de estas probetas, que con otros ensayos mecánicos. Para evitar el fallo en la sujeción de estas probetas, los extremos son de mayor sección y es importante dar un gran radio de transición, entre los extremos y la sección de ensayo, para reducir la concentración de tensiones.

En las figuras 3.7-3.9 se presentan algunas probetas típicas para fatiga. La probeta de Wholer (fig. 3.7) puede usarse con cargas aplicadas en un punto o en dos. La probeta de flexión rotativa tipo R. R. Moore (fig. 3.8) se utiliza, para diámetros de sección de ensayo, desde 0.2" a 0.4". Esta será el tipo de probeta que utilizará la máquina a diseñar. La probeta plana (fig. 3.9) está proyectada para ensayos de tensión pulsatoria; se ha encontrado que la anchura para los amarres, necesita ser aproximadamente tres veces la de la sección de ensayo, si se quiere prevenir el fallo en los extremos. Se notará en estas probetas la amplitud del radio en transición.

Se requieren ciertos cuidados en la preparación de probetas para fatiga para evitar la deformación en vacío o el recalentamiento de la superficie. Es preferible fresarlas o torneárselas a esmerillarlas, particularmente para materiales blandos. Para las probetas cilíndricas, la profundidad del corte se reducirá gradualmente, de forma que las últimas pasadas sean de sólo de 0.001" a 0.002" de profundidad. El pulido se realiza en etapas sucesivas, empezando con papel de esmeril basto, y terminando con uno de 000 ó 0000. Al final del pulido las rugosidades deberán ser menores a 2 m $\mu$ g. El fin del pulido es quitar las rayas de mecanizado y se consigue totalmente puliendo diagonalmente o en dirección longitudinal. Se deberá cubrir la probeta con vaselina después del pulido, hasta el momento de utilizarla.

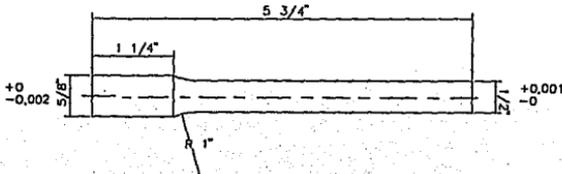


Figura 3.7.

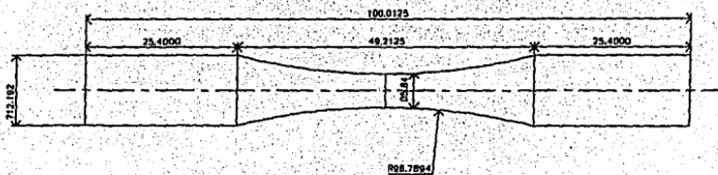


Figura 3.8.

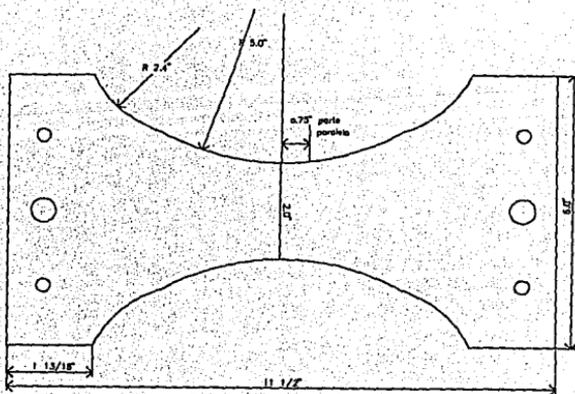


Figura 3.9.

## IV.- DISEÑO DE LA MAQUINA

El objeto de la ingeniería es proporcionarle a la sociedad lo que la civilización moderna requiere. Por tanto, la ingeniería se transforma en el eslabón que une y convierte los regalos naturales necesarios para el hombre. Es de todos conocido la evolución tenida desde que el primer hombre en la Tierra produjo fuego con el frotamiento de piedras o con la primer punta de flecha construida. La ingeniería no solamente se sujeta a la observación de realidades naturales. Esto en primer lugar le corresponde al científico. En vez de esto, le corresponde entender los principios científicos y aplicarlos para llegar a una meta designada. En este sentido, puede ser considerada como una ciencia aplicada.

En este caso la máquina a diseñar es del tipo de flexión invertida rotatoria. Esto como ya se mencionó en la introducción, se debe a que es el tipo más económico y fácil de construir; por otro lado, la probeta en forma de eje es la pieza más común sometida a fatiga en la mayoría de las máquinas.

La máquina de R. R. Moore es la más utilizada en los Estados Unidos y la mayoría de la información mostrada en libros y manuales se ha recopilado a partir de máquinas de este tipo.

El diseño básico de esta máquina es similar al de las máquinas rotatorias ya construidas que pudimos observar tanto físicamente como en ilustraciones bibliográficas. Se realizaron mejoras prácticas con materiales y piezas comerciales con el fin de optimizar el funcionamiento de la misma.

### 1.- ANALISIS Y CALCULOS

El análisis de los elementos de la máquina comienza calculando las cargas que actúan en ella.

#### CALCULO DE EJES

##### Ejes Principales

Para el cálculo de estos ejes, es necesario considerarlos como una sola pieza y conocer el momento máximo aplicado.

Se obtienen los diagramas de fuerzas correspondientes a los ejes (figura 4.1)



Para determinar la carga máxima ( $W_{max}$ ) y poder encontrar un diámetro adecuado para el eje, se presupone una resistencia máxima de 800 MPa (aceros más resistentes).

