

método de medición de tensiones en un estanco para almacenar propano*

Pablo Pavlov P.** y Sergio Cordero C.***

RESUMEN: El objetivo de este trabajo es el análisis experimental de tensiones aplicado a un estanco cilíndrico horizontal con cabezales semiesféricos, para almacenar propano hasta una capacidad de 400 metros cúbicos. La obtención de las mediciones se hizo sobre la base del uso de cintas extensométricas resistivas, que se instalaron en su mayor parte en las zonas críticas del estanco. Los resultados experimentales se comparan con valores teóricos, dados por diversas teorías. Las mediciones se efectuaron durante la prueba hidráulica, que debe realizarse obligadamente como una prueba de seguridad y confiabilidad antes de la puesta en servicio. Todas las medidas experimentales, excepto aquellas realizadas junto a la silla de apoyo, concuerdan con lo que predice la teoría de cáscaras.

SUMMARY: The main purpose of this paper is the experimental stress analysis of a horizontal pressure vessel with hemispheric heads used to store propane up to a capacity of 400 cubic meters. The measurements were done using strain gage techniques, most of the gages were installed in critical stress zones of the vessel. The experimental data are compared with theoretical values. The experimental measurements were performed during the hydraulic test of the vessel. All measurements, except those conducted near the saddle of the vessel, were in good agreement with those predicted by the shell theory.

* Manuscrito revisado y aprobado en forma definitiva en Julio de 1982.

** Departamento de Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Santiago de Chile, (ex-Universidad Técnica del Estado).

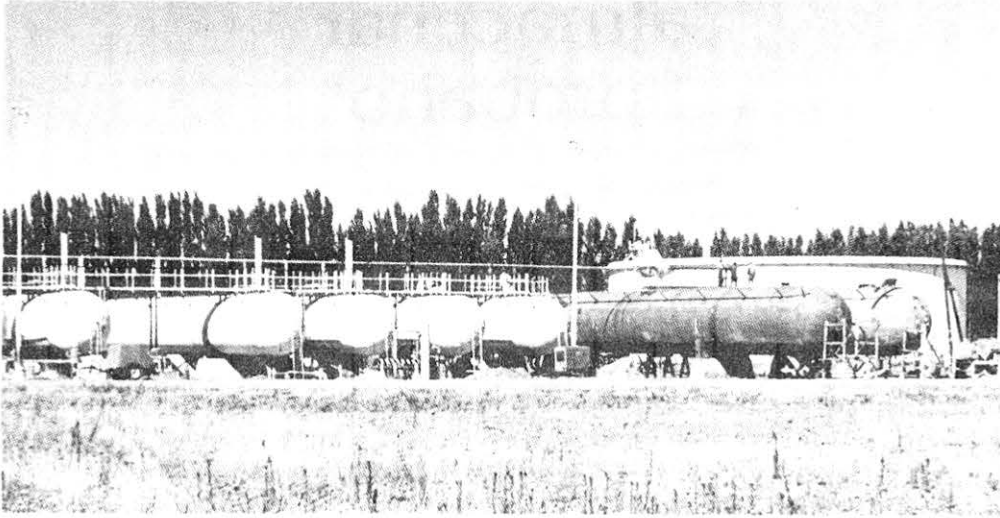
*** Ingeniero Civil Estructural, Universidad de Chile.

1. INTRODUCCION

Durante los años 1980 y 1981 se hicieron ampliaciones en el Terminal Linares de la Empresa Nacional del Petróleo.

El Terminal almacena varios tipos de productos. En lo referente al propano, antes de la última ampliación se contaba con una serie de 8 estanques horizontales de una capacidad de 227 metros cúbicos cada uno. El espesor del manto cilíndrico de estos estanques es de una pulgada.

Los dos estanques adicionales tienen una capacidad de 400 metros cúbicos cada uno y el espesor de su manto es de 20 mm. Ver fotografía 1.



Fotografía 1.

Estanques de almacenamiento de propano de la Planta Linares.

En consecuencia, los nuevos estanques instalados que prácticamente tienen el doble de capacidad, se construyeron con un menor espesor. Esto último es lo que más llama la atención desde el punto de vista de la resistencia de los materiales, puesto que las solicitaciones totales aumentan y las secciones resistentes disminuyen; siendo así las tensiones o esfuerzos de trabajo mucho mayores.

Como medida de seguridad, antes de la puesta en servicio, se hace la prueba hidráulica. Esta consiste en llenarlo con agua y enseguida aplicar una presión de $22,5 \text{ kgf/cm}^2$ (320 PSI) durante dos horas. Con esto se verifica que el estanque es capaz de soportar un líquido prácticamente del doble de densidad del propano y sobrepresiones de un 60%. Obviamente, esta prueba sirve para comprobar la hermeticidad.

Considerando que los métodos teóricos permiten determinar las tensiones sólo en situaciones idealizadas¹, resulta de interés determinar experimentalmente las tensiones reales de trabajo. Teniendo en cuenta lo anterior se aprovechó la prueba hidráulica realizada en enero de 1981 para hacer estas mediciones.

