



INSTITUTO DE  
TECNOLOGIA

PROF. JORGE A. SABATO

UNIVERSIDAD NACIONAL  
DE GENERAL SAN MARTIN  
COMISION NACIONAL  
DE ENERGIA ATOMICA

MAESTRIA EN  
CIENCIA Y  
TECNOLOGIA  
DE MATERIALES

## VIDA RESIDUAL DE VARILLAS DE BOMBEO

Horacio Nelson Álvarez Villar

UNIVERSIDAD NACIONAL DE GENERAL SAN MARTIN  
COMISION NACIONAL DE ENERGIA ATOMICA  
INSTITUTO DE TECNOLOGIA  
"Prof. Jorge Sábato"

**Vida residual de varillas de bombeo (\*)**

**por Ing. Horacio Nelson Alvarez Villar**

**Director**

**Dr. Hugo Alejandro Ernst**

**(\*) Tesis para optar al título de *Magister en Ciencia y Tecnología de Materiales***

**República Argentina**

**2000**

COMISION NACIONAL DE ENERGIA ATOMICA  
CENTRO DE INFORMACION C A C

## **Dedicatoria**

Este trabajo está dedicado a la memoria de Ricardo Rapacioli.

## **Agradecimientos**

A mis amigos y colegas Rosana Gastien y Hernán Centeno, por su importante colaboración durante la realización del trabajo.

A Alicia Sarce por su invaluable ayuda para que el trabajo terminara felizmente.

A Enrique Dick y las autoridades de CITEFA por haberme dado esta posibilidad.

A Hugo Ernst y José Villasante por la dirección y la revisión técnica de la Tesis.

A mis amigos y colegas Víctor Fierro, Pablo Ratto, Adrián Graus, Cristina Corbellani, Andrea Ansaldi, Gabriela Alejandro, Diego Lamas, Beatriz Nemi, Francisco Agüera y Eduardo Ayllón por su apoyo y cooperación permanentes.

Al personal del CINI y de CITEFA en general.

## **Introducción**

### **Capítulo 1**

#### **Predicción de vida a la fatiga**

- 1.1. Introducción
- 1.2. Mecanismos de la fatiga
- 1.3. Formulación matemática de una metodología predictiva
- 1.4. Factores que afectan la fatiga
- 1.5. Resumen y conclusiones

### **Capítulo 2**

#### **Modelización fenomenológica de la fatiga**

- 2.1. Introducción
- 2.2. Análisis de las tensiones/deformaciones locales
- 2.3. Modelización de los estados de tensión/deformación
- 2.4. Modelización del daño por fatiga
- 2.5. Resumen y conclusiones

### **Capítulo 3**

#### **Fundamentos para el análisis de uniones/varillas de bombeo**

#### **PCP**

- 3.1. Introducción
- 3.2. Investigación del torque de armado
- 3.3. Análisis estático
- 3.4. Análisis dinámico
- 3.5. Ensayos plena escala no simulativos
- 3.6. Nuestro análisis
- 3.7. Resumen y conclusiones

## **Capítulo 4**

### **Caracterización del material**

- 4.1. Introducción
- 4.2. Antecedentes
- 4.3. Plan experimental
- 4.4. Desarrollo del plan experimental
  - 4.4.1. Propiedades en tracción
  - 4.4.2. Propiedades cíclicas
- 4.5. Resumen y conclusiones

## **Capítulo 5**

### **Vida útil/residual de uniones/varillas PCP**

- 5.1. Introducción
- 5.2. Presentación del diseño de la unión/varilla PCP
- 5.3. Análisis estático según expresiones de cargas límite
- 5.4. Tensiones inducidas por el torque de armado
- 5.5. Análisis de tensiones/deformaciones
- 5.6. Discusión del análisis de tensiones/deformaciones
- 5.7. Análisis a la fatiga. Estimación de la vida de diseño.
- 5.8. Ensayos no simulativos
- 5.9. Conclusiones preliminares

## **Conclusiones**

### **ANEXO A**

**Probeta entallada en "U"**

### **ANEXO B**

**Análisis de tensiones sobre la unión/varilla PCP**

### **ANEXO C**

**Ensayos plena escala incluidos en el informe CINI 1378/98**

## Introducción

*Los objetivos que dieron origen a este trabajo consistieron en: a) Estudiar las metodologías para el análisis a la fatiga de componentes / estructuras mecánicas; b) Implementar la metodología elegida en el caso de componentes similares a la unión / varilla PCP y c) Verificar el diseño de la unión/varilla PCP.*

Están disponibles detalladas especificaciones, de uso extendido en la industria, que describen ampliamente los requerimientos sobre los materiales (propiedades mecánicas y condición metalúrgica) y los procesos de fabricación. Sin embargo, la práctica recomendada por API (American Petroleum Institute) referida al diseño y selección de uniones/varillas se aplica a componentes estandarizados (de dominio público). Por lo tanto, no puede extenderse su aplicación a uniones no estándar (propietarias) como la analizada en este trabajo, particularmente en lo que respecta al análisis a la fatiga. Surge la necesidad de proponer un análisis alternativo.

El punto de partida de nuestro trabajo consiste en el informe CINI 1378/98 que documenta el proceso de diseño. La caracterización del material parte de la determinación experimental del diagrama de Goodman modificado (para el acero UHS, denominado DS 924) reportado en el informe CINI 1129/97.

Los aspectos considerados en este trabajo son los siguientes:

- Especificación de un parámetro de daño por fatiga
- Caracterización del material
- Identificación de zonas críticas, con análisis de la historia local de tensiones/deformaciones.
- Predicción de la vida a la fatiga basada en el daño por ciclo introducido en el material en los puntos críticos

La determinación de zonas críticas en un componente, el análisis de la historia local de tensión/deformación (derivadas de la historia de cargas nominal) y la caracterización del material son temas muy analizados,

incorporados a la práctica habitual en Ingeniería y por ello los consideramos fuera de la discusión teórica.

En el Capítulo 1, introducimos la problemática de la fatiga presentando una aproximación general a los problemas relacionados con la identificación de un parámetro y una regla de acumulación de daño apropiados. En el Capítulo 2 explicamos la metodología elegida para el tratamiento de la fatiga (basada en conceptos de energía de deformación). El parámetro de daño elegido combina las energías de deformación elástica y plástica. En el Capítulo 3 describimos con cierto detalle la práctica recomendada por API para el diseño y selección de uniones/varillas, señalando algunas limitaciones especialmente en lo que tiene que ver con la consideración del problema de la fatiga. También proponemos un tratamiento alternativo y revisamos la práctica habitual en la industria para la evaluación de uniones/varillas a través de ensayos de calificación. En el Capítulo 4 quedan identificados los parámetros del material que caracterizan el acero UHS (DS 924) como un material de Ramberg-Osgood que cumple la regla de Masing. Los ensayos requeridos se limitan a ensayos de fatiga axial con amplitud de deformación constante. En este trabajo nos limitamos a considerar cargas proporcionales, estando pendiente la consideración de leyes constitutivas más generales. Esta modelización (relativamente simple) es suficiente para nuestros supuestos de diseño. En el Capítulo 5 presentamos la estimación del estado de tensiones en el punto crítico de la unión, realizando la predicción de la vida de diseño de la unión / varilla PCP.

En los Anexos reportamos los resultados obtenidos por el CINI-LEPE (Análisis de Tensiones y ensayos plena escala de la unión/varilla PCP).

## Predicción de vida a la fatiga

### 1.1. Introducción

La fatiga es un problema tecnológicamente importante. Buena parte de las fallas en servicio de componentes/estructuras se atribuye a causas concurrentes con la fatiga. Se trata de un proceso acumulativo, en ausencia de defectos internos importantes netamente superficial, que se localiza en las zonas adyacentes a concentradores de tensión/deformación (geométricos y/o microestructurales) aún en componentes/estructuras nominalmente sometidos a cargas elásticas. Cuando se aplican de cargas variables se acumula daño (microplasticidad) en las zonas más tensionadas del componente/estructura. Eventualmente se inician y propagan de fisuras. Cuando alguna fisura crece lo suficiente reduciendo la sección neta que resiste la carga aplicada, se produce la fractura del componente/estructura.

La investigación en fatiga naturalmente ha prestado particular atención a la predicción de fallas. Son importantes los esfuerzos dirigidos a establecer prácticas de laboratorio dedicadas a la implementación de una simulación adecuada de la respuesta del material. Sin embargo, esta simulación se ha revelado como un problema de extraordinaria complejidad. En la fatiga intervienen dos mecanismos íntimamente relacionados que operan en escalas diferentes: plasticidad y daño. La plasticidad puede analizarse mediante los métodos clásicos para el estudio de la deformación. Pero el daño por fatiga, por su naturaleza muy localizada, debe inferirse de las historias de tensión/deformación y no puede medirse directamente.

Tradicionalmente, la sollicitación mecánica en fatiga se caracteriza, en forma análoga a los ensayos de laboratorio, mediante la magnitud de la deformación (o tensión) cíclica aplicada. Para definir esta magnitud se requiere al menos dos valores: por ejemplo, los máximos y mínimos en la amplitud de deformación, indicados en la Figura 1.1. También se pueden utilizar otros parámetros, derivados de los valores máximos y mínimos indicados previamente. En la literatura son frecuentes los siguientes:

$$\text{Rango de deformación: } \Delta\varepsilon = \varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min} \quad [1.1]$$

$$\text{Rango de tensión: } \Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad [1.2]$$

$$\text{Deformación media: } \varepsilon_m = \frac{1}{2}(\varepsilon_{\max} + \varepsilon_{\min}) \quad [1.3]$$

$$\text{Tensión media: } \sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) \quad [1.4]$$

$$\text{Amplitud de deformación: } \varepsilon_a = \frac{1}{2}(\varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min}) \quad [1.5]$$

$$\text{Amplitud de tensión: } \sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) \quad [1.6]$$

$$\text{Relación de deformación: } R_\varepsilon = \varepsilon_{\min} / \varepsilon_{\max} \quad [1.7]$$

$$\text{Relación de tensión: } R_\sigma = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} \quad [1.8]$$

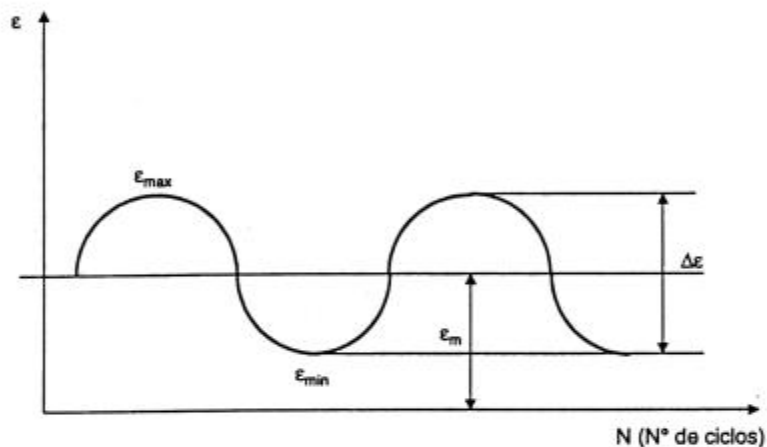


Figura 1.1.: Terminología utilizada en ensayos de fatiga con amplitud de deformación constante

El objetivo de una metodología predictiva consiste en relacionar la magnitud de la deformación (tensión) aplicada y la vida a la fatiga. Durante mucho tiempo se manejó la hipótesis de que mediante probetas de laboratorio, ensayadas por ejemplo en forma axial, es posible simular el comportamiento del material en una zona crítica.

Una vez que pudieron realizarse ensayos controlados por la amplitud de la deformación uniaxial se replanteó el problema del análisis de las discontinuidades geométricas, donde en la práctica se producen las fallas por fatiga en los componentes/estructuras. Se proponía que la concentración de tensiones determina la formación de una zona relativamente pequeña donde el material está deformado plásticamente mientras el resto del material se mantiene elástico. Entonces se podría afirmar que aunque el

componente/estructura estuviese controlado por tensión, las zonas plásticas localizadas están controladas por deformación. Entonces, a priori, eran claras las similitudes entre los ensayos controlados por deformación y la sollicitación sufrida por el material en las situaciones de diseño reales.

Sin embargo pronto se advirtió que eran necesarias correcciones para considerar las diferencias en estado de tensión, tamaño y gradientes de deformación entre las probetas y la zona plástica del componente/estructura de interés. Las diferencias se minimizan si la sección transversal de las probetas es una fracción de la zona plástica bajo análisis. Cuando está presente un concentrador de tensiones/deformaciones, deben analizarse estados de tensión multiaxiales, debiendo tener en cuenta que la multiaxialidad puede afectar sensiblemente la resistencia a la fatiga.

Ante la enorme dificultad que todavía representa la realización de ensayos de fatiga multiaxial, es muy limitada la disponibilidad de datos en bibliografía y como las posibles formas de fatiga multiaxial son virtualmente ilimitadas, es difícil encontrar datos que no sean demasiado específicos.

Desde el punto de vista práctico, el análisis a la fatiga nos enfrenta a situaciones problemáticas:

a) Llevar el análisis de tensiones en el componente a la escala de un elemento de volumen con superficie libre, tal que ese análisis nos independice de la geometría del componente.

b) Determinar una relación apropiada entre las tensiones y las deformaciones, con la finalidad de obtener una modelización completa del procesos de deformación y daño.

c) Reducir las historias de tensión/deformación multiaxiales a historias uniaxiales equivalentes.

d) Inferir el daño por fatiga en relación al número de ciclos a la falla observado en probetas de laboratorio.

Un elemento de volumen representativo tendrá, en un metal, dimensiones del orden de 0,5 x 0,5 x 0,5 mm. Tiene que ser lo suficientemente grande con respecto a las heterogeneidades del material y suficientemente pequeño como para representar adecuadamente los gradientes de tensión/deformación presentes en componentes/estructuras. En consecuencia, las tensiones/deformaciones que consideraremos de aquí en adelante serán

promedios sobre el volumen "homogeneizado" de un elemento representativo. Volveremos sobre el particular, pero la posibilidad de un tratamiento similar para el daño por fatiga no es posible y normalmente deberemos conformarnos con mediciones relativas de daño. Esto nos obliga a proponer parámetros de daño, derivados de la historia de tensiones/deformaciones locales, para inferir el daño (escalar) correspondiente a un elemento de volumen particular.

Con la finalidad de aclarar los conceptos de estado de tensiones multiaxial damos un ejemplo en la Figura 1.2. Aún en el estado de tensiones más simple, el estado de deformaciones es tridimensional. Definimos como estado de tensión uniaxial aquél donde está aplicada una tensión principal uniaxial  $\sigma_1$  (con  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ ). Por lo tanto, se habla de un estado de tensiones multiaxial cuando está presente más de una componente principal. En la figura se observan tres estados de tensión importantes: torsión, uniaxial y equibiaxial. Todos los estados de tensión se obtienen adicionando una tensión de tracción equivalente a  $\sigma_1$ , en forma sucesiva. También se puede observar que las deformaciones no siguen el mismo patrón, resultando la relación  $\epsilon_2/\epsilon_1$  de  $-1$ ,  $-\bar{\nu}$  y  $+1$  respectivamente, donde  $\bar{\nu}$  es un coeficiente de Poisson efectivo.

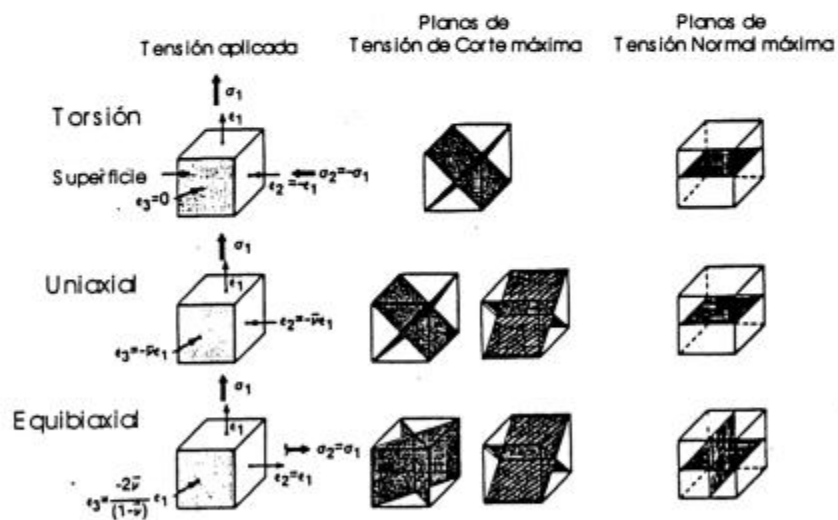


Figura 1.2.: Representación de diferentes estados de tensión deformación en un elemento de volumen con superficie libre

Similarmente a las tensiones/deformaciones, es importante definir el daño presente en un elemento de volumen con vistas a su tratamiento

matemático. Hay importantes trabajos basados en el análisis de defectos microestructurales<sup>1,2</sup>, pero su utilidad es relativa en situaciones donde interesa describir el comportamiento macroscópico del material.

En la literatura, se reportan distintas mediciones macroscópicas de daño por fatiga:

- Mediciones de la reducción en límites de fatiga<sup>3</sup>
- Mediciones basadas en el cambio de la respuesta tensión-deformación del material

Sin embargo, la medición macroscópica del daño por fatiga sólo es posible cuando el daño está muy avanzado, por lo que resulta más conveniente proponer variables internas que caractericen la condición microestructural del material.

En el caso más sencillo, con una variable  $D$  (escalar) se trata de representar dicha condición microestructural, que será válida para un elemento de volumen representativo del material. Esto implica adoptar la hipótesis de daño isotrópico<sup>4</sup>, evitando el caso más general de daño anisotrópico, donde  $D$  debe tratarse como una variable tensorial<sup>5</sup>.

Por lo general, se considera como valores extremos  $D=0$  cuando el material está en la condición inicial (sin daño) y  $D=1$  correspondiente a la fractura del elemento de volumen considerado. En consecuencia, el estado de daño estará caracterizado por una condición dada por  $0 \leq D < 1$ . Estas suposiciones dejan pendientes importantes problemas por resolver: acumulación de daño, evolución de daño, daño inicial y daño crítico para la fractura.

En este trabajo, defendemos la hipótesis de que conociendo la historia de tensiones y deformaciones de un elemento de volumen dado, una ley de daño permite evaluar (mediante integración con respecto del tiempo) la evolución del daño en el elemento. En ese caso, la teoría establece el tiempo (número de ciclos) correspondientes a la iniciación de una macrofisura en el punto más solicitado (tensionado) de una estructura.

## 1.2. Mecanismos de la fatiga

El daño por fatiga en los metales, lo mismo que la deformación plástica, se relaciona con el movimiento de las dislocaciones y su interacción con otras dislocaciones y con otros defectos presentes en la microestructura. Desde el punto de vista de los mecanismos, el proceso de fatiga puede considerarse dividido en tres regímenes característicos:

- Nucleación de microfisuras
- Propagación de microfisuras
- Propagación de macrofisuras

En la primera de estas etapas, se producen cambios microestructurales caracterizados por una mayor densidad de dislocaciones que afectan un volumen importante de material, apareciendo en la superficie de los granos orientados favorablemente, escalones de deslizamiento finos y uniformemente distribuidos, evidenciando una deformación cíclica residual. Eventualmente, se produce algún tipo de localización de la deformación que se manifiesta por la formación de bandas persistentes de deslizamiento, que concentran la deformación subsiguiente y producen la formación de extrusiones e intrusiones en la superficie libre.

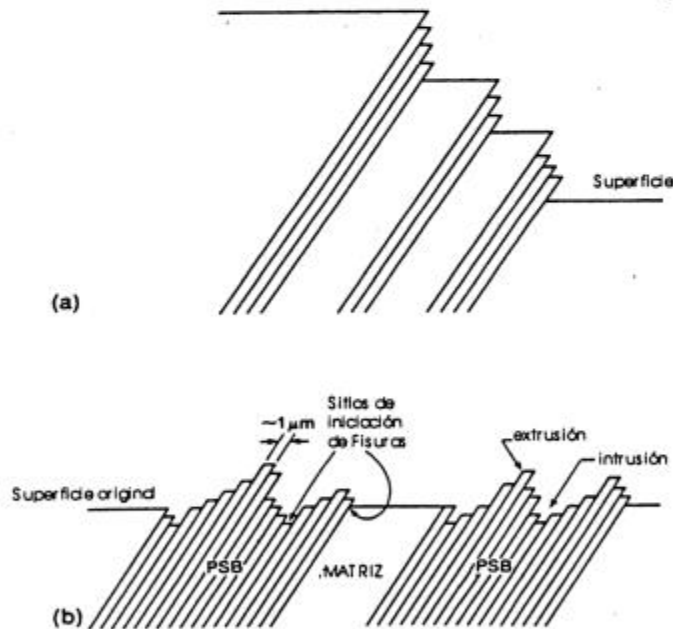


Figura 1.3.: Superficie de un material policristalino, al que se le aplica  
a) Carga monotónica y b) Carga cíclica

En la Figura 1.3. se esquematizó la topografía superficial producida por el deslizamiento durante los procesos de deformación monotónica y cíclica.

Si el proceso continúa, finalmente se inician microfisuras. En materiales macroscópicamente isotrópicos, los sitios de iniciación asociados con este mecanismo son las intrusiones y la interfase entre las bandas de deslizamiento y la matriz<sup>6</sup>. En aleaciones comerciales, también pueden ser sitios de iniciación las inclusiones superficiales y algunos tipos de defectos internos, como ser inclusiones, cavidades en borde de grano y puntos triples en borde de grano (estos dos últimos, se observan comúnmente cuando la temperatura es elevada). La Figura 1.4. ilustra los distintos sitios de nucleación encontrados en materiales policristalinos.

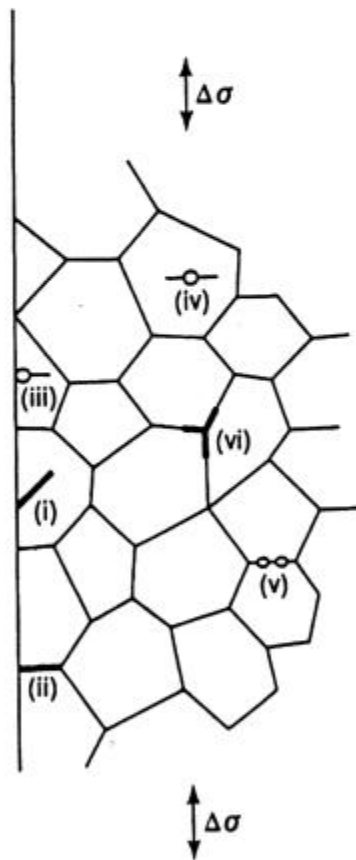


Figura 1.4.: Sitios de iniciación de microfisuras observados en materiales policristalinos.  
i) Transgranular; ii) Intergranular; iii) poro o inclusión superficial; iv) inclusiones;  
v) cavidades en borde de grano; vi) punto triple en borde de grano

Una vez que se inician, las microfisuras crecen como resultado de la deformación plástica posterior<sup>7</sup>. Como se observa en la Figura 1.5., las

microfisuras una vez iniciadas (también denominadas fisuras cristalográficas) muestran tendencia a crecer, atravesando bordes de grano, siguiendo la dirección de deslizamiento activa en los cristales en planos cuya normal forma  $45^\circ$  con la dirección de la tensión aplicada. Si se continúa aplicando deformación plástica, algunas microfisuras tienen probabilidad de transformarse en una macrofisura dominante, observándose un cambio gradual en la dirección de propagación hasta hacerse perpendicular a la dirección de la tensión aplicada. El proceso previo a la transición se analiza como iniciación e incluye tanto la nucleación como la propagación de microfisuras. Mientras las microfisuras se propaguen cristalográficamente se pueden utilizar, para simular el proceso de fatiga, aproximaciones basadas en las tensiones y deformaciones resultantes de las teorías clásicas de deformación. Es razonable pensar que en componentes/estructuras construidos con materiales de alta calidad y con procesos de fabricación cuidadosamente controlados (que no contienen defectos microestructurales iniciales importantes) la vida a la fatiga estará dominada por el proceso de iniciación y propagación de microfisuras.

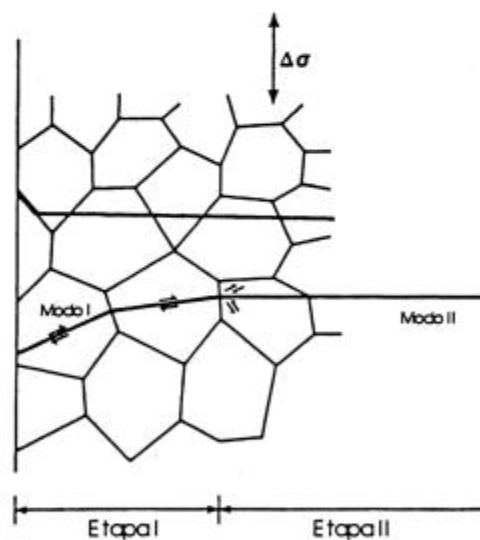


Figura 1.5.: Iniciación de microfisuras transgranular e intergranular seguida de propagación transgranular

La transición a un plano no cristalográfico para la propagación de las microfisuras se produce cuando la microfisura alcanza una longitud del orden de tres o cuatro tamaños de grano, dependiendo del material y la amplitud de carga aplicada. Aumenta con el incremento del tamaño de grano promedio del material y cuando disminuye la amplitud de tensión o deformación. La presencia de una macrofisura altera significativamente el campo de tensiones de un componente/estructura. Una vez que el cambio en este campo de tensiones es importante, el proceso de deslizamiento se concentra en el frente de la fisura. Es evidente que las tensiones y deformaciones locales, aún a distancias relativamente pequeñas, no pueden relacionarse con la magnitud del deslizamiento concentrado en el frente de la macrofisura. Este problema se analiza desde la Mecánica de Fractura y queda fuera de nuestro análisis.

Si nos limitamos al análisis de la iniciación y propagación de microfisuras concluimos con que la deformación cíclica de un material está acompañada por cambios que toman lugar en su estructura interna. Los cambios exhiben diferentes grados de permanencia, de tal manera que algunos se revierten con la descarga mientras otros persisten como daño interno que puede atribuirse tanto a la fatiga como a la plasticidad. Si bien se han propuesto ecuaciones constitutivas que representan el daño interno producido como resultado de distintas historias de deformación<sup>8</sup>, el tratamiento matemático para modelar daño por fatiga<sup>9</sup> presenta mayor complejidad que en otros tipos de daño debido a su elevada localización. Tal es así, que el tratamiento de la fatiga mediante ecuaciones estrictamente constitutivas ha sido infructuoso, hasta la actualidad.

### **1.3. Formulación matemática de una metodología predictiva**

Gran parte de la investigación en fatiga está dedicada a la identificación de un parámetro de daño que correlacione datos de ensayos en laboratorio y permita inferir el daño que se produce en el material. Es evidente que siempre es posible encontrar una función que represente los datos disponibles dentro de los márgenes del error experimental, pero cuando se trata de simular la fatiga en componentes/estructuras es necesario que el parámetro de daño tenga cierta capacidad predictiva sobre situaciones no ensayadas. Ya hemos mencionado la naturaleza cíclica de la sollicitación mecánica en fatiga. Una

manera de estudiar el problema es mediante la construcción de curvas de parámetro de daño  $\psi$ - $N$  como la representada en la Figura 1.6.

Estas curvas representan el número de ciclos a la falla cuando el material se somete a sucesivos ciclos con un parámetro de daño  $\psi$  constante.

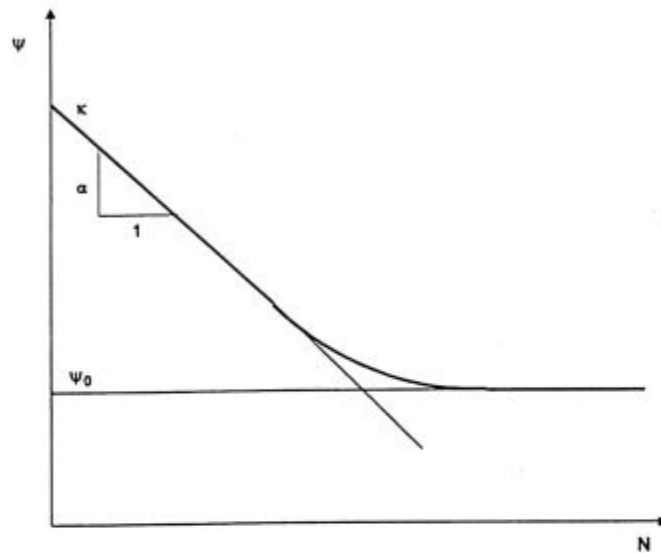


Figura 1.6.: Curva típica  $\psi$ - $N$

Si queremos expresar la vida a la iniciación de una microfisura (de longitud arbitraria) se puede escribir:

$$\psi = q(t) \quad [1.9]$$

donde  $\psi$  es un parámetro de daño y  $t$  es la vida total en términos de número de ciclos. Esta relación es decreciente con respecto a  $t$ . Si además decimos que el material muestra un límite de fatiga (que representa el mínimo de  $\psi$  que produce daño "observable" en el material), para  $t \rightarrow \infty$ , resulta que  $q(t) \rightarrow \psi_0$ , por lo que una forma posible de  $q(t)$  es:

$$q(t) = \kappa (t)^\alpha + \psi_0 \quad [1.10]$$

con  $\alpha < 0$  y  $\kappa > 0$ . Si hacemos  $t = 2N_f$ , resulta que podemos escribir:

$$\psi = \kappa (2N_f)^\alpha + \psi_0 \quad [1.11]$$

Cuando se asume la no existencia de tal límite de fatiga (por ejemplo aleaciones base aluminio), simplemente se puede hacer  $\psi_0 = 0$ , resultando:

$$\psi = \kappa (2N_f)^\alpha \quad [1.12]$$

Los coeficientes  $\kappa$  y  $\alpha$  pueden obtenerse en cualquier caso a partir del ajuste de datos experimentales y, frecuentemente, de estimaciones adecuadas.