Para determinar el momento máximo partimos de

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

$$M_{max} = \frac{\sigma_{max} \pi d^3}{32} \quad \dots \quad (4)$$

donde

$$d = 0.2 \text{ plg} = 0.00508 \text{ m}$$

$$\sigma_{max} = 800 \text{ MPa}$$

por lo que

$$M_{max} = 10.29630 \text{ Nm}$$

#### Diagrama de momentos

En la figura 4.3 se muestra el diagrama de momentos por el método de suma de áreas, el cual utilizaremos para encontrar la carga necesaria ( $W_{max}$ ) para crear el momento máximo requerido.

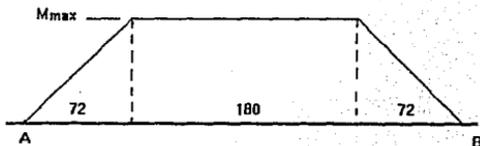


Figura 4.3.

La carga necesaria será

$$A_1 = R_a (0.072) \quad \dots \quad (5)$$



$$\frac{1}{F.S.} = \frac{\sigma_e}{\sigma} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} \quad (11)$$

ya que  $\sigma_m = 0$  tenemos que

$$\sigma = \frac{\sigma_e}{F.S.} \quad (12)$$

$$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e \sigma' e \quad (13)$$

Los datos para el acero inoxidable 304 son:

$$\sigma = 586 \text{ MPa} \quad (14)$$

$$\sigma_c = 234.326 \text{ MPa} \quad (15)$$

**$K_a$  (factor de superficie)**

Con una rugosidad de la tabla 2.1 de maquinado con torneado de 4  $\mu\text{m}$  obtenemos de la figura 2.8.

$$K_a = 0.87 \quad (16)$$

**$K_b$  (factor de tamaño)**

Para  $d = 0.4 \text{ plg}$  (diámetro menor en la parte roscada)

de la figura 2.6

$$k_b = 0.95 \quad (17)$$

**$K_c$  (factor de confiabilidad)**

Usando la razón de supervivencia del 90% de la tabla 2.2 tenemos

$$K_c = 1 - 0.8(1.28) \quad (18)$$

$$K_c = 0.90 \quad (19)$$

**$K_d$  (factor de temperatura)**

ya que la temperatura de trabajo es menor a  $450^\circ\text{C}$  tenemos que

$$K_d = 1 \quad \dots \dots \dots (20)$$

**$K_e$  (factor de concentración de esfuerzos)**

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad \dots \dots \dots (21)$$

$$K_f = 1 + q(k_f - 1) \quad \dots \dots \dots (22)$$

$$r = 1 \text{ mm} = 0.039 \text{ plg.}$$

usando la línea de 100 kpsi de la figura 2.5 tenemos

$$q = 0.75 \quad \dots \dots \dots (23)$$

$k_f$  lo obtenemos de la figura 4.5.

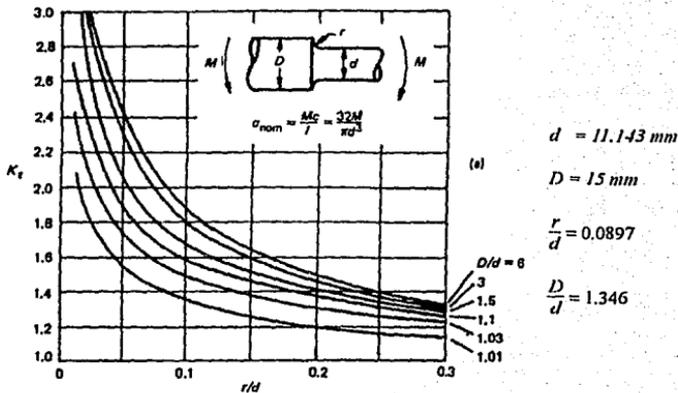


Figura 4.5.

por lo que

$$Kt = 1.7 \quad (24)$$

Sustituimos (24) y (23) en (22)

$$kf = 1 + 0.75(1.7 - 1) \quad (25)$$

$$= 1.525 \quad (26)$$

Sustituimos (26) en (21)

$$K_e = \frac{1}{1.525} = 0.6557 \quad (27)$$

Sustituimos (15), (16), (17), (19), (20), y (27) en (13)

$$\sigma_e = (0.87)(0.95)(0.90)(1)(0.66)(234.326 \text{ MPa}) \quad (28)$$

$$= 115.040 \text{ MPa} \quad (29)$$

(29) en (12)

