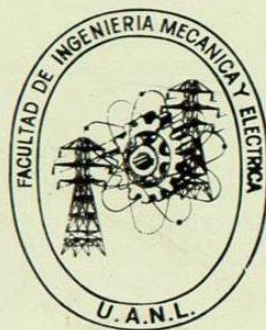


**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA**  
**DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO**



**TEORIAS DE FALLA Y SUS  
APLICACIONES**

**TESIS**

**QUE EN OPCION AL GRADO DE  
MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERIA  
MECANICA CON ESPECIALIDAD EN DISEÑO**

**P R E S E N T A**

*Ing. Roberto Alberto Mireles Palomares*

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.

FEBRERO DE 1992

TM

Z585

.M2

FIMF

1992

M5

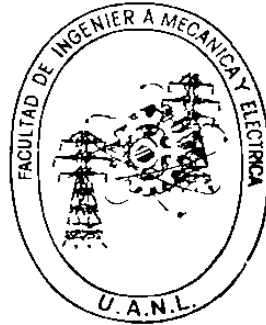


1020070631



DIRECCION GENERAL DE  
STUDIOS DE POSTGRADO

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA**  
**DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO**



**TEORIAS DE FALLA Y SUS**  
**APLICACIONES**

**TESIS**

**QUE EN OPCION AL GRADO DE**  
**MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERIA**  
**MECANICA CON ESPECIALIDAD EN DISEÑO**

**P R E S E N T A**

*Ing. Roberto Alberto Mireles Palomares*

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.

FEBRERO DE 1992



FONDO TESIS

63091

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA  
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POST-GRADO

TÍTULO DE LA TESIS

"TEORÍAS DE FALLA Y SUS APLICACIONES"

TESIS

EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA  
MECÁNICA CON ESPECIALIDAD EN DISEÑO MECÁNICO

QUE PRESENTA

ING. ROBERTO ALBERTO MIRELES PALOMARES

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA N.L.  
FEBRERO DE 1992

M. C. JOSÉ JUAN FERNÁNDEZ  
ASESOR

M. C. NOÉ HINOJOSA  
REVISOR

M. C. MARCO A. MÉNDEZ  
REVISOR



## AGRADECIMIENTO

SE AGRADECE AL ING. JOSÉ A. GONZÁLEZ TREVINO, DIRECTOR DE LA FIME, TODAS LAS FACILIDADES DADAS PARA LA REALIZACIÓN DE ESTE TRABAJO

## INDICE

|  | PAG. |
|--|------|
| PROLOGO  | I    |
| SIMBOLOGIA   | III  |
| CAPITULO#1.-INTRODUCCION.  | 1    |
| 1-1.-OBJETIVO DE LA TESIS  |      |
| 1-2.-HIPÓTESIS PLANTEADAS  |      |
| 1-3.-METODOLOGÍA EMPLEADA  |      |
| 1-4.-LIMITACIONES DEL TRABAJO  |      |
| CAPITULO#2.-SINTESIS.  | 3    |
| CAPITULO#3.-DISEÑO POR RESISTENCIA ESTÁTICA.                                     | 4    |
| 3-1.-CONCENTRACIÓN DEL ESFUERZO  |      |
| 3-2.-TEORÍAS DE LA FALLA DE UN MATERIAL  |      |
| 3-3.-TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO   |      |
| 3-4.-TEORÍA DE LA DEFORMACIÓN NORMAL MÁXIMA                                      |      |
| 3-5.-TEORÍA DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO   |      |
| 3-6.-TEORÍAS DE LAS ENERGÍAS DE DEFORMACIÓN                                      |      |
| 3-7.-TEORÍA DE LA FRICCIÓN INTERNA   |      |
| 3-8.-FALLA DE MATERIALES DÚCTILES  |      |
| 3-9.-FALLA DE MATERIALES FRÁGILES  |      |
| CAPITULO#4.-DISEÑO POR RESISTENCIA A LA FATIGA.                                  | 23   |
| 4-1.-TEORÍA DE LA DURACIÓN HASTA LA DEFORMACIÓN EN FALLA POR FATIGA              |      |
| 4-2.-EL DIAGRAMA S-N   |      |
| 4-3.-LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA   |      |
| 4-4.-RESISTENCIA A LA FATIGA   |      |
| 4-5.-FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA                 |      |
| 4-6.-CARGA VARIABLE O ESFUERZOS FLUCTUANTES                                      |      |
| 4-7.-RESISTENCIA A LA FATIGA EN EL CASO DE CARGA VARIABLE O ESFUERZO FLUCTUANTES |      |
| CAPITULO#5.-APLICACIONES DE LAS TEORÍAS DE FALLA.                                | 51   |
| 5-1.-ELABORACIÓN DE LOS DIAGRAMAS PARA LAS TEORÍAS DE FALLA                      |      |
| 5-2.-ELABORACIÓN DE LOS DIAGRAMAS DE FATIGA                                      |      |
| 5-3.-USO DE LOS DIAGRAMAS PARA LAS TEORÍAS DE FALLA Y PARA FATIGA                |      |

|   |    |
|---|----|
| CAPITULO#6.-RESULTADOS PRACTICOS .          | 65 |
| CAPITULO#7.-CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES. | 70 |
| BIBLIOGRAFIA.                               | 72 |
| CITAS Y NOTAS                               | 73 |
| GLOSARIO                                    | 74 |

## PROLOGO

Esta tesis está estructurada en siete capítulos, tratando de que en los capítulos #3 y #4 se tenga una idea más o menos general de lo que es el diseño mecánico, poniéndole especial énfasis a lo que son los métodos gráficos de diseño.

En el capítulo #5 se presentan una serie de diagramas de las teorías de falla para diversos aceros y para un material frágil, explicándose sobre ellos lo que los diagramas representan, para posteriormente presentar en el capítulo #6 los diagramas reales de dos aceros que son los siguientes:

1.-ACERO GRADO MAQUINARIA TcMo4T CALIDAD FORTUNA EQUIVALENTE A ACERO AISI 4140

2.-ACERO GRADO HERRAMIENTAS SW55 CALIDAD FORTUNA EQUIVALENTE A ACERO AISI 01

En el capítulo #3 se explican las teorías más importantes en dos dimensiones, siendo estas las siguientes:

- a) TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO
- b) TEORÍA DE LA DEFORMACIÓN NORMAL MÁXIMA
- c) TEORÍA DE LAS ENERGÍAS DE DEFORMACIÓN
- d) TEORÍA DE LA FRICCIÓN INTERNA

y se ve su aplicación tanto para materiales dúctiles como para materiales frágiles.

Se menciona también la teoría del esfuerzo normal máximo, la teoría del cortante máximo y la teoría de la energía de la distorsión en tres dimensiones. Citándose al final del capítulo, dos figuras que incluyen los siguientes materiales dúctiles y frágiles respectivamente:

- a) ALEACIONES DE ALUMINIO
- b) ACERO

y en la figura #12

-HIERRO COLADO O FUNDIDO ASTM NÚM. 30

Esto con la finalidad de fundamentar las teorías expuestas.

En el capítulo#4 se explica el concepto básico de lo que es la fatiga, el tipo de falla y la probeta estandarizada para realizar el ensayo. Así como también una teoría que explica la naturaleza de la fatiga y que se conoce como teoría de la duración hasta la deformación en falla por fatiga.

Se ve lo que es la fatiga para duración finita e infinita en la figura #18 y se explica la relación entre el límite de fatiga para viga rotatoria ( $S'e$ ) y la resistencia última a la tensión ( $S_{ut}$ ) en la figura #19 para aceros al carbono, aceros de aleación y hierros forjados.

Se cita también dentro de este trabajo los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga propuestos por Joseph Marin para posteriormente una vez obtenidos estos y conociendo la resistencia de cedencia ( $S_y$ ), y la resistencia última ( $S_u$ ) explicar los siguientes diagramas de fatiga:

- a) DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO
- b) LÍNEA DE FLUENCIA
- c) LÍNEA DE SODERBERG
- d) LÍNEA DE GOODMAN
- e) LÍNEA DE GERBER

## SIMBOLOGÍA

|                 |   |
|-----------------|---|
| A               | Coeficiente   |
| E               | Módulo de elasticidad                                     |
| K               | Factor de concentración de esfuerzo, factor de corrección |
| N               | Número de ciclos  |
| n               | Factor de seguridad                                       |
| R               | Relación de esfuerzo                                      |
| S               | Resistencia   |
| S <sub>y</sub>  | Resistencia de cedencia                                   |
| S <sub>yt</sub> | Resistencia de cedencia a la tensión                      |
| S <sub>yc</sub> | Resistencia de cedencia a la compresión                   |
| S <sub>u</sub>  | Resistencia última  |
| S <sub>ut</sub> | Resistencia última a la tensión                           |
| S <sub>uc</sub> | Resistencia última a la compresión                        |
| S <sub>f</sub>  | Resistencia a la fatiga                                   |
| S <sub>e</sub>  | Límite de resistencia a la fatiga                         |
| S' <sub>e</sub> | Límite de resistencia a la fatiga para viga rotatoria     |
| S <sub>a</sub>  | Resistencia alternante                                    |
| S <sub>m</sub>  | Resistencia media   |
| U               | Energía de deformación                                    |
| $\epsilon$      | Deformación unitaria                                      |
| $\nu$           | Módulo de Poisson   |
| $\sigma$        | Esfuerzo normal   |
| $\sigma_{mín.}$ | Esfuerzo mínimo   |
| $\sigma_{máx.}$ | Esfuerzo máximo   |
| $\sigma_a$      | Esfuerzo alternante                                       |
| $\sigma_m$      | Esfuerzo medio  |
| $\sigma_r$      | Intervalo de esfuerzo                                     |
| $\sigma_s$      | Esfuerzo constante o estático                             |
| $\tau$          | Esfuerzo cortante   |
| $\tau_y$        | Esfuerzo cortante de cedencia                             |

## CAPITULO #1 INTRODUCCIÓN

En la literatura tradicional del diseño mecánico, es muy común ver explicadas las diversas teorías y principios, dándole un mayor énfasis a los procedimientos analíticos con respecto a los gráficos. Por otro lado también se tiene en cuanto a los métodos de diseño, procedimientos estadísticos que tratan de validar en un momento dado la teoría o principio que se esté utilizando. Sería difícil evaluar en forma general las ventajas y desventajas que un método tiene con respecto a otro si antes no nos ubicamos en el contexto del problema que queremos resolver.

### 1-1. -OBJETIVO DE LA TESIS.

Para la realización de esta tesis se analizaron diferentes autores y al hacer esto nos dimos cuenta que las diversas teorías e hipótesis que sustentan el diseño por resistencia estática y el diseño por resistencia a la fatiga tienen su explicación gráfica.

Sin embargo se pudo constatar que las explicaciones de estos métodos son muy limitadas, por lo cual nos dimos a la tarea de corroborar desde el punto de vista gráfico, las teorías más importantes.

### 1-2. -HIPÓTESIS PLANTEADAS.

Todo lo desarrollado en esta tesis está principalmente obtenido a partir de un ensayo estático de tensión. Esto con la finalidad de que si en un momento dado se quiere obtener información de la resistencia de un elemento mecánico que se quiere usar en un diseño específico, los únicos datos que serían necesarios son la resistencia última ( $S_u$ ) y la resistencia de cedencia ( $S_y$ ).

Esto aunado con los métodos gráficos que se explicarán en esta tesis nos permitira en una forma rápida darnos una idea de la seguridad con la cual trabajaría dicho elemento o si sería capaz de soportar las cargas aplicadas.

Posiblemente este no sea el método más confiable para la realización de un diseño, pero si lo vemos en el contexto de que este método requiere de poca información, de que es muy fácil de emplear, de que es muy económico y de que sienta las bases para una solución más detallada, probablemente llegue a ser en muchos casos la solución más apropiada para un problema planteado de diseño.

### 1-3. -METODOLOGÍA EMPLEADA.

El procedimiento que se siguió para la elaboración de este trabajo fué primero; el de explicar los conceptos que sustentan el diseño por resistencia estática y el diseño por resistencia a la fatiga. Posteriormente se seleccionaron algunos materiales reportados en la literatura tradicional y se obtuvieron sus propiedades mecánicas, como el  $S_y$  y el  $S_u$  para realizar luego sus diagramas para diseño por resistencia estática y para fatiga, enseguida se ensayaron dos aceros a tensión, se obtuvieron las propiedades mecánicas  $S_u$  y  $S_y$  y se realizaron sus diagramas para diseño por resistencia estática y para fatiga.

Todos los diagramas se realizaron por computadora, con el paquete de AUTOCAD versión 10 y se utilizó una escala tal que permitiera obtener dichos diagramas en una hoja tamaño carta.

### 1-4. -LIMITACIONES DEL TRABAJO.

En el desarrollo de este trabajo se reportan únicamente los diagramas de dos aceros de un distribuidor de la localidad, no incluyéndose diagramas de metales no ferrosos o de fundiciones. Sin embargo dado que estos diagramas son fáciles de realizar una vez obtenidos las propiedades mecánicas de un material, espero que este trabajo sirva como base para un trabajo futuro donde se desee obtener los diagramas específicos de un metal o aleación especial.



## CAPITULO #2 SINTESIS

EN ESTA TESIS, TENIENDO LOS CONOCIMIENTOS BASICOS DE LO QUE ES RESISTENCIA DE MATERIALES, LE PUEDE SERVIR AL LECTOR, PARA DISENAR UN ELEMENTO MECANICO EN FORMA SIMPLE QUE SOPORTE CARGAS ESTATICAS O DE FATIGA. ESTO SE LOGRA EN ESTE TRABAJO A TRAVES DE LA EXPLICACION DE LAS TEORIAS DE FALLA EN LOS CAPITULOS #3 Y #4 Y DE LAS EXPLICACIONES MOSTRADAS EN LOS DIAGRAMAS DEL CAPITULO #5. SI EL DISENO ES MAS COMPLEJO, ESTE TRABAJO PUEDE SERVIR PARA MANEJAR LA PARTE INICIAL DEL DISENO DEL ELEMENTO Y EN MUCHOS CASOS DEPENDIENDO DEL GRADO DE DIFICULTAD SE PUEDE LLEGAR A UNA SOLUCION SATISFACTORIA.

## CAPITULO #3 DISEÑO POR RESISTENCIA ESTÁTICA

La resistencia es una propiedad o característica de un material o elemento mecánico . La resistencia , como una propiedad de un conjunto completo de partes , es una cantidad fortuita o estocástica que se caracteriza por tener una media y una desviación estandar .

Una carga estática es una acción estacionaria de una fuerza o un momento que actúan sobre cierto objeto . Para que una fuerza o un momento sean estacionarios o estáticos deben poseer magnitud , dirección , y punto ( o puntos ) de aplicación que sean invariables .

Existen dos métodos diferentes y autónomos que nos permitirán examinar las relaciones existentes entre la resistencia de una pieza y su carga estática previsible , a fin de seleccionar el material y sus dimensiones óptimas . Estos dos métodos son :

- El método determinista o del factor de seguridad . En este método el esfuerzo o esfuerzos máximos que actúan en una pieza se mantienen por debajo de la resistencia mínima por medio de un factor de diseño o margen de seguridad a fin de asegurar que la pieza no fallará . Desde luego , esto implica considerar el material , el procesamiento y las dimensiones de la pieza .

- El método estocástico o de confiabilidad . Este método implica la selección de materiales , procesamiento y dimensiones tales que la probabilidad de falla es siempre menor que un valor preseleccionado .

En este trabajo se usará el método determinista o del factor de seguridad

### 3-1.-CONCENTRACIÓN DEL ESFUERZO

El valor reducido  $K_f$  del factor de concentración del esfuerzo debe usarse a veces cuando en las piezas actúe una carga estática , pero no siempre .

Si el material es dúctil , incluso una carga normal producirá

## RESISTENCIA ESTÁTICA

fluencia en la vecindad inmediata de la mella . Esta fluencia es igual al trabajo en frío del material por lo tanto aumenta considerablemente la resistencia en la mella , y como las cargas son estáticas , la parte la soportará satisfactoriamente y no necesita considerarse la concentración del esfuerzo en el diseño o análisis .

En general , un material puede considerarse dúctil si la prueba a la tensión revela una deformación real en la fractura mayor que 5% . Pero ésta no es una regla sin excepción.

Desde luego , si el material es frágil o actúa como tal , entonces  $K_t$  ( el "valor completo" de  $K_f$  ) debe utilizarse para obtener el esfuerzo .

### 3-2.-TEORÍAS DE LA FALLA DE UN MATERIAL

Cuando se aplica una carga sobre una pieza , de modo que el estado de esfuerzo sea uniaxial , este se puede comparar directamente con la resistencia a fin de determinar la seguridad , o bien para prevenir la falla .

El problema se complica cuando el estado de esfuerzo es biaxial o triaxial . En tales casos existen diversas clases de esfuerzo , pero sigue habiendo sólo una resistencia significativa . De tal manera que el pronóstico de la falla se hará a través de las diferentes teorías de falla de un material .

### 3-3.-TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO

La teoría del esfuerzo normal máximo establece que la falla suele ocurrir siempre que uno de los tres esfuerzos principales sea igual a la resistencia .

Si suponemos que se ordenan los tres esfuerzos principales para cualquier estado de esfuerzo , en la forma

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \quad ( 1 )$$

Luego esta teoría pronostica que la falla ocurre siempre que :

$$\sigma_1 = S_t \quad \text{o bien} \quad \sigma_3 = - S_c \quad ( 2 )$$

## RESISTENCIA ESTÁTICA

Donde

$\sigma_1$  = Esfuerzo principal máximo

$\sigma_3$  = Esfuerzo principal mínimo

$S_t$  = Resistencia a la tensión

$S_c$  = Resistencia a la compresión

Las figuras 1 y 2 muestran estados de esfuerzo asociados con la seguridad y con la falla .

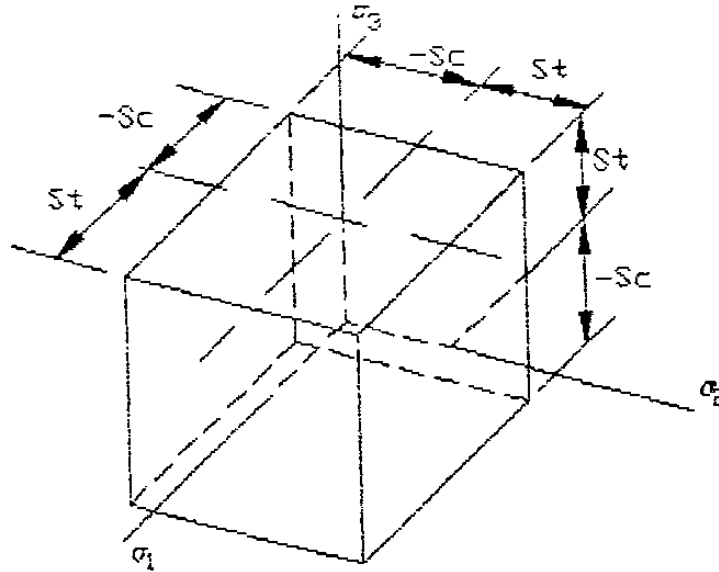


FIGURA #1. teoría del esfuerzo normal máximo en tres dimensiones. El prisma rectangular recto contiene todos los valores seguros de cualquier combinación de componentes de esfuerzo. La resistencia de compresión  $S_c$  no necesita ser igual a la resistencia de tensión  $S_t$ ; para esta teoría, éstas pueden ser resistencias de fluencia o últimas. Notese también que las resistencias son siempre cantidades positivas, pero los esfuerzos pueden ser positivos o negativos.

### 3-4. -TEORÍA DE LA DEFORMACIÓN NORMAL MÁXIMA

La teoría de la deformación máxima, también conocida como teoría de Saint - Venant se aplica solo en la gama de esfuerzos elásticos. Esta teoría señala que ocurre la fluencia cuando la mayor de las tres deformaciones principales se hace igual a la deformación correspondiente a la resistencia de fluencia.

## RESISTENCIA ESTÁTICA

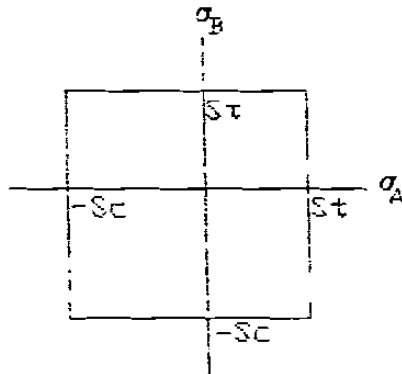


FIGURA #2 Gráfica de la teoría de falla del esfuerzo normal máximo de estados de esfuerzos biaxiales usando  $S_c > S_t$ . Los estados de esfuerzo contenidos en la gráfica son seguros.

Si se supone que las resistencias de fluencia en tensión y en compresión son iguales, entonces las deformaciones causadas por los esfuerzos pueden hacerse iguales a la deformación correspondiente a la resistencia de fluencia de tal manera que

$$\begin{aligned} \sigma_1 - \nu (\sigma_2 + \sigma_3) &= \pm S_y \\ \sigma_2 - \nu (\sigma_3 + \sigma_1) &= \pm S_y \\ \sigma_3 - \nu (\sigma_1 + \sigma_2) &= \pm S_y \end{aligned} \quad (3)$$

Donde

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  = Esfuerzos principales  
 $\nu$  = Módulo de Poisson  
 $S_y$  = Resistencia de cedencia (o fluencia)

Si uno de los tres esfuerzos principales vale cero y los dos restantes se designan como  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$ , para esfuerzos biaxiales, el criterio de fluencia se escribe como

$$\begin{aligned} \sigma_A - \nu \sigma_B &= \pm S_y \\ \sigma_B - \nu \sigma_A &= \pm S_y \end{aligned} \quad (4)$$

Donde

$\sigma_A$  = Esfuerzo principal máximo  
 $\sigma_B$  = Esfuerzo principal mínimo  
 $\nu$  = Módulo de Poisson  
 $S_y$  = Resistencia de cedencia (o fluencia)

La figura 3 presenta una gráfica bidimensional de la teoría de la deformación normal máxima para una razón de Poisson de 0.30 y para resistencias de fluencia en tensión y compresión iguales. Es posible construir un prisma, [1] como en la figura 1, para mostrar la teoría de la energía de deformación máxima en tres dimensiones.

## RESISTENCIA ESTÁTICA

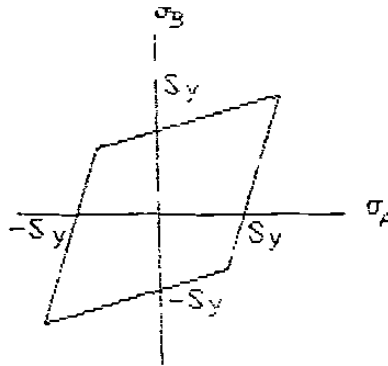


FIGURA #3 Gráfica de la teoría de la deformación normal máxima para estados de esfuerzo biaxiales; basada en  $\nu=0.30$ . Nótese que las resistencias de compresión se consideran como cantidades positivas

### 3-5.-TEORÍA DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO

La teoría del esfuerzo cortante máximo afirma que se inicia la fluencia siempre que en cualquier elemento el esfuerzo cortante máximo se vuelve igual al esfuerzo cortante máximo en una probeta a tensión , cuando ese espécimen empieza a ceder .