Los parámetros de daño, presentados aquí en forma general, en la práctica derivan de las amplitudes aplicadas de tensión<sup>10</sup> y deformación.<sup>11,12,13</sup> Muchas de las curvas de referencia obtenidas ( $\Delta\sigma$ -N,  $\Delta\varepsilon$ -N,  $\Delta\varepsilon_p$ -N), aún cuando son muy populares entre los diseñadores, no necesariamente representan fielmente el proceso de daño que se está produciendo en el material<sup>14</sup>, en componentes/estructuras reales. Por ejemplo, en las zonas de un componente/estructura altamente tensionadas, la magnitud de la amplitud de tensión con la que entramos a la curva  $\Delta\sigma$ -N, es rigurosamente una tensión elástica ficticia. Otro aspecto, también importante, es el concepto de límite de fatiga que se asume en las curvas  $\Delta\sigma$ -N y no en las curvas  $\Delta\varepsilon$ -N para el mismo material.

Como ya hemos mencionado, se esperan buenos resultados con parámetros obtenidos a partir de la amplitud de deformación que, en general, representan mejor el proceso de fatiga en concentradores de tensión.

El ejemplo dado en la Figura 1.7. corresponde a una curva  $\Delta\varepsilon$  - N, descripta analíticamente por la ecuación de Basquin-Coffin-Manson, que puede generarse a partir de datos de ensayos con  $R_\varepsilon = -1$ , en fatiga de bajo número de ciclos, controlados por deformación. La ecuación es de la forma:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon^e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon^p}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad [1.13]$$

mientras que la amplitud de tensión (no controlada) resulta:

$$\frac{\Delta\sigma}{2} \equiv E \frac{\Delta\varepsilon^e}{2} = \sigma_f' (2N_f)^b \quad [1.14]$$

donde  $\sigma_f'$ ,  $\varepsilon_f'$ , b y c son constantes cíclicas al mismo tiempo que  $(\sigma_f'/E)$  y  $\varepsilon_f'$  son las amplitudes de deformación correspondientes a las componentes elástica y plástica cuando  $N_F = 1$ .

Esta curva es la base de la caracterización de los materiales, toda vez que esta se remite a las constantes cíclicas aquí definidas. Sin embargo, su aplicabilidad a situaciones de diseño es limitada. También es difícil su generalización a los estados de tensión/deformación posibles en los componentes/estructuras. Para el análisis de daño es necesario considerar que en este caso se está trabajando con un elemento de volumen del tamaño de la zona útil de las probetas.

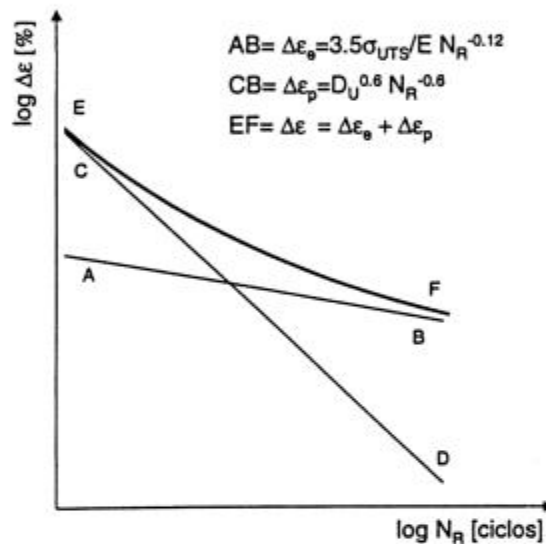


Figura 1.7.: Curva  $\Delta \epsilon - N$ , típica de fatiga de bajo número de ciclos

Hemos dicho que la iniciación corresponde analizarla utilizando conceptos clásicos de fatiga discutidos hasta el momento y la propagación por medio de la Mecánica de Fractura lineal. También se postuló la conveniencia de suponer un paso intermedio relacionado con la propagación de fisuras cortas. Sin embargo, desde hace tiempo se sabe que es necesario desarrollar una teoría de la fatiga que demuestre que la distinción arbitraria entre iniciación y propagación es innecesaria<sup>15,16</sup>.

En nuestro caso trabajaremos fundamentalmente con criterios basados en energía. Esto tiene que ver con el hecho de que incluyen tanto a la tensión como a la deformación para describir macroscópicamente la respuesta del material y, fundamentalmente porque ofrece la posibilidad de unificar la

iniciación y propagación además de permitir la formulación de métodos de predicción de fatiga multiaxial.

La relevancia de la energía de histéresis con el proceso de daño por fatiga fue señalada a principios de siglo por Bairstow<sup>17</sup> que describió cualitativamente el papel de la energía de histéresis (energía de deformación plástica por ciclo,  $\Delta W_p$ ), que es aproximadamente constante durante la vida a la fatiga, en la medida que la sollicitación esté controlada por deformación. Sin embargo, la mayor parte de la energía de histéresis se disipa como calor y sólo una parte produce daño. Más recientemente se han propuesto distintas correlaciones basadas en energía que analizaremos en detalle en el Capítulo 2.

Por otro lado, el estudio de formas diferenciales de  $D$  como función del tiempo (número de ciclos) describe la respuesta del material a un parámetro de daño particular<sup>18</sup>, y permite analizar dos problemas básicos: evolución y acumulación de daño.

El incremento de daño es una función del estado de daño  $D$ <sup>19</sup>, tal que el proceso de fatiga queda definido por el parámetro de daño  $\psi$ , la historia previa  $h$ , el incremento de ciclos  $dN$  y algunas propiedades del material ( $\sigma_f'$ ,  $\epsilon_f'$ , límite de fatiga, etc.) que representamos como  $p$ . Cuando se asume que, durante el proceso de carga, la temperatura y el medio ambiente no se alteran, la forma general de  $dD$  puede expresarse como:

$$dD = f(D, \psi, h, dN, p) \quad [1.15]$$

La variable  $h$ , representativa de la historia previa de daño, puede tomarse como el número de ciclos  $N$ , que tiene que aplicarse al material "virgen" para producir la misma magnitud de daño. Por esto, se puede escribir:

$$dD = f(D, \psi, N, dN, p) \quad [1.16]$$

Como ejemplo, podemos asumir que el incremento de daño relativo,  $dD/D$ , es una función lineal del incremento relativo de ciclos  $dN/N$ , entonces se tiene:

$$\frac{dD}{D} = f(\psi; p) \frac{dN}{N} \quad [1.17]$$

Notando que el proceso de daño es irreversible, es posible decir que  $f(\psi;p) \geq 0$  para cualquier  $\psi$  y  $p = \text{cte}$ . El estado de daño estará dado entonces por:

$$\int \frac{dD}{D} = \int f(\psi;p) \frac{dN}{N} \quad [1.18]$$

Como  $f(\psi;p) = \text{cte}$  cuando  $\psi = \text{cte}$  (asumimos que las propiedades macroscópicas  $p$  no son afectadas por el proceso de daño) entonces se puede escribir:

$$\ln D = f(\psi;p) \ln N + C \quad [1.19]$$

donde  $C$  es una constante de integración. Notando que para  $N = N_F$ ,  $D = D_F$  resulta:

$$C = \ln D_F - f(\psi;p) \ln N_F \quad [1.20]$$

finalmente, reemplazando se obtiene:

$$\frac{D}{D_F} = \left( \frac{N}{N_F} \right)^{f(\psi;p)} \quad [1.21]$$

donde la relación  $d = D/D_F$  expresa el daño adimensional, con  $d = 0$  para el material virgen y  $d = 1$  en la fractura. Esta nueva definición de daño  $d$  implica importantes limitaciones en el análisis. Desde todo punto de vista, el daño inicial es muy difícil de determinar y normalmente se considera como material virgen aquél del que se desconoce una historia de deformaciones previa. El valor de daño correspondiente a la fractura debería determinarse para cada material y cada historia en particular aunque el daño crítico puede considerarse unitario, en tanto no se disponga de un valor más específico. La falla por fatiga también es susceptible de definición, desde el momento en que debe ser correlacionada con la falla de un componente/estructura.

El paso esencial en la especificación del concepto de acumulación de daño por fatiga es la identificación de la función  $f(\psi;p)$ . En general, la forma particular de la función de daño puede deducirse a partir de datos experimentales, o postulada independientemente. La función de daño más

función de daño más simple  $f(\psi;p)=1$  fue postulada por Palmgreen y Miner<sup>20,21</sup> que dan una ley de acumulación de daño lineal.

La regla lineal de Palmgreen-Miner está basada en la suposición de que el daño se acumula aditivamente cuando se define por la relación  $N/N_F$  donde  $N$  es el número de ciclos aplicado con un parámetro de daño dado. Si este parámetro se mantuviese constante, el número de ciclos a la fractura sería  $N_F$ . Si se trata de extender este criterio a casos de amplitud variable, quedaría expresado por:

$$\sum_i (N_i/N_{\psi_i}) = 1 \quad [1.22]$$

Lamentablemente, cuando el parámetro de daño no se mantiene constante, la regla de acumulación lineal puede conducir a importantes errores en las predicciones, como se observa en la Figura 1.8., correspondiente a un ensayo de fatiga en dos niveles:

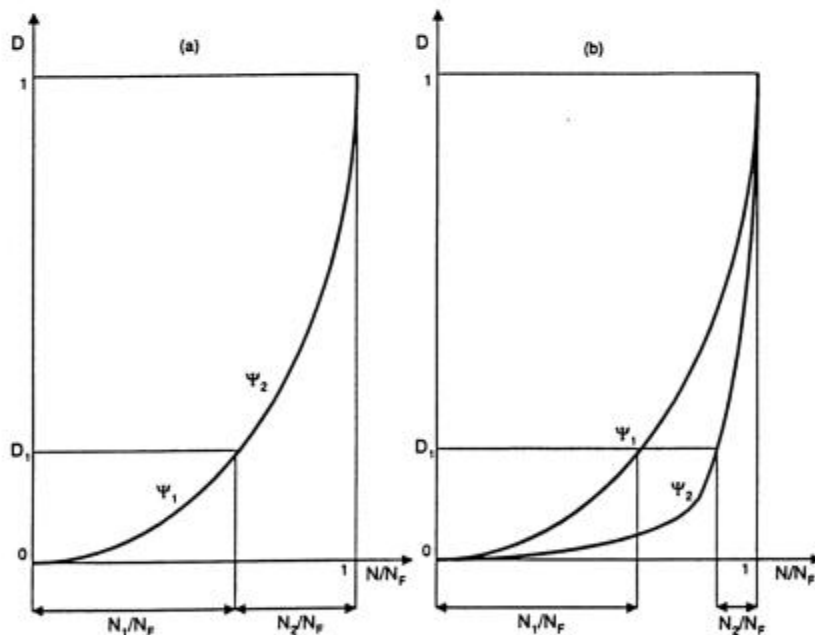


Figura 1.8.: Representación de los errores a los que puede conducir la aplicación generalizada de la regla de acumulación lineal.

La regla de acumulación de daño puede aplicarse aún cuando la evolución de daño no sea lineal en tanto sea conocida la relación entre  $D$  y  $N/N_F$  y que la curva de evolución de daño sea una función única (independiente de la historia de carga) de la relación  $N/N_F$ .

En la práctica, al aceptar esta forma para expresar el daño también hay que considerar que tenemos una medición relativa de daño que puede conducir a predicciones erróneas, como la que se observa en la Figura 1.9., donde se observan predicciones equivalentes en casos que muestran evoluciones de daño completamente diferentes.

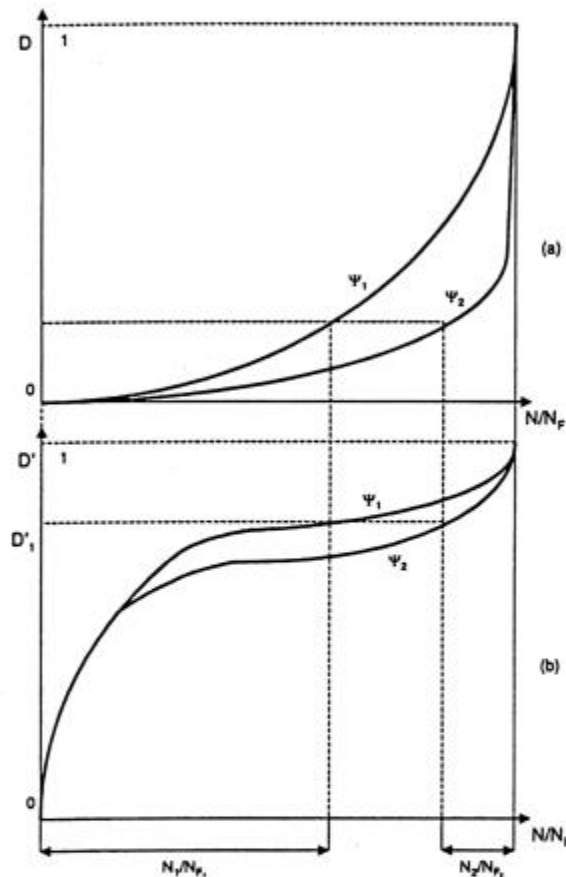


Figura 1.9.: Se observa que con una medición relativa del daño no se tiene información sobre la evolución del daño. En a) y b) se obtienen predicciones similares en situaciones diferentes.

Se han propuesto formas alternativas para la función  $f(\psi;p)$ , desde que la regla de acumulación lineal sólo tiene utilidad para variaciones pequeñas en el parámetro de daño. Una teoría dependiente de la tensión fue propuesta por Marco y Starkey<sup>22</sup>. En este caso, el proceso de daño por fatiga fue descrito mediante una ley potencial de la forma:

$$d = \left( \frac{n}{N_F} \right)^{x_0} \quad [1.23]$$

donde el exponente  $x_\sigma$  es una cantidad variable cuya magnitud es dependiente de la condición de tensiones aplicada. En este caso se puede observar que resulta que  $f(\psi;p)=x_\sigma$ . Los valores de  $x_\sigma$  pueden determinarse a partir de ensayos de fatiga en dos niveles, pudiéndose expresar la ley de acumulación de daño como:

$$\left(\frac{n_1}{N_{F_1}}\right)^{\frac{x_{\sigma 1}}{x_{\sigma 2}}} + \frac{n_2}{N_{F_2}} = 1 \quad [1.24]$$

Este tipo de expresión se puede generalizar para más niveles y desde luego existen otras posibilidades.

#### **1.4. Factores que afectan el comportamiento a la fatiga**

En este trabajo nos limitamos a considerar la fatiga mecánica pura en componentes/estructuras, de manera que nuestro análisis debe considerar específicamente factores tales como la tensión media y la multiaxialidad.

Sin embargo son muchos los factores que afectan el comportamiento a la fatiga, y por lo tanto las predicciones realizadas a partir del ensayo de probetas de laboratorio pueden ser erróneas. Se sabe que en las probetas se minimiza el daño por fatiga o se maximiza la resistencia a la fatiga del material.

Las diferencias en el comportamiento a la fatiga observadas entre las probetas y las zonas críticas de un componente/estructura se explican por razones atribuibles a la forma del componente o bien al material. Para evitar el problema de la forma es necesario trabajar con un análisis de tensiones en el componente/estructura de resolución en la escala de un elemento representativo de volumen del material.

Las diferencias en el proceso de fabricación entre las probetas (aún las extraídas de componentes/estructuras) y los componentes/estructuras pueden introducir cambios en el material:

- Alteraciones en la composición local
- Cambios (u orientación) de la microestructura local
- Tensiones residuales
- Terminación superficial

Puede advertirse que los cambios afectan fundamentalmente a la superficie y por lo tanto muy importantes en nuestro análisis, ya que la fatiga es un proceso netamente superficial.

Las probetas deben construirse de un tamaño mínimo, que no necesariamente representa los gradientes microestructurales (definidos por tipo, tamaño y orientación) y de composición presentes en las zonas críticas. Las diferencias en composición se refieren no sólo a la composición química, sino también a la presencia de segregación e inclusiones.

En las probetas fabricadas conforme a las normas de ensayo se trata de minimizar las tensiones residuales. Normalmente los procesos de fabricación (mecanizado, tratamientos térmicos, etc.) introducen tensiones residuales que cuando son de una magnitud significativa deben tenerse en cuenta cuando se evalúan las tensiones/deformaciones locales.

Las fisuras por fatiga normalmente se inician en la superficie, por lo que naturalmente, la terminación superficial afecta en forma importante la vida a la fatiga. En la Figura 1.10.: se observa cómo distintos procesos de fabricación afectan la resistencia a la fatiga.

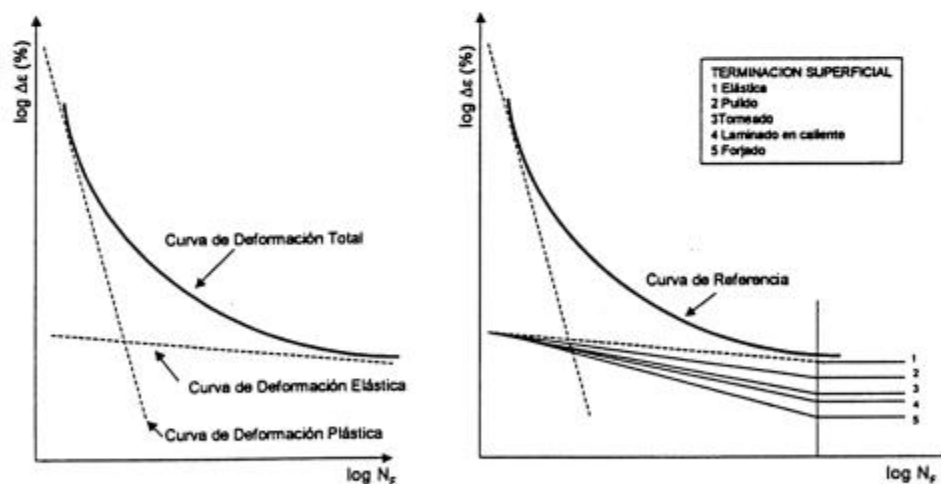


Figura 1.10.: Curvas  $\Delta \epsilon$ -N donde se observa el efecto de la terminación superficial como resultado del método de fabricación

Esta información podría llevarnos a la conclusión que cuando la fatiga es analizada en base a resultados de ensayos de laboratorio pueden obtenerse estimaciones no conservativas. Efectivamente, los datos de laboratorio nos permiten estimar máximos en la vida a la fatiga (o mínimos en términos de daño) para las situaciones prácticas.

En la práctica, constituyen una herramienta importante para comparar distintos materiales desde una base común pero para obtener estimaciones razonables, es importante generar datos específicos para una aplicación, material y proceso de fabricación determinados. Cuando esto no es posible, es necesario hacer estimaciones a partir de datos de la bibliografía. En cualquier caso, también es imprescindible comparar las predicciones obtenidas con las vidas a la fatiga observadas en componentes/estructuras reales.

Los ensayos plena escala de componentes/estructuras son la única herramienta para predicción de vida cuando se está en situaciones donde los métodos analíticos están bajo desarrollo o bien hay incertidumbre respecto de los modos de falla, las propiedades del material y las historias de tensión/deformación en las zonas críticas. Lamentablemente, muchas veces es difícil simular fielmente condiciones de operación en laboratorio.

Un capítulo aparte tiene que ver con la posibilidad de que la fatiga se desarrolle en un medio agresivo. Por otro lado, la fatiga frecuentemente aparece combinada con otros mecanismos de degradación del material: corrosión, fretting, etc.

### **1.5. Resumen y conclusiones**

El proceso de predicción de vida o de análisis de daño en un componente/estructura está constituido, entonces, por una serie de etapas íntimamente relacionadas:

- 1) Historia de cargas/perfil de sollicitación
- 2) Análisis de Tensiones
- 3) Caracterización del material
- 4) Identificación de un parámetro de daño
- 5) Selección de una regla adecuada de acumulación de daño

Nuestro trabajo no es exhaustivo en lo que se refiere a 1), 2) y 3). El relevamiento de la historia de cargas y el análisis de tensiones deben

resolverse para cada problema de interés y no se dispone de métodos de aplicación general. La caracterización del material reportada no muestra resultados suficientes como para considerarla una caracterización rigurosa. El parámetro de daño elegido se trata con suficiente detalle en el Capítulo 2. Las reglas de acumulación de daño también son específicas para cada situación de diseño, aunque en nuestro caso proponemos como primera aproximación la regla de acumulación lineal.

## Modelización fenomenológica de la fatiga

### 2.1. Introducción

La predicción de la vida a la fatiga es de gran interés en el desarrollo de componentes y estructuras. En este trabajo, buscamos presentar una herramienta analítica que se aplique a un rango amplio de situaciones de diseño, de manera que eventualmente puedan generarse resultados en estudios de sensibilidad.

Nuestras hipótesis de trabajo se resume en la Figura 2.1.:

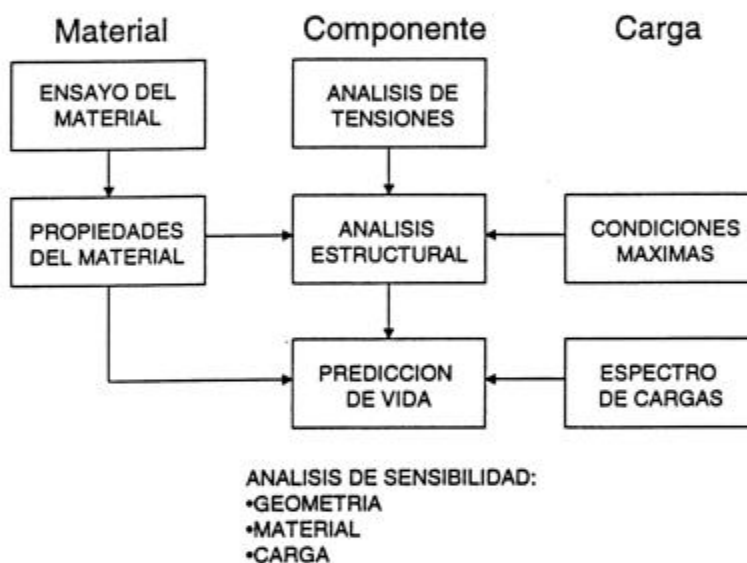


Figura 2.1.: Esquema del proceso de predicción de vida a la fatiga

En cuanto a la caracterización del material, nos ocupamos en el Capítulo 4. Como limitamos nuestro análisis a la consideración de fatiga pura, una etapa fundamental consiste en la determinación de las historias de tensión y deformación en las zonas críticas del componente que se derivan de las cargas externas aplicadas. Normalmente, los estados de tensión inducidos en dichas zonas críticas son multiaxiales. Las tensiones y deformaciones se definen con referencia a un elemento representativo de volumen, independiente de la geometría del cuerpo bajo estudio. El material lo suponemos inicialmente isótropo, con la finalidad de simplificar el análisis.

Luego, estas tensiones y deformaciones se transforman en daño, por lo general, de acuerdo con un criterio de falla empírico. En la Figura 2.2. esquematizamos el proceso de Análisis de Daño, observándose que son dos las etapas en esa transformación.

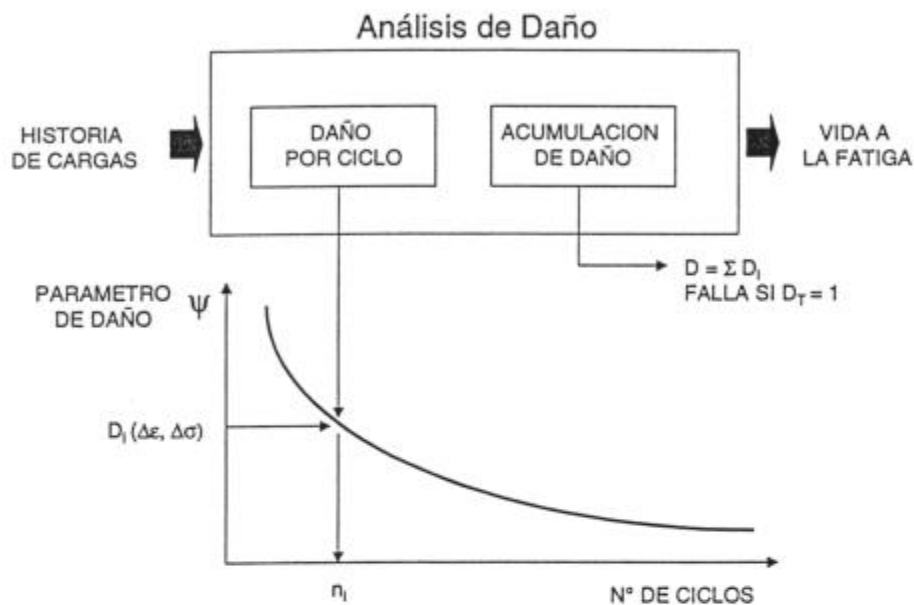


Figura 2.2.: Esquema del proceso de Análisis de Daño

En primer lugar, se determina el daño por ciclo de carga a partir de una curva de referencia. Se espera que el parámetro de daño elegido represente convenientemente los efectos de la multiaxialidad y la tensión media. En el caso más sencillo, el daño queda expresado como la inversa del número de ciclos a la falla indicado por dicha curva. Está claro que el concepto es el mismo cuando en lugar de ciclos se utilizan bloques de carga.

A continuación, es necesario aplicar una regla de acumulación de daño, que contemple adecuadamente los efectos de secuencia de cargas. Se supone que el estado de un medio material, en un punto e instante dados, está definido por un número determinado de variables. En tal caso, cualquier evolución se considera como una sucesión de estados "de equilibrio". Las variables observables (tensión, deformación total -asumiendo pequeñas deformaciones-, temperatura, tiempo) sólo son suficientes cuando se consideran fenómenos reversibles, lo que implica considerar materiales perfectamente elásticos.

En el análisis de fatiga implica la consideración simultánea de la deformación y el daño por fatiga. El daño presenta un alto grado de localización comparado con la deformación, razón por la cual no puede evaluarse directamente (por ejemplo, a través de cambios en el comportamiento macroscópico del material) salvo cuando el daño está muy avanzado. Una alternativa consiste en tratar el daño como una variable definida matemáticamente en función de las vidas a la fatiga observadas experimentalmente. En nuestro trabajo obtenemos, de esta manera, una medición relativa del daño.

Por otro lado, sostenemos la hipótesis de que la vida a la fatiga corresponde al número de ciclos que satisfacen un criterio de falla empírico que, cuando es posible, debe determinarse (en función del material, la geometría del componente y la historia de cargas) específicamente para la aplicación de interés.

Todas las instancias en el análisis presentan una enorme complejidad, por lo que deben hacerse suposiciones para simplificar el problema. De fundamental importancia es distinguir entre carga proporcional y no proporcional. Como se indica en la Figura 2.3., la carga proporcional se da cuando las tensiones principales en un elemento del componente/estructura son fijas en proporción una con respecto de la otra en cada instante de tiempo.

Todo nuestro análisis se limita a la consideración de carga proporcional, teniendo en cuenta que muchas de las situaciones de diseño pueden tratarse de esta manera. Normalmente, se trabaja considerando carga proporcional, biaxial (con las tensiones principales en el plano de la superficie libre).

Cuando se considera carga no proporcional (la condición de carga más general) la mayor complicación no tiene que ver con la definición del parámetro de daño, sino con el hecho de que no hay una manera rigurosa de determinar los puntos críticos del componente/estructura. Sucede que el parámetro de daño varía en cada punto con el tiempo y en diferente forma. En tal caso, la única manera de tratar el problema pasa por determinar la evolución del daño en cada punto del componente/estructura. La suposición de carga proporcional no es adecuada sólo cuando las tensiones presentes resultan de distintos orígenes.

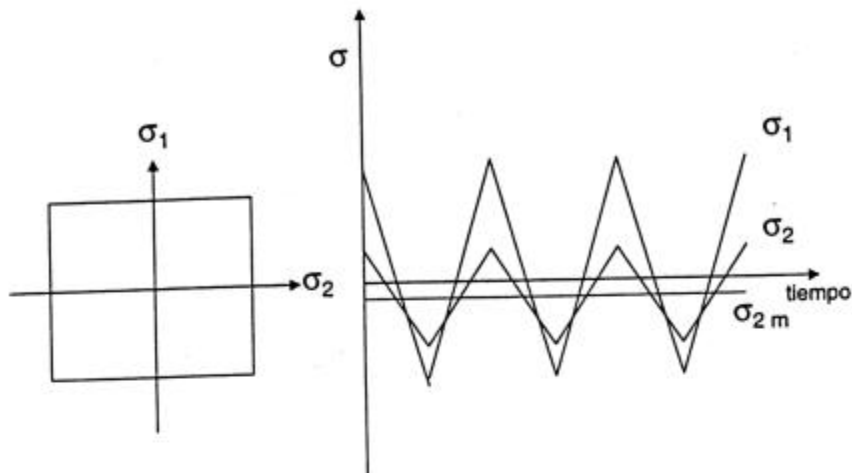


Figura 2.3.: Esquema de carga proporcional definida por las tensiones principales en una superficie libre

En este capítulo presentamos las relaciones tensión-deformación cíclicas y su generalización a carga multiaxial. Es necesario tener presente que estas relaciones permiten considerar historias de tensión/deformación locales.

A continuación discutimos ampliamente un parámetro de daño basado en consideraciones energéticas. La característica de las formulaciones basadas en energía consiste en que, una vez que se conocen las historias de tensión y deformación de un elemento de volumen del material, la energía calculada es un escalar, y permite unificar los regímenes de fatiga de alto y bajo número de ciclos y considerar situaciones de multiaxialidad.

En el cálculo de la energía por ciclo adoptamos un formalismo basado en invariantes de tensión con la intención de obtener expresiones generales.

