



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

**“Instrumentación y Pruebas para Determinar
Esfuerzos en Recipientes de Gas
de uso Doméstico”**

PROYECTO DE GRADO

**Previo a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO**

Presentado por:

Rodolfo Andrés Wong Gen-Kuong

Guayaquil - Ecuador

1989

AGRADECIMIENTO

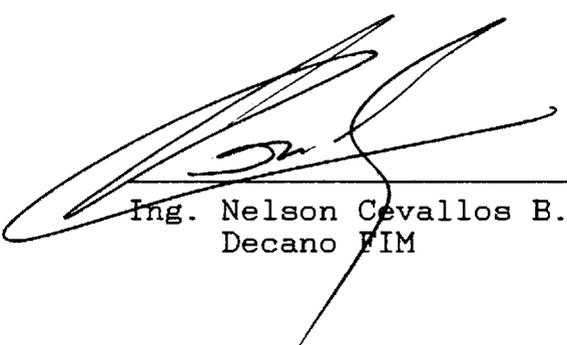
Al Ing. Guillermo Urquizo Calderón, Director de este Proyecto de Tópico de Graduación, por su constante e invaluable ayuda.

Al Dr. Hans Peter Löhrlein y al Ing. Eduardo Orcés, profesores de las materias complementarias al Tópico de Graduación.

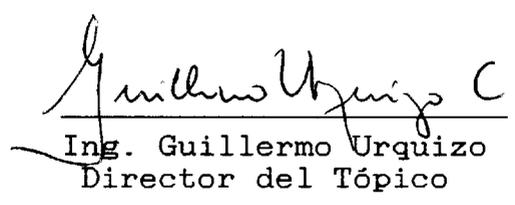
A mis compañeros de Tópico y demás personas que directa e indirectamente han colaborado con la elaboración del presente trabajo.

DEDICATORIA

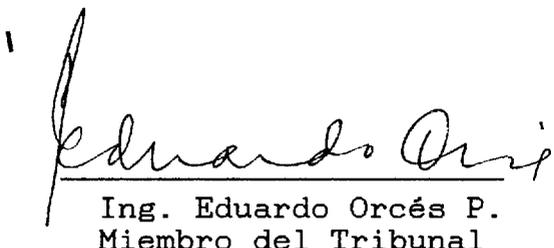
A MIS PADRES



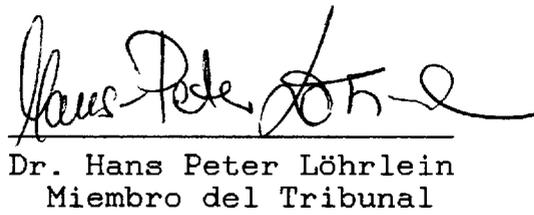
Ing. Nelson Cevallos B.
Decano FIM



Ing. Guillermo Urquiza C.
Director del Tópico



Ing. Eduardo Orcés P.
Miembro del Tribunal



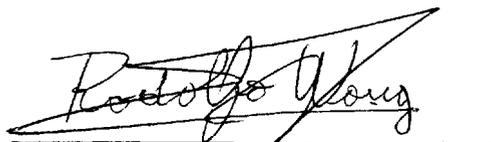
Dr. Hans Peter Löhrllein
Miembro del Tribunal



DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en este Proyecto de Grado, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Tópico de Graduación)

A handwritten signature in black ink, reading "Rodolfo Wong", written over a horizontal line. The signature is stylized and cursive.

Rodolfo A. Wong Gen-Kuong

R E S U M E N

El presente t3pico involucra el uso de extens3metros de resistencia el3ctrica para determinar experimentalmente la distribuci3n de esfuerzos. Estos esfuerzos ser3n evaluados en algunas porciones de un recipiente dom3stico de almacenamiento de gas propano. Con dicha informaci3n, obtenida de pruebas de los recipientes sometidos a presi3n interna, se podr3n encontrar los factores de seguridad, tanto para un recipiente nuevo, como para otro con algunos a3os de uso.

Previo a las pruebas indicadas se detallan cap3tulos concernientes a este tema, como es la Teor3a de cilindros o recipientes de paredes delgadas. Esta teor3a contiene el an3lisis de los esfuerzos que se producen en un recipiente cil3ndrico sometido a presi3n interna. Se observar3n otras consideraciones, como la deformaci3n dentro de la zona el3stica, y el funcionamiento de los instrumentos de medici3n utilizados. Los strain gages o extens3metros de resistencia el3ctrica, ser3n objeto de estudio en un cap3tulo posterior.

Finalmente se muestran tablas de datos y resultados, los

cuales fueron obtenidos después de las pruebas realizadas en los recipientes de gas. Los cálculos respectivos y otras consideraciones, como figuras ilustrativas, y fotos que muestran cómo fallan estos mencionados recipientes, también se detallan en los capítulos correspondientes.

I N D I C E G E N E R A L

	PAG.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	XI
INDICE DE TABLAS	XIII
INTRODUCCION	14
I. RECIPIENTES DE PRESION	16
1.1. CONSIDERACIONES PARA LA SELECCION DE EXTREMOS CURVOS EN RECIPIENTES DE PRESION....	16
1.2. TIPOS DE EXTREMOS PARA RECIPIENTES QUE SOPORTAN PRESION INTERNA	16
1.2.1. Extremos Toro esfero idales	16
1.2.2. Extremos Semi-elipsoidales	17
II. TEORIA DE RECIPIENTES DE PAREDES DELGADAS	21
2.1. ESFUERZOS DE MEMBRANA	21
2.1.1. Expresiones generales para los esfuerzos de membrana	22
2.2. ESFUERZOS DE FLEXION PRODUCIDOS EN EL RECIPIENTE	29
2.2.1. Expresiones para los esfuerzos	

	locales de flexión	32
III.	MEDICIONES DE DEFORMACION	41
	3.1. EXTENSOMETROS DE RESISTENCIA ELECTRICA	41
	3.2. UBICACION DE LOS EXTENSOMETROS	45
IV.	PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	50
	4.1. TERMINOLOGIA	50
	4.1.1. Máxima presión de servicio	50
	4.1.2. Presión de diseño	50
	4.1.3. Temperatura máxima de servicio	50
	4.2. CARACTERISTICAS DEL RECIPIENTE	51
	4.3. REALIZACION DE LAS PRUEBAS	53
	4.3.1. Ubicación de los extensómetros	53
	4.3.2. Medición de deformaciones	55
	4.3.3. Evaluación experimental de esfuerzos	56
	4.3.4. Cálculo del espesor real de pared de los recipientes	58
	4.3.5. Evaluación teórica de los esfuerzos de membrana	60
	4.3.6. Evaluación de factores de seguridad teóricos	63
	4.3.7. Evaluación de factores de seguridad experimentales	64
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	67

APENDICES 70
BIBLIOGRAFIA 73

INDICE DE FIGURAS

Nº	Descripción	PAG.
1.	Varios tipos de casquetes	20
2.	Sección semielíptica	23
3.	Dirección de los esfuerzos principales en un casquete	24
4.	Factores de Intensificación de esfuerzos, circunferencial y meridional	28
5.	Deformación de un elipsoide de revolución	30
6.	Deformación de un casquete y un cilindro en la zona de unión	31
7.	Variables trigonométricas en una elipse	34
8.	Comportamiento del factor de Intensificación de esfuerzos circunferenciales	39
9.	Comportamiento del factor de Intensificación de esfuerzos meridionales	40
10.	Circuito de "Puente de Wheatstone"	43

11. Extensómetros orientados en diferentes direcciones.....	47
12. Círculo de Mohr para deformaciones	49
13. Recipiente para gas licuable	52
14. Ubicación de las rosetas de deformación	54



INDICE DE TABLAS

Nº	Descripción	PAG.
4.1.	Valores de deformaciones principales	56
4.2.	Valores de esfuerzos principales	57
4.3.	Valores de esfuerzos equivalentes	65

I N T R O D U C C I O N

Existen varios tipos de recipientes de almacenamiento de gas utilizados en diferentes áreas, ya sea a nivel industrial o a nivel doméstico. Se clasifican de acuerdo a muchos factores, como presión de almacenamiento, volumen, capacidad del recipiente, entre otros. Uno de los tipos de recipientes utilizados diariamente en forma masiva, es el de almacenamiento doméstico de gas propano. El propano es usado como combustible para fuentes de energía, y sirve para realizar diversas actividades. A estos recipientes se los clasifica como recipientes de almacenamiento de gas licuable a baja presión. En el presente tópico se analizará precisamente este tipo particular de recipiente, el cual es fabricado bajo las normas pertinentes del caso.

El tema objeto de estudio, es decir la instrumentación y realización de pruebas de esfuerzos en estos recipientes comúnmente utilizados, permitirá evaluar el valor del factor de seguridad para recipientes que tengan varios años de prestar servicio activo. De acuerdo a los resultados que se obtengan, se podría determinar qué tanta seguridad presentan los mismos actualmente para sus

usuarios. Por este motivo, que involucra la seguridad de gran número de personas, se justifica plenamente la realización del análisis mencionado.

Estos recipientes de alto índice de utilización, muchas veces necesitan un examen para evaluar sus condiciones actuales, y poder determinar si se encuentran aptos para seguir prestando servicios a la comunidad. También se les podría realizar un proceso de mantenimiento preventivo, para evitar un continuo deterioro de sus condiciones físicas y mecánicas. En los capítulos descritos a continuación, se hará un análisis detallado del tema en mención.