Si se ordenan los esfuerzos principales normales como  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$  , entonces la teoría del cortante máximo anticipa que la fluencia ocurrirá siempre que

$$\tau_{\text{máx.}} \geq S_y/2 \quad \text{o bien} \quad \sigma_1 - \sigma_2 \geq S_y \quad ( 5 )$$

Nótese que esta teoría señala asimismo que la resistencia de fluencia en cortante está dada por la ecuación

$$S_{sy} = 0.50 S_y \quad ( 6 )$$

Si se analizará esta teoría en tres dimensiones se tendrían tres esfuerzos cortantes principales que son

$$\tau_{1/2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad \tau_{2/3} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} \quad \tau_{1/3} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad ( 7 )$$

Donde

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  = Esfuerzos principales

## RESISTENCIA ESTÁTICA

$\tau_{1/2}$  ,  $\tau_{2/3}$  y  $\tau_{1/3}$  = Esfuerzos principales cortantes

La ecuación ( 7 ) indica que la falla es previsible cuando alguno de estos tres esfuerzos , cortantes es máximo

Si se descompusieran los esfuerzos principales normales en las componentes

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \sigma_1' + \sigma_1'' \\ \sigma_2 &= \sigma_2' + \sigma_2'' \\ \sigma_3 &= \sigma_3' + \sigma_3''\end{aligned}\quad ( a )$$

tal que

$$\sigma_1'' = \sigma_2'' = \sigma_3'' \quad ( b )$$

Los esfuerzos de la ecuación ( b ) reciben el nombre de componentes hidrostáticas porque son iguales . si llega a suceder que  $\sigma_1'' = \sigma_2'' = \sigma_3'' = 0$  , entonces los tres esfuerzos cortantes , dados por la ecuación ( 7 ) , valdrían cero y no podría haber fluencia sin importar las magnitudes de los esfuerzos hidrostáticos . Por lo tanto , las componentes hidrostáticas no tienen efecto alguno en el tamaño del círculo de Mohr , sino que meramente sirven para desplazarlo según el eje del esfuerzo normal . Por esta razón , el criterio de fluencia del estado de esfuerzo general puede representarse por medio del cilindro hexagonal regular oblicuo de la figura 4 . En la figura 5 se muestra la teoría de los esfuerzos biaxiales .

### 3-6.-TEORÍAS DE LAS ENERGÍAS DE DEFORMACIÓN

La teoría de la energía de la deformación máxima anticipa que la falla causada por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total en un volumen unitario iguala o excede el valor de la energía de deformación en el mismo volumen correspondiente a la resistencia de fluencia en tensión , o bien en compresión

La energía de deformación almacenada en un volumen unitario cuando se aplica uniaxialmente a la resistencia de fluencia , se puede determinar a partir de la siguiente ecuación

$$U_s = \frac{S_y^2}{2 E} \quad ( a )$$

## RESISTENCIA ESTÁTICA

Donde

$U_u$  = Energía de deformación unitaria ocasionada por un esfuerzo  $S_y$

$S_y$  = Resistencia de cedencia

$E$  = Módulo de elasticidad lineal

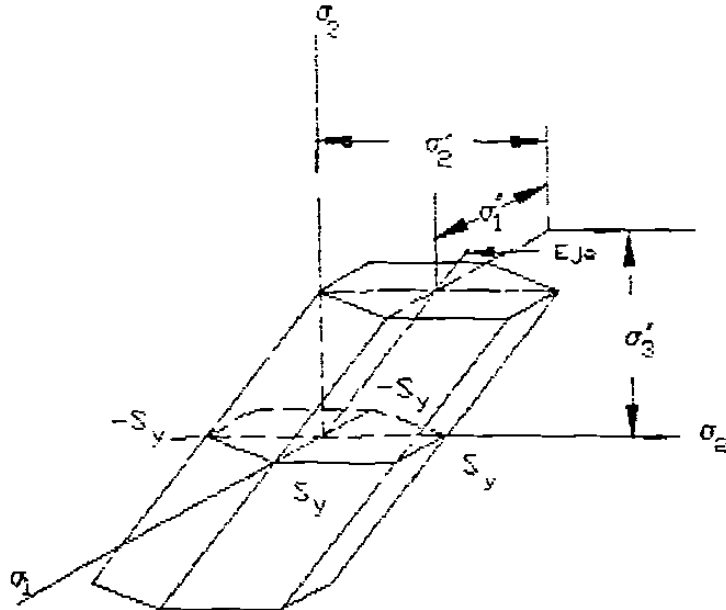


FIGURA #4 Teoría del esfuerzo cortante máximo representada gráficamente en tres dimensiones. El cilindro hexagonal contiene todos los valores seguros (libres de fluencia) del estado de esfuerzo general dado por  $\sigma_1, \sigma_2$ , y  $\sigma_3$ . El eje del cilindro está inclinado de la misma manera según cada una de las tres direcciones principales y es el lugar geométrico de los puntos que describe la tríada de componentes hidrostáticas  $\sigma_1'', \sigma_2''$  y  $\sigma_3''$

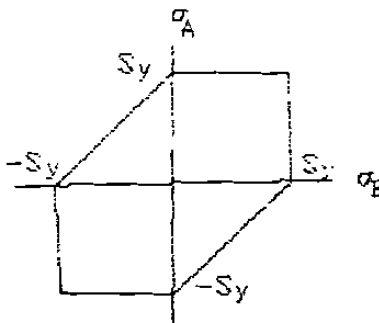


FIGURA #5 Teoría del esfuerzo cortante máximo para esfuerzos biaxiales.  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$  son los dos esfuerzos principales con valor diferente de cero. Obsérvese que en el primero y tercero cuadrantes, esta teoría es la misma que la del esfuerzo normal máximo



## RESISTENCIA ESTÁTICA

Con la ayuda de las relaciones de esfuerzo - deformación triaxiales , se obtiene la energía de deformación total en una unidad de volumen sometida a esfuerzos combinados y es

$$U_v = \frac{E_1 \sigma_1}{2} + \frac{E_2 \sigma_2}{2} + \frac{E_3 \sigma_3}{2}$$

$$U_v = \frac{1}{2E} [ \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu ( \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1 ) ] \quad ( b )$$

La teoría de la energía de distorsión se originó a partir de la observación de que los materiales dúctiles , sometidos a esfuerzos , hidrostáticos ( de igual tensión o compresión ) , tenían resistencias de fluencia muy superiores a los valores obtenidos por el ensayo a tensión simple . Así se postuló que la fluencia no era , de ninguna manera , un fenómeno de tensión o compresión simples , sino mas bien que estaba relacionada de algún modo con la distorsión ( o deformación angular ) del elemento esforzado.

Para el desarrollo de la teoría obsérvese , en la figura 6a un cubo sometido a un estado de esfuerzo tridimensional  $\sigma_1$  ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  . El estado de esfuerzo que se presenta en la figura 6b es de tensión hidrostática debido a los esfuerzos  $\sigma_{med.}$  y cuya ecuación es por definición

$$\sigma_{med.} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad ( c )$$

En consecuencia , el elemento de la figura 6b experimenta un cambio de volumen puro , es decir sin distorsión angular . Si restamos este esfuerzo medio a cada uno de los esfuerzos principales de la figura 6a . Obtenemos los esfuerzos que se muestran en la figura 6c . Donde este elemento está sometido a distorsión o deformación angular pura , o sea , no hay cambio de volumen

La ecuación ( b ) produce la energía de deformación total del elemento de la figura 6a . La energía de deformación para producir únicamente cambio de volumen puede obtenerse mediante la sustitución de  $\sigma_1$  ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  por  $\sigma_{med.}$  en la ecuación ( b ) . El resultado es

$$U_v = \frac{3 \sigma_{med.}^2}{2E} ( 1 - 2\nu ) \quad ( d )$$

Donde

$U_v$  = Energía debido al cambio de volumen

$\sigma_{med.}$  = Esfuerzo medio

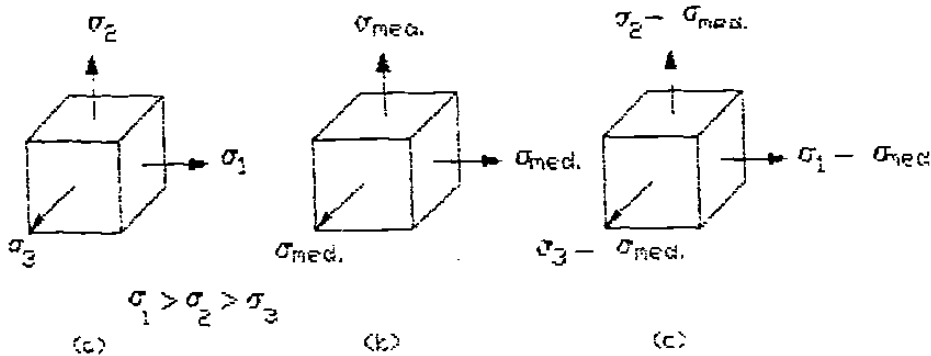
$\nu$  = Módulo de poisson

E = módulo de elasticidad lineal

## RESISTENCIA ESTÁTICA

Si ahora se hace la sustitución del cuadrado de la ecuación ( c ) en la ( d ) y se simplifica la expresión , se obtiene

$$U_v = \frac{1-2\nu}{6E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_2\sigma_3 + 2\sigma_3\sigma_1) \quad ( 8 )$$



**FIGURA #6** a)Elemento con esfuerzos triaxiales;este elemento sufre cambio de volumen y distorsión angular. b)Este elemento sometido a tensión hidrostática sólo experimenta cambio de volumen. c)El elemento tiene distorsión angular sin cambio de volumen.

Luego para obtener la energía de la distorsión se resta la ecuación ( 8 ) de la ( b ) . Con esto queda

$$U_d = U_\sigma - U_v = \frac{1 + \nu}{3E} \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad ( 9 )$$

observese que la energía de la distorsión es nula cuando  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$

Expresado con palabras , la teoría de la energía de la distorsión anticipa que la fluencia se producirá siempre que la energía de distorsión en una unidad de volumen sea igual a la energía de distorsión en el mismo volumen cuando se le someta a esfuerzo uniaxial hasta el valor de la resistencia de fluencia .

En el caso de un ensayo a tensión simple ,  $\sigma_1 = \sigma$  ,  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$  . por lo tanto , la energía de distorsión es

$$U_d = \frac{1 + \nu}{3E} \sigma^2 \quad ( 10 )$$

## RESISTENCIA ESTÁTICA

El criterio se obtiene igualando la ecuación ( 9 ) a la ( 10 ) y despejando para  $\sigma$  quedando

$$\sigma = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2} \right]^{1/2} \quad ( 11 )$$

En consecuencia , se prevé que ocurrirá fluencia cuando  $\sigma \geq S_y$  ( 12 )

Donde

$\sigma$  = Esfuerzo de Von Mises , en honor del doctor , R. Von Mises , quién contribuyó al desarrollo de la teoría

Para el estado de esfuerzo biaxial ,  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$  son los dos esfuerzos principales distintos de cero . Por lo tanto , de la ecuación (11) , se obtiene

$$\sigma = ( \sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2 )^{1/2} \quad ( 13 )$$

Donde

$\sigma_A$  = Esfuerzo principal máximo

$\sigma_B$  = Esfuerzo principal mínimo

La teoría de la energía de distorsión recibe también los siguientes nombres :

- Teoría de la energía del cortante
- Teoría de Von Mises - Hencky
- Teoría del esfuerzo cortante octaédrico

En la teoría del esfuerzo cortante octaédrico , se supone que la falla ocurre siempre que el esfuerzo cortante octaédrico para cualquier estado de esfuerzo es igual , o mayor que el esfuerzo cortante octaédrico del espécimen de ensayo a tensión simple en falla . La ecuación del esfuerzo cortante octaédrico es

$$\tau_{oct.} = \frac{1}{3} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \right]^{1/2} \quad ( e )$$

Utilizando los resultados del ensayo a tensión tenemos que  $\sigma_1 = \sigma$  ,  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$  sustituyendo estos valores en la ecuación ( e ) nos queda que

$$\tau_{oct.} = \frac{\sigma}{3} ( 2 )^{1/2} \quad ( f )$$

### RESISTENCIA ESTATICA

Igualando las ecuaciones ( e ) y ( f ) y despejando  $\sigma$  da

$$\sigma = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2} \right]^{1/2} \quad ( g )$$

Donde si se observa esta ecuación ( g ) es idéntica a la ecuación ( 11 )

La figura 7 presenta la teoría de la energía de distorsión en el caso de estados de esfuerzo triaxiales , nótese que las componentes hidrostáticas  $\sigma_1''$  ,  $\sigma_2''$  y  $\sigma_3''$ , se encuentran siempre sobre el eje del cilindro independientemente de su extensión a partir del origen

La representación de los estados de esfuerzo biaxiales se muestra en la figura 8

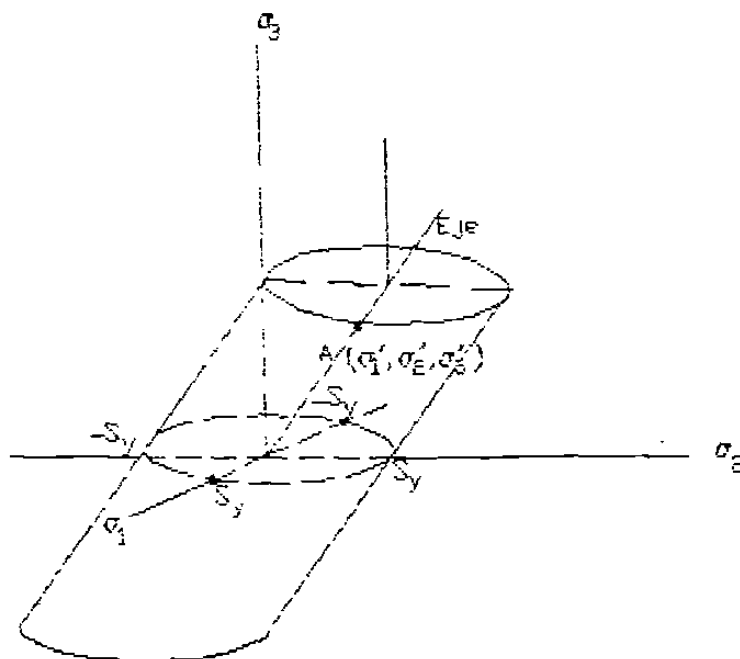


FIGURA #7 Teoría de la energía de la distorsión representada gráficamente en tres dimensiones. El cilindro elíptico oblicuo contiene todos los valores seguros (Libres de fluencia) del estado de esfuerzo general dado por  $\sigma_1, \sigma_2$  y  $\sigma_3$ . El eje del cilindro está inclinado igualmente según cada una de las tres direcciones principales y es el lugar geométrico de los tres puntos descritos por la triada de componentes hidrostáticas  $\sigma_1'', \sigma_2''$  y  $\sigma_3''$ . \*1

## RESISTENCIA ESTÁTICA

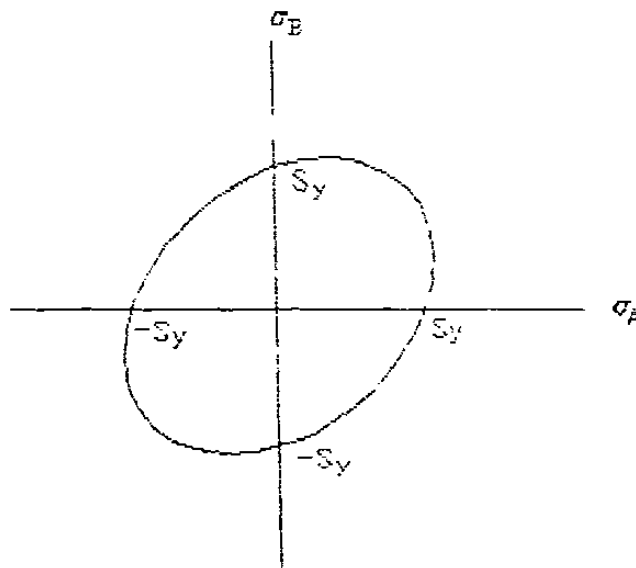


FIGURA #8 Teoría de la energía de la distorsión para estados de esfuerzos biaxiales. Esta teoría es una gráfica real de puntos obtenidos a partir de la ecuación ( 12 ) con  $\sigma = S_y$  .

### 3-7.-TEORÍA DE LA FRICCIÓN INTERNA

La resistencia a la compresión de un material que falla en compresión debido a una fractura astillante repentina tiene un valor específico . Sin embargo si el material aludido no falla de esta manera , entonces la resistencia a la compresión debe definirse en alguna forma arbitraria correspondiente a una distorsión permitida especificada .

No todos los materiales tienen valores de resistencia a la compresión iguales a sus valores de tensión respectivos .

La resistencia de fluencia de aleaciones de magnesio en compresión puede ser hasta 50 % de su resistencia de fluencia en tensión

La resistencia última de los hierros colados grises en compresión varía aproximadamente de 3 a 4 veces superior a la resistencia última a la tensión

Estudiaremos a continuación aquellas teorías que se pueden aplicar para anticipar la falla de materiales cuyas resistencias en tensión y en compresión no sean iguales .

## RESISTENCIA ESTÁTICA

La teoría de Mohr , que es análoga a la teoría del esfuerzo cortante máximo anticipa la falla sobre la base única del mayor de los tres esfuerzos cortantes principales y no necesita tomar en cuenta  $\sigma_1$  ,  $\sigma_2$  ,  $\sigma_3$

La base de la teoría de falla de Mohr se presenta en la figura 9. La teoría de Mohr predice la falla de cualquier otro estado de esfuerzo diferente a los mostrados en la figura 9 si el mayor de los tres círculos de Mohr correspondientes a  $\sigma_1$  ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  es tangente a la recta AE de la figura 9

Esta teoría arriba mencionada se puede aplicar para anticipar el inicio de la fluencia o bien el de la fractura

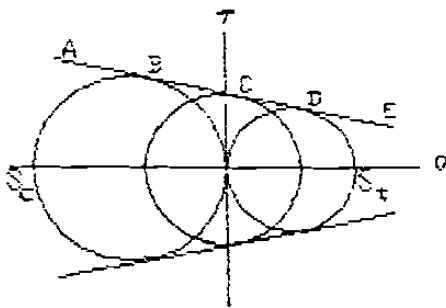


FIGURA #9 Tres círculos de Mohr, uno del ensayo de compresión uniaxial, otro de un ensayo en cortante puro y otro del ensayo en tensión uniaxial, que se utilizan para definir la falla aplicando la teoría de Mohr. Los valores  $S_c$  y  $S_t$  son las resistencias de compresión y de tensión respectivamente; se pueden utilizar para la resistencia de fluencia o última.

Una representación gráfica de la teoría de Mohr es similar a las figuras 4 y 5 , pero las longitudes de los lados hexagonales son diferentes . La teoría es válida para estados de esfuerzos hidrostáticos

A una variante de la teoría de Mohr se le conoce con el nombre de teoría de Coulomb-Mohr o teoría de la fricción interna .

Esta teoría esta basada en la hipótesis de que es recta la línea BCD de la figura 9

Ordénense los tres esfuerzos principales de modo que  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$  .

## RESISTENCIA ESTÁTICA

Ordénense los tres esfuerzos principales de modo que  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ . Luego para cualquier estado de esfuerzo que se produzca un círculo tangente a la línea BCD, entre los puntos B y D, se cumple que  $\sigma_1$  y  $\sigma_3$  tienen signos opuestos para este estado de esfuerzo se aplica la teoría de Coulomb-Mohr, y los esfuerzos y las resistencias están relacionadas por la siguiente ecuación

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = 1 \quad \sigma_1 \geq 0, \sigma_3 \leq 0 \quad (14)$$

Para estados de esfuerzos biaxiales en los que  $\sigma_1$  y  $\sigma_3$  tienen signos iguales, la teoría de la fricción interna es la misma que la del esfuerzo normal máximo y la falla se anticipa por medio de

$$\sigma_1 = S_t \quad \sigma_1 > 0, \quad \sigma_3 = -S_c \quad \sigma_3 < 0 \quad (15)$$

Con las ecuaciones (14) y (15) se pueden utilizar la resistencia de fluencia o bien la resistencia última. Obsérvese de nuevo que las resistencias se consideran siempre como positivas.

La teoría de la fricción interna se muestra en la figura 10 para un estado de esfuerzo biaxial los esfuerzos que tienen valores distintos de cero son  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$ . La gráfica de esta figura corresponde a un material, como el hierro colado gris, en el que  $S_{uc} > S_{ut}$ .

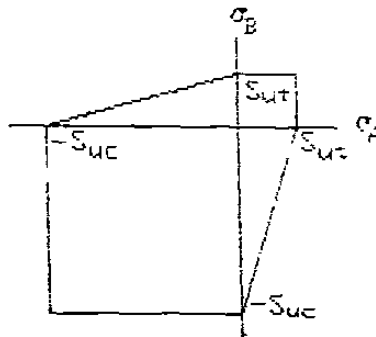


FIGURA #10 Gráfica de la teoría de falla por fricción interna, o de Coulomb-Mohr, para estados de esfuerzo biaxiales con  $S_{uc} = 3S_{ut}$ .

## RESISTENCIA ESTÁTICA

### 3-8.-FALLA DE MATERIALES DÚCTILES

Después de haber estudiado algunas de las diversas teorías de la falla de un material , ahora se evaluarán éstas y se mostrará la forma en que se aplican en el diseño y el análisis .

Para desarrollar teorías de falla adecuadas y viables, Marin[2] recolectó datos de muchas fuentes .Algunos de los puntos de datos que se utilizaron para seleccionar teorías de falla de materiales dúctiles se presentan en la figura 11 .Marin recopiló también muchos datos referentes a aleaciones de cobre y níquel;si se presentan,los puntos de datos de éstas se mezclarían con los que ya figuran en el diagrama .