## 2.2. Modelización de estados de tensión/deformación

La modelización de la respuesta macroscópica de los materiales se refiere fundamentalmente a la definición de las relaciones tensión-deformación.

Es nuestra intención tomar la carga uniaxial como un caso particular de la multiaxial. Por lo tanto, las expresiones matemáticas son muy similares en ambos casos y las descripciones cualitativas del comportamiento del material no presentan mayores diferencias.

Un análisis que normalmente interesa, y no se relaciona directamente con la temática de este trabajo, se aplica a la respuesta del material sometido a tracción pura. Muchas propiedades cíclicas pueden estimarse satisfactoriamente a partir del comportamiento monotónico del material (ver Capítulo 4). La curva monotónica tensión-deformación se aproxima, entre otras posibilidades, con la relación de Ramberg-Osgood que se escribe como:

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} = \frac{\sigma}{\sigma_0} + \alpha \left( \frac{\sigma}{\sigma_0} \right)^{1/n} \quad [2.1]$$

donde los coeficientes  $\alpha$  y  $n$  (endurecimiento por deformación) se pueden determinar a partir de resultados experimentales,  $\sigma$  es la tensión,  $\varepsilon$  la deformación total, mientras que  $\sigma_0$  y  $\varepsilon_0$  son tensiones y deformaciones de referencia.

La relación de Ramberg-Osgood también puede expresarse como:

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma}{E} + \left( \frac{\sigma}{K} \right)^{1/n} \quad [2.2]$$

donde  $K$  es un coeficiente con unidades de tensión que se denomina módulo de resistencia. También en este caso los coeficientes  $K$  y  $n$  pueden determinarse a partir del ajuste de datos experimentales. Con  $\varepsilon_e$  y  $\varepsilon_p$  se indican las componentes elástica y plástica de la deformación.

Estas expresiones son válidas con la suposición de que la respuesta del material no varía con la velocidad de carga. Esto no es cierto en determinados materiales donde la curva tensión-deformación depende de la variable de control, la velocidad de aplicación, el ambiente y la temperatura.

**Comportamiento transitorio.** En la Figura 2.5. a) y b), se observan las distintas respuestas del material en el caso de los ensayos con  $R_\varepsilon = \varepsilon_{\min} / \varepsilon_{\max} = -1$  controlados por deformación total. Se observan comportamientos transitorios, caracterizado por un endurecimiento o un ablandamiento cíclico, dependiendo del modo de control (tensión o deformación), la condición metalúrgica del material y la historia previa de deformación. La denominación de transitorios se debe a que se espera que la respuesta del material termine por estabilizarse, alcanzando un estado de saturación.

Particularmente, los aceros HSLA (templados y revenidos) muestran inicialmente un ablandamiento cíclico significativo, atribuido a la configuración de dislocaciones resultado de la presencia de precipitados<sup>23,24</sup>. Sin embargo, este comportamiento depende del rango de deformación, ya que cuando la amplitud de deformación supera un valor determinado debería esperarse un marcado endurecimiento por deformación.

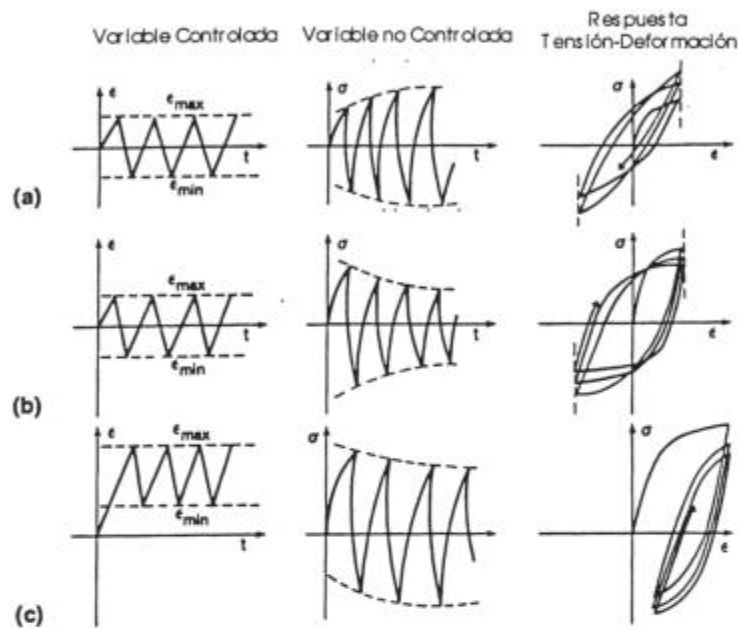


Figura 2.5.: Comportamiento transitorio de un metal sometido a carga cíclica

Otra forma de estado transitorio se observa en la Figura 2.5.c) y se relaciona con el fenómeno de relajación de la tensión media, característico de probetas sin entalla ensayadas bajo condiciones de control por deformación, en las que se aplica una tensión (deformación) media seguida de una carga cíclica, manteniendo una amplitud de deformación total constante. La amplitud de tensión no controlada,  $\Delta\sigma$ , y la tensión media  $\sigma_m$  pueden representarse en un gráfico con el número de ciclos. En general, la velocidad de relajación media  $d\sigma_m/dN$  es una función de la tensión (deformación) media tanto como del rango de deformación plástica, y es mayor para altos valores de deformación media.

La modelización del estado transitorio<sup>25,26,27</sup> es relativamente compleja, especialmente porque las experiencias en laboratorio no necesariamente representan adecuadamente las condiciones reales de operación. Por otro

lado, es razonable suponer que el análisis de la respuesta transitoria no es relevante en la predicción de vida a la fatiga, salvo cuando existan condiciones donde la estabilización no se alcance. Esto puede suceder, por ejemplo, sólo en el caso de vidas a la fatiga muy cortas no contempladas en nuestro análisis.

**Comportamiento estable.** Apuntando a una metodología predictiva es importante expresar matemáticamente las relaciones tensión-deformación correspondientes al estado macroscópicamente estable, identificando en el proceso los parámetros relevantes del material.

Después del estado transitorio inicial, se observa que la respuesta del material (en términos de amplitud de tensiones y deformaciones, ciclo de histéresis) alcanza un régimen estable en el que la variación ciclo a ciclo se vuelve despreciable. De acuerdo con la bibliografía<sup>28</sup>, las propiedades cíclicas medidas al 50% de la vida a la fatiga se consideran representativas del estado estable, dado que entonces hay seguridad de que la velocidad de cambio de la amplitud de tensión  $d\sigma/dN$  sea mínima (en ensayos controlados por deformación). Similarmente a lo que sucede en condiciones monotónicas, la respuesta tensión-deformación de la mayoría de los metales es sensitiva a la velocidad de deformación sólo cuando ésta es relativamente alta<sup>29</sup>.

En diseño se asume que el comportamiento estable (saturado) se alcanza después de pocos ciclos. Rigurosamente hablando, el número de ciclos hasta la saturación depende de la amplitud de deformación plástica y decrece con el incremento de la misma en forma exponencial.

Si bien no hemos estudiado los cambios microestructurales observables durante la carga cíclica en el caso particular del acero HSLA analizado, se asume que el régimen de saturación está asociado con una microestructura "constante"<sup>30</sup>. Durante el régimen estable se presentan dos fenómenos simultáneos: endurecimiento secundario (despreciable en la escala macroscópica) y la nucleación de daño.

La curva cíclica describe la relación entre las amplitudes estables de tensión y deformación, aunque no da información sobre la forma matemática del ciclo de histéresis. Su expresión analítica es la siguiente:

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\Delta \epsilon_e}{2} + \frac{\Delta \epsilon_p}{2} = \frac{\Delta \sigma}{2E} + \left( \frac{\Delta \sigma}{2K'} \right)^{1/n'} \quad [2.3]$$

donde  $\Delta \sigma$  es el rango de tensiones,  $\Delta \epsilon_e$  es el rango de deformación elástica,  $\Delta \epsilon_p$  es el rango de deformación plástica y  $K'$  como  $n'$  son los coeficientes de resistencia y endurecimiento por deformación cíclicos.

La curva cíclica también se puede analizar a partir de la relación

$$\frac{\Delta \sigma}{2} = K' \left( \frac{\Delta \epsilon_p}{2} \right)^{n'} \quad [2.4]$$

análoga a la relación para tracción:

$$\sigma = K \epsilon_p^n \quad [2.5]$$

donde  $\sigma$  es la tensión de tracción,  $\epsilon_p$  es la deformación plástica y  $K$  como  $n$  son los coeficientes de resistencia y endurecimiento por deformación monotónicos.

La curva cíclica comparada con la curva monotónica indica la naturaleza y extensión de los cambios inducidos cíclicamente en la resistencia a la deformación. En la Figura 2.6. se pueden ver las dos posibilidades típicas:

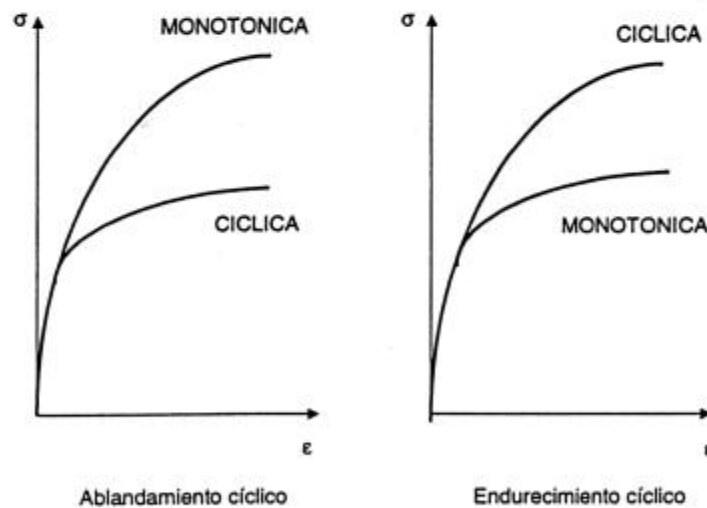


Figura 2.6.: Ejemplo de curvas cíclica y monotónica para materiales que presentan distintos comportamientos cíclicos

La comparación entre los comportamientos monotónico y cíclico de un cierto número de materiales permite inferir las características de ablandamiento

y endurecimiento transitorios<sup>31</sup>. Los materiales que presentan un coeficiente monotónico elevado endurecen cíclicamente mientras que los de bajo exponente ( $n < 0,1$ ) generalmente ablandan cíclicamente. Por supuesto, se espera un comportamiento intermedio para valores también intermedios de  $n$ .

En la Figura 2.7. se muestra un esquema de un ciclo de histéresis estable genérico, con sus parámetros importantes.

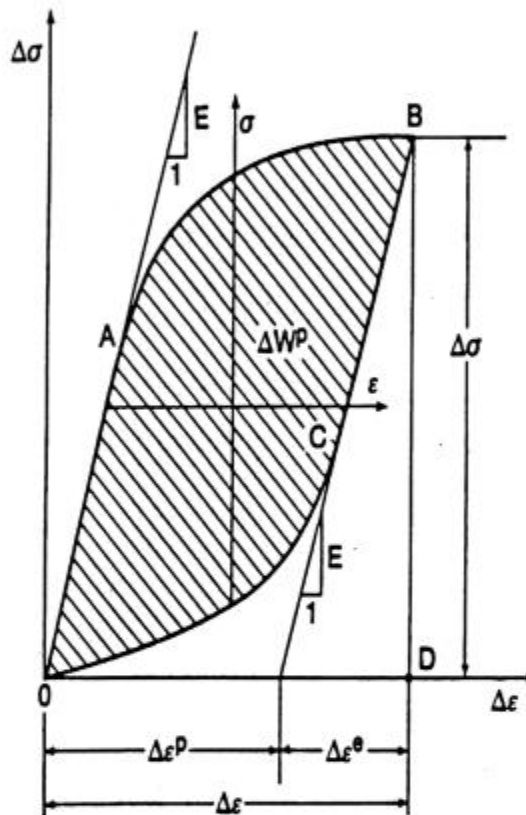


Figura 2.7.: Esquema de un ciclo de histéresis correspondiente al estado estable (saturado)

Masing<sup>32</sup> sugirió que el ciclo de histéresis podría obtenerse a partir de la curva monotónica, siendo que son similares geoméricamente. Posteriormente se modificó esa suposición, analizando la similitud geométrica con la curva cíclica, como se observa en la Figura 2.8.

Las relaciones aquí mencionadas son aplicables a un amplio rango de materiales, aunque no en todos los casos se cumplen reglas tan simples, por lo que es necesario llevar a cabo mínimas comprobaciones experimentales para establecer la aplicabilidad de las expresiones anteriores. En el caso de

observarse desviaciones, Ellyin y Kujawski<sup>33</sup> obtuvieron expresiones más generales, aplicables a todo tipo de materiales (con parámetros adicionales, a determinar por vía experimental).

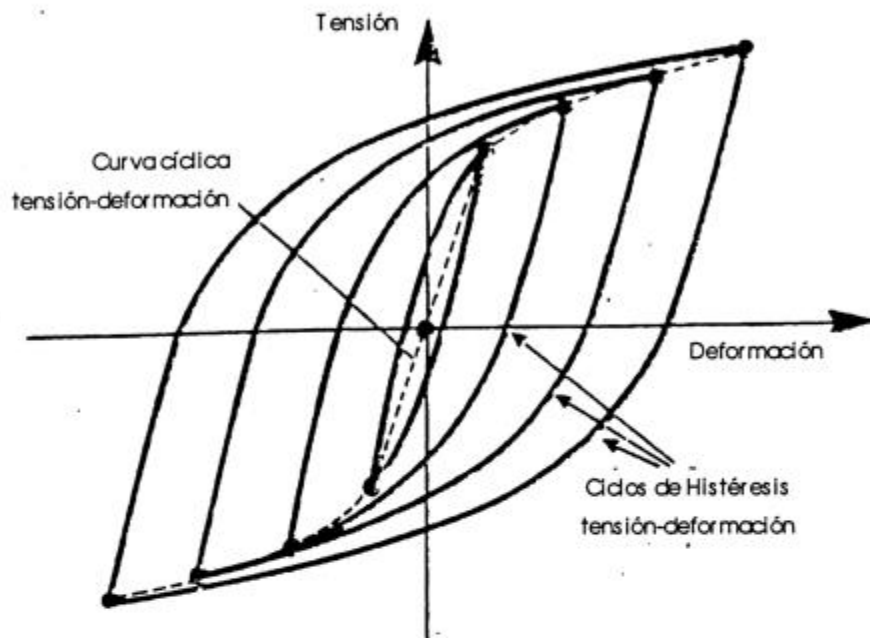


Figura 2.8.: Relación entre curva cíclica y ciclo de histéresis para un material de Ramberg-Osgood y Masing

Nuestro análisis se limita a considerar materiales que cumplen con la relación de Ramberg-Osgood y la similitud geométrica propuesta por la regla de Masing. Además de ser más sencillas las expresiones y que los parámetros del material (constantes cíclicas) pueden obtenerse de ensayos convencionales, los materiales de interés en este trabajo satisfacen esas características como se demuestra en el Capítulo 4.

**Energía.** La energía total es un parámetro de daño apropiado para correlacionar un amplio rango de datos experimentales. La característica más importante consiste en que relaciona el daño producido en el material y la energía mecánica entregada en el proceso. A pesar de que la mayor parte se disipa como calor, la energía restante es la que produce microdeformación plástica y eventualmente daño.

Como la energía de deformación plástica por ciclo puede considerarse como una medición de la cantidad de daño de fatiga introducida por ciclo, la

capacidad de un material para absorber (o disipar) determinadas cantidades de energía de deformación plástica es una indicación de la resistencia a la fatiga.

Experimentalmente, la energía absorbida por el material no es fácil de medir. Desde un primer momento, se observó que la energía de histéresis  $\Delta W_p$  no varía significativamente por ciclo cuando el material está en estado estable<sup>34</sup>. Para un material de Masing puede calcularse como<sup>35,36</sup>:

$$\Delta W_p = \frac{1-n'}{1+n'} \Delta \varepsilon_p \Delta \sigma \quad [2.6]$$

donde reemplazando las constantes cíclicas, resulta:

$$\Delta W_p = 4 \sigma_f' \varepsilon_f' \frac{c-b}{c+b} (2N_f)^{b+c} \quad [2.7]$$

Sin embargo, esta energía no es una constante intrínseca del material, ya que depende del número de ciclos a la fractura por lo que no se trata de un parámetro de daño adecuado. Por otro lado, debe señalarse que cuando la magnitud del rango de deformaciones,  $\Delta \varepsilon$ , disminuye, la componente plástica  $\Delta \varepsilon_p \rightarrow 0$  y resulta que la densidad de energía de deformación plástica  $\Delta W_p \rightarrow 0$ . En este caso es difícil de medir, por lo que Lukáš y Klesnil<sup>37</sup> indicaron la posibilidad de formular un criterio donde  $\Delta W_p$  se puede calcular como:

$$\Delta W_p = \kappa_p (2N_f)^{\alpha_p} + \Delta W^{p_0} \quad [2.8]$$

donde  $\kappa_p > 0$ ,  $\alpha_p < 0$  y  $p$  se refiere a la deformación plástica. Se observa que cuando  $2N_f \rightarrow \infty$ , resulta que  $\Delta W_p \rightarrow \Delta W^{p_0}$ , por lo que  $\Delta W^{p_0}$  es la energía de histéresis en el límite de fatiga. Las otras constantes del material,  $\kappa_p$  y  $\alpha_p$  pueden obtenerse a partir del ajuste de datos experimentales. Sin embargo, este criterio presenta la dificultad de que  $\Delta W^{p_0}$  es una constante muy difícil de medir con precisión. Por lo tanto, para la fatiga de alto número de ciclos sería necesario especificar otro criterio.

Ellyin y Kujawski<sup>38</sup>, tratan de relacionar la vida a la fatiga con la energía de deformación, incluyendo las componentes elástica y plástica, absorbida durante cada ciclo. Lefebre y Ellyin<sup>39</sup> han propuesto que se puede calcular como:

$$\Delta W = 1/2 \Delta W^p + 1/2 \Delta \sigma \Delta \varepsilon \quad [2.9]$$

Luego se puede escribir:

$$\Delta W = \kappa (2 N_f)^\alpha + \Delta W_0 \quad [2.10]$$

donde  $\kappa > 0$ ,  $\alpha < 0$ . Cuando  $2 N_f \rightarrow \infty$ , resulta que  $\Delta W \rightarrow \Delta W_0$  por lo que  $\Delta W_0 \approx \Delta \sigma^2 / 2 E$  en el límite de fatiga. Las otras constantes del material se pueden obtener mediante el ajuste de datos experimentales.

Estos dos últimos criterios,  $\Delta W_p$  y  $\Delta W$  como parámetro de daño presentan una seria limitación: no son aplicables si se quiere considerar el efecto de la tensión media.

Golos y Ellyin<sup>40</sup> introdujeron una nueva versión para la energía entregada al material en cada ciclo del régimen estable:

$$\Delta W^t = \Delta W_p + \Delta W^{e+} \quad [2.11]$$

donde  $\Delta W^{e+}$  es la energía elástica "positiva" tal que se puede escribir:

$$\Delta W^t = \kappa_t (2 N_f)^{\alpha_t} + \Delta W_0^t \quad [2.12]$$

donde  $\kappa_t > 0$ ,  $\alpha_t < 0$ . Cuando  $2 N_f \rightarrow \infty$ , resulta que  $\Delta W^t \rightarrow \Delta W_0^t$  por lo que  $\Delta W_0^t \approx \Delta \sigma_{\text{máx}} / 2 E$  en el límite de fatiga. También aquí, las otras constantes del material se pueden obtener mediante el ajuste de datos experimentales.

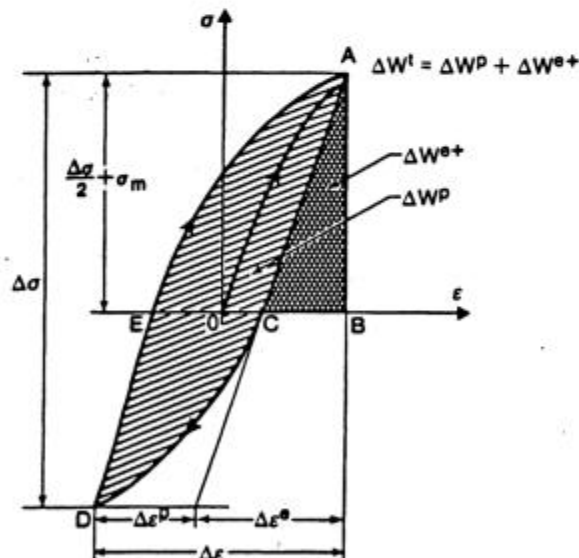


Figura 2.9.: Ciclo de histéresis y definición de densidades de energía de deformación.

Ellyin y Kujawski<sup>41</sup> han propuesto entonces una forma especial de densidad de energía de deformación, que combina la densidad de deformación plástica,  $\Delta W_p$ , y la energía de deformación elástica asociada con el modo de tracción (que facilita el crecimiento de fisuras). Se denomina "densidad de energía de deformación total",  $\Delta W^t$ , y se observa en la Figura 2.9.

Una temática clásica en fatiga consiste en el análisis del efecto de la tensión media<sup>42</sup>, cualquiera sea su origen. Si el control es por deformación, el efecto de la deformación (tensión) media es de segundo orden, cuando las deformaciones sean altas, debido a la relajación de tensiones. La situación es mucho más compleja si los ensayos están controlados por tensión, en ese caso el efecto de la tensión media es de primer orden<sup>43,44</sup>.

La densidad de energía de deformación elástica asociada con el modo de tracción incluye el efecto de la tensión media  $\sigma_m$  por la expresión:

$$\Delta W^{e+} = \frac{1}{2E} \left( \frac{\Delta\sigma}{2} + \sigma_m \right)^2 \quad [2.13]$$

Reemplazando la energía total<sup>45</sup> absorbida por unidad de volumen de material estará dado por:

$$\Delta W^t = 4 \sigma_f \epsilon_f \frac{c-b}{c+b} (2N_f)^{b+c} + \frac{1}{2E} \left( \frac{\Delta\sigma}{2} + \sigma_m \right)^2 \quad [2.14]$$

Por lo que para un estado saturado, definido a partir del rango de deformación (o tensión), se puede calcular la densidad de energía de deformación total a partir de las constantes cíclicas del material.

Esta teoría reúne características muy deseables: es consistente con la noción de iniciación de fisuras y subsiguiente propagación y unifica los regímenes de fatiga de alto y bajo número de ciclos. El parámetro de daño,  $\Delta W^t$ , presenta un muy buen ajuste con los resultados obtenidos en ensayos controlados por deformación, con y sin deformación (tensión) media positiva, y en ensayos controlados por tensión, con y sin tensión media (ya sea positiva como negativa). Una forma de expresar  $\Delta W^t$  puede ser:

$$\Delta W^t = \kappa (2N_f)^c + C \quad [2.15]$$

si por razones de simplicidad se reemplaza  $\kappa_1$  por  $\kappa$ ,  $\alpha_1$  por  $\alpha$  y  $\Delta W_0^t$  por  $C$ . Se representa en la Figura 2.10.:

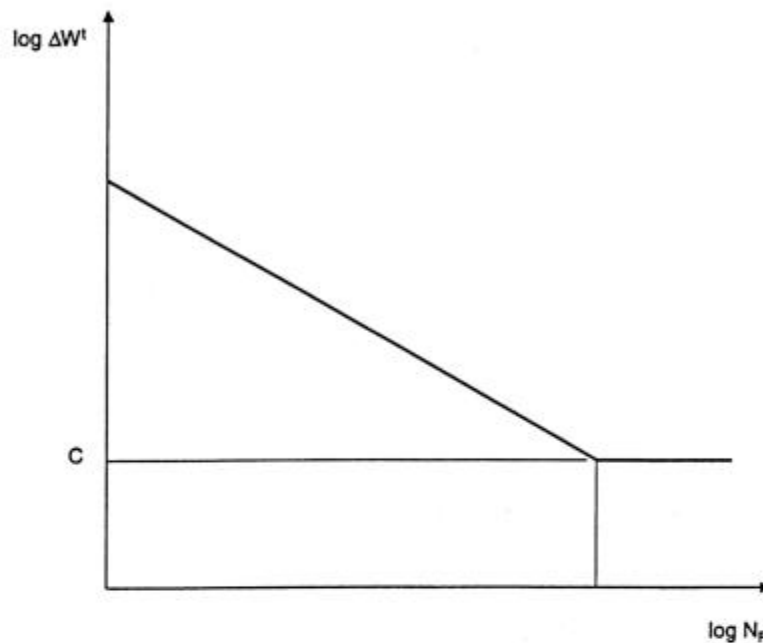


Figura 2.10.: Curva de resistencia a la fatiga para el modelo elegido

La constante  $C$ , asimilable al concepto de límite de fatiga, puede estimarse por:

$$C = \Delta W_{lim} = \frac{1}{8} (\Delta\sigma \Delta\varepsilon_e)_{lim} \quad [2.16]$$

tomando como  $\Delta\sigma$  el 50% de la resistencia de tracción.

En cierta medida, se trata de un criterio derivado del análisis de fatiga de bajo número de ciclos. Pero suma la ventaja de que no maneja magnitudes vectoriales y de que la densidad de energía de deformación total,  $\Delta W^t$ , tiene una interpretación física,

### 2.3. Modelización del daño por fatiga

Cuando se trabaja en fatiga multiaxial, en muchos casos es conveniente introducir el concepto de cantidades equivalentes de tensión y deformación. En nuestro caso, adoptamos las expresiones propuestas por Ellyin<sup>46</sup> (tipo von Mises), que únicamente se aplican a casos de carga proporcional:

$$\Delta \varepsilon_{eq}^p = \frac{1}{K'} \left( \frac{\Delta \sigma_{eq}}{2K'} \right)^{(1-n')/n'} \Delta \sigma_{eq} \quad [2.17]$$

$$\frac{\Delta \sigma_{eq}}{2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left( \frac{\Delta \sigma_1}{2} - \frac{\Delta \sigma_2}{2} \right)^2 + \left( \frac{\Delta \sigma_2}{2} - \frac{\Delta \sigma_3}{2} \right)^2 + \left( \frac{\Delta \sigma_3}{2} - \frac{\Delta \sigma_1}{2} \right)^2} \quad [2.18]$$

donde  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  son las tensiones principales,  $K'$  y  $n'$  las constantes cíclicas presentadas previamente. La expresión de la amplitud de tensión equivalente, incluida aquí como ejemplo, es válida cuando las componentes no tienen tensión media. En caso de que no sea así, es necesario utilizar además alguna corrección como la [2.19] propuesta por Smith, Watson & Topper.<sup>47</sup>

$$\frac{\Delta \sigma_{eq}^*}{2} = \sqrt{\frac{\Delta \sigma_{eq}}{2} \left( \frac{\Delta \sigma_{eq}}{2} + \sigma_{eq,m} \right)} \quad [2.19]$$

donde la  $\Delta \sigma_{eq}^*/2$  es la amplitud de tensiones equivalente corregida por la tensión equivalente media  $\sigma_{eq,m}$ . En ambos los casos se utilizan expresiones tipo von Mises. Normalmente, se presume que, en las discontinuidades geométricas el estado de tensiones (y deformaciones) es biaxial o multiaxial. La predicción de la vida a la fatiga es sensiblemente más compleja que para el caso uniaxial. Se han desarrollado también criterios basados en energía asumiendo la equivalencia de von Mises para considerar las amplitudes de tensión y deformación, cuando se presenta multiaxialidad<sup>48</sup>. La utilización de tensiones y deformaciones equivalentes se basa en la suposición de un comportamiento isotrópico del material. Hay que tener muy presente que esta suposición, puede no ser satisfactoria cuando se tienen las mismas tensiones y deformaciones efectivas pero obtenidas bajo condiciones de carga diferentes (por ejemplo carga biaxial comparada con tensión+torsión).

Bajo estas restricciones, se puede escribir:

$$\Delta \sigma_{eq} \Delta \varepsilon_{eq} = k (2N_f)^\chi, \text{ o bien } \Delta \sigma_{eq} \Delta \varepsilon_{eq}^p = k' (2N_f)^\chi \quad [2.20 \text{ y } 2.21]$$

donde  $\Delta \sigma_{eq}$ ,  $\Delta \varepsilon_{eq}$  y  $\Delta \varepsilon_{eq}^p$  son los rangos de tensión y deformación equivalentes basados en el criterio de von Mises;  $k$ ,  $k'$  y  $\chi$  son constantes del material, que dependen a su vez del estado de tensiones.

**Introducción de un factor de multiaxialidad.** Tratando de relacionar datos de fatiga uniaxial con situaciones de multiaxialidad, y considerando al

caso uniaxial como un caso particular del general se propone la siguiente relación:

$$\Delta W^t = \frac{\Delta W_p}{\bar{\rho}} + \Delta W^{e+} = \kappa_u (2N_F)^\alpha + C_u \quad [2.22]$$

donde  $\bar{\rho}$  es un factor de multiaxialidad y  $\kappa_u$  y  $C_u$  son las constantes del material definidas en el análisis de la fatiga uniaxial.