$$\sigma = \frac{115.040 \text{ MPa}}{1.5} \quad (30)$$

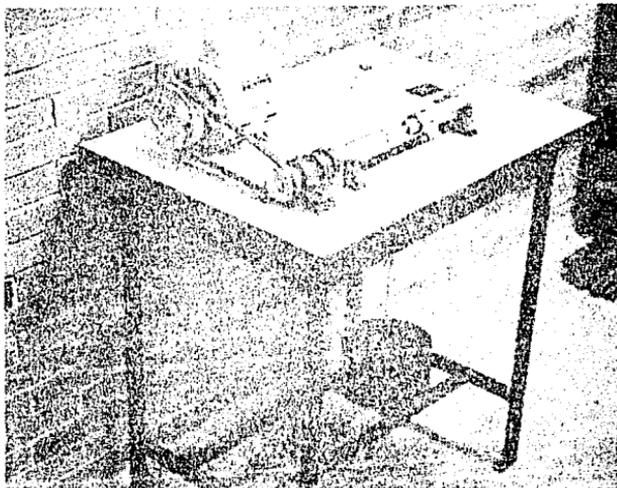
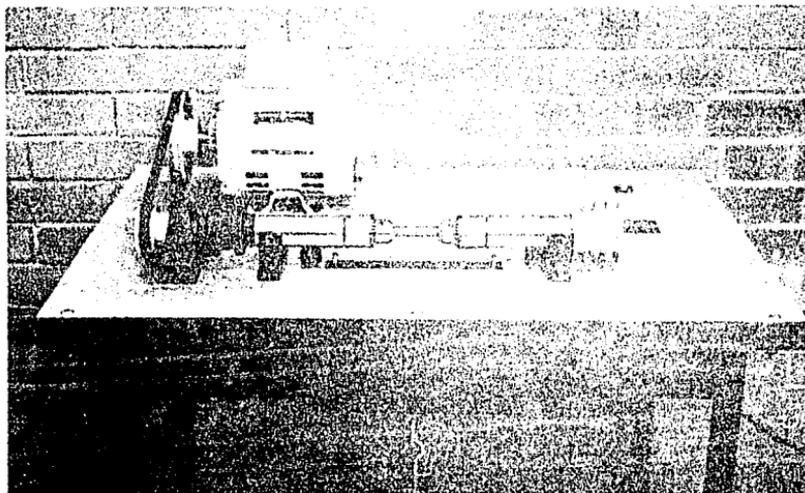
$$= 76.693 \text{ MPa} \quad (31)$$

Sustituimos (31) y  $d = (0.011143 \text{ m})$  en (4) y obtenemos el momento máximo soportado por el eje en la base de la sección roscada

$$M_{\max} = \frac{(76.693 \text{ MPa})(\pi)(0.011143 \text{ m})^3}{32}$$

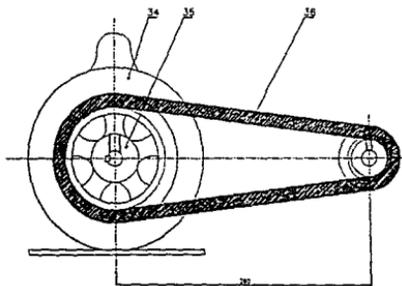
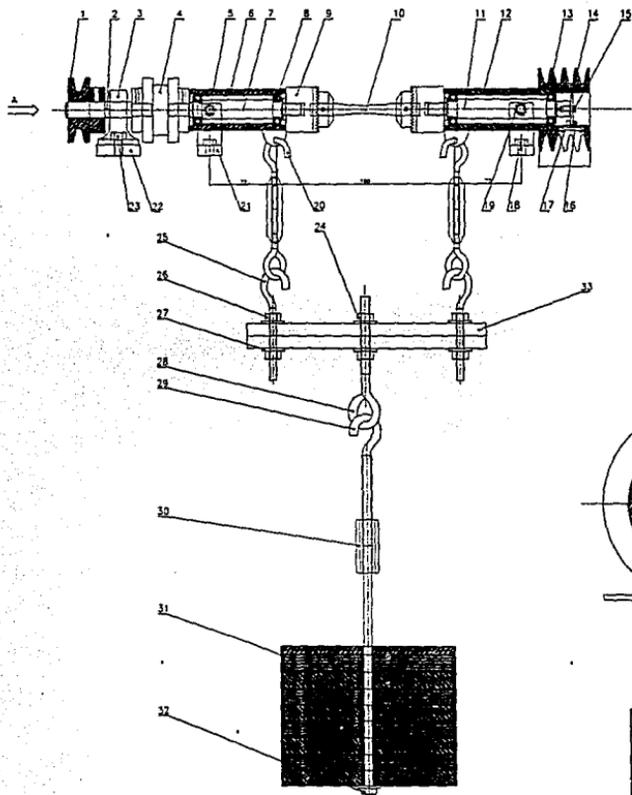
$$= 10.42 \text{ Nm}$$

Con lo que se comprueba que el eje soporta el momento máximo provocado por la carga máxima de 28 Kg.

**2.- DIBUJOS***Figura 4.6.**Figura 4.7.*

**TESIS SIN PAGINACION**

**COMPLETA LA INFORMACION**



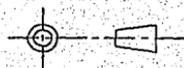
VISTA A

Número	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
Universidad Nacional Autónoma de México				
Escala : 1:1		Acotación: mm.	Fecha: Junio 95	Reviso: h. f. R.
 TÍTULO : MAQUINA DE FATIGA DE FLEXION INVERTIDA				Dibujo: E. F. R.
				Lamina No.1