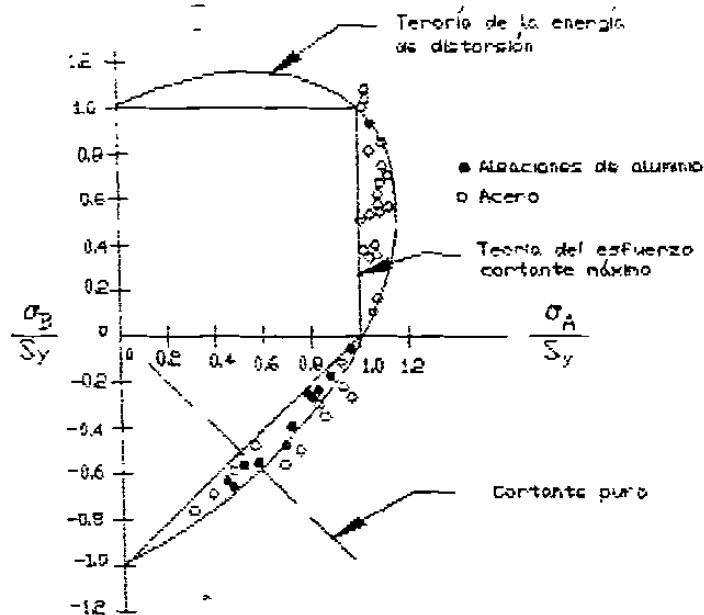


FIGURA #11 Gráfica de dos teorías de falla para esfuerzo biaxiales que muestran como los resultados de ensayos confirman las predicciones de las teorías . Cualquier estado de esfuerzo se considera seguro , si sus coordenadas definen un punto contenido en la región de seguridad definida por cada gráfica respectiva.

La figura 11 señala que las teorías del esfuerzo cortante máximo y la teoría de la energía de la distorsión resultan aceptables para el diseño y análisis de materiales que fallarían de manera dúctil.



## RESISTENCIA ESTÁTICA

La selección de una u otra de estas teorías es una decisión que debe tomar el diseñador. Para fines de diseño, la teoría del esfuerzo cortante máximo es fácil y rápida de aplicar. Si el problema consiste en averiguar por qué falló una parte o pieza, entonces quizá sea más adecuado aplicar la teoría de la energía de la distorsión; la figura 11 indica que el lugar geométrico de la teoría de la energía de la distorsión pasa más cerca del área central de los puntos de datos, y por lo tanto puede ser un medio mejor para anticipar la falla.

Si los esfuerzos principales se ponen en el orden  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ , entonces, en el caso del ensayo a tensión simple,  $\sigma_1 = S_y$  y  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ . El esfuerzo cortante máximo en la fluencia vale  $\sigma_1/2$ . En consecuencia, la teoría del esfuerzo cortante máximo anticipa que la resistencia de fluencia en cortante será  $S_{sy} = S_y/2$ . Esto se puede apreciar en la línea de cortante puro de la figura 11, que define todos los estados de esfuerzo que tienen  $\sigma_B = -\sigma_A$ .

A fin de determinar la resistencia de fluencia en cortante como se predice o anticipa con la teoría de la energía de la distorsión reemplácese  $\sigma'$  por  $S_y$  en la ecuación (13). En el caso de cortante puro,  $\sigma_B = -\sigma_A$  y  $\tau = \sigma_A$ ; en consecuencia,  $S_{sy} = S_y/\sqrt{3} = 0.577 S_y$ . Esta ecuación ayuda a explicar el uso de  $S_{sy} = 0.60 S_y$  en algunos códigos de diseño.

Estas dos relaciones se pueden expresar con las ecuaciones

$$S_{sy} = \begin{cases} 0.5 S_y & \text{Teoría del esfuerzo cortante máximo} \\ 0.577 S_y & \text{Teoría de la energía de distorsión} \end{cases} \quad (14)$$

Es posible omitir el análisis del círculo de Mohr en el caso especial de flexión y torsión combinadas cuando se determinan  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$  para utilizarse con teorías de falla de materiales. Los dos esfuerzos obtenidos de flexión y torsión combinados son  $\sigma_x$  y  $\tau_{xy}$ . Después, un círculo de Mohr de este estado de esfuerzo revelará que los dos esfuerzos principales con valor distinto de cero son

$$\sigma_B, \sigma_A = \frac{\sigma_x}{2} \pm \left[ \left( \frac{\sigma_x}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right]^{1/2} \quad (15)$$

La ecuación (15) se puede usar con la ecuación (13) para obtener el esfuerzo de Von Mises en el caso de flexión y torsión combinados. El resultado es

$$\sigma' = \left( \sigma_x^2 + 3 \tau_{xy}^2 \right)^{1/2} \quad (16)$$

## RESISTENCIA ESTÁTICA

### 3-9. -FALLA DE MATERIALES FRÁGILES

Estudiaremos a continuación la falla o resistencia de materiales frágiles, que son aquellos que casi no sufren deformación cuando son llevados a la falla. Pero también se analizará la falla de materiales que se consideran dúctiles en general, pero que por alguna razón tienden a fallar de manera frágil.

A fin de seleccionar teorías apropiadas para aplicarse en el análisis de fallas por fragilidad, se recopilará cierta cantidad de datos y se compararán con las diversas teorías. Esto se hizo en la figura 12. Los datos provienen de un número considerable de ensayos de esfuerzo biaxial de hierro colado, gris.

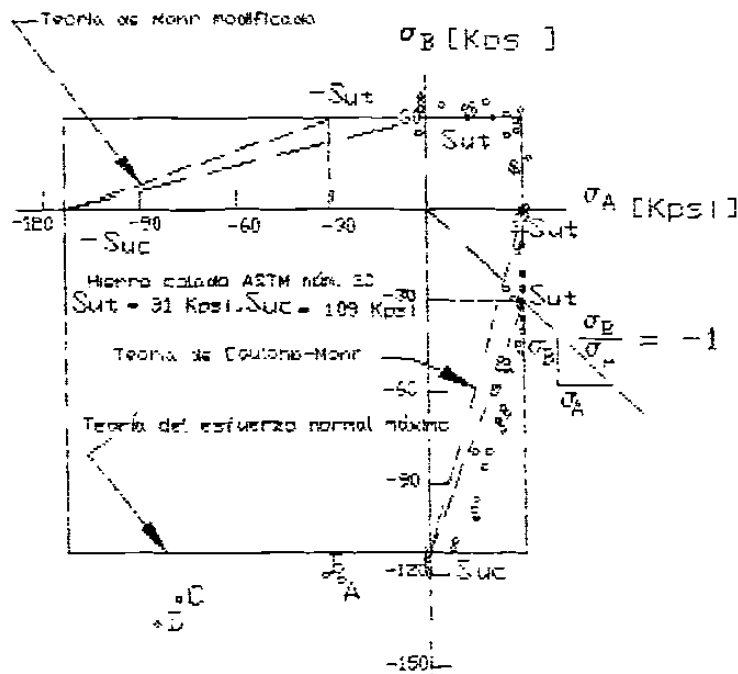


FIGURA #12 Gráfica de puntos de datos experimentales obtenidos de ensayos de hierro fundido. También se presentan las gráficas de tres teorías de falla de posible utilidad para materiales frágiles. Obsérvense los puntos A, B, C y D. [3]

Las teorías que se muestran en la figura 12 son la teoría del esfuerzo normal máximo, la teoría de Coulomb - Mohr y la teoría de Mohr modificada.

## RESISTENCIA ESTÁTICA

En el primer cuadrante , donde los dos esfuerzos biaxiales son positivos , las teorías son semejantes y producen los mismos resultados que la del esfuerzo normal máximo . Esto se expresa en la tabla 1 en la columna correspondiente al primer cuadrante . Es en el cuarto cuadrante , donde los esfuerzos tienen sentidos opuestos , que las teorías difieren . Por ejemplo , una recta trazada con pendiente  $\sigma_B/\sigma_A = -1$  define la resistencia de cortante en su intersección con cada teoría de falla . Esta intersección produce

$$S_{su} = S_{ut} \quad (a)$$

Para la teoría del esfuerzo normal máximo y para la teoría de Mohr modificada . Pero para la teoría de Coulomb-Mohr da

$$S_{su} = \frac{S_{ut}}{1 + (S_{ut}/S_{uc})} \quad (b)$$

En el caso del hierro fundido de la figura 12 , el resultado es

$$S_{su} = 0.78 S_{ut} \quad (c)$$

**TABLA #1** Fórmulas recomendadas para la anticipación o predicción de la seguridad cuando se considera una falla o fractura por fragilidad . (Factor de seguridad = n ; utilícese n = 1 para predecir la falla . Para estados de esfuerzos biaxiales con  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$  los dos esfuerzos distintos de cero , y para  $\sigma_A \geq \sigma_B$  . Obsérvese que  $S_{uc}$  se considera siempre como una cantidad positiva

| TEORÍA DE FALLA | PRIMER CUADRANTE<br>$\sigma_A \geq 0, \sigma_B \geq 0$ | CUARTO CUADRANTE<br>$\sigma_A \geq 0, \sigma_B < 0$   |
|-----------------|--|---|
| COULOMB- MOHR   | $\sigma_A = \frac{S_{ut}}{n}$                          | $\frac{\sigma_A}{S_{ut}} - \frac{\sigma_B}{S_{uc}} = \frac{1}{n} \quad (17)$  |
| MOHR MODIFICADA | $\sigma_A = \frac{S_{ut}}{n}$                          | $\sigma_A = \frac{S_{ut}}{n} \quad \sigma_B \geq - S_{ut}$<br>$\sigma_A - \frac{S_{ut} \sigma_B}{S_{uc} - S_{ut}} \quad (18)$<br>$= \frac{S_{uc} S_{ut}}{n(S_{uc} - S_{ut})} \quad \sigma_B < - S_{ut}$ |

Las ecuaciones 17 y 18 de la tabla #1 se pueden derivar escribiendo ecuaciones de una línea recta y despejando las constantes mediante el uso de las coordenadas de los extremos de la línea.

## RESISTENCIA ESTÁTICA

Los datos graficados de la figura 12 indican que la teoría de Coulomb-Mohr o la de Mohr modificada resultan aceptables para los fines de diseño . Sin embargo , en el análisis la teoría de Mohr modificada parece predecir con mayor exactitud la falla real .

La mínima cantidad de datos que se presentan en el tercer cuadrante de la figura 12 es insuficiente para hacer una recomendación . El uso de la teoría del esfuerzo normal máximo , cuando los dos esfuerzos biaxiales son negativos , parece ser satisfactorio .

## CAPITULO #4 DISEÑO POR RESISTENCIA A LA FATIGA

En muchos casos hay que analizar elementos de máquinas que han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes y sin embargo , después de un cuidadoso análisis se descubre que los esfuerzos máximos fueron inferiores a la resistencia última del material y , muchas veces , aun menores que la resistencia de fluencia .La característica más notable de estas fallas ha sido que los esfuerzos se repitieron muchas veces .Por lo tanto , la falla se denomina falla por fatiga .

Las fallas por fatiga comienzan con una pequeña grieta , y ésta es tan diminuta que no se puede percibir a simple vista , siendo bastante difícil localizarla por inspección con magnaflex o con rayos x .

La grieta se desarrollará en un punto de discontinuidad en el material , tal como un cambio en la sección transversal , un cuñero (o chavetero ) o un orificio.

Una vez que se forma una grieta , el efecto de concentración de esfuerzo se hace mayor y se extiende más rápidamente .Como el área esforzada disminuye en tamaño ,el esfuerzo aumenta en magnitud hasta que finalmente , el área restante falla de repente.En consecuencia , las fallas por fatiga se caracterizan por dos áreas distintas(figura 13).La primera se debe al desarrollo progresivo de la grieta , en tanto que la segunda se origina en la ruptura repentina .La zona tiene un aspecto muy parecido al de la fractura de un material frágil como el hierro colado ,que ha fallado por tensión.

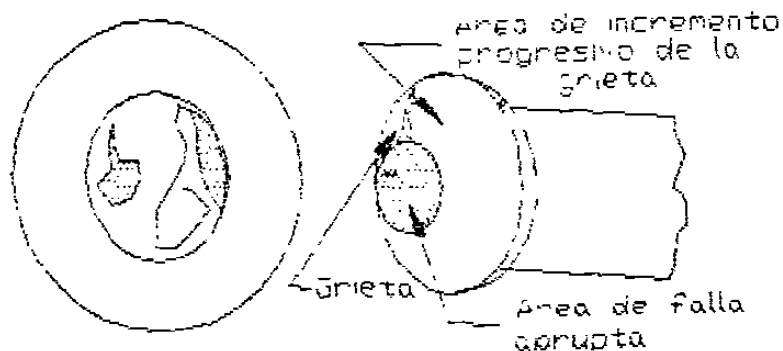


FIGURA #13 Falla por fatiga de una pieza forjada de 7 1/2 plg. de diámetro con ajuste a presión .La probeta es un acero UNS G10450 , normalizado y revenido , y fue sometida a flexión rotatoria

## RESISTENCIA A LA FATIGA

Una falla de un elemento cuya sección transversal se encuentra considerablemente disminuida por fatiga a diferencia de una falla estática, no da señal alguna : es repentina y total y, por lo tanto peligrosa . La fatiga es un fenómeno muy complicado , sólo explicado en forma parcial .

### 4-1. -TEORIA DE LA DURACIÓN HASTA LA DEFORMACIÓN EN FALLA POR FATIGA

La teoría más exacta propuesta hasta la fecha para explicar la naturaleza de la falla por fatiga se denomina a veces teoría de la duración hasta la deformación .

Esta teoría se puede aplicar para determinar valores de resistencia a la fatiga , pero cuando se le da este uso es necesario conjuntar varias idealizaciones ; así que existirán algunas incertidumbres en los resultados .

Una falla por fatiga casi siempre da comienzo en una discontinuidad local , como una ranura , muesca , grieta u otra área de alta concentración del esfuerzo . Cuando el valor del esfuerzo en la discontinuidad excede el límite elástico , se presenta deformación plástica . Para que ocurra una falla por fatiga deben existir deformaciones cíclicas de naturaleza plástica .

En 1910, mediante experimentos, [4] Bairstow verificó la teoría de Bauschinger de que pueden cambiar los límites elásticos del hierro y del acero , hacia arriba o hacia abajo , al ocurrir variaciones cíclicas del esfuerzo producido .

En general , los límites elásticos de los aceros recocidos tienden a aumentar cuando están sujetos a ciclos de alternación del esfuerzo , en tanto que en los estirados en frío se presenta un límite elástico decreciente .

Las probetas sometidas a inversiones de flexión no son adecuadas para operar en ciclos de deformación debido a la dificultad que presenta la medición de las deformaciones plásticas . En consecuencia , la mayor parte de la investigación se ha llevado a cabo mediante el uso de probetas para esfuerzo axial . [5] R.W. Landgraf ha investigado el comportamiento a la fatiga en ciclos bajos de un número considerable de aceros de muy alta

## RESISTENCIA A LA FATIGA

resistencia , y obtuvo muchas gráficas cíclicas de esfuerzo-deformación. La figura 14 ha sido elaborada para mostrar el aspecto general de estas gráficas en los primeros ciclos de deformación cíclica controlada .En este caso , la resistencia disminuye con las repeticiones de los esfuerzos , como lo evidencia el hecho de que las alteraciones ocurren siempre en niveles de esfuerzo aun más bajos .

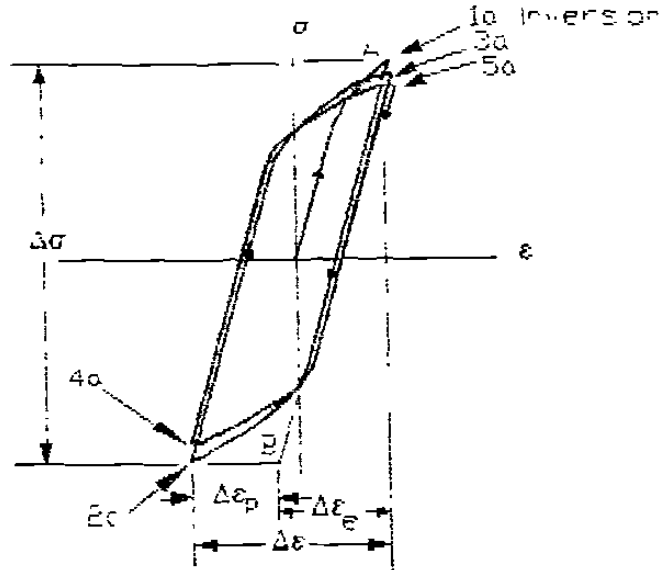


FIGURA #14 Ciclos de histéresis de esfuerzo y deformación reales que muestran las cinco primeras inversiones de esfuerzo de un material con suavización cíclica .La gráfica se ha exagerado un poco para mayor claridad .Obsérvese que la pendiente de la recta AB es el módulo de elasticidad E .El intervalo de esfuerzo es  $\Delta\sigma$  ; asimismo  $\Delta\epsilon_e$  es el de deformación elástica .El intervalo de la deformación total es  $\Delta\epsilon = \Delta\epsilon_p + \Delta\epsilon_e$

Es posible obtener resultados ligeramente distintos si ocurre la primera inversión en la región de compresión .Es probable que esto se deba al efecto de la compresión como intensificadora de la resistencia a la fatiga .

El trabajo de Landgraf contiene varias gráficas que comparan las relaciones monotónicas o monótonas esfuerzo-deformación a tensión y a compresión , con la curva cíclica esfuerzo-deformación .Dos de estas representaciones han sido trazadas de nuevo y se muestran en la figura 15 .Su importancia es que destacan la dificultad de predecir la resistencia a la fatiga de un material a partir de valores conocidos de la naturaleza monotónica de resistencia de fluencia o resistencias últimas en la región de

## RESISTENCIA A LA FATIGA

ciclos bajos .

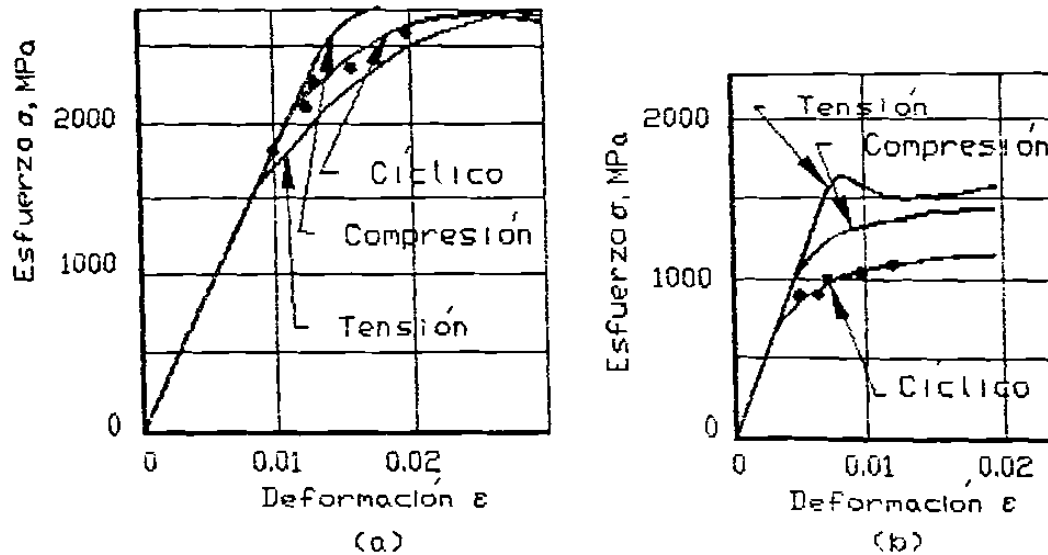


FIGURA #15 Resultados monótonicos y cíclicos de esfuerzo-deformación a) acero ausformado H-11 , b) acero SAE 4142 ,400 Bhn .

El SAE Fatigue Design and Evaluation Steering Committee emitió un informe en 1975 , en el que la duración de alternaciones hasta la falla se relacionaba con la amplitud de la deformación .El informe contiene una gráfica de esta relación en el caso de acero SAE 1020 laminado en caliente , y se reproduce en la figura 16 .Para explicar dicha gráfica primero se definirán los siguientes términos :

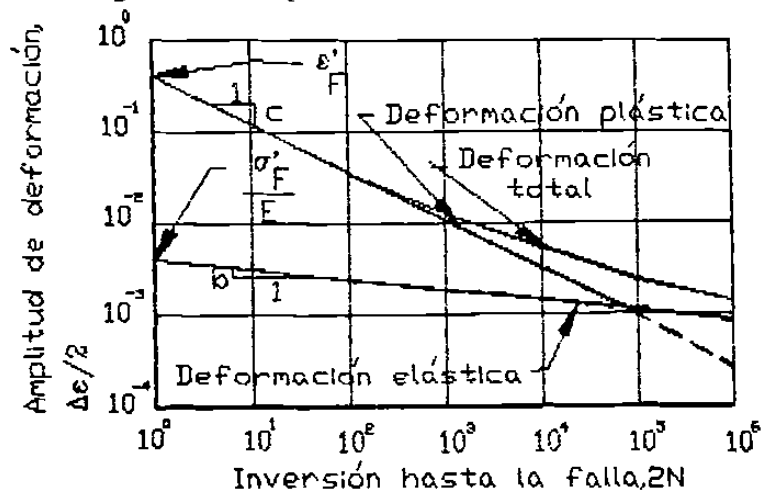


FIGURA #16 Diagrama log-log que indica cómo se relaciona la duración a la fatiga con la amplitud de deformación real en el caso de acero SAE 1020 , laminado en caliente. [6]



## RESISTENCIA A LA FATIGA

Coefficiente de ductilidad a la fatiga  $\epsilon'_F$  es la deformación real correspondiente a la ruptura en una inversión del esfuerzo (punto A de la figura 14). La línea de la deformación plástica comienza en este punto en la figura 16.

Coefficiente de resistencia a la fatiga  $\sigma'_F$  es el esfuerzo real correspondiente a la ruptura en una inversión del esfuerzo (punto A=Su de la figura 14). Obsérvese en la figura 14 que la línea de la deformación elástica se inicia en  $\sigma'_F/E$ .

Exponente de ductilidad a la fatiga c es la pendiente de la recta de deformación plástica en la figura 16, y el exponente al que debe elevarse la duración 2N a fin de que sea proporcional a la amplitud de la deformación plástica real.

Exponente de resistencia a la fatiga b es la pendiente de la recta de deformación elástica, y el exponente al que debe elevarse la duración 2N para que sea proporcional a la amplitud del esfuerzo real.