En consecuencia, se supone que  $\kappa$  y  $C$  son afectados por el estado de tensiones según una relación funcional lineal de la forma:

$$\kappa(\bar{\rho}) = \kappa_u \bar{\rho} \quad [2.23]$$

$$C(\bar{\rho}) = C_u \bar{\rho} \quad [2.24]$$

Se han propuesto varios parámetros para definir el grado de multiaxialidad. En nuestro caso optamos por utilizar el investigado por Ellyin<sup>49</sup>, válido para carga proporcional (o aproximadamente proporcional):

$$\bar{\rho} = (1 + \bar{\nu}^*) \frac{\hat{\varepsilon}_{\max}}{\hat{\gamma}_{\max}} \quad [2.25]$$

con

$$\hat{\varepsilon}_{\max} = \max[\varepsilon_1, \varepsilon_2] \quad [2.26]$$

$$\hat{\gamma}_{\max} = \max[|\varepsilon_1 - \varepsilon_3|, |\varepsilon_2 - \varepsilon_3|] \quad [2.27]$$

donde  $\bar{\nu}^*$  es el módulo de Poisson efectivo calculado de acuerdo con la siguiente expresión:

$$\bar{\nu}^* = \frac{\nu_p (1 - \nu_e)(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + (\nu_e - \nu_p)(\varepsilon_1^o + \varepsilon_2^o)}{(1 - \nu_e)(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + (\nu_e - \nu_p)(\varepsilon_1^o + \varepsilon_2^o)}; \varepsilon_1 \neq \varepsilon_2 \quad [2.28]$$

donde  $\varepsilon_1$  y  $\varepsilon_2$  (axial y transversal) son las deformaciones principales totales actuantes sobre el plano de la superficie libre y  $\varepsilon_3$  (radial) es la deformación perpendicular a la misma;  $\nu_e$  y  $\nu_p$  son los coeficientes de Poisson estimados para un material perfectamente elástico ( $\approx 0,3$ ) y perfectamente plástico ( $\approx 0,5$ ) respectivamente.

Si se asume que la tensión radial es pequeña respecto de las otras, se cumple la siguiente relación:

$$\varepsilon_3 = \frac{-\bar{\nu}^*}{(1-\bar{\nu}^*)}(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \quad [2.29]$$

En el caso de que no sea así, se pueden calcular las componentes elásticas y plásticas de  $\varepsilon_3$  a partir de la ley generalizada de Hooke y la condición de incompresibilidad.

El factor de multiaxialidad definido permite evaluar diferencias en los estados (sin tensión media) equibiaxial, uniaxial y de torsión, midiendo la severidad de una carga multiaxial particular<sup>50,51</sup>.

$$\text{Torsión:} \quad \varepsilon_1 = -\varepsilon_2 \quad \bar{\rho} = 1 + \bar{\nu}^* \quad [2.30]$$

$$\text{Uniaxial:} \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = -\bar{\nu}^* \varepsilon_1 \quad \bar{\rho} = 1 \quad [2.31]$$

$$\text{Equibiaxial:} \quad \varepsilon_1 = \varepsilon_2 \quad \bar{\rho} = 1 - \bar{\nu}^* \quad [2.32]$$

Para predecir vida a la fatiga en condiciones multiaxiales de tensión, basta con determinar las constantes necesarias del ajuste de datos experimentales uniaxiales (fatiga de bajo número de ciclos), y precisar el factor de multiaxialidad para cada caso en particular.

Es de esperarse que para carga proporcional (en fase) la relación  $\bar{\varepsilon}/\bar{\gamma}$  sea una constante para todo instante dentro de un ciclo. Por el contrario si nos encontramos con que la carga no es proporcional, este valor cambia con el tiempo y la definición presentada de factor de multiaxialidad no resulta satisfactoria.

Una consideración especial merece el efecto de la tensión media en la vida a la fatiga para estados de tensión multiaxiales. Este ha sido estudiado por muchos autores aunque en todos los casos se proponen expresiones que se aplican sólo al régimen de fatiga de alto número de ciclos. Presentamos una alternativa más general en el parágrafo siguiente.

**Formulación a partir de invariantes de tensión ( $I_1, J_2$ ).** Para materiales inicialmente isotrópicos<sup>52</sup>, se pueden definir distintas formas de parámetros de daño por fatiga, basados en la energía de deformación con la forma general:

$$\Delta W^f = \Delta W^f(I_1, J_2) \quad [2.33]$$

donde  $I_1$  y  $J_2$  son invariantes que definiremos más adelante.

Contrariamente a lo que sucede al considerar la fluencia, es necesario tener en cuenta el efecto de la presión hidrostática con la finalidad de predecir la vida a la fatiga. Si bien se puede suponer que la contribución de la presión hidrostática de tracción a la energía total es pequeña en el régimen de fatiga de bajo número de ciclos, no puede decirse lo mismo en la zona de alto número de ciclos. Trabajando con los invariantes de tensión, se pueden calcular las componentes elástica y plástica de la energía total sin depender de la definición de un factor de multiaxialidad, además de incluir la consideración de la tensión media en forma explícita.

**Componente elástica.** Una manera de considerar el efecto de la presión hidrostática en los cálculos de energía está en la idea de densidad de energía de deformación elástica positiva durante un ciclo de carga, definida por:

$$\Delta W^{e+} = \int_{H(\sigma_i^{\min})\sigma_i^{\min}}^{H(\sigma_i^{\max})\sigma_i^{\max}} \sigma_i d\varepsilon_i^e \quad (i = 1, 2, 3) \quad [2.34]$$

donde las  $\sigma_i$  son las componentes de tensión principal y  $H$  la función de Heaviside con las siguientes propiedades:

$$H(\sigma_i) = 1 \quad \text{si } \sigma_i \geq 0 \quad [2.35]$$

$$H(\sigma_i) = 0 \quad \text{si } \sigma_i < 0 \quad [2.36]$$

Reemplazando se obtiene:

$$\Delta W^{e+} = \frac{1}{2E} \left[ (I_1^{\max})^2 - (I_1^{\min})^2 \right] - \frac{1+\nu}{E} [I_2^{\max} - I_2^{\min}] \quad [2.37]$$

donde

$$I_1^{\max} = \sigma_1^{\max} H(\sigma_1^{\max}) + \sigma_2^{\max} H(\sigma_2^{\max}) + \sigma_3^{\max} H(\sigma_3^{\max}) \quad [2.38]$$

$$\begin{aligned} I_2^{\max} = & \sigma_1^{\max} \sigma_2^{\max} H(\sigma_1^{\max}) H(\sigma_2^{\max}) + \\ & + \sigma_2^{\max} \sigma_3^{\max} H(\sigma_2^{\max}) H(\sigma_3^{\max}) + \\ & + \sigma_3^{\max} \sigma_1^{\max} H(\sigma_3^{\max}) H(\sigma_1^{\max}) \end{aligned} \quad [2.39]$$

con expresiones similares para los valores mínimos correspondientes. Si los valores mínimos de tensión son compresivos, se puede escribir:

$$\Delta W^{e+} = \frac{1}{2E} \left[ (I_1^{\max})^2 - 2(1+\nu)I_2^{\max} \right] \quad [2.40]$$

También las ecuaciones anteriores pueden expresarse en función de la tensión equivalente:

$$I_1 = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \quad [2.41]$$

$$I_2 = \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1 \quad [2.42]$$

$$I_2 = -J_2 + \frac{1}{3} I_1^2 \quad [2.43]$$

$$J_2 = \frac{1}{3} \sigma_{eq}^2 \quad [2.44]$$

por lo que finalmente se obtiene para el caso analizado previamente

$$\Delta W^{e+} = \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_{eq}^{max})^2 + \frac{1-2\nu}{6E} (I_1^{max})^2 \quad [2.45]$$

En la expresión anterior se reconocen dos términos: la energía de distorsión y la contribución del cambio de volumen.

En el caso de que esté presente una tensión media, las tensiones principales pueden descomponerse en componentes alternativa y media:

$$\sigma_i^{max} = \sigma_i^a + \sigma_i^m \quad (i = 1, 2, 3) \quad [2.46]$$

donde los superíndices a y m se refieren a la tensión alternativa y media respectivamente.

En ese caso se puede escribir:

$$\Delta W^{e+} = \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_{eq}^{max})^2 + \frac{1-2\nu}{6E} \left( \sum_{i=1}^3 (\sigma_i^a + \sigma_i^m) \right)^2 \quad [2.47]$$

De esta manera la parte positiva de la energía de deformación contiene la tensión media de forma explícita. Para tensiones medias pequeñas, los datos experimentales cercanos al límite de fatiga correlacionan aceptablemente con esta densidad de energía de deformación.

**Componente plástica.** La densidad de energía de deformación plástica por ciclo,  $\Delta W_p$ , puede calcularse (para el caso de carga proporcional) a partir de la energía de histéresis calculada en el espacio de las tensiones deformaciones equivalentes, que se muestra en la Figura 2.11.:

Análogamente al caso uniaxial se puede escribir:

$$\Delta W^p = \frac{1-n'}{1+n'} \Delta \sigma_{eq} \Delta \epsilon_{eq}^p \quad [2.48]$$

Si se reemplaza por la forma generalizada de la curva cíclica, esta expresión se puede obtener sólo en términos de la tensión equivalente:

$$\Delta W_p = \frac{2(1-n')}{1+n'} (2K')^{-1/n'} (\Delta\sigma_{eq})^{(1+n')/n'} \quad [2.49]$$

Es sencillo reemplazar  $\Delta\sigma_{eq}$  por la relación con  $J_2$ . Este es un parámetro que correlaciona datos de fatiga aceptablemente en el régimen de fatiga multiaxial de bajo número de ciclos, cuando la deformación (tensión media) es cero.

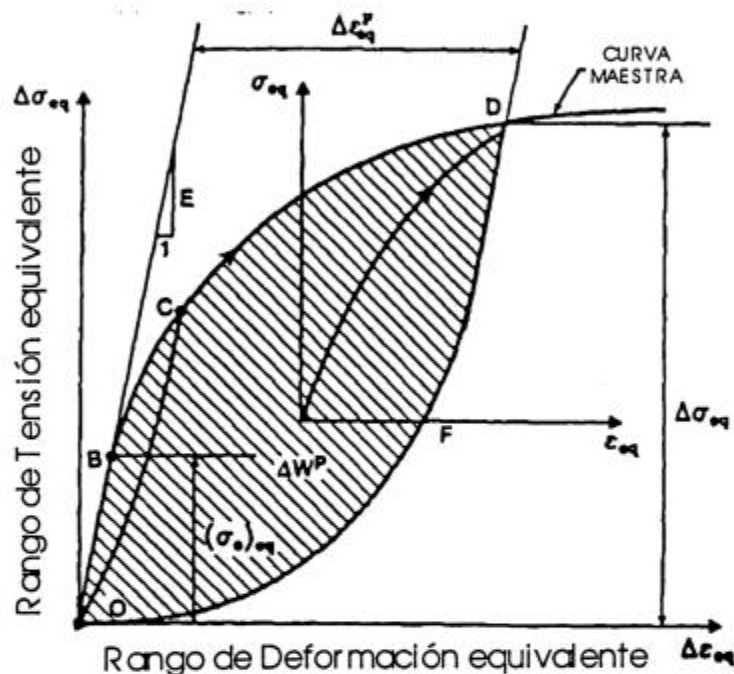


Figura 2.11.: Ciclo de histéresis genérico en el espacio de tensiones y deformaciones equivalentes

**Energía total.** Con la finalidad de obtener un parámetro que correlacione en el rango completo, se postuló un criterio de energía total que queda expresado (para un material que cumple con la regla de Masing) como:

$$\Delta W^t = \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_{eq}^{max})^2 + \frac{1-2\nu}{6E} \left( \sum_{i=1}^3 (\sigma_i^a + \sigma_i^m) \right)^2 + \xi \left\{ \frac{2(1-n')}{1+n'} (2K')^{-1/n'} (\Delta\sigma_{eq})^{(1+n')/n'} \right\} \quad [2.50]$$

$$\Delta W^t = \Delta W^{e*} + \xi \Delta W^p \quad [2.51]$$

En general esta función ha sido utilizada con éxito<sup>53,54</sup> haciendo  $\xi = 1$ , aunque se postula que depende del radio de biaxialidad.

Volviendo a la forma funcional analizada previamente:

$$\Delta W^t (I_1, J_2) = \kappa (2 N_f)^\alpha + C \quad [2.52]$$

donde  $\kappa$ ,  $\alpha$  y  $C$  son parámetros del material. Se puede observar que en el régimen de fatiga de alto número de ciclos, la deformación es pequeña por lo que se observa que  $\Delta W_p \rightarrow 0$  y  $\Delta W^t \rightarrow \Delta W^{e+}$ . Además, en ese caso  $(2 N_f)^\alpha \rightarrow 0$ , obteniéndose que:

$$\frac{1+\nu}{3E} (\sigma_{eq}^{max})^2 + \frac{1-2\nu}{6E} (I_1^{max})^2 = C \quad [2.53]$$

Se puede repetir este cálculo para casos particulares de tensión, de donde se infiere que para la misma cantidad de energía de deformación elástica, la vida a la fatiga en el régimen de alto número de ciclos será la misma en cualquier condición de tensión.

#### 2.4. Resumen y conclusiones

En este Capítulo se presentaron en forma breve algunas ideas fundamentales para la predicción de vida a la fatiga en componentes/estructuras.

En primer lugar, nuestro análisis se aplica a materiales que cumplen con la relación de Ramberg-Osgood y la regla de Masing. Así, la expresión analítica de la energía de histéresis y la curva cíclica, lo mismo que los experimentos necesarios para determinarlas, resultan muy sencillos. Esto se justifica porque el material investigado en este trabajo satisface esas hipótesis.

La descripción matemática del comportamiento de los materiales sometidos a carga cíclica nos permite tratar las distintas expresiones como constitutivas.

Las sollicitaciones consideradas aquí se limitan a la multiaxialidad con carga proporcional. El estudio de situaciones con carga no proporcional (esencial en algunos casos, como por ejemplo cuando las tensiones en juego tienen diferente origen) no pueden tratarse sin el auxilio de simulaciones numéricas. Sin embargo, la suposición de carga proporcional es suficiente para muchas situaciones de diseño.

El análisis de las tensiones/deformaciones locales es un prerrequisito para el análisis de daño. Aquí describimos muy brevemente las técnicas para implementar dicho análisis. No entramos en mayores detalles salvo para el caso de una probeta entallada en "U" (ANEXO A).

En este trabajo se incluyen las expresiones para la curva cíclica y las distintas energías utilizadas como parámetro de daño, considerando fatiga uniaxial. También se propone la generalización a situaciones de carga multiaxial (con cantidades equivalentes de tensión y deformación y/o factores de multiaxialidad), explicando en cada caso las suposiciones y limitaciones asumidas.

Se discute ampliamente un parámetro de daño  $\Delta W^t$ , basado en energía, que permite correlacionar un amplio rango de tipos de datos. Además, admite una interpretación física, con la idea de que la parte plástica se disipa como calor o bien contribuye a la movilización de dislocaciones formando bandas de deslizamiento que eventualmente derivan en la formación de microfisuras. La energía cíclica elástica también contribuye al proceso de iniciación y propagación.

Finalmente, el parámetro de daño es presentado con un formalismo de invariantes de tensión, con la finalidad de que las expresiones sean más generales al ser independientes del factor de multiaxialidad elegido.

No se analizan reglas de acumulación de daño. Su utilización, si nos atenemos a lo visto en el Capítulo 1, también depende de ciertas hipótesis y su verificación experimental. En aplicaciones de Ingenierías, en general se utiliza la regla de acumulación lineal, en razón de su simplicidad. Sin embargo, es necesario afinar este análisis en casos donde la carga es irregular, ya que aplicando la regla lineal las predicciones pueden tener errores muy importantes.

Como hemos explicado, el análisis de las tensiones/deformaciones locales se aplica a elementos de volumen con superficie libre. Si las predicciones no resultasen satisfactorias, en un segundo análisis debe establecerse si el parámetro de daño elegido no representa adecuadamente el daño producido en el material y/o si el análisis de tensiones/deformaciones carece de la precisión requerida. En componentes/estructuras, las predicciones están afectadas en mayor medida por la geometría que por las propiedades del

material. Para un análisis de sensibilidad se requiere gran precisión en el análisis de tensiones/deformaciones.

Hemos limitado el alcance de este trabajo al análisis a la fatiga en condiciones muy ideales, tanto para el material (cuyo comportamiento monotónico y en fatiga puede describirse matemáticamente), como para la definición de la sollicitación mecánica. Como ya hemos visto, el comportamiento a la fatiga puede ser afectado por muchos factores y se requiere generar gran cantidad de datos para ajustar las predicciones a condiciones asimilables a las esperadas en operación.

## Fundamentos para el análisis de uniones/varillas de bombeo PCP

### 3.1. Introducción

Los sistemas PCP<sup>55,56</sup> se muestran adecuados para un número creciente de yacimientos de petróleo. Como es fácil de entender, la competencia con otros sistemas de bombeo artificial muchas veces se define por la confiabilidad de los equipos de producción, en íntima relación con la productividad y los costos de operación. En este trabajo nuestro análisis se limita a considerar la integridad estructural de la sarta. Como se observa en la Figura 3.1., la sarta es una sucesión de varillas conectadas mediante niples. La función de la sarta, en el caso de los sistemas PCP, consiste en soportar la carga axial (representada esencialmente por el peso propio de la sarta) y transmitir el movimiento de rotación que posibilita la acción de bombeo.

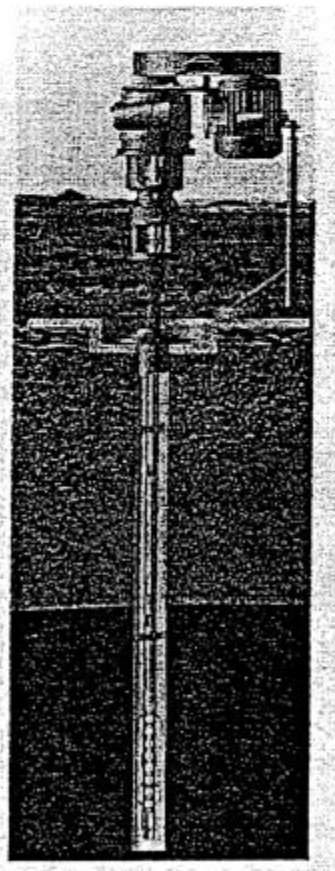


Figura 3.1.: Esquema de una sarta

Debido a que la gran mayoría de las sarta es de gran longitud y que los pozos normalmente presentan desviaciones, la sarta está sometida a cargas estáticas y dinámicas sujetas a grandes variaciones tramo a tramo. En consecuencia, es muy difícil estimar la historia de cargas aplicada en cada uno, lo que dificulta enormemente el análisis de diseño de los elementos componentes, particularmente de las uniones roscadas. Las cargas estáticas incluyen tracción (por el peso propio de la sarta) y torsión (por el torque transmitido). Las dinámicas corresponden a la rotación en las zonas con desviación, que derivan en cargas de flexión.

Las características de las cargas aplicadas a la sarta tienen varias consecuencias. La más notoria es que la industria tiende a la utilización de elementos componentes estandarizados. Así, mediante la utilización de diseños probados, se puede cubrir un amplio rango de parámetros de operación con resultados óptimos en cuanto a la confiabilidad<sup>57</sup>.

Lamentablemente, es cada vez más frecuente encontrarse con situaciones donde las condiciones de operación son particularmente exigentes. En esos casos no pueden utilizarse elementos estandarizados debiéndose recurrir a productos propietarios (no estándar) capaces de soportar cargas que exceden los límites de los estandarizados.

En la sarta, y especialmente para la fatiga, las uniones roscadas son ítems críticos donde se localizan la mayores frecuencias de falla. En general se ha observado que las conexiones propietarias fallan, ya sea en el campo o en condiciones de laboratorio, bajo condiciones que están por debajo de las capacidades previstas, publicadas por los fabricantes<sup>58</sup>. Esto puede explicarse por distintas situaciones:

- Los diseños de la unión se "sobre" extrapolaron a diferentes tamaños, pesos, grados y/o materiales.
- El ensayo de las conexiones fue inadecuado para validar el comportamiento (en diseño).
- Los controles de calidad en producción y/o la inspección posterior a la fabricación fueron insuficientes.
- Las conexiones no han sido instaladas (y/o aplicadas) correctamente en el campo.

Los problemas de fallas en servicio atribuibles a un diseño poco apropiado son relativamente poco frecuentes, atribuyéndose al ensayo inadecuado la causa principal de las fallas "inesperadas" en conexiones propietarias.

En la Figura 3.2. presentamos el esquema de una unión roscada hombreada, similar a la que debemos analizar como uno de los objetivos de este trabajo. El American Petroleum Institute (API) ha desarrollado una metodología completa para evaluar la integridad estructural de uniones roscadas hombreadas estandarizadas, la API RP 7G. Si bien es el marco de

referencia para nuestro análisis, no puede dejar de señalarse que las expresiones incluidas en ese documento son aplicables a los diseños propietarios con reservas, ya que en el mejor de los casos nos permitirán primeras estimaciones que requerirán una posterior verificación experimental. Por otro lado, el análisis a la fatiga introducido en la API RP 7G es muy elemental a la luz de los conocimientos actuales en fatiga.

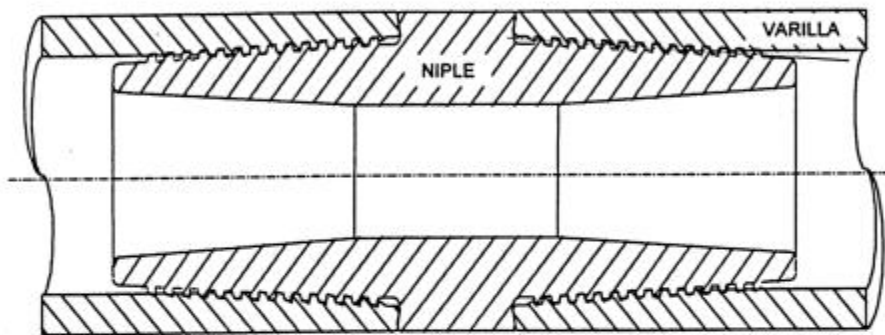


Figura 3.2.: Esquema de una unión roscada hombreada

Analizando las estadísticas correspondientes a componentes similares, se puede considerar representativa la siguiente composición de fallas<sup>59</sup>:

- 75% con la fatiga como causa primaria
- 15% relacionadas con cargas de tracción/torsión combinadas
- 10% atribuidas a una baja tenacidad del material/fatiga

La relativamente baja participación de fallas atribuidas a cargas de tracción/torsión se explica por el hecho de que la práctica de diseño habitual (como veremos) está orientada a la resistencia "estática".

En este Capítulo revisamos el procedimiento de investigación del torque de armado de las uniones roscadas hombreadas, presentamos brevemente la metodología para el análisis estático, la discusión del problema de la fatiga contenida en la API RP 7G y las limitaciones en cada caso del enfoque puramente analítico. También describimos someramente los ensayos plena escala utilizados extensamente en la industria, aunque no se relacionan

directamente con el problema de la fatiga. Y por último discutimos el análisis a la fatiga posible a la luz de este trabajo.

### 3.2. Investigación del torque de armado

Es fácil entender que el torque de armado es fundamental para lograr un comportamiento adecuado en una unión roscada. Es en el armado donde se define, en gran medida, la condición de carga y la distribución de tensiones y deformaciones en la unión. Hay expresiones que permiten relacionar el torque de armado aplicado y la tensión de tracción en las secciones críticas (Ver Figura 3.3) dadas por  $A_p$  y  $A_b$ . En las uniones hombreadas, la expresión normalmente utilizada es la siguiente<sup>60</sup>:

$$T = S A^* \left( \frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) \quad [3.1]$$

estimándose que la tensión en la sección crítica  $A^*$  ( la menor entre  $A_p$  y  $A_b$  que se observan en la Figura 3.3.) debe alcanzar un porcentaje determinado de la tensión de fluencia. En esta expresión  $S$  es la tensión en la rosca, de tracción en el niple (y de compresión en la varilla),  $p$  es el paso de la rosca,  $\theta$  el semiángulo de flanco,  $R_t$  y  $R_s$  los radios medios en la rosca (niple) y el hombro,  $f$  el coeficiente de fricción. Cabe señalar que, en este Capítulo, las tensiones indicadas con  $S$  son, salvo indicación en contrario, tensiones promedio que no incluyen el gradiente de tensiones inducido por la geometría.

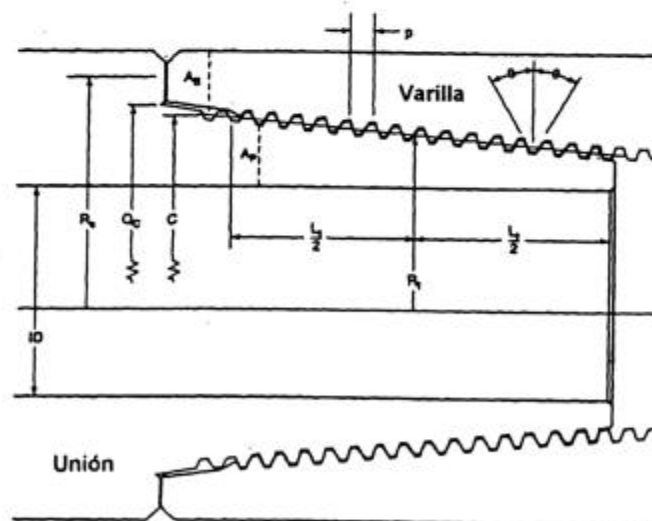


Figura 3.3.: Esquema de una unión roscada hombreada, mostrando dimensiones importantes para el análisis, extraída de la API RP 7G

El torque de armado es un factor esencial en la eficiencia mecánica de la unión. De acuerdo con los usos particulares de la industria, se utilizan torques de armado que producen en la rosca (niple) una tensión de entre 40 a 70% de la tensión de fluencia (dependiendo de la geometría y del coeficiente de fricción). Sin embargo, no existe una metodología para definir a priori su valor óptimo frente a sollicitaciones estáticas y dinámicas.

Las características de makeup de una unión se evalúan en máquinas especialmente diseñadas donde se puede medir el torque aplicado además de obtener registros torque-vueltas. En la Figura 3.4. se presenta un gráfico torque-vueltas tipo. Representa la cantidad de torque aplicada al hombro (shoulder torque), comparada con la absorbida por la interferencia de los filetes. Evidentemente, las tolerancias dimensionales y la lubricación afectan los resultados en forma significativa.

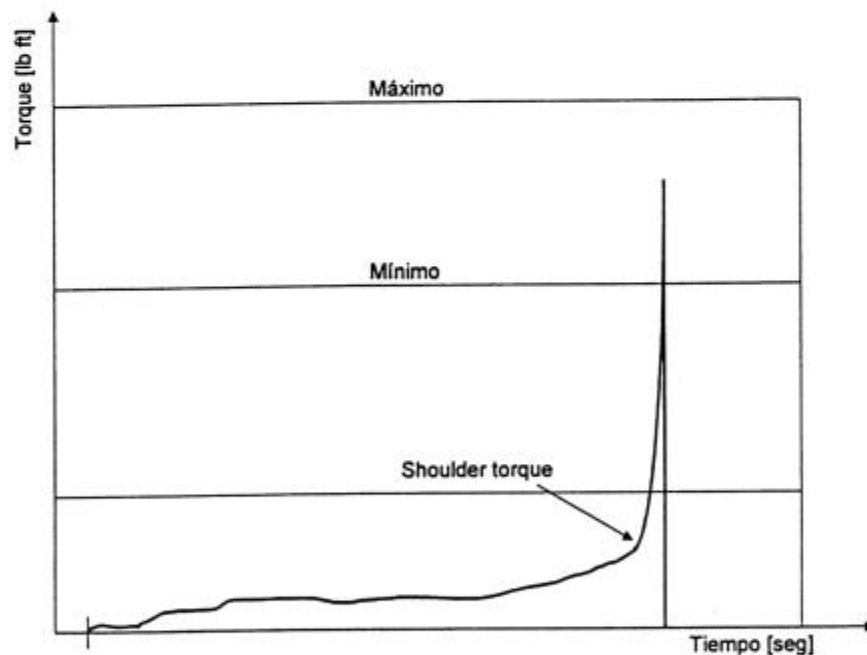


Figura 3.4: Gráfico torque-vueltas típico

El punto en la curva donde se incrementa rápidamente el torque aplicado se denomina shoulder torque. Este valor es importante ya que una unión cuyo shoulder torque esté fuera de un rango predeterminado debería ser rechazada como defectuosa.

Como se ve en la Figura 3.5., debemos considerar que, en cualquier caso, el torque de armado oscilará entre dos valores, uno máximo y uno mínimo. Si bien en el párrafo siguiente nos referiremos al análisis estático de las uniones en estudio, nos parece necesario introducir aquí algunos conceptos relacionados.

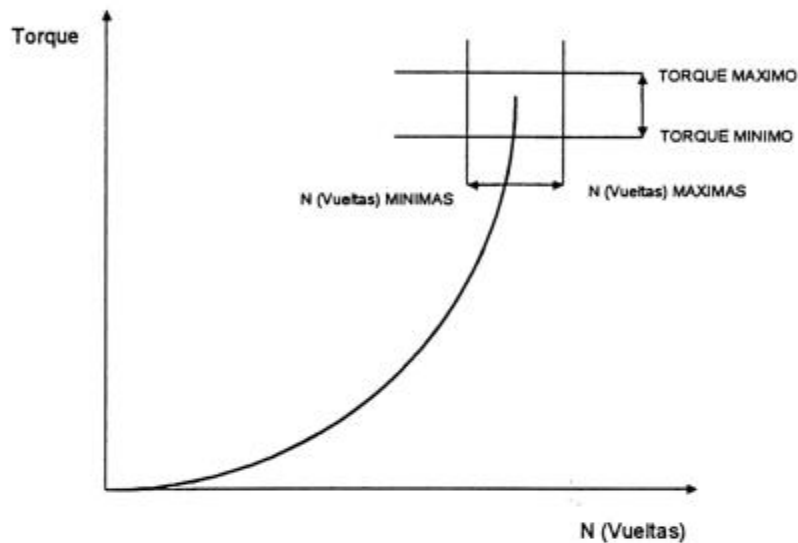


Figura 3.5.: Esquema de un registro torque-vueltas utilizado para el análisis del torqueado de armado, mostrando ventana de torques

De la expresión [3.1] surge que el torque máximo corresponde a aquél donde teóricamente se producirá la fluencia del material en toda la sección del niple o la varilla. Para el torque mínimo, Farr<sup>61</sup> sostiene que debe ser tal que origine en la rosca (niple) una tensión de tracción (y consecuentemente una tensión de compresión en el hombro) que sea suficiente como para evitar la separación del hombro de torque cuando la unión está cargada por flexión repetida.

Según Farr, es necesario determinar experimentalmente un diagrama de Goodman modificado que relacione la tensión de tracción inducida en la rosca (niple) por el torque de armado y la tensión de flexión aplicada.

La expresión que corresponde a este análisis es la siguiente:

$$\frac{S_R}{S_I/K_T} + \frac{S_{CR}}{\sigma_{UTS}} = 1 \quad [3.2]$$

donde  $S_R$  es la tensión de flexión en la fibra correspondiente a la raíz del primer filete de la rosca (niple),  $S_{CR}$  la tensión de tracción inducida en la rosca (niple) por el torque de armado,  $S_I$  el límite de fatiga del material,  $\sigma_{UTS}$  la tensión de tracción máxima del material y  $K_T$  el coeficiente de concentración de tensiones elástico, aplicable a la condición de carga en el primer filete (desde el hombro de torque) de la rosca (niple).

En la Figura 3.6. se presentan las cargas aplicadas que contribuyen al estado de tensiones en la raíz del filete.

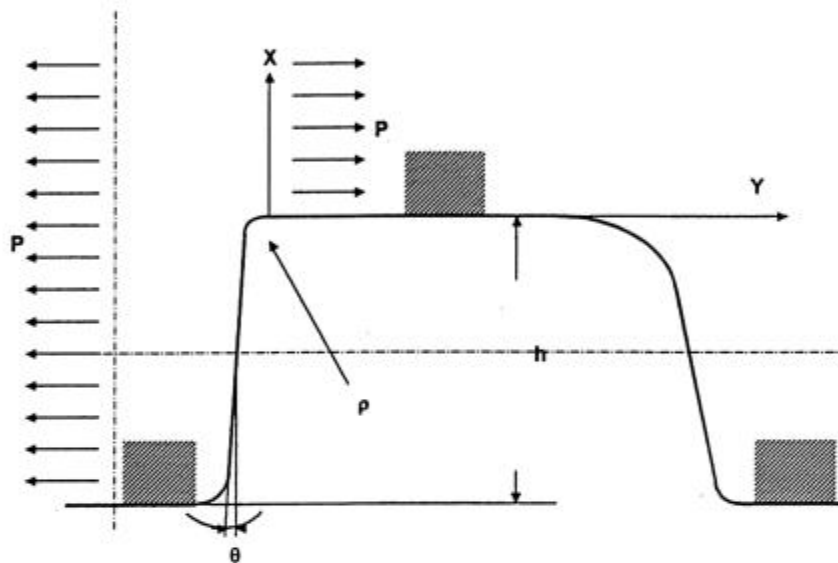


Figura 3.6.: Esquema mostrando las cargas aplicadas que contribuyen a la tensión en la raíz del filete. P, carga; h, altura de filete;  $\theta$ , ángulo de filete;  $\rho$ , radio de curvatura

Con este gráfico pretendemos introducir los dos temas en discusión, para una adecuada estimación del estado tensional del punto crítico: a) cómo corregir las tensiones por concentración de tensiones, b) cómo transformar las tensiones elásticas ficticias en tensiones elastoplásticas.

Tradicionalmente se han intentado varias aproximaciones, incluyendo trabajos clásicos como el de Heywood, Kelley y Pedersen<sup>62</sup>, notándose que un análisis por concentrador de tensiones puede tener utilidad cuando se trata de analizar uniones roscadas<sup>63</sup>.

Sin embargo, las analogías con geometrías tales como entallas circunferenciales para la raíz de radio de curvatura  $\rho$  y los filetes considerados como vigas en voladizo no alcanzan a describir factores muy importantes como el efecto de las interferencias en las uniones roscadas.

En la condición donde la unión está cargada únicamente por el torque de armado, se indica que la tensión en el hombro es proporcional a la tensión inducida en la sección crítica de la rosca (niple) de acuerdo con la relación entre las secciones transversales correspondientes. Las dimensiones se pueden ver en la Figura 3.3. y la expresión correspondiente:

$$S_B = S_{CR} \frac{A_p}{A_b} \quad [3.3]$$

donde  $S_B$  es la tensión de compresión en el hombro, como consecuencia del torqueado y  $A_p$  y  $A_b$  las secciones críticas del niple y la varilla.

Cuando se aplica un momento de flexión, en la condición límite, la tensión en el hombro de torque pasa a ser cero mientras que  $S_R$ , la tensión máxima en la fibra más externa de la sección crítica de la rosca (niple), está dada por la fórmula:

$$S_R = S_B \frac{C_p}{C_b} \quad [3.4]$$

donde  $C_p$  y  $C_b$  son los radios correspondientes a la fibra más alejada del niple y la varilla en las secciones críticas, que se aprecian en la Figura 3.7.

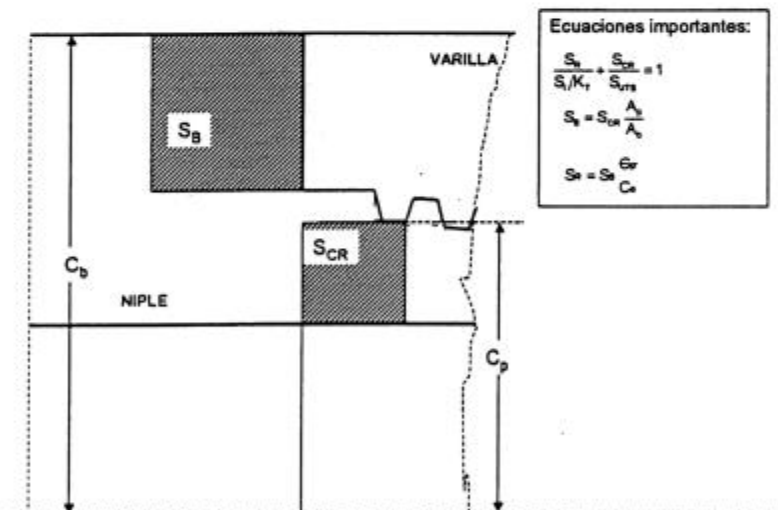


Figura 3.7.: Esquema del análisis de Farr

Eliminando  $S_B$  y  $S_R$ , a partir de las Ecuaciones 3.2, 3.3 y 3.4, puede obtenerse un valor para  $S_{CR}$  que debe reemplazarse en la expresión para el cálculo de torque y así obtener el torque mínimo.

En el Capítulo 5, con la metodología aquí descrita se obtiene una solución elástica de la tensión de tracción máxima aplicada en la sección crítica  $A_b$  para el primer ciclo de carga. Se nota que no se considera para  $S_{CR}$  la tensión adicional aportada por el peso propio de la sarta. Esto se explica porque la aproximación propuesta es válida para un tramo de la sarta cualquiera sea su posición, en la medida de que se produzca la relajación de la tensión media.

También es evidente que para el análisis a la fatiga deberemos hacer suposiciones respecto de la respuesta cíclica estable del material, al considerar elastoplasticidad, fluencia localizada en un punto de la raíz del filete de la rosca y la relajación de la tensión media.

### 3.3. Análisis estático

La API RP 7G identifica como modos de falla estáticos la fluencia en la rosca (unión o varilla), la separación en el hombro de torque y la fluencia en el cuerpo de la varilla. Cada tramo de la sarta está sometido a tracción y torsión combinadas. En la Figura 3.3. se presentan las dimensiones de la unión importantes para el cálculo estático.

El análisis estático considera la unión monolítica. En la Figura 3.8. se puede ver un esquema de la ventana de operación de la unión.

La línea OT4 representa la separación del hombro frente a un torque da armado dado. T3T2 ídem la fluencia en la unión roscada (niple) bajo la combinación de tracción y torsión. La línea vertical que pasa por T1, la fluencia para la unión roscada (varilla) por torsión. La horizontal por Q1, la tensión máxima en la unión roscada (niple). La línea T4T3 no tiene significado físico, ya que no representa ninguna condición de carga. Sin embargo T4 representa la condición límite para fluencia en la unión (niple), cuando la carga de tracción es Q1 y el torque de armado T4. T3 marca la fluencia por sobretorque en la misma condición. Las ecuaciones para los cálculos son las siguientes:

$$Q1 = \left( \frac{\sigma_y}{1.1} \right) A_p \quad [3.5]$$

$$T1 = \left( \frac{\sigma_y}{1.1 \times 12} \right) A_b \left( \frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) \quad [3.6]$$

$$T2 = \left( \frac{\sigma_y}{1.1 \times 12} \right) A_p \left( \frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) \quad [3.7]$$

$$T3 = \left( \frac{\sigma_y}{1.1 \times 12} \right) A_p \left( \frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} \right) \quad [3.8]$$

$$T4 = \left( \frac{\sigma_y}{1.1 \times 12} \right) \left( \frac{A_b A_p}{A_p + A_b} \right) \left( \frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) \quad [3.9]$$

donde

Q1 es la carga de tracción máxima,

T1 el torque de armado máximo (para producir la fluencia en la unión (varilla),

T2 el torque de armado máximo (para producir la fluencia en la unión (niple),

T3 la torsión que hay que aplicar (con Q1) para producir la separación del hombro,

T4 el torque de armado mínimo,

$\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f$  un factor debido a la fricción en el el torque de armado

(o en el desarmado),

$\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta}$  un factor debido a la fricción durante la separación del

hombro,

$\frac{A_b A_p}{A_p + A_b}$  es la reducción de la carga de tracción en la rosca (varilla)

debida a la carga axial,

$A_p$  sección transversal de la unión (niple) en la sección crítica,

$A_b$  sección transversal de la varilla en la sección crítica,

$R_t$  radio medio de los filetes,

$R_s$  radio medio del hombro,

$\cos \theta$  coseno del semiángulo formado por los flancos de los filetes,

$p$  paso de rosca

f coeficiente de fricción

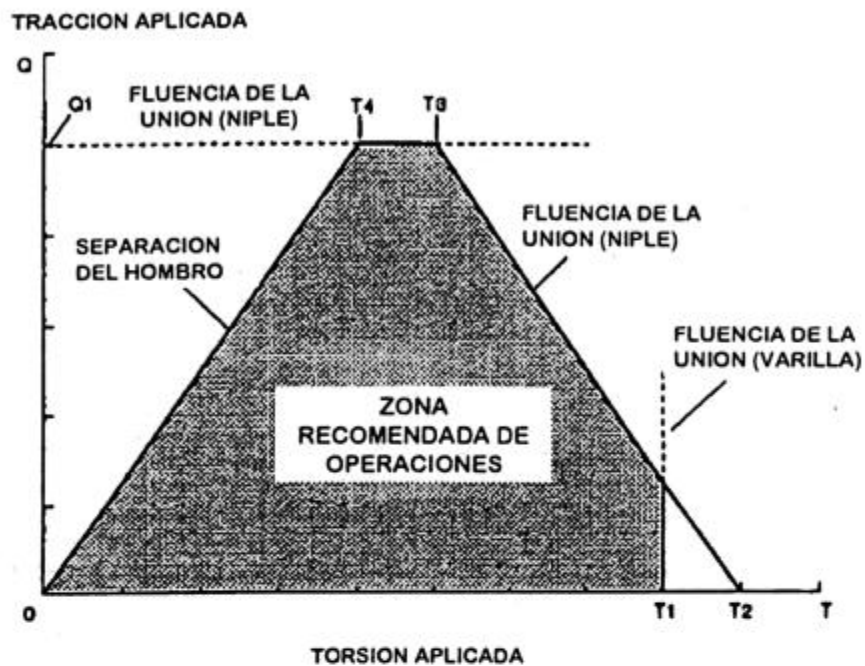


Figura 3.8.: Esquema de la zona de operaciones de acuerdo con API RP 7G

En la Figura 3.9. se presenta, de acuerdo con el trabajo de Baryshnikov<sup>64</sup>, una zona recomendada que debe compararse con la admisible.

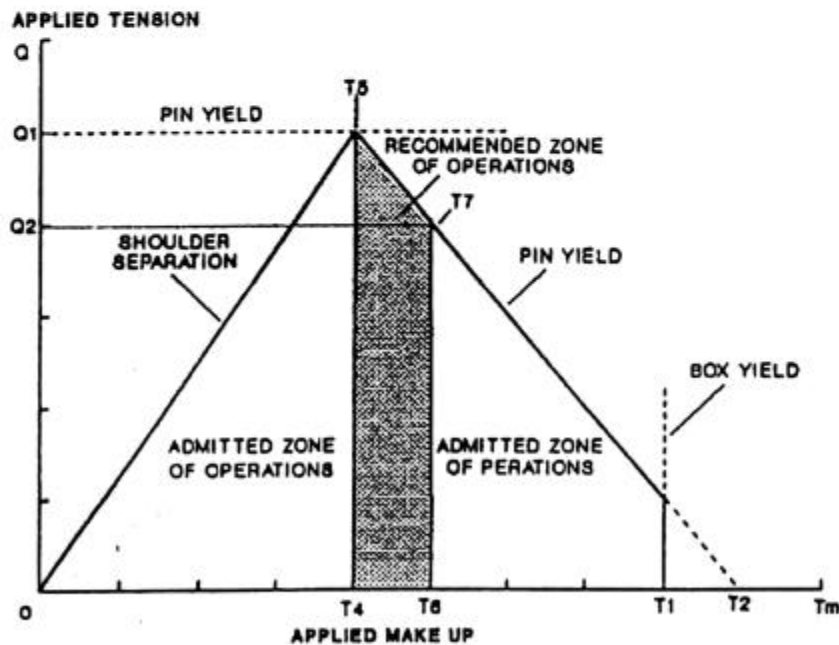


Figura 3.9.: Esquema de la zona de operaciones recomendada de acuerdo con Baryshnikov

Si se considera el torque de apretado y tracción se tiene que:

T4 torque óptimo,

T5 es la intersección con la horizontal que corresponde a la fluencia de la unión (niple),

T1 representa la fluencia de la unión (varilla) por compresión,

Q1 la fluencia de la unión (niple)

Las líneas OT5 y T5T2 marcan la falla de la unión ya sea por separación del hombro o por fluencia (niple). Para la unión (varilla) la línea límite está dada por T1. La resistencia de la unión para un torque de armado aplicado está dada para el ejemplo de T6 por Q2.

En la Figura 3.10. se presenta el análisis más completo, al considerarse simultáneamente torque de armado, tracción y torsión.

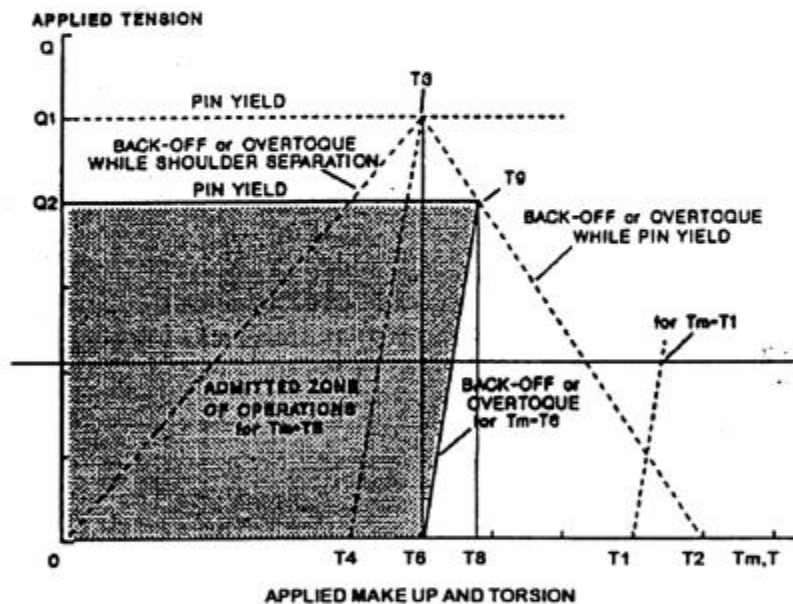


Figura 3.10.: Zona de operaciones de acuerdo con el trabajo de Baryshnikov

T3 marca el sobretorque cuando se supera el momento de fricción de una conexión en la que se aplicó un torque de armado T4 y está sometida a una carga Q1. Como se ve, la línea límite que pasa por T1 es en este caso paralela a T4T3. T4T3 da la variación del sobretorque para distintas tracciones Q aplicadas. Un ejemplo para determinar la capacidad de la unión, está dado para una unión en la que se aplicó un torque de armado T6. Se puede ver que

la unión en ese caso es capaz de transmitir una torsión T8 cuando la carga es Q2. También se observa que el análisis de Baryshnikov difiere del análisis API ya que en ese caso las capacidades de la unión estarían dadas por T6 y Q1 respectivamente.

De las ecuaciones dadas por API se pueden deducir capacidades importantes de la unión, como ser las siguientes:

Limitaciones en el torque de armado para evitar la fluencia cuando se va a soportar una carga de tracción Q:

$$T = T_2 + \frac{Q (T_4 - T_2)}{Q_1} \quad [3.10]$$

Limitaciones en el torque de armado para evitar la fluencia cuando se va a soportar una carga de tracción Q y torsión:

$$T = T_2 + \frac{Q (T_3 - T_2)}{Q_1} \quad [3.11]$$

La carga que asegura el sellado (no separación del hombro) para un torque de apretado dado

$$Q = \frac{T Q_1}{T_4} \quad [3.12]$$

La capacidad de sobretorque para unión con carga Q y torque de armado T4:

$$T = T_4 + \frac{Q (T_3 - T_4)}{Q_1} \quad [3.13]$$

Queda claro que la relación entre T4 y T3 depende de la geometría de la unión, ya que si  $K_b = a_1/a$  resulta que  $T_4 = T_3$ .

Utilizando las Figuras 3.9. y 3.10. puede evaluarse el comportamiento de las uniones en variadas condiciones operativas.

### 3.4. Análisis dinámico

La fatiga, de acuerdo con la API RP 7G, corresponde analizarla en el nivel de una desviación del pozo (dogleg) considerando la flexión repetida como resultado de la rotación combinada con la tracción ejercida por el peso de la varilla inferior a la desviación (y eventualmente corregido por Arquímedes).

En la Figura 3.11. se muestra un esquema que ilustra sobre la definición de dogleg gradual.

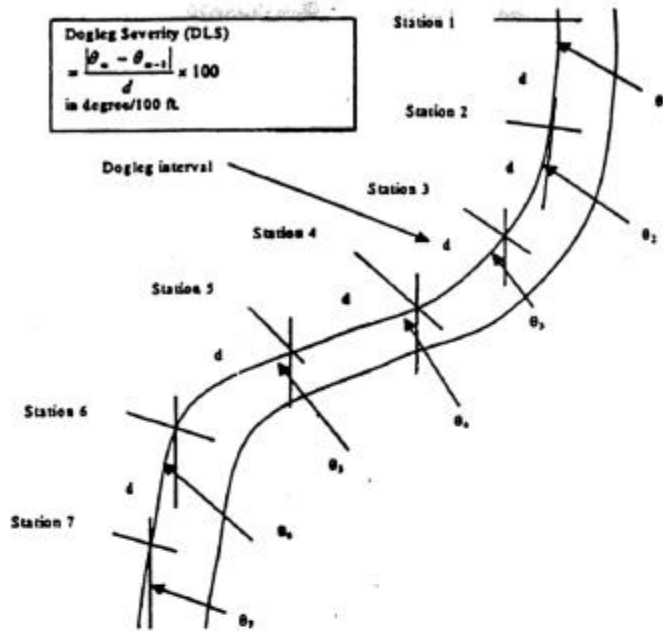


Figura 3.11.: Esquema mostrando la definición de dogleg gradual

En la API RP 7G se analiza la fatiga en el cuerpo de la varilla, con la hipótesis de que las uniones son "transparentes". Esto quiere decir que presentan la misma probabilidad de falla por fatiga que el cuerpo de la varilla. Esta condición de transparencia, si consideramos las estadísticas de falla en componentes similares, parece muy difícil de lograr dependiendo del torque de armado sea el apropiado y de ciertas consideraciones geométricas de la unión que veremos más adelante. Si remitimos el análisis al cuerpo de la varilla, Lubinski<sup>65</sup> ha desarrollado los análisis que API hace propios en la normativa correspondiente. Las tensiones generadas en el cuerpo de la varilla por flexión, pueden calcularse por:

$$\sigma_b = \frac{ED_0 CL \sqrt{\frac{P_{eff}}{EI}}}{2 \tanh\left(L \sqrt{\frac{P_{eff}}{EI}}\right)} \quad [3.14]$$

donde E es el módulo elástico, D<sub>0</sub> el diámetro exterior de la varilla, C la severidad de dogleg (definida como C = α/L, donde α es el ángulo de desviación), L es la semilongitud del cuerpo de la varilla, P<sub>eff</sub> es el peso de la sarta corregido por Arquímedes, I el módulo de inercia del cuerpo de la varilla.

La tensión media se calcula como

$$\sigma_a = \frac{P_{eff}}{A_s} \quad [3.15]$$

donde  $A_s$  es la sección transversal de la varilla.

La tensión equivalente, de acuerdo con la formulación de Goodman, se calcula por

$$\sigma_{ad} = \sigma_b \frac{\sigma_{UTS}}{\sigma_{UTS} - \sigma_a} \quad [3.16]$$

donde  $\sigma_{UTS}$  es la resistencia mecánica del material a la tracción.

Con  $\sigma_{ad}$  puede ingresarse en una curva  $\sigma$ -N del material, tal que

$$TF = \frac{N_f}{R} \quad [3.17]$$

donde TF es la vida a la fatiga de la varilla,  $N_f$  corresponde al número de ciclos a la falla del material ensayado a una amplitud de tensiones. dada y R el número de revoluciones por minuto de la sarta en operación. Aplicando la regla de Miner, se tiene que

$$D_i = \frac{n_i}{N_f} \quad [3.18]$$

pudiéndose hacer

$$VR = \frac{N_f (1 - D_i)}{R} \quad [3.19]$$

donde  $D_i$  es el daño introducido en el material durante el ciclado a una amplitud de tensiones dada,  $n_i$  el número de ciclos correspondiente al nivel  $i$  de amplitud de tensiones y VR la vida residual de la varilla donde se ha introducido un daño  $D_i$ . La condición de transparencia, de acuerdo con la API RP 7G dependería de dos conceptos especialmente ambiguos:

- a) Selección de la unión "apropiada"
- b) Aplicación del torque de apretado óptimo

La selección de las uniones apropiadas implica la utilización de uniones balanceadas, lo que se interpreta como uniones que presentan la misma probabilidad de falla en la unión roscada, ya sea en la varilla o en el niple. Esto corresponde a un valor determinado del factor BSR (Ver Figura 3.12.) que se calcula como

$$BSR = \frac{Z_b}{Z_p} \quad [3.20]$$

donde

$$Z_b = 0.098 (D^4 - b^4)/D, \quad [3.21]$$

$$Z_p = 0.098 (R^4 - d^4)/R, \quad [3.22]$$

D es el diámetro exterior (niple y varilla),

R es el diámetro de la raíz del primer filete desde el hombro,

d es el diámetro interior del niple,

b es el diámetro de la raíz de filete en el extremo del niple,

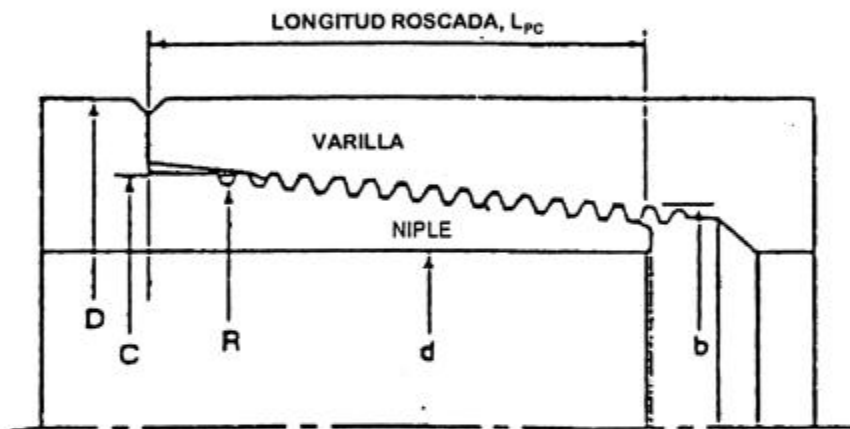


Figura 3.12.: esquema donde se muestran las dimensiones relevantes para la determinación del factor BSR

Experimentalmente se demuestra que este valor óptimo de BSR es nominal<sup>66</sup>, ya que depende de la geometría y las condiciones particulares de operación. Se observa que varía entre  $1.9 < BSR < 3.2$ . La experiencia en la industria sugiere que un BSR de 2.25 a 2.75 es aceptable. Como con una conexión balanceada se tiene un BSR de 2.5; por debajo tenemos un box "débil" (falla preferencial) y por encima, lo mismo con el pin. Dependiendo de las condiciones de operación, el BSR debe ajustarse para corregir un potencial tipo de falla predominante.

Puede interpretarse que la variación del valor óptimo de BSR es el resultado de que el módulo Z sea sólo uno de los factores que afectan la

respuesta en fatiga. Por lo tanto, es necesaria la experiencia en campo para evaluar el BSR adecuado. Lo mismo se aplica a la especificación de un torque de apretado óptimo para la resistencia a la fatiga.

### **3.5. Ensayos plena escala no simulativos**

Son múltiples los ensayos plena escala, no simulativos, que se utilizan para investigar el comportamiento de las uniones. No se relacionan directamente con metodologías predictivas.

Básicamente se pueden presentar en la siguiente manera:

- a) Armado y desarmado (Make & Break)
- b) Sellabilidad
- c) Torque-vueltas
- d) Modos de falla y cargas límite

Respecto de los ensayos de armado y desarmado, se trata de evaluar la tendencia al engrane (galling). Se trabaja con probetas con máxima interferencia en los filetes y se trata de evaluar repitiendo el armado y desarmado de la unión la tendencia al engrane, esto es dañar mecánicamente los filetes en esa operación. El número de repeticiones es variable siendo fundamental la apreciación del inspector para definir la severidad del engrane. Este tipo de ensayos físicos es irremplazable cuando se trata de evaluar la influencia de la terminación superficial y/o la lubricación<sup>67</sup>.

Los ensayos de sellabilidad apuntan a la detección de pérdidas por falta de hermeticidad en la unión. Se utilizan gas inerte o líquido de baja viscosidad, trabajando con probetas con máxima interferencia en los filetes (o, lo que es lo mismo, mínima diferencia entre la cresta y raíz) sometidas a cargas combinadas.

Los ensayos torque vuelta ya fueron presentados en el párrafo 3.2. Este tipo de gráficos permite<sup>68</sup>, adicionalmente a la evaluación del torque de armado, una comprobación de la integridad del sellado, de importancia fundamental para la integridad estructural de la unión, como se indica la Figura 3.13. La importancia del sellado consiste en que se relaciona directamente con la posibilidad de evitar problemas de corrosión en la sección crítica de la unión ya que la hermeticidad de la misma inhibe el acceso de los fluidos.

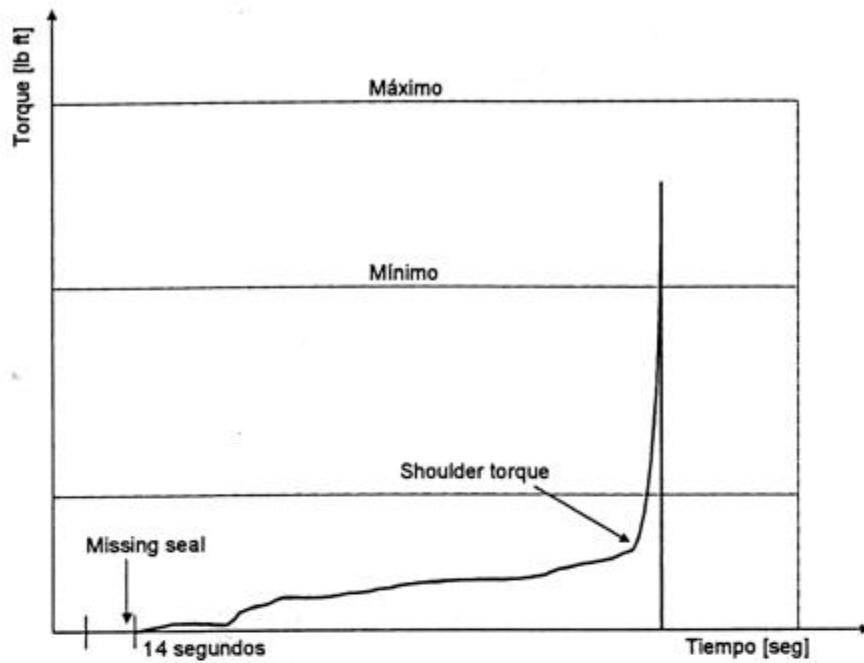


Figura 3.13: Registros torque-vueltas mostrando problemas de sellabilidad

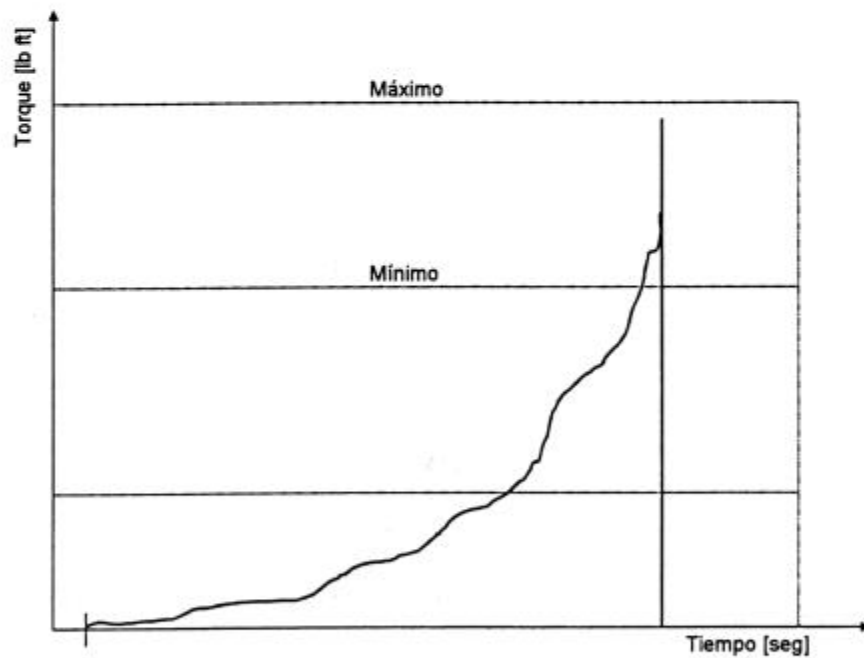


Figura 3.14. Registros torque-vueltas mostrando problemas de galling

Se observa que no hay registro de torque en los primeros catorce segundos, esto es indicativo de que la interferencia en los filetes no se verifica como suficiente de acuerdo con los requerimientos.

El engrane en los filetes y/o en el sello es otro de los problemas que puede identificarse a partir del análisis de los registros torque-vueltas similar al representado en la Figura 3.14. La ausencia de un shoulder torque definido indica daño mecánico en la rosca, ya que se alcanzan valores importantes sin verificarse contacto en el hombro, lo que también va en detrimento de su función como mecanismo de sellado redundante.

En las figuras 3.15 y 3.16. se observan vistas de la probeta y la máquina utilizadas en el CINI para los registros torque-vueltas.

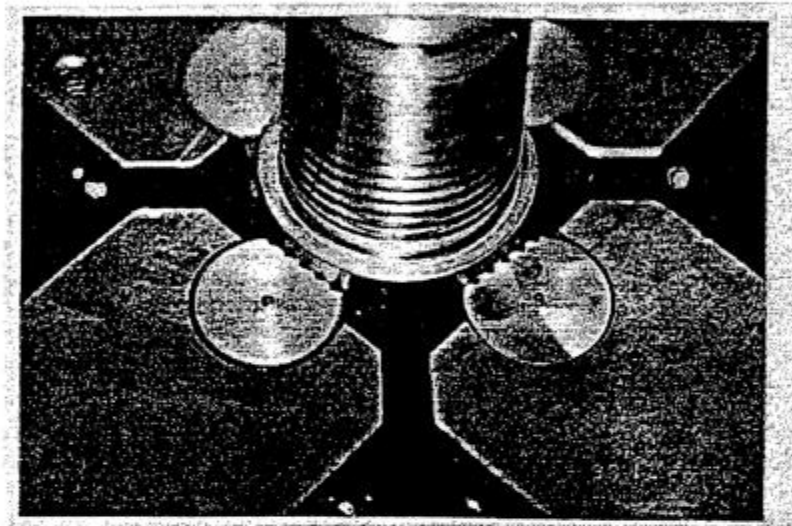


Figura 3.15.: Se observa el posicionado de una probeta en un ensayo torque-vueltas



Figura 3.16.: Vista de la máquina para realizar registros torque-vueltas en el CINI

Los ensayos para investigar modos de falla y cargas límite, por ejemplo a la tracción pura<sup>69</sup>, no nos aportan información directamente aplicable para predecir el comportamiento de una unión en condiciones de operación normales. Sin embargo, son muy utilizados cuando se trata de evaluar módulos de elementos finitos que están en desarrollo para predecir cargas límite y modos de falla en situaciones de cargas complejas.

### **3.6. Nuestro análisis**

Un primer análisis de la metodología utilizada por API para evaluar la resistencia a la fatiga de una unión roscada, indica la necesidad de considerar otras herramientas analíticas<sup>70</sup>.

Aún considerando válidas las simplificaciones asumidas por API (por ejemplo, analizar la fatiga exclusivamente en la desviación del pozo que presente mayor severidad) no es conveniente aceptar otras limitaciones. Entre estas incluimos suponer el comportamiento del material como perfectamente elástico, pero destacamos la utilidad tecnológica de cuestionar, especialmente, el concepto de "transparencia" de la unión y el hecho de depender casi exclusivamente de ensayos plena escala simulativos para validar diseños.

Una alternativa es la propuesta en este trabajo. Se impone trabajar con conceptos de fatiga más avanzados, que requieren ejecutar tareas específicas. Estas las mencionamos a continuación:

*a) Caracterización del material, identificando las propiedades relevantes para la fatiga, que reportamos en el Capítulo 4.*

*b) Análisis del estado de tensiones/deformaciones en el punto crítico de la unión.*

*c) Implementación de la metodología predictiva estudiada en los Capítulos 1 y 2.*

Nos extendemos brevemente en el comentario del punto b). Existen varios métodos para el estimar las tensiones/deformaciones en los puntos críticos de una unión. En nuestro caso utilizaremos una estimación analítica que juzgamos suficiente en esta primera aproximación. Pero, en el futuro, será imprescindible trabajar con los métodos más utilizados por la industria: los numéricos y los experimentales.

Dentro de los métodos numéricos, el análisis por elementos finitos de las tensiones y deformaciones internas en la unión es irremplazable cuando es conveniente evaluar la influencia de detalles geométricos (por ejemplo dimensiones críticas del perfil de los filetes) y la utilización de distintos materiales. Tal es así que normalmente se obtienen excelentes resultados cuando se trata de calcular cargas límite frente a cambios en dimensiones, tolerancias y propiedades del material. Adicionalmente, también permite estudiar la integridad del sello (que dependerá a su vez de la distribución de las tensiones de contacto) y comparar diseños. En la actualidad, cuando están disponibles, limitan sustancialmente la necesidad de recurrir a ensayos plena escala.

Los otros métodos muy utilizados son los experimentales. Básicamente se trata de la utilización de strain gauges biaxiales. Normalmente la localización de los mismos está basada en análisis de elementos finitos preliminares y/o otros métodos<sup>71</sup> (recubrimientos frágiles, fotoelasticidad) que permiten ubicar los puntos de interés. La adquisición de datos se inicia cuando se aplica el torque de apretado a la unión y continúa cuando se somete a la probeta instrumentada a la carga combinada de interés. Los métodos por strain gauges presentan obvias limitaciones cuando se trata de determinar el estado de tensiones en puntos críticos. En muchas oportunidades no hay acceso a los puntos de interés, si los strain gauges son relativamente grandes por lo que es posible que el análisis no tenga la resolución deseada y la principal es que miden deformación. Cuando hay plasticidad (situación que debe ser común en la raíz de los filetes y el hombro de torque) la estimación de las tensiones requiere el empleo de ecuaciones constitutivas que pueden tener un alto grado de error.

En principio, tanto el método de los elementos finitos como el de strain gauges permiten obtener un perfil completo de las tensiones relevantes para el análisis a la fatiga. Como es evidente, las tensiones a las que hacemos referencia son las tensiones axial y circunferencial presentes en la raíz de los filetes tanto en la rosca de la varilla como del niple.

### **3.7. Resumen y conclusiones**

En este Capítulo presentamos en forma muy sumaria los elementos para el análisis a la fatiga de una unión roscada hombreada. Adicionalmente se presentaron otras líneas de investigación.

Hemos incluido una descripción de los análisis incluidos en las recomendaciones de API tanto para las solicitaciones estáticas como dinámicas. API es la referencia obligada para comparar diseños, muy especialmente cuando se trata de diseños estándar.

La metodología API para el análisis a la fatiga muestra al mismo tiempo ser muy rudimentaria y una escasa capacidad de predicción, como lo demuestra la tasa de fallas por fatiga observada en componentes similares. Por otro lado requiere ensayos plena escala simulativos.

Se impone la necesidad de evaluar alternativas para la revisión de diseño en uniones propietarias. En el Capítulo 5 detallaremos el análisis realizado para la unión/varilla PCP. Debemos destacar que no se trata más que de una estimación, que constituye una primera aproximación

Cuando se hace el análisis a la fatiga, son varios los problemas que no consideramos. Uno de ellos se refiere a las tensiones residuales. Éstas pueden introducirse en las operaciones de fabricación (por ejemplo en el mecanizado) pero más fácilmente durante el ciclado, como consecuencia de la presencia de un concentrador de tensión y una historia irregular de carga. La magnitud puede ser importante y pueden cambiar por cargas en servicio. Tampoco estudiamos detalles de diseño que modifican la distribución de tensiones (taper diferencial, perfil de los filetes, tolerancias). Hay que tener presente que los cambios pueden ser tales que afecten sensiblemente las predicciones.

Utilizamos expresiones que dan aproximaciones para la sección crítica de la unión (niple), que se aplican en general a todas las uniones roscadas hombreadas. Es evidente, sin embargo, que expresiones como las utilizadas aquí sólo tienen validez como una primera aproximación. Está pendiente de realización la verificación experimental de lo ajustado de las estimaciones realizadas.

## Caracterización del material

### 4.1. Introducción

La industria petrolera se caracteriza por el gran desarrollo de las especificaciones referidas a los componentes de los distintos equipos y los utilizados en producción (concretamente los sistemas de bombeo artificial) no son la excepción. En consecuencia, los aceros utilizados están sujetos a especificaciones y normas que detallan los requerimientos de composición química, condición metalúrgica, propiedades mecánicas y métodos de fabricación. En este Capítulo presentamos, en forma muy sumaria, los antecedentes de caracterización del acero utilizado en la fabricación de la unión/varilla PCP. A continuación se reportan los ensayos conducidos específicamente para este trabajo.

### 4.2. Antecedentes

El acero de interés para este trabajo ha sido desarrollado y estudiado en detalle en el CINI<sup>72</sup> y se trata de una calidad especificada como DS 924 de composición química indicada en la Tabla 4.1.

DS 924	%C x 100	%Mn x 100	%S x 1000	%P x 1000	%Si x 100	%Ni x 100	%Cr x 1000	%Mo x 100	%V x 100
Esp.	23-26	135-150	<5	<15	25-35	<15	50-60	22-27	<1
DS 924	%Cu x 100	%As x 1000	%Al x 1000	%Cu +8 %Sn x 100	%Ti x 1000	%Ca x 1000	%N x 10000	%B x 10000	
Esp.	<32	-	10-40	<32	15-35	<5	<80	15-25	

Tabla 4.1.: Composición química especificada, % en peso

El acero DS 924 pertenece a la familia de aceros de baja aleación y alta resistencia (HSLA), comunes también en componentes para actividades de perforación. Una microestructura típica se observa en la Figura 4.1.

Dentro de las características importantes, podemos destacar que se trata de un acero calmado, en principio libre de micro y macrosegregaciones, que se templea y reviene con la finalidad de obtener una microestructura

martensítica que combine propiedades mecánicas óptimas a la resistencia estática y a la fatiga.

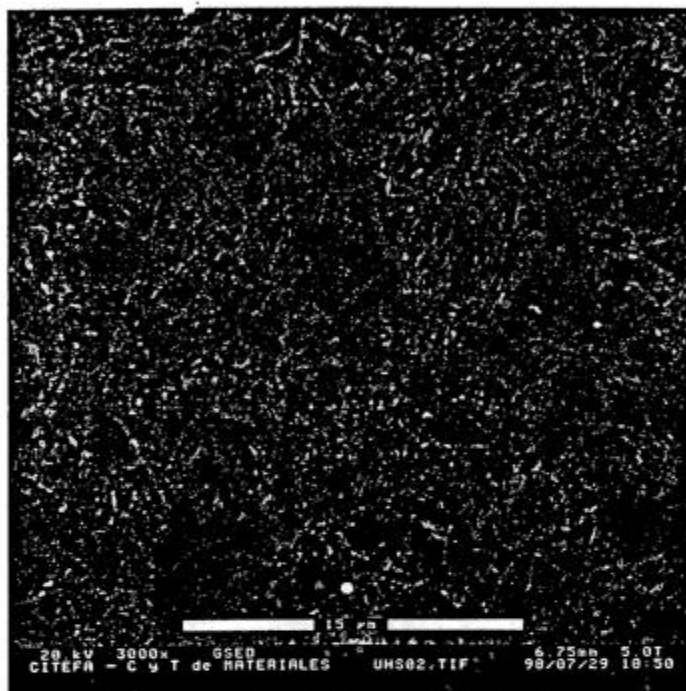


Figura 4.1.: Microestructura del acero UHS. Se observa 100% de martensita revenida, con dureza de 32 H<sub>RC</sub> (ESEM, x 3000)

Las normas y especificaciones del fabricante son compatibles con las internacionales para este tipo de materiales<sup>73</sup>, informándose como propiedades mecánicas sujetas a especificación las citadas en la Tabla 4.2.:

DS 924	Tracción			Charpy (0°C)	Dureza
	$\sigma_{0.2}$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{UTS}$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]	Alargamiento [%]	Energía [Joules]	H <sub>RC</sub>
Especificación	≥ 93	≥ 96.5	≥ 10	≥ 30	25-35

Tabla 4.2. Propiedades mecánicas especificadas

donde  $\sigma_{0.2}$  es la tensión de fluencia,  $\sigma_{UTS}$  la tensión máxima a la tracción y H<sub>RC</sub> la dureza Rockwell en la escala C.

Vale la pena señalar que no se requieren propiedades a la fatiga. Aún así, vista su importancia tecnológica, hay datos sobre caracterización del material a la fatiga<sup>74</sup>: se determinó un diagrama de Goodman para el material “de la cabeza de las varillas de bombeo UHS”. Esta caracterización permite comparar el DS 924 con otros aceros, a partir de su límite de fatiga, pero no

Las probetas fueron extraídas de barras de laminación, tratadas térmicamente por temple y revenido con el objetivo de obtener una condición metalúrgica similar a la del material base en las uniones/varillas PCP (100% martensita revenida con 30/35 HR<sub>C</sub>). A su vez fueron construidas según las recomendaciones de la norma ASTM E-606-92, para ensayos de fatiga de bajo número de ciclos.

Todos los ensayos se realizaron en una estación de trabajo MTS 810, con celda de carga MTS 647.10A-02 de capacidad 10 toneladas. Los ensayos se controlaron por computadora, mediante un programa diseñado especialmente con la aplicación Testware del sistema TestStar.

#### **4.4. Desarrollo del plan experimental**

##### **4.4.1. Propiedades en tracción**

Los ensayos de tracción se realizaron en una máquina MTS 810 (Ver Figura 4.3.) de acuerdo con los estándares de ASTM<sup>75,76</sup>. Se utilizaron probetas Tipo (a) de acuerdo con la Figura 1 (de la norma ASTM E-606-92), de 8 mm de diámetro en la zona reducida, con 20 mm de longitud calibrada sin entalla (Ver Figura 4.2.).

Los ensayos se llevaron a cabo con una velocidad de deformación de 10 mm/mm/min, con las deformaciones medidas sobre la longitud calibrada mediante un extensómetro MTS 632.31F-22.

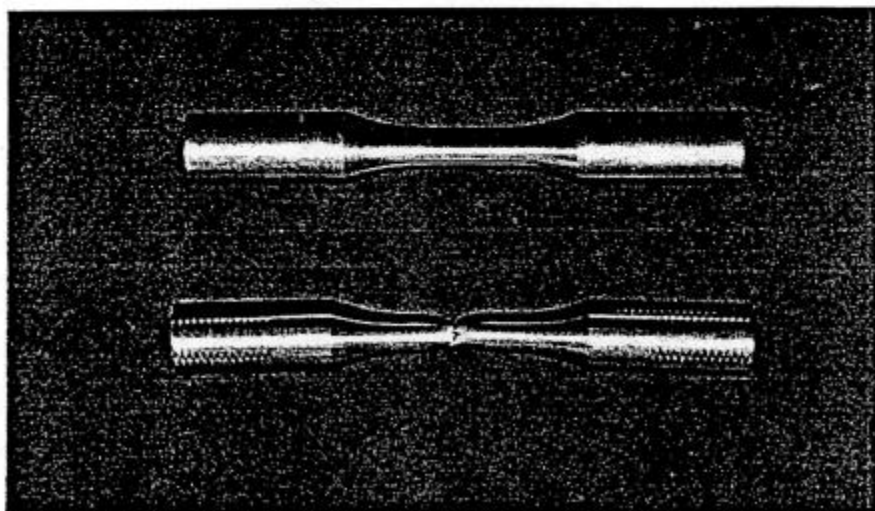


Figura 4.2.: Probeta utilizadas en los ensayos de tracción

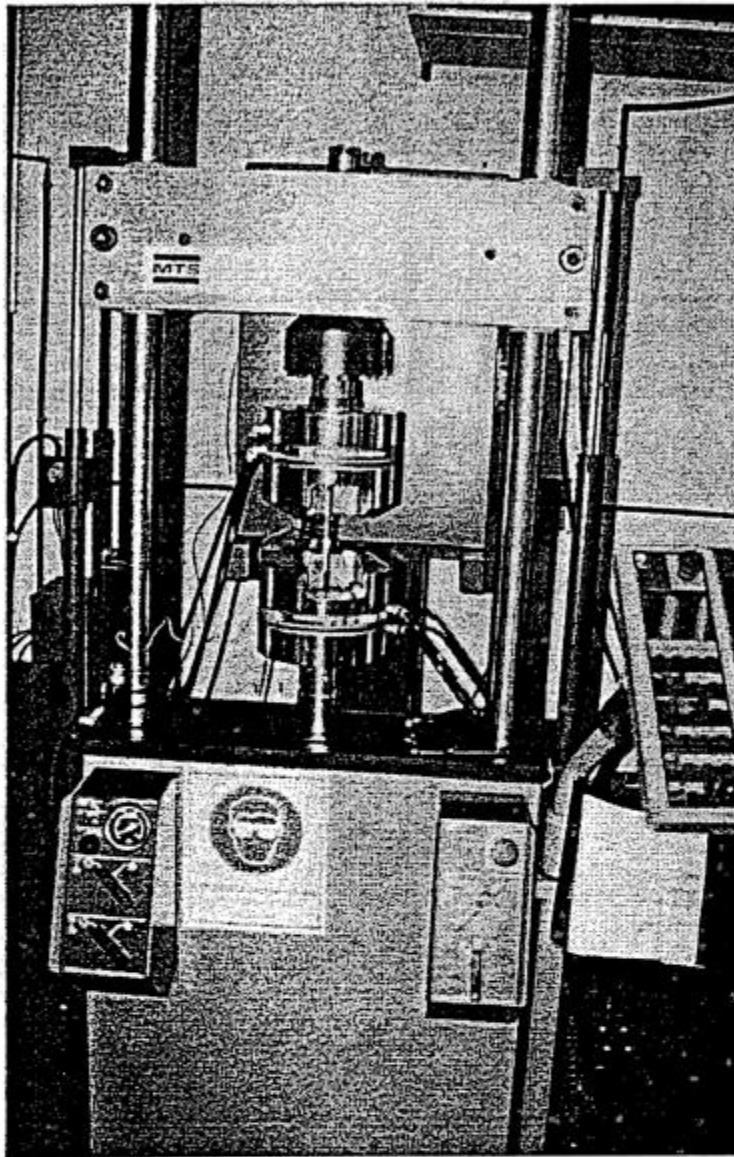


Figura 4.3.: Máquina de ensayos utilizada

Los resultados aparecen en la Tabla 4.3.

Probeta	$\sigma_y$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{UTS}$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]	Alargamiento [%]
S01	97.2	102.9	13.2
S02	101.4	106.7	13.0

Tabla 4.3.: Propiedades a la tracción

La determinación de los coeficientes de resistencia y endurecimiento por deformación se realizó a partir de la norma ASTM E-646-95<sup>77</sup> y de los ensayos de tracción previamente realizados, resultando  $K = 142.7 \text{ kgf/mm}^2$  (coeficiente de resistencia) y  $n = 0.0503$  (coeficiente de endurecimiento por deformación). A

partir de estos valores se representa la relación de Ramberg-Osgood, en la Figura 4.4.

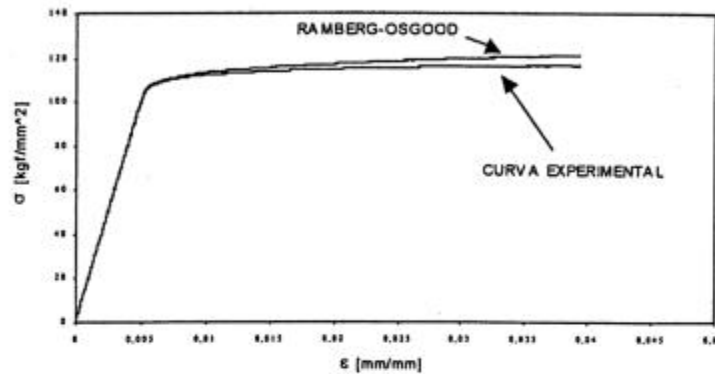


Figura 4.4.: Curvas de tracción experimental y modelizada por Ramberg-Osgood

#### 4.4.2. Propiedades cíclicas

La determinación de las propiedades cíclicas se realizó a partir de ensayos<sup>78</sup>, con amplitudes de deformación total constantes, realizados conforme con la norma ASTM E-606-92.

La información producida se resume en dos curvas:

- Una curva amplitud de deformación-ciclos. En esta curva se discrimina en dos componentes: una componente (de la deformación) plástica, que tiende a ser dominante para la resistencia a la fatiga en vidas cortas y una componente elástica (relacionada con la resistencia del material) dominante para la fatiga de alto número de ciclos.
- Una curva cíclica de tensión-deformación que, comparada con la curva monotónica, indica la naturaleza y magnitud de los cambios inducidos cíclicamente sobre el material (en función de la capacidad de deformación).

**Curva amplitud de deformación-ciclos.** Los ensayos se realizaron de acuerdo con la norma ASTM E-606-92, controlando por  $\Delta\varepsilon$ . En la Tabla 4.4. se resumen los resultados obtenidos indicando los parámetros medidos.

RESUMEN DE PROBETAS CON  $K_T = 1$  (Nominal)

La terminación superficial equivale a un lapeado

Probeta	$N_f$	$\Delta\varepsilon/2$	$\Delta\varepsilon_p/2$	$\Delta\sigma/2$ [kg/mm <sup>2</sup> ]
S04*	>3000000	0,002	0,00005	40
S05	350566	0,003	0,00015	57,2
S06	60836	0,004	0,00062	65,4
S07	34954	0,0045	0,00110	69,9
S08	14729	0,005	0,00160	71,7
S09	1624	0,007	0,00367	89,2
S10*	>3000000	0.0026	-	49,7
S11*	1150444	0.0027	0.00008	55,8
S12*	490785	0.0028	0.00011	61,9
S13	133276	0.0035	0.00019	62,1
S14	711906	0.00275	0.00008	54,0
S15	>3000000	0.0025	-	59,2
S16	>3000000	0.0026	-	51,8
S17	>3000000	0.00275	-	52,0
S18	>3000000	0.00275	-	59,1

\* Controlados por tensión

Tabla 4.4.: Resumen de resultados experimentales, no se homologan los resultados obtenidos experimentalmente para el cálculo de las constantes del material por ser insuficientes

La máquina de ensayos es la ya presentada. Se utilizaron probetas Tipo (a) de acuerdo con la Figura 1 (de la norma) de 8 mm de diámetro en la zona reducida, con 20 mm de longitud calibrada, pulidas y sin entalla (Ver Figura 4.5). Se ensayaron a distintas amplitudes de deformación, de acuerdo con lo reportado en la Tabla 4.4. con una velocidad de deformación aproximadamente

constante ( $2 \times 10^3 \text{ s}^{-1}$ ) y  $R_\epsilon = -1$  con las deformaciones medidas mediante un extensómetro MTS 632.31F-22 en la longitud calibrada.

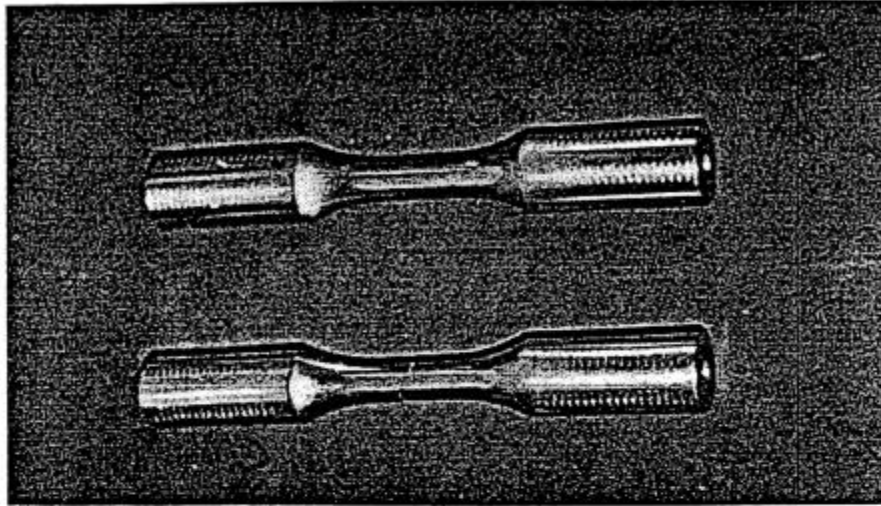


Figura 4.5.: Probetas utilizadas en los ensayos de fatiga de bajo número de ciclos.

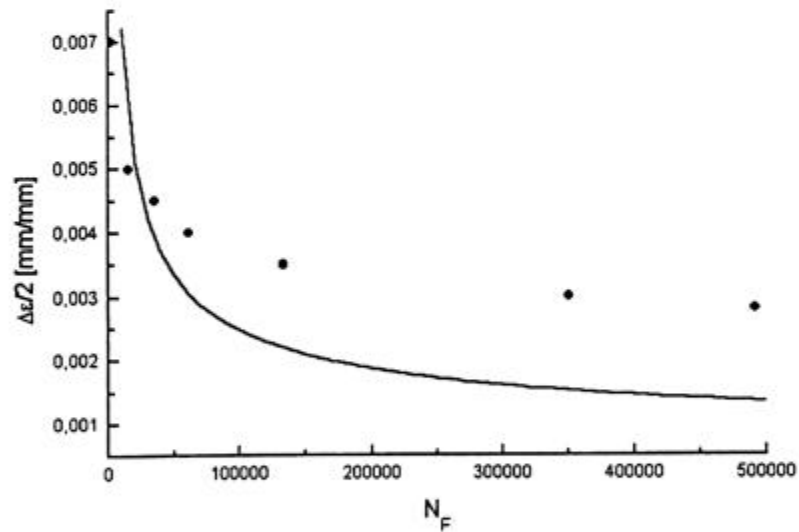


Figura 4.6.: Curva amplitud de deformación-ciclos para el acero DS 924. Se representan los valores experimentales individuales y la curva de Manson, que da valores conservativos.

En la Figura 4.6. se representó la curva  $\Delta\epsilon-N$ , característica del material. El escaso número de probetas no satisface los requerimientos de la norma, por lo que se debió recurrir a una curva aproximada que presentamos más adelante (Ecuaciones 4.2 y 4.3).

**Curva cíclica.** La curva cíclica puede obtenerse uniendo los puntos de máxima tensión y deformación de los ciclos de histéresis estables obtenidos para distintas amplitudes de deformación<sup>79</sup>. En la Figura 4.7. se representan la curva cíclica y la curva de Ramberg-Osgood (monotónica).

De la curva surge que el acero DS 924 muestra un comportamiento típico de los materiales que presentan ablandamiento cíclico. Esta respuesta del material es previa al estado estable. Una suposición importante, cuando se trata de modelizar la respuesta del material, consiste en considerar que la estabilización se produce en pocos ciclos comparados con la vida a la fatiga.

Las constantes cíclicas resultaron en este caso  $K' = 203.5 \text{ kgf/mm}^2$  y  $n' = 0.161$ . Se observa que el material previsiblemente mostrará ablandamiento cíclico.

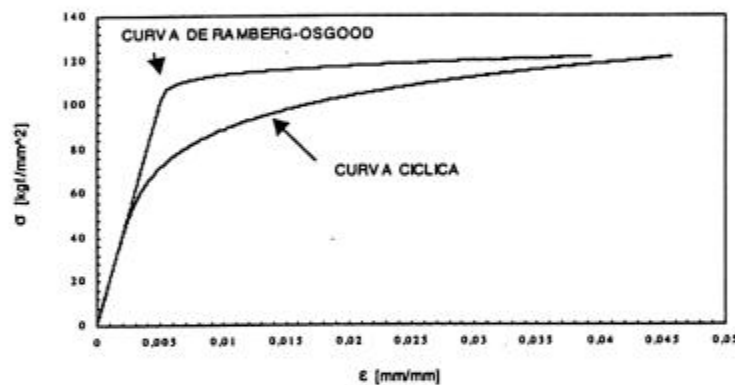


Figura 4.7.: Curva cíclica y curva monotónica del acero DS 924

En la Figura 4.8. se observa la curva cíclica y ciclos de histéresis para distintas amplitudes de deformación. El comportamiento del material, descrito por Masing y otros investigadores nos permite aproximaciones muy convenientes<sup>80,81</sup>. Por el momento, presentamos las relaciones dadas por Brennan<sup>82</sup>:

$$n' = \frac{b}{c} \quad K' = \frac{\sigma_f'}{(\epsilon_f')^{n'}} \quad [4.1 \text{ a y b}]$$

donde  $b$ ,  $c$ ,  $\sigma_f'$  y  $\epsilon_f'$  son parámetros del material, descritos en el párrafo previo.

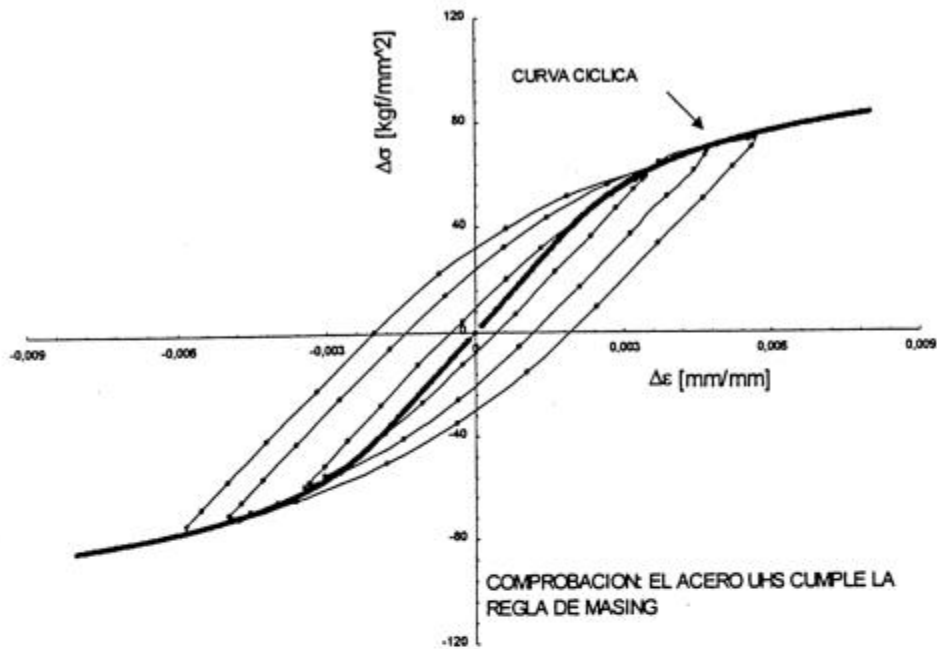


Figura 4.8.: Curva cíclica para el acero DS 924

**Aproximación de propiedades.** De acuerdo con Manson<sup>83</sup>, la ecuación de Coffin-Manson puede estimarse considerando la ecuación general siguiente:

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = A_1 D^{\alpha_1} \left[ \frac{\sigma_{UTS}}{E} \right]^{\beta_1} N_f^{\gamma_1} + A_2 D^{\alpha_2} \left[ \frac{\sigma_{UTS}}{E} \right]^{\beta_2} N_f^{\gamma_2} \quad [4.2]$$

Los exponentes,  $\gamma$  y  $\gamma_2$  los asumimos constantes para todos los materiales. Los coeficientes, tanto para la componente elástica como para la componente plástica de la semiamplitud de deformación, se generalizan como dependiendo de la ductilidad (D), la resistencia mecánica ( $\sigma_{UTS}$ ) y el módulo de Young (E). Reemplazados los valores obtenidos en los ensayos de tracción queda la siguiente ecuación:

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = 0.0266 D^{0.155} \left[ \frac{\sigma_{UTS}}{E} \right]^{-0.53} N_f^{-0.56} + 117 \left[ \frac{\sigma_{UTS}}{E} \right]^{0.832} N_f^{-0.09} \quad [4.3]$$

La hemos representado en la Figura 4.6., donde se observa que da valores conservativos, aún cuando no representa un buen ajuste de los datos experimentales obtenidos.

De esta curva inferimos las constantes cíclicas que informamos en la Tabla 4.5., comparando el acero DS 924 con otros aceros similares.

Propiedades	AISI 1141 MA	4145 Mod	DS 924
$n'$	0.134	0.147	0.161
$K'$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]	113,3	173,5	199,4
$\sigma_f'$ [kgf/mm <sup>2</sup> ]	76,3	198,4	201,5
$\epsilon_f'$	1.6641	0.814	1.0669
$b$	-0.0416	-0.101	-0.09
$c$	-0.7044	-0.722	-0.56

Tabla 4.5. Cuadro comparativo de propiedades

En la Tabla 4.6. se muestran las cantidades necesarias para representar la curva  $\Delta W^f$ -N, que utilizaremos en las predicciones. En la Figura 4.9. se representa la curva  $\Delta W^f$ -N que analíticamente es una recta (en la escala log-log) de acuerdo con la expresión siguiente.

$$\Delta W^f = \kappa N^\alpha \quad [4.4]$$

donde  $\alpha = -0.21127$  y  $\kappa = 29.6 \text{ MJ/m}^3$ .

$\Delta\epsilon/2$ [%]	$\Delta\sigma/2$ [MPa]	$\Delta\sigma \Delta\epsilon^p$ [MJ/m <sup>3</sup> ]	$\Delta W^f$ [MJ/m <sup>3</sup> ]	$N_F$ [Ciclos]
0,3	560,56	1,67398	1,98045	350566
0,4	641,02	2,55401	2,85367	60836
0,45	685,9	3,07502	3,37632	34954
0,5	702,66	3,5012	3,74149	14729
0,7	874,4	6,10206	6,28575	1624
0,35	608,58	2,12095	2,44122	133276
0,275	529,2	1,44844	1,73362	711906

Tabla 4.6.: Cálculos del factor de daño para las probetas ensayadas

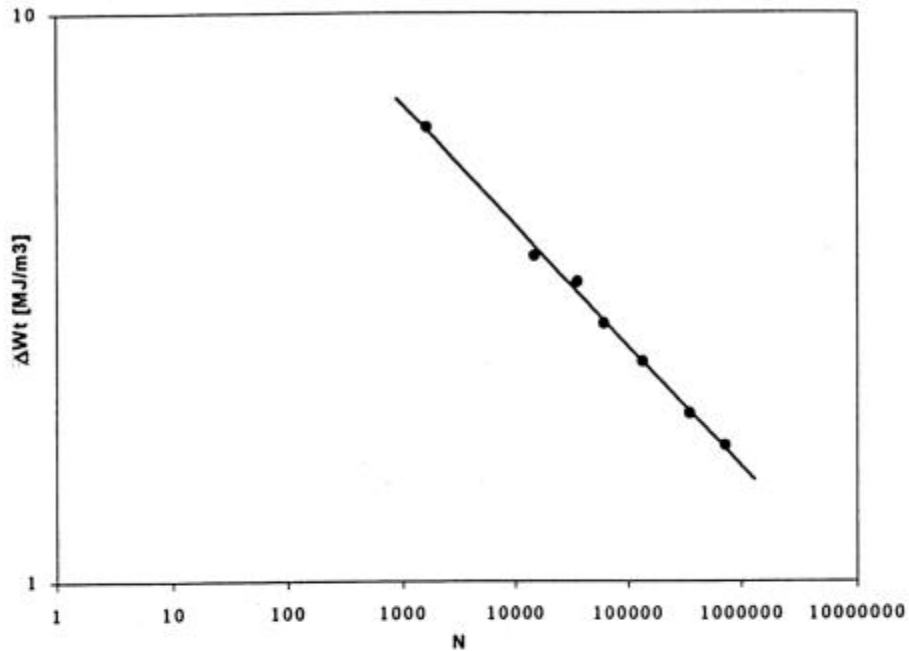


Figura 4.9.: Curva  $\Delta W^t$ -N correspondiente al acero DS 924.

#### 4.5. Resumen y conclusiones

De acuerdo con los objetivos de este trabajo, no se examinan aspectos que pueden ser de interés en investigación básica, como puede ser la variabilidad en las propiedades del material asignables a factores tales como los mencionados en el Capítulo 1.

Las constantes cíclicas obtenidas indican que la respuesta del material es muy similar a las de un 4145 Modificado.

Hemos establecido que las constantes cíclicas estimadas a partir de resultados de tracción es conservativa. Según la bibliografía, incorpora un error no mayor al 10%, suficiente a los fines de estimaciones tecnológicas aunque el error es mucho más importante en las predicciones, utilizando como parámetro de daño la amplitud de deformación.

Se reportaron los resultados y estimaciones obtenidas para construir la curva de resistencia a la fatiga que utilizaremos en las predicciones.

## Vida útil/residual de uniones/varillas de bombeo PCP

### 5.1. Introducción

En los Capítulos anteriores hemos discutido con cierta profundidad las consideraciones teóricas para el análisis a la fatiga de componentes mecánicos. También hemos introducido el caso particular de las uniones roscadas hombreadas, utilizadas en sartas de sistemas PCP.

De nuestro trabajo surge la conveniencia de estudiar la vida útil/residual a la fatiga de las uniones bajo análisis, desde dos instancias<sup>84</sup>:

- a) Verificación de diseño
- b) Estimación de la vida útil/residual

La diferencia entre ambas es muy importante. Para la verificación de diseño podemos asumir simplificaciones. Éstas se aplican al perfil de cargas que soporta la unión (suposición de amplitud de tensiones/deformaciones constante) y su comportamiento en servicio (mantenimiento de la condición de carga durante toda la vida útil; condición de carga resultado del torque de armado, la tensión aportada por el peso de la sarta y la flexión en el tramo con desviación) subordinando el análisis al punto más solicitado, la raíz del primer filete en la rosca (niple) desde el hombro. De esta manera, asumimos simplificaciones que son equivalentes a las tomadas por API y otros investigadores, permitiendo que nuestros resultados eventualmente puedan compararse con los disponibles en la literatura específica. La verificación de diseño consiste en estimar el nivel de tensiones máximo para una determinada expectativa de vida útil.

La verificación de diseño deriva en una estimación de vida útil/residual máxima. Justamente en b) corresponde analizar los factores que la reducen y que derivan de las condiciones reales de servicio. Estos factores varían tramo a tramo de la sarta, son particulares de cada explotación y exigen un importante número de ensayos simulativos en plena escala y experiencias de campo. El enfoque de b) queda fuera del alcance de este trabajo. En este Capítulo se

presenta una verificación de diseño "preliminar". Nuestro análisis tiene importantes limitaciones. Es evidente que la precisión en los resultados depende de la escrupulosidad de los datos referidos a las propiedades del material y la historia de tensiones/deformaciones locales. En nuestro caso, sólo contamos con estimaciones que de ninguna manera reemplazan a las obtenidas experimentalmente y/o mediante análisis numérico. Para el diseño, en el informe CINI 1378/98 se aplicaron expresiones analíticas (que contemplan taper diferencial e interferencias de diseño) que resultaron adecuadas para el diseño aunque no puede asegurarse su aplicabilidad general. Por lo tanto nuestro trabajo es "preliminar" en el sentido de que sus conclusiones no pueden considerarse definitivas y se requiere la confirmación experimental de las suposiciones y estimaciones realizadas.

## 5.2. Presentación del diseño de la unión/varilla PCP

El detalle de las decisiones y cálculos de diseño se encuentra reportado en el informe CINI 1378/98 ya referenciado. Un esquema de la unión/varilla se observa en la Figura 5.1.

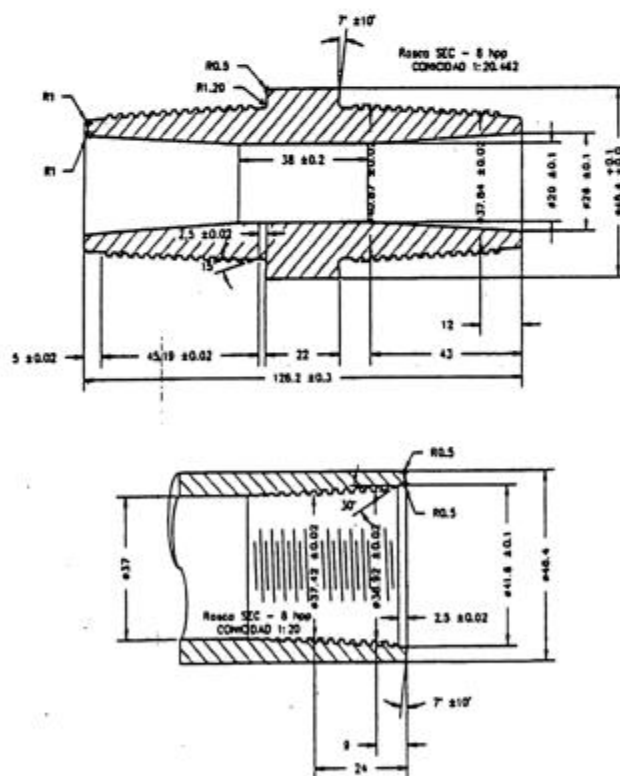


Figura 5.1.: Plano de la unión/varilla PCP desarrollada en el CINI

En dicho trabajo, con la hipótesis de las cargas que actúan sobre la sarta y la rotación a transmitir (consecuencia de los requerimientos de diseño) se especificaron las dimensiones de la unión (fundamentalmente, la longitud roscada) y se estimó la distribución de tensiones en distintos puntos de la unión. Estos resultados son informados en el ANEXO B, debiendo puntualizar que la principal conclusión de dicho informe consiste en que en las condiciones operativas previstas, la resistencia mecánica de la unión resulta satisfactoria. Este análisis no permite extender conclusiones sobre el comportamiento a la fatiga.

Como ya hemos explicado, en la bibliografía específica de este tipo de equipamiento no se encuentra una metodología de predicción de vida a la fatiga acreditada por su uso en la industria. Sí hay un conocimiento empírico de las capacidades de carga y están muy extendidos los procedimientos para la utilización de las uniones/varillas obteniendo máximas eficiencias mecánicas.

Nuestro análisis se centra en las uniones roscadas, puesto que el análisis a la fatiga del cuerpo de la varilla incluido en las normas similares a las API puede considerarse satisfactorio. Por el contrario ni las normas específicas ni la bibliografía clásica de diseño mecánico<sup>85,86,87,88</sup> resuelven los problemas específicos al análisis a la fatiga de las uniones. Por lo tanto es necesario recurrir a herramientas empíricas con la finalidad de evaluar la capacidad de las uniones y establecer límites de operación en situaciones de carga combinada, considerando tanto las cargas estáticas como las dinámicas.

Adicionalmente, en la bibliografía consultada, se encuentran análisis (teóricos y experimentales) que si bien tienen utilidad para prevenir fallas, en ningún caso constituyen una metodología predictiva acreditada. En este Capítulo presentamos una tentativa de análisis de fatiga que nos permite estimar vidas de diseño. Las vidas de diseño son, en este caso, máximos que deben afectarse por la severidad de los factores de operación.

### **5.3. Análisis estático según expresiones de cargas límite.**

El análisis estático, basado en las consideraciones de la API RP 7G, lo realizamos a partir de las ecuaciones [3.5] a [3.9], ya presentadas en el Capítulo 3 adoptando los siguientes valores para las variables involucradas:

dimensiones según plano (Figura 5.1.), paso de la rosca SEC, propiedades del material (Capítulo 4) y un coeficiente de fricción  $f$ , estimado en 0,08.

Del plano se obtienen las dimensiones para establecer, a los efectos de los cálculos,  $A_p = 868,2 \text{ mm}^2$ ,  $A_b = 480,7 \text{ mm}^2$ ,  $R_t = 19,7 \text{ mm}$  y  $R_s = 22,5 \text{ mm}$ . En la Tabla 5.1. se muestran los valores límite inferidos.

Carga límite	Magnitud
Q1	73402 kgf
T1	1163 lb.ft
T2	2100 lb.ft
T3	1126 lb.ft
T4	749 lb.ft

Tabla 5.1.: Cargas límite de acuerdo con las fórmulas de resistencia estática de la API RP 7G . (Nota: para la rosca trapezoidal he tomado  $\cos \theta \approx 1$ ).

#### 5.4. Tensiones inducidas por el torque de armado.

Un dato fundamental para continuar el análisis consiste en establecer el estado de tensiones resultante de la aplicación del torque de armado. En el informe CINI 1378/98 se reporta que se eligió como tal el de 1000 lb ft. Aplicando la ecuación [3.1] resulta una tensión de tracción nominal en la sección crítica de la rosca (niple) de  $40,25 \text{ kgf/mm}^2$ . En consecuencia, se trataría de un valor adecuado (43%) comparado con la tensión de fluencia. En general se recomiendan valores que estuviesen en el orden del 40 al 70%. Obviamente así queda limitado el torque a transmitir. Como ya hemos explicado, este tipo de estimaciones supone un comportamiento elástico del material. Es una práctica común en la industria comparar los resultados nominales de las uniones roscadas estándar con los resultados experimentales medidos en las uniones propietarias. Obviamente, se espera que los resultados de estas últimas superen los estándares, por lo que estos cálculos pueden considerarse como conservativos.

#### 5.5. Análisis de tensiones/deformaciones.

El análisis a la fatiga de las uniones roscadas, como ya hemos mencionado, requiere una secuencia de pasos consecutivos hasta llegar a la implementación de una metodología predictiva. En realidad, sólo se trata de la

transformación de la historia de cargas en historia de tensiones/deformaciones en los puntos críticos de la unión.

El análisis de tensiones/deformaciones es entonces el primer paso. En una unión roscada hombreada y en ausencia de detalles de diseño que modifiquen el perfil de tensiones en la unión, el punto crítico se localiza en la raíz del primer filete (desde el hombro) en la rosca (niple). En nuestro caso asumimos los lineamientos del trabajo de Farr presentado a partir de las ecuaciones [3.2] a [3.4] y las Figuras 3.4 a 3.6 del Capítulo 3.

Vale la pena comentar la secuencia de operaciones para llegar a la historia de tensiones que utilizaremos en los cálculos se resume en lo siguiente:

- a) *Para el análisis estático de las cargas alcanzadas con el primer ciclo se considera la secuencia de torque de armado seguido de flexión. Respecto del torque de armado, consideramos la tensión axial introducida de acuerdo con la ecuación [3.1].*
- b) *De acuerdo con Farr, al aplicar el torque de armado, aparece una tensión de compresión en el hombro en ausencia de otras cargas.*
- c) *Al aplicar flexión (simulando la flexión introducida por la rotación del tramo de la sarta en una zona de desviación), en una condición límite (dada por la separación del hombro) la tensión de compresión en el hombro pasa a cero, resultando en la fibra más alejada de la sección crítica (que corresponde a la raíz del primer filete), una tensión axial calculada por las expresiones [3.2] a [3.4].*

Considerando un torque de armado de 1000 lb.ft, resultaría una tensión de compresión en el hombro de torque de  $72,7 \text{ kgf/mm}^2$ . En consecuencia, cuando se aplica flexión hasta el límite (esto es en la condición límite para producir la separación en el hombro por flexión) en la raíz del primer filete la tensión  $S_R$  se calcula como  $61,3 \text{ kgf/mm}^2$ . Si la comparamos con la tensión media, representada por la tensión en la precarga (resultado de la aplicación del torque de armado de 1000 lb.ft) resultaría la semiamplitud de tensiones aplicadas en el punto crítico.

- d) *Es necesario introducir una corrección en las tensiones por concentrador de tensiones y por elastoplasticidad, ya que aunque la*

*estimación de Farr sea suficientemente precisa es necesario tener en cuenta sus suposiciones.*

Del trabajo de Farr surgen varias cuestiones. En primer lugar, evidentemente se trata de un análisis elástico, por lo que las tensiones calculadas son tensiones elásticas ficticias (del mismo modo que las tensiones son ficticias cuando se trabaja con la clásica curva de Wöhler). Por otro lado, ya desde el punto de la resistencia de materiales, debido a la presencia del concentrador de tensiones (la raíz del filete) la distribución de tensiones en la sección crítica no puede ser uniforme, debiendo ser mayor en la superficie, donde también actúa con valor máximo  $S_R$ .

En este trabajo, considerando que inicialmente está presente una tensión media muy elevada, que el material es relativamente dúctil (minimizando el problema de concentración de tensiones) y que el factor concentración de tensiones es bajo ( $K_T \approx 1$ ), postulamos como primera estimación, que el primer ciclo de tensiones elásticas ficticias tendría una tensión media de  $40,25 \text{ kgf/mm}^2$  y una semiamplitud de  $21,05 \text{ kgf/mm}^2$ , estimando los valores máximos y mínimos en  $61,3$  y  $19,2 \text{ kgf/mm}^2$ .

La otra cuestión pendiente tiene que ver con la transformación de estas tensiones elásticas ficticias en elastoplásticas. Si bien nominalmente no se superan los valores de fluencia, cuando está presente un concentrador de tensiones es prácticamente inevitable la fluencia local en algún punto de la raíz de los filetes. Esto tiene varias consecuencias importantes, fundamentalmente que se produce la relajación de las tensiones medias presentes, manteniéndose la semiamplitud de tensiones. El análisis más elemental permite suponer que al producirse fluencia local en algún punto del concentrador de tensiones, este punto se transforma en candidato para la falla por fatiga. Al ser el material elastoplástico, y producirse fluencia local, resulta razonable pensar en que la relajación de la tensión media se produce relativamente rápido. En este trabajo, no hemos medido las amplitudes de deformación en los puntos críticos, por lo que decidimos que la mejor aproximación disponible consiste en mantener los valores de tensión elásticos ficticios (tratándose de una estimación conservativa) y suponer relajación de la tensión media desde los primeros ciclos.

En consecuencia, consideraremos una una tensión media de  $0 \text{ kgf/mm}^2$  y una semiamplitud de tensiones de  $21,05 \text{ kgf/mm}^2$ , a los efectos de los cálculos.

e) *En nuestro análisis también nos interesa considerar el problema de la multiaxialidad, debiendo introducir otras estimaciones: coeficiente de Poisson efectivo y relación con la razón de biaxialidad de tensiones.*

La presencia de un concentrador de tensiones implica que las deformaciones y tensiones locales son multiaxiales. En el caso de las tensiones, tratándose de un caso de fatiga pura (con una superficie libre) la condición de carga es biaxial. De acuerdo con Fatemi y Stephens<sup>89</sup>, es válido estimar una relación de compatibilidad entre las deformaciones observadas a partir de un coeficiente de Poisson "efectivo" como se indica en la siguiente expresión<sup>90</sup>:

$$\bar{\nu} = \frac{\nu \sigma_{eq} + 0,5 E \varepsilon_{eq}^{(p)}}{E \varepsilon_{eq}} \quad [5.1]$$

donde  $\sigma_{eq}$ ,  $\varepsilon_{eq}$  y  $\varepsilon_{eq}^{(p)}$  son la tensión, deformación y deformación plásticas equivalentes, tomadas de la curva tensión-deformación equivalente uniaxial para el nivel de tensión correspondiente al primer ciclo. De acuerdo con Dowling, es posible considerar que la condición de carga en un concentrador de tensiones es de deformación plana. Por lo tanto  $\sigma_3 = 0$  (por superficie libre),  $\varepsilon_3 \approx 0$  (por deformación plana) y se cumple la relación:

$$\sigma_2 = \bar{\nu} \sigma_1 \quad [5.2]$$

Por otro lado, en los concentradores de tensión, la deformación está restringida (dando como resultado una reducción en el coeficiente de Poisson<sup>91</sup>). Como bien explica Tipton<sup>92</sup>, sin mediciones es muy difícil hacer estimaciones ya que la restricción depende también del nivel de deformación. En nuestro caso, no la consideraremos. Realizados los cálculos, resultó:

$$\bar{\nu} \approx 0,34$$

Las tensiones en el primer ciclo serían  $\sigma_1^{\text{máx}} = 21,05 \text{ kgf/mm}^2$  mientras que  $\sigma_2^{\text{máx}} = 7,15 \text{ kgf/mm}^2$ .

## 5.6. Discusión del análisis de tensiones/deformaciones.

Estas aproximaciones no pueden considerarse como definitivas, ya que las magnitudes necesarias (las deformaciones) son accesibles experimental y numéricamente. Por lo tanto sólo podemos estar seguros de los signos y de los órdenes de magnitud. Una vez que las deformaciones se miden o determinan numéricamente con el método de elementos finitos, se pueden aplicar ecuaciones constitutivas del tipo de la generalización de la curva cíclica presentada en este trabajo.<sup>93</sup>

### 5.7. Análisis a la fatiga. Estimación de la vida de diseño.

Una vez estimadas las tensiones, aplicamos las ecuaciones [2.36] y [2.48] para evaluar la energía  $\Delta W^f$  por ciclo:

$$\Delta W^f = \Delta W^e + \Delta W^p \quad [5.3]$$

$$\Delta W^f (I_1, J_2) = F(N_F) \quad [5.4]$$

Siendo  $I_1^{\max} = 28,14 \text{ kgf/mm}^2$  y  $I_2^{\max} = 149,4 \text{ (kgf/mm}^2)^2$ . La tensión equivalente por la expresión [2.18] resulta  $\Delta \sigma_{eq} / 2 = 26,1 \text{ kgf/mm}^2$  y realizados los cálculos, resulta:

$$\Delta W^p = 0,000016 \text{ MJ/m}^3$$

$$\Delta W^{e*} = 0,199219 \text{ MJ/m}^3$$

$$\Delta W^f = 0,199235 \text{ MJ/m}^3$$

De acuerdo con la expresión [4.4] y los parámetros identificados para el material en el Capítulo 4, se puede presumir el número de ciclos a la fatiga como:

$$N_F = 1,9 \cdot 10^{10} \text{ ciclos}$$

Estimando que en servicio se espera trabajar con un límite de 500 RPM, resulta un máximo de 633000 horas de servicio que se traducen en 72,56 años de diseño.

A este análisis realizado para la condición límite (separación del hombro) lo podemos complementar por el informe realizado por el CINI para la condición de trabajo, establecida como una desviación máxima de  $7^\circ/100 \text{ ft}^{94}$ . Los

resultados obtenidos para el tramo de la sarta en boca de pozo y fondo de pozo (en una sarta de 1300 m) son los siguientes:

	Boca de Pozo		Fondo de pozo	
	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo
$\sigma_{11}$	64,5 kgf/mm <sup>2</sup>	60,4 kgf/mm <sup>2</sup>	55,9 kgf/mm <sup>2</sup>	51,9 kgf/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{22}$	-0,56 kgf/mm <sup>2</sup>		-0,56 kgf/mm <sup>2</sup>	
$\sigma_{33}$	-0,39 kgf/mm <sup>2</sup>		-0,39 kgf/mm <sup>2</sup>	
$\tau_{12}$	5,6 kgf/mm <sup>2</sup>		4,92 kgf/mm <sup>2</sup>	

Tabla 5.1.: Tensiones estimadas por el CINI en la zona adyacente al concentrador de tensiones. Ver Figura 3.6.

Si aplicamos las mismas suposiciones (utilizamos las componentes elásticas ficticias y las expresiones [5.1] y [5.2] ) las tensiones a considerar en la superficie están dadas por la Tabla 5.2.:

	Fondo de pozo		Boca de Pozo	
	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo
$\sigma_1$	64,5 kgf/mm <sup>2</sup>	55,9 kgf/mm <sup>2</sup>	60,4 kgf/mm <sup>2</sup>	51,8 kgf/mm <sup>2</sup>
$\sigma_2$	21,3 kgf/mm <sup>2</sup>	18,4 kgf/mm <sup>2</sup>	19,9 kgf/mm <sup>2</sup>	17,0 kgf/mm <sup>2</sup>

Tabla 5.2.: Tensiones superficiales en la raíz de la entalla en dos condiciones: a) Boca de pozo y b) Fondo de pozo.

Ambas condiciones son prácticamente equivalentes si consideramos la relajación de la tensión media. Por lo tanto, realizados los cálculos con las ecuaciones [2.36] y [2.48] y manteniendo la suposición de que se relaja la tensión media desde los primeros ciclos, resultaron  $I_1^{\max} = 5,75 \text{ kgf/mm}^2$  y  $I_2^{\max} = 6,2 \text{ (MPa)}^2$ . Los valores de energía por ciclo calculados son:

$$\Delta W^p = 1,25 \cdot 10^{-12} \text{ MJ/m}^3$$

$$\Delta W^{e+} = 1,18 \cdot 10^{-3} \text{ MJ/m}^3$$

$$\Delta W^t \approx \Delta W^{e+}$$

En consecuencia, las tensiones estimadas dan vidas muy elevadas, por lo se comprueba que con las tensiones de trabajo de la unión/varilla PCP, la probabilidad de falla por fatiga es relativamente reducida en las condiciones de diseño.

### **5.8. Ensayos no simulativos**

En el ANEXO C se reportan los ensayos plena escala realizados durante el desarrollo de la unión/varilla PCP. Estos ensayos han sido incluidos en el informe CINI 1378/98 donde se incluyen los detalles experimentales y la valoración de los resultados.

### **5.9. Conclusiones preliminares.**

Es muy importante señalar que si pensamos en fatiga controlada por un parámetro de daño, la entrada es doble a los gráficos  $\psi$ -N, obteniéndose mejores resultados cuando se trata de especificar los niveles de daño apropiados para cada ciclo (relacionados con los niveles de tensiones/deformaciones en los puntos críticos) que cuando se trata de predecir el número de ciclos a la falla. Estas predicciones, aún en probetas de laboratorio y en ensayos muy cuidadosamente realizados muestran una elevada dispersión. En ese sentido, la estimación del estado de tensiones/deformaciones presentada en este trabajo presenta cierta utilidad.

Las estimaciones realizadas respecto del estado de tensiones para el material necesitan de verificación experimental. Estas estimaciones permiten calcular el parámetro de daño por ciclo que a su vez utilizamos en la estimación de vidas de diseño.

La vida de diseño obtenida (evaluada para la situación límite, por ser la más conservativa) resulta satisfactoria. Aún con las limitaciones de este trabajo, el desempeño en campo verifica lo adecuado de las suposiciones realizadas.

## Comentarios finales

Las metodologías recientes para el estudio de la fatiga, permiten considerar historias de tensión/deformación, incluyendo la multiaxialidad. Así mismo es posible unificar los regímenes de fatiga de alto y bajo número de ciclos.