24	2	TUERCA FIJADORA	ACERO	$\phi = 5/16''$
23	2	TORNILLO FIJADOR	ACERO	$\phi = 7/16''$
22	1	ZAPATA	PLOMO	MAQUINADA
21	4	BASE	COLD ROLLED	MAQUINADA
20	2	GANCHO CON CUERPO	ACERO Y ALUMINIO	STANDLEY
19	4	BUJE	BRONCE	MAQUINADA
18	4	TORNILLO DE LA BASE	ACERO	$\phi = 8.30\text{mm}$ .
17	2	TORNILLO DEL SENSOR	LATON	$\phi = 1.50\text{mm}$ .
16	1	SENSOR OPTICO		
15	1	TORNILLO ALLEN	ACERO	$\phi = 2.30\text{mm}$ .
14	1	DISCO DEL SENSOR	ACERO INOX. 304	MAQUINADA
13	1	DISIPADOR DE CALOR	ALUMINIO	MAQUINADA
12	1	CAMISA LARGA	ACERO INOX. 304	MAQUINADA
11	1	FLECHA LARGA	ACERO INOX. 304	MAQUINADA
10	1	PROBETA DE ENSAYO		MAQUINADA
9	2	BROQUERO	ACERO	BLACK & DECKER 1/2"
8	4	RODAMIENTO		SKF No.6002Z.
7	1	FLECHA MEDIANA	ACERO INOX. 304	MAQUINADA
6	1	CAMISA CORTA	ACERO INOX. 304	MAQUINADA
5	4	TORNILLO ALLEN	ACERO	$\phi = 5/16''$
4	1	COPELE FLEXIBLE	ACERO Y HULE	
3	1	CHUMACERA	FUNDICION GRIS	
2	1	FLECHA PEQUENA	ACERO INOX. 304	MAQUINADA
1	1	POLEA CONDUCCIDA	ALUMINIO	$\phi = 2.5''$
Numero	Cantidad	Designacion	Material	Observaciones

Universidad Nacional Autónoma de Mexico

Escala : 1:1      Acotación: mm.      Fecha: Junio 95      Reviso: Ing. F. Diaz.



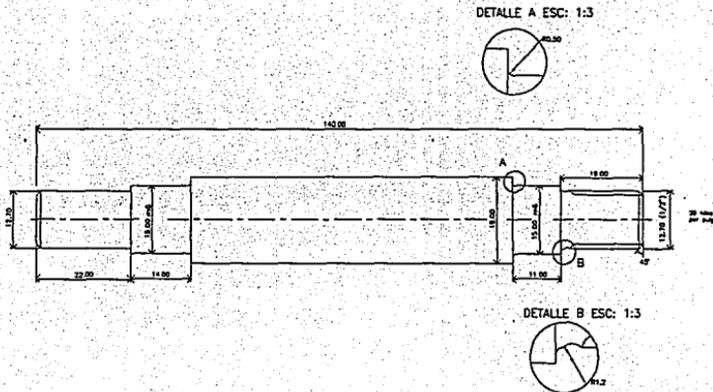
TITULO :  
LISTADO DE PARTES

Dibujo: E. F. R.

Lamina No.1A







Universidad Nacional Autónoma de México

Escala : 1:1 Acolación: mm. Fecha: junio 95 Reviso: hg. f. Det.



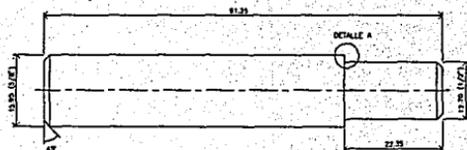
TITULO : EJE MEDIANO

Dibujo: E. F. R.

MAT: ACERO INOX. 304.

Lamina No.3

DETALLE A ESC: 1:2

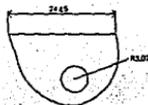
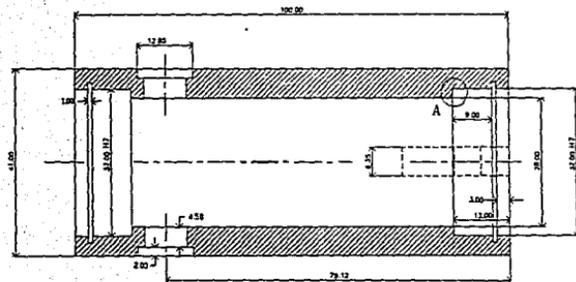


Universidad Nacional Autónoma de México

Escola : 1:1 Acotación: mm. Fecha: junio 95 Reviso: kg f. Da.