En la figura 14 se observa que la deformación total es la suma de la componente elástica y plástica. Por consiguiente, la amplitud de la deformación total es

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\Delta \epsilon_e}{2} + \frac{\Delta \epsilon_p}{2} \quad (a)$$

La ecuación de la recta de la deformación plástica en la figura 16 es

$$\frac{\Delta \epsilon_p}{2} = \epsilon'_F (2N)^c \quad (17)$$

La ecuación de la recta de la deformación elástica es

$$\frac{\Delta \epsilon_e}{2} = \left[ \frac{\sigma'_F}{E} \right] (2N)^b \quad (18)$$

Por lo tanto, de la ecuación (a) se tiene que para la amplitud de la deformación total

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \left[ \frac{\sigma'_F}{E} \right] (2N)^b + \epsilon'_F (2N)^c \quad (19)$$

La cual es la relación de Manson-Coffin entre la duración a la fatiga y la deformación total.[7] En la tabla 2 se enlistan algunos valores de dichos exponentes y coeficientes

RESISTENCIA A LA FATIGA

TABLA #2 Propiedades cíclicas de algunos aceros de alta resistencia

| NUMERO AISI | PROCE-<br>SA-<br>MIENTO | DU-<br>RE-<br>ZA<br>BRI-<br>NELL<br>H <sub>B</sub> | RESIST.<br>DE<br>FLUEN.<br>CICLICA<br>S' <sub>y</sub> , Kpsi | COETE.<br>DE<br>RESIST.<br>A LA<br>FATIGA<br>σ' <sub>F</sub> , kpsi | COETE.<br>DE<br>DUCT.<br>A LA<br>FATIGA<br>ε' <sub>F</sub> | EXPTE.<br>DE<br>RESIST.<br>A LA<br>FATIGA<br>b | EXPTE.<br>DE<br>DUCT.<br>A LA<br>FATIGA<br>c | EXPTE.<br>DE<br>ENDTO.<br>POR<br>DEFN.<br>A LA<br>FATIGA<br>m |
|-------------|-------------------------|--|--|---|--|--|--|---|
| 1045        | Q&T80°F                 | 705  | ...  | 310   | ...  | -0.065   | -1.0   | 0.10  |
| 1045        | Q&T360°F                | 595  | 250  | 395   | 0.07   | -0.055   | -0.60  | 0.13  |
| 1045        | Q&T500°F                | 500  | 185  | 330   | 0.25   | -0.08  | -0.68  | 0.12  |
| 1045        | Q&T600°F                | 450  | 140  | 260   | 0.35   | -0.07  | -0.69  | 0.12  |
| 1045        | Q&T720°F                | 390  | 110  | 230   | 0.45   | -0.074   | -0.68  | 0.14  |
| 4142        | Q&T80°F                 | 670  | 300  | 375   | ...  | -0.075   | -1.0   | 0.05  |
| 4142        | Q&T400°F                | 560  | 250  | 385   | 0.07   | -0.076   | -0.76  | 0.11  |
| 4142        | Q&T600°F                | 475  | 195  | 315   | 0.09   | -0.081   | -0.66  | 0.14  |
| 4142        | Q&T700°F                | 450  | 155  | 290   | 0.40   | -0.080   | -0.73  | 0.12  |
| 4142*       | Q&T840°F                | 380  | 120  | 265   | 0.45   | -0.080   | -0.75  | 0.14  |
| 4142        | Q&D550°F                | 475  | 160  | 300   | 0.20   | -0.082   | -0.77  | 0.12  |
| 4142        | Q&D650°F                | 450  | 155  | 305   | 0.60   | -0.090   | -0.76  | 0.13  |
| 4142        | Q&D800°F                | 400  | 130  | 275   | 0.50   | -0.090   | -0.75  | 0.14  |

\*Deformado 14%.  
\*2

Aunque la ecuación 19 es perfectamente válida para obtener la duración a la fatiga de un elemento cuando se conocen la deformación y otras características cíclicas, resulta ser de poca utilidad. La forma de como determinar la deformación total en la raíz de una muesca u otra discontinuidad no ha sido resuelta aún.

Es posible que se disponga pronto de factores de concentración de la deformación debido al incremento en el uso de elementos finitos.

4-2. -EL DIAGRAMA S-N

Para determinar la resistencia de materiales bajo la acción de cargas de fatiga, las probetas se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes especificadas y, así, se cuentan los

## RESISTENCIA A LA FATIGA

ciclos o alternaciones de esfuerzos que soporta el material hasta la falla o ruptura .

El dispositivo para ensayos de fatiga más empleado es la máquina de viga rotatoria de alta velocidad de R.R.Moore .Esta somete a la probeta a flexión pura (no a cortante transversal)por medio de pesas .

La probeta para la máquina de ensayo de viga rotatoria de R.R.Moore se ilustra en la figura 17 .

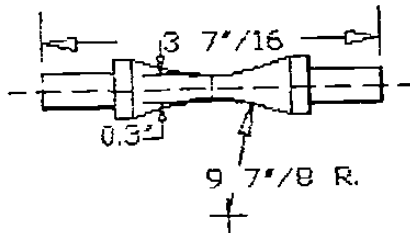


FIGURA #17 Probeta para la máquina de ensayos de viga rotatoria de R. R. Moore .El momento flexionante es uniforme en la porción curva ,de manera que la fractura en dos mitades iguales indica falla en la porción más esforzada ,lo cual es un ensayo válido del material;mientras que una fractura en cualquier otra parte (no en el nivel más esforzado) constituye la base para sospechar que el material tiene un defecto .

Esta probeta se labra a máquina y se pule muy cuidadosamente ,recibiendo un pulimiento final en dirección axial para evitar rayaduras circunferenciales .

Para determinar la resistencia de fatiga de un material es necesario un gran número de pruebas debido a la naturaleza estadística de la fatiga .La primera prueba se realiza con un esfuerzo algo menor que la resistencia última del material ,la segunda con un esfuerzo algo menor que la primera y así sucesivamente.

El resultado del proceso mencionado anteriormente se gráfica en papel semilog o log-log obteniéndose un diagrama llamado S-N como se muestra en la figura 18.En el caso de metales férricos y sus aleaciones ésta se vuelve horizontal después de que el material ha sido esforzado un cierto número de ciclos .En el caso de los aceros se presenta el quiebre mostrado en la gráfica ,y más allá de este punto no ocurrirá falla ,cualquiera que sea el número de ciclos .La resistencia correspondiente al quiebre se le llama

## RESISTENCIA A LA FATIGA

límite de resistencia a la fatiga  $S_e$  ,o simplemente ,límite de fatiga .La gráfica de la figura 18 nunca llega a ser horizontal en el caso de metales no férricos y sus aleaciones y, por lo tanto ,no tienen límite de fatiga .

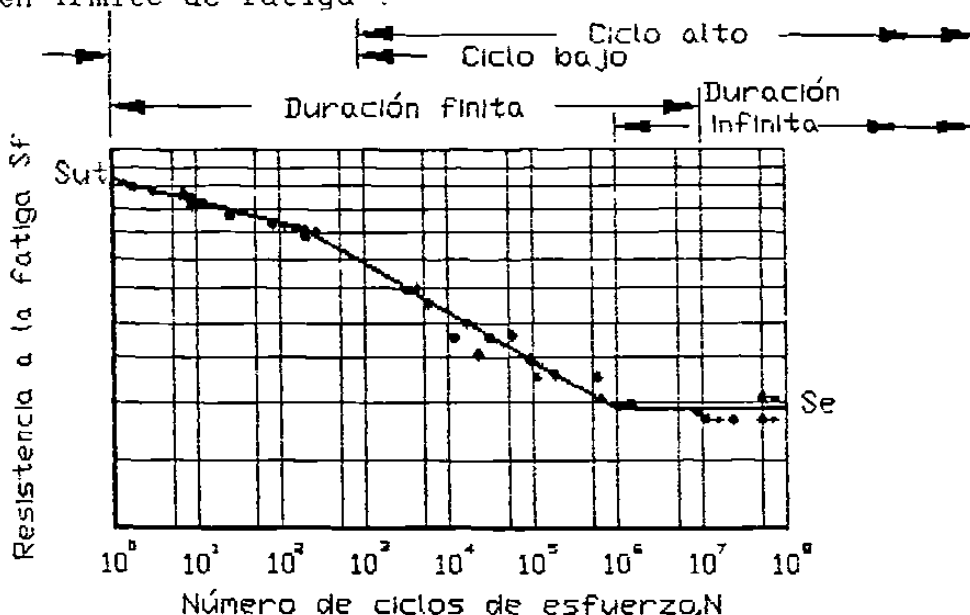


FIGURA #18 Diagrama S-N trazado a partir de los resultados de pruebas de fatiga axial con inversión completa .Material :acero UNS G41300 ,normalizado ; $S_{ut}=116$  Kpsi; $S_{ut}$  máximo=125 Kpsi. #3

Se observa que un ciclo de esfuerzo ( $N=1$ ) consta de una aplicación y una supresión de la carga ,seguida de otra aplicación y supresión de ésta ,pero en sentido contrario .Así pues , $N=1/2$  significa que la carga se aplica una sola vez y luego se suprime ,que es el caso de un ensayo simple de tensión .

Las fallas por fatiga desde  $N=1/2$  hasta  $N=1000$  ciclos generalmente se clasifica como fatiga de ciclo bajo .La fatiga de ciclo alto es la falla correspondiente a los ciclos de esfuerzo con frecuencia mayores que 1000 ciclos .

En la figura 18 también se distingue entre una región de duración finita y una región de duración infinita .El límite entre tales regiones no puede definirse con claridad ,excepto en el caso de un material específico ;pero se localiza entre  $10^6$  y  $10^7$  ciclos para los aceros ,como se muestra en la misma figura .

## RESISTENCIA A LA FATIGA

### 4-3.-LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

La determinación experimental de los límites de resistencia a la fatiga es ahora un procedimiento de rutina ,aunque muy extenso y costoso .En términos generales ,se prefiere realizar ensayos de esfuerzo a ensayos de deformación para determinar límites de fatiga .

En el caso de un diseño preliminar y de prototipo ,y también para algunos análisis de falla ,se necesita un método rápido de estimación .Existe una gran cantidad de datos publicados acerca de resultados obtenidos mediante pruebas con la máquina de viga rotatoria y ensayos a tensión simple .

Al graficarlos ,como en la figura 19 puede observarse si existe alguna correlación entre ambos conjuntos de resultados .

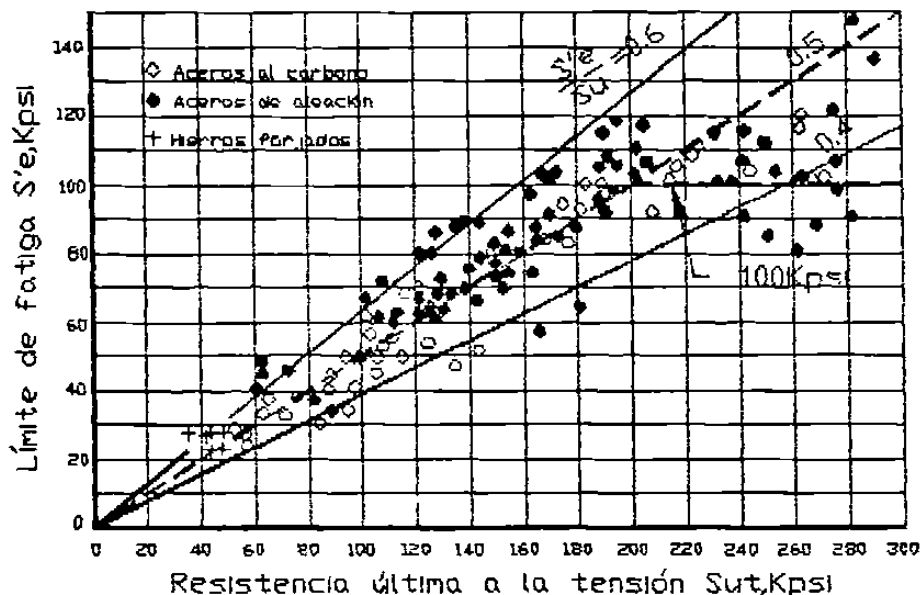


FIGURA #19 Gráfica de límites de fatiga en función de resistencia a la tensión ,con base en resultados de pruebas reales par un gran número de hierros y aceros forjados .Las relaciones  $S'_e/S_{ut}=0.60,0.50$  y  $0.4$  se indican por líneas continuas y punteadas .Obsérvese asimismo la línea punteada horizontal para  $S'_e=100$  kpsi . Los puntos mostrados que corresponden a una resistencia a la tensión mayor que 200 kpsi tienen un límite de fatiga medto  $\bar{S}'_e=107$  kpsi y una desviación estándar de 13.5 kpsi .

\*4

### RESISTENCIA A LA FATIGA

La gráfica indica que el límite de fatiga varía para los aceros desde , aproximadamente 40 a 60% de la resistencia última a la tensión ,hasta un valor de  $S_{ut}$  cercano a 200 kpsi (1400 MPa) .

Comenzando con  $S_{ut}=200$  kpsi ,más o menos ,la dispersión parece aumentar ,pero la tendencia es hacia la nivelación ,como lo indica la línea punteada horizontal en  $S'_e=100$  kpsi (700 MPa) .

En la tabla 3 se muestra otra serie de pruebas para diversas microestructuras ,en donde los límites de fatiga varían desde aproximadamente 23 hasta 63% de la resistencia última a la tensión . [18]

TABLA #3 Relación de límite de fatiga  $S'_e/S_{ut}$  para diversas microestructuras de acero .

|                   | FERRITA   |       | PERLITA   |       | MARTENSITA |       |
|-------------------|-----------|-------|-----------|-------|------------|-------|
|                   | INTERVALO | MEDIO | INTERVALO | MEDIO | INTERVALO  | MEDIO |
| Acero al carbono  | 0.57-0.63 | 0.60  | 0.38-0.41 | 0.40  | ...        | 0.25  |
| Acero de aleación | ...       | ...   | ...       | ...   | 0.23-0.47  | 0.35  |

\*5

Mischke [9] ha analizado muchos datos de pruebas reales provenientes de varias fuentes y concluyó que el límite de resistencia a la fatiga ,puede estar relacionado en realidad con la resistencia a la tensión .En el caso de aceros ,la relación es

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 & S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi (1400 Mpa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ Mpa} & S_{ut} > 1400 \text{ Mpa} \end{cases} \quad (20)$$

donde  $S_{ut}$  es la resistencia mínima a la tensión .La marca de prima  $S'_e$  en esta ecuación indica probeta de viga rotatoria ,porque el símbolo  $S_e$  se reservará para el límite de fatiga de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier clase de carga .Pronto se verá que estas dos resistencias pueden ser totalmente distintas .

Los datos de la tabla 3 destacan la dificultad que presenta el intento de proporcionar una regla única para deducir el límite de fatiga a partir de la resistencia a la tensión ;asimismo muestra el origen de esta dificultad .

Dicha tabla indica que aceros con diferentes tratamientos tienen diferente microestructura y relaciones  $S'_e/s_{ut}$  .En general las microestructuras más dúctiles tienen las relaciones mas altas .

CEDIMC-RAMP

## RESISTENCIA A LA FATIGA

la martensita es muy quebradiza y altamente susceptible al agrietamiento inducido por fatiga ;así que el valor de la relación es bajo .

Cuando en el diseño se dan especificaciones detalladas para tratamiento térmico a fin de obtener microestructuras determinadas ,puede utilizarse una mejor estimación del límite de fatiga basada en los datos de prueba .

Tales estimaciones son mucho más confiables y realmente deben utilizarse .

### 4-4.-RESISTENCIA A LA FATIGA

Como se indica en la figura 18 ,la región de fatiga de ciclo bajo se extiende de  $N=1$  a cerca de  $N=1,000$  ciclos .En esta región la resistencia a la fatiga  $S_f$  sólo es ligeramente menor que la resistencia a la tensión  $S_{ut}$  .

La figura 18 muestra que el dominio de la fatiga de ciclo alto se extiende desde  $10^3$  ciclos ,en el caso de aceros ,hasta la duración al límite de fatiga  $N_e$  ,que vale más o menos  $10^6$  ciclos o sólo un poco más .

En esta sección vamos a desarrollar métodos para aproximar el diagrama S-N cuando la información llegue a ser tan dispersa que sólo incluya los resultados del ensayo a tensión simple .

Para desarrollar un enfoque analítico,la ecuación de los tramos aproximados de recta S-N de la figura 18 será

$$S_f = a N^b \quad (21)$$

Donde

$S_f$  = Resistencia a la fatiga

$a$  y  $b$  = son constantes

$N$  = Número de ciclos de esfuerzo

Si evaluamos la ecuación (21) para  $N=10^3$  ciclos nos da

### RESISTENCIA A LA FATIGA

$$(Sf)10^3 = a (10^3)^b = a (10)^{3b} = f S_{ut}$$

despejando para el factor f se obtiene que

$$f = \frac{a}{S_{ut}} (10)^{3b} \quad (a)$$

donde "f" no es constante

En la fatiga de ciclo alto ,con niveles de esfuerzo menores que el límite proporcional ,la deformación es predominantemente elástica .Por lo tanto ,con  $\sigma_a = \Delta \epsilon \epsilon E/2$  ,la ecuación 18 se vuelve

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N)^b \quad (b)$$

Despejando para el exponente b resulta

$$b = - \frac{1}{\log 2N} \log \frac{\sigma'_f}{\sigma_a}, \quad \text{para } N=N_e \text{ y } \sigma_a=S_e \text{ se tiene que b vale } b = - \frac{\log (\sigma'_f/S_e)}{\log 2 N_e} \quad (c)$$

Al multiplicar ambos lados de la ecuación por 3 y sustituir  $N_e = 10^6$  se obtiene

$$3b = \log (\sigma'_f/S_e)^{-1/2.1} \quad (d)$$

sustituyendo la ecuación (d) en la (a) nos da

$$f = \frac{2^b \sigma'_f}{S_{ut}} \left[ \frac{\sigma'_f}{S_e} \right] \quad (e)$$

El coeficiente de resistencia a la fatiga  $\sigma'_f$  está dado empíricamente y en forma aproximada por la ecuación

$$\sigma'_f = S_{ut} + 58.8 \text{ kpsi} \quad (f)$$

Por lo tanto ,la ecuación (e) puede resolverse cuando se den  $S_{ut}$  y  $S_e$  ,puesto que "b" puede determinarse a partir de la ecuación (c). Por ejemplo si tubieramos para un acero un  $S_{ut}=105\text{Kpsi}$  y  $S_e=62\text{Kpsi}$  .Después la ecuacion (f) da  $\sigma'_f=163.8\text{Kpsi}$  y la ecuación (c) da  $b=-0.0670$ .Al resolver la ecuación (e) se obtiene que  $f=0.94$ .Por lo tanto se puede generalizar que para los aceros  $f=0.9$  aproximadamente.Nótese que el uso de  $S'_e = 0.50 S_{ut}$  , en el caso del límite de resistencia a la fatiga de la viga rotatoria,produce cierta simplificación en la ecuación (e) ,pero también hace imprecisa la aproximación.



## RESISTENCIA A LA FATIGA

Considerando que las resistencias que se utilizan ,son siempre los valores mínimos esperados ,se aproximará el diagrama S-N con una recta en la gráfica log S-log N que une  $0.9S_{ut}$  en  $10^3$  ciclos y a  $S_e$  en  $10^6$  ciclos para definir la resistencia a la fatiga  $S_f$  correspondiente a una duración N entre  $10^3$  y  $10^6$  ciclos .

Otra manera de obtener la resistencia a la fatiga de duración finita  $S_f$  consiste en trazar la recta en papel log-log :después se puede extraer el resultado .Una desventaja de este método es que la pendiente de la recta S-N en papel para gráficas log-log estándar es tan pequeño que resulta difícil trazarla con exactitud .

Para evitar el uso de papel log-log ,se escribe la ecuación 21 como

$$\log S_f = \log a + b \log N \quad (g)$$

Esta recta cortará  $10^6$  ciclos en  $S_e$  y  $10^3$  ciclos en  $0.9S_{ut}$  .Cuando se sustituyan estos valores en la ecuación (g) ,se podrá despejar a y b de las ecuaciones resultantes .Los resultados son

$$a = \frac{(0.9S_{ut})^2}{S_e} \quad (22)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.9S_{ut}}{S_e}$$

Nótese que la constante "a" depende de las unidades que se usan .Las unidades MPa ( $N/mm^2$ ) o kpsi son las más adecuadas para estas ecuaciones ,pero se pueden usar cualesquiera unidades consistentes .

Supóngase que se tiene un esfuerzo completamente invertido  $\sigma_a$  .El número de ciclos de duración correspondiente a este esfuerzo puede determinarse a partir de la ecuación (21) sustituyendo  $\sigma_a$  por  $S_f$  .El resultado es

$$N = \left( \frac{\sigma_a}{a} \right)^{1/b} \quad (23)$$

## RESISTENCIA A LA FATIGA

### 4-5. -FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Se ha expresado que toda probeta para ensayo en una máquina de viga rotatoria ,utilizada para determinar límites de resistencia a la fatiga ,se elabora con mucho cuidado y es ensayada en condiciones controladas en forma precisa .

No es realista esperar que el límite de fatiga de un elemento mecánico o estructural resulte igual a uno de los valores obtenidos en el laboratorio .

[10]Marin ha propuesto una clasificación de algunos de los factores que modifican el límite de fatiga,que se describen en la tabla #4.

**TABLA #4** Condiciones que afectan al límite de resistencia a la fatiga.

---

---

**Material:** composición química,base de la falla,variabilidad  
**Manufactura:** método de fabricación,tratamiento térmico,corrosión por desgaste,condición de la superficie,concentración del esfuerzo  
**Condición ambiental:** corrosión,temperatura,estado de esfuerzo,tiempo de relajación  
**Diseño:** tamaño,configuración,duración,estado de esfuerzo,concentración del esfuerzo,velocidad,desgaste

---

---

Para tener en cuenta las más importantes de estas condiciones se emplea una diversidad de factores de modificación,de los cuales cada uno corresponde a un solo efecto.Con base en lo anterior se tiene

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S'_e \quad (24)$$

Donde

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

$S'_e$  = Límite de resistencia a la fatiga de la probeta de viga rotatoria

$K_a$  = Factor de superficie

$K_b$  = Factor de tamaño

$K_c$  = Factor de carga

$K_d$  = Factor de temperatura

$K_e$  = Factor de efectos diversos

## RESISTENCIA A LA FATIGA

### Factor de superficie $K_a$

La superficie de la probeta de la viga rotatoria está perfectamente pulida y recibe un pulimento final en dirección axial para eliminar cualesquier rayadura circunferencial.

Los factores de modificación dependen de la calidad del acabado y de la resistencia a la tensión. Para obtener una fórmula para  $K_a$ , se examinó un total de 39 puntos de datos \*6 para diversos acabados de superficie. Obteniéndose la siguiente ecuación

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (25)$$

Donde

$S_{ut}$  = Resistencia mínima a la tensión

a y b = Valores dados por la tabla#5

Tabla#5 Factores de acabado de superficie para aceros

| ACABADO DE SUPERFICIE        | FACTOR a |      | EXPONENTE b |
|------------------------------|----------|------|-------------|
|                              | Kpsi     | Mpa  |             |
| Esmerilado(rectificado)      | 1.34     | 1.58 | -0.085      |
| Maquinado o estirado en frío | 2.70     | 4.51 | -0.265      |
| Laminado en caliente         | 14.4     | 57.7 | -0.718      |
| Forjado                      | 39.9     | 272. | -0.995      |

### Factor de tamaño $K_b$

El factor de tamaño se ha evaluado utilizando 133 conjuntos de puntos de datos. Los resultados en los casos de flexión y torsión para cuando gira el elemento se expresan como \*7

$$K_b = \begin{cases} \left( \frac{d}{0.3} \right)^{-0.1133} & \text{plg.} \quad 0.11 \leq d \leq 2 \text{ plg.} \\ \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} & \text{mm.} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \end{cases} \quad (26)$$

Para tamaños mayores,  $K_b$  varía de 0.60 a 0.75 en flexión y torsión.