En nuestro trabajo nos limitamos a considerar el problema de la fatiga como sollicitación mecánica del material. Es evidente que son muchos los factores que afectan la respuesta del material: terminación superficial, tensiones residuales, gradientes microestructurales, distinto tipo de defectos superficiales y subsuperficiales, ambiente agresivo. Muchos de estos factores son el resultado de los procesos de fabricación y de las condiciones de servicio. En consecuencia, nuestro análisis apunta a establecer la mejor respuesta del material en una aplicación dada, debiendo completarse para cada caso particular con la consideración de estos problemas.

En verificación de diseño, la falla se define normalmente a partir de la presencia de fisuras de una longitud tal que no modifique el estado de tensiones "macroscópico" en una zona crítica. Esto plantea varios problemas que son difíciles de responder sin realizar una extensa investigación experimental. Vale la pena mencionar algunos: determinar específicamente cuál es esa longitud, desarrollar datos de laboratorio específicamente para ese "modo" de falla, considerar la necesidad de incluir la etapa de propagación de fisuras para obtener predicciones de vida a la fatiga razonables. En nuestro trabajo trabajamos con datos de fatiga de laboratorio donde el criterio de falla ha sido la separación. Esta decisión se explica por el hecho de que las dificultades para conducir esos ensayos (que requieren la determinación previa de la longitud de fisura de referencia) no se justifica cuando todavía es grande la incertidumbre en otros parámetros relevantes para las predicciones. Normalmente se asume que la vida a la fatiga está controlada primariamente

por la historia local de tensiones/deformaciones, una vez que los materiales tienen un determinado estándar de calidad (grados para API).

El marco de referencia de la API RP 7G promete buenos resultados cuando se trata del análisis estático de las deformaciones. Es una práctica común comparar los resultados experimentales de una unión propietaria de dimensiones similares a las de una unión estandarizada por API (ya sea la rosca triangular o trapezoidal –caso este de la Buittress y la SEC).

El análisis a la fatiga de las uniones, por el contrario no es satisfactorio. Es conveniente desarrollar caminos alternativos que orienten el análisis a la luz de los conocimientos más recientes en fatiga. Aún con herramientas analíticas sencillas pueden obtenerse estimaciones razonablemente precisas.

El punto clave para la implementación de metodologías alternativas, consiste en determinar los parámetros de la sollicitación a la fatiga. Para ello, se asumen las simplificaciones introducidas por API considerando la fatiga en los tramos de la sarta donde la flexión (por la desviación del pozo) es más importante. Se considera constante la amplitud de cargas aplicadas y se utiliza la regla de Miner (lineal) para la acumulación de daño.

Las estimaciones incluidas en este trabajo indicarían que para el material, geometría y torque de armado, el estado de tensiones/deformaciones en el punto crítico de la unión (la primer raíz de filete en la rosca (niple) desde el hombro de torque, satisface los requerimientos de vidas prolongadas. Esta estimación implica máximos de vida a la fatiga y no considera factores que pueden ir en detrimento de la vida a la fatiga, pero son suficientes para validar el diseño.

Como trabajos futuros se destaca la necesidad de implementar técnicas más rigurosas para el análisis de tensiones/deformaciones. Elaborar la información que pueda surgir de las pruebas de campo y ensayos plena escala para establecer las capacidades de la unión/varilla desarrollada, con la

posibilidad de extender conclusiones a otros diámetros de sarta. En el mejor de los casos, estas mediciones deben ser experimentales.

La no existencia de una metodología acreditada para la predicción de fatiga en componentes similares, indica las grandes dificultades técnicas del análisis. La estimación de la vida de diseño en servicio, puede requerir el análisis de la vida a la fatiga durante la propagación.

## Conclusiones

- Se ha presentado una herramienta para el análisis a la fatiga de componentes / estructuras. La metodología presentada contempla la multiaxialidad. Se basa en la energía entregada al material durante cada ciclo de carga, estimada a partir de las energías de histéresis y elástica calculadas de acuerdo con la propuesta de Ellyin y Golos (1988).
- La caracterización realizada sobre el acero DS 924 condujo a la identificación de las constantes cíclicas del material. A partir de estas constantes se puede calcular la energía entregada al material por ciclo y construir las curvas de referencia del material que permiten estimar la vida a la fatiga del componente correlacionándola con una historia de tensiones y deformaciones local. La validez de las predicciones depende del cumplimiento por parte del material de la regla de Masing (verificado en este trabajo) con la limitación de considerar cargas proporcionales.
- En el trabajo se incluyó una revisión amplia de la metodología recomendada por API para el análisis a la fatiga. Se puntualizó que al estar desarrollada para diseños estandarizados no puede extenderse su aplicación a diseños propietarios como el analizado en este trabajo.
- La metodología propuesta permite verificar un diseño remitiéndose a un análisis a la fatiga basado en el estado de tensiones en los puntos críticos de la unión y las propiedades del material.
- Ensayos plena escala realizados en el Laboratorio de Ensayos Plena Escala (LEPE / CINI) y reportados en este trabajo, permitieron comprobar la aplicabilidad de la unión para las condiciones de trabajo previstas en el diseño.
- La verificación del diseño de la unión/varilla PCP muestra resultados satisfactorios, corroborados por experiencias de campo.

## ANEXO A

### Probeta entallada en "U"

La geometría de la probeta se eligió de acuerdo a la utilizada por Shatil en trabajos similares<sup>95,96,97,98</sup>.

Análisis de tensiones realizado con  $K_T=1.45$  y  $K'_T=0.3$  (según metodología propuesta por Barkey, Socie & Hsia<sup>99</sup>)

#### a) Análisis de tensiones/ Cuadro de resultados:

$\epsilon^{\max}$	$K_T$	$K_{Tq}$	a	$\sigma_1$ [MPa]	$\sigma_2$ [MPa]	$\epsilon_1$	$\epsilon_2$	$\epsilon_3$
0.0025	1.45	1.326	0.2069	1101.9	227.9	0.00461	-0.00041	-0.00172
0.003	1.45	1.326	0.2069	1134.8	234.8	0.00475	-0.00042	-0.00177
0.004	1.45	1.326	0.2069	1188.6	245.9	0.00498	-0.00044	-0.00185
0.005	1.45	1.326	0.2069	1232.0	254.9	0.00516	-0.00046	-0.00192

NOTA: SE REPORTAN LOS VALORES MÁXIMOS CORRESPONDIENTES A UN CICLO ESTABILIZADO

#### b) Resultados experimentales

##### RESUMEN DE PROBETAS CON $K_T = 1.5$ (Nominal)

La terminación superficial del notch equivale a un torneado (Asimilable a componente mecánico)

Probeta	$N_f$	$\Delta\epsilon/2$	$\Delta\sigma/2$ [kg/mm <sup>2</sup> ]	Observaciones
N01	436032		39,79	
N02	1600000		24,87	Se interrumpió el ensayo
N03	>3500000		30,84	
N04	2188	0,005		
N05	5916	0,004		
N06	32726	0,0025		
N02B	34041	0,002		Se siguió la probeta N02
N07	20331	0.003		
N08	>3000000	0,001		

c) Predicciones realizadas

	$\sigma_1$ [MPa]	$\sigma_2$ [MPa]	$\sigma_3$ [MPa]	$3J_2$ [MPa]	$I_1$ [MPa]	$\Delta W'$ [MJ/m <sup>3</sup> ]	$N_F$
0.0025	1101.9	227.9	0	1015008	1329.8	2.7463	77095
0.003	1134.8	234.8	0	1076451	1369.6	2.91271	58358
0.004	1188.6	245.9	0	1180963	1434.5	3.1954	37644
0.005	1232.0	254.9	0	1268764	1486.9	3.43309	26805

d) Discusión de los resultados:

1. Las predicciones para las probetas entalladas se verifican razonablemente
2. En las probetas con mayor plasticidad el factor de biaxialidad puede ser mayor

## ANEXO B

### Análisis de tensiones sobre la unión/varilla PCP

Para el detalle de los puntos analizados nos remitimos al Informe CINI 1378/98, que incluye memoria de cálculo.

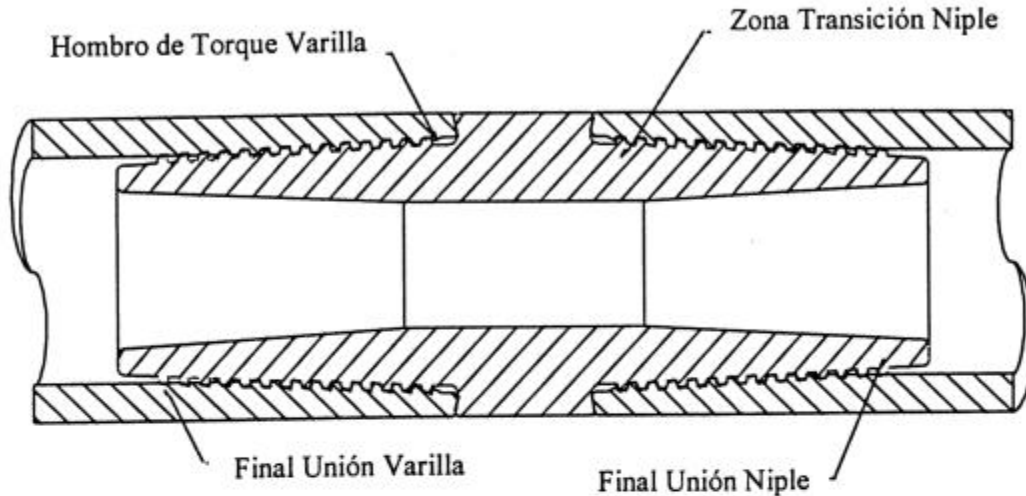


Figura 1B: Puntos bajo análisis

Posición	$\sigma_1$ [MPa]	$\sigma_2$ [MPa]	$\sigma_3$ [MPa]
CBP	254,8	-78,4	0
CFP	147	-127,4	0
NRBP	-793,8	39,2	-9,8
NRFP	-872,2	39,2	-9,8
NNBP	588	-39,2	-9,8
NNFP	519,4	-39,2	-9,8
FNBP	127,4	-333,2	-88,2
FNFP	0	-333,2	-88,2
FRBP	107,8	450,8	-88,2
FRFP	-49	421,4	-88,2

NOTA: BP: BOCA DE POZO, FP: FONDO DE POZO, C: CUERPO DE LA VARILLA, NR: HOMBRO DE TORQUE VARILLA, NN: ZONA DE TRANSICION NIPLE, FN: FINAL UNION NIPLE, FR: FINAL UNION VARILLA

No repetiremos aquí el detalle del informe CINI antes citado, sólo comentaremos algunas de las decisiones más importantes:

- En el diseño de la unión se utilizó una rosca SEC<sup>100</sup> (Buittress modificada) combinada con un hombro de torque. De acuerdo con la información del fabricante, el diseño reduce las tensiones en los acoples y en las zonas roscadas y su diseño geométrico también disminuye al mínimo la tendencia al engrane (galling). Para el caso de las uniones PCP se eliminó el sello, por lo que el hombro de torque y/o la interferencia del área roscada cumplirían la función de sellado.
- No aparecen detalles de diseño que, en componentes similares, modifican favorablemente la distribución de tensiones, a excepción de un taper diferencial que contribuye a que la distribución de tensiones sea más uniforme. Esto es coherente con la decisión de utilizar la rosca SEC (con una interferencia radial relativamente baja) pero indica que la resistencia a la fatiga puede aún incrementarse significativamente.
- El análisis de tensiones multiaxial está basado en fórmulas de resistencia, derivadas de la tracción y torsión transmitidas. En la bibliografía específica se observa que es problemático determinar el torque transmitido por cualquier elemento de la sarta, también que debido a la presencia de discontinuidades geométricas es difícil que las tensiones superficiales (las únicas relevantes para el análisis a la fatiga) puedan obtenerse de la tracción y la torsión transmitidas. También resulta significativo que el modelo no tiene sensibilidad para evaluar el efecto de distintos torques de armado, tolerancias dimensionales, fricción, etc.
- El análisis de tensiones es llevado a cabo en puntos críticos de la unión identificados a priori. El resultado del análisis es que en todos los casos la tensión equivalente de von Mises no satisface el criterio de fluencia, sugiriéndose vidas infinitas a la fatiga (dentro de los límites de operación se trabajaría en el régimen elástico). Estas suposiciones (y las estimaciones respecto del estado de tensiones) exigen verificación experimental.

## ANEXO C

### Ensayos plena escala incluidos en el informe CINI 1378/98

Probeta N°	Tipo de ensayo	Torque de Armado [lbf ft]	N° de M&B	Carga de rotura o torque de fluencia	Observaciones
1	Rotura a la tracción <sup>1</sup>	1000	-	≈75 Tn	-
2	Rotura a la tracción <sup>a</sup>	A mano	-	≈75 Tn	-
3	Desgaste (M&B) <sup>a</sup>	1000	5	-	No se observa engrane
4	Desgaste (M&B) <sup>b</sup>	1000	3	-	No se observa engrane
	Rotura a la torsión <sup>b</sup>	-	-	1050 lbf ft	-
5	Rotura a la torsión <sup>b+c</sup>	≈1000	1	1050 lbf ft	-
6	Rotura a la torsión <sup>b</sup>	≈1000	1	1000 lbf ft	-
7	Desgaste (M&B) <sup>d</sup>	1000	3	-	No se observa engrane
	Rotura a la torsión <sup>d</sup>	-	-	1500* lbf ft	-
8	Rotura a la torsión <sup>c+e</sup>	≈1000	1	1040 lbf ft	-
9	Rotura a la torsión <sup>e</sup>	≈1000	1	1010 lbf ft	-
10	Rotura a la torsión <sup>a+c</sup>	≈1000	1	1040 lbf ft	-
11	Rotura a la torsión <sup>a</sup>	≈1000	1	1070 lbf ft	-
12	Rotura a la torsión <sup>a</sup>	≈1000	1	1150 lbf ft	-
13	Rotura a la torsión <sup>a</sup>	-	-	1085 lbf ft	-
14	Fatiga <sup>d</sup>	1500	-	-	-

a API Modified

b Aceite de estiba

c Aceite desplazante

d Aceite hidráulico 37

e Aceite SAE 40

---

## REFERENCIAS

- <sup>1</sup> Newman, Phillips, Swain & Everett, 1992, " Fatigue mechanics: An assessment of a unified approach to life prediction", *ASTM STP 1122*, 5-27
- <sup>2</sup> Vormwald, Heuler & Seeger, 1992, " A fracture mechanics based model for cumulative damage assessment as part of fatigue life prediction", *ASTM STP 1122*, 28-43
- <sup>3</sup> Bui-Quoc, Dubuc, Bazergui & Biron, 1971, "Cumulative fatigue damage under stress-controlled conditions", *ASME Journal of Basic Engineering*, **93** (4), 691-698
- <sup>4</sup> Chow & Yu, 1997, "A unified approach to metal fatigue based on the theory of damage mechanics", *ASTM STP 1315*, (Ed. D.L.McDowell), ASTM, 165-185
- <sup>5</sup> Chaboche, 1981, "Continuous damage mechanics - A tool to describe phenomena before crack initiation", *Nuclear Engineering and Design*, **64**, 233-247
- <sup>6</sup> Brown & Miller, 1979, "Initiation and growth of cracks in biaxial fatigue", *Fatigue of Engineering Materials and Structures*, **1**, 231-246
- <sup>7</sup> Inoue, Hoshide, Yoshikawa & Kimura, 1986, "Slip-band behavior and crack initiation in polycrystalline copper under multiaxial low-cycle fatigue -A damage mechanics approach", *Engineering Fracture Mechanics*, **25** (5/6), 665-675
- <sup>8</sup> Onat, 1986, "Representation of mechanical behavior in the presence of internal damage", *Engineering Fracture Mechanics*, **25** (5/6), 605-614
- <sup>9</sup> Lemaitre, 1984, "How to use damage mechanics", *Nuclear Engineering and Design*, **80**, 233-245
- <sup>10</sup> Wöhler, 1860, "Versuche zur ermittelung der auf die eisenbahnwagen-achen einwirkenden kräfte un der widerstandsfähigkeit der wagen-achsen", *Zeitschrift für bauwesen*, **10**
- <sup>11</sup> Coffin, 1954, "A study of cyclic thermal stresses on a ductile metal", *Transactions ASME*, **76**, 931-950
- <sup>12</sup> Manson, 1954, "Behavior of materials under conditions of thermal stress", *NACA TN-2933*, NACA
- <sup>13</sup> Manson, Nachtigall, Ensign & Freche, 1965, "Further investigation of a relation for cumulative fatigue damage in bending", *ASME Journal of Engineering for Industry*, **87** (1), 25-35
- <sup>14</sup> Morrow, 1965, "Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals", *ASTM STP 378*, ASTM, 45-84
- <sup>15</sup> Socie, 1980, "Fatigue life for bluntly notched members", *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, **102**, 153-158
- <sup>16</sup> Socie, Morrow & Chen, 1979, "A procedure forestimating the total fatigue life of notched and cracked members", *Engineering Fracture Mechanics*, **11**, 851-859
- <sup>17</sup> Bairstow, 1909, "The elastic limits of iron and steel under cyclical variations of stress", *Philosophical Transactions Royal Society (A)*, **210**, 35-55
- <sup>18</sup> Cameron, 1997, "Fatigue properties in engineering", Volume 19 Fatigue and Fracture, ASM Handbook, Ohio
- <sup>19</sup> Kujawski & Ellyin, 1988, "On theconcept of cumulative fatigue damage", *International Journal of Fracture*, **37**, 263-278
- <sup>20</sup> Palmgreen, 1924, "Die lebensdauer von kugellagern", *Z. Ver.Deutch Ing.*, **68**, 339-341
- <sup>21</sup> Miner, 1945, "Cumulative damage in fatigue", *ASME Journal of Applied Mechanics*, **12** (3), A159-164
- <sup>22</sup> Marco & Starkey, 1954, "A concept of fatigue damage", *ASME Trans.*, **76** (4), 627-632
- <sup>23</sup> Landgraf, 1978, "Control of Fatigue Resistance through microstructure – Ferrous alloys", ASM, 439-466
- <sup>24</sup> Christ, 1997, "Cyclic stress-strain response and microstructure", Volume 19 Fatigue and Fracture, ASM Handbook, Ohio
- <sup>25</sup> Jhansale, 1975, "A new parameter for histeretic stress-strain behavior of metals", *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, **97**, 33-38
- <sup>26</sup> Jiang & Kurath, 1997, "An investigation of cyclic transient behavior and implications on fatigue life estimates", *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, **119** (2), 161-170
- <sup>27</sup> Jhansale & Topper, 1973, "Engineering analysis of the inelastic stress response of a structural metal under variable cyclic strains", *ASTM STP 519*, 246-270.
- <sup>28</sup> Ellyin, 1985, "Effect of tensile-mean-strain on plastyic strain energy and cyclic response", *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, **107**, 119-125
- <sup>29</sup> Benson & Hancock, 1974, "The effect of strain rate on the cyclic response of metals", *Metallurgical Transactions*, **5**, 1711-1715

- <sup>30</sup> Grosskreutz & Mugharabi, 1975, "Description of the work-hardened structure at low temperature in cyclic deformation", *Constitutive Equations in Plasticity*, A.Argon (ed), MIT Press, Cambridge, 251-326
- <sup>31</sup> Abdel-Raouf, Benham & Plumtree, 1970, "Mechanical behaviour and substructure of strain-cycled iron", *Canadian Metallurgical Quarterly*, **10**, 87-95
- <sup>32</sup> Masing, 1926, "Eigenspannungen und Verfestigung beim Messing", *Proceedings 2<sup>o</sup> Congress of Applied Mechanics*, Zurich, 332-335
- <sup>33</sup> Golos & Ellyin, 1988, "A total strain energy density theory for cumulative fatigue damage", *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, **110**, 36-41
- <sup>34</sup> Sentner & Fine, 1977, "The hysteretic plastic work as a failure criterion in a Coffin-Manson type relation", *Scripta Metallurgica*, **11** (2), 159-162
- <sup>35</sup> Morrow, 1965, "Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals", *ASTM STP 378*, ASTM, 45-84
- <sup>36</sup> Halford, 1966, "The energy required for fatigue", *Journal of Materials*, **1** (1), 3-18
- <sup>37</sup> Lukas & Klesnil, 1973, "Cyclic stress-strain response and fatigue life of metals in low amplitude region", *Materials Science Engineering*, **11**, 345-346
- <sup>38</sup> Ellyin & Kujawski, 1986, "An energy-based fatigue failure criterion", *Microstructure and Mechanical Behaviour of Metals*, EMAS, 541-600
- <sup>39</sup> Lefebvre & Ellyin, 1984, "Cyclic response and inelastic strain energy in low cycle fatigue", *International Journal of Fatigue*, **6**, 9-15
- <sup>40</sup> Golos & Ellyin, 1987, "Generalization of cumulative damage criterion to multilevel cyclic loading", *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, **7**, 169-176
- <sup>41</sup> Golos & Ellyin, 1988, "A total strain energy density theory for cumulative fatigue damage", *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, **110**, 36-41
- <sup>42</sup> Golos, 1989, "The fatigue criterion with mean stress effect on failure", *Materials Science and Engineering*, **A111**, 63-69
- <sup>43</sup> Smith, Watson & Topper, 1970, "A stress-strain function for the fatigue of metals", *Journal of Materials*, **5**, 767-778
- <sup>44</sup> Landgraf, 1973, "Cumulative fatigue damage under complex strain histories", *ASTM STP 519*, ASTM, 213-228
- <sup>45</sup> D.Lefebvre & Ellyin, 1984, "Cyclic response and inelastic strain energy in low cycle fatigue", *International Journal of Fatigue*, **6**, 9-15
- <sup>46</sup> Willyin & Neale, 1979, "Effect of cycle loading on the yield surface", *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, **101**, 54-63
- <sup>47</sup> Smith, Watson & Topper, 1969, "A stress-strain function for the fastigue of metals", *Journal of Materials*, **5** (4), 767-778
- <sup>48</sup> Lefebvre, Neale & Ellyin, 1981, "A criterion LCF failure under biaxial states of stress", *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, **103**(1), 1-6
- <sup>49</sup> Ellyin, Golos & Xia, 1991, "In-phase and out-of-phase multiaxial fatigue", *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, **113**, 112-118
- <sup>50</sup> Garud, 1981, "A new enfoque to the evaluation of fatigue under multiaxial loadings", *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, **103**, 118-125
- <sup>51</sup> Ellyin & Xia, 1993, "A general fatigue theory and its application to out-of-phase cyclic loading", *Journal of Engineering Materials and Technology*, **115**, 411-416
- <sup>52</sup> Hashin, 1981, "Fatigue failure criteria for combined cyclic stress", *International Journal of Fracture*, **17**, 2, 101-109
- <sup>53</sup> Ellyin & Golos, 1988, "Multiaxial damage criterion", *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, **110**, 63-68
- <sup>54</sup> Ellyin, Golos & Xia, 1991, "In-phase and out-of-phase multiaxial fatigue", *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, **113**, 112-118
- <sup>55</sup> Saveth & Klein, 1989, "The PCP: Principle and capabilities", *SPE 18873*
- <sup>56</sup> Saveth, 1993, "Field study of efficiencies between progressin cavity, reciprocating and electric submersible pumps", *SPE 25448*
- <sup>57</sup> Nind, 1987, "Fundamentos de producción y mantenimiento de pozos petrolíferos", Limusa, México
- <sup>58</sup> Klementich, 1995, "Unraveling the mysteries of proprietary connections", *Journal of Petroleum Technology*, December 1995, 1055-1059
- <sup>59</sup> Hill, Seshadri & Durham, 1992, "A unified enfoque to drillstem-failure prevention", *SPE Drilling Engineering*, December 1992, 254-260

- <sup>60</sup> Hawke, 1984, "Predicting makeup torque of threaded tapered connections and evaluation of coefficients of friction", *SPE* 13068
- <sup>61</sup> Farr, 1957, "Torque requirements for rotary shouldered connections and selection of connections for drill collars", *ASME* 57-PET-19
- <sup>62</sup> Young, 1989, "Roark's formulas for stress and strain", McGraw-Hill, Singapore
- <sup>63</sup> Berkovits, 1986, "Variation of fatigue notch factor with lifetime, stress ratio and temperature", *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, **108**, 179-185
- <sup>64</sup> Baryshnikov, Schenato, Ligrone & Ferrara, 1994, "Optimization of rotary-shouldered connection reliability and failure analysis", *SPE* 27535
- <sup>65</sup> Hansford & Lubinski, 1966, "Cumulative fatigue damage of drill pipe in dog legs", *Journal of Petroleum Technology*, March 1966
- <sup>66</sup> Armstrong & Wadsworth, 1987, "Failure prevention for selection and analysis of drillstem connections", *SPE* 16075
- <sup>67</sup> Tsuru, Maruyama, Yazaki & Peters, 1990, "Influence of compound grease on the performance of premium connections", *SPE Drilling*, March 1990, 71-78
- <sup>68</sup> Willis, 1983, "How to ensure proper makeup of premium shouldered tubulars", *World Oil*, September 1983, 71-74
- <sup>69</sup> Milititsky, Griza, Cassou & Strohaecker, 1998, "Análise da vida em fadiga de juntas parafusadas sujeitas a diferentes torques", *Anales SAM*, a publicar
- <sup>70</sup> Chen, 1990, "Drillstring fatigue performance", *SPE Drilling Engineering*, June 1990, 129-134
- <sup>71</sup> Holman, 1994, "Experimental methods for engineers", McGraw-Hill, Singapore
- <sup>72</sup> Fuhr, "Diseño metalúrgico de aceros de bajo carbono y baja aleación y su aplicación a varillas de bombeo", 1997, Tesis de Magister en Ciencia y Tecnología de Materiales, IT-UNSAM
- <sup>73</sup> ISO, 1996, ISO/DIS 11961, "Steel pipes for use as drill pipe. Specification"
- <sup>74</sup> Murtagian, Johnson & Ernst, 1997, "Determinación de la curva de Goodman para cabezas de varillas UHS de Metalmecánica", *Informe CINI* 1129/97
- <sup>75</sup> ASTM, 1995, "Standard test method for Young's modulus at room temperature", *ASTM E111-82, Annual Book of ASTM Standards, Part 3.01*, 222-227
- <sup>76</sup> ASTM, 1995, "Tension testing of metallic materials", *ASTM E8-95a, Annual Book of ASTM Standards, Part 3.01*, 56-76
- <sup>77</sup> ASTM, 1995, "Tensile strain hardening exponent of metallic sheet materials", *ASTM E646-93, Annual Book of ASTM Standards, Part 3.01*, 571-577
- <sup>78</sup> ASTM, 1995, "Constant-amplitude low-cycle fatigue testing", *ASTM E606-92, Annual Book of ASTM Standards, Part 3.01*, 525-539
- <sup>79</sup> Masing, 1926, "Eigenspannungen und verfestigung beim Masing", *Proceedings 2° International Congress of Applied Mechanics*, Zurich, Orell Füssli Verlag, 332-335
- <sup>80</sup> Polak, Klesnil & Lukas, 1977, "On the cyclic stress-strain curve evaluation in LCF", *Material Science and Engineering*, **28**, 109-117
- <sup>81</sup> Abdel-Raouf, Benham & Plumtree, 1970, "Mechanical behaviour and substructure of strain-cycled iron", *Canadian Metallurgical Quarterly*, **10**, 87-95
- <sup>82</sup> Brennan, 1994, "Aproximate strain-life fatigue crack initiation predictions", *International Journal of Fatigue*, **16** (3), 351-356
- <sup>83</sup> Muralidharan & Manson, 1988, "A modified universal slopes equation for estimation of fatigue characteristics of metals", *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, **110**, 55-58
- <sup>84</sup> Osgood, 1970, "Fatigue design", Wiley, Nueva York
- <sup>85</sup> Mott, 1992, "Diseño de elementos de máquinas", Prentice-Hall, México
- <sup>86</sup> Juvinall, 1993, "Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica", Limusa, México
- <sup>87</sup> Shigley & Mischke, 1993, "Diseño en ingeniería mecánica", McGraw-Hill, México
- <sup>88</sup> Spotts & Shoup, 1998, "Design of machine elements", Prentice-Hall, New Jersey
- <sup>89</sup> Fatemi & Stephens, 1989, "Biaxial fatigue of 1045 steel under in-phase and 90 deg out-of-phase loading conditions", *SAE AE-14*, 121-137
- <sup>90</sup> Dowling, 1993, "Mechanical behavior of Materials", Prentice Hall, New Jersey
- <sup>91</sup> Hoffman & Seeger, 1989, "Stress-strain analysis and life predictions of a notched shaft under multiaxial loading", *SAE AE-14*
- <sup>92</sup> Tipton, 1989, "Multiaxial fatigue life predictions of the SAE specimen using strain based approaches", *SAE AE-14*, 67-80
- <sup>93</sup> Holman, 1994, "Experimental methods for engineers", McGraw-Hill, Singapore
- <sup>94</sup> Villasante, 2000, Informe interno CINI - Departamento de Tecnología Mecánica

- 
- <sup>95</sup> Sherrat, 1988, "Fatigue life estimation by local stress-strain methods", *Journal Society of Environmental Engineers*, **22**, 28-36
- <sup>96</sup> Shatil, Smith & Ellison, 1994, "High strain biaxial fatigue of a structural steel", *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, **17 (2)**, 159-170
- <sup>97</sup> Shatil, Ellison & Smith, 1995, "Uniaxial elastic-plastic behavior and low-cycle fatigue of notched specimens", *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, **18 (2)**, 235-245
- <sup>98</sup> Shatil & Smith, 1996, "Life prediction of notched specimens using multiaxial surface and subsurface strain analyses", *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, **118**, 529-534
- <sup>99</sup> Barkey, Socie & Hsia, 1994, "A yield surface approach to the estimation of notch strains for proportional and nonproportional cyclic loading", *ASME Journal of Engineering Materials and Technology*, **116**, 173-180
- <sup>100</sup> SEC Uniones Especiales, 1998, DST, Dálmine-Siderca-Tamsa