



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA

115  
20/01/85

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA

DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

COMPORTAMIENTO ESTRUCTURAL DE CONEXIONES  
TUBULARES EN PLATAFORMAS MARINAS DE ACERO

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

INGENIERO CIVIL

PRESENTA

LORENZO OCTAVIO MIRANDA CORDERO

MEXICO, D. F., MAYO 1985



Universidad Nacional  
Autónoma de México



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

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

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

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

## INDICE

1.	NATURALEZA DEL PROBLEMA Y OBJETIVOS DEL ESTUDIO	1
2.	CARACTERISTICAS DE LAS CONEXIONES TUBULARES	8
3.	ANALISIS DE ESFUERZOS EN UNA CONEXION TUBULAR	14
4.	CRITERIOS DE DISEÑO POR RESISTENCIA ULTIMA DE LAS CONEXIONES TUBULARES	26
	4.1 Reglamento del American Petroleum Institute	28
	4.2 Reglamento Det Norske Veritas	34
	4.3 Otros criterios de diseño por resistencia última	36
5.	ESTUDIOS ANALITICOS Y EXPERIMENTALES DE CONEXIONES TUBULARES "EN CRUZ"	45
	5.1 Descripción de los especímenes	46
	5.2 Marcos de carga y sistema de carga	47
	5.3 Obtención de las propiedades mecánicas del acero de las conexiones tubulares	49
	5.4 Instrumentación de los ensayos y obtención de datos	50
	5.5 Descripción de los ensayos	51
	5.6 Resultados	53
6.	CONCLUSIONES	62
7.	RECOMENDACIONES	68
	AGRADECIMIENTOS	75
	REFERENCIAS	76
	FIGURAS	80

## **CAPITULO I**

### **NATURALEZA DEL PROBLEMA Y OBJETIVOS DEL ESTUDIO**

El empleo de los miembros tubulares en las estructuras ha sido, desde hace muchos años, muy apreciado ya que se han reconocido ventajas que ningún otro perfil estructural podría proporcionar. Así, encontramos estructuras tubulares en los Estados Unidos a partir de 1874, tiempo en el que aún era desconocida la técnica de la soldadura por lo que el problema de unir dos o más miembros era bastante difícil; sin embargo, se construían este tipo de estructuras debido a las ventajas que proporcionaban estos elementos, como por ejemplo:

- ahorro en peso del material estructural
- facilidad de construcción y transporte
- buena rigidez torsional
- los efectos de viento y olas alcanzan valores razonables y permanecen constantes e independientes de la dirección en que estas acciones inciden
- no presentan un eje fuerte y otro débil
- su sección transversal proporciona la flotación necesaria para su instalación en el océano.

Con la aparición de la soldadura el problema constructivo se facilitó bastante, pudiéndose emplear el elemento tubular en mucho más estructuras, como por ejemplo en naves industriales, puentes, torres, radiorradars, gimnasios, cubiertas de hangares, graderías, grúas, etc. Pero en donde este tipo de elementos encontró una gran aplicación fue en la industria petrolera en la construcción de plataformas marinas de perforación y explotación

del tipo *jacket*, fig 1.1.

Debido a las características propias de los elementos tubulares, podría parecer que el problema del diseño de las plataformas marinas no tiene mayor dificultad, pero a través de los años se han observado diversos tipos de fallas en las conexiones (unión de dos o más miembros) de estas estructuras, habiendo reportes de plataformas con fracturas en varias uniones de sus miembros aunque en muy pocos casos se ha presentado el colapso total ya que estas estructuras poseen un grado de hiperestaticidad muy alto. A pesar de no existir la falla total, la industria petrolera gasta anualmente grandes sumas de dinero en su reparación. Es por esto que día a día se trata de mejorar el diseño de estas conexiones mediante la realización de investigaciones tanto teóricas como experimentales.

Por medio de estos estudios se ha determinado que uno de los problemas de las conexiones tubulares es la existencia de una zona con deformaciones muy grandes incluso superiores a la de fluencia del material, siendo dicha zona el lugar donde se han localizado la mayoría de las fracturas que se mencionan. A esta zona crítica se le conoce con el nombre de "zona de concentración de esfuerzos" (hot spot) y generalmente se encuentra sobre la superficie del elemento de mayor diámetro, conocido como miembro principal, y al pie de la soldadura que sirve de unión entre los miembros principal y secundario, siendo éste último, el miembro de menor diámetro que hay en la conexión. La presencia de esta zona crítica se debe a la existencia de una

discontinuidad en el miembro principal que es provocada por la unión o intersección del miembro secundario.

Un concepto útil en el estudio de los esfuerzos presentes en dicha zona es el llamado "Factor de Concentración de Esfuerzos" (FCE), el cual se define como el cociente entre el máximo esfuerzo teórico en la conexión y el esfuerzo actuante en el miembro secundario. En el capítulo III se tratará en forma más amplia este concepto.

Además del problema anterior, existe el de la fatiga. Una plataforma marina está sujeta a fuerzas dinámicas de viento y oleaje, cuya característica es su presencia continua pero cíclica. El efecto de este tipo de carga es el desgaste progresivo de la conexión y su posible fractura aun cuando el nivel de esfuerzo sea menor que el estimado por un análisis de esfuerzos estáticos.

El problema de la fatiga se caracteriza por el constante cambio en los niveles de esfuerzos en la conexión debido a que las olas no siempre chocan contra la estructura con la misma intensidad ni el mismo número de veces durante ciertos intervalos de tiempo. Esto requiere especial atención porque a pesar de que el diseño pueda indicar que la conexión se encuentra sujeta a niveles de esfuerzos aceptables, ésta puede presentar zonas en donde ya se ha alcanzado el nivel de deformación plástica. La fatiga se puede definir como el daño que se traduce en fractura después de que el elemento ha estado sujeta a un número suficiente de

fluctuaciones de esfuerzos, y se considera que la fractura sobreviene en cuanto la relación de daño acumulado,  $D$ , alcanza la unidad, es decir que

$$D = \sum \frac{n}{N} = 1$$

donde:

$D$  = relación de daño acumulado

$n$  = número de ciclos aplicados en un cierto rango de esfuerzos especificado

$N$  = número de ciclos en aquél rango especificado correspondiente a la falla (o a una probabilidad de falla)

En el estudio experimental de este problema, las fluctuaciones de esfuerzos ayudan mucho para definir la resistencia que puede tener la conexión. Estas fluctuaciones de esfuerzos se definen en términos del rango de esfuerzos (magnitud máxima a magnitud mínima de las fluctuaciones) que existe en la estructura. Para este caso, el esfuerzo medio no se toma en cuenta ya que en estructuras soldadas no se conoce el punto donde el esfuerzo es igual a cero debido a la presencia de los llamados esfuerzos residuales provocados por el calentamiento que sufren los elementos al ser soldados unos con otros o durante su proceso de fabricación. Estos esfuerzos residuales pueden alcanzar valores tan altos como los de fluencia, por lo que en vez de medir los esfuerzos, se mide, en la estructura o en modelos a escala, el rango de deformaciones con el punto cero indefinido para después transformar las lecturas de deformación en lecturas de esfuerzos.

El problema de la predicción de la resistencia última, de los Factores de Concentración de Esfuerzos (FCE) y de la resistencia a la fatiga en una conexión tubular no es una cuestión sencilla ya que no existe aún una teoría completamente confiable al respecto. Los estudios teóricos de cascarones de pared delgada o elementos curvos tienen que considerar muchas hipótesis simplificadoras porque de lo contrario su tratamiento sería muy difícil o muy costoso por el tiempo de computadora que se requeriría para su solución, pero al considerar estas hipótesis se están despreciando algunos efectos que en ciertos casos pueden resultar importantes en los resultados finales del análisis. La imprecisión de los estudios teóricos se ha hecho evidente mediante la realización de ensayos experimentales y el empleo de la teoría del elemento finito, por lo que la tendencia actual es la de tratar de formular una teoría en base a estos dos últimos puntos, es decir, en base a resultados experimentales y en programas de computadora que hacen uso de la teoría del elemento finito.

En este trabajo se hace una breve exposición de cada uno de los puntos anteriores pero tratando únicamente la predicción de la resistencia última de las conexiones sujetas a cargas de pocos ciclos, y la predicción de los Factores de Concentración de Esfuerzos (FCE). El problema de la fatiga (cargas de muchos ciclos) queda excluido de este trabajo.

En el capítulo II se dan algunos términos y definiciones comunes en el manejo de las conexiones tubulares. En el capítulo III se

describen algunos tratamientos teóricos al problema de los cascarones de pared delgada. En el capítulo IV se hace un breve resumen de algunos trabajos experimentales que han contribuido a una mejor comprensión del problema y que han ayudado en la obtención de expresiones de diseño de las conexiones tubulares. Asimismo, se hace una exposición de dos de los reglamentos existentes para el diseño de dichas construcciones: el reglamento noruego para la construcción y diseño de las estructuras marinas Det Norske Veritas (1977) y el reglamento norteamericano del petróleo API RP 2A (1981). Se hace un tratamiento más amplio de este último reglamento debido a que las plataformas marinas mexicanas se diseñan con base en él. En el capítulo V se describen y discuten los resultados obtenidos de algunos ensayos experimentales realizados en el Instituto de Ingeniería de la UNAM. Los especímenes ensayados corresponden a conexiones tubulares del tipo "en cruz" sujetas a cargas de tensión y compresión.

Los objetivos de este estudio son comprobar si la tecnología y mano de obra nacionales influyen en las expresiones de diseño que provienen de otros países, así como comparar los resultados experimentales obtenidos en el Instituto de Ingeniería con algunos otros realizados en el extranjero.

## **CAPITULO II**

### **CARACTERISTICAS DE LAS CONEXIONES TUBULARES**

El término "conexión tubular" se refiere a aquella porción de una estructura donde, por medio del empleo de la soldadura, se une la sección transversal de un miembro cilíndrico circular (miembro secundario) con la superficie de otro miembro tubular (miembro principal) de diámetro mayor que el anterior. El miembro secundario no penetra en la pared del miembro principal con el objeto de obtener un miembro continuo, y por tanto más fuerte, así como para controlar el flujo del agua a través de los miembros durante la instalación de la estructura dentro del agua.

En las figuras 2.1 (a) y (b) se tienen 2 tipos de conexiones tubulares simples. El término simple significa que la conexión no tiene elementos rigidizantes (placas, soportes, anillos, etc); además en el caso de las conexiones tipo "K", como la mostrada en la figura 2.1 (b), indica que los miembros secundarios no se traslapan.

En este trabajo sólo se estudian las conexiones tubulares simples, ya que éstas son las que están teniendo un uso más frecuente que las conexiones reforzadas. Esto se debe a que éstas últimas si bien es cierto que aumentan la resistencia ante cargas de pocos ciclos, originan un problema diferente, que es el de fatiga, ante cargas de muchos ciclos.

Existe un conjunto de parámetros adimensionales muy útiles en la descripción del problema de las conexiones tubulares. Estos parámetros relacionan diversas características geométricas de

la conexión siendo las más importantes, fig 2.1 (a) y (b):

- $\alpha = L/D =$  longitud del miembro principal/diámetro del miembro principal
- $\beta = d/D =$  diámetro del miembro secundario/diámetro del miembro principal
- $\gamma = R/T = D/2T =$  radio del miembro principal/espesor del miembro principal
- $\eta = ax/D =$  longitud de la unión entre miembros/diámetro del miembro principal
- $\tau = t/T =$  espesor del miembro secundario/espesor del miembro principal
- $\zeta = g/D =$  longitud de separación entre miembros secundarios/diámetro del miembro principal
- $\theta =$  ángulo entre los ejes de los miembros principal y secundario

En la figura 2.2 se muestran algunos tipos de conexiones tubulares en la que se puede apreciar la gran diversidad de opinión en cuanto a cómo construirlas y cómo reforzarlas. Las conexiones 2.2 (a), (g), (h), (i), se clasifican como conexiones tipo "T", la (b) como tipo "Y"; las (c), (d), (e), (f), (k) se denominan tipo "K" y la (j) "doble T", "DT" o en "cruz" (X). Como podrá observarse, su clasificación se debe a la forma geométrica que tiene la conexión; sin embargo debe tenerse en cuenta que en algunos casos la clasificación puede cambiar dependiendo del tipo

de carga aplicada, como suele suceder en las conexiones tipo "K" (ver fig 2.3). Esto se debe a que las conexiones tipo "K" tienen la característica adicional de que en el miembro principal no existen fuerzas cortantes, mientras que en las conexiones "T" y "Y" las cargas axiales son resistidas por fuerzas cortantes en el miembro principal.

Las conexiones tubulares también pueden ser clasificadas de acuerdo a las características constructivas que presentan. Así, se tienen conexiones "traslapadas" como la mostrada en la figura 2.2 (d); "sin traslapes" como las figuras 2.2 (c) y (j); y conexiones "reforzadas" como las figuras 2.2 (e), (f), (g), (h), e (i). Las conexiones sin traslapes son las conexiones simples que ya han sido explicadas. En las conexiones traslapadas los miembros secundarios llegan a unirse uno(s) con otro(s) y éstos se sueldan al miembro principal. La principal ventaja que se logra con este tipo de conexión es que la carga aplicada ya no es resistida totalmente por el miembro principal sino que ahora la soldadura común a los miembros secundarios ayuda en la transmisión de la carga. Esta disminución de carga en el miembro principal se traduce en un menor espesor de éste, con el consiguiente ahorro en peso y en material. El uso de este tipo de conexiones debe considerarse con reserva porque su comportamiento ante cargas de muchos ciclos no es muy aceptable debido a la presencia de una zona más fuerte que el resto de la conexión, lo que da origen al fenómeno de la fatiga.

Las conexiones reforzadas son juntas en las que se agregan a los miembros secundarios y/o principal, elementos adicionales con el fin de reducir los altos esfuerzos registrados en la cercanía de la intersección de los distintos tubos conectados. Entre estos elementos están las "placas de refuerzo", Figuras 2.2 (e) y (f), las "sillas de montar", Fig 2.2 (g), los "joint cans", Fig 2.2 (h), y los "anillos", Fig 2.2 (i). A través de diversas pruebas en este tipo de conexiones se ha determinado que, al igual que las traslapadas, su respuesta ante cargas de pocos ciclos es bastante aceptable, pero ante la fatiga la carga última es menor que la obtenida en una conexión simple. Este hecho ha provocado que el uso de los elementos rigidizantes haya caído en desuso.

En las conexiones tubulares con dos o más miembros secundarios cuyos ejes longitudinales se intersectan en un punto común existe una característica muy importante que es la excentricidad, Fig 2.4, y que es igual a la distancia perpendicular que hay entre el punto común de intersección de los ejes longitudinales correspondientes a los miembros secundarios y el eje longitudinal del miembro principal. En la fig 2.4 se muestran los distintos tipos de excentricidades posibles. Por definición, la excentricidad se considera negativa si ésta se mide a partir del eje del miembro principal hacia el lado donde se encuentran los miembros secundarios, Fig 2.4 (a), o positiva si se mide hacia el lado opuesto donde están conectados los miembros secundarios, Fig 2.4 (b). La excentricidad es cero o nula cuando los

ejes del miembro principal y secundarios se intersectan en un solo punto común, Fig 2.4 (c).

Los tipos de cargas más importantes que aparecen en la conexión tubular son:

- carga axial de tensión
- carga axial de compresión
- momento flexionante dentro del plano de la conexión
- momento flexionante fuera del plano de la conexión

La fig 2.5 muestra claramente los distintos tipos de cargas existentes en una conexión.

## **CAPITULO III**

### **ANALISIS DE ESFUERZOS EN UNA CONEXION TUBULAR**

El problema del análisis de esfuerzos en una conexión tubular siempre ha sido una cuestión complicada. No existe actualmente un tratamiento teórico totalmente confiable que resuelva el problema de los cascarones de pared delgada, pero a través de distintos métodos se ha podido determinar en forma aproximada el mecanismo de transmisión de carga de un miembro al otro, teniéndose se la distribución de esfuerzos mostrada en la figura 3.1. En ella se puede observar que el esfuerzo en el miembro secundario ( $1\,500\text{ kg/cm}^2$ ), que resulta de la aplicación de una cierta carga, es amplificado en la zona de intersección de ambos miembros varias veces ( $11\,000\text{ kg/cm}^2$ ). Estos esfuerzos amplificados son sólo teóricos, porque en realidad el máximo esfuerzo que puede alcanzarse es el correspondiente al de fluencia del miembro en cuestión. La amplificación de esfuerzos agrava el problema de la fatiga en la conexión tubular al estar sujeta a los efectos repetidos de las olas y viento por lo que es necesario determinar estas amplificaciones para diseñarla. En la figura 3.1 se puede observar que el esfuerzo amplificado es 7.3 veces el esfuerzo existente en el miembro secundario.

$$\text{Máximo esfuerzo} = 7.3 \times 1\,500\text{ kg/cm}^2 = 11\,000\text{ kg/cm}^2$$

El valor de 7.3 es, en este caso, el factor que al multiplicarlo por el esfuerzo nominal nos daría el máximo esfuerzo teórico que es capaz de soportar la conexión. Este factor ha sido designado con el nombre de "Factor de Concentración de Esfuerzos" (FCE) y

por tanto es igual al siguiente cociente:

$$FCE = \frac{\text{Máximo esfuerzo teórico en la conexión}}{\text{Esfuerzo nominal en el miembro secundario}} \quad (3.1)$$

Los métodos de análisis para calcular los esfuerzos en una conexión tubular son de diversos tipos, pero en todos ellos es posible calcular estos factores a pesar de que algunos de ellos sólo contengan expresiones para calcular la resistencia última de la conexión. Si el denominador de la expresión (3.1) se convierte en la unidad, entonces obtendremos que el FCE es igual al máximo esfuerzo presente en la conexión, por lo que si queremos conocer el valor del máximo esfuerzo en la conexión sujeta a una carga mayor, se multiplicará el FCE por el esfuerzo nominal existente en el miembro secundario.

A continuación se describirán brevemente algunos métodos teóricos encaminados a la obtención de los esfuerzos existentes en una conexión tubular.

El "método del anillo" consiste en analizar al miembro principal como una viga curva sujeta a cargas uniformemente repartidas a lo largo del miembro, Fig 3.2. Estas cargas uniformes tratan de representar a las reales. Del análisis de esta viga se obtienen los siguientes resultados

$$V_p = \frac{F}{0.58} \times f(\beta) \quad (3.2)$$

- capacidad total de la conexión proporcional a:

$$T^2 \times L \times f(\beta) \quad (3.3)$$

en donde

$V_p$  = esfuerzo cortante por punzonamiento producido por las cargas equivalentes. Este esfuerzo será definido más adelante pero por ahora se puede considerar como el esfuerzo existente en la conexión

$F_y$  = esfuerzo de fluencia del material

$\gamma$  = relación de radio a espesor en el miembro principal

$f(\beta)$  = factor que toma en cuenta el efecto de la relación de diámetros del miembro principal al secundario que varía de 0 a 1.5 y está definido por Roark, ref 1

$T$  = espesor del miembro principal

$L$  = longitud en donde se extienden las cargas equivalentes.

Kellogg, en su método para la obtención de la resistencia última de una conexión tubular, hace una analogía con el comportamiento de un cilindro circular sujeto a cargas lineales circunferenciales. Este método consiste en calcular primero los esfuerzos en el miembro secundario por medio de la fórmula usual de flexión, figs 3.3 (a) y (b). Este esfuerzo se aplica en la superficie del miembro principal como una carga lineal como se muestra en las figuras 3.3 (c) y (d). La intensidad de la carga lineal debida a las fuerzas axiales se incrementa por 1.5 y se suma a la causada por el momento. La suma de intensidades se

aplica como una carga uniforme alrededor del miembro principal, Fig 3.3(e). Del análisis de este cilindro, si se consideran las propiedades del acero empleado, el máximo esfuerzo longitudinal de flexión  $\sigma$  resulta ser

$$\sigma = \frac{1.17 \sqrt{R}}{T^{1.5}} (q_m + 1.5 q_p) \quad (3.4)$$

donde

R = radio medio del miembro principal

T = espesor del miembro principal

$q_m$  = intensidad máxima de la carga lineal debida al momento flexionante que es igual a  $M/\pi r^2$

M = momento aplicado

r = radio medio del miembro secundario

$q_p$  = intensidad de la carga lineal debida a la fuerza axial aplicada en el miembro secundario.

Para el caso en que la conexión se encuentre sujeta sólo a carga axial y haciendo las transformaciones necesarias, de la ecuación 3.4 se puede obtener

$$FCE = 1.8 \tau \sqrt{\gamma} \quad (3.5)$$

También a partir del método de Kellog se pueden obtener las siguientes ecuaciones

$$V_P = \frac{F_y}{2.34 \times \gamma^{0.5}} \quad (3.6)$$

- capacidad de la conexión proporcional a  $T^{1.5} \times 2\pi R$  (3.7)

donde  $V_p$ ,  $F_y$ ,  $r$ ,  $T$  y  $R$  ya fueron definidas en las expresiones anteriores.

Dundrova y Bijlaard en sus soluciones teóricas a este problema, emplean las ecuaciones clásicas para cascarones de la teoría de la elasticidad desarrolladas por Flügge. Ref 2. Estas ecuaciones diferenciales, que describen los desplazamientos de un cascarón cilíndrico al estar sujeto a flexión y cortante además de las fuerzas de membrana, aparecen en diversas formas pero se considera que las de Flügge son las más exactas. Las fuerzas internas se definen en términos de los desplazamientos ( $u$ ,  $v$ ,  $w$ ) de la superficie media de la pared del cascarón, Fig 3.4. La derivación clásica relaciona los tres desplazamientos al sistema coordenado y a las tres fuerzas actuantes por medio de tres ecuaciones diferenciales parciales simultáneas, dos de ellas de tercer orden y la restante de cuarto.

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1-\nu}{2}(1+k_0) \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} + \frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial s} + \frac{\nu}{a} \frac{\partial w}{\partial x} + \\ + \left( \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^3 w}{\partial x \partial s^2} - \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \right) a k_0 + \frac{X}{D} = 0 \end{aligned} \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned} \frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial s} + \frac{\partial^2 v}{\partial s^2} + \frac{1-\nu}{2}(1+3k_0) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{a} \frac{\partial w}{\partial s} - \\ - \frac{3-\nu}{2} a k_0 \frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial s} + \frac{Y}{D} = 0 \end{aligned} \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\nu}{a} \frac{\partial u}{\partial x} + \left( \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial s^2} - \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} \right) a k_0 + \frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial s} - \frac{3-\nu}{2} a k_0 \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial s} + \\ + \frac{w}{a^2} + k_0 (a^2 \nabla^4 w + 2 \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} + \frac{w}{a^2}) - \frac{Z}{D} = 0 \end{aligned} \quad (3.10)$$

donde

$a$  = radio de la superficie media

$$k_0 = \frac{h^2}{12 a^2}$$

$h$  = espesor del cascarón

$\nu$  = relación de Poisson

$$\nabla^4 w = a^4 \left[ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \left( \frac{\partial^4 w}{\partial^2 x \partial^2 s} \right) + \frac{\partial^4 w}{\partial s^4} \right]$$

$X, Y, Z$  = fuerzas actuantes en las direcciones  $u, v$  y  $w$  respectivamente.

Las ecuaciones diferenciales anteriores son la base de las soluciones propuestas por ambos autores; en lo que difieren es en el método para resolverlas. Bijlaard emplea una serie doble de Fourier, mientras que Dundrova utiliza el principio de la energía de la deformación.

Hasta la fecha, el método teórico implementado por Dundrova es el que describe en mejor forma el problema de la conexión tubular tipo "T" sujeta a una carga axial en el miembro secundario. Este método emplea una carga lineal variable alrededor de la soldadura que une el miembro secundario al principal, lo cual refleja realmente la transferencia de la carga del miembro secundario hacia el principal, situándose esta carga en la mitad de la garganta de la soldadura. Por medio de un sofisticado análisis, Ref 3, Dundrova obtiene que la distribución de esfuerzos en una conexión tipo "T" presenta las características mostradas en la figura 3.1. En la intersección de los miembros se

alcanzan esfuerzos muy superiores al esfuerzo nominal en el miembro secundario siendo este fenómeno uno de los principales problemas de las conexiones tubulares. Este hecho se ha comprobado por medio de análisis por computadora y ensayos experimentales llegándose a tener esfuerzos que varían desde 7 hasta 20 veces el esfuerzo nominal. Una falla de la que adolece este método es el no considerar la resistencia a flexión que ofrece la pared del miembro secundario en la intersección con el principal.

Bijlaard sustituye la carga lineal variable empleada por Dundrova por un campo de fuerzas uniformemente distribuidas con dirección radial actuando sobre un área cuadrada del miembro principal en la intersección con el secundario y con dimensiones por lado igual a  $2r^2$ , siendo  $r$  el radio medio del miembro secundario, Fig 3.4. Este análisis se aplica a conexiones con  $\beta$  pequeñas (menores de 0.2), ya que para valores de  $\beta$  grandes se desarrollan importantes componentes laterales de fuerzas dirigidas perpendicularmente al eje del miembro secundario, lo cual no concuerda con el modo de carga real. También la consideración de una carga uniformemente distribuida sobre un área cuadrada igual a  $4r^2$  produce errores mayores con el incremento de  $\beta$ . En la ref 4, se encuentra la solución según Bijlaard a las ecuaciones diferenciales anteriores.

El método del "Esfuerzo cortante por Punzonamiento" propuesto en 1963 por Johnston, ref 5, y aceptado en 1972 por el American

Petroleum Institute (API) como el método de diseño de las conexiones tubulares, considera que cualquier tipo de carga que se aplique en los miembros secundarios es transmitida al miembro principal por un esfuerzo cortante directo a través de la pared de este último miembro. Su nombre se debe a que cuando el miembro secundario se encuentra sujeto a una carga axial de compresión, el efecto que se tiene en la intersección de ambos miembros es que el miembro secundario "punzona" o trata de penetrar en la pared del miembro principal. Hay que hacer notar que este esfuerzo no es un esfuerzo real, sino un esfuerzo promedio ficticio que resulta de dividir la carga aplicada entre el área sobre la que actúa. En el capítulo IV se hace una exposición mucho más amplia del método por ser un criterio de diseño bastante aceptado.

Dado que los métodos descritos anteriormente presentan algunas limitaciones y como el problema de la concentración de esfuerzos era una cuestión que requería ser resuelta para poder obtener diseños más racionales, surgió la necesidad de hallar un método que determinara el rango de valores que podrían alcanzar los esfuerzos amplificados en forma más precisa. Gracias al empleo del método del elemento finito a través de programas de computadora el problema ha sido resuelto con muy buena aproximación, pero al igual que otros métodos, el del elemento finito también tiene ciertas limitaciones, siendo entre las más importantes las dificultades para poder modelar, tridimensionalmente, la soldadura que sirve de unión entre ambos miembros, así como lo costoso

que resulta el tomar en cuenta la no linealidad del material, como también los problemas para modelar la fractura del material. Estas limitaciones sí se podrían eliminar pero la solución del problema sería muy costosa, de tal forma que por lo que se ha optado es trabajar con el método como se encuentra resuelto, por ejemplo, por el programa de elementos finitos SAP6, ref 6, el cual resuelve el problema en el intervalo elástico. Dentro de estas limitaciones los resultados que se obtienen son bastante aceptables.

La aplicación de este método no fue muy popular inmediatamente ya que hasta antes de 1965 no se contaban con las herramientas necesarias para resolver rápidamente el problema. Con el mejoramiento de las computadoras y la creación de mejores métodos de programación, el elemento finito apareció como el método más conveniente para la solución de la conexión tubular debido a su capacidad para reproducir geometrías y condiciones límite complejas. De los primeros trabajos que emplearon este método destaca el realizado por Ray Clough, ref 7, el cual ayudó a investigadores posteriores como Johnston, Felippa, Greste y Scordelis a evidenciar las ventajas de la solución con elementos finitos respecto a las soluciones numéricas del problema de cascarones.

El método consiste en dividir al espécimen en estudio en pequeños elementos que pueden ser triangulares o cuadrangulares formando una especie de cuadrícula que recibe el nombre de malla; mientras más pequeños sean los elementos, mayor será la precisión

de los resultados. Como la zona de intersección entre los miembros principal y secundario es en donde se presenta la mayor concentración de esfuerzos, conviene que los elementos en esa zona sean más pequeños que en las restantes, pero teniendo cuidado de no perder la característica de curvatura del miembro. En la figura 3.5 se muestra una malla típica (empleada en la aplicación de este método). Los resultados que se obtienen son los esfuerzos y desplazamientos en cada punto nodal, teniéndose de esta forma una amplia información de los esfuerzos a lo largo de ambos miembros.

Dentro de los diversos trabajos acerca del elemento finito y obtención de los factores de concentración de esfuerzos, sobresale el publicado por Kuang et al, ref 8, quienes con base en estudios paramétricos -estudios de la influencia de  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  y  $\tau$ - presentan expresiones para calcular dichos factores para distintos tipos de conexiones sujetas a diferentes condiciones de carga.

De dicho estudio se ha determinado por ejemplo, que conforme se incrementa el valor de  $\gamma$  se tiene un incremento en los factores de concentración de esfuerzos en la zona crítica y disminución en la rigidez radial, fig 3,6. El factor  $\beta$  también influye en la forma de la distribución de esfuerzos en la zona crítica. Así, para valores pequeños de  $\beta$  la mayor parte de la carga se transmite en la zona de la cresta de la conexión, fig 3.7(a); a medida que aumenta  $\beta$  los esfuerzos principales van incrementándose en la zona del valle y disminuyendo en la zona de la cresta

de la conexión, figs 3.7 (b) y (c). La cresta de la conexión es la zona de intersección de ambos miembros localizada en la parte más elevada del miembro principal; el valle también es la zona de intersección de ambos miembros pero localizada en los costados de la conexión (ver fig 5.7). El parámetro  $\tau$  es una medida de la rigidez a flexión relativa del miembro principal y secundario.

Existen dos parámetros,  $\alpha$  y  $\zeta$ , que están asociados a dos tipos de conexiones específicas. Por ejemplo,  $\zeta$  aparece únicamente en las conexiones tipo "K"; el parámetro  $\alpha$  no tiene relevancia importante en este tipo de conexiones ya que éstas trabajan sólo con cargas axiales, mientras que las conexiones en las que aparecen momentos flexionantes (cortantes), es necesario definir la longitud del miembro principal.

Se ha comprobado experimentalmente que estas expresiones dan una muy buena predicción de los factores de concentración de esfuerzos, por lo que su empleo es aceptable en el proceso de diseño de las conexiones tubulares. En la tabla 3.1 se presentan dichas expresiones.

## CAPITULO IV

### CRITERIOS DE DISEÑO POR RESISTENCIA ULTIMA DE LAS CONEXIONES TUBULARES

En el capítulo anterior se mencionaron varios métodos de análisis de las conexiones tubulares indicándose que algunos de ellos han contribuido a obtener expresiones de diseño. Su principal característica es la naturaleza eminentemente teórica de su desarrollo, hecho que ha limitado bastante su aplicación práctica.

En este capítulo se mencionarán brevemente algunos de los resultados obtenidos experimentalmente por diversos autores así como una exposición del método empleado por el American Petroleum Institute (API) y el Reglamento Noruego para el Diseño, Construcción e Inspección de Estructuras Marinas Det Norske Veritas.

Todas las expresiones que a continuación aparecen están obtenidas a partir de resultados experimentales por lo que los valores finales de diseño varían de acuerdo al criterio empleado por los autores. Algunos toman en cuenta resultados de experimentos realizados en modelos muy pequeños mientras que otros no consideran estos resultados y además establecen otras condiciones para su inclusión dentro de los resultados que servirán de base en la obtención de las expresiones de diseño.

Por ejemplo, algunos autores únicamente toman en cuenta aquellos especímenes que fueron instrumentados de tal forma que registrarán deformaciones durante la realización de la prueba, o registrarán cargas que se consideraron como últimas al sufrir el espécimen deformaciones muy grandes. Como consecuencia de esta selección de datos, se obtuvieron mejores expresiones de diseño por resistencia última.

#### 4.1 Reglamento del American Petroleum Institute, ref 9

El reglamento del American Petroleum Institute (API RP 2A), estipula expresiones para las resistencias admisibles de una conexión tubular en términos de esfuerzos. El proceso de diseño de una conexión consiste, según este reglamento, en:

1° Calcular un esfuerzo llamado "actuante" que es igual a:

$$v_p \text{ actuante} = \tau \left( \frac{f_a \operatorname{sen} \theta}{K_a} + \frac{f_b}{K_b} \right)$$

2° Calcular un esfuerzo permisible definido como

$$v_p \text{ permisible} = Q_q Q_p Q_f \frac{f_y}{0.9 \gamma^{0.7}} \leq 0.4 f_y$$

3° Comparar el  $v_p$  actuante con el  $v_p$  permisible. Si éste último es mayor que el primero, el diseño está correcto; de no ser así, habrá que modificar la conexión y repetir el proceso anterior.

En este proceso de diseño por resistencia última estática adoptado por el API, se tiene como base primordial el criterio denominado de "esfuerzo cortante por punzonamiento". Este criterio considera que la falla de la conexión se produce alrededor del perímetro del miembro secundario por medio de un esfuerzo cortante de punzonamiento. Es decir, el criterio establece que cualquier tipo de carga aplicada al miembro secundario (carga axial o momento flexionante) es transmitida en forma uniforme a la pared del miembro principal por el esfuerzo cortante ya mencionado.

Por medio de estudios analíticos y experimentales, ref 10, se ha determinado que la distribución real de esfuerzos en una conexión tubular no es uniforme, ya que se tiene una zona en el miembro principal en la que existe una gran concentración de esfuerzos, siendo el esfuerzo en esta área (hot spot) varias veces mayor que el esfuerzo nominal existente en el miembro secundario e incluso mayor que el esfuerzo de fluencia del material, teniendo grandes deformaciones en esta área debido a la plastificación de la misma.

Debe tenerse muy presente que el esfuerzo cortante por punzonamiento no es un esfuerzo real; es sólo una manera de definir las fuerzas o momentos actuantes para compararlo con un esfuerzo cortante resistente, y no significa que el modo de falla sea por punzonamiento.

A pesar de las deficiencias de este criterio ya expuestas, su uso ha sido aceptado ampliamente ya que el esfuerzo cortante por punzonamiento es un concepto sencillo de visualizar. Este esfuerzo cortante es igual a la carga aplicada en el miembro secundario dividida por el espesor del miembro principal y la circunferencia del miembro secundario, como se ve en la figura 4.1.

Así, la expresión que se obtiene es:

$$v_p \text{ actuante} = \frac{P_u}{2\pi rT} \quad (4.1)$$

en donde:

$P_u$  = carga última aplicada en la conexión

$r$  = radio del miembro secundario

$T$  = espesor del miembro principal

A partir de que este criterio fue propuesto en 1972 se han realizado diversas investigaciones tratando de verificar su validez; sin embargo, en lugar de buscar o introducir alguna otra expresión completamente diferente, se ha optado por tratar de mejorar la expresión original agregándole términos que tomen en cuenta diversas condiciones geométricas o de carga. Así por ejemplo se han introducido coeficientes que reflejan la influencia de los parámetros adimensionales ( $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $\tau$ , etc), la geometría de la conexión así como las condiciones de carga. Estas variables se estudian más adelante.

La expresión 4.1 es válida únicamente para conexiones simples sujetas a carga axial. Se ha desarrollado una ecuación, en función de esfuerzos, aplicable para conexiones sujetas a carga axial y momento flexionante en el plano, o fuera de él, de la conexión, que es

$$v_p = \tau \left( \frac{f_a \operatorname{sen} \theta}{K_a} + \frac{f_b}{K_b} \right) \quad (4.2)$$

donde:

$v_p$  = esfuerzo cortante por punzonamiento actuante

$\tau = \frac{t}{T}$

$f_a$  = esfuerzo nominal axial

$f_b$  = esfuerzo nominal producido por momento flexionante

$$= \sqrt{f_{by}^2 + f_{bz}^2}$$

$f_{by}$  = esfuerzo de flexión en el plano de la conexión

$f_{bz}$  = esfuerzo de flexión fuera del plano de la conexión

$\theta$  = ángulo entre los ejes de los miembros principal y secundario

$K_a, K_b$  = coeficientes que toman en cuenta la geometría de la conexión. Estos coeficientes pueden ser obtenidos de la figura 2.5.5.2 de la Ref 9, o por medio de las siguientes expresiones:

$$K_a = \frac{1 + \operatorname{sen}\theta}{2 \operatorname{sen}\theta} \quad \text{para carga axial}$$

$$K_b = \frac{1 + 3 \operatorname{sen}\theta}{4 \operatorname{sen}^2\theta} \quad \text{para flexión en el plano de la conexión}$$

$$K_b = \frac{3 + \operatorname{sen}\theta}{4 \operatorname{sen}^2\theta} \quad \text{para flexión fuera del plano de la conexión}$$

En el diseño de las conexiones tubulares, el cortante por punzonamiento actuante no debe exceder un cortante permisible que ha sido determinado y mejorado con base en resultados experimentales. Este cortante permisible se define como

$$v_p \text{ permisible} = Q_q Q_p Q_f \frac{f_y}{0.9 \gamma^{0.7}} \quad (4.3)$$

el cual a su vez no debe exceder al esfuerzo cortante permisible especificado por el AISC, Ref 11, es decir que

$$\tau \left( \frac{f_a \operatorname{sen}\theta}{K_a} + \frac{f_b}{K_b} \right) \leq Q_q Q_p Q_f \frac{f_y}{0.9 \gamma^{0.7}} < 0.4 F_y$$

A continuación se explicará brevemente el por qué de los términos  $Q$  introducidos en la expresión (4.3).

A partir de varias pruebas realizadas por diversos autores, refs 12, 13, 14 y 15, se construyó una gráfica de  $\gamma$  vs  $v_p/F_y$ , siendo

$v_p$  = esfuerzo cortante por punzonamiento

$F_y$  = esfuerzo de fluencia del material

$\gamma$  = R/T

y obteniéndose una curva como la mostrada en la figura 4.2. Para esta figura se encontró que la ecuación de la curva propuesta era

$$v_p \text{ último} = \frac{F_y}{0.5 \gamma^{0.7}} \quad (4.4)$$

y si se introduce un factor de seguridad (F.S.) de 1.8, se obtiene el término  $\frac{F_y}{0.9 \gamma^{0.7}}$  de la ecuación (4.3). Hay que hacer notar que el  $v_p$  de la expresión (4.4) es aplicable cuando  $\gamma > 7$ , ya que para  $\gamma < 7$  rige el criterio de Von Mises, el cual establece que para  $\gamma < 7$

$$v_p = \frac{F_y}{\sqrt{3}} = 0.57 F_y$$

en donde, si introducimos un factor de seguridad para obtener un  $v_p$  máximo, se obtiene que  $v_p$  máximo =  $0.4 F_y$ , valor que corresponde al especificado por el AISC.

En la expresión 4.3, el factor  $Q_f$  refleja la influencia de los altos esfuerzos nominales que pudieran existir al aplicar una carga en el miembro principal, reduciendo de esta forma la capacidad del esfuerzo cortante por punzonamiento de la conexión. Los valores que toma  $Q_f$  están dados por las siguientes expresiones:

$$Q_f = 1.22 - 0.5 U \quad \text{para} \quad U > 0.44$$

$$Q_f = 1.0 \quad \text{para} \quad U \leq 0.44$$

en donde

$$U = \frac{P'}{A_y A_c}$$

siendo

$P'$  = carga aplicada en el miembro principal

$F_y$  = esfuerzo de fluencia del material en cuestión

$A_c$  = área del miembro principal

El término  $Q_p$  de la expresión 4.3 es un factor de reserva plástico que toma en cuenta la interacción favorable entre la carga axial y el momento flexionante actuantes en la conexión y está dado por

$$Q_p = \cos \left| \frac{\pi}{2} \left( \frac{f_a}{f_a + f_b} \right) \right| + \left( \frac{f_a}{f_a + f_b} \right)$$

donde

$f_a$  = esfuerzo nominal axial en el miembro secundario

$f_b$  = esfuerzo nominal de flexión en el miembro secundario

El concepto de  $Q_p$  se puede entender mejor observando la figura 4.3 que muestra la resistencia plástica de un tubo sujeto a carga axial y momento flexionante.

Por lo que toca al factor  $Q_q$  de la misma expresión 4.3, éste refleja la influencia del tipo de carga así como la geometría de

la conexión. Las cargas de tensión, compresión, flexión dentro del plano y flexión fuera del plano de la conexión son tratadas en forma separada. De igual manera, las conexiones tipo "K", "T" y "DT" con diferentes parámetros  $\beta$ ,  $\eta$  y  $\zeta$  se tratan en forma distinta. Debido a que se obtienen varias combinaciones de las condiciones anteriores, se ha elaborado una tabla que contiene todos los casos posibles., Ver tabla 2.5.5 de la ref 9.

#### 4.2 Reglamento Det Norske Veritas (DNV), ref 16

Al igual que el reglamento del API, este reglamento emplea el concepto del esfuerzo cortante por punzonamiento  $v_p$  para definir al esfuerzo cortante actuante en la conexión:

$$v_p \text{ actuante} = \frac{t}{T} \frac{2 \text{ Sen}^2 \theta}{1 + \text{Sen} \theta} f_a \quad (4.5)$$

el cual no debe exceder al menor valor proporcionado por las dos siguientes ecuaciones

$$v_p \text{ permisible} = \frac{f_y}{\sqrt{3}} \frac{1}{\gamma_m K} \quad (4.6)$$

$$v_p \text{ permisible} = f_{u_k} \frac{1}{\gamma_m K}$$

en donde

$t$  = espesor del miembro secundario

$T$  = espesor del miembro principal

$\theta$  = ángulo entre miembros principal y secundario

$f_a$  = esfuerzo nominal axial en el miembro secundario

$\gamma_m$  = coeficiente del material cuyo valor es igual a 1.15 para

el caso de diseño elástico

$K$  = factor que depende de las características de resistencia y que el reglamento estipula igual a 1.15

$f_y$  = esfuerzo de fluencia del material

$f_{u_k}$  = factor que está en función de los parámetros  $\gamma$ ,  $\beta$  y  $\theta$  por lo que éste variará para cada tipo de conexión. Su valor se puede obtener de la figura C6.7 apéndice C de la ref 16.

La ecuación (4.5) sólo considera que la conexión está sujeta a cargas de tensión o compresión en los miembros secundarios. En caso de existir momento flexionante, este reglamento establece que para momento fuera del plano de la conexión habrá que incluir su efecto en el término  $f_a$  siempre y cuando  $\beta > 0.85$ .

En el caso de las conexiones tipo "K" sin traslapes, Det Norske Veritas hace las siguientes consideraciones:

- a) Los términos  $V_p$  actuante, ecuación (4.5), y  $f_{u_k}$  sólo se refieren al miembro secundario sujeto a compresión
- b) La conexión "K" se considerará como dos conexiones tipo "Y" por separado si

$$P_1 \text{Sen} \theta_1 \neq P_2 \text{Sen} \theta_2$$

o si

$$\frac{a}{D} = g < g_0$$

en donde  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ,  $a$  y  $g$  están indicadas en la mencionada

figura C6.7 mientras que  $g_0$  se obtienen de la figura C6.8 de la misma ref 16.

Las fórmulas de diseño establecidas por el Det Norske Veritas son similares a las del API. La ecuación (4.5) es exactamente el primer término de la ecuación (4.2) tomando en cuenta que  $K_a = (1 + \text{Sen}\theta)/\text{Sen}^2\theta$ . El criterio de Von Mises que sirve de límite superior en el API y aparece dibujado en la figura 4.2 como la línea horizontal superior, está afectado en este reglamento por los términos  $\gamma_m$  y  $K$ . Si sustituimos estos términos por sus valores (1.15 para ambos términos), se obtiene

$$v_p = \frac{F_y}{(1.15)(1.15)\sqrt{3}} = 0.44 F_y$$

Este valor es similar al especificado por el AISC para el caso de  $\gamma < 7$ .

#### 4.3 Otros criterios de diseño por resistencia última

En el diseño de las conexiones tubulares por resistencia última existen varias expresiones basadas en ensayos llevados a cabo por diversos autores. Entre estos trabajos destacan los realizados por Reber, ref 15; Pan et al, ref 17; Yura et al, ref 18; Kurobane et al, ref 19; y Sparrow y Stamenkovic, ref 20.

Reber propone una sola expresión para el diseño de las conexiones tipos "Y", "T" y "K" sujetas únicamente a carga axial en los miembros secundarios y con la restricción de que  $0.25 < \beta < 0.75$ . Para predecir los esfuerzos elásticos en las conexiones empleó

varios programas de computadora desarrollados por Scordelis, ref 21 y Clough, ref 22. Con estos programas obtuvo un factor  $K$ , en función de  $D$ ,  $d$  y  $T$ , para determinar el efecto de estas variables sobre el esfuerzo máximo en la zona del "hot spot". Para las conexiones "T" este factor es igual a

$$K = \frac{0.62 D^{0.70}}{T^{1.6} d^{1.1}} \quad (4.8)$$

en donde

$K$  es el factor de esfuerzo, en pulgadas elevadas a la menos dos

$D$ ,  $d$  y  $T$  son variables cuyo significado es el mismo que el indicado en el capítulo II, todas en pulgadas.

Para las conexiones tipo "Y", obtuvo la siguiente expresión:

$$\text{Máximo esfuerzo} = KP \text{Sen}^{1.5} \theta \quad (4.9)$$

en la que

$K$  es el factor dado por la ecuación (4.8)

$P$  es la carga axial en el miembro secundario, en kips

$\theta$  es el ángulo entre los miembros principal y secundario

Para obtener el esfuerzo máximo en las conexiones tipo "K", Reber hizo una modificación a los resultados de las conexiones tipo "Y". Para ello analizó varias conexiones tipos "Y", "T" y "K" con geometrías similares sujetas al mismo tipo de carga. También realizó un estudio de la relación entre carga última ( $P_u$ ) y la de

fluencia ( $P_y$ ) para varios aceros. De esta investigación, Reber concluyó que una conexión tipo "K" puede analizarse como 2 conexiones tipo "Y" independientes considerando que para cada miembro secundario se tiene

$$\frac{P_u}{P_y} = 5.4$$

o en término de esfuerzos

$$\text{esfuerzo máximo} = 5.4 F_y \quad (4.10)$$

Como esta ecuación (4.10) expresa el esfuerzo máximo elástico que puede soportar una conexión "Y" antes de la falla, se puede igualar a la ecuación (4.9) obteniéndose

$$P_u = \frac{5.4 F_y}{K \text{Sen}^{1.5} \theta} \quad (4.11)$$

donde K queda definido por la ecuación (4.8)

Mediante la comparación de la carga última obtenida con la ecuación (4.11) y la registrada en los ensayos, Reber obtuvo una relación de capacidad teórica entre capacidad medida de 0.91 por lo que se concluye que la ecuación (4.11) sí da una buena aproximación de la carga última que resiste una conexión al estar sujeta a carga axial, ya sea tipo "Y", "T" o "K", tratándose esta última como dos conexiones "Y".

Las expresiones presentadas por Pan, Plumer y Kuang están basadas en una lista muy extensa de resultados de ensayos (214

conexiones tipo "K" y 132 tipos "T", "Y" y "X") realizados por varios autores que cubren una mayor cantidad de configuraciones que las investigadas por Reber. En estas expresiones de diseño se considera que la resistencia última de la conexión depende de  $T$ ,  $F_y$ ,  $\beta$ ,  $2\gamma$ ,  $\theta$  y  $\zeta$ , teniendo dichas expresiones la siguiente forma

$$P_u = \sigma_y T^2 f_1(\beta) \cdot f_2(2\gamma) \cdot f_3(\theta) \cdot f_4(\zeta)$$

Estos autores consideran que cada función adimensional  $f_1$ ,  $f_2$ ,  $f_3$  y  $f_4$ , tienen una influencia independiente sobre la resistencia de la conexión y, por lo tanto, pueden ser evaluadas por separado una por una manteniendo las restantes fijas.

Del análisis que realizaron Pan et al, hallaron que, por ejemplo, para las conexiones tipo "X" las expresiones de resistencia última son:

- para tensión

$$P_u = 22.75 \sigma_y T^2 \beta^{0.64} / \text{Sen}\theta \quad \text{para} \quad 0.19 \leq \beta \leq 0.8 \quad (4.12)$$

$$P_u = 41.5 \sigma_y T^2 \beta^{3.42} / \text{Sen}\theta \quad \text{para} \quad 0.8 \leq \beta \leq 1 \quad (4.13)$$

$$30^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$$

- para compresión

$$P_u = 16.31 \sigma_y T^2 \beta^{0.64} / \text{Sen}\theta \quad \text{para} \quad 0.19 \leq \beta \leq 0.8 \quad (4.14)$$

$$P_u = 30 \sigma_y T^2 \beta^{0.67} / \text{Sen}\theta \quad \text{para} \quad 0.8 \leq \beta \leq 1 \quad (4.15)$$

$$\leq \theta \leq 90^\circ$$

Las expresiones de resistencia última para las conexiones tipo "K" y "Y" son similares a las anteriores y pueden consultarse en la ref 17. Los autores señalan que en las expresiones que proponen no se considera implícito algún factor de seguridad sino que más bien las fórmulas son un límite inferior de los datos disponibles por lo que la posibilidad de falla es remota; se deja al criterio del diseñador la asignación de factores de seguridad adicionales.

Por otra parte, hay que hacer notar que una gran mayoría de los especímenes en que estuvieron basadas estas expresiones tenían dimensiones muy pequeñas tanto en el diámetro principal como en el secundario (se tenían diámetros de 2 a 10 cm en el miembro principal), aunque los parámetros  $\beta$  y  $\gamma$  estaban comprendidos en rangos comunes empleados en la práctica:  $0.15 \leq \beta \leq 0.8$  y  $10 \leq \gamma \leq 50$ .

Al igual que Pan et al, Yura, Zetlemoyer y Edwards también desarrollaron sus fórmulas a partir de publicaciones de resultados obtenidos por otros autores, pero en el análisis que ellos hacen toman en cuenta sólo aquellas conexiones en las que el diámetro del miembro principal es mayor de 14 cm. Además sólo consideran aquellos trabajos en que se publican las propiedades del material empleado y cuentan con registro de deformaciones y límite de capacidad en los especímenes. En total fueron 137 las pruebas que cumplieron las restricciones impuestas, teniéndose

conexiones simples tipos "T", "Y", "K" y "DT" sujetas a distintas condiciones de carga, como carga axial de tensión o compresión y momento flexionante dentro o fuera del plano de la conexión. Otra consideración importante hecha por estos autores fue el definir la condición de falla de la conexión. Consideraron como capacidad útil de la conexión a la carga menor dada por los 3 siguientes criterios

- 1° carga máxima alcanzada durante el ensaye
- 2° carga asociada con la primera grieta que apareció durante el ensaye (para pruebas de tensión)
- 3° carga asociada a un límite de deformación excesiva.

Para carga axial se consideró que el miembro secundario alcanzaría su límite de deformación cuando ésta fuera igual a 4 veces la deformación de fluencia. Además se consideró que el límite práctico de comparación de deformación local de la conexión en cada extremo del miembro secundario fuera igual a 2 veces la deformación de fluencia del miembro secundario. Así, el límite de deformación  $\Delta$  se definió como

$$\Delta = \frac{2F_y L}{E} \quad (4.16)$$

donde

L = longitud del miembro secundario

E = módulo de Young

Debido a que se trabajaron con modelos representativos de las

conexiones, en el cálculo del límite de deformación se empleó una L igual a 30 veces el diámetro del miembro secundario.

El método empleado para obtener las ecuaciones de resistencia última fue el mismo que emplearon Washio et al y Pan et al, es decir se encontraron curvas límite que comprendían a la mayoría de los resultados obtenidos y las ecuaciones que describían el comportamiento de esa curva límite era la expresión buscada. Estas expresiones se dan en la tabla 4.2.

En este trabajo los parámetros más importantes tuvieron un rango de variación muy amplio para los distintos tipos de conexiones (T, Y, DT, y K) así como el tipo de carga al que estuvieron sujetos. En general se tuvo  $0.17 \leq \beta \leq 1.0$  y  $10 \leq \gamma \leq 50$ .

Yoshiaki Kurobane, con base en análisis de regresiones múltiples en 747 resultados de ensayos, propone unas expresiones para el cálculo de la resistencia última de conexiones tubulares simples tipos "X", "Y" y "K" sujetas a cargas axiales de tensión o compresión. Así, para las conexiones tipo "X" propone

- para tensión

$$P_u = \frac{2.42}{1 - 0.813\beta} \left(\frac{D}{T}\right)^{0.322} \left(\frac{L}{D}\right)^{0.24} \frac{T^2 \sigma_y}{\text{Sen}\theta} \quad (4.17)$$

- para compresión

$$P_u = \frac{7.36}{1 - 0.813\beta} \left(\frac{D}{T}\right)^{-0.035} \frac{T^2 \sigma_y}{\text{Sen}\theta} \quad (4.18)$$

Las demás expresiones se pueden consultar en la fig 2 de la ref 19, así como los rangos de variación de algunos parámetros en los que son aplicables estas fórmulas.

En el trabajo desarrollado por Sparrow y Stamenkovic sólo se analizan las conexiones tipo "T" sujetas a carga axial en el miembro secundario y a momento flexionante dentro del plano, y a la combinación de carga axial y momento flexionante. Por medio de análisis de regresión lineal se obtuvieron las siguientes expresiones:

- para carga axial únicamente

$$P_u = \sigma_y T^2 (40\beta - 0.74\gamma - 0.9\tau - 19) \quad (4.19)$$

válida para  $0.4 \leq \beta \leq 1.0$  y  $15 \leq \gamma \leq 45$

- para momento dentro del parámetro únicamente

$$M_u = \sigma_y DT (27\beta + 0.5\gamma - 4\tau - 18) \quad (4.20)$$

válida para  $0.5 \leq \beta \leq 1.0$  y  $\gamma \geq 20$

Si se quiere obtener la resistencia última de una conexión tipo "T" sujeta a momento dentro del plano pero con  $\beta \leq 0.5$  y  $\gamma \leq 20$ , se multiplica el  $M_u$  anterior por un factor de 0.75.

Para la combinación de carga axial y momento flexionante, se puede emplear la siguiente relación

$$\frac{P}{P_u} + \frac{M}{M_u} \leq 1.0 \quad (4.21)$$

válida para  $0.4 \leq \beta \leq 1.0$  y  $15 \leq \gamma \leq 40$ , en donde P y M son la carga axial y el momento aplicados en la conexión respectivamente.  $P_u$  y  $M_u$  se obtienen mediante las expresiones ya expuestas anteriormente.

## CAPITULO V

### ESTUDIOS ANALITICOS Y EXPERIMENTALES DE CONEXIONES TUBULARES "EN CRUZ"

Las pruebas experimentales que se describen a continuación fueron realizadas en el Instituto de Ingeniería de la UNAM y forman parte de un proyecto de investigación de dicho Instituto. Previamente a estos ensayos se realizaron dos ensayos más (T1A y C1) cuyos resultados se pueden consultar en la ref 23.

Estas pruebas consistieron en ensayar tres conexiones tubulares "en cruz" bajo cargas axiales de compresión y tensión en los miembros secundarios. Los estudios analíticos de las conexiones se realizaron mediante programas de computadora basados en el método del elemento finito.

#### 5.1. Descripción de los especímenes

Los especímenes ensayados fueron tres conexiones tubulares "en cruz", dos de las cuales estuvieron sujetas a carga axial de compresión y la otra a carga axial de tensión.

Para distinguir a un espécimen de otro, éstos fueron designados de la siguiente forma:

- T2, espécimen sujeto a carga axial de tensión en el miembro secundario
- C2 y C3, sujetos a carga axial de compresión en el miembro secundario

Todos estos especímenes fueron construidos en una fábrica nacional de plataformas marinas con los procedimientos usuales para la construcción de ellas. En la tabla 5.1 se resumen las dimen-

siones y parámetros característicos de cada uno de los especímenes ensayados tanto en la primera etapa, ref 23, como en ésta última. Puede observarse que el modelo C3 posee una mayor altura  $h$  que los restantes así como mayores espesores,  $t$  y  $T$ , en los miembros secundario y principal; las magnitudes de los diámetros  $d$  y  $D$  correspondientes a los miembros secundario y principal y la longitud total  $L$ , fig 5.1, del miembro principal se mantuvieron constantes durante los tres ensayos correspondientes a esta última etapa. También puede verse que la relación  $D/L$  de todos los especímenes es menor a 0.25 ya que, en base a resultados previos, se ha determinado que para relaciones de  $D/L$  mayores a 0.25 se tienen longitudes cortas del miembro principal lo cual provoca que este miembro se ovale y aplaste para cargas menores que las correspondientes a especímenes semejantes con relaciones de  $D/L$  menores al encontrarse sujetos a compresión.

## 5.2. Marcos de carga y sistema de carga

Para el ensaye de los modelos T2 y C2 se empleó una máquina universal marca Losenhuasenwerk, propiedad del Instituto de Ingeniería, mientras que para el espécimen C3 se utilizó un marco de carga también propiedad del Instituto.

Al espécimen T2 se le soldaron dos placas de acero de una pulgada de espesor a las que se les adaptaron sistemas de fijación diseñados para resistir fuerzas de tensión así como para fijarse a la máquina universal. Este sistema consistió en unas piezas de

acero con pasador que en conjunto formaban una articulación y así se garantizó que las cargas aplicadas fueran colineales. En las figuras 5.2 y 5.3 se muestran las piezas a que se hace referencia y la disposición final del ensaye.

Con la misma idea que en el ensaye del espécimen T2, para el C2 se diseñó otro sistema de carga que garantizara que las cargas de compresión aplicadas por la máquina universal fueran colineales y así evitar posibles excentricidades en la aplicación de las cargas. Este sistema consistió en colocar una cabeza esférica en la parte inferior del espécimen la cual podía girar conforme la base del modelo se fuera deformando, teniéndose siempre una carga axial y colineal con el eje del miembro secundario inferior. En la parte superior no fue necesario colocar este dispositivo ya que la máquina universal posee un aditamento interno que hace posible que la carga sea colineal con el eje del miembro que se está probando. En la fig 5.4 se muestra el sistema de fijación del espécimen C2.

Debido a que el modelo C3 presentó una altura  $h$  mayor que los dos anteriores, se tuvo que emplear un marco de carga de acero, cuyas características se muestran en la fig 5.5. El sistema de fijación fue similar al del C2 pero ahora sí se tuvo que colocar otra cabeza esférica en la parte superior además de una placa en donde entrara el complemento de la cabeza esférica. En la fig 5.6 se presenta la disposición final del ensaye.

Para los especímenes T2 y C2 las cargas de tensión y compresión fueron dadas por la máquina universal mientras que en el espécimen C3, debido a que se ensayó en un marco de carga distinto, la carga fue aplicada a través de un gato hidráulico de acción simple marca Enerpac cuya capacidad fue de 100 ton.

### 5.3. Obtención de las propiedades mecánicas del acero de las conexiones tubulares

Las propiedades mecánicas más importantes del acero de las conexiones tubulares como lo son el esfuerzo de fluencia, el esfuerzo máximo resistente y el módulo de elasticidad, se determinaron de probetas obtenidas de los especímenes después de los ensayos. Por medio de una sierra se cortaron tres probetas de cada uno de los especímenes, las que se obtuvieron de la parte extrema del miembro principal en su parte superior, zona que fue sometida durante los ensayos a esfuerzos que se consideran no modificaron las propiedades mecánicas en estudio. Las características de las probetas y la forma de ensaye siguieron las normas ASTM A 370-71 para la obtención de las propiedades mecánicas del acero (Standard Methods and Definitions of Mechanical Testing of Steel Products). El ensaye de las probetas se realizó con la ayuda de un graficador, con el cual se pudo determinar la curva esfuerzo-deformación requerida para la obtención de las propiedades mecánicas en cuestión.

#### 5.4. Instrumentación de los ensayos y obtención de datos

En todos los especímenes se emplearon los siguientes instrumentos:

- a) Deformímetros eléctricos (strain gages), que miden las deformaciones que sufre el material conforme se aplican las cargas;
- b) micrómetros mecánicos para medir desplazamientos del espécimen;
- c) medidores de desplazamientos eléctricos (DCDT), que tienen la misma función que los micrómetros, pero en vez de hacerlo a través de un sistema de relojería lo hacen por medio de impulsos eléctricos;
- d) celdas de carga, cuya función es indicar cuánta carga está siendo aplicada por el gato hidráulico en realidad;
- e) graficador, el cual dibuja simultáneamente la carga aplicada y el desplazamiento que va teniendo el espécimen. Este aparato dibuja en cuanto recibe las señales eléctricas mandadas por el DCDT y la celda de carga;
- f) amplificador, que funciona como fuente de energía para los DCDT, la celda de carga y el graficador, pero que además ayuda a amplificar la señal eléctrica de los anteriores instrumentos;
- g) equipo digital Vishay/Ellis model 20, el cual sirve para registrar las deformaciones que van midiendo los deformímetros eléctricos (strain gages). Este equipo digital consta de un

indicador digital de deformación, un control de registros, dos unidades de calibración (balance) y una impresora.

La razón por la que se emplearon micrómetros y DCDT fue para comprobar que las mediciones registradas por uno fueran las mismas o similares por el otro. Esta comprobación se fue realizando durante toda la duración de los ensayos. De la misma manera, la disposición de los deformímetros tenía que ser de tal forma que se pudiera confiar en la veracidad de las lecturas. Para ello, en los especímenes T1A y C1 previamente ensayados, ref 23, se colocaron varios deformímetros alrededor de la intersección de los miembros secundario y principal en forma simétrica para comprobar este hecho, el cual resultó positivo. Como los especímenes T2, C2 y C3 estuvieron sujetos al mismo tipo de carga que los T1A y C1, ya no fue necesario colocar el mismo número de deformímetros sino una cantidad menor. En la fig 5.7 se muestra la disposición final de los deformímetros, micrómetros y DCDT empleados durante el ensayo del espécimen C3. La disposición de estos instrumentos en los especímenes T2 y C2 fue similar a la mostrada, pero en lugar de colocar 16 deformímetros, como en el caso del C3, en estos dos últimos se colocaron 22.

#### 5.5. Descripción de los ensayos

En todos los ensayos primero se sometió al espécimen a niveles de carga muy bajos para verificar que la instrumentación estuviera trabajando aceptablemente o como en el caso de los deformímetros, éstos registraran lecturas similares en posiciones simétricas. Una vez que se comprobó el buen funcionamiento de los

instrumentos de medición y de carga se procedió a aumentar progresivamente la carga hasta un 40 ó 50% de la carga última estimada para después volver a descargar hasta un nivel muy bajo. En todas las pruebas, invariablemente, se realizaron varios ciclos hasta este nivel de carga y después se descargaba con el fin de observar las características del comportamiento histerético de la conexión. Una vez hecho lo anterior se procedía a aumentar progresivamente la carga hasta que el espécimen fallara.

Antes de pasar a comentar los resultados obtenidos durante el ensayo de los especímenes T2, C2 y C3, describiré brevemente los modos más comunes de falla que se presentan en una conexión tubular.

- a) Falla en compresión que se caracteriza por el pandeo local del miembro principal en la región cercana a la soldadura;
- b) la falla en tensión se caracteriza por un agrietamiento que se inicia en el miembro principal en la región al pie de la soldadura además de un ovalamiento del miembro principal;
- c) otro tipo de falla en tensión se presenta en el miembro secundario de la conexión, el cual comienza a alargarse, produciéndose la fractura en él;
- d) falla por pandeo local en el miembro secundario;
- e) por último está la falla conocida como falla por desgarramiento laminar, que en realidad es un problema metalúrgico originado por el proceso de laminación del material; el problema se vuelve más crítico para espesores mayores de 2.5 cm,

ref 8, y se produce en la región que rodea a la soldadura.

Estos modos de falla se presentan en la fig 5.8.

## 5.6. Resultados

En la fig 5.9 se muestran las curvas carga-desplazamiento axial vertical de los especímenes T2, C2, y C3. A partir de ellas y con base en lo obtenido experimentalmente se pueden anotar las siguientes observaciones:

- los especímenes incursionan en el intervalo no lineal para cargas que varían entre el 20 y 25% de la carga de falla. De las tangentes iniciales de estas curvas se obtuvieron rigideces experimentales  $K$  que se muestran en las mismas figuras;
- el modo de falla que tuvo el espécimen T2 consistió en un ovalamiento progresivo del miembro principal sin que por eso se perdiera capacidad de carga sino manteniendo una rigidez prácticamente constante a partir de niveles de carga de aproximadamente el 75% de la carga de falla. El ensaye se decidió finalizar cuando el achatamiento de la sección fue exagerado;
- el modo de falla de los especímenes C2 y C3 consistió en una falla local de aplastamiento del miembro principal en la zona de intersección con el miembro secundario. El espécimen C2 presentó un mayor aplastamiento que el C3 debido a que la longitud de su miembro secundario fue menor que la del C3. En ambas pruebas la capacidad se redujo bruscamente después de alcanzar la carga máxima;

- el espécimen T2 no falló súbitamente como los especímenes C2 y C3 debido a que en los ensayos a tensión la conexión va perdiendo su geometría original para adquirir una que es más favorable para soportar ese tipo de carga;
- en ninguno de los ensayos la capacidad de carga fue afectada por problemas locales en la soldadura, por lo que se puede afirmar que la calidad de ejecución en la construcción de las conexiones es satisfactoria;
- en cuanto a resistencia última, en la tabla 5.2 se pueden observar tanto las resistencias registradas experimentalmente como las obtenidas mediante las expresiones propuestas por diversos autores y que se expusieron en el capítulo IV. No se presentan los resultados obtenidos con la expresión de Reber ya que se encontró que arrojaba resultados muy conservadores, especialmente para los especímenes sujetos a compresión. Por ejemplo, para el espécimen C3 la expresión de Reber dió 94.7 ton que comparadas con las 56 ton obtenidas en el ensayo se puede observar la gran diferencia existente. En esta misma tabla 5.2 además de presentar los resultados de los especímenes ensayados en esta etapa, se presentan los resultados de los especímenes T1A y C1 ensayados anteriormente, ref 23. Del análisis de esta tabla se puede ver que no existe alguna expresión completamente confiable para el diseño de las conexiones tubulares en "cruz". Sin embargo, se puede observar que para los especímenes T2, C2 y C3 la dispersión en cuanto a resultados entre los experimentales y los calculados mediante

las expresiones propuestas no fue tan grande como en los especímenes T1A y C1, especímenes en los que además el valor experimental fue superado por los calculados. Estas dos últimas observaciones pueden ser explicadas tomando en cuenta que los especímenes T1A y C1 tuvieron una longitud del miembro principal menor que los demás especímenes, hecho que se traduce en que estos dos modelos tuvieron una relación de D/L igual a 0.5 mientras que en los restantes fue de 0.2. De esta forma, si se comparan los resultados experimentales de los especímenes T1A y C1 con los de sus especímenes compañeros, T2 y C2, se observa que estos dos últimos alcanzaron una resistencia mayor que los primeros. Esto confirma la observación que para relaciones de D/L mayores a 0.25 el miembro principal se ovala y aplasta para cargas menores que las correspondientes a especímenes semejantes con relaciones de D/L menores al valor mencionado. El espécimen C3 no puede compararse en este aspecto ya que presentó espesores diferentes en los miembros lo cual repercute en el cálculo de la resistencia última según se puede ver en las expresiones de diseño propuestas por los diversos autores ya expuestos.

- en el caso de los especímenes sujetos a tensión, aplicando el criterio propuesto por Yura et al., ref 18, para definir como resistencia de la conexión la carga que produce una deformación límite del miembro secundario (expresión 4.16), se encontró que para el espécimen T1A la resistencia última correspondería a 37.2 ton mientras que para el T2 la resistencia última

sería de 62.0 ton. En este último caso esto no sería posible ya que experimentalmente se obtuvo que la resistencia última fue de 58.0 ton.

Dentro de la comparación de resultados experimentales y teóricos resaltan los referentes a los "factores de concentración de esfuerzos longitudinales y circunferenciales" presentes en la conexión. Se entiende por esfuerzo circunferencial aquél que tiene por dirección la curvatura del miembro en estudio y por esfuerzo longitudinal el que se presenta en la dirección del eje del miembro en cuestión; en otras palabras, la deformación circunferencial es aquella que sigue la dirección de la circunferencia en el miembro tubular en estudio mientras que la longitudinal es perpendicular a la anterior.

Para llevar a cabo el estudio teórico se empleó un programa de computadora de análisis elástico por medio de elementos finitos denominado SAP6, ref 6, el cual se encuentra implementado en el Instituto de Ingeniería. Los elementos que proporcionaron los datos experimentales para su comparación con el estudio teórico fueron los deformímetros instalados alrededor de la unión de los miembros de la conexión.

Con el fin de comprobar el grado de precisión de la malla de elementos finitos propuesta y del programa disponible, se compararon resultados para el caso de una conexión "en cruz" obtenidos a partir de los elementos propuestos contra los resultados obteni-

dos por el método elaborado por Greste y Clough, ref 24. En la fig 5.10 se muestra la comparación de resultados y a partir de ésta se puede afirmar que tanto la malla propuesta como el programa empleado son bastante confiables. En la fig 5.11 se muestra la malla empleada en el análisis de los especímenes ensayados la cual representa únicamente la octava parte de la conexión ya que por razones de simetría respecto al tipo de carga aplicada, los resultados en los restantes octantes son similares.

En las figuras 5.12, 5.13 y 5.14 se muestran los resultados experimentales y teóricos de los esfuerzos circunferenciales y longitudinales tanto en los miembros principal como secundario de los especímenes T2, C2 y C3 respectivamente. Notese que los resultados que se presentan corresponden para una carga axial  $P$  igual a 8 ton y no a la carga última de falla de cada espécimen. La razón de esto es porque se está empleando un criterio elástico por lo que si se desea obtener el valor del esfuerzo correspondiente a una carga cualquiera, sólo habrá que multiplicar por el factor correspondiente. Se puede observar que en todos los especímenes el esfuerzo circunferencial en el miembro principal es mayor que el esfuerzo longitudinal, mientras que en el miembro secundario sucede lo contrario, es decir, que el esfuerzo longitudinal es mayor que el circunferencial. Además se observa que el valor del esfuerzo, ya sea longitudinal o circunferencial, es mayor en el valle de la conexión (mediciones hechas en la zona indicada a cero grados) y va disminuyendo conforme se acerca a

a la zona de la cresta de la conexión (mediciones a  $90^\circ$ ). Esto sucede tanto en el miembro secundario como en el principal. Sin embargo, el esfuerzo que predomina en todos los casos es el esfuerzo circunferencial presente en el miembro principal; su valor excedió por mucho a los valores de los demás esfuerzos existentes en la conexión para el caso de los especímenes T2 y C2. Para el caso del espécimen C3 su valor ya no fue tan grande comparandolo con los restantes esfuerzos.

Observese que en las figuras 5.12 y 5.13 se han dibujado dos líneas para los esfuerzos en el miembro principal, una punteada y la otra continua, para indicar los resultados obtenidos por medio del programa de elementos finitos. La línea punteada representa a la primera fila de elementos de la malla empleada, alojados en la intersección de los miembros principal y secundario. Estos elementos, en el caso real de los especímenes ensayados, se encuentran en la posición que le corresponde a la soldadura de unión de estos miembros. La línea continua representa la segunda fila de elementos inmediata a la intersección de ambos tubos y que, para el caso particular de los modelos ensayados, se encuentra fuera de la posición que ocupa la soldadura de unión, ver fig 5.11. Si se comparan los esfuerzos obtenidos por medio de los deformímetros y los obtenidos a partir del programa de elementos finitos, se puede ver que en todos los casos siempre existe una curva que se acerca a los puntos señalados por los deformímetros, figs. 5.12, 5.13 y 5.14. Para los esfuerzos registrados en el miembro secundario en todos los especímenes, la segunda fila de elementos es la que mejor se acerca a los esfuerzos obtenidos ex-

perimentalmente. En el miembro principal sólo el espécimen C3 registra a la segunda fila como la más cercana a los puntos experimentales. Para los especímenes T2 y C2, la primera fila de elementos finitos es la más próxima a los esfuerzos experimentales.

Podría pensarse que esta diferencia se debe a la desigualdad de puntos en donde los esfuerzos son calculados por el programa de elementos finitos y en donde realmente son registrados experimentalmente. Para hacer esta comparación, en la figura 5.15 se muestra la posición aproximada de los deformímetros en el espécimen C2, colocados en la intersección de los miembros secundario y principal, como también la ubicación de los elementos finitos de la malla propuesta. En dicha figura se muestran dos puntos distintos en donde se realizaron las mediciones, uno a cero grados (zona del valle) y otro a  $30^\circ$  con respecto al punto anterior. Las líneas punteadas marcan los límites de los elementos finitos de la malla. De esta figura se observa que para el miembro secundario el esfuerzo dado por la segunda fila debe coincidir con el registrado a través del deformímetro, hecho que se confirma en las figuras 5.12, 5.13 y 5.14. En el miembro principal esto también debería suceder pero sólo se cumple para el espécimen C3; para los otros dos especímenes, T2 y C2, la primera fila de elementos finitos es la que se acerca más a los puntos experimentales. Esto no coincide con la posición física de los deformímetros, ya que en la figura 5.15 se observa que la primera fila se encuentra situada debajo de la soldadura y alejada de la ubicación aproximada del deformímetro.

Entre las posibles explicaciones a este fenómeno está la limitación que existe para poder modelar tridimensionalmente a dicha soldadura, lo cual se traduce en no poder proporcionar resultados más afines a la realidad. Otro factor que influye en estos resultados es la incertidumbre que existe en la posición real del deformímetro sobre las paredes del tubo. De las figuras 5.12 y 5.13 se observa la gran diferencia de valores de los esfuerzos de la primera fila comparandolos con los de la segunda, particularmente en la zona del valle de la conexión. El hecho de variar la ubicación del deformímetro, incluso algunos milímetros, influye grandemente en los resultados debido a la fuerte variación del gradiente de esfuerzos en esa zona.

Por último, respecto a los factores de concentración de esfuerzos (FCE), en la tabla 5.3 se presentan los factores que se obtuvieron experimentalmente, los obtenidos por medio del programa de elementos finitos SAP6 y los resultantes de aplicar las expresiones propuestas por Kuang et al., ref 8. Es necesario mencionar que en esta referencia no se presentan expresiones para el caso de conexiones "en cruz", pero para fines de comparación se emplearon las expresiones para una conexión tipo "T" sujeta a carga axial en el miembro secundario. En esta tabla 5.3 se incluyen los resultados obtenidos en la etapa inicial del proyecto, ref 23, y los correspondientes a esta fase, los cuales también pueden verse en las figuras 5.12, 5.13 y 5.14; en la tabla únicamente se presentan los factores máximos que se encontraron en los miembros principal y secundario por los distintos métodos. De la inspección de dicha tabla se observa que dentro del intervalo elástico

los FCE obtenidos experimentalmente son del orden de 10 para el miembro secundario y de más de 20 para el principal, excepto en el espécimen C3 el cual registró valores más bajos a los señalados. También se puede observar que los FCE experimentales concuerdan con los obtenidos por medio del programa de elementos finitos SAP6 para el miembro secundario, pero ambos son menores que los predichos por Kuang et al. Para el miembro principal se encontró que los valores obtenidos experimentalmente y los del programa también concuerdan aceptablemente pero comparandolos con los calculados por medio de las expresiones de Kuang, ya no existe semejanza alguna, excepto para el espécimen C3. Esta dispersión general que presentan los valores de las expresiones de Kuang con respecto a los resultados experimentales y los del programa de elementos finitos se debe a que se están empleando expresiones que no corresponden al tipo de conexión en estudio, así como el hecho de desconocer el punto en donde Kuang evaluó sus expresiones para el cálculo de los factores de concentración de esfuerzos.

**CAPITULO VI**

**CONCLUSIONES**

En este trabajo se ha presentado brevemente el problema del análisis y diseño de una conexión tubular en plataformas marinas de acero. Se hizo una presentación esquemática de los primeros intentos teóricos para tratar de resolver este problema así como algunos de los estudios experimentales que han contribuido al mejoramiento del diseño de las conexiones tubulares. Además se hizo una presentación de los reglamentos de diseño American Petroleum Institute (API RP 2A) y Det Norske Veritas (DNV). De la comparación de resultados contenidos en la tabla 5.2 se puede concluir que no existe ahora una expresión totalmente confiable para el diseño de dichas conexiones debido a que el problema presenta muchas dificultades. Con estos resultados se puede ver que tanto el reglamento del API como el DNV son muy conservadores. Se ha visto en este trabajo que el reglamento API RP 2A da expresiones para el diseño por resistencia última de una conexión tubular que provienen de estudios de correlaciones estadísticas con los llamados esfuerzos de punzonamiento. Las expresiones propuestas por los autores presentados en el capítulo IV muestran que la predicción de la resistencia última de una conexión tubular puede mejorarse con expresiones alternativas en las que intervienen elementos mecánicos en lugar de esfuerzos.

Se observó que la resistencia a tensión de las conexiones es consistentemente mayor que la que se predice con los métodos usuales de cálculo, excepto con la expresión de Kurobane la cual da valores superiores a los experimentales. En la tabla 5.2 se pue-

de observar que los resultados de los especímenes sujetos a tensión presentan una mayor dispersión que los de compresión. Esta dispersión se debe a que las predicciones de resistencia última no definen de manera uniforme el criterio con que se fija la carga máxima en una conexión tubular a tensión. En los ensayos se encontró que el modo de falla de estos especímenes consiste en un cambio de forma circular a una oval, permitiendo así mayores incrementos de carga.

En cuanto a los especímenes sujetos a compresión se puede observar de la tabla 5.2 que la dispersión no es tan grande entre los diferentes métodos de cálculo y los valores registrados experimentalmente excepto para el C1. Sin embargo, los dos especímenes probados inicialmente, T1A y C1, no son representativos en lo que se refiere a capacidad de carga, ya que la corta longitud del tubo principal propicia una falla prematura por achatamiento del mismo, totalmente distinta de lo que puede suceder en una conexión real. Estos especímenes son útiles sólo para el estudio de las concentraciones de esfuerzos.

En los especímenes ensayados bajo carga axial de tensión o compresión en el miembro secundario se encontró, invariablemente, que el mayor esfuerzo en el miembro principal fue el circunferencial, mientras que en el secundario el mayor fue el longitudinal, pero el que dominó en todos los casos fue el circunferencial presente en el miembro principal, teniendo un valor máximo

en el valle y disminuyendo en la zona de la cresta de la conexión.

Se observó, a través del método del elemento finito, lo difícil que es poder predecir el esfuerzo existente en una conexión debido al súbito cambio de valores de esfuerzos de una fila de elementos finitos a la otra, especialmente para las filas más cercanas a la unión de los miembros principal y secundario. Las limitaciones que presenta dicho método para poder modelar tridimensionalmente la soldadura de unión de dichos miembros es un factor que afecta en la obtención de una solución más exacta del problema. Sin embargo, a través de la experiencia, se ha determinado que este método es de los que representa más fielmente lo que sucede en la realidad.

En cuanto a los factores de concentración de esfuerzos (FCE) experimentales, se encontró que para el miembro principal en la dirección circunferencial variaron entre 22 y 28 para todos los especímenes excepto para el C3, el cual tuvo un factor de 12. En la dirección longitudinal en el miembro principal los valores de los FCE variaron entre 10 y 12 para todos los especímenes menos para el C3. En esta dirección el valor que alcanzó el C3 fue de 7.2. En el miembro secundario los valores de los FCE fueron mayores en la dirección longitudinal variando entre 9 y 13, excepto para el C3 quien tuvo un factor de 7. Los FCE circunferenciales en este miembro variaron entre 5 y 7. Para el C3 fue de 4. Los intervalos de los valores señalados anteriormente corresponden a los máximos encontrados experimentalmente; estuvieron ubicados en

la zona del valle de la conexión y se mantuvieron en esos intervalos desde niveles de cargas bajas hasta el nivel de cargas correspondientes al inicio del comportamiento no lineal de la conexión, llegando en este nivel a la plastificación del material. En términos generales, los factores registrados experimentalmente son mayores que los calculados por medio de las expresiones propuestas por Kuang et al., ref 8, especialmente para el tubo principal. Pero hay que tomar en cuenta que las expresiones propuestas por estos autores y que se emplearon en el cálculo de los FCE corresponden a una conexión tipo "T" sujeta a carga axial en el miembro secundario y no a la de una tipo "en cruz" como las que se ensayaron, además de ignorar donde realmente Kuang valuó sus expresiones para la obtención de estos factores.

La revisión de la literatura indica que existe escasa evidencia experimental para los casos de momentos flexionantes que actúan en el miembro secundario de la conexión tubular, tanto para momentos en el plano de ella, como fuera de ella; sin embargo, la situación es más crítica para el caso de carga axial en el miembro secundario combinada con la acción de los mencionados momentos. Al respecto se comenta en este trabajo una propuesta de interacción lineal entre la carga axial actuante en el miembro secundario y el momento flexionante en el plano de la conexión, expresado por la ec. 4.21. De los resultados de la ref 20 se infiere que la ecuación 4.21 se debe mejorar dado que los resultados experimentales no muestran en algunos casos la interacción lineal propuesta.

Respecto a la calidad de las conexiones ensayadas cabe mencionar que no se observaron defectos ni en la soldadura ni en el material. Este comportamiento y los resultados de los ensayos de estas conexiones indican que la calidad del proceso y fabricación nacionales de la conexión y del material son en sí aceptables.

## **CAPITULO VII**

### **RECOMENDACIONES**

Debido a que el problema de la concentración de esfuerzos en una conexión tubular es de primordial importancia en su diseño y como los valores de los factores de concentración de esfuerzos encontrados en los ensayos de los especímenes sujetos a cargas de tensión o compresión fueron mayores que los predichos por un procedimiento analítico representativo (Kuang et al., ref 8) y por los dados por el programa de elementos finitos, se recomienda para una etapa posterior a este estudio implementar un programa experimental en el cual se ensayen conexiones tubulares "en cruz" que se instrumenten con deformímetros para obtener las distribuciones de deformaciones unitarias en la zona de concentración de esfuerzos y hacer comparaciones entre los resultados experimentales y las predicciones teóricas. En caso de encontrar diferencias apreciables entre los resultados experimentales y las predicciones analíticas usuales, se tratará de proponer expresiones alternativas deducidas con base en un estudio paramétrico de elementos finitos considerando un comportamiento elástico lineal con el fin de obtener factores de concentración de esfuerzos más realistas. En este estudio se deberá hacer intervenir a los parámetros geométricos más importantes que intervienen en la conexión tubular como son la relación de espesores del miembro principal y secundario, relación de diámetros de los mismos y la relación espesor a diámetro del miembro principal.

Referente al problema de la predicción de la resistencia última de una conexión tubular, además del procedimiento propuesto por

el American Petroleum Institute (API RP 2A), que es el empleado en el diseño de plataformas marinas para las costas de México, existen diversos otros criterios propuestos por diferentes instituciones e investigadores, algunos de los cuales se han presentado en este trabajo. La comparación de estas predicciones teóricas con los resultados experimentales que se encuentran en la literatura y los ensayos realizados en el Instituto de Ingeniería de la UNAM muestran que las expresiones de diseño no representan adecuadamente los efectos de los diversos factores que intervienen en el fenómeno. En el caso de conexiones tubulares "en cruz" sometidas a cargas axiales de tensión en el miembro secundario, los resultados experimentales encontrados en esta investigación y en otras, muestran que el diseño de este tipo de conexiones con carga de tensión está del lado conservador si se realiza con criterios como el del API RP 2A. Esto se debe a que las expresiones de diseño como las de este reglamento no reflejan de manera realista el modo de falla que se produce en la conexión tubular sometida a carga axial de tensión. Es necesario proponer un criterio de falla que tome en cuenta el hecho que la conexión bajo carga de tensión cambia de forma, permitiendo así incrementos mayores de carga. Yura, ref 18, realiza un intento en este sentido al proponer un criterio de falla basado en desplazamientos admisibles.

Las combinaciones de cargas que se pueden presentar en una conexión tubular incluyen cargas axiales en los miembros secundarios y principales y momentos flexionantes en el plano de la co-

nexión o fuera de él. Los procedimientos actuales de diseño están respaldados por información experimental abundante para el caso de conexiones sujetas a cargas de compresión o de tensión únicamente; sin embargo, para los casos que incluyen momentos los métodos se basan en aproximaciones conservadoras de resultados de los pocos ensayos experimentales disponibles.

La situación es más crítica para el caso de conexiones tubulares sometidas a cargas cíclicas repetidas que simulan las que se presentarían durante eventos como el de un sismo o el de una tormenta, en los cuales se debe conocer el grado en que se afecta la resistencia de una conexión por la repetición de pocos ciclos de cargas cercanas a la máxima. Por las razones expuestas se recomienda realizar en la siguiente etapa, ensayos experimentales en los que se estudien la resistencia última de una conexión tubular en la que se combine carga axial en el miembro secundario y momento flexionante en el plano de la conexión. El estudio no sólo contemplará el caso de cargas monótonas, sino también el caso de cargas cíclicas repetidas. De este estudio se podrán proponer expresiones de diseño que consideren el efecto de interacción entre carga axial en el miembro secundario de la conexión tubular y momento flexionante en el plano de ella, tanto para carga monótona como para carga cíclica repetida.

En forma adicional se recomienda obtener información experimental referente a las rigideces axiales y rotacionales de la conexión tubular; con base en esta información, proponer expresio-

nes analíticas para las mencionadas rigideces. Esto se recomienda debido a que en el proceso usual de análisis de una plataforma marina se acepta la hipótesis que la conexión es un nudo rígido y, por tanto, para calcular la rigidez axial se considera que los desplazamientos longitudinales son provenientes sólo de las deformaciones axiales en el miembro principal o secundario, ignorándose la deformación de la conexión; éste es un criterio simplista que merece ser revisado.

TABLA 5.1 CARACTERISTICAS DE LOS ESPECIMENES ENSAYADOS

ESPE- CIMEN	CARGA	$f_y$ (kg/cm <sup>2</sup> )	t (cm)	T (cm)	d (cm)	D (cm)	$\beta$	$\gamma$	L (cm)	h (cm)
T1A	T	3300	0.78	0.95	22.0	41.0	0.537	21.58	80	80
C1	C	3300	0.78	0.95	22.0	41.0	0.537	21.58	80	80
T2	T	3650	0.78	0.95	22.0	41.0	0.537	21.58	200	80
C2	C	3750	0.78	0.95	22.0	41.0	0.537	21.58	200	80
C3	C	3330	0.95	1.27	22.0	41.0	0.537	16.14	200	180

T: Carga axial de tensión  
C: Carga axial de compresión

TABLA 5.2 COMPARACION DE LAS RESISTENCIAS EXPERIMENTALES DE LOS ESPECIMENES ENSAYADOS CON LAS CALCULADAS SEGUN DIVERSOS CRITERIOS (en ton)

ESPE- CIMEN	API	DNV	YURA	PAN	KURUBANE	EXPERI- MENTAL
T1A	50.4	49.4	40.5	45.5	50.5	46.0
C1	35.7	33.3	30.9	32.6	34.1	23.0
T2	55.8	54.6	44.8	50.3	69.6	58.0
C2	40.6	37.8	35.1	37.1	38.7	36.0
C3	59.1	60.0	55.7	58.8	62.1	56.0

TABLA 5.3 FACTORES DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS  
EXPERIMENTALES Y TEORICOS, CARGA 8 TON

ESPECIMEN	KUANG, POTVIN Y LEICK, REF 8		RESULTADOS EX- PERIMENTALES		ELEMENTOS FINITOS	
	MP	MS	MP	MS	MP	MS
T1A	16.4	15.9	28.5	10.0	22.0	13.5
C1	16.4	15.9	26.8	13.3	22.0	13.5
T2	17.2	17.8	22.8	9.6	28.0	10.5
C2	17.1	17.8	24.6	11.0	28.0	10.5
C3	12.0	13.8	12.0	7.0	11.0	8.5

MP: miembro principal  
MS: miembro secundario

## **AGRADECIMIENTOS**

Deseo expresar mi agradecimiento al M. en I. Mario Rodríguez Rodríguez por su valiosa dirección y apoyo en la elaboración de esta tesis.

Agradezco al personal del Instituto de Ingeniería las facilidades proporcionadas para la realización del presente trabajo.

## REFERENCIAS

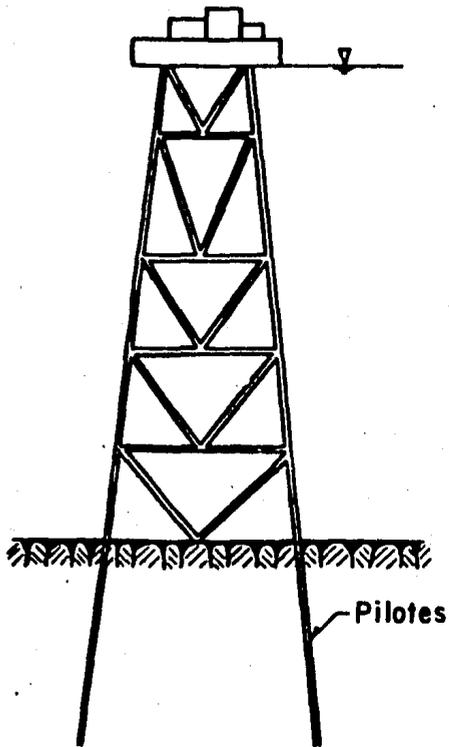
## REFERENCIAS

1. Roark R.J. "The Strength and Stiffness of Cylindrical Shells Under Concentrated Loading", Journal of Applied Mechanics, ASME, p. A-147 (1935)
2. Flügge W. "Stresses in Shells", Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2a. Edición, 1973
3. Dundrova V. "Stresses at Intersection of Tubes-Cross and T-Joints", The University of Texas, S.F.R.L. Tech Rpt. P550-5 (1966)
4. Bijlaard P.P. "Stresses from Local Loading in Cylindrical Pressure Vessels", Transactions ASME, 77(6), 1955, 805-816
5. Johnston L.P. "The Welded Tubular Joint Problem in Offshore Oil Structures", EPB Publication N°326. Reporte presentado en la Primera Conferencia de la Universidad de Texas sobre Perforación y Mecánica de Rocas; Austin, Texas 1963
6. SAP6. A Structural Analysis Program for Static and Dynamic Analysis. University of Southern California, Enero 1982
7. Clough R.W. y Tocher J.L. "Finite Element Stiffness Matrices for the Analysis of Plate Bending", Proceedings of First Conference on Matrix Methods in Structural Mechanics, Air force Institute of Technology, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, Octubre 1965
8. Kuang J.G., Potvin A.B. y Leick R.D. "Stress Concentration in Tubular Joints", Proceedings of the Seventh Annual Offshore Technology Conference, OTC 2205, Houston, Texas, Mayo 1975, pp. 593-612

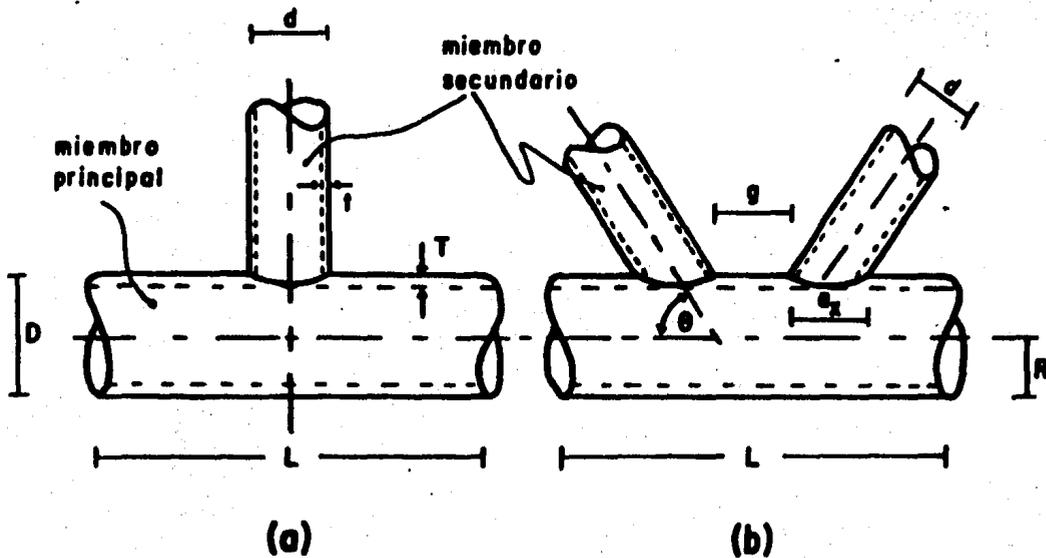
9. API RP 2A. Recommended Practices for the Planning, Design and Construction of Fixed Steel Offshore Platforms. Dallas, Texas, 12a. Edición, Enero 1981
10. Toprac A.A. "Static and Fatigue Behavior of Tubular Connections", S.F.R.L. Tech Rpt. P550-15, The University of Texas at Austin, Abril 1972
11. AISC. American Institute of Steel Construction. Specifications for the Design, Fabrication and Erection of Structural Steel for Buildings, New York, N.Y. Noviembre 1, 1978
12. Noel J.S., Beale L.A. y Toprac A.A. "An Investigation of Stresses in Welded T-Joints", S.F.R.L. Tech Rpt. P550-3, The University of Texas, Marzo 1965
13. Beale L.A. y Toprac A.A. "Analysis of In-Plane T, Y and K Welded Tubular Connections", Welding Research Council Bulletin 125, New York, N.Y., Octubre 1967
14. Marshall P.W. et al. "Materials Problems in Offshore Platforms", Offshore Technology Conference Preprint N°OTC 1043 (1969)
15. Reber J.B. "Ultimate Strength Design of Tubular Joints", Journal ASCE, Structural Division, Junio 1973
16. Det Norske Veritas. Rules for the Design, Construction and Inspection of Fixed Offshore Structures, Oslo, Noruega 1977
17. Pan W.R., Plummer F.B. y Kuang J.G. "Ultimate Strength of Tubular Joints", Journal Petroleum Engineering, Abril 1977

18. Yura J.A., Zettlemyer N. y Edwards I.F. "Ultimate Capacity for Tubular Joints", Proceedings on the 12th. Annual Offshore Technology Conference, OTC 2690, Houston, Texas, Mayo 1980
19. Kurobane Y., Makino Y. y Kenshi O. "Ultimate Resistance of Unstiffened Tubular Joints", Journal of Structural Engineering, Vol. 110, N°2, Febrero 1984
20. Sparrow K. y Stamenkovic A. "Experimental Determination of the Ultimate Static Strength of T-Joints in Circular Hollow Steel Sections Subjected to Axial Load and Moment", Joints in Structural Steelwork, Pentech Press, Londres, Inglaterra, 1981
21. Scordelis A.C. y Bowkamp J.C. "Analytical Study of Tubular T-Joints", Journal ASCE, Structural Division, Enero 1970
22. Greste O. "A Computer Program for the Analysis of Tubular K-Joints", University of California, Structural Engineering Lab., Report N°69-19 (1969)
23. Rodríguez M. y Meli M. "Comportamiento Estructural de Conexiones Tubulares en Plataformas Marinas de Acero", Proyecto 0746, Instituto de Ingeniería, UNAM, Junio 1982
24. Greste O. y Clough R.W. "Finite Element Analysis of Tubular Joints: A Report on Feasibility Study", Report N°ASME 67.7, Universidad de California, Berkeley, Abril 1967
25. Marshall P.W. y Toprac A.A. "Basis for Tubular Joint Design", Welding Journal Research Supplement, Vol 53, N°5, Mayo 1974

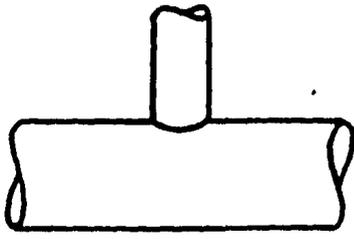
**FIGURAS**



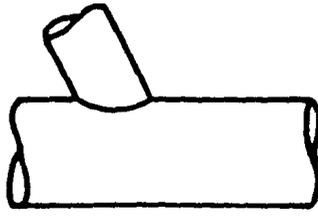
**Fig 1.1** Plataforma marina tipo "jacket"



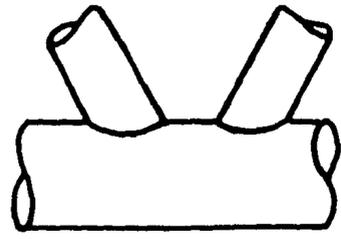
**Fig 2.1** Características geométricas de una conexión tubular



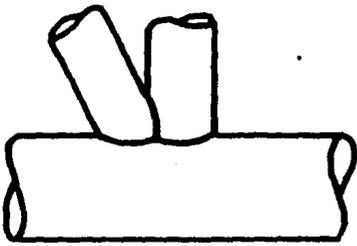
(a)



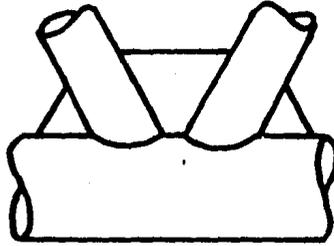
(b)



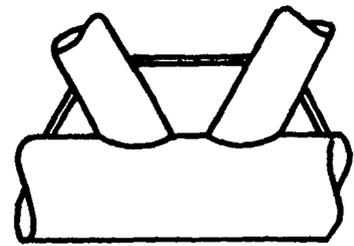
(c)



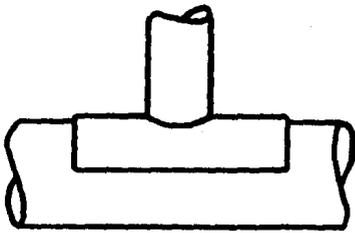
(d)



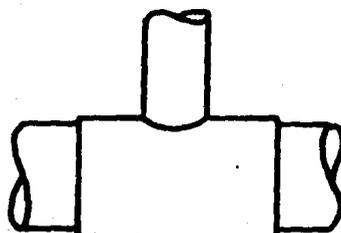
(e)



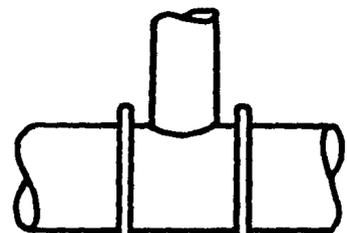
(f)



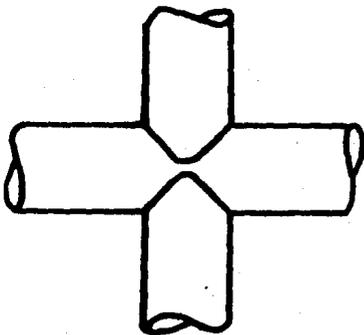
(g)



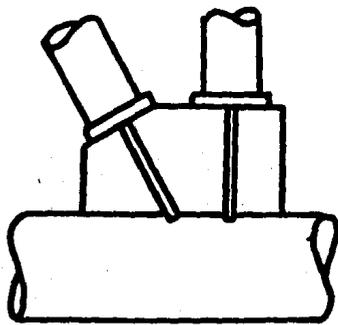
(h)



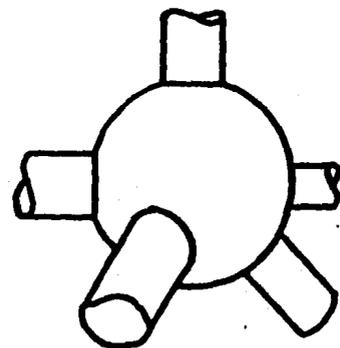
(i)



(j)

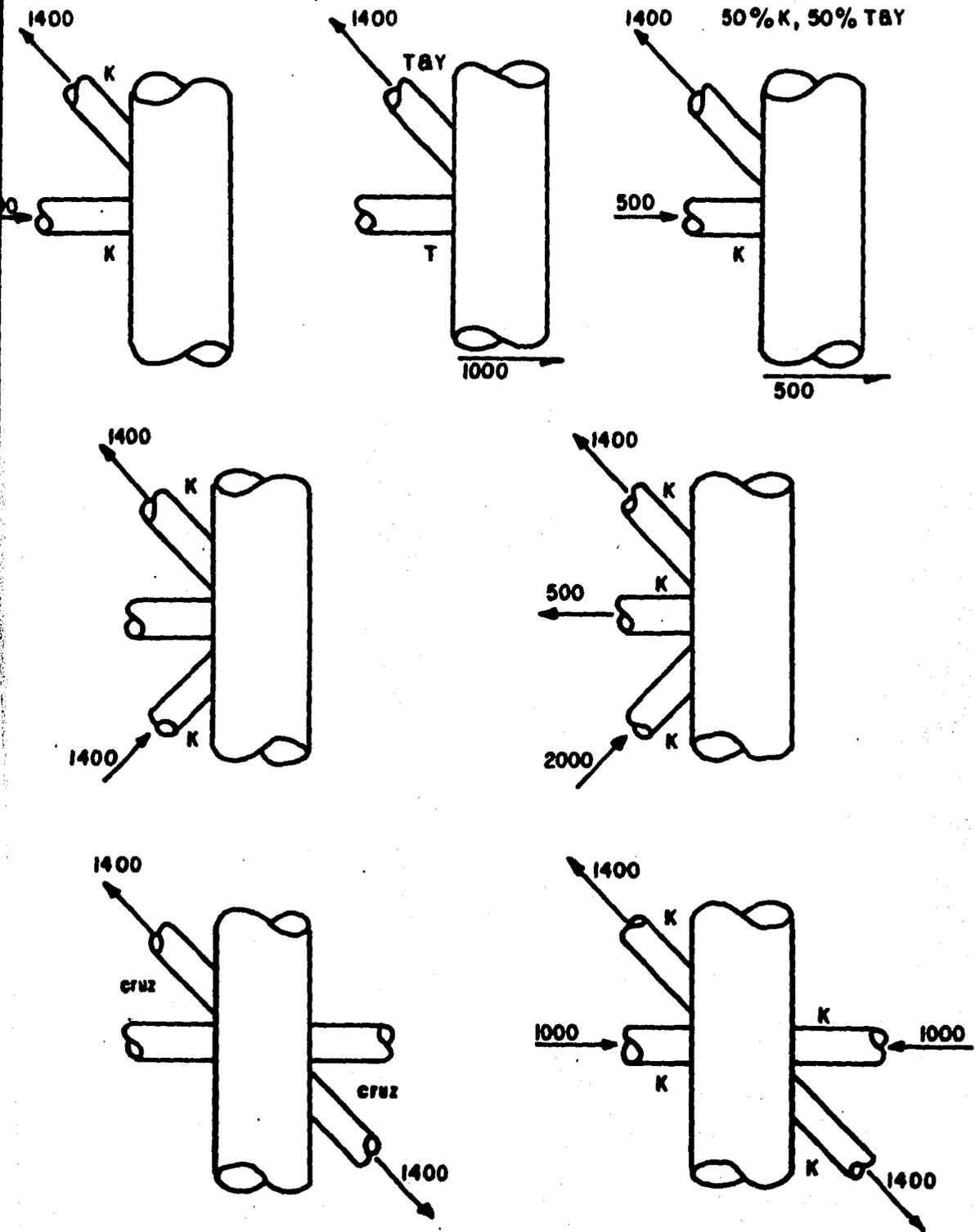


(k)



(l)

**Fig 2.2** Típicas conexiones tubulares

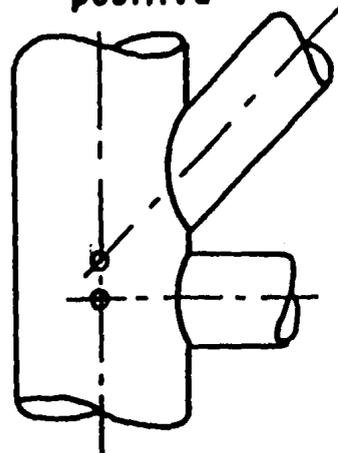
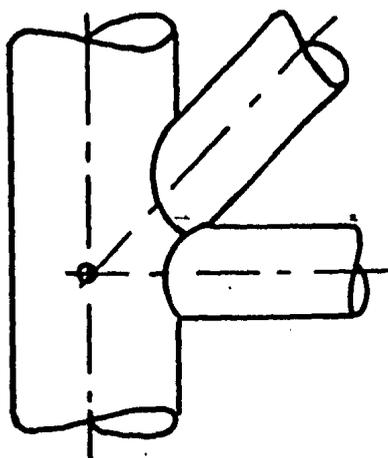
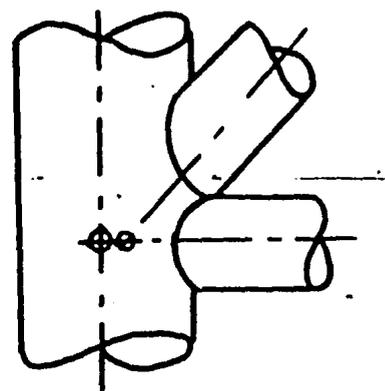


**Fig 2.3** Ejemplos de clasificación de las conexiones dependiendo del tipo de carga

Excentricidad  
negativa

Excentricidad  
cero

Excentricidad  
positiva

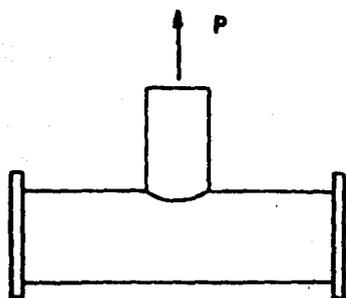


(a)

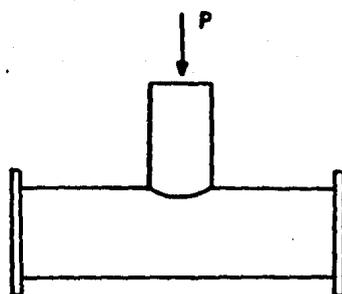
(b)

(c)

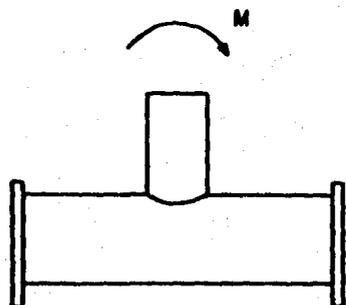
Fig 2.4 Tipos de excentricidades



Tensión axial



Compresión axial



Flexión en el plano  
de la conexión



Flexión fuera del plano  
de la conexión

Fig 2.5 Tipos de cargas sobre una conexión tubular

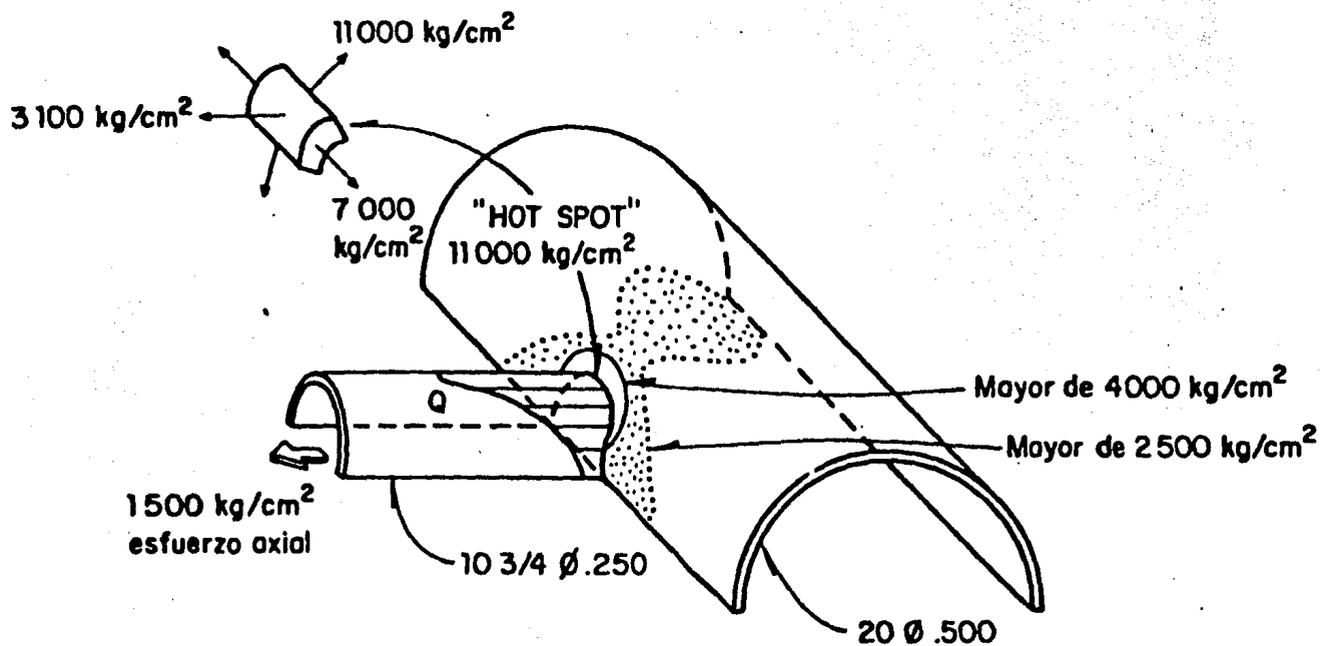


Fig 3.1 Esfuerzos elásticos teóricos en una conexión tipo "T" cargada axialmente, ref 23

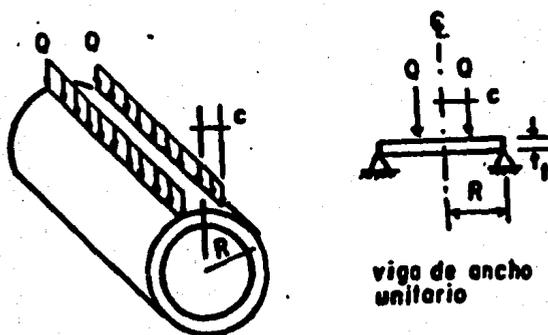


Fig 3.2 Método del Anillo, ref 25

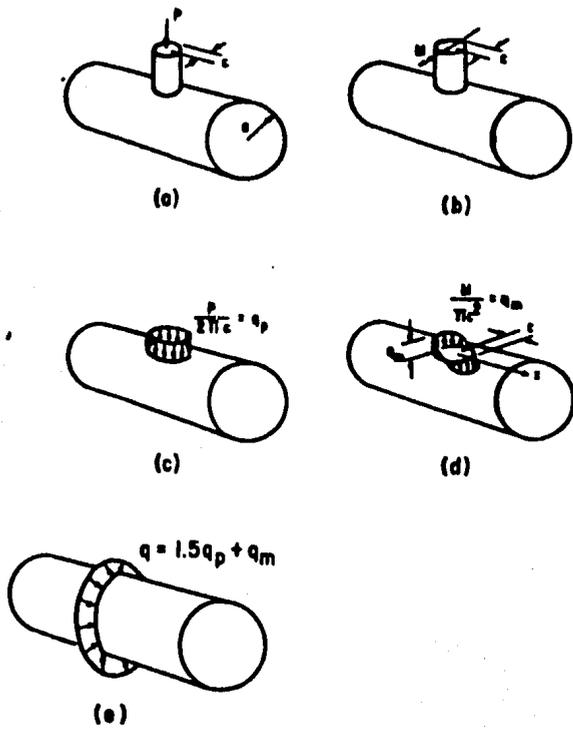


Fig 3.3 Método de Kellog, ref 12

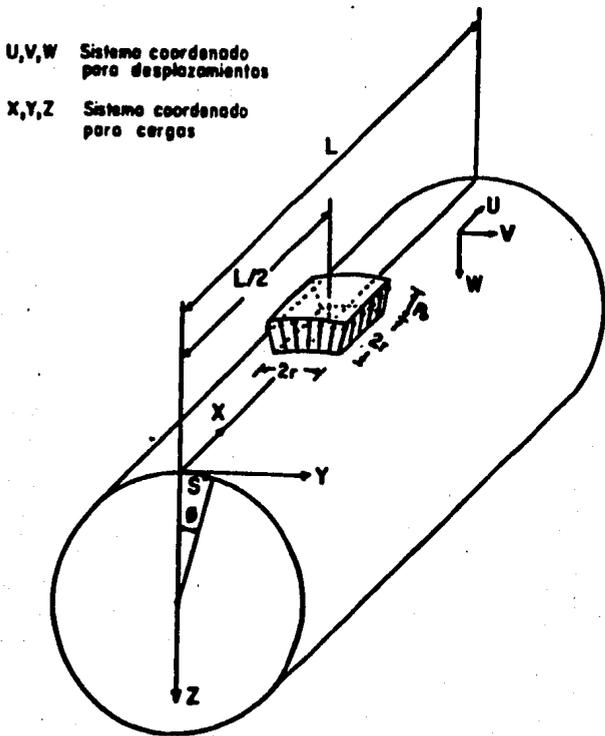
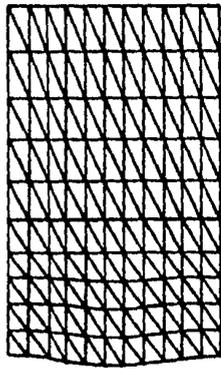
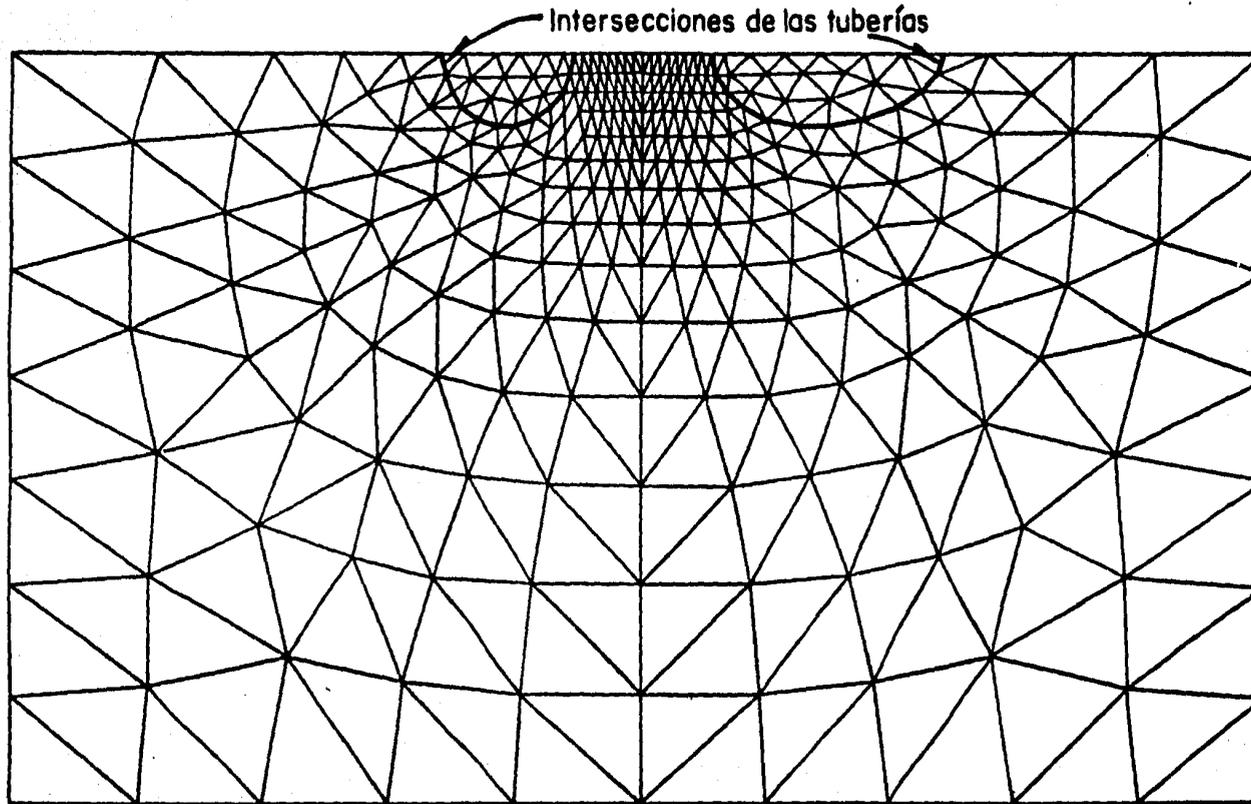
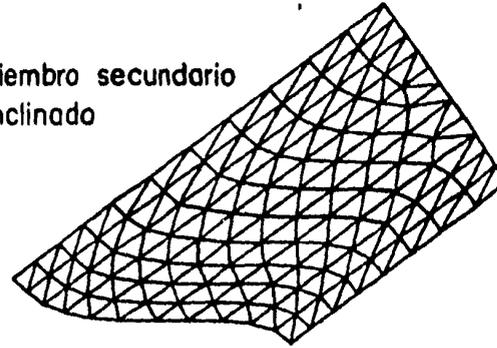


Fig 3.4 Cargo radial uniformemente distribuido sobre un área cuadrada (método de Bijlaard), ref 12

Miembro secundario  
vertical



Miembro secundario  
inclinado



Desarrollo de la superficie

Fig 3.5 Típica malla de elementos finitos

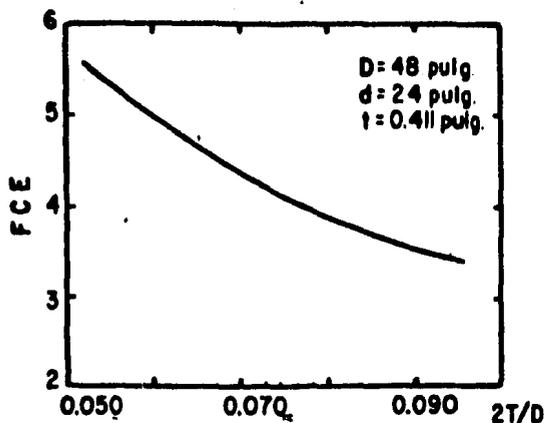


Fig 3.6 Influencia de D/2T en el FCE en una conexión tipo "T", ref. 8

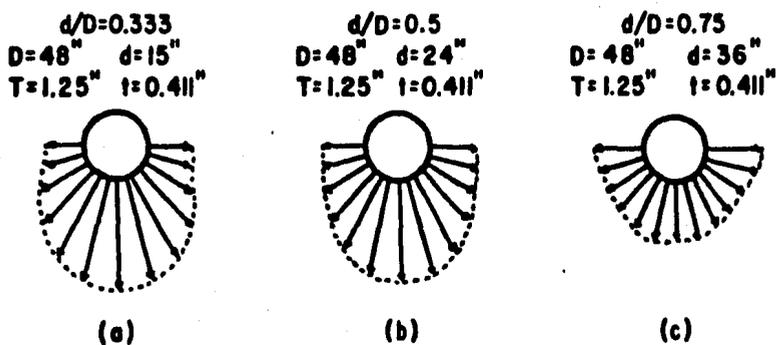


Fig 3.7 Efecto de d/D en la variación de los esfuerzos principales, ref. 8

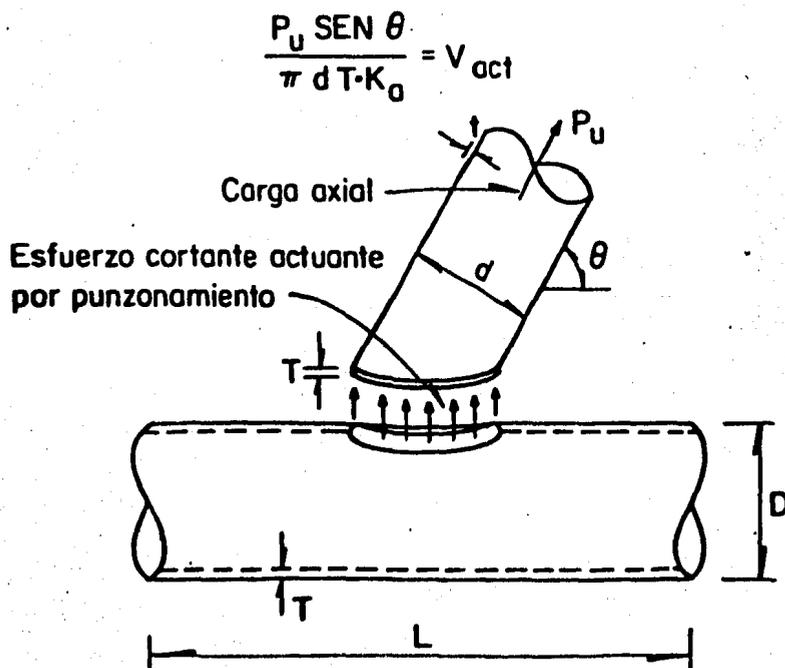


Fig 4.1 Esfuerzo cortante por punzonamiento

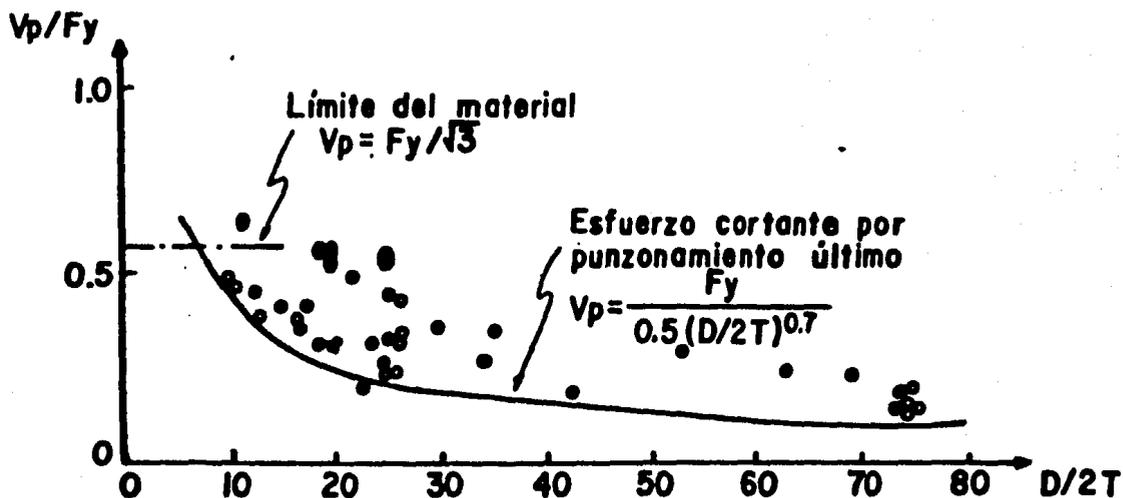


Fig 4.2 Curva empírica de diseño (resistencia estática), ref 25

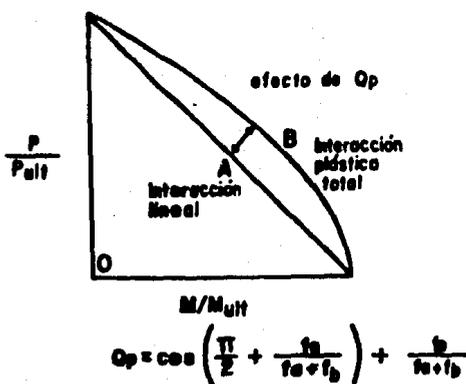


Fig 4.3 Concepto del factor  $Q_p$

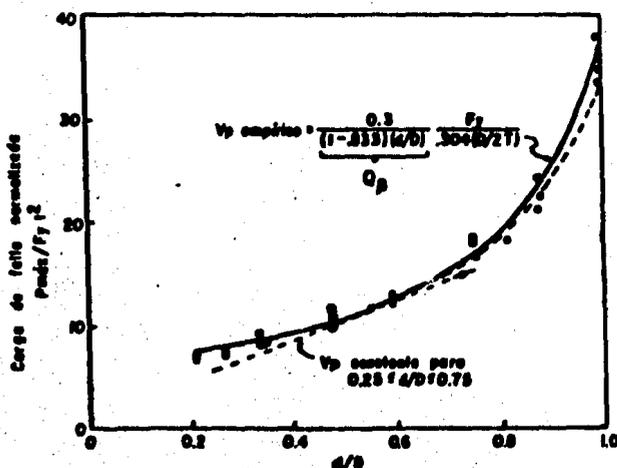


Fig 4.4 Obtención del factor  $Q_p$ , ref 25

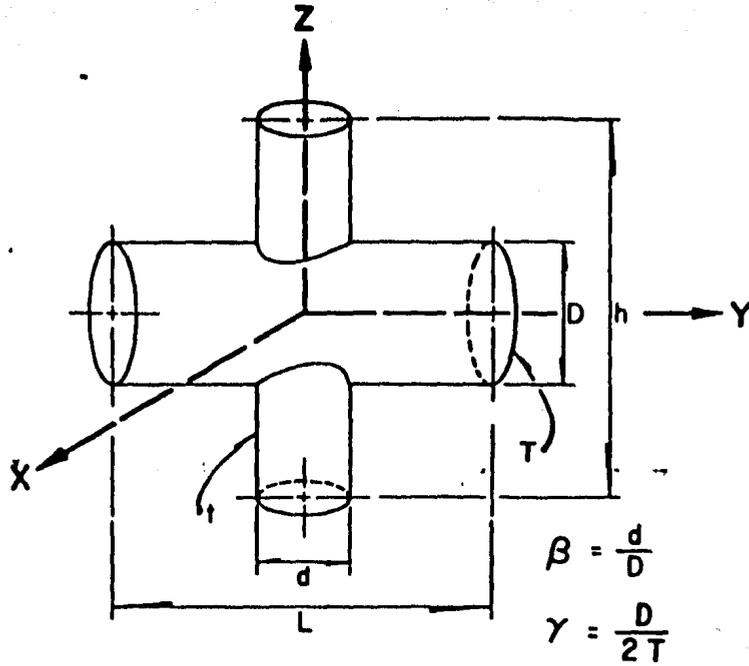
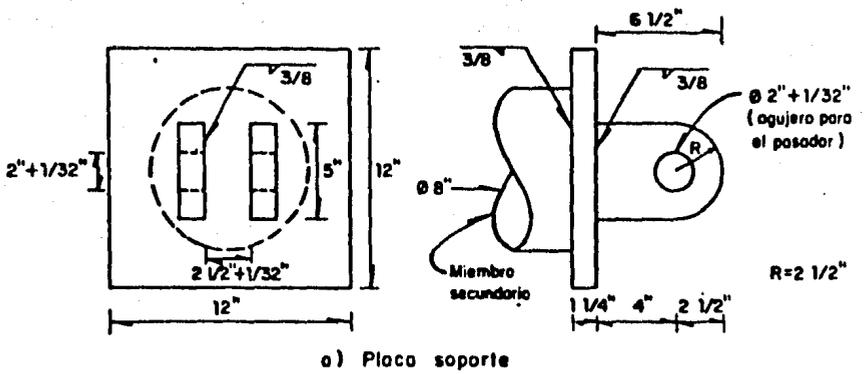
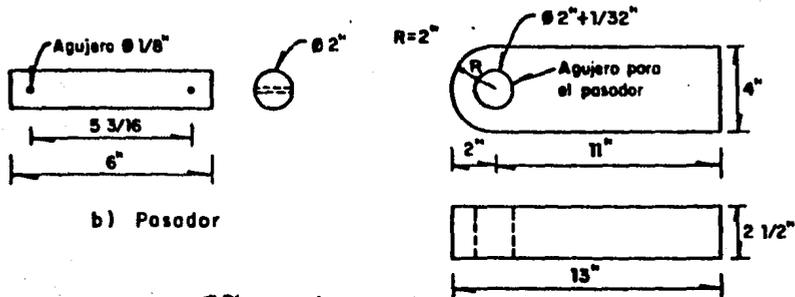


Fig 5.1 Conexión tubular tipo "en cruz"

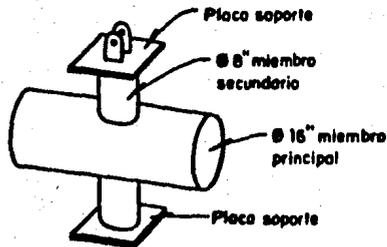


a) Placa soporte



b) Pasador

c) Pieza agarre o mordaza de la máquina Universal



d) Ensamble de las placas soportes al espécimen T1A

Fig 5.2 Sistema de fijación del espécimen T2 a la máquina Universal

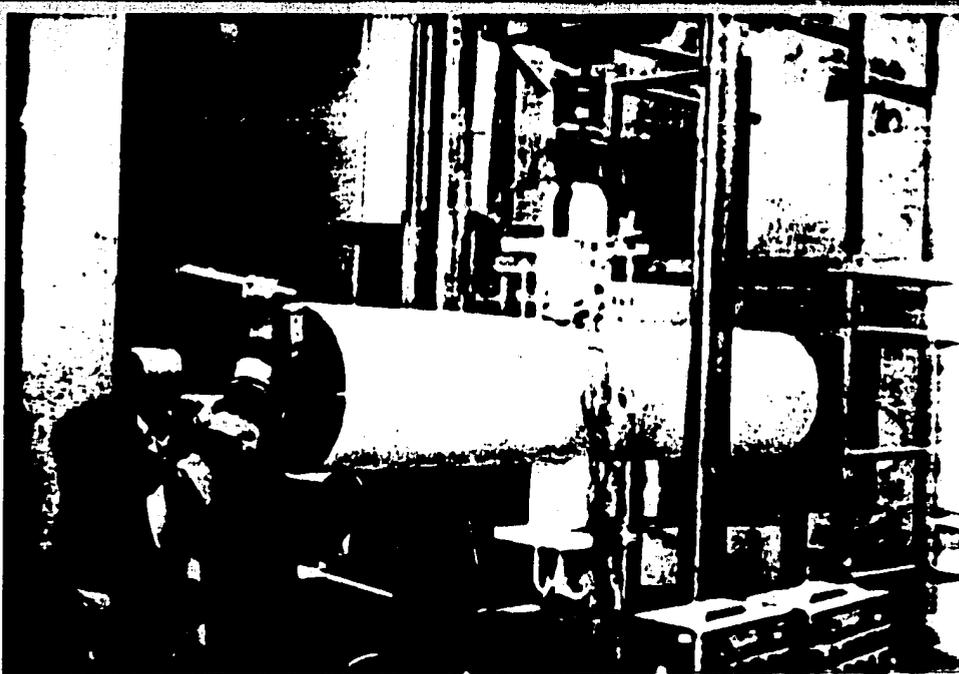


Fig 5.3 Disposición final del ensaye del espécimen C3

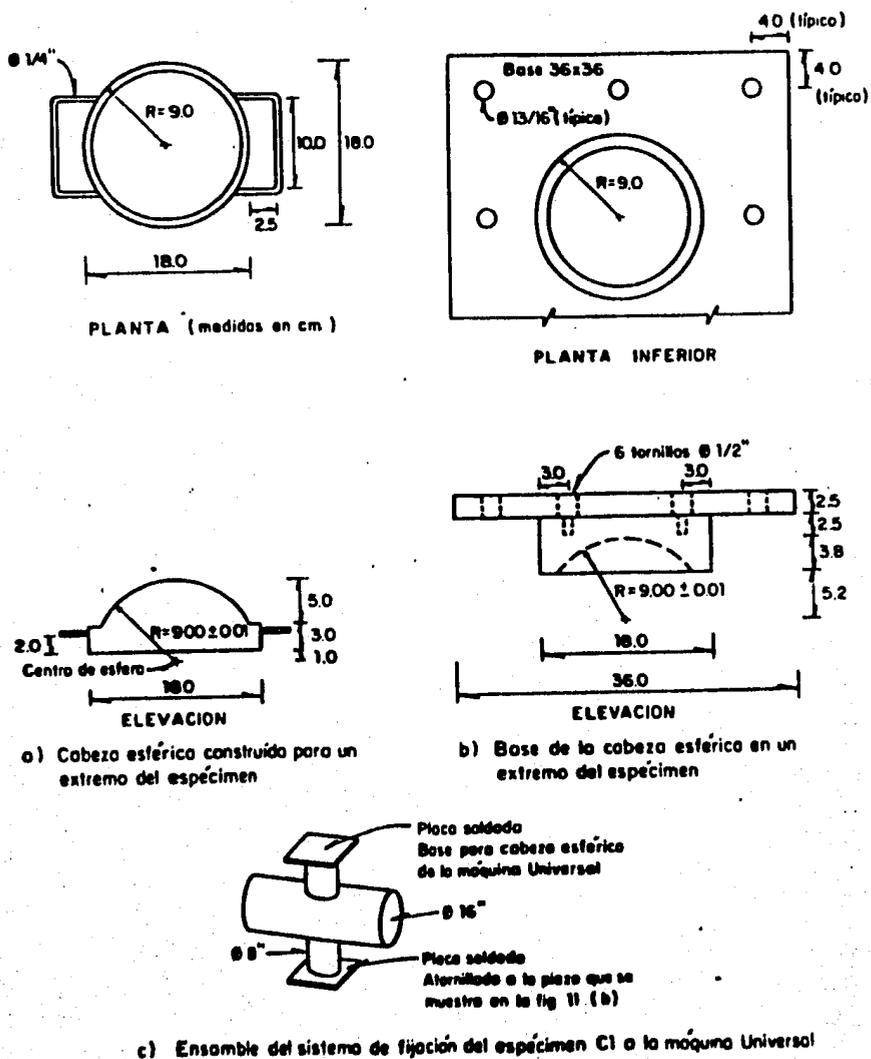


Fig 5.4 Sistema de fijación del espécimen C2 a la máquina Universal

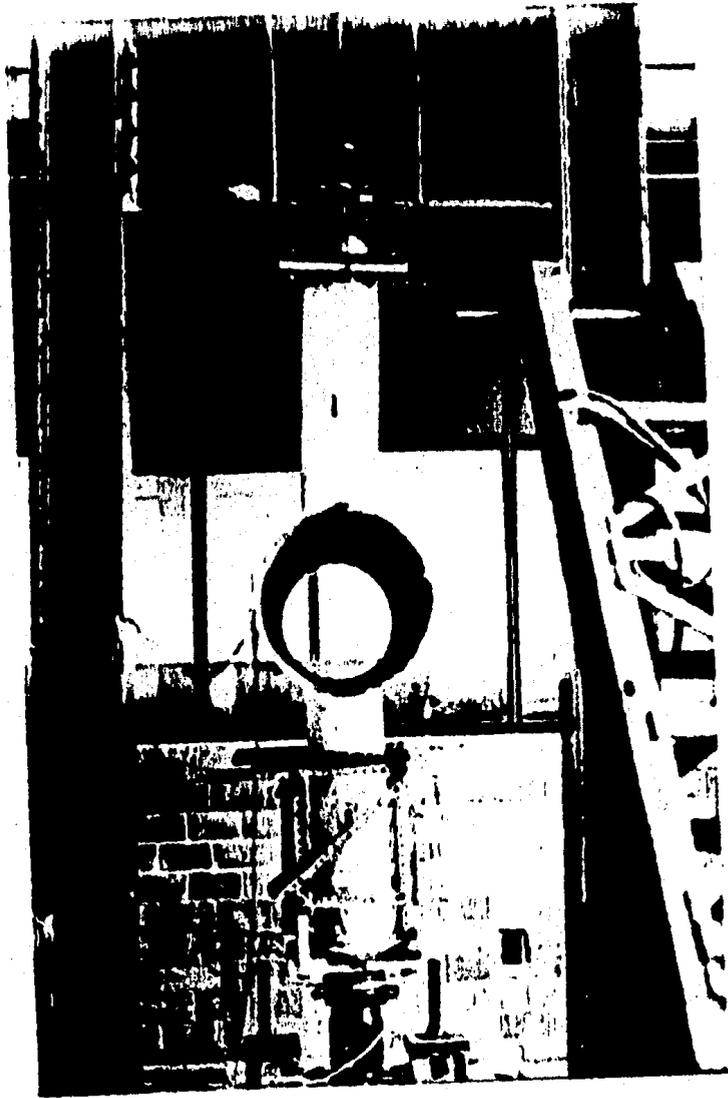


Fig 5.5 Marco de carga empleado en el ensaye del espécimen C3

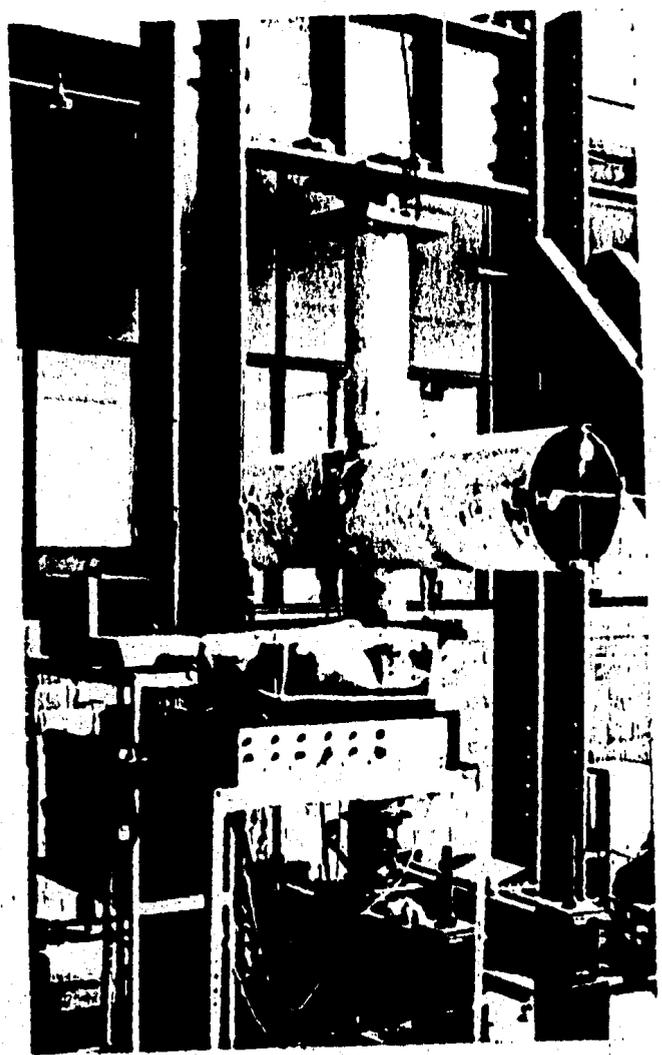


Fig 5.6 Disposicion final del ensaye del espécimen C3

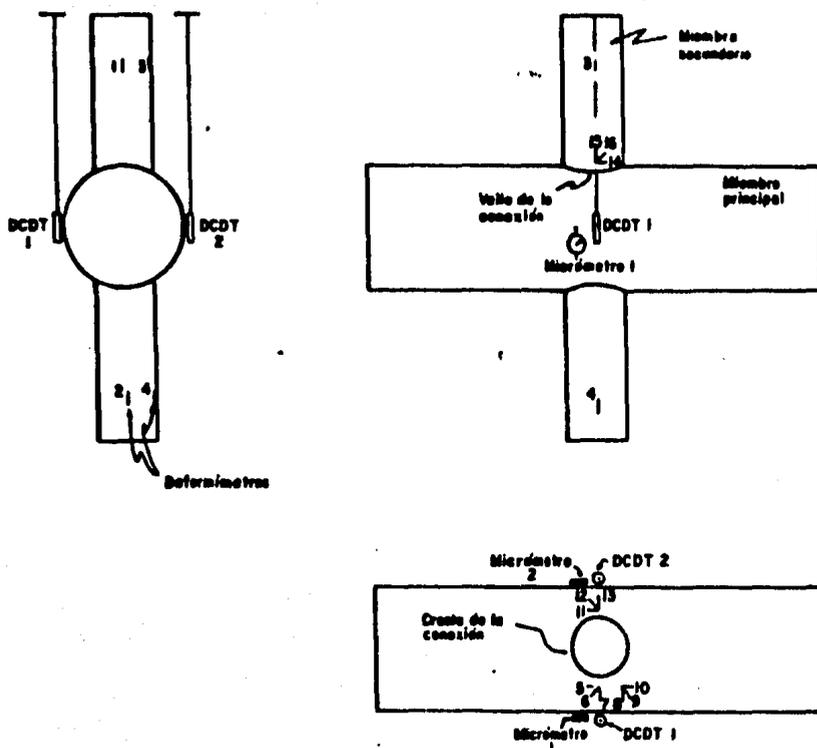


Fig 5.7 Distribución de deformímetros, micrómetros y medidores de desplazamiento (DCDT) en el espécimen C3

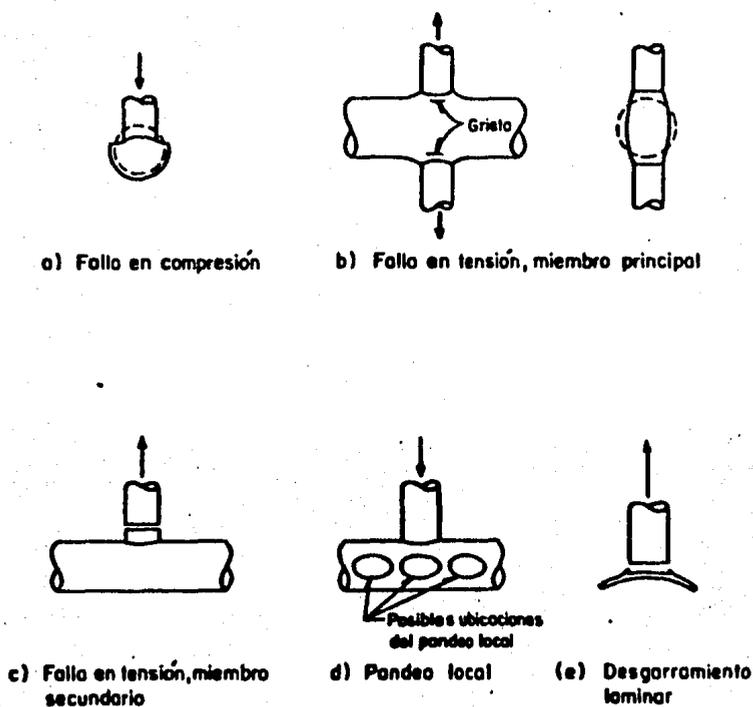


Fig 5.8 Modos de fallo en una conexión tubular

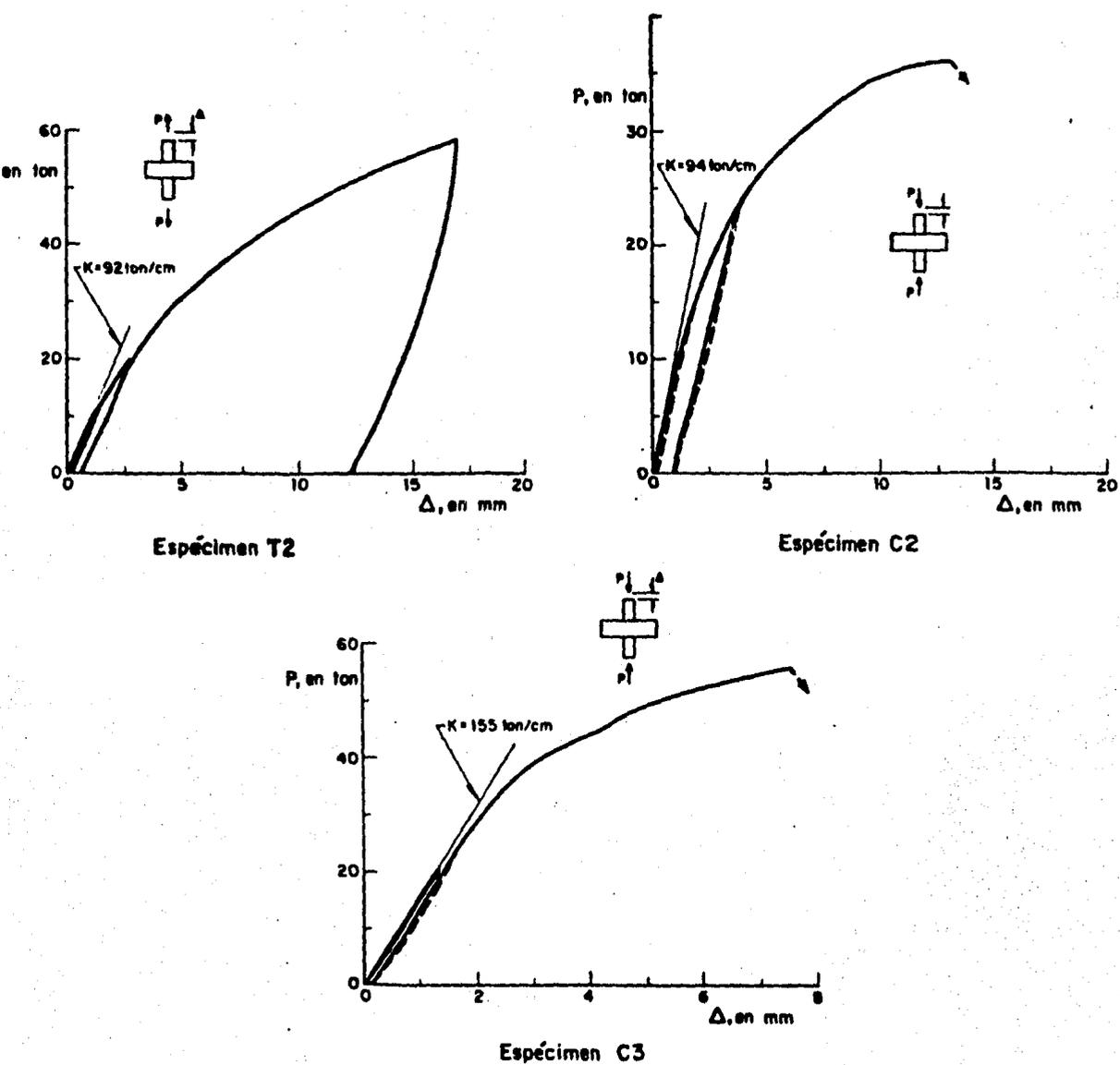
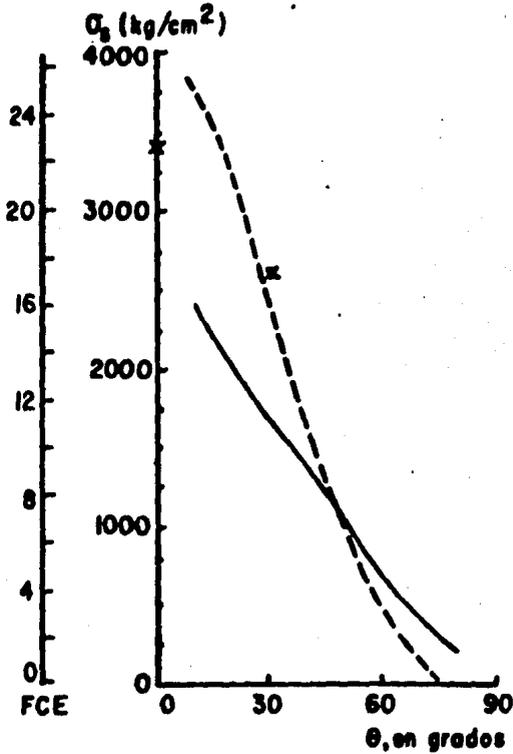
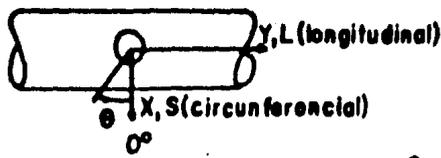
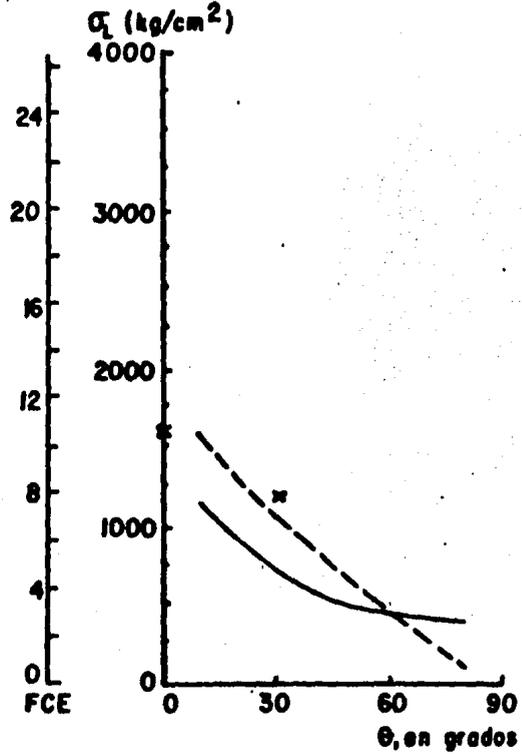


Fig 5.9 Curvas carga-desplazamiento de las conexiones ensayadas

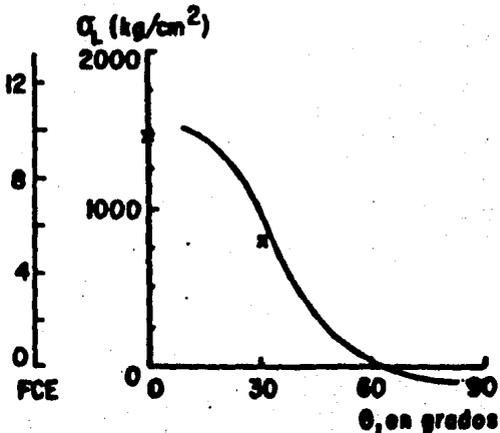




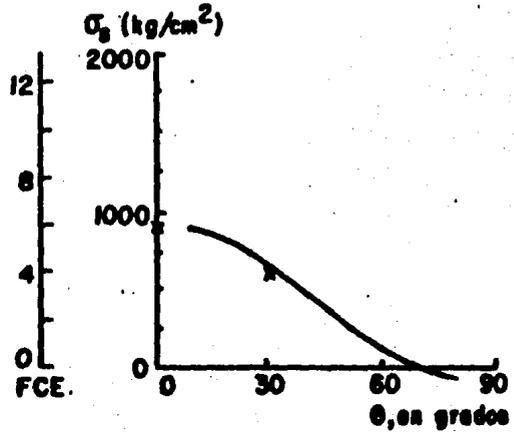
**Esfuerzo circunferencial en el miembro principal**



**Esfuerzo longitudinal en el miembro principal**



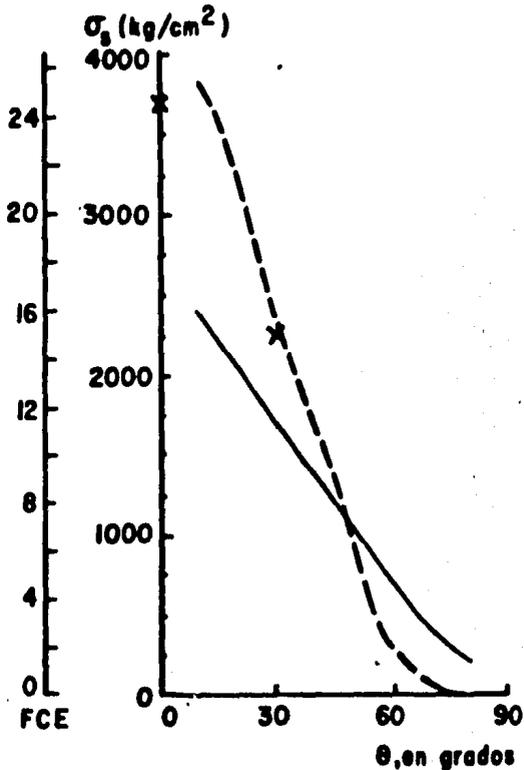
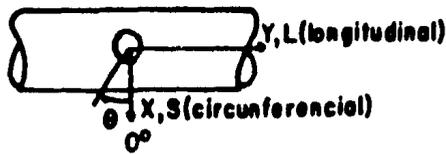
**Esfuerzo longitudinal en el miembro secundario**



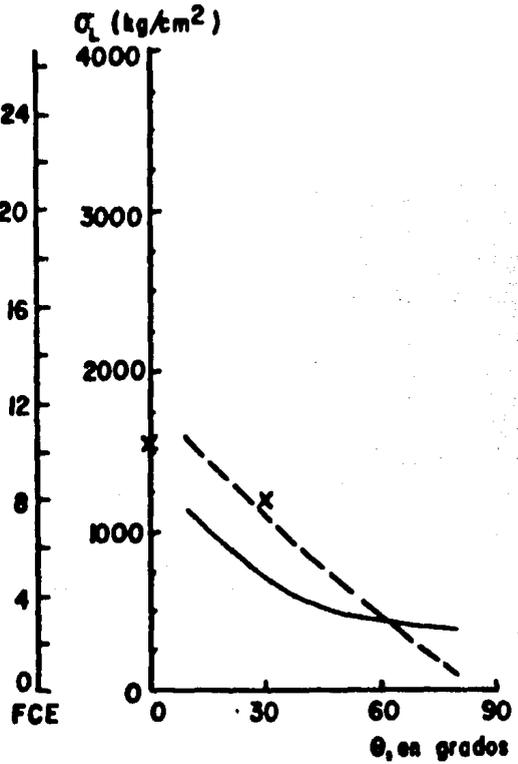
**Esfuerzo circunferencial en el miembro secundario**

- Elementos finitos (primera fila)
- Elementos finitos (segunda fila)
- X Deformímetros
- FCE = Factor de concentración de esfuerzos

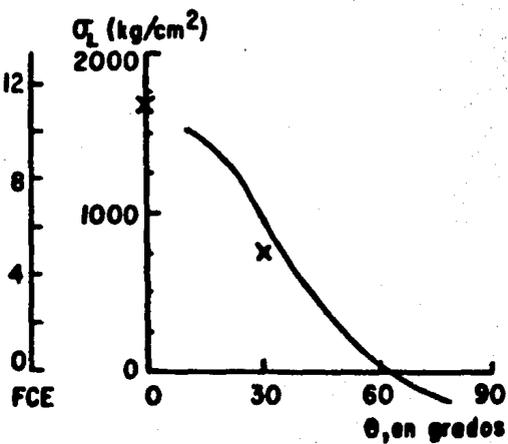
**Fig 5.12 Factores de concentración de esfuerzos y esfuerzos circunferencial y longitudinal en los miembros principal y secundario. Especimen T2. P=8 Ton**



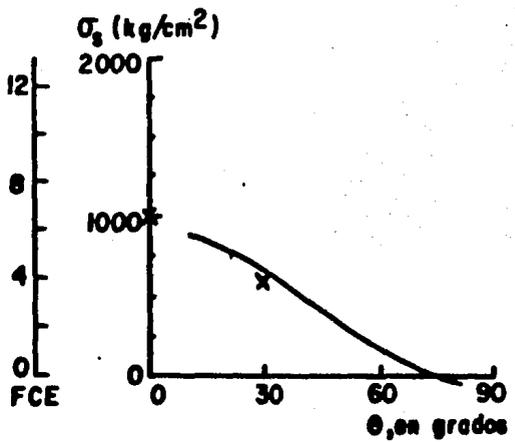
**Esfuerzo circunferencial en el miembro principal**



**Esfuerzo longitudinal en el miembro principal**



**Esfuerzo longitudinal en el miembro secundario**

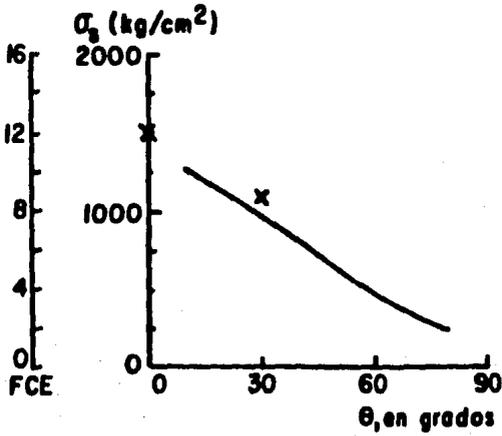
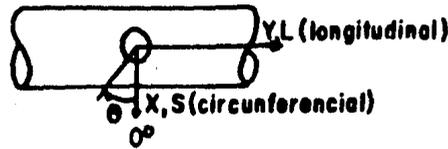


**Esfuerzo circunferencial en el miembro secundario**

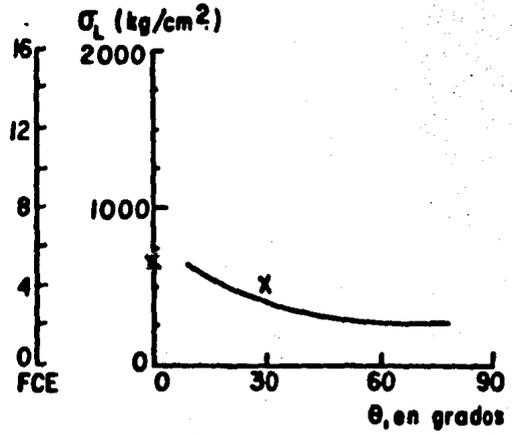
- Elementos finitos (primera fila)
- Elementos finitos (segunda fila)
- x Deformímetros

FCE = Factor de concentración de esfuerzos

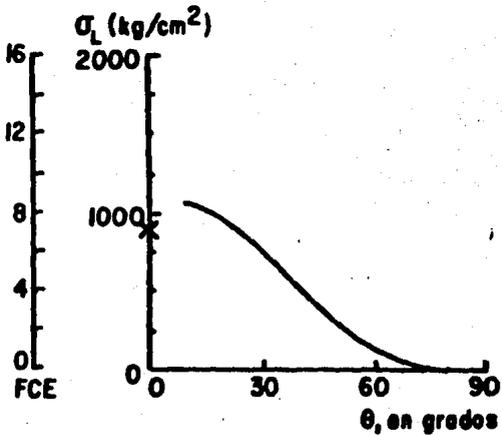
**Fig 5.13 Factores de concentración de esfuerzos y esfuerzos circunferencial y longitudinal en los miembros principal y secundario. Especimen C2. P= 8 Ton**



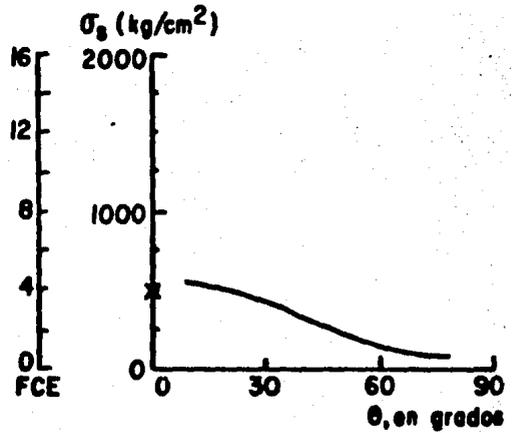
Esfuerzo circunferencial en el miembro principal



Esfuerzo longitudinal en el miembro principal



Esfuerzo longitudinal en el miembro secundario



Esfuerzo circunferencial en el miembro secundario

— Elementos finitos  
 x Deformímetros  
 FCE = Factor de concentración de esfuerzos

Fig 5.14 Factores de concentración de esfuerzos y esfuerzos circunferencial y longitudinal en los miembros principal y secundario. Espécimen C3.

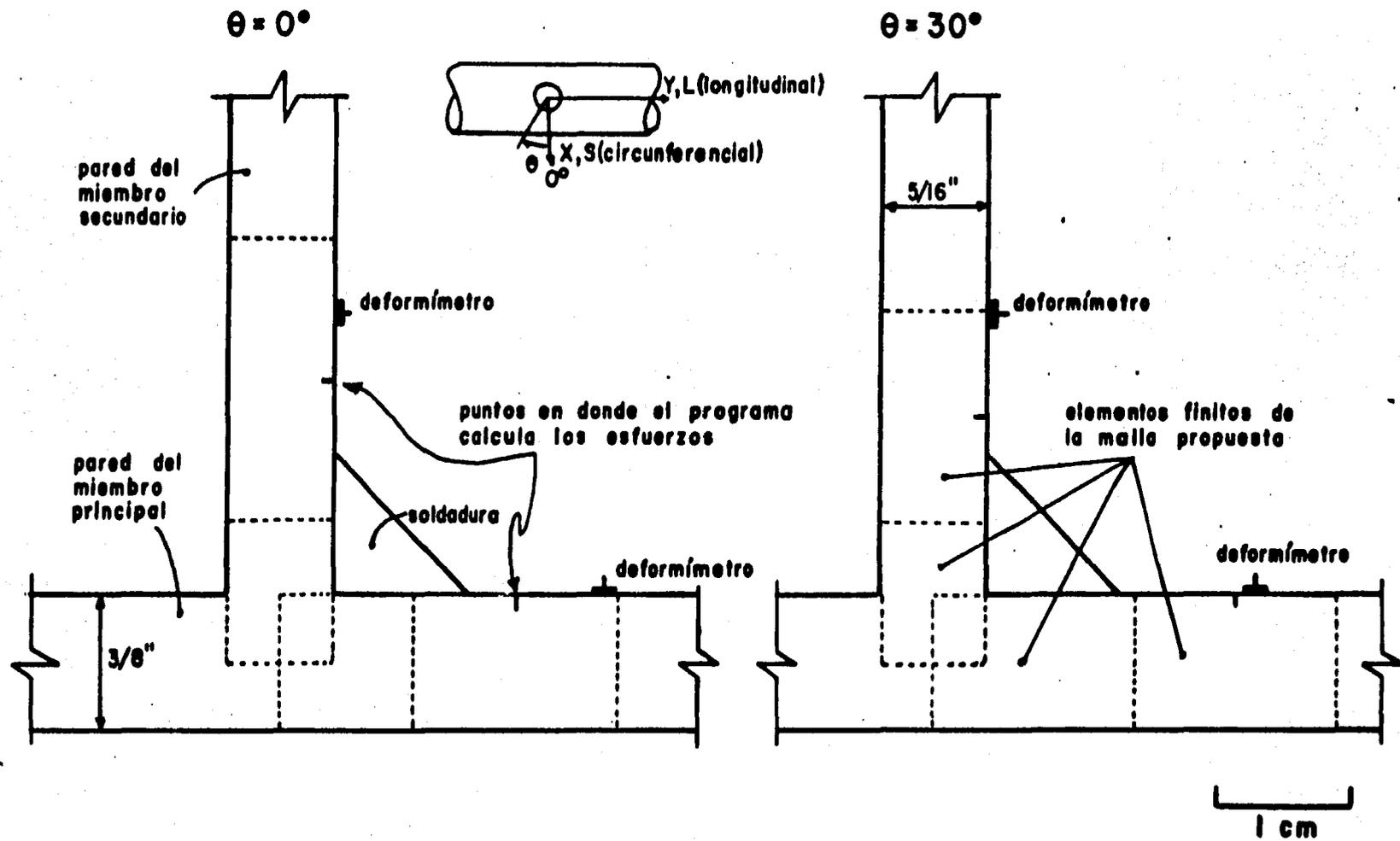


Fig 5.15 Ubicación de los deformímetros y los puntos en donde el programa de elementos finitos calcula los esfuerzos en el espécimen C2

## FE DE ERRATAS

Pag.	Renglón	Dice	Debe decir
25	18-19	En la tabla 3.1 se presentan dichas expresiones	En la tabla 2 de la ref. 8 se presentan dichas expresiones.
42	7-8	Estas expresiones se dan en la tabla 4.2	Estas expresiones se dan en la fig 16 de la ref. 18.
46	13	estuvieron	estuvieron
59	22	ecerca	acerca