## RESISTENCIA A LA FATIGA

En el caso de que se aplique carga axial no existe efecto de tamaño porque no hay efectos de inercia por considerar. Por lo tanto, se utiliza  $K_b=1$

La ecuación (26) da el factor de tamaño para elementos rotatorios de sección circular, pero que se hace en el caso de secciones circulares macizas o huecas y de secciones rectangulares donde estas sean no rotatorias.

Para estos casos se obtiene un diámetro efectivo  $d_e$ , donde para el caso de una viga redonda maciza o hueca no rotatoria este diámetro es

$$d_e = 0.370 D \quad (27)$$

Donde

$d_e$  = Diámetro efectivo

$D$  = Diámetro de la viga no rotatoria

Una vez calculado este diámetro se calcula el factor  $K_b$  con la ecuación (26)

Para el caso de una sección rectangular de dimensiones  $h \times b$  el diámetro efectivo es

$$d_e = 0.808(hb)^{1/2} \quad (28)$$

Donde

$d_e$  = Diámetro efectivo

$h$  = Largo de la sección

$b$  = Ancho de la sección

### Factor de carga $K_c$

El factor de carga está dado por la ecuación

$$K_c = \begin{cases} 0.923 & \text{carga axial} & S_{ut} \leq 220 \text{ Kpsi (1520 Mpa)} \\ 1 & \text{carga axial} & S_{ut} > 220 \text{ Kpsi (1520 Mpa)} \\ 1 & \text{flexión} \\ 0.577 & \text{torsión y cortante} \end{cases} \quad (29)$$

## RESISTENCIA A LA FATIGA

Aunque aparentemente no hay efecto de carga en las probetas ensayadas en fatiga axial o con inversión, existe una diferencia definitiva entre el límite de fatiga axial y el de flexión invertida. R.W. Landgraf, ha formado una extensa colección de datos acerca de la fatiga axial.\*9 Estos resultados fueron analizados, lo que dio origen a los valores que se muestran en la ecuación (29) en el caso de carga axial.

Un conjunto de 52 puntos de datos \*10, que comparan el límite de fatiga torsional con el límite de fatiga flexionante, produjeron un factor de carga en torsión de 0.565. Mediante un conjunto de puntos de datos diferentes, Mischke \*11 obtuvo el resultado  $K_c=0.585$ . Estos dos resultados están muy próximos al valor de 0.577 que se observa en la ecuación (29), que se puede obtener a partir de la teoría de la energía de distorsión.

### Factor de temperatura $K_d$

Cuando la temperatura de trabajo es menor que la temperatura del medio ambiente, la fractura por fragilidad de los materiales es una posibilidad latente y debe investigarse antes de empezar a trabajar.

Cuando la temperatura de trabajo es mayor que la temperatura del medio ambiente, antes debe investigarse la fluencia porque la resistencia de fluencia disminuye muy rápido con la temperatura. (11)

Cualquier esfuerzo inducirá flujo plástico en un material que opere con temperaturas elevadas (más de 500°F en períodos prolongados de tiempo); así que también debe tomarse en cuenta este factor.

Por último, la cantidad limitada de datos de que se dispone indica que el límite de resistencia a la fatiga para aceros aumenta ligeramente cuando se eleva la temperatura y después empieza a disminuir en el orden de los 400 a los 700°F, que no es diferente del comportamiento que observa la resistencia a la tensión cuando se le grafica contra la temperatura, teniendo en el eje vertical la relación de la resistencia a la temperatura de trabajo y la resistencia a la temperatura del ambiente de trabajo.

### RESISTENCIA A LA FATIGA

Por esta razón es probable que el límite de resistencia a la fatiga esté relacionado con la resistencia a la tensión a temperaturas elevadas en la misma forma que a la temperatura del ambiente de trabajo.\*12 Por lo tanto, parece muy lógico emplear las mismas relaciones para anticipar el límite de fatiga a temperaturas elevadas que se utilizan a la temperatura del ambiente de trabajo.

La tabla#6 se obtuvo en base a los conceptos arriba mencionados basandose en los datos de la resistencia a la tensión. La tabla se realizó en base a 145 pruebas de 21 aceros al carbono y de aleación, y que la desviación estándar máxima vale sólo 0.110. [11]

Se presentan dos tipos de problemas cuando se toma en cuenta la temperatura. Si se conoce el límite de resistencia a la fatiga de una viga rotatoria a la temperatura del lugar de trabajo úsese

$$K_d = S_T / S_{RT} \quad (30)$$

en la tabla #6 y procédase como es habitual. Si el límite de resistencia a la fatiga de la viga rotatoria no se conoce, entonces calcúlese éste utilizando la ecuación (20) y la resistencia a la tensión corregida por temperatura que se obtuvo con el factor de la tabla#6; luego úsese  $K_d=1$ .

Tabla#6 Efecto de la temperatura de operación sobre la resistencia a la tensión del acero. ( $S_T$ =Resistencia a la tensión a la temperatura de operación o de trabajo;  $S_{RT}$ =Resistencia a la tensión a la temperatura del lugar de trabajo o temperatura del ambiente de trabajo) [11]

| TEMPERATURA, °C | $S_T/S_{RT}$ | TEMPERATURA, °F | $S_T/S_{RT}$ |
|-----------------|--------------|-----------------|--------------|
| 20              | 1.000        | 70              | 1.000        |
| 50              | 1.010        | 100             | 1.008        |
| 100             | 1.020        | 200             | 1.020        |
| 150             | 1.025        | 300             | 1.024        |
| 200             | 1.020        | 400             | 1.018        |
| 250             | 1.000        | 500             | 0.995        |
| 300             | 0.975        | 600             | 0.963        |
| 350             | 0.927        | 700             | 0.927        |
| 400             | 0.922        | 800             | 0.872        |
| 450             | 0.840        | 900             | 0.797        |
| 500             | 0.766        | 1000            | 0.698        |
| 550             | 0.670        | 1100            | 0.567        |
| 600             | 0.546        |                 |              |

## RESISTENCIA A LA FATIGA

### Factor de efectos diversos $K_e$

Uno de los motivos para emplear el factor  $K_e$  es tomar en cuenta la reducción en el límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos; sin embargo, la verdadera razón de usarlo sirve de recordatorio de que deben considerarse dichos efectos, pues no se dispone de valores reales de  $K_e$ .

Los esfuerzos residuales o remanentes pueden servir para mejorar el límite de resistencia a la fatiga, o bien para afectarlo negativamente. Por lo general, si el esfuerzo remanente en la superficie de un elemento es de compresión, se mejora el límite mencionado

Las fallas por fatiga resultan fallas por tensión o al menos causadas por esfuerzos de tensión y, por consiguiente, todo lo que los reduzca también disminuirá la posibilidad de una falla por fatiga. Hay operaciones tales como graneado (o picadura) con perdigones, martillado y laminado en frío, las cuales originan esfuerzos de compresión en la superficie de una pieza y ayudan en gran medida a mejorar el límite de resistencia a la fatiga. Desde luego el material no debe trabajarse en exceso.

El límite de fatiga de piezas formadas a partir de barras o láminas provenientes de estirado o laminación, así como aquellas que son de forja, puede resultar afectado por las llamadas características direccionales de la operación. Por ejemplo, en elementos laminados o estirados se tiene un límite de resistencia a la fatiga en la dirección transversal, el cual puede ser de 10 a 20% menor que el límite respectivo en la dirección longitudinal.

Hay otros efectos diversos que también afectan a la fatiga y que a continuación mencionaremos únicamente sin entrar en detalle, ya que esto nos llevaría mucho tiempo. Dichos efectos son

- Corrosión
- Recubrimiento electrolítico
- Metalizado por aspersion
- Frecuencia del esforzamiento cíclico y
- Corrosión por apriete (fretting)

Un efecto diverso que en especial mencionaremos ya que se presenta continuamente es

## RESISTENCIA A LA FATIGA

El factor de concentración de esfuerzo. El factor de concentración de esfuerzo en fatiga  $K_f$  debe utilizarse cuando se diseñe un elemento para evitar la falla. Normalmente, este factor se usa para incrementar el esfuerzo

Surge un problema en cuanto al uso del factor de concentración del esfuerzo en fatiga cuando el material es dúctil, o cuando se comporta como tal, e interesa conocer la resistencia a la fatiga de duración finita.

Recuérdese que un factor de concentración del esfuerzo no necesita utilizarse con materiales dúctiles cuando éstos soporten cargas estáticas, puesto que la fluencia mitigará la concentración de esfuerzo.

Esto significa que en  $N=10^3$  ciclos, la carga es prácticamente estática y, por consiguiente, no necesita emplearse un factor de concentración del esfuerzo.

Como se debe utilizar  $K_f$  en  $10^6$  ciclos y que hacer con duraciones entre  $10^3$  y  $10^6$  ciclos ?

Un enfoque utilizado con frecuencia consiste en emplear el factor de efectos diversos  $K_e$  como factor de reducción de la resistencia en casos de esta naturaleza, con lo cual sólo se reduce el límite de fatiga. Con este enfoque se define

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad (31)$$

Donde

$K_e$  = Factor de reducción de la resistencia a la fatiga

$K_f$  = Factor de concentración de esfuerzo en fatiga

Por lo tanto, en el diagrama S-N,  $K_e$  reduce el límite de fatiga a  $10^6$  ciclos pero no tiene ningún efecto a  $10^3$  ciclos.

Un enfoque alternativo consiste en utilizar un valor reducido  $K_f$ , designado con  $K'_f$ , en el caso de duraciones menores que  $N=10^6$  ciclos. Para lograrlo, sea  $K'_f=K_f$  en  $10^6$  ciclos y  $K'_f=1$  en  $10^3$  ciclos, y escríbase

$$K_f = aN^b \quad (32)$$



### RESISTENCIA A LA FATIGA

en esta ecuación se pueden despejar a y b en la misma forma que en la ecuación (25), lo que da por resultado

$$a = \frac{1}{K_f} \quad b = -\frac{1}{3} \log \frac{1}{K_f} \quad (33)$$

## RESISTENCIA A LA FATIGA

### 4-6.- CARGA VARIABLE O ESFUERZOS FLUCTUANTES

En muchos casos necesita determinarse la resistencia de piezas, correspondiente a estados de esfuerzo diferentes de los casos en que hay inversión completa sucesiva. En muchas ocasiones, los esfuerzos fluctúan sin pasar por cero.

La figura 20 muestra algunas de las diversas relaciones esfuerzo-tiempo que se pueden presentar.

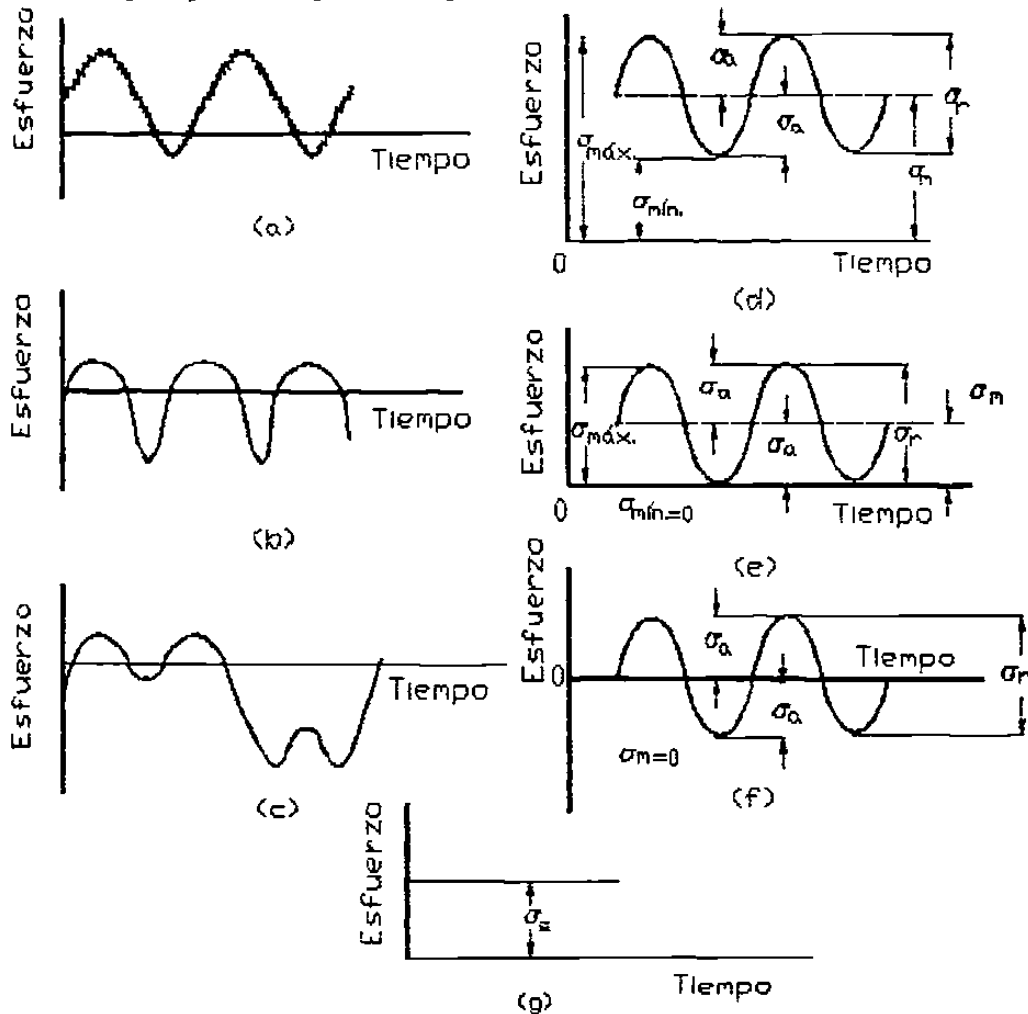


FIGURA #20 Algunas relaciones esfuerzo-tiempo: a) esfuerzo fluctuante con pulsaciones de alta frecuencia; b) y c) esfuerzo fluctuante no senoidal; d) esfuerzo fluctuante senoidal; e) esfuerzo alternante senoidal con inversión completa; g) esfuerzo constante o estático

## RESISTENCIA A LA FATIGA

La nomenclatura en cuanto a los esfuerzos representados en la figura 20 es la siguiente

$\sigma_{\min.}$  = Esfuerzo mínimo

$\sigma_{\max.}$  = Esfuerzo máximo

$\sigma_a$  = Amplitud de esfuerzo o esfuerzo alternante

$\sigma_m$  = Esfuerzo medio

$\sigma_r$  = Intervalo de esfuerzo

$\sigma_s$  = Esfuerzo constante o estático

El esfuerzo estacionario o estático no es igual al esfuerzo medio. De hecho puede tener cualquier valor entre  $\sigma_{\min.}$  y  $\sigma_{\max.}$ . El esfuerzo estático existe debido a una carga o precarga fija, constante en el tiempo, aplicada a la pieza.

De la figura 20 se pueden concluir las siguientes relaciones:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max.} + \sigma_{\min.}}{2} \quad (34)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max.} - \sigma_{\min.}}{2} \quad (35)$$

Aunque las componentes de esfuerzo se han definido con base en una forma senoidal de variación del esfuerzo en el tiempo, la forma exacta de la curva no parece tener particular significación.

Además, las relaciones de esfuerzo

$$R = \frac{\sigma_{\min.}}{\sigma_{\max.}} \quad (36)$$

y

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (37)$$

se utilizan a menudo para describir esfuerzos fluctuantes.

## RESISTENCIA A LA FATIGA

### 4-7.-RESISTENCIA A LA FATIGA EN EL CASO DE CARGA VARIABLE O ESFUERZOS FLUCTUANTES

Una vez definidas las diversas componentes de esfuerzo relacionadas con el trabajo de un elemento sometido a esfuerzo fluctuante, conviene variar el esfuerzo medio y su amplitud para investigar la resistencia a la fatiga de piezas sometidas a tales esfuerzos. Por lo general, se emplean dos métodos para graficar los resultados de tales ensayos y se representan en las figuras 21 y 22.

En el DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO de la figura 21, el esfuerzo medio es abscisa y las demás componentes son ordenadas, considerando la tensión en la dirección positiva del eje vertical. El límite de resistencia a la fatiga, la resistencia a la fatiga o la resistencia de vida finita, según el caso, se llevan como ordenadas por encima o debajo del origen.

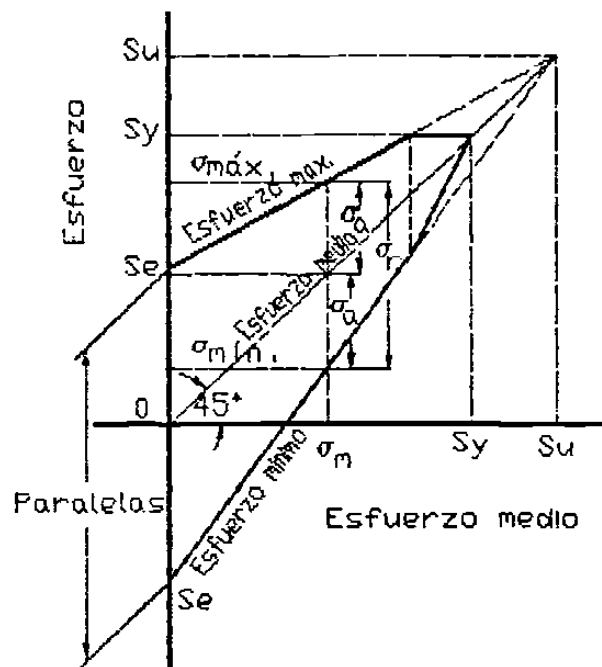


FIGURA #21 Diagrama de Goodman modificado que muestra todas las resistencias y los valores límites de las componentes de esfuerzo para un esfuerzo medio particular.

## RESISTENCIA A LA FATIGA

La línea de esfuerzo medio es una recta a  $45^\circ$ , que va del origen a la resistencia última de la pieza. El diagrama de Goodman modificado consiste en las rectas trazadas hasta  $S_e$  (o  $S_f$ ), arriba y abajo del origen.

Se debe notar que la resistencia de fluencia se ha marcado en ambos ejes porque la cedencia sería el criterio de falla si  $\sigma_{máx.}$  cediera a  $S_y$ .

En la figura 22 se ve otra manera de presentar los resultados de un ensayo. Aquí, la abscisa representa la relación de la resistencia media a la resistencia última, mientras que la tensión se indica a la derecha y la compresión a la izquierda del origen. La ordenada es la relación de la resistencia alternante al límite de resistencia a la fatiga.

Entonces, la recta BC representa el criterio de Goodman modificado para los casos de falla. Nótese que la existencia de esfuerzo medio en la región de compresión tiene poco efecto sobre el límite de resistencia a la fatiga.

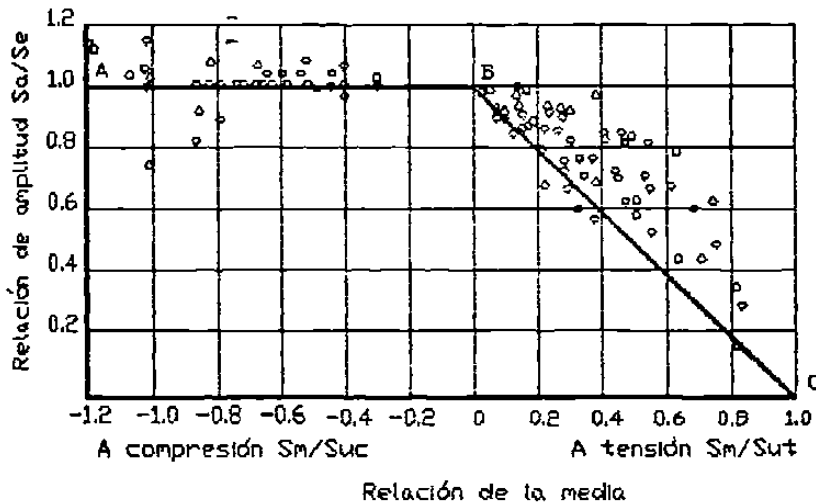


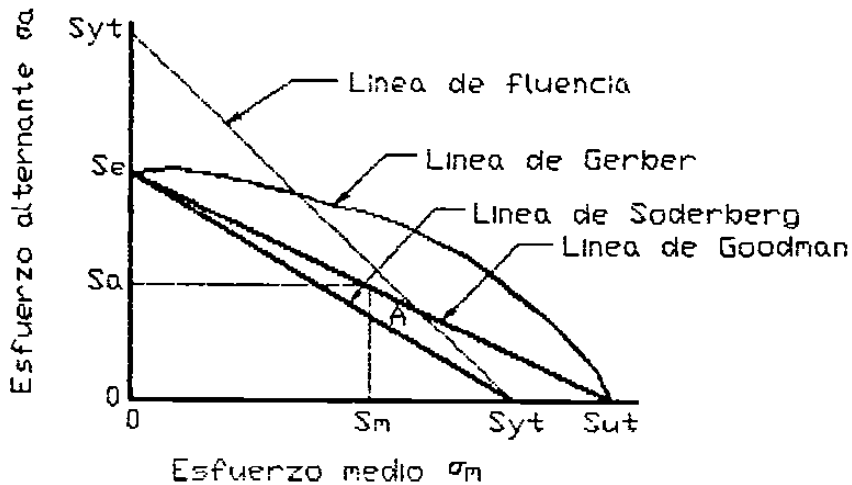
FIGURA #22 Gráfica de fallas por fatiga para esfuerzos medios en las regiones de tensión y de compresión. Al normalizar los datos utilizando las relaciones de la resistencia media a la resistencia a la tensión  $S_m/S_{ut}$ , resistencia media a la resistencia a la compresión  $S_m/S_{uc}$  y amplitud de resistencia al límite de resistencia a la fatiga  $S_a/S_e$  es posible trazar una gráfica de resultados experimentales para diversos aceros. \*13

## RESISTENCIA A LA FATIGA

En la figura 23 se ha vuelto a trazar la componente de tensión de la figura 22, esta vez utilizando resistencias en vez de relaciones de resistencia, con el mismo criterio de Goodman modificado, además de otros tres criterios para los casos de falla.

Tales diagramas se trazan a menudo para fines de análisis y diseño; son fáciles de usar y los resultados se pueden proporcionar directamente.

En la ordenada de la figura 23 se representa el límite de fatiga  $S_e$  o bien la resistencia de vida finita  $S_f$ . Estos valores ya se habrán corregido utilizando los factores de Marin de la ecuación (24). Nótese que la resistencia de fluencia  $S_{yt}$  se



**FIGURA #23** Diagrama de fatiga que representa diversos criterios de falla. Para cada criterio, los puntos sobre y fuera de la línea respectiva indican falla. Un punto A en la línea de Goodman, por ejemplo, da la resistencia  $S_m$  como el valor límite de  $\sigma_m$  correspondiente a la resistencia  $S_{ut}$ , la cual, emparejada con  $\sigma_m$ , es el valor límite de  $\sigma_A$ .

representa también en el eje de las ordenadas. Esto sirve como recordatorio de que la fluencia, y no la fatiga, podría ser el criterio de falla.

El eje de esfuerzo medio de la figura 23 contiene la resistencia de fluencia  $S_{yt}$  y la resistencia a la tensión  $S_{ut}$  representada en él.

## RESISTENCIA A LA FATIGA

En la figura 23 se presentan cuatro criterios de falla: la línea de Soderberg, la línea de Goodman modificada, la línea de Gerber y la de fluencia o cedencia. El diagrama muestra que sólo el criterio de Soderberg ofrece protección en contra de la fluencia.

Las teorías lineales de la figura 23 pueden expresarse en forma de ecuación para calcularse en computadora escribiendo la ecuación de una recta en su forma de intercepciones. Tal forma es

$$\frac{x}{a} + \frac{y}{b} = 1 \quad (a)$$

Donde

a y b = Son las intercepciones x y y, respectivamente

La ecuación de la línea de Soderberg es

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (38)$$

En forma análoga, se tiene que la relación de Goodman es

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (39)$$

Al examinar la figura 22 vemos que la línea que representa la teoría de Gerber tiene una mayor posibilidad de pasar por la parte central de los puntos de falla; en consecuencia, debe ser un medio de predicción más preciso. Esta teoría recibe también el nombre de relación parabólica de Gerber, puesto que la ecuación es

$$\frac{S_a}{S_e} + \left[ \frac{S_m}{S_{ut}} \right]^2 = 1 \quad (40)$$

Aunque es innecesario, se puede completar el esquema definiendo la fluencia en el primer ciclo mediante la ecuación

$$\frac{S_a}{S_{yt}} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (41)$$

## RESISTENCIA A LA FATIGA

Los esfuerzos  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$  pueden reemplazar los términos  $S_a$  y  $S_m$  en las ecuaciones (38) a (40), si cada resistencia se divide entre el factor de seguridad  $n$ . Si se hace esto, la ecuación de Soderberg queda a

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \quad (42)$$

La relación de Goodman queda como

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (43)$$

La ecuación de Gerber da

$$\frac{n \sigma_a}{S_e} + \left( \frac{n \sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (44)$$

El significado de estas ecuaciones se aprecia en la figura 24, poniendo como ejemplo la teoría de Goodman. Pese a que las ecuaciones (42) a (44) representan el enfoque usual en la determinación del factor de seguridad, se pueden desarrollar otros métodos; algunos de ellos basados en el concepto de línea de carga.

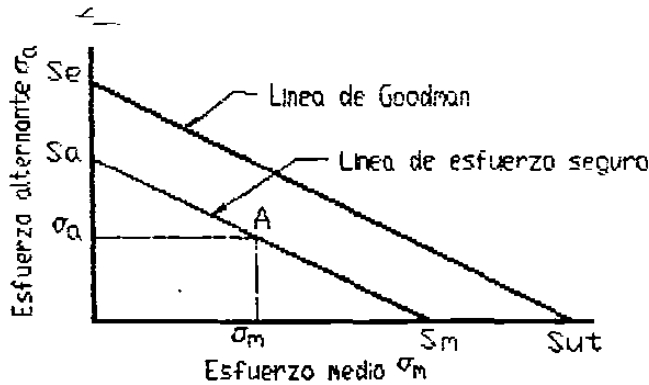


FIGURA #24 La línea de esfuerzo seguro que pasa por A se traza paralelamente a la línea de Goodman. Nótese que la línea de esfuerzo seguro es el lugar geométrico de todos los conjuntos de esfuerzos  $\sigma_a$ - $\sigma_m$  que tienen un factor de seguridad  $n$  y que  $S_m = n\sigma_m$   
 $S_a = n\sigma_a$



63091

## CAPITULO #5 APLICACIONES DE LAS TEORIAS DE FALLA

En este capítulo vamos a mostrar la forma de como trazar los diagramas de las teorías de falla y los diagramas de fatiga que se explicaron en el capítulo #2 y el capítulo #3 respectivamente. Para hacer lo anterior se seleccionaron cuatro materiales del libro de Shigley [12] que fueron los siguientes:

ACERO AISI 1015 ROLADO EN CALIENTE  
ACERO AISI 1006 ESTIRADO EN FRÍO  
ACERO AISI 1018 ESTIRADO EN FRÍO  
ACERO COLADO GRIS NUM.25 ASTM

Para estos materiales los diagramas que se elaboraron para carga estática y material dúctil fueron:

DIAGRAMA DE LA TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO  
DIAGRAMA DE LA TEORÍA DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO  
DIAGRAMA DE LA TEORÍA DE LA ENERGÍA DE LA DISTORSIÓN

para el caso de materiales frágiles

DIAGRAMA DE LA TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO  
DIAGRAMA DE LA TEORÍA DE COULOMB MOHR

Para cargas de fatiga y materiales dúctiles se realizaron los siguientes diagramas

DIAGRAMA DE GOODMAN  
LÍNEA DE SODERBERG  
LÍNEA DE GOODMAN

### 5-1.-ELABORACIÓN DE LOS DIAGRAMAS PARA LAS TEORÍAS DE FALLA

Para la elaboración de los diagramas se procedió en la forma siguiente; primero se obtuvieron las propiedades mecánicas siendo estas  $S_y$ ,  $S_{ut}$  y  $S_{uc}$ ; con estos valores encontrados se procedió a trazar los diagramas para cargas estáticas en la siguiente forma

$\frac{\sigma}{S_y}$  - Se escogió una escala apropiada  
 $\frac{\sigma}{S_{ut}}$  - Se traza sobre el eje horizontal  $\sigma_A$  (Esfuerzo principal máximo) y sobre el eje vertical  $\sigma_B$  (Esfuerzo principal

CEDIMC-RAMP

## APLICACIONES DE LAS TEORIAS DE FALLA

mínimo) los valores límites de resistencia, que en el caso de un material dúctil es  $S_y$  y en el caso de un material frágil es  $S_{ut}$  y  $S_{uc}$ . El convenio en cuanto a los signos es; a la derecha y hacia arriba de los ejes, se trazan los esfuerzos de tensión o positivos y a la izquierda y hacia abajo los esfuerzos de compresión o negativos.

3<sup>o</sup> .- Se trazan los diagramas respectivos

a) Diagrama de la teoría del esfuerzo normal máximo

Las fronteras de este diagrama que resulta ser un cuadrado donde los ejes pasan por el centro son; en el primer cuadrante un cuadrado de lados  $S_y$  por  $S_y$ , en el segundo cuadrante un cuadrado de lados  $S_y$  por  $-S_y$ , en el tercer cuadrante un cuadrado de lados  $-S_y$  por  $-S_y$  y en el cuarto cuadrante un cuadrado de lados  $S_y$  por  $-S_y$ .

En el caso de un material frágil las fronteras del diagrama se trazan con los valores del  $S_{ut}$  y  $S_{uc}$ , quedando las fronteras del diagrama como un cuadrado donde los ejes ahora ya no pasan por el centro sino que se cargan a la derecha y hacia arriba, porque los materiales frágiles soportan muy poca carga de tensión.

Los cuadrantes quedarían de la siguiente forma; en el primer cuadrante se tendría un cuadrado de lados  $S_{ut}$  y  $S_{ut}$ , en el segundo cuadrante un rectángulo de lados  $S_{ut}$  y  $S_{uc}$ , en el tercer cuadrante un cuadrado de lados  $S_{uc}$  y  $S_{uc}$  y en el cuarto cuadrante un rectángulo de lados  $S_{ut}$  y  $S_{uc}$ .

b) Diagrama de la teoría del esfuerzo cortante máximo

Las fronteras de este diagrama coinciden con el diagrama anterior en el primer y tercer cuadrante y en el segundo y cuarto cuadrante es una recta que une los límites  $S_y$  y  $-S_y$ .

c) Diagrama de la teoría de la energía de la distorsión

La frontera de este diagrama es una elipse que cruza los ejes en los siguientes puntos;  $(S_y, 0)$ ,  $(0, S_y)$ ,  $(-S_y, 0)$  y  $(0, -S_y)$ .

d) Diagrama de la teoría de Coulomb-Mohr

Este diagrama cuya utilización es para materiales frágiles coincide en primer y tercer cuadrante con la teoría del esfuerzo normal máximo y en el segundo y cuarto cuadrante la frontera es una recta que une los puntos límites  $S_{ut}$  y  $S_{uc}$

## APLICACIONES DE LAS TEORIAS DE FALLA

### 5-2.-ELABORACIÓN DE LOS DIAGRAMAS DE FATIGA

En el caso de los diagramas de fatiga que se realizan unicamente para materiales dúctiles, se requiere de las siguientes propiedades mecánicas  $S_y$ ,  $S_{ut}$  y  $S_e$ . En el caso del límite de resistencia a la fatiga se tomó un valor que estuviera abajo del valor del límite de fatiga para viga rotatoria y que en el caso de los aceros se calcula como  $S'_e = 0.5 S_{ut}$  para valores de  $S_{ut} < 1400$  Mpa

Con estos valores encontrados se trazaron los siguientes diagramas de fatiga y cuya explicación se da a continuación.

#### a) Diagrama de Goodman

Sobre el eje vertical que es el eje de esfuerzo, se trazan a una escala apropiada los límites  $S_{ut}$  arriba del eje horizontal (que es el eje de esfuerzo medio) y  $S_e$  arriba y abajo del mismo eje. Luego sobre el eje horizontal se marca ahora el valor del límite  $S_{ut}$  de tal manera que con estos tres límites marcados se obtienen las fronteras del diagrama en la forma siguiente.

La línea que une el límite  $S_e$  en la parte positiva con la intersección o cruce de los valores de  $S_{ut}$  del eje de esfuerzo y esfuerzo medio nos da una frontera que se conoce como línea de esfuerzo máximo. Luego se traza la frontera inferior del diagrama uniendo el límite  $S_e$  en la parte negativa con la intersección antes mencionada, dándonos una línea que se conoce como línea de esfuerzos mínimos y por último la línea que une el origen del diagrama con el punto de intersección se le conoce como línea de esfuerzos medios.

A partir de este diagrama de Goodman se puede obtener una simplificación que se le conoce como línea de Goodman.

#### b) Línea de Goodman y Línea de Soderberg

La línea de Soderberg que es el criterio más conservador y que Spotts [13] usa frecuentemente y la línea Goodman que es uno de confiabilidad media, se trazaron de la siguiente forma: primero graficando en eje horizontal el esfuerzo medio  $\sigma_m$  y en el eje vertical el esfuerzo alternante  $\sigma_a$ , luego el diagrama de frontera para la línea de Soderberg, es una recta que une los límites  $S_e$  en el eje vertical y  $S_y$  en el eje horizontal y para el caso del diagrama de Goodman se traza una línea que une los límites  $S_e$  en el eje vertical con  $S_{ut}$  en el eje horizontal.

## APLICACIONES DE LAS TEORIAS DE FALLA

### 5-3.-USO DE LOS DIAGRAMAS PARA LAS TEORIAS DE FALLA Y PARA FATIGA

Una vez elaborado el diagrama de la teoría de falla y el de fatiga para el material que se piensa usar en el diseño, se tendrían que calcular los esfuerzos de trabajo para carga estática o de fatiga, según el criterio que se vaya a emplear. Los esfuerzos de trabajo para carga estática serían; los esfuerzos principales máximo  $\sigma_A$  y mínimo  $\sigma_B$  que se calculan con las teorías del círculo de Mohr y en el caso de la fatiga los esfuerzos de trabajo serían; el esfuerzo medio  $\sigma_m$  y el esfuerzo alternante  $\sigma_a$  y que se calculan con las ecuaciones (34) y (35) respectivamente.

Ya encontrados estos valores, se entra al diagrama con el par de esfuerzos de trabajo correspondiente, obteniéndose un punto de intersección tal, que al unir el origen del diagrama con el, me da una línea recta que si se prolonga interseca la frontera del diagrama. A esta línea se le conoce como línea de carga.

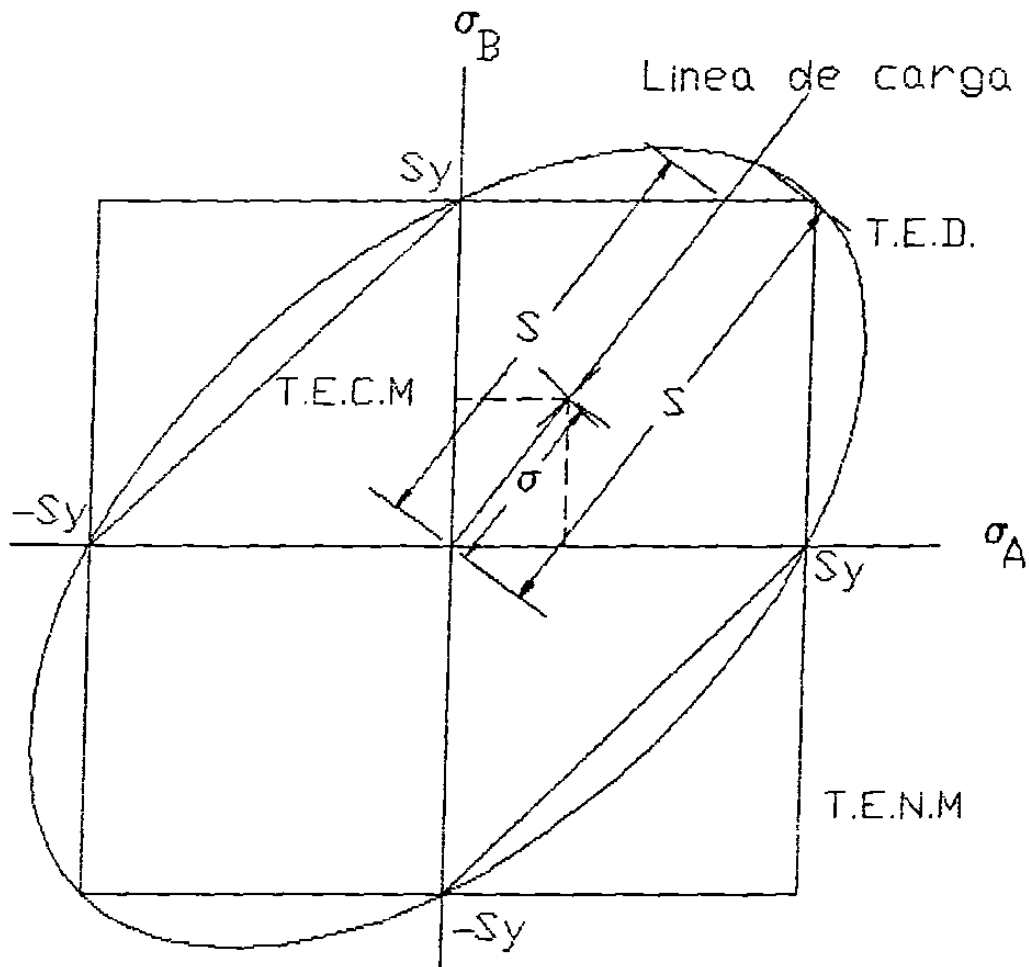
Si se quisiera encontrar el factor de seguridad con el cual el elemento estaría trabajando, lo único que se tendría que hacer es; dividir la distancia que hay del origen del diagrama al cruce con la frontera del mismo (S) entre la distancia del origen del diagrama al punto de intersección de los esfuerzos de trabajo ( $\sigma$ ).

A manera de mostrar lo anterior se puede ver el diagrama del ACERO AISI 1015 ROLADO EN CALIENTE, tanto para los diagramas de carga estática como para los de fatiga.

Todos los diagramas mencionados anteriormente, se presentan para cada uno de los materiales listados al inicio de este capítulo, en las páginas siguientes:

# ACERO AISI 1015 ROLADO EN CALIENTE

Propiedades  $S_{ut}=340\text{MPa}$   $S_y=190\text{MPa}$   $S_e=141\text{MPa}$



SIMBOLOGIA:

T.E.N.M.=TEORIA DEL ESFUERZO NORMAL MAXIMO

T.E.C.M.=TEORIA DEL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO

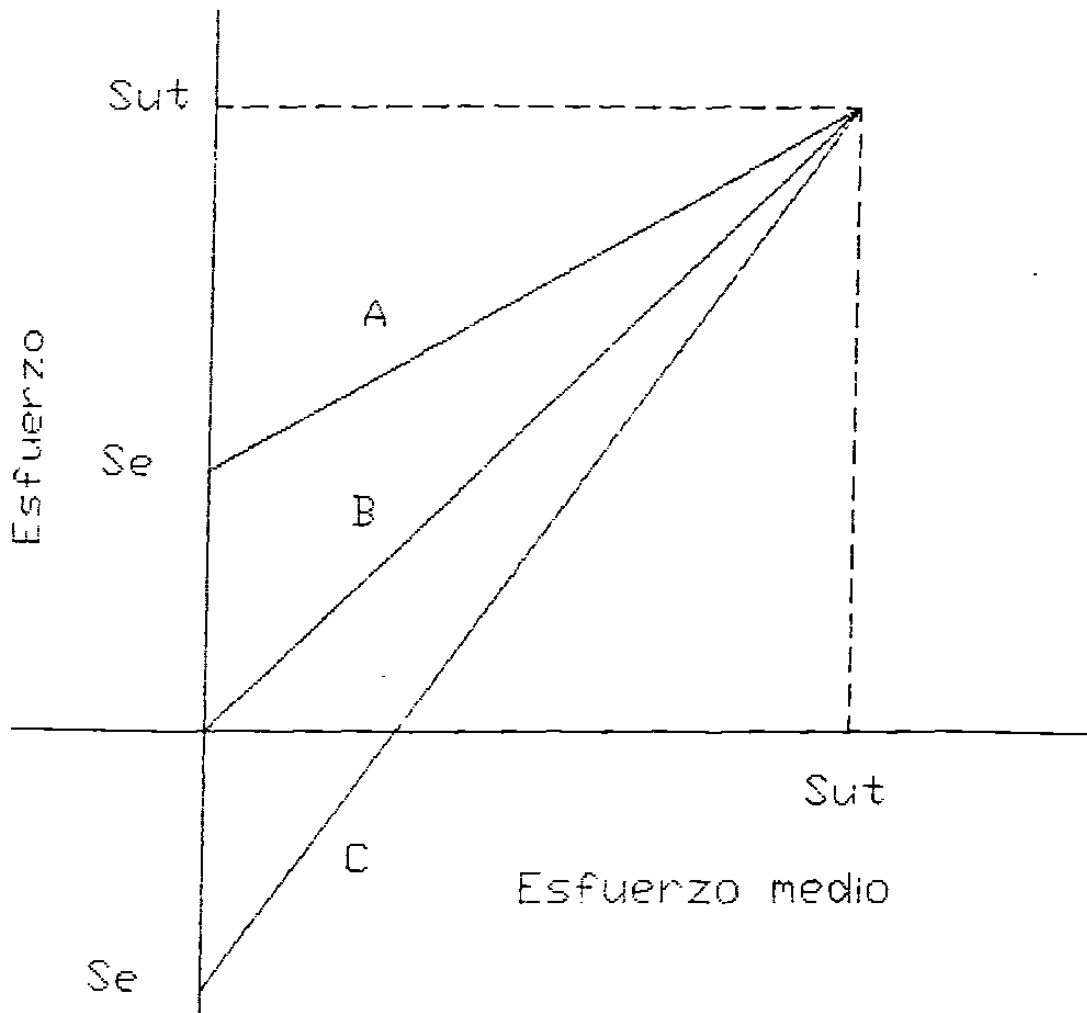
T.E.D.=TEORIA DE LA ENERGIA DE LA DISTORSION

ESCALA: 1plg.:100MPa

# ACERO AISI 1015 ROLADO EN CALIENTE

Propiedades  $S_{ut}=340\text{MPa}$   $S_y=190\text{MPa}$   $S_e=141\text{MPa}$

## DIAGRAMA DE GOODMAN

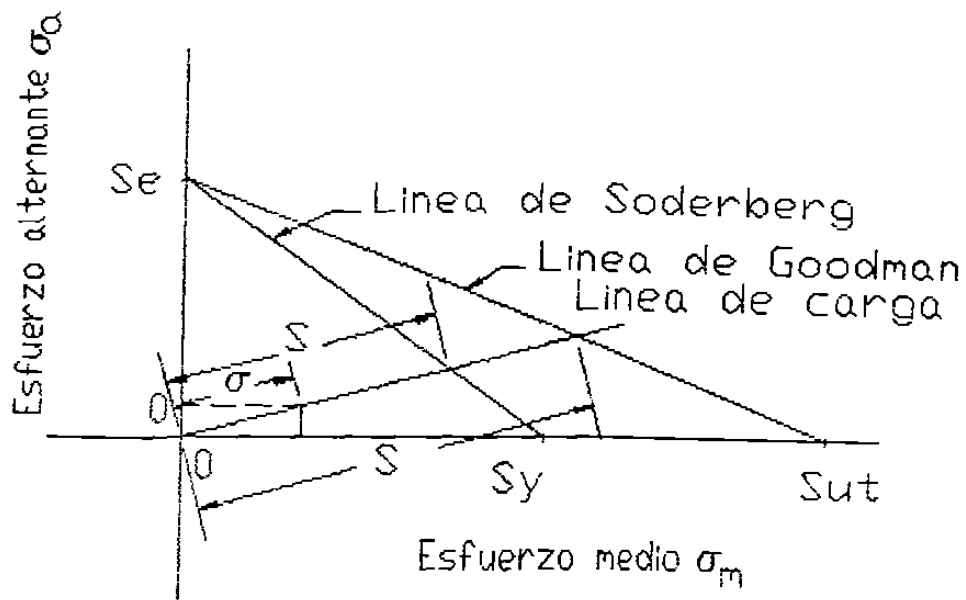


SIMBOLOGIA: A.-LINEA DE ESFUERZO MAXIMO  
B.-LINEA DE ESFUERZO MEDIO  
C.-LINEA DE ESFUERZO MINIMO

ESCALA: 1plg.:100MPa

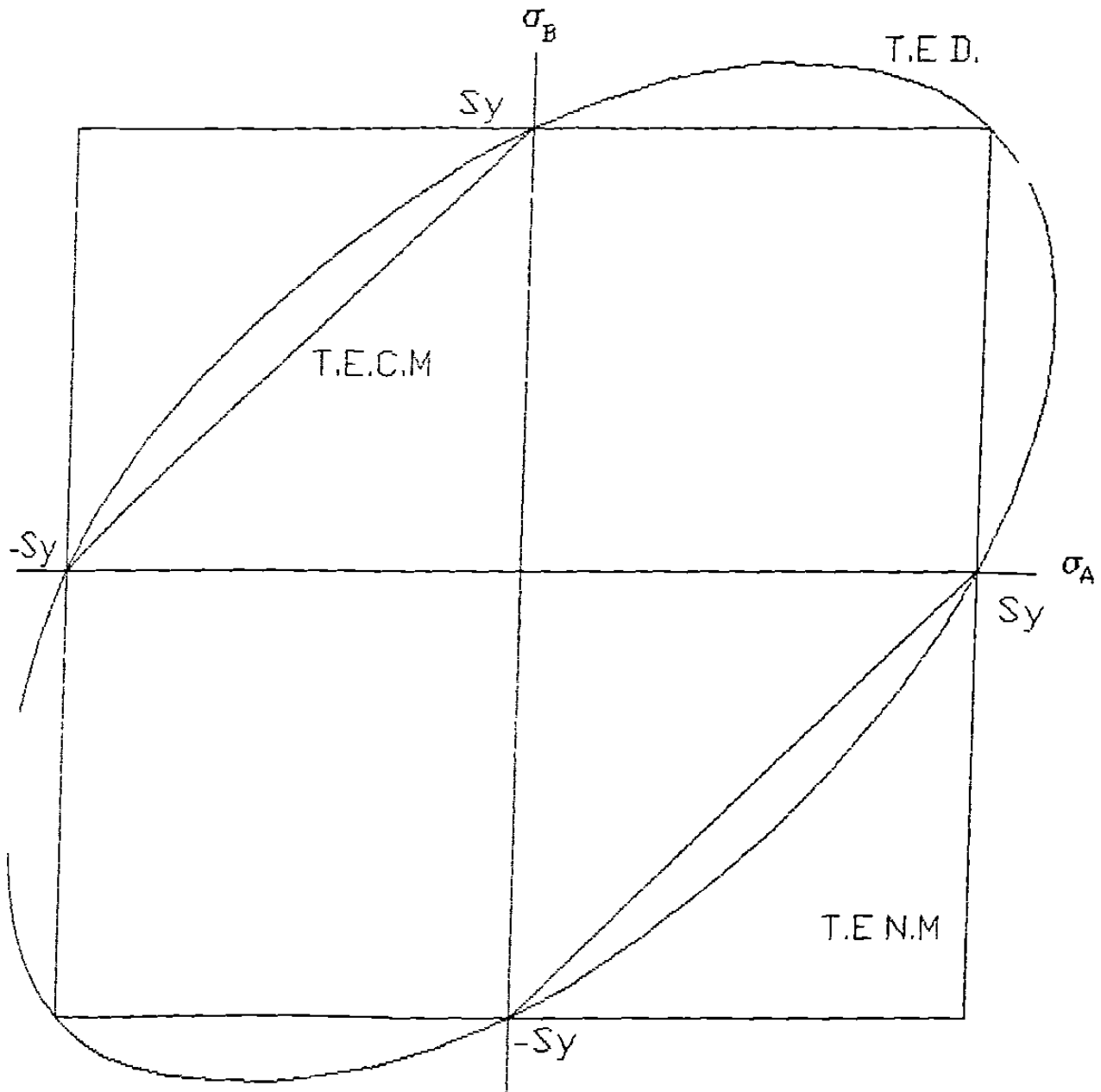
# ACERO AISI 1015 ROLADO EN CALIENTE

Propiedades  $S_{ut}=340\text{MPa}$   $S_y=190\text{MPa}$   $S_e=141\text{MPa}$



ESCALA: 1plg.:100MPa

ACERO AISI 1006 ESTIRADO EN FRIO  
 Propiedades  $S_{ut}=330\text{MPa}$   $S_y=280\text{MPa}$



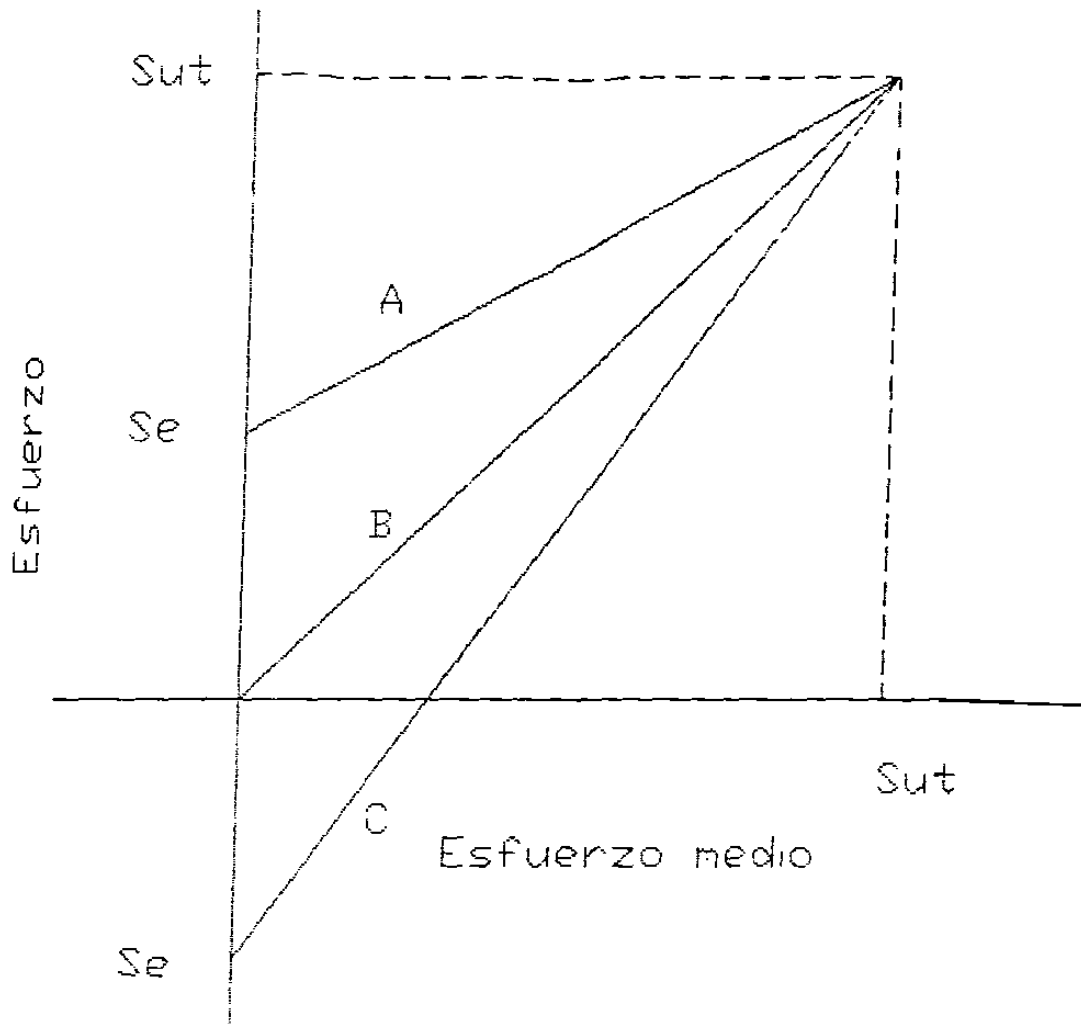
SIMBOLOGIA:

ESCALA: 1plg.: 100MPa

- T.E.N.M.=TEORIA DEL ESFUERZO NORMAL MAXIMO
- T.E.C.M.=TEORIA DEL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO
- T.E.D.=TEORIA DE LA ENERGIA DE LA DISTORSION



ACERO AISI 1006 ESTIRADO EN FRIO  
Propiedades  $S_{ut}=330\text{MPa}$   $S_y=280\text{MPa}$   $S_e=141\text{MPa}$



SIMBOLOGIA: A.-LINEA DE ESFUERZO MAXIMO  
B.-LINEA DE ESFUERZO MEDIO  
C.-LINEA DE ESFUERZO MINIMO

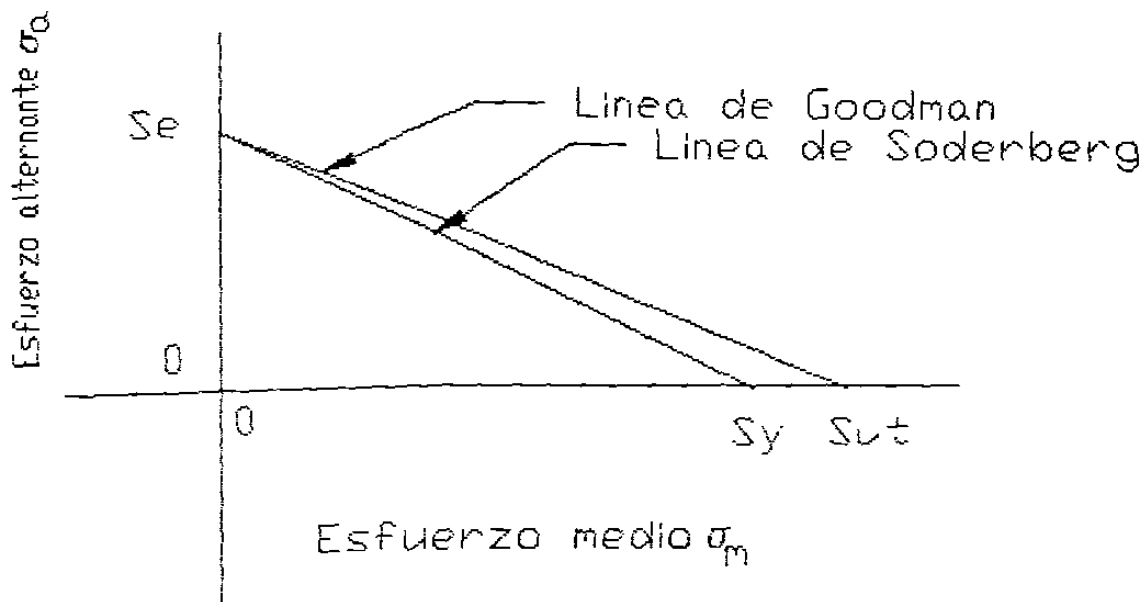
ESCALA: 1plg.:100MPa

# ACERO AISI 1006 ESTIRADO EN FRIO

Propiedades  $S_{ut}=330\text{MPa}$

$S_y=280\text{MPa}$

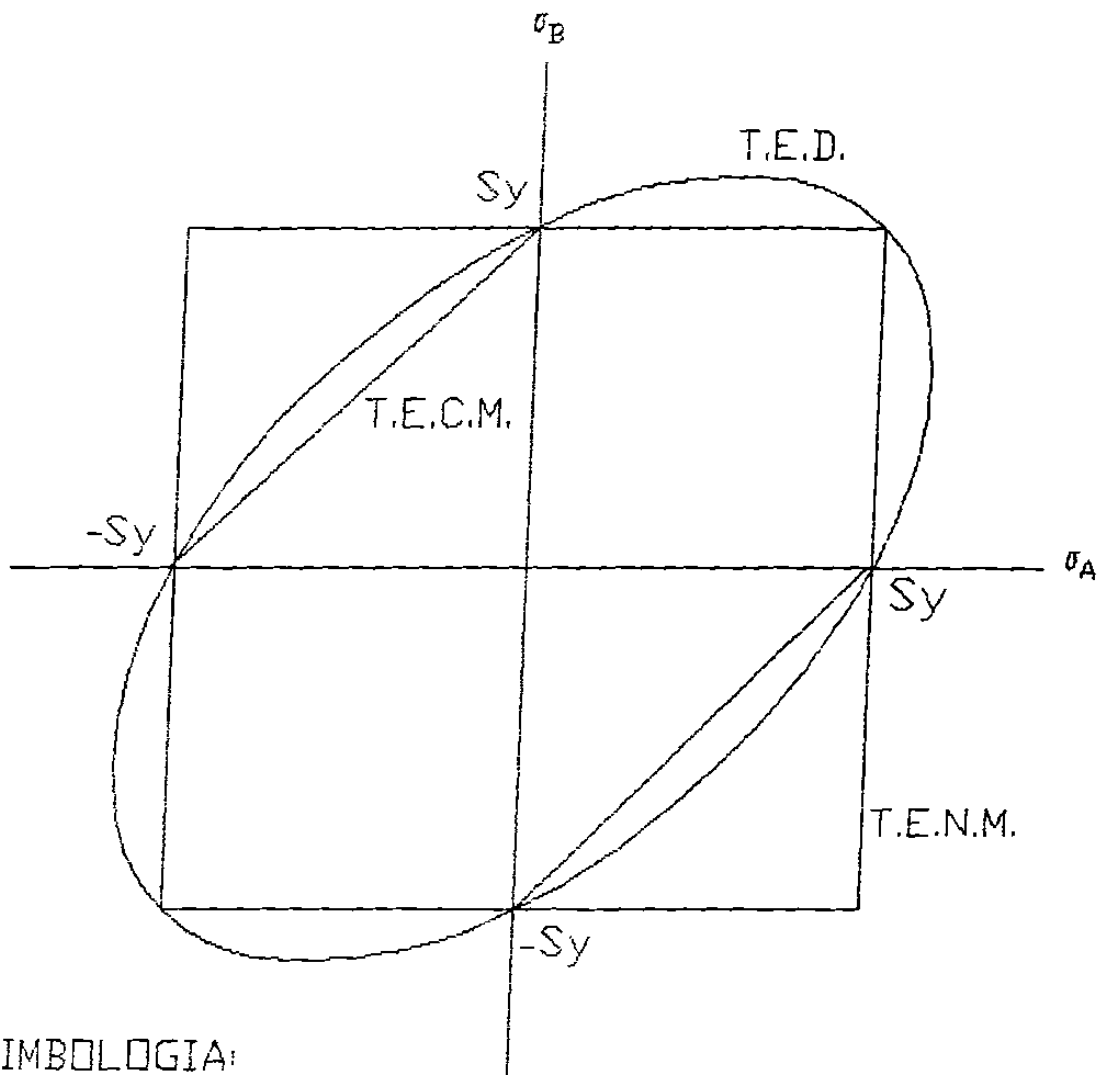
$S_e=141\text{MPa}$



ESCALA: 1plg.:100MPa

# ACERO AISI 1018 ESTIRADO EN FRIO

Propiedades  $S_{ut}=440\text{MPa}$   $S_y=370\text{MPa}$   $S_e=174\text{MPa}$



SIMBOLOGIA:

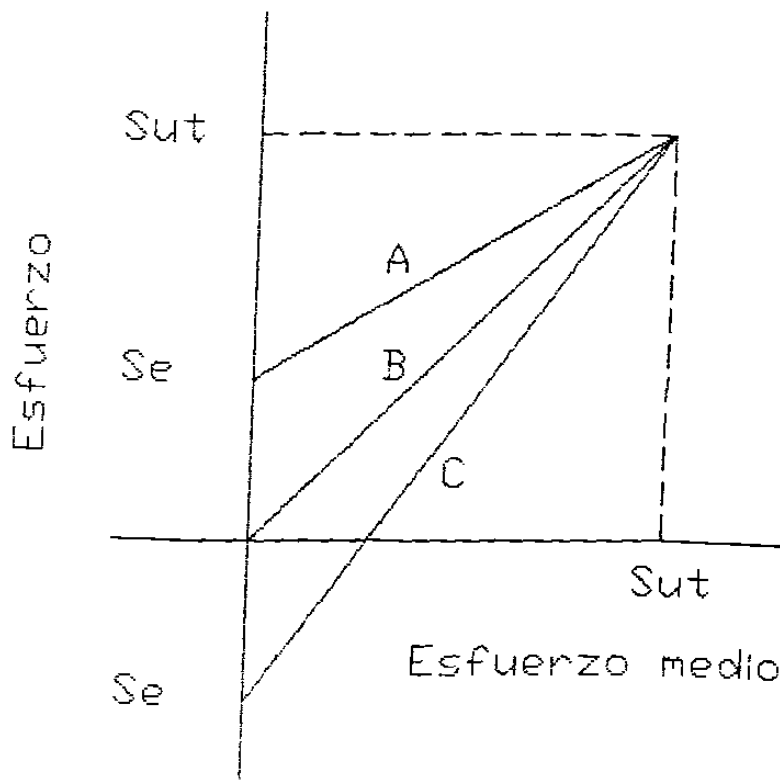
T.E.N.M.=TEORIA DEL ESFUERZO NORMAL MAXIMO

T.E.C.M.=TEORIA DEL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO

T.E.D.=TEORIA DE LA ENERGIA DE LA DISTORSION

ESCALA:1plg.:200MPa

ACERO AISI 1018 ESTIRADO EN FRIO  
 Propiedades  $S_{ut}=440\text{MPa}$   $S_y=370\text{MPa}$   $S_e=174\text{MPa}$   
 DIGRAMA DE GOODMAN



SIMBOLOGIA:

A.-LINEA DE ESFUERZO MAXIMO

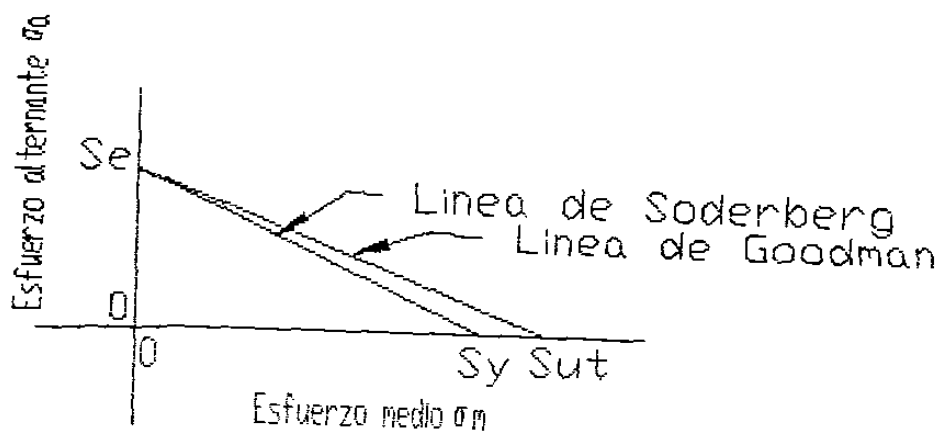
B.-LINEA DE ESFUERZO MEDIO

C.-LINEA DE ESFUERZO MINIMO

ESCALA: 1plg.: 200MPa

# ACERO AISI 1018 ESTIRADO EN FRIO

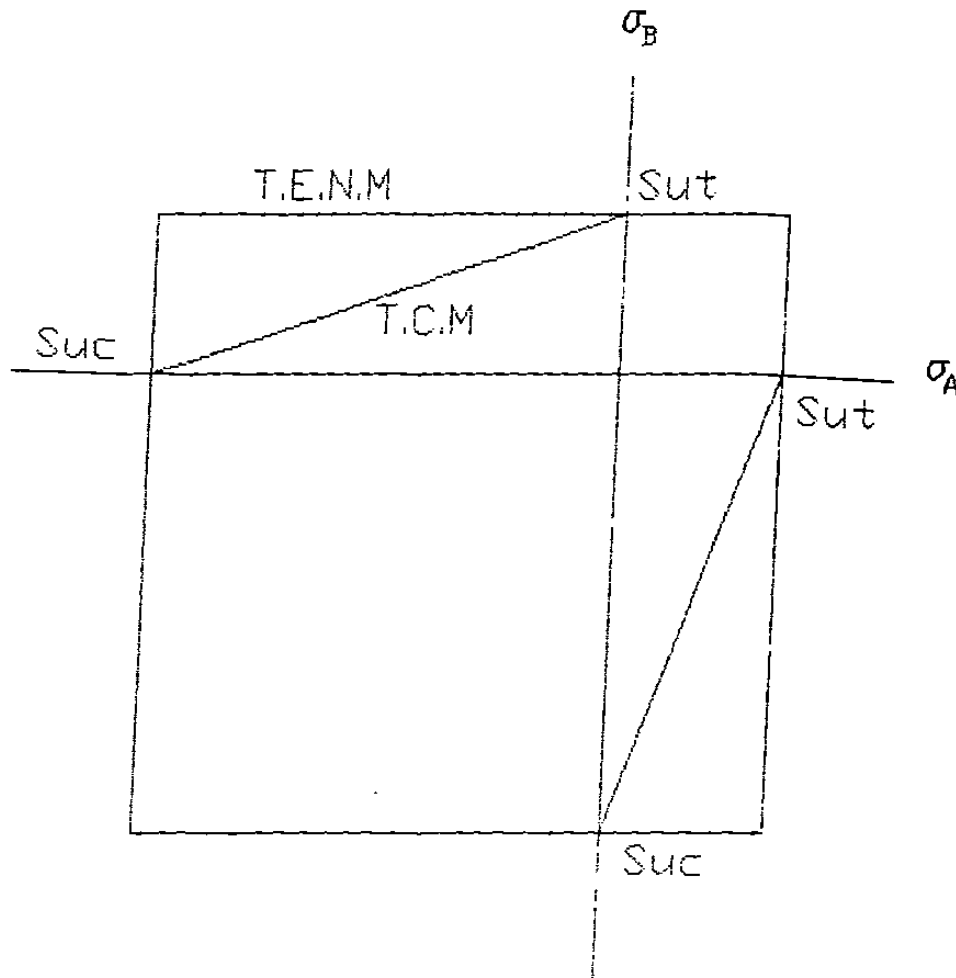
Propiedades  $S_{ut}=440\text{MPa}$   $S_y=370\text{MPa}$   $S_e=174\text{MPa}$



ESCALA: 1plg.:200MPa

# HIERRO COLADO GRIS NUM.25 ASTM

$S_{ut}=179\text{MPa}$   $S_{uc}=668\text{MPa}$



SIMBOLOGIA:

T.E.N.M.=TEORIA DEL ESFUERZO NORMAL MAXIMO

T.C.M.=TEORIA DE COULOMB MOHR

ESCALA:1plg.:200MPa

## CAPITULO #6 RESULTADOS PRACTICOS

Se ensayaron a tensión dos materiales y se obtuvieron sus propiedades mecánicas  $S_y$  y  $S_{ut}$  dando los siguientes valores:

ACERO GRADO MAQUINARIA TcMo4T CALIDAD FORTUNA EQUIVALENTE A ACERO AISI 4140

$$S_y = 779 \text{ Mpa}$$
$$S_{ut} = 836 \text{ Mpa}$$

Para obtener el límite de fatiga se usa la siguiente ecuación  $S_e = S'_e \times K_a$  ya que las probetas que se ensayaron se consideraron de superficie maquinada, obteniéndose los siguientes valores:

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \quad \text{para} \quad S_{ut} < 1400 \text{ Mpa}$$
$$S'_e = 0.5 \times 836 = 418 \text{ Mpa}$$