CAPITULO I

RECIPIENTES DE PRESION

1.1. CONSIDERACIONES PARA LA SELECCION DE EXTREMOS CURVOS EN RECIPIENTES DE PRESION

Existen varios tipos de extremos curvos que se pueden utilizar para cerrar recipientes cilíndricos. La selección de cada uno de ellos depende de varios factores como rango de presiones internas, capacidad de almacenamiento, la localización y función del recipiente, la naturaleza del fluido almacenado, etcétera. A continuación se mencionan algunos de los tipos de extremos existentes.

1.2. TIPOS DE EXTREMOS PARA RECIPIENTES QUE SOPORTAN PRESION INTERNA (Ref. 1)

1.2.1. Extremos Toro esféricoidales

El rango de presiones que pueden soportar estos extremos puede ser aumentado, haciendo disminuir

los esfuerzos locales que se producen en la esquina interior del casquete. Esto se lo puede lograr formando el casquete de tal manera que el radio interior de la esquina sea por lo menos tres veces el espesor del metal; según el código de construcción, el radio no debe ser menor que el seis por ciento del diámetro interno. También el radio de corona tiene que ser igual o menor que el diámetro del recipiente.

El volumen, en metros cúbicos, de los casquetes que tienen el radio interior de la esquina igual al seis por ciento del diámetro exterior del recipiente, es aproximadamente igual a $V = 0.084672 \text{ di}^3$, donde di = diámetro interior del recipiente, (m).

Este tipo de casquete se lo utiliza para presiones internas entre 0.10 y 1.38 MPa, y aunque puede ser usado para presiones mayores, sin embargo es más económico usar casquetes semi-elipsoidales para esos casos. En la figura 1. d) se muestra el casquete toroesferoidal.

1.2.2. Extremos Semi-elipsoidales

Estos casquetes son utilizados en recipientes

diseñados para presiones en el rango de los 0.69 MPa, y también en muchos recipientes para presiones superiores a los 1.38 MPa.

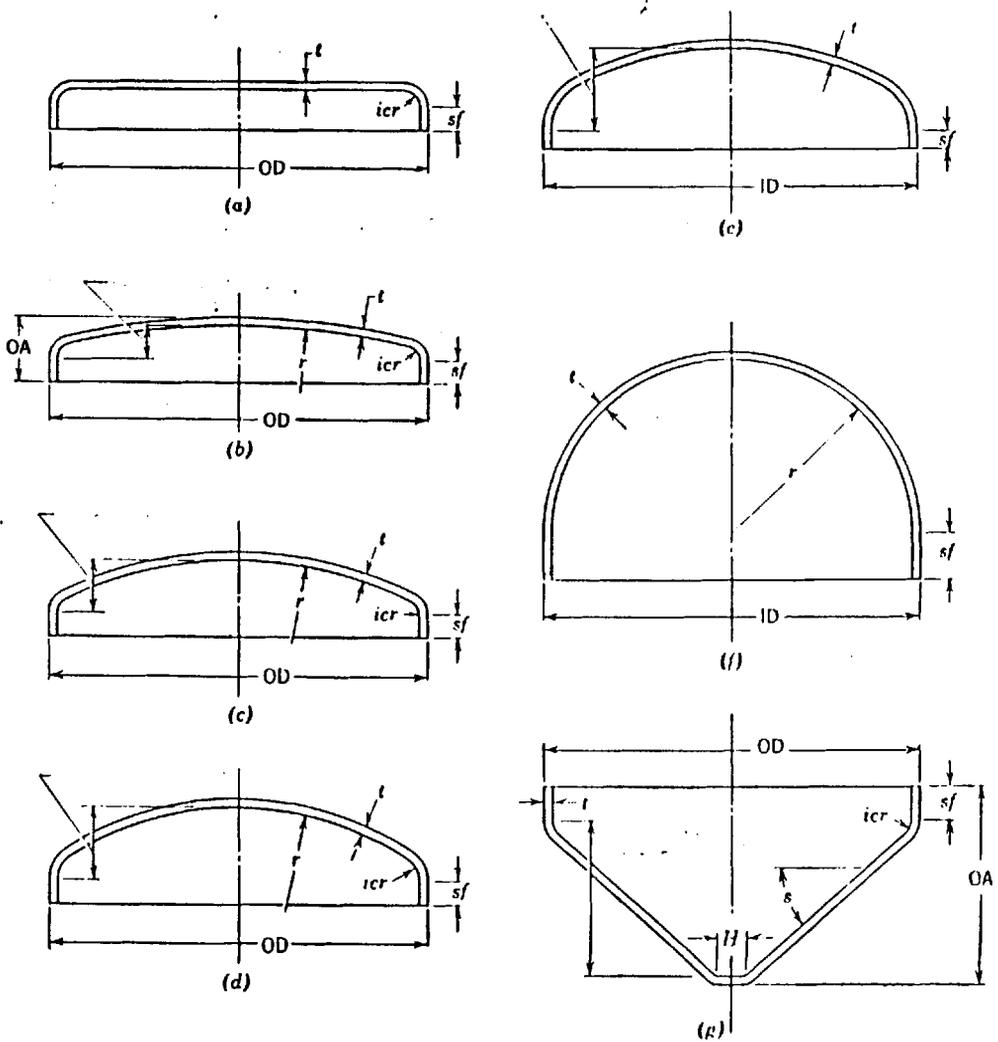
Si la relación de eje mayor a eje menor es 2:1, los esfuerzos del casquete semi-elipsoidal son aproximadamente iguales a los esfuerzos de un recipiente cilíndrico que tiene el mismo diámetro interior y diámetro exterior. Por esta razón muchos han estandarizado el casquete semi-elipsoidal que tiene una razón de ejes 2:1. La altura interior o profundidad es igual a la mitad del eje menor de una elipse completa, e igual a la cuarta parte del diámetro interior del casquete.

El diámetro de una placa circular requerida para formar un extremo semi-elipsoidal es aproximadamente 22 % mayor que el diámetro interior del recipiente terminado. El volumen, en metros cúbicos, contenido en el casquete semi-elipsoidal, sin incluir la parte recta, es aproximadamente igual a $V = 0.131328 d_i^3$, donde d_i = diámetro interior del recipiente, (m).

El volumen de un cilindro equivalente de altura H, que contiene el mismo volumen que el extremo

semi-elipsoidal correspondiente, es $V=\pi a^2 H$, donde "a" es el semieje mayor o la mitad del diámetro del recipiente. Por otro lado el volumen de un semi-elipsoide es $V=(\pi a^3)/3$. Igualando estas dos últimas expresiones, se obtiene que el volumen de dos extremos semielipsoidales, de relación eje mayor/eje menor 2:1, es $V=(\pi D^3)/12$.

Existen otros tipos de extremos para recipientes cilíndricos tales como casquetes hemisféricos, cónicos, planos con bordes curvos, etc., los cuales no son tema de estudio del presente tópico. En la figura No. 1 se muestran los diferentes tipos de casquetes que pueden utilizarse.



a) Solamente rebordeado

b) Rebordeado y cóncavo de poca profundidad

c) Rebordeado y cóncavo estándar

d) Toro esférico

e) Semi-elipsoidal

f) Hemisférico

g) Rebordeado y cóncavo cónico

Fig. 1. Varios tipos de casquetes (Ref. 1)

CAPITULO II

TEORIA DE RECIPIENTES DE PAREDES DELGADAS (Ref. 1)

2.1. ESFUERZOS DE MEMBRANA

Cuando se somete al cilindro o recipiente a presión interna, en éste se producen dos esfuerzos principales que están ubicados en el plano de la superficie del recipiente. Como se trata de un caso tridimensional, en realidad aparecen tres tipos de esfuerzos en el tanque. Estos esfuerzos actúan en tres planos perpendiculares entre si, pero se desprecia el esfuerzo en la dirección de la presión, ya que se trata de un caso de recipiente de paredes delgadas. Este caso particular se cumple cuando el espesor es menor que la décima parte del radio del recipiente, aproximadamente, por lo que se vuelve un caso bidimensional de esfuerzos. Por lo tanto, estos dos esfuerzos de membrana se consideran uniformes en toda la sección transversal del recipiente.

Los esfuerzos arriba mencionados se denominan esfuerzo meridional y esfuerzo circunferencial, los cuales se convierten en longitudinal y tangencial respectivamente, en la porción cilíndrica central del recipiente. Este estado de esfuerzos se lo encuentra prácticamente a lo largo de todo el recipiente, siendo un estado de esfuerzos principales, es decir que no se producen esfuerzos cortantes tanto en los planos meridionales como los planos horizontales del recipiente de presión. También se denominan de membrana, porque el recipiente en el cual aparecen se comporta como tal, al ofrecer una muy pequeña o ninguna resistencia a la flexión.

2.1.1. Expresiones generales para los esfuerzos de membrana

Las siguientes ecuaciones para los esfuerzos son determinadas en base a la geometría del recipiente, y la deducción de las mismas se puede encontrar en la literatura (Ref. 1).

$$\sigma_m = \frac{p}{2 \cdot t} \left[(a \cdot k)^2 + r_o^2 (1 - k^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.1.1)$$

la ecuación (2.1.2) es la siguiente:

$$\sigma_h = \frac{p}{t} \left[(ak)^2 + r_0^2 (1 - k^2) \right]^{\frac{1}{2}} \left[1 - \frac{(ak)^2}{2(ak)^2 + r_0^2 (1 - k^2)} \right]$$

donde, $k = a/b = 2$

t = espesor

p = presión interna

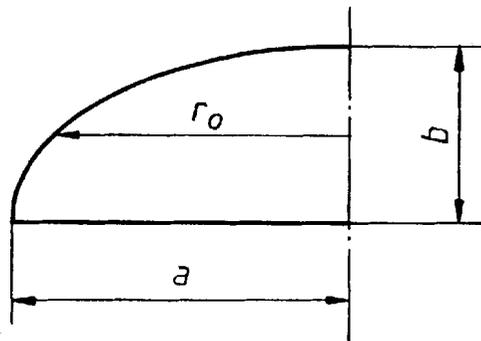


Fig. 2. Sección semielíptica (Ref. 1)

En la siguiente figura se muestra la ubicación de los esfuerzos, en una sección de un recipiente.

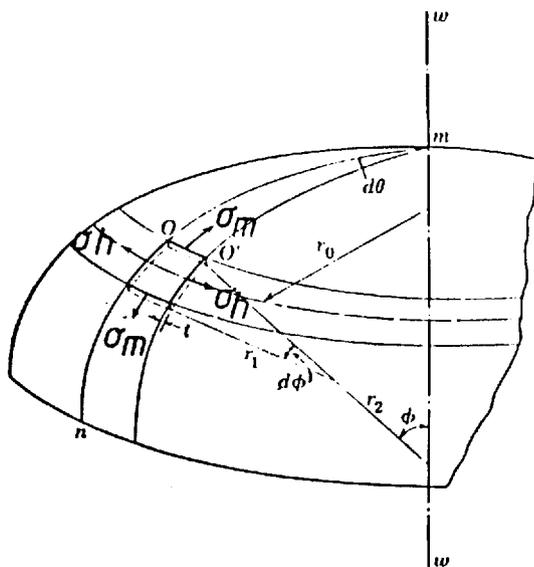


Fig. 3. Dirección de los esfuerzos principales en un casquete (Ref. 1)

Estas expresiones pueden ser tabuladas para un valor de $k=2$ y diferentes valores de r_0 . Por ejemplo, cuando r_0 es igual al diámetro del recipiente "a", y $b=\infty$, el recipiente se convierte en un cilindro de longitud infinita. En este caso, el esfuerzo meridional se denomina esfuerzo longitudinal, y es igual al esfuerzo que se conoce como $\sigma_m = pd/4t$.

De la misma manera, el esfuerzo circunferencial o tangencial, en el caso de un recipiente cilíndrico, cuando r_0 toma el valor de "a" en la ecuación mencionada, es $\sigma_h = pd/2t$. Este esfuerzo

es el comúnmente determinado en un recipiente cilíndrico, en una sección alejada del casquete.

Es de tomar en cuenta que, las ecuaciones mencionadas han sido determinadas de tal manera que dependen exclusivamente de la forma geométrica del recipiente. Y éstas se limitan al caso de un casquete semielipsoidal, que puede tener cualquier relación eje mayor/eje menor.

Se puede observar también que al reemplazar un valor de k igual a la unidad, los valores de los esfuerzos corresponderán a los de una esfera, ya que al ser el eje mayor idéntico al eje menor del semielipsoide, éste se convierte en una semiesfera.

En el centro de la corona o casquete semielipsoidal, cuando $r_o=0$ y para un valor de $k=2$, el esfuerzo meridional es idéntico al circunferencial y tiene un valor de $\sigma_m = \sigma_h = pd/2t$. De esto se deduce que para cualquier casquete semielipsoidal que tenga un valor de k comprendido entre 1.0 y 2.0, el máximo esfuerzo de tensión ocurre en el centro de la corona. Esto último se cumple siempre y cuando se considere que el espesor es uniforme en todo el

casquete.

A continuación se define como factor de intensificación de esfuerzos, al valor de un esfuerzo, ya sea meridional o circunferencial, dividido para un valor fijo constante. Este valor fijo es el del esfuerzo circunferencial de un cilindro sometido a presión interna, es decir $pd/2t$.

Por lo tanto, el factor de intensificación de esfuerzos circunferenciales debido a la presión interna es igual a:

$$I_h = \frac{\sigma_h}{\sigma_h(\text{cilindro})} \quad (2.1.3)$$

De la misma manera, el factor de intensificación de esfuerzos meridionales debido a presión interna es igual a:

$$I_m = \frac{\sigma_m}{\sigma_h(\text{cilindro})} \quad (2.1.4)$$

Con estos factores mencionados, se puede apreciar de mejor forma el comportamiento de los esfuerzos a lo largo de un recipiente. El mismo que puede

estar compuesto de una parte cilíndrica, soldada a dos casquetes semielipsoidales a cada lado respectivamente.

A continuación, en la figura 4 se muestran los valores de los factores de intensificación de esfuerzos circunferencial y meridional respectivamente, a través de un casquete semielipsoidal.

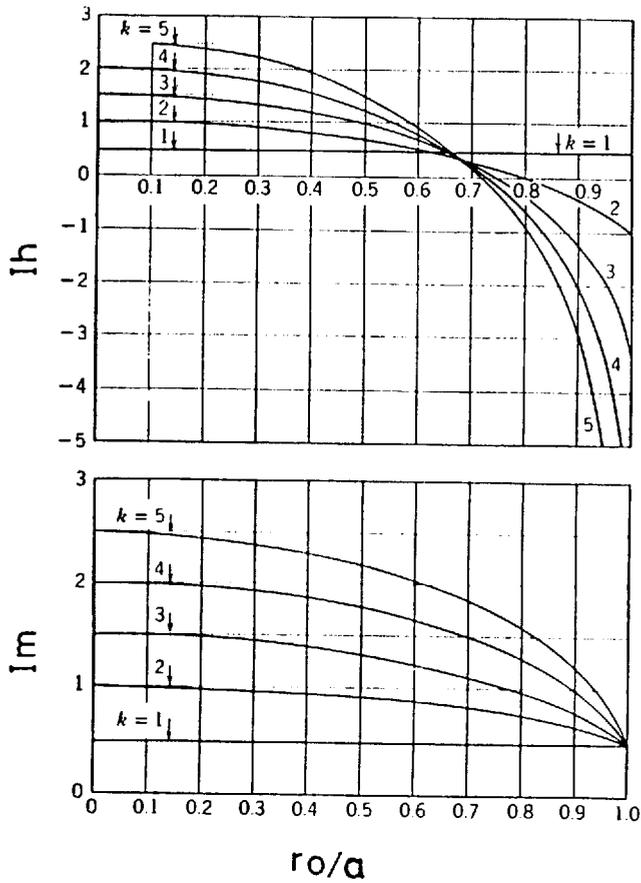


Fig. 4. Factores de intensificación de esfuerzos, circunferencial y meridional (Ref. 1)

El esfuerzo circunferencial σ_h tiene un valor máximo positivo, es decir tensión, en el centro de la corona, cuando r_0 es igual a cero. El mismo alcanza un valor máximo negativo, es decir compresión, cuando r_0 toma un valor igual a "a", que es donde termina el extremo semielipsoidal y comienza la parte cilíndrica. Mientras tanto el esfuerzo meridional σ_m tiene valores positivos, o

sea de tensión, a lo largo de todo el casquete BIBLIOTECA

En la parte cilíndrica se puede deducir fácilmente que el valor para el factor de intensificación de esfuerzos circunferenciales, es igual a la unidad. Mientras que el factor de intensificación de esfuerzos meridionales tiene un valor igual a 0.5, ya que el esfuerzo meridional de membrana es la mitad del esfuerzo circunferencial correspondiente.

Se debe recalcar que el análisis de esfuerzos realizados hasta el momento, no involucra los efectos de flexión que se producen a causa de las discontinuidades del recipiente, como lo es la unión de la parte cilíndrica con el casquete semielipsoidal. Por lo tanto las ecuaciones mostradas son válidas solamente para zonas alejadas de la unión del casquete con el cilindro. Los efectos de flexión mencionados se los analizará en el siguiente punto del presente capítulo.

2.2. ESFUERZOS DE FLEXION PRODUCIDOS EN EL RECIPIENTE

Antes de empezar a detallar las ecuaciones para los esfuerzos de flexión, veamos cómo se deforma un

elipsoide de revolución sometido a presión interna. Esto facilitará la comprensión del por qué se producen efectos de flexión.

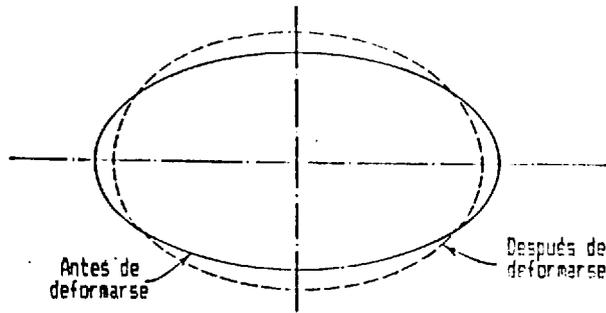


Fig. 5. Deformación de un elipsoide de revolución (Ref. 1)

Como se puede observar en la figura No. 5, el elipsoide trata de hacerse más esférico bajo efectos de presión interna. Por la sección del eje mayor el elipsoide se contrae, mientras que la sección del eje menor incrementa su longitud.

En un recipiente que está formado por dos casquetes y una parte cilíndrica, cuando existe presión interna, se van a producir momentos de flexión en la zona de unión. El efecto de flexión se debe a la diferencia en deformaciones radiales, que tendrán tanto el casquete como la parte cilíndrica. Esta diferencia no es sólo en magnitud, sino también en

el sentido de las mismas. En la parte del cilindro recto, la deformación radial será hacia afuera del recipiente, es decir que tratará de expandirse, aumentando por consiguiente su diámetro. Por otro lado, la zona del casquete en el mismo punto de unión, tratará de deformarse hacia adentro del recipiente, a lo largo de su eje mayor, como se indicó anteriormente. En la figura No. 6 se puede apreciar el caso en mención.

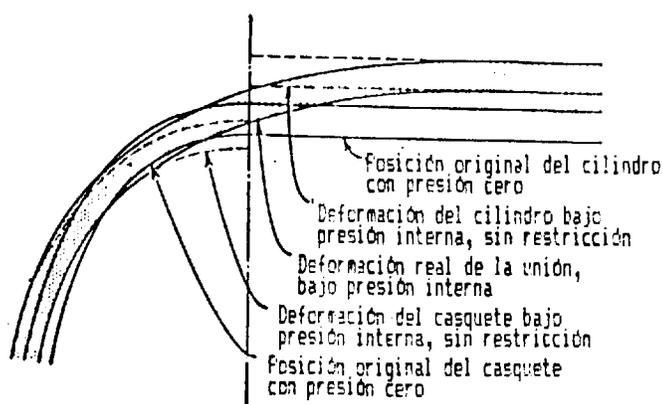


Fig. 6. Deformación de un casquete y un cilindro en la zona de unión (Ref. 1)

Al estar unidos el casquete con el cilindro, no se permite la deformación natural que tendrían los mismos cuando se encuentran sin restricciones, por lo que aparecen momentos de flexión tanto en el cilindro como en el casquete semielipsoidal. El efecto producido por la unión es la de flexar el cilindro hacia adentro y el casquete hacia afuera,

con respecto a sus posiciones no restringidas. Esto crea esfuerzos de compresión en las fibras exteriores y tensión en las fibras interiores del casquete semielipsoidal. Similarmente, la flexión del cilindro tiende a incrementar el esfuerzo de tensión en las fibras exteriores de la zona cercana a la unión del cilindro con el extremo semielipsoidal.

2.2.1. Expresiones para los esfuerzos locales de flexión

La deducción de las ecuaciones que se muestran a continuación, puede encontrarse en la literatura (1). Esta deducción se la realiza matemáticamente en base a la geometría del recipiente.

Para la zona ubicada en el cilindro se tienen las siguientes relaciones para los esfuerzos meridional y circunferencial de flexión, respectivamente:

$$\sigma_m(\text{flex}) = \left[\frac{3pk^2}{4(\beta_1)^2 (ts)^2} \right] e^{-(\beta_1 \cdot x_1)} \left[\sin \beta_1 x_1 \right] \quad (2.2.1)$$

$$\sigma_h(\text{flex}) = \left[\frac{3pk^2 \mu}{4(\beta_1)^2 (ts)^2} \right] e^{-(\beta_1 \cdot x_1)} \left[\cos \beta_1 x_1 \right] \quad (2.2.2)$$

$$\beta_1 = \left[\frac{3(1-\mu^2)}{(a \cdot t_s)^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2.2.3)$$

donde, p = presión interna

μ = coeficiente de Poisson

x_1 = distancia lineal medida desde la unión del casquete-cilindro, a lo largo del cilindro

t_s = espesor de la parte cilíndrica

k = relación eje mayor/eje menor

a = eje mayor del elipsoide

Para la zona en el casquete semielipsoidal ubicada cerca de la unión casquete-cilindro se tienen los siguientes esfuerzos locales de flexión, tanto meridional como circunferencial.

$$\sigma_m(\text{flex}) = \left[\frac{-3pk^2 a^2}{4[3(1-\mu^2)th \cdot r^2]} \right] \left[\int_0^{x_2} \beta_2 dx_2 \right] \sin \int_0^{x_2} \beta_2 dx_2 \quad (2.2.4)$$

$$\sigma_h(\text{flex}) = \left[\frac{pka^2}{4 \cdot th \cdot r^2} \right] \left[\int_0^{x_2} \beta_2 dx_2 \right] \cos \int_0^{x_2} \beta_2 dx_2 \quad (2.2.5)$$

$$\beta_2 = \left[\frac{3(1-\mu^2)}{r_2 \cdot th^2} \right]^{\frac{1}{4}}$$

MEXICO (2.2.6)

donde:

a = eje mayor del elipsoide

th = espesor del casquete

r₂ = radio de curvatura de una sección perpendicular al plano meridional

x₂ = distancia lineal a lo largo del perfil del casquete

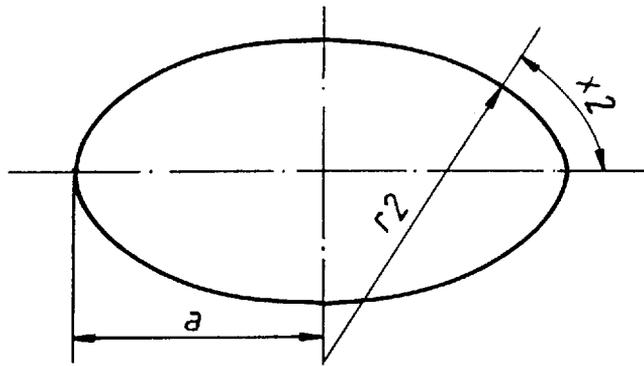


Fig. 7. Variables trigonométricas en una elipse (Ref. 1)

Se puede observar que estas ecuaciones para los esfuerzos de flexión tienen términos exponenciales, lo cual indica un comportamiento local solamente. A medida que aumenta la distancia desde la unión casquete-cilindro, los esfuerzos locales de flexión van decreciendo.

Posteriormente llegan a un punto a partir del cual desaparecen, para dar paso exclusivamente a los esfuerzos de membrana producidos por la presión interna, en zonas alejadas de la unión, tanto en el cilindro como en el casquete.

Para determinar la localización del máximo esfuerzo meridional de flexión en el cilindro, se deriva la ecuación correspondiente con respecto a la variable que en este caso es x_1 , y se iguala a cero la expresión resultante:

$$\sigma_m = \left[\frac{3pk^2}{4(\beta_1)^2 (ts)^2} \right] \left[e^{-\beta_1 x_1} \sin(\beta_1 x_1) \right]$$

$$\frac{d\sigma_m}{dx_1} = \left[\frac{3pk^2}{4(\beta_1)^2 (ts)^2} \right] \left[-\beta_1 \cdot e^{-\beta_1 x_1} \sin(\beta_1 x_1) + \beta_1 \cdot e^{-\beta_1 x_1} \cos(\beta_1 x_1) \right]$$

$$\left[-e^{-\beta_1 x_1} \sin(\beta_1 x_1) + e^{-\beta_1 x_1} \cos(\beta_1 x_1) \right] = 0$$

$$e^{-\beta_1 x_1} \sin(\beta_1 x_1) = e^{-\beta_1 x_1} \cos(\beta_1 x_1)$$

Eliminando los términos exponenciales en ambos lados de la ecuación se tiene:

$$\sin(\beta_1 x_1) = \cos(\beta_1 x_1)$$

$$\frac{\sin(\beta_1 x_1)}{\cos(\beta_1 x_1)} = 1$$

$$\tan(\beta_1 x_1) = 1$$

$$\beta_1 x_1 = \arctan(1)$$

$$\beta_1 x_1 = \pi/4$$

$$x_1 = \frac{\pi}{4 \cdot \beta_1}$$

Reemplazando el valor de β_1 en la ecuación anterior se obtiene lo siguiente:

$$x_1 = \frac{\pi}{4 \left[\frac{3(1-\mu^2)}{(a \cdot t s)^2} \right]^{\frac{1}{4}}}$$

$$x_1 = \frac{\pi (a \cdot t s)^{\frac{1}{2}}}{4(3)^{\frac{1}{4}} [(1-\mu^2)]^{\frac{1}{4}}}$$

haciendo igual a cero el término μ^2 , ya que el mismo tiende a cero por ser un valor decimal pequeño que elevado a una potencia se hace despreciable, la expresión queda como sigue:

$$x_1 = \frac{\pi (a \cdot t_s)^{\frac{1}{2}}}{4 (3)^{\frac{1}{4}}}$$

Realizando las operaciones para tener un factor numérico que multiplique a las variables, se obtiene la expresión para determinar la distancia lineal desde la unión, a la cual se produce el máximo esfuerzo meridional local de flexión:

$$x_1(\text{máx}) = 0.61(a \cdot t_s)^{\frac{1}{2}} \quad (2.2.7)$$

donde, a = eje mayor del semielipsoide

o radio del cilindro

t_s = espesor del cilindro

De la misma manera se halla la localización del máximo esfuerzo circunferencial de flexión, resultando que el mismo se encuentra en $x_1=0$, es decir justamente en la unión del casquete con el cilindro.

La distancia a la cual desaparecen los esfuerzos de flexión se encuentra a 4 veces el valor de $x_1(\text{máx})$, y a partir de ese punto éstos toman valores de $(pd/4t)$ y $(pd/2t)$ para los esfuerzos meridional y circunferencial respectivamente, que son los esfuerzos de membrana que se determinan comúnmente en el cilindro.

En las figuras 8 y 9 se pueden observar las curvas del comportamiento de los esfuerzos combinados, tomando en cuenta los esfuerzos de membrana junto con los esfuerzos de flexión. Los esfuerzos meridionales y circunferenciales, están representados por sus respectivos factores de intensificación de esfuerzos I_m e I_h . Estas curvas son de un caso particular, pero la forma de las mismas es similar para recipientes de la misma forma geométrica, es decir con dos extremos semielipsoidales y una parte central cilíndrica.

Como se puede apreciar, se nota una rápida atenuación de los efectos de los esfuerzos de flexión a medida que se incrementa la distancia desde la unión. Para luego tomar valores que corresponden a los ya encontrados esfuerzos de membrana.



BIBLIOTECA

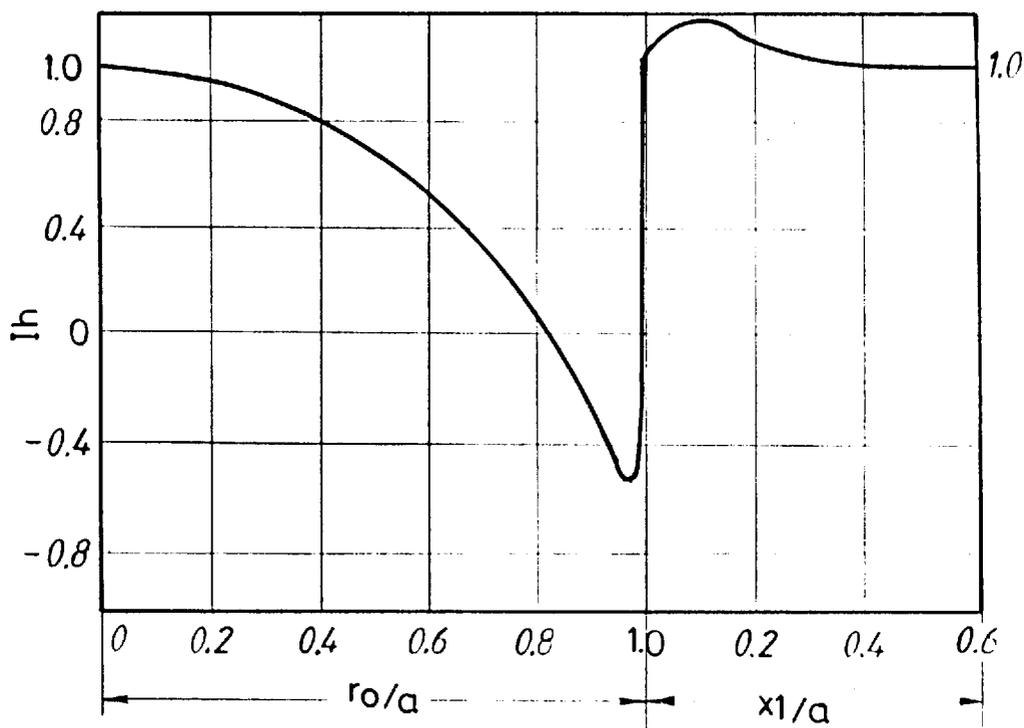


Fig. 8. Comportamiento del factor de intensificación de esfuerzos circunferenciales (Ref. 1)

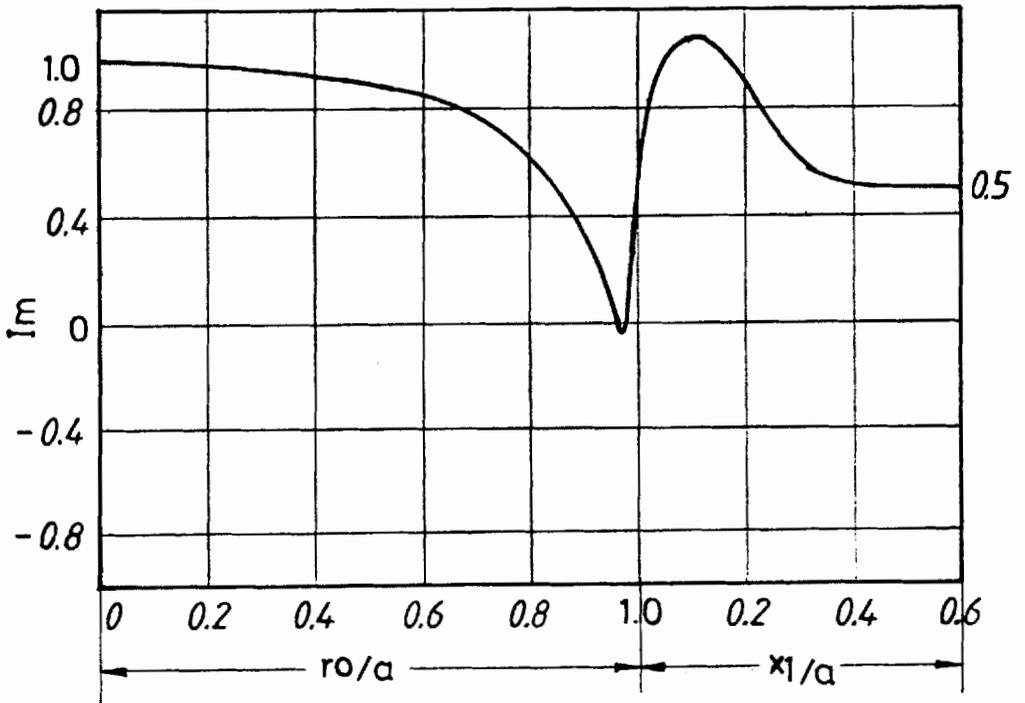


Fig. 9. Comportamiento del factor de intensificación de esfuerzos meridionales (Ref. 1)

CAPITULO III

MEDICIONES DE DEFORMACION

En el presente capítulo se detallará el análisis de deformaciones en una pieza o elemento mecánico cualquiera que sea sometido a diferentes tipos de esfuerzos. Esto se lo lleva a cabo por medio de la utilización de extensómetros de resistencia eléctrica, denominados también Strain gages.

3.1. EXTENSOMETROS DE RESISTENCIA ELECTRICA

Los extensómetros de resistencia eléctrica son filamentos muy delgados por los cuales puede circular una corriente eléctrica. Se encuentran dispuestos en forma de un serpentín sobre una base que es la que se adhiere a cualquier superficie lisa que se desee probar con dichos elementos. Operan bajo el principio de que un cambio de la deformación de la pieza a la que se encuentre sujeto el extensómetro, produce un cambio en la resistencia eléctrica del mismo, es decir que se cumplen las

siguientes expresiones:

$\delta R/R$ es proporcional a ϵ

$$\delta R/R = (F.M.) \cdot \epsilon$$

$$\epsilon = (\delta R/R)/(F.M.)$$

donde, δR = Cambio de resistencia eléctrica

R = Resistencia eléctrica nominal del
extensómetro

ϵ = Deformación unitaria

F.M. = Factor de medidor o Gage factor
(G.F.), (suministrado por el
fabricante, generalmente entre 2.0 y
2.3)

Debido a que los cambios de resistencia eléctrica son muy pequeños, se tiene que utilizar un circuito de "Puente de Wheatstone", el cual se muestra en la figura 10. La "salida" del puente se encuentra entre los puntos A y C, R_1 es un extensómetro, R_4 es un reóstato de precisión. El puente de Wheatstone puede ser utilizado como un instrumento de salida nula, es decir que el puente está balanceado antes de empezar una medición.

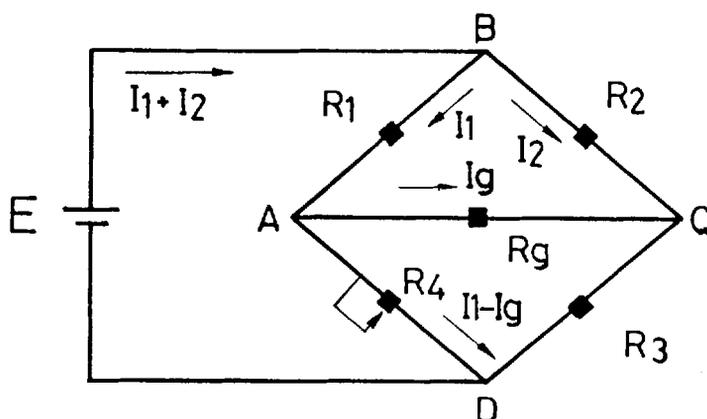


Fig. 10. Circuito de "Puentes de Wheatstone"

Se dice que el puente está balanceado cuando la señal de corriente o voltaje entre los puntos A y C es cero, es decir $I_g=0$. Si el puente está balanceado, la caída de voltaje entre B y A será igual a la caída de voltaje entre B y C, por lo tanto se tiene que:

$$I_1 \cdot R_1 = I_2 \cdot R_2 \quad (3.1.1)$$

De la misma manera, la caída de voltaje entre A y D debe ser igual a la caída entre C y D, entonces se cumple lo siguiente:

$$I_1 \cdot R_4 = I_2 \cdot R_3 \quad (3.1.2)$$

Luego, dividiendo (3.1.1) por (3.1.2), se tiene:

$$R1/R4 = R2/R3$$

$$R1 = (R2/R3) \cdot R4 \quad (3.1.3)$$

Con el valor de R1 determinado, se puede evaluar el cambio de resistencia eléctrica experimentado debido a la deformación del extensómetro en una pieza cualquiera:

$$\delta R = R1 - Rg \quad (3.1.4)$$

donde Rg es la resistencia eléctrica del galvanómetro ubicado entre los puntos A y C, la cual tiene un valor conocido, por ejemplo puede ser 120 Ohmios.

Para el caso de las mediciones con los extensómetros se utilizará un indicador de deformaciones, el cual mostrará directamente en su salida, los valores de deformación en micromilímetros/milímetros, que son adimensionales, ya que se trata de deformaciones unitarias. Pero es de tomar en cuenta la fórmula que usa el medidor-indicador para realizar el cálculo interno de las deformaciones, la cual es como se indica a continuación:

$$E_o = \frac{E \cdot R_g}{4(R + R_g)} \left[\frac{\delta R_1}{R_1} - \frac{\delta R_2}{R_2} + \frac{\delta R_3}{R_3} - \frac{\delta R_4}{R_4} \right] \quad (3.1.5)$$

donde, E_o = voltaje de salida (entre A y C).

E = voltaje de alimentación o de entrada
(entre B y D).

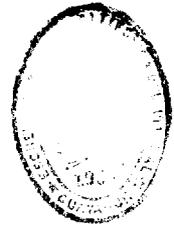
R_g = resistencia del galvanómetro.

R_1 , R_2 , R_3 y R_4 , son valores fijos de resistencias eléctricas, las cuales representan cada una a un extensómetro.

3.2. UBICACION DE LOS EXTENSOMETROS

Los esfuerzos producidos en un elemento mecánico están distribuidos en diferentes direcciones, pero las direcciones principales son aquellas en las cuales se encuentran orientados los máximos y los mínimos esfuerzos de la correspondiente pieza mecánica.

Para un caso uniaxial de esfuerzos, se conoce la dirección principal, por lo que se coloca el extensómetro orientado en dicha dirección. De esta manera se mide la deformación unitaria, y por la ley de Hooke se puede determinar el esfuerzo



BIBLIOTECA

principal:

$$\sigma_1 = E \cdot \epsilon_1$$

donde, σ_1 = esfuerzo principal

E = módulo de Young

ϵ_1 = deformación unitaria principal

Para un caso biaxial de esfuerzos, si se conocen las dos direcciones principales, se colocan los extensómetros a noventa grados entre si, ya que las direcciones principales son perpendiculares entre ellas. Se miden las deformaciones unitarias ϵ_1 y ϵ_2 , y se encuentran los esfuerzos principales con las siguientes expresiones:

$$\sigma_1 = \frac{E}{1 - \mu^2} \left[\epsilon_1 + \mu \cdot \epsilon_2 \right] \quad (3.2.1)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1 - \mu^2} \left[\epsilon_2 + \mu \cdot \epsilon_1 \right] \quad (3.2.2)$$

donde, σ_1 = esfuerzo principal máximo

σ_2 = esfuerzo principal mínimo

$\epsilon_{1,2}$ = deformaciones principales

μ = módulo de Poisson

Cuando no se conocen las direcciones principales, se utilizan tres extensómetros orientados en tres ángulos diferentes, como se indica en la figura 11:

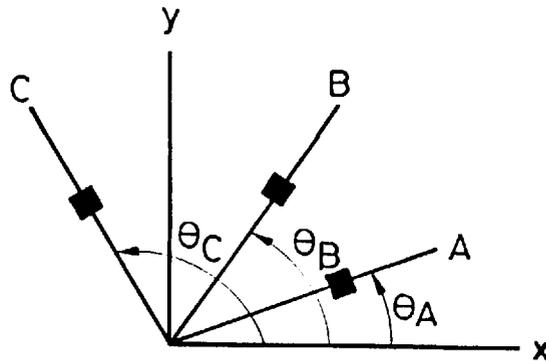


Fig. 11. Extensómetros orientados en diferentes direcciones

Con este arreglo se pueden medir las deformaciones unitarias ϵ_A , ϵ_B , ϵ_C en las direcciones A, B y C respectivamente. Utilizando las tres expresiones siguientes, se pueden determinar las tres incógnitas que son ϵ_x , ϵ_y , τ_{xy} :

$$\epsilon_A = \epsilon_x \cdot \cos^2 \theta_A + \epsilon_y \cdot \sin^2 \theta_A + \tau_{xy} \cdot \sin \theta_A \cdot \cos \theta_A \quad (3.2.3)$$

$$\epsilon_B = \epsilon_x \cdot \cos^2 \theta_B + \epsilon_y \cdot \sin^2 \theta_B + \tau_{xy} \cdot \sin \theta_B \cdot \cos \theta_B \quad (3.2.4)$$

$$\epsilon_C = \epsilon_x \cdot \cos^2 \theta_C + \epsilon_y \cdot \sin^2 \theta_C + \tau_{xy} \cdot \sin \theta_C \cdot \cos \theta_C \quad (3.2.5)$$

donde, ϵ_x = deformación unitaria en la dirección x

ϵ_y = deformación unitaria en la dirección y
 τ_{xy} = deformación unitaria angular
 $\theta_{A,B,C}$ = ángulos de las direcciones A, B y C
 respectivamente

Con los valores de ϵ_x y ϵ_y determinados, se pueden conocer tanto las deformaciones principales ϵ_1 y ϵ_2 , como el ángulo ϕ al cual están orientadas:

$$\epsilon_1 = \frac{1}{2} \cdot (\epsilon_x + \epsilon_y) + \frac{1}{2} \left[(\epsilon_x - \epsilon_y)^2 + (\tau_{xy})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.2.6)$$

$$\epsilon_2 = \frac{1}{2} \cdot (\epsilon_x + \epsilon_y) - \frac{1}{2} \left[(\epsilon_x - \epsilon_y)^2 + (\tau_{xy})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.2.7)$$

$$\tan 2\phi = \frac{\tau_{xy}}{\epsilon_x - \epsilon_y} \quad (3.2.8)$$

El ángulo ϕ es medido desde el eje x de referencia hasta la dirección de la deformación principal máxima. Los esfuerzos principales máximo y mínimo para el caso biaxial, se los calcula con los valores de ϵ_1 y ϵ_2 reemplazados en las ecuaciones (3.2.1) y (3.2.2) respectivamente. Cuando se trata de un caso biaxial de esfuerzos, de todas maneras existe una tercera deformación que es perpendicular a ambas

deformaciones principales ϵ_1 y ϵ_2 anteriormente determinadas. Este es un valor intermedio entre las dos, denominando ϵ_z o deformación intermedia. A continuación se tiene la ecuación que permite calcularla:

$$\epsilon_z = - \frac{\mu}{1 - \mu} (\epsilon_x + \epsilon_y) \quad (3.2.9)$$

En el círculo de Mohr se pueden representar estas deformaciones, como se puede observar en la siguiente figura:

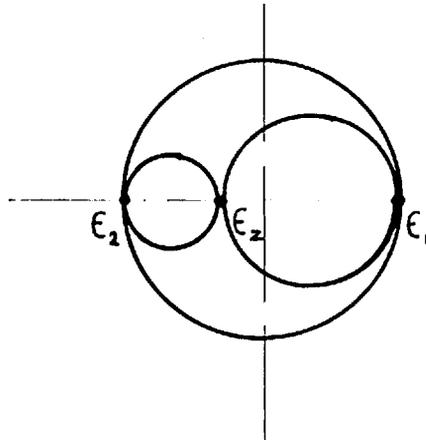


Fig. 12. Círculo de Mohr para deformaciones



CAPITULO IV

PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

El objetivo principal de las pruebas realizadas es la determinación del factor de seguridad, tanto en un cilindro nuevo como en un recipiente usado. También se verifican valores de esfuerzos producidos en algunas zonas de un recipiente doméstico de almacenamiento de gas, sometido a presión interna.

4.1. TERMINOLOGIA

- 4.1.1. "Máxima presión de servicio.- Es aquella presión manométrica desarrollada por el gas a la máxima temperatura de servicio" (Ref. 6).
- 4.1.2. "Presión de diseño.- Será 1.25 veces la máxima presión de servicio" (Ref. 6).
- 4.1.3. "Temperatura máxima de servicio.- Es aquella a la cual llega el gas contenido en el cilindro debido a las más severas condiciones de exposición al

clima" (Ref. 6).

La temperatura máxima de servicio para presiones desarrolladas en cilindros no aislados, para gases licuables a baja presión como el caso del propano, es de 55 grados Centígrados.

4.2. CARACTERISTICAS DEL RECIPIENTE

El recipiente objeto de estudio está constituido por dos casquetes semielipsoidales de acero, soldados con un cordón circunferencial; tiene capacidad para contener 15 kg de gas propano, a una presión de diseño de 2.6 MPa. Otros datos del recipiente son los siguientes:

-Diámetro: 320 mm

-Resistencia a la tracción: 357.7 MPa

-Límite de fluencia: 245 MPa

Los casquetes semielipsoidales utilizados tienen una razón eje mayor/eje menor igual a dos, y poseen una porción recta después de la curvatura, tal como se muestra en la figura 13.

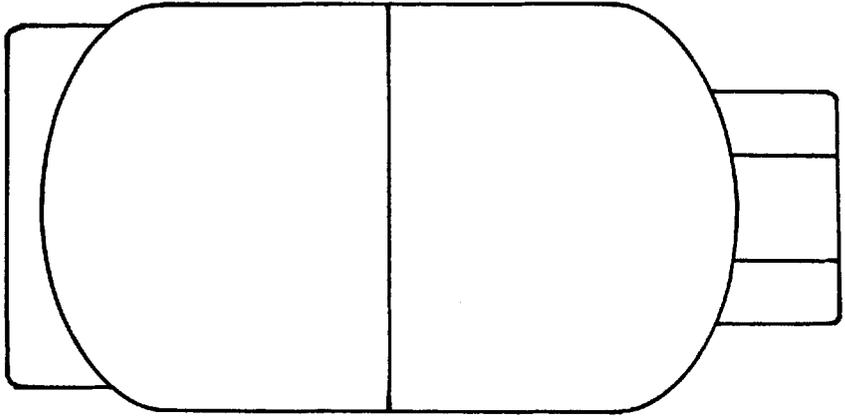


Fig. 13. Recipiente para gas licuable

Este tanque pertenece al caso de recipiente de paredes delgadas sometido a presión interna, ya que el espesor es menor que la décima parte del radio del recipiente. Por lo tanto en el análisis del tanque se asume que la distribución de esfuerzos en la sección transversal o espesor, es uniforme.

Los esfuerzos principales se encuentran ubicados en los planos meridionales y en planos perpendiculares a los mismos, denominados planos circunferenciales. Como ya se mencionó en capítulos anteriores, en estos planos sólo existen esfuerzos normales, siendo cero el valor de los esfuerzos cortantes.

4.3. REALIZACION DE LAS PRUEBAS

Se realizaron pruebas en dos recipientes, uno nuevo y otro con algunos años de ser utilizado, como se había mencionado anteriormente.

Para las pruebas se utilizan rosetas rectangulares de deformación, que son aquellas que poseen tres extensómetros de resistencia eléctrica orientados a 0, 45 y 90 grados respectivamente. Pero como sólo se miden dos direcciones principales, es decir las que están orientadas a 0 y 90 grados, el extensómetro a 45 grados no se lo utiliza. Las rosetas se las coloca sobre el recipiente de tal manera que se puedan tomar lecturas de deformaciones en las direcciones principales, que son horizontal y vertical, respectivamente.

4.3.1. Ubicación de los extensómetros

Se colocaron cinco rosetas en cada recipiente como se indica en la figura 14, en una sola mitad, ya que los dos casquetes tienen las mismas dimensiones y forma geométrica. Cada roseta posee tres extensómetros, orientados a cero, 45, y 90 grados entre si. Y como ya se mencionó en capítulos precedentes, sólo se van a utilizar los

extensómetros perpendiculares entre ellos.

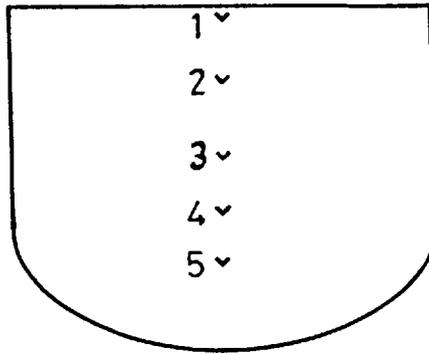


Fig. 14. Ubicación de las rosetas de deformación

La roseta 1 se encuentra ubicada justamente al lado del cordón de soldadura. La roseta 2 se encuentra ubicada a 60 mm de la línea central del recipiente. De esta manera permitirá evaluar esfuerzos lejos de alguna eventual zona de flexión del recipiente. La discontinuidad en la unión central de los casquetes, es una posible zona de flexión.

La roseta 5 está justamente en la zona de menor radio de curvatura del recipiente.

La roseta 4 está ubicada aproximadamente a 12.68 mm de la línea imaginaria que divide al casquete en zona recta y zona elipsoidal. Esta distancia se la calcula de la fórmula $x_1 = 0.61(a \cdot t_s)^{\frac{1}{2}}$ del capítulo II, reemplazando los valores de $a=320/2$ y

el espesor $t_s=2.7$ mm. A esta distancia se encuentra localizado el máximo esfuerzo meridional de flexión, pero es de indicar que ese análisis fue realizado para un recipiente constituido de tres partes, es decir con dos extremos semielipsoidales y una parte central recta cilíndrica. Pero de todas maneras, se hace una analogía por la similitud en la geometría de ambos tipos de recipientes.

De la misma manera análoga, se calcula la distancia a la cual desaparecen los esfuerzos de flexión. Con la fórmula descrita en el capítulo II, que es igual a cuatro veces la distancia anterior, es decir 50.71 mm desde la línea imaginaria que separa zona recta de zona curva del recipiente. En este punto se coloca la roseta 3.

4.3.2. Medición de deformaciones

Los recipientes fueron sometidos por medio de agua, a una presión interna de 2.5 MPa. Se utilizará el término "Recipiente A" para referirse al cilindro nuevo y "Recipiente B" para el que ya ha sido utilizado.

A esta presión mencionada, se registraron las

siguientes lecturas de deformaciones principales ϵ_m y ϵ_h en los diferentes puntos descritos:

Tabla 4.1. Valores de deformaciones principales

Roseta	Recipiente A		Recipiente B	
	ϵ_m	ϵ_h	ϵ_m	ϵ_h
1	204	427	208	429
2	144	632	167	648
3	172	588	209	651
4	322	566	184	541
5	-31	-474	-23	-503

donde, ϵ_m =deformación principal meridional

ϵ_h =deformación principal circunferencial

Estos valores de deformación están dados en microstrain [$\mu\epsilon$], que es lo mismo que micro-mm/mm.

4.3.3. Evaluación experimental de esfuerzos

Reemplazando los valores de deformaciones de la tabla 4.1 en las ecuaciones (3.2.1) y (3.2.2) se obtienen los esfuerzos principales que se muestran

en la tabla 4.2:

$$\sigma_h = \frac{E}{1 - \mu^2} (\epsilon_h + \mu \cdot \epsilon_m)$$

$$\sigma_m = \frac{E}{1 - \mu^2} (\epsilon_m + \mu \cdot \epsilon_h)$$



E = Módulo de Young = 200 GPa

μ = Módulo de Poisson = 0.29

σ_h = Esfuerzo principal circunferencial

σ_m = Esfuerzo principal meridional

Tabla 4.2. Valores de esfuerzos principales

Roseta	Recipiente A		Recipiente B	
	σ_m	σ_h	σ_m	σ_h
1	71.58	106.16	72.59	106.85
2	71.47	147.13	77.50	152.07
3	74.79	139.29	86.86	155.39
4	106.15	143.98	74.44	129.79
5	-36.78	-105.47	-36.87	-111.29

Los valores de los esfuerzos están dados en MPa.

4.3.4. Cálculo del espesor real de pared de los recipientes

Se calcula el espesor del recipiente en el punto donde se encuentra sujeta la roseta 2, ya que en este punto no hay efectos de esfuerzos de flexión, por lo que se utilizan las fórmulas de los esfuerzos de membrana. La fórmula del espesor es la siguiente:

$$t = \frac{p \cdot d_e \cdot \sqrt{3}}{4\sigma_e + 2p \cdot \sqrt{3}} \quad (4.4.1)$$

la cual es deducida de la expresión (4.7), es decir el esfuerzo de von Mises o esfuerzo equivalente:

$$\sigma_e = \left[\sigma_h^2 - \sigma_h \cdot \sigma_m + \sigma_m^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.7)$$

Los esfuerzos de membrana se evalúan con el diámetro interior, es decir:

$$d = d_e - 2t \quad (4.4.3)$$

donde, d =diámetro interior del recipiente

d_e=diámetro exterior o nominal = 320 mm

t = espesor

Reemplazando (4.4.3) en las ecuaciones de esfuerzos de membrana σ_h y σ_m , y éstos a su vez en (4.7), y de esta última despejando el espesor t , queda la expresión (4.4.1) antes anotada. Después, al reemplazar los valores correspondientes en la ecuación (4.4.1), se determinan los valores de espesor para los dos recipientes:

$$p = 2.5 \text{ MPa}$$

$$d = 320 \text{ mm}$$

De la tabla 4.3. roseta 2:

$$\sigma_e = 127.43 \text{ MPa (recipiente A)}$$

$$\sigma_e = 131.70 \text{ MPa (recipiente B)}$$

Con estos valores, se obtienen los siguientes espesores de pared:

$$t = 2.67 \text{ mm (recipiente A)}$$

$$t = 2.59 \text{ mm (recipiente B)}$$

La norma INEN 112 permite un espesor mínimo calculado de 2.34 mm aproximadamente, para un

recipiente que cumpla estas características. Este espesor es el que comúnmente se encuentra localizado justamente en la zona de menor radio de curvatura, y esto es debido al proceso de fabricación del casquete, el cual se lo forma por embutición de una plancha de acero de 2.7 mm de espesor aproximado.

4.3.5. Evaluación teórica de los esfuerzos de membrana

Los valores teóricos o matemáticos de los esfuerzos de membrana, se los evalúa con las siguientes fórmulas:

$$\sigma_m = \frac{p \cdot d}{4 \cdot t} \quad ; \quad \sigma_h = \frac{p \cdot d}{2 \cdot t}$$

$d = 314.6$ mm (diámetro interior)

$t = 2.7$ mm (espesor)

Reemplazando estos últimos valores en las ecuaciones de los esfuerzos meridional y circunferencial respectivamente, se obtienen en función de la presión interna p , las siguientes expresiones:

$$\sigma_m = 29.13p \quad (4.5)$$

$$\sigma_h = 58.26p \quad (4.6)$$

Evaluando el esfuerzo circunferencial para una presión de 2.5 MPa, que es la presión a la cual se realizaron las pruebas se obtiene el siguiente valor para el esfuerzo circunferencial:

$$\sigma_h = 145.65 \text{ MPa}$$

Este esfuerzo teórico tiene una diferencia aproximada de 1.02% con el esfuerzo circunferencial de la roseta 2 del recipiente A.

De acuerdo con la teoría de la energía de distorsión o teoría de von Mises-Hencky, que es la más conveniente para el caso de análisis y diseño de materiales dúctiles, se define el concepto de esfuerzo de von Mises para el caso particular del recipiente estudiado:

$$\sigma_e = \left[\sigma_h^2 - \sigma_h \cdot \sigma_m + \sigma_m^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.7)$$

Este esfuerzo se denomina también esfuerzo equivalente, en un punto dado, y como se puede ver en la ecuación anterior, involucra a los esfuerzos principales. En este caso particular son dos los esfuerzos principales, por tratarse de un caso

biaxial de esfuerzos. Para este análisis se involucra el punto que tenga el estado de esfuerzos más crítico. Según el análisis teórico o matemático, realizado en el capítulo II, este punto se encuentra localizado a 12.68 mm de la unión del casquete curvo con la parte cilíndrica recta, de un recipiente formado por tres partes. Entonces, para hallar el esfuerzo de von Mises, primero se tienen que evaluar los esfuerzos circunferencial (σ_h) y meridional (σ_m), respectivamente. Reemplazando los valores correspondientes:

$$\mu = 0.29$$

$$a = (320/2) \text{ mm}$$

$$t_s = 2.7 \text{ mm}$$

$$k = 2$$

$$x_1 = 12.68 \text{ mm}$$

$$p = \text{presión interna}$$

en las ecuaciones (2.2.3), (2.2.1) y (2.2.2) respectivamente, se obtienen los siguientes resultados:

$$\beta_1 = 0.0619$$

$$\sigma_m(\text{flexión}) = 34.63p \quad (4.8)$$

$$\sigma_h(\text{flexión}) = 10.05p \quad (4.9)$$

Finalmente se suman las ecuaciones (4.8) con (4.5), y (4.9) con (4.6), para obtener los valores de los esfuerzos combinados en función de la presión interna:

$$\sigma_m(\text{comb}) = 63.76p \quad (4.10)$$

$$\sigma_h(\text{comb}) = 68.31p \quad (4.11)$$

Reemplazando (4.10) y (4.11), en (4.7) se obtiene el esfuerzo equivalente combinado, en función de la presión:

$$\sigma_e(\text{pres. y flex}) = 66.15p \quad (4.12)$$

4.3.6. Evaluación de factores de seguridad teóricos

Evaluando esta última ecuación para un valor de $p=2.6$ MPa, que es la presión de diseño, se tiene que $\sigma_e=171.99$ MPa. Con esto se puede determinar el factor de seguridad aplicado a la presión de diseño:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_e} = \frac{245 \text{ MPa}}{171.99 \text{ MPa}}$$

$$n = 1.42$$

donde, n = factor de seguridad

$S_y =$ límite de fluencia = 245 MPa

De la misma manera, reemplazando el valor de la presión máxima de servicio 2.06 MPa, se tiene un $\sigma_e = 136.27$ MPa. Entonces se puede evaluar el factor de seguridad aplicado a la presión máxima de servicio, como sigue:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_e} = \frac{245 \text{ MPa}}{136.27 \text{ MPa}}$$

$$n = 1.79$$

4.3.7. Evaluación de factores de seguridad experimentales

Para determinar los factores de seguridad experimentales, para los dos recipientes objetos de análisis, primero se deben evaluar los esfuerzos de von Mises en cada punto donde se encuentran localizadas las rosetas.

Con la fórmula (4.7) evaluada con los esfuerzos circunferencial y meridional determinados experimentalmente, y dados en la tabla 4.2, se obtienen los valores para los esfuerzos equivalentes o de von Mises que se muestran en la tabla 4.3.

Tabla 4.3. Valores de esfuerzos equivalentes

	Recipiente A	Recipiente B
Roseta	σ_e [MPa]	σ_e [MPa]
1	93.78	94.50
2	127.43	131.70
3	120.73	134.88
4	129.28	112.80
5	98.65	98.19

Para el recipiente A se toma el valor del esfuerzo equivalente ubicado en la roseta 4, por ser el mayor, es decir $\sigma_e = 129.28$ MPa, y con este se determina el factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_e} = \frac{245 \text{ MPa}}{129.28 \text{ MPa}}$$

$$n = 1.89 \quad (\text{recipiente A})$$

De igual manera, para el recipiente B se toma el esfuerzo de von Mises de la roseta 3, es decir $\sigma_e = 134.88$ MPa, y se obtiene el siguiente factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_e} = \frac{245 \text{ MPa}}{134.88 \text{ MPa}}$$

$$n = 1.81 \quad (\text{recipiente B})$$

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se puede apreciar en el capítulo anterior, que el factor de seguridad del recipiente nuevo es un poco mayor que el del recipiente usado. Este resultado es lógico, aunque los valores de los esfuerzos determinados, son solamente locales y exclusivamente ubicados bajo las rosetas anotadas.

Es importante recalcar que los factores de seguridad determinados experimentalmente, fueron evaluados con los valores máximos de estados de esfuerzos. Pero en las porciones de superficie donde no están ubicados los extensómetros de deformación, puede existir alguna zona que presente un menor espesor que el determinado por medio de las rosetas. Por consiguiente, en estos puntos se obtendrían valores de esfuerzos que generarían factores de seguridad menos conservadores, es decir de menor valor.

En los valores experimentales de esfuerzos, dados en la tabla 4.2, se observan valores negativos para esfuerzos en zonas ubicadas bajo la roseta 5. Esto concuerda con el análisis descrito en el capítulo II. Este indica que para el casquete, en las fibras exteriores de zonas cercanas a

la unión con la parte cilíndrica recta, se tendrán esfuerzos de compresión debido al efecto de flexión explicado.

El análisis matemático se lo realizó para un tipo de recipientes cuya fabricación es un poco diferente que la de los recipientes a los cuales se les realizaron las pruebas requeridas. Sin embargo, los resultados obtenidos experimentalmente, tienen gran similitud con los resultados evaluados de forma teórica o matemática. Esto se debe a que básicamente ambos tipos de recipientes tienen geometría y condiciones similares.

Finalmente, luego de los análisis descritos anteriormente, se observa que existe una diferencia de 4.23% entre los factores de seguridad experimentales de los recipientes usado y nuevo, respectivamente. Por lo tanto, se puede decir que el recipiente B, es decir el usado, presentado en este proyecto, tiene un factor de seguridad determinado que permite asegurar que dicho recipiente está en buenas condiciones. Por lo tanto, aparentemente puede prestar servicio activo en el almacenamiento y transportación de gas licuable a baja presión.

Entre las recomendaciones que se pueden dar, está la de poder utilizar una mayor cantidad de extensómetros de

resistencia eléctrica, de tal manera que se cubra un gran porcentaje de la superficie de un recipiente. Esto se lo haría con el objeto de determinar valores de esfuerzos producidos debido al sometimiento del recipiente a presión interna, en casi todos los puntos a lo largo de una trayectoria que abarque la longitud objeto de análisis. Para esto se deberá colocar los extensómetros en forma ordenada, orientados en planos meridionales alrededor de todo el tanque en mención, así como también en planos circunferenciales. Con este arreglo se podrían obtener lecturas de deformaciones principales en cualquier punto, para determinar la zona crítica de esfuerzos.

Otra alternativa es la utilización de la técnica de recubrimientos frágiles para la determinación de la zona crítica de esfuerzos, que es por donde empezaría a producirse falla estática. Estas serían las mejores ubicaciones para colocar los extensómetros de resistencia eléctrica.



A P E N D I C E A

F O T O G R A F I A S

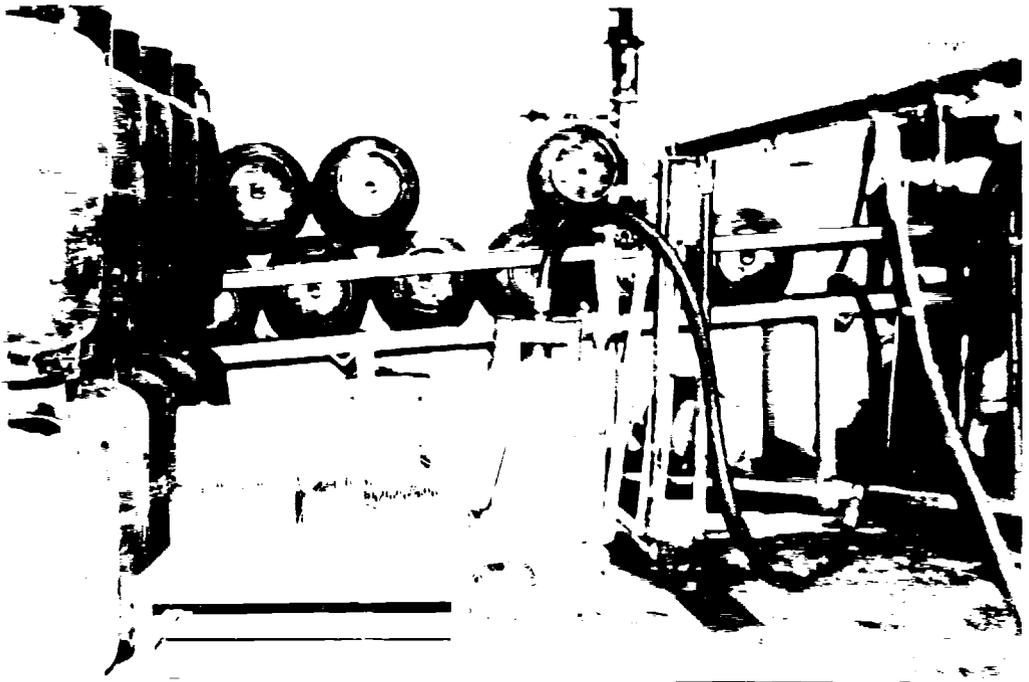




FIG. 4. Apparatus for measuring the rate of photosynthesis. The rate of photosynthesis is measured by the volume of oxygen gas evolved from the test tube. The volume of oxygen gas evolved is approximately 1 cm³ per hour.

B I B L I O G R A F I A

1. BROWNELL, L. E., and YOUNG, E. H., Process Equipment Design, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1959.
2. BUDYNAS, R., Advanced Strength and Applied Stress Analysis, John Wiley & Sons, USA, 1984.
3. DEN HARTOG, J. P., Advanced Strength of Materials, Mc Graw-Hill, New York, 1952.
4. HEARN, E. J., Mechanics of Materials, v. I-II, Pergamon Press Ltd., Oxford, 1985.
5. INEN 111, Norma Ecuatoriana, Cilindros de acero soldados para gas licuado de petróleo GLP. Requisitos de fabricaci"n, 1988.
6. INEN 112, Norma Ecuatoriana, Cilindros de acero soldados para gases comprimidos a baja presi3n. Requisitos de fabricaci3n, 1988.
7. INEN 113, Norma Ecuatoriana, Planchas de acero al carbono para la fabricaci3n de cilindros soldados para gas licuado de petr3leo. Requisitos, 1988.

8. MEGYESY, E. F., Pressure Vessel Handbook, Seventh Edition, Publishing Inc., 1986.
9. SEELY, F. B., and SMITH, J. O., Resistance of Materials, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1959.



BIBLIOTECA