TÍTULO : EJE CORTO Dibujo: E. F. R.  
MAT: ACERO INOX. 304. Lamina No. 4

DETALLE A ESC: 1:3

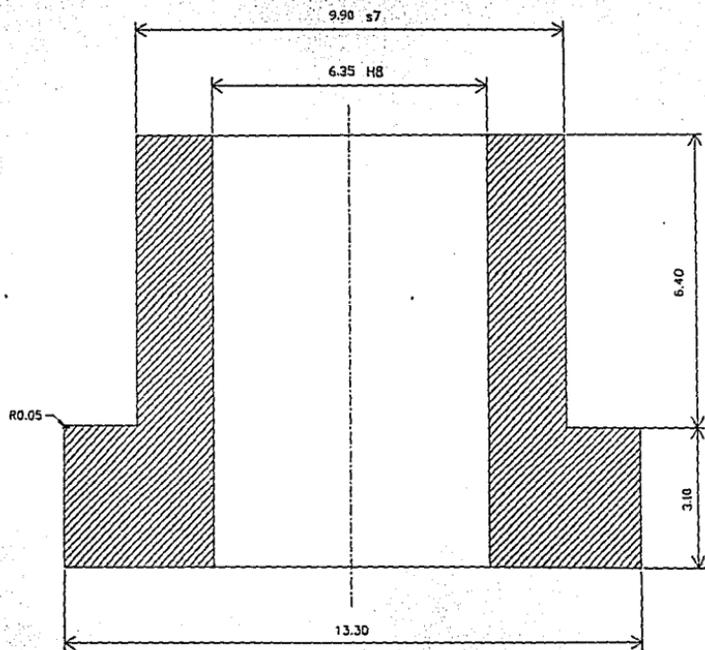


Universidad Nacional Autónoma de México

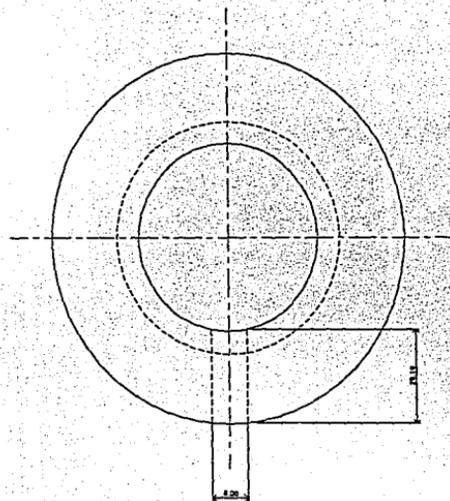
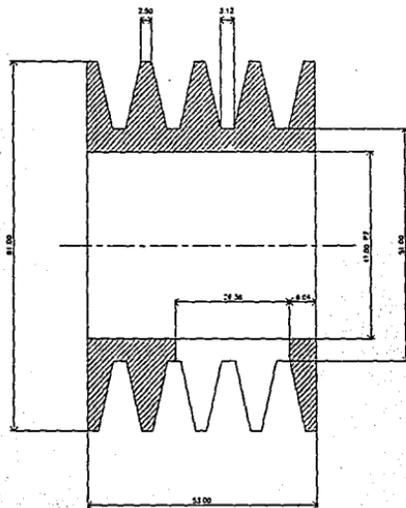
Escala : 1:1 Acotación: mm, Fecha: junio 95 Revisor: kg. f. Gu.

TITULO : CAMISA CORTA Dibujo: E. F. R.  
 MAT. : ACERO INOX. 304. Laminado No. 5

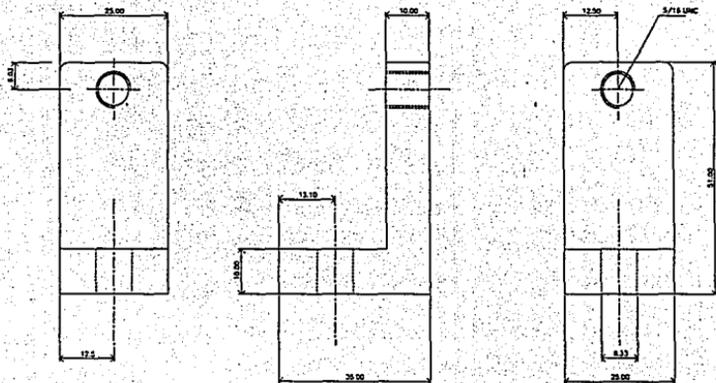




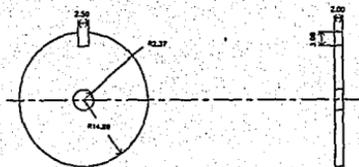
Universidad Nacional Autónoma de México			
Escala : 1:10	Acolación: mm.	Fecha: Junio 95	Revisó: Ing. F. Díaz
	TÍTULO : BUJE	Dibujó: E. F. R.	
	MAT. BRONCE.	Lamina No. 7	



Universidad Nacional Autónoma de México			
Escala : 1:1	Acotación: mm.	Fecha: Junio 95	Reviso: Ing. F. Díaz
		TÍTULO : DISIPADOR DE CALOR	Dibujo: E. F. R.
		MAT: ALUMINIO.	Lamina No. 8

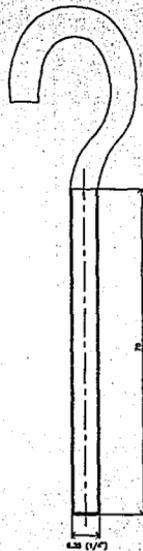
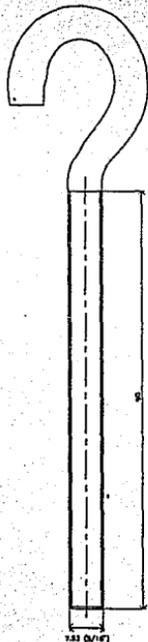


Universidad Nacional Autónoma de México		
Escala : 1:1	Acotación: mm.	Fecha: Junio 95
		Revisa: kg. F. Dor.
	TITULO : BASE	Dibujo: E. F. R.
	MAT: COLD ROLLED	Lamina No. 9



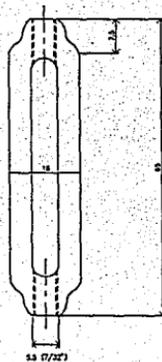
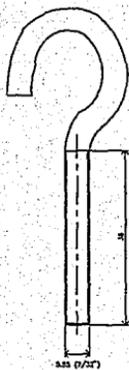
Universidad Nacional Autónoma de México			
Escala : 1:1	Acotación: mm.	Fecha: Junio 95	Reviso: bg. f. Diaz
		TITULO : DISCO DEL SENSOR	Dibujó: E. F. R.
MAT: ACERO INOX. 304.			Lamina No.10

2.22 D/16"



Universidad Nacional Autónoma de México

Escala : 1:1	Acotación: mm.	Fecha: Junio 95	Reviso: kg F. Det.
	TITULO: GANCHOS Y TORNILLO SUGESOR		Dibujo: E. F. R.
MAT: ACERO			Lamino No. 11



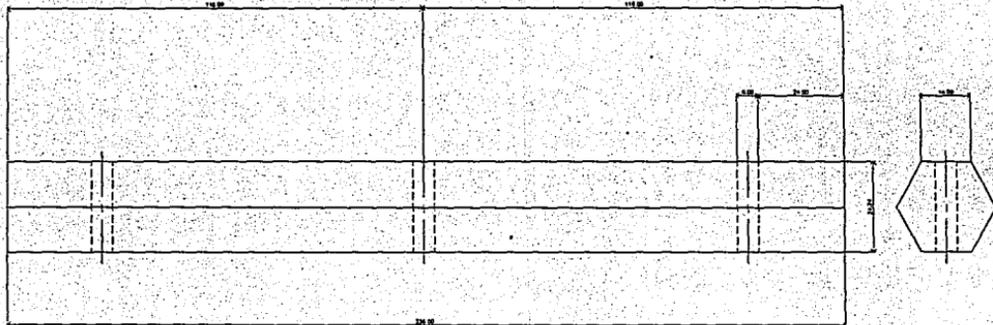
Universidad Nacional Autónoma de México

Escala : 1:1 Acotación: mm. Fecha: Junio 95 Reviso: Ing. F. Díaz



TITULO: GANCHOS PARA EL  
PESO  
MAT: ACERO

Dibujo: E. F. R.  
Lamina No. 12



Universidad Nacional Autónoma de México

Escola : 1:1 Acotación: mm. Fecha: Junio 95 Reviso: hg. f. Daz.

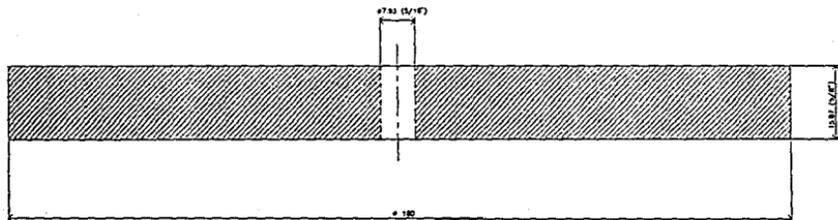
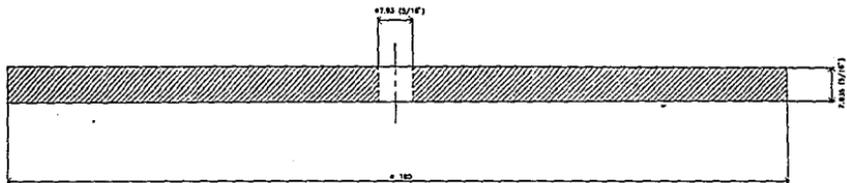


TITULO: SOPORTE DISTRIBUIDOR  
DEL PESO.

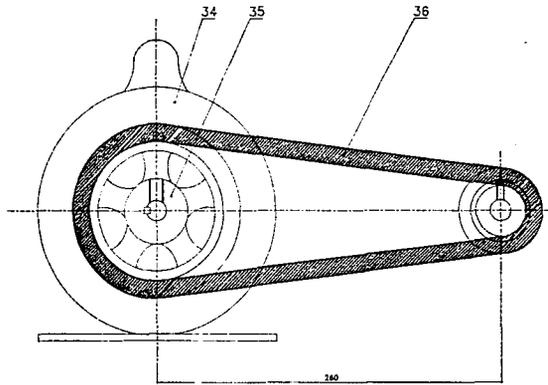
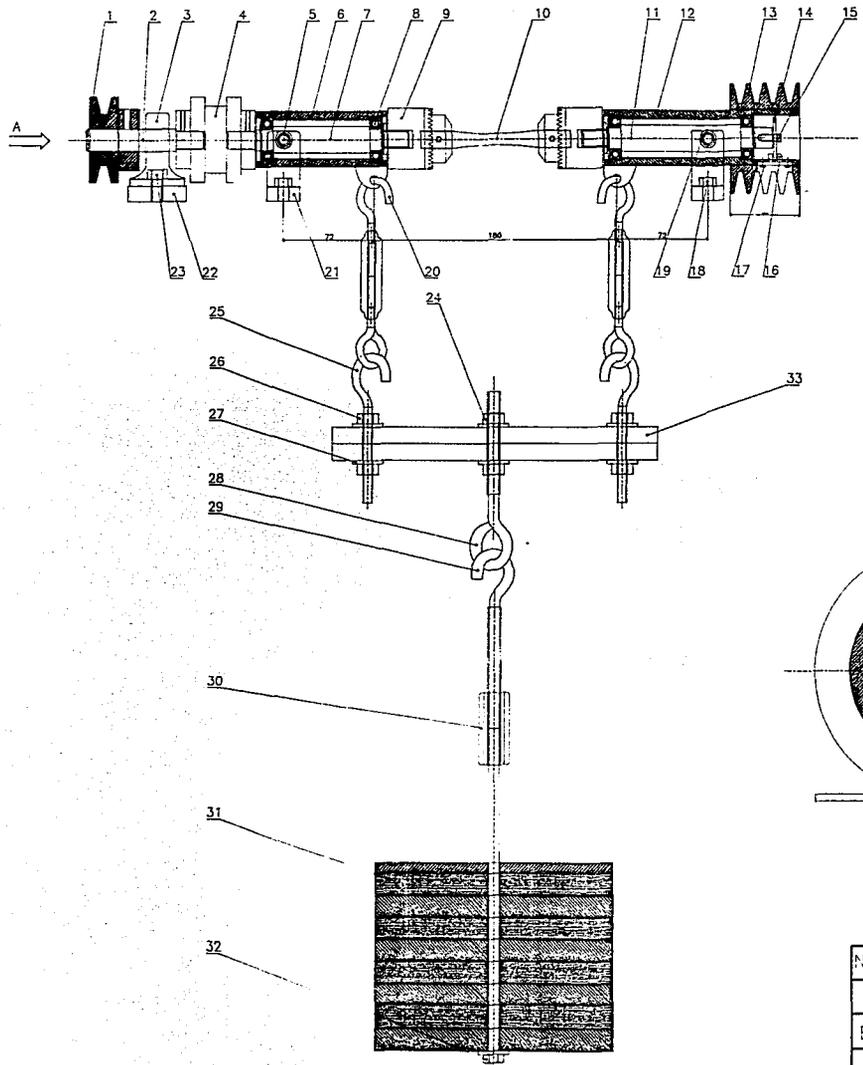
Dibujo: E. F. R.

MAT: COLD ROLLED

Lamina No. 13



Universidad Nacional Autónoma de México			
Escala : 1:1	Acotación: mm	Fecha: Junio 95	Reviso: kg f. Gz.
	TITULO: PESOS		Dibujo: E. F. R.
	MAT: COLD ROLLED		Lamina No. 14



VISTA A

Número	Cantidad	Designación	Material	Observaciones
Universidad Nacional Autónoma de México				
Escala : 1:1	Acotación: mm.	Fecha: Junio 95	Reviso: Ing. F. Díaz.	
	TITULO : MAQUINA DE FATIGA DE FLEXION INVERTIDA			Dibujo: E. F. R.
				Lamina No.1

## V.- PRUEBAS

### 1.- PROBETA.

Las probetas utilizadas se elaboraron de acuerdo a la figura 3.8 en un torno de Control Numérico. El material empleado es coll-rolled (acero 1018).

### 2.- PROCEDIMIENTO.

#### MONTAJE DE LA PROBETA

Para montar la probeta, es necesario retirar la probeta anterior [10] aflojando los broqueros, posteriormente, quitar completamente los tornillos allen [5] del soporte de la camisa larga [12] y cambiar por la probeta nueva.

**Los broqueros y los tornillos deberán estar perfectamente apretados.**

#### COLOCACION DE LA CARGA

Los discos de los pesos se deberán colocar en el soporte de los pesos [32] y unirlo al gancho de soporte abierto [29] mediante la tuerca unión [30] y sus contratueras.

**No se deberá colocar mayor peso a los 8 y medio discos, ya que se podría dañar seriamente la máquina.**

Colocar la carga con cuidado en el gancho soporte de peso cerrado [28].

**El soporte distribuidor de peso deberá estar perfectamente nivelado.**

#### ENCENDIDO DE LA MAQUINA

Poner el contador en cero, encender la máquina y cuidar de que no se presenten alteraciones a su funcionamiento normal (vibraciones excesivas, ruidos extraños, etc.) durante 10 minutos.

### 3.- RESULTADOS

Los resultados obtenidos en las pruebas son los siguientes:

Carga	Momento	Esfuerzo	Ciclos
[Kg]	[N-m]	[MPa]	N
14.325	5,059	393.075	1100000
20.850	7.363	572.119	1000000
24.100	8.511	661.298	119146
25.725	9.085	705.888	32657
27.350	9,659	750.478	21394

Tabla 5.1

Con los datos de esfuerzo y el número de ciclos se construye el diagrama de Wöhler (fig. 5.1). El eje x está en escala logarítmica para representar el número de ciclos, y la escala y muestra el esfuerzo en MPa. Las probetas no rotas se indican con un símbolo diferente.

Posteriormente se trazó una línea que uniera los puntos para poder encontrar el límite a la fatiga. En la figura 5.1 podemos observar un límite a la fatiga aproximado de 625 MPa.

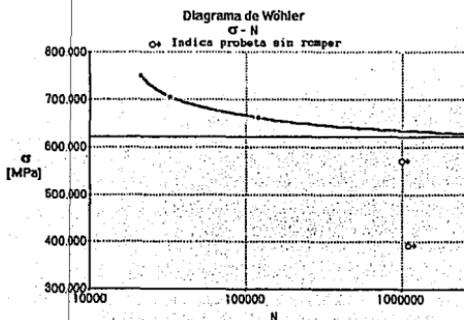
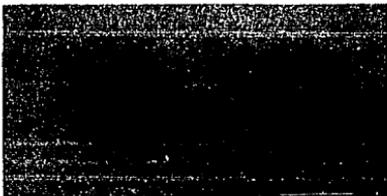


Figura 5.1.

En la *figura 5.2* se muestra una probeta rota con un esfuerzo de 750 478 MPa en 21 394 ciclos.



*Figura 5.2.*

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

## VI.- CONCLUSIONES

La máquina desarrollada cumple con las expectativas planteadas, por lo cual, es adecuada para su uso en el laboratorio para prácticas de los alumnos o pruebas de investigación en ella. Así, se podrá conocer de manera práctica esta propiedad de los materiales para poder elaborar diseños de elementos de otras máquinas

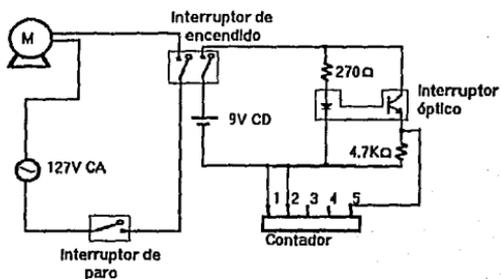
Por otro lado, el desarrollo de este proyecto permitió a la Facultad, en especial a la carrera de Ingeniería Mecánico Electricista, proveerse de un equipo de manera económica, siendo que de otro modo, el costo habría sido elevado. A nosotros como alumnos nos permitió aplicar en la práctica y de manera concreta, los conocimientos aprendidos a lo largo de nuestra formación profesional en esta Institución.

Es necesario continuar con la investigación y realizar pruebas con otros materiales no metálicos, tales como cerámicos o plásticos, mismos que pueden ser probados en la máquina siempre que cumplan con las características propias de la probeta.

## ANEXO 1

### Diagrama eléctrico

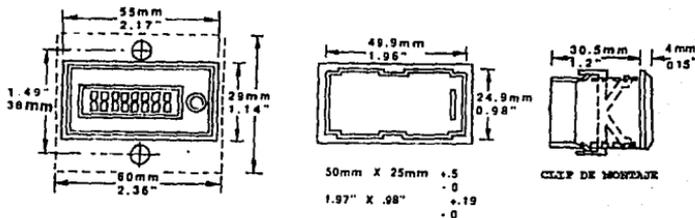
El siguiente es el diagrama eléctrico de la máquina de fatiga:



- 1.- Común (negro).
- 2.- Reset disponible (verde).
- 3.- Reset externo (amarillo).
- 4.- Entrada de baja velocidad (café).
- 5.- Entrada de alta velocidad (azul).

## ANEXO 2

## Características del contador



**Totalizador VEEDER ROOT serie MITE modelo 799988-110.**

**Carátula:** 8 dígitos LCD, caracteres de 8mm de altura.

**Alimentación:** Batería interna de litio. 10 años de vida promedio.

**Temperatura de operación:** -10°C a 50°C.

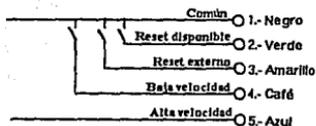
**Reset:** Interno y externo. Reset externo: 0.7 V mínimo, 15 ms de longitud del pulso.

**Entradas de señales:** Entradas separadas para alta y baja velocidad.

**Baja velocidad:** Para uso con interruptor. Frecuencia de respuesta: 30 Hz max.,  
15 ms de longitud mínima.

**Alta velocidad:** Uso con voltaje lógico, TTL. CMOS, transistor de colector abierto  
tipo NPN. Frecuencia de respuesta: 10,000Hz, 50 µs de longitud.,  
0 lógico: <0.7 V, 1 lógico: > 2.4V y < 18 VDC.

## Detalles de conexión.



## ANEXO 3

No. de Discos	Carga	Momento
	[Kg]	[N-m]
0	1.350	0.477
0.5	2.975	1.050
1.0	4.600	1.625
1.5	6.225	2.198
2.0	7.850	2.772
2.5	9.475	3.346
3.0	11.100	3.920
3.5	12.725	4.494
4.0	14.350	5.068
4.5	15.975	5.642
5.0	17.600	6.216
5.5	19.225	6.790
6.0	20.850	7.363
6.5	22.475	7.937
7.0	24.100	8.511
7.5	25.725	9.085
8.0	27.350	9.659

**ANEXO 4**

**Programa para elaborar las probetas con diámetro menor de .2" (5.8 mm) en el Torno de Control Numérico.**

N00 G53 G56 G54 G71 G94 G96 S30

N10 M04 M08

N20 T0202

N30 G00 X12.55 Z2.0

N40 G84 X12.2 Z-105.5 D3=0.100 F60

N50 G00 X12.2 Z-25.4

N60 G01 X10.2 Z-49.68 F60

N70 G01 X12.2 Z-49.68 F60

N80 X8.2 Z-49.68

N90 X12.2 Z-25.4

N100 X6.2 Z-49.68

N110 X12.2 Z-25.4

N120 X12.2 Z-25.4

N130 G02 X12.2 Z-74.76 I93.6 K-24.68

N140 G00 X80. Z60.

N150 M05 M08

N160 M30

**BIBLIOGRAFIA**

**"Diseño en Ingeniería Mecánica"**

**Joseph Edward Shigley**

**Ed Mc Graw Hill, 1986**

**"Diseño de Máquinas"**

**Walter J. Michels**

**Continental S.A., 1991**

**"Proyecto de Elementos de Máquinas"**

**M.F. Spotts**

**Reverté S.A., 1982**

**"Fundamentos en las Tecnologías en la Construcción de Maquinaria"**

**V. Korsakov**

**Mir, Moscú**

**"Ciencia de Materiales para Ingeniería"**

**L. Singer Ferdinand**

**Harla, 1971**

**"Mecánica de materiales"**

**Shanley F.R.**

**Mc Graw Hill, 1971**

**Annual Book of ASTM standars**