Y el valor de  $K_a$  se obtuvo de la ecuación  $K_a = a S_{ut}^b$  donde los factores  $a$  y  $b$  se encontraron de la tabla #5, entrando con superficie maquinada; dando los siguientes valores  $a = 4.51 \text{ Mpa}$  y  $b = -0.265$  que al sustituirlos en la ecuación dió.

$$K_a = 4.51 \times 836^{-0.265} = 0.7582$$

De tal manera que

$$S_e = 418 \times 0.7582 = 316.9276 \text{ Mpa}$$
$$= 317 \text{ Mpa}$$

De la misma manera se procedio para el

ACERO GRADO HERRAMIENTA SW 55 CALIDAD FORTUNA EQUIVALENTE A ACERO AISI 01 OBTENIENDOSE

$$S_y = 437 \text{ Mpa}$$
$$S_{ut} = 764 \text{ Mpa}$$
$$S_e = 297 \text{ Mpa}$$

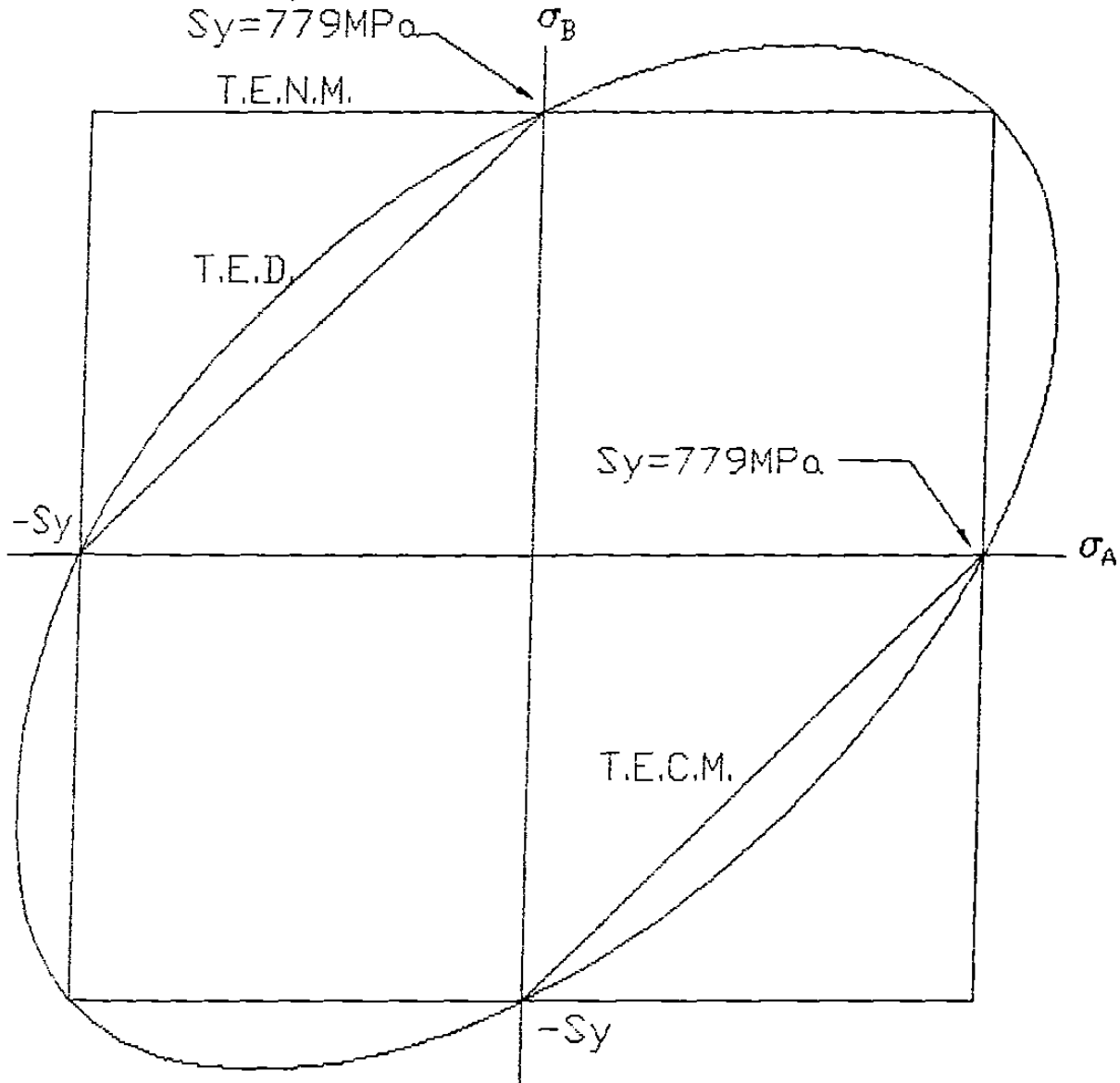
Una vez obtenidos estos valores se procede a la realización de los diagramas en la forma descrita en el capítulo anterior.

Teniendo estos diagramas, si se requiere usar cualquiera de estos dos metales mencionados para un diseño determinado y un tipo de carga específica se procederá de la misma forma a la explicada en el artículo 5-2.

A continuación se muestran los diagramas de los materiales mencionados anteriormente.

ACERO GRADO MAQUINARIA TcMo 4T  
 CALIDAD FORTUNA EQUIVALENTE A  
 ACERO AISI 4140

Propiedades:  $S_y=779\text{MPa}$   $S_{ut}=836\text{MPa}$   $S_e=317\text{MPa}$



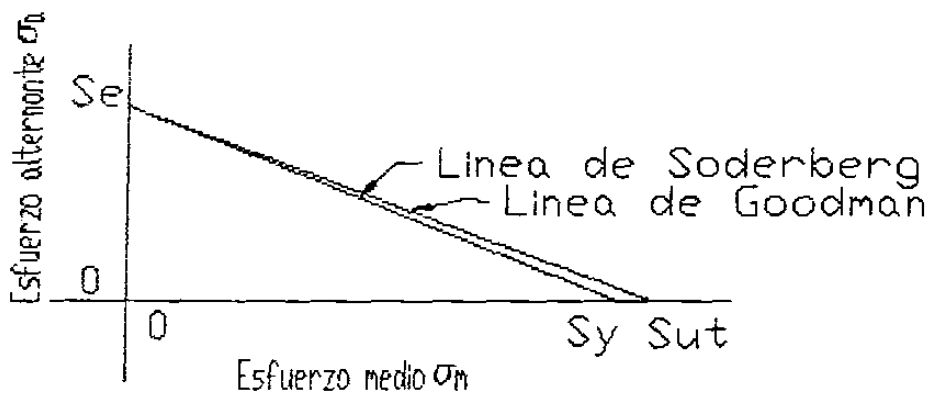
SIMBOLOGIA:  
 T.E.N.M.=TEORIA DEL ESFUERZO NORMAL MAXIMO  
 T.E.C.M.=TEORIA DEL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO  
 T.E.D.=TEORIA DE LA ENERGIA DE LA DISTORSION

ESCALA: 1plg.: 300MPa



ACERO GRADO MAQUINARIA TcMo 4T  
CALIDAD FORTUNA EQUIVALENTE A  
ACERO AISI 4140

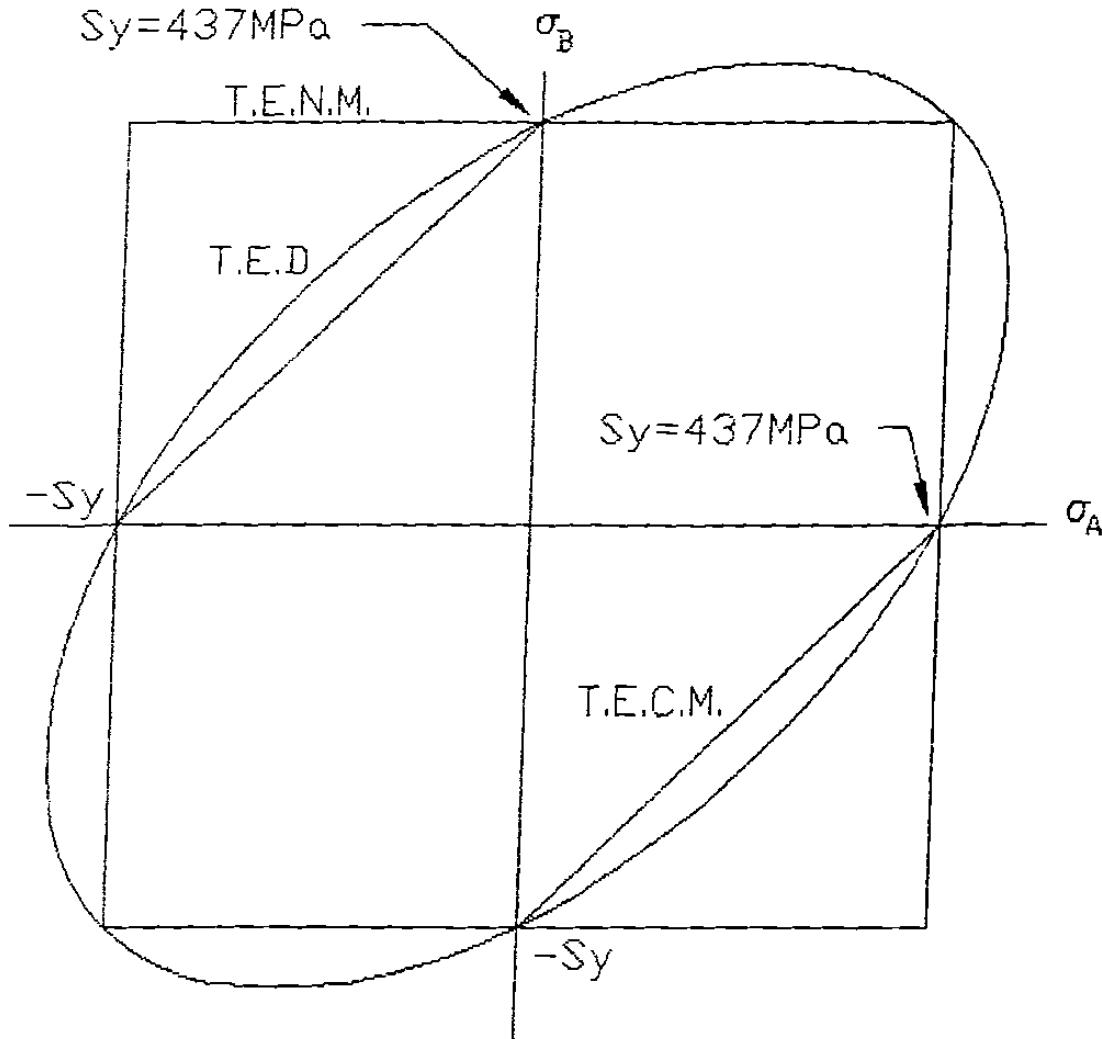
Propiedades:  $S_y=779\text{MPa}$   $S_{ut}=936\text{MPa}$   $S_e=317\text{MPa}$



ESCALA: 1plg.: 300MPa

ACERO GRADO HERRAMIENTAS SW 55  
 CALIDAD FORTUNA EQUIVALENTE A-  
 ACERO AISI 01

Propiedades:  $S_{ut}=764\text{MPa}$   $S_y=437\text{MPa}$   $S_e=297\text{MPa}$



SIMBOLOGIA:

T.E.N.M.=TEORIA DEL ESFUERZO NORMAL MAXIMO

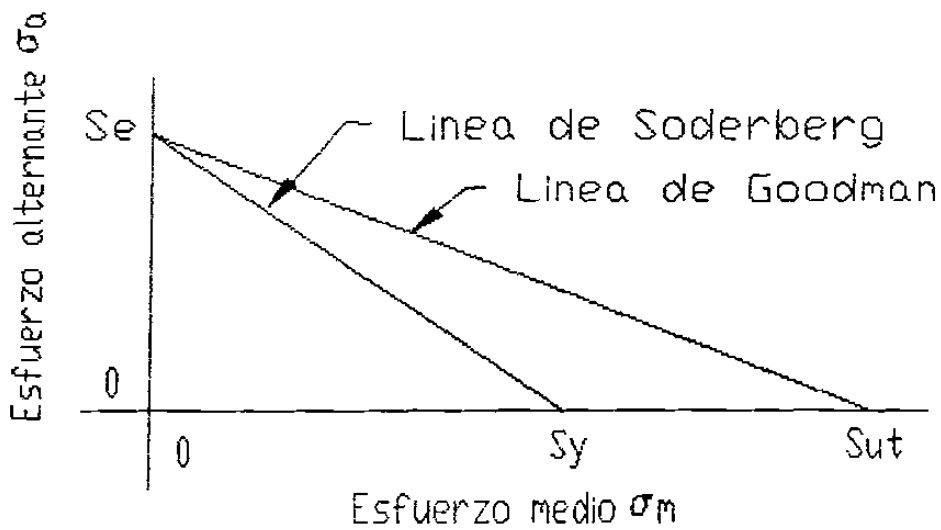
T.E.C.M.=TEORIA DEL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO

T.E.D.=TEORIA DE LA ENERGIA DE LA DISTORSION

ESCALA: 1plg:200MPa

ACERO GRADO HERRAMIENTAS SW 55  
CALIDAD FORTUNA EQUIVALENTE A-  
ACERO AISI 01

Propiedades:  $S_{ut}=764\text{MPa}$   $S_y=437\text{MPa}$   $S_e=297\text{MPa}$



ESCALA: 1plg:200MPa

## CAPITULO #7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Con respecto al trabajo de tesis, puedo comentarles que definitivamente en la actualidad, con las técnicas modernas con las que actualmente se cuenta, la visión de lo que se está haciendo siempre es mejor en los métodos gráficos que en los analíticos. Si nos remontáramos unos años atrás posiblemente se pudiera argumentar que los métodos analíticos, son más exactos que los gráficos, pero eso en la actualidad ya no tiene fundamento debido a los avances tecnológicos.

El método gráfico de las teorías de falla que se maneja a lo largo de este trabajo como ya se dijo en un principio, no es el más exacto, pero realmente hasta ahora en el área de diseño mecánico no hay métodos cien por ciento exactos. En la medida en que se calculen en una forma más precisa las propiedades mecánicas  $S_u$ ,  $S_y$  y  $S_e$  con la cual se realizan los diagramas de las teorías de falla, en esa misma medida se tendrá más exactitud en el procedimiento.

En los diagramas de las teorías de falla que se muestran en el capítulo #3, no se muestra gráficamente la forma de como usar los mismos, aunque sí hace la explicación. La razón de explicar los diagramas de esta forma, es que en realidad los diagramas de las teorías de falla son diagramas de frontera que me permiten en un momento dado saber que rango y tipos de carga le puedo aplicar a un elemento mecánico y con que factor de seguridad se trabajaría y es que en realidad un diagrama es como un catálogo del material en cuestión que se quiera emplear.

Con respecto a los dos aceros reales ensayados (ACERO GRADO MAQUINARIA  $T_c M_o$  4T CALIDAD FORTUNA EQUIVALENTE A ACERO AISI 4140 Y ACERO GRADO HERRAMIENTAS SW 55 CALIDAD FORTUNA EQUIVALENTE A ACERO AISI O1) podemos notar a pesar de que los diagramas no están a la misma escala, que el acero grado maquinaria tiene mayor capacidad de soportar carga que el acero grado herramienta, otra observación que se puede hacer en una forma rápida, sería la siguiente:

Si suponemos que queremos someter al elemento mecánico a un esfuerzo  $\sigma_A = 300$  Mpa y  $\sigma_B = 300$  Mpa para los diagramas de los aceros reales mostrados, si aplicamos el procedimiento descrito en el capítulo #3 darían los siguientes factores de seguridad, para el acero grado maquinaria  $n = 1.463$  y para el acero grado herramienta  $n = 2.611$  estos factores serían para los diagramas de carga estática (Para todos por que los tres coinciden en este punto)

Para el caso de la fatiga, supongamos que tenemos los siguientes esfuerzos  $\sigma_m = 100$  Mpa y  $\sigma_a = 100$  Mpa, si entráramos con estos esfuerzos al diagrama de Soderberg los factores de seguridad serían  $n = 1.7778$  para el acero grado herramienta y  $n = 2.1667$  para el acero grado maquinaria, si empleamos el diagrama de Goodman estos factores serían  $n = 2.1667$  para el acero grado herramienta y  $n = 1.5556$  para el acero grado maquinaria.

Como se puede apreciar con lo expuesto arriba, para obtener estos factores de seguridad el tiempo invertido fue corto, si lo comparamos con el invertido si lo hicieramos en forma analítica.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] J.A. Collins, Failure of Materials, in Mechanical Design, Wiley, Nueva York, 1981, pag. 134
- [2] Joseph Marin, Engineering materials, Prentice-Hall, Englewood, N.J., 1959 pag. 156,157
- [3] Charles F. Walton, Iron Castings Handbook, Iron Founders' Society, 1971, pp. 215,216 Cleveland, Ohio
- [4] L. Bairstow, " The Elastic Limits of Iron and Steel under Cyclic variations of stress " Philosophical Transactions series A, Vol 210, Royal Society of London, 1910, pags. 35-55
- [5] R.W. Landgraf, Cyclic Deformation and Fatigue Behavior of Hardened Steels, Report no. 320, Department of theoretical and Applied Mechanics, University of Illinois, Urbana, 1968, pags. 84-90
- [6] Technical Reporton Fatigue Properties, SAE J1099, 1975
- [7] J.F Tavernelli y L.F Coffin Jr. " Experimental Support for generalized equation predicting Low Cycle Fatigue " y S.S Manson análisis. Trans. ASME J. Basic Eng. Vol 84, no 4, pags. 533-537
- [8] H.O. Fuchs y R.I Stephens, Metal fatigue in Engineering, Wiley, Nueva York, 1960. pags. 69-71
- [9] Charles R. Mischke " Prediction of Stochastic Endurance Strength " Trans of ASME, J. Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in design, Vol 109, no. 1 pgs. 113-122, enero 1987
- [10] Joseph Marin, Mechanical Behavior of Engineering Materials, Prentice-Hall, Englewood Eliffs, N.J., 1962 pag. 224
- [11] Joseph E. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica quinta edición Mc Graw Hill, Inc., U.S.A., 1990, pag. 225
- [12] Joseph E. Shigley, Diseño En Ingeniería Mecánica quinta edición, Mc.Graw Hill, Inc., U.S.A., 1990, tablas A-20 y A-24 de las pags. 859 y 863 respectivamente.
- [13] M.F. Spotts, Design of Machine Elements fifth edition, Prentice-Hall, Inc, Englewood Cliffs, New Jersey 07632
- [14] Manual de aceros fortuna, Guerrero Nte. # 2550, Monterrey N.L. México C.P. 64410

## CITAS Y NOTAS

- \*1.- En la figura #7 el eje inclinado tiene escala de 50%. En un dibujo isométrico, las escalas de los tres ejes son iguales. Pero el isométrico no se podría utilizar en este caso por que el eje de la elipse se encimaría en un eje coordenado.
- \*2.- Fuente: Datos obtenidos de R.W.Landgraf, Cyclic Deformation and Fatigue Behavior of Hardened steels, Report no.320, Department of theoretical and applied Mechanics, University of Illinois, Urbana, 1968.
- \*3.- Datos provenientes de NACA Technical Note 3866, diciembre 1966.
- \*4.- Tomado de datos compilados por H.J.Grover, S.A.Gorden y L.R.Jackson en fatigue of metals and structures, Bureau of Naval Weapons document NAVWEPS00-25-534, 1960 rev.; y de Fatigue Design Handbook SAE, 1968, p.42.
- \*5.- Fuente: Adaptado de L.Sors, Fatigue Design of Machine Components, Pergamon Press, Oxford, Inglaterra, 1971.
- \*6.- Fuente de datos: C. G. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", Society for Experimental Stress Analysis, Vol III, no.2, 1946, pág.49.
- \*7.- Mischke, op.cit., tabla 3
- \*8.- R.Kuguel, "A Relation between Theoretical Stress Concentration Factor and Fatigue Notch Factor Deduced from the Concept of Highly stressed Volume", Proc ASTM, vol.61, 1961, págs.732-748
- \*9.- Landgraf, op.cit.
- \*10.- Thomas J. Dolan, "Physical Properties", en Oscar J.Horger (comp.), ASME Handbook-Metals Engineering Design, Mc.Graw Hill, New York, 1953, p.97.
- \*11.- Op.Cit., tabla 6.
- \*12.- Para tener más información, ver tabla 2 de ANSI/ASME B106.IM-1985 estándar de ejes: y E.A.Brandes(ed.), Smithell's Metals Reference Book, 6a.ed., Butterworth, Londres, 1983, págs.22-134 a 22-136, donde se tabulan límites de resistencia a la fatiga de 100 a 650°C.
- \*13.- Fuente de los datos: Thomas J. Dolan, "Stress Range", sec.6.2 en O.J. Horger (compilador), ASME Handbook-metals Engineering Design, Mc.Graw Hill, New York, 1953.

## GLOSARIO

- cuñero o chavetero.** - Lugar o alojamiento de la chaveta, chaveta especie de clavija o pasador que sirve para sujetar ciertas piezas de un mecanismo u otras cosas.
- cíclicas.** - Cíclico, relativo al ciclo, ciclo. Serie de fases por que pasa un fenómeno físico periódico hasta que se reproduce una fase anterior.
- determinista.** - Sistema o método según el cual el procedimiento se rige por un factor.
- distorsión .-** Cambio de forma, deformación angular ocasionadas por esfuerzos cortantes.
- dúctil.** - Aplíquese a los materiales que sufren deformación plástica , que son capaces de deformarse plásticamente.
- espécimen.** - Muestra, modelo.
- estocásticoo aleatorio.** - Incierto que depende de un suceso eventual.
- fluencia o cedencia.** - Deformación de un elemento con un incremento de carga casi nulo.
- fragil.** - Aplíquese a los metales que no se deforman plásticamente.
- hidrostaticas.** - Se aplica a esfuerzos normales que actúan sobre un cuerpo y el esfuerzo de tensión es igual al de compresión.
- monotónicas o monótonos.** - Que conserva la misma tendencia, mono.voz usada como prefijo con la significación de unico o uno solo.



octaédrico.- De forma de octaedro, octaedro. Solido de ocho caras que son triangulos.

pronóstico.- Accion de pronosticar, pronosticar. Predecir lo futuro por indicios

prototipo.- Primer ejemplar que se construye industrialmente de una maquina con objeto de emprender su fabricacion en serie.

triada - Conjunto de tres unidades.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA  
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POST-GRADO

TITULO DE LA TESIS

"TEORÍAS DE FALLA Y SUS APLICACIONES"

TESIS

EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA  
MECÁNICA CON ESPECIALIDAD EN DISEÑO MECÁNICO

QUE PRESENTA

ING. ROBERTO ALBERTO MIRELES PALOMARES

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA N.L.  
FEBRERO DE 1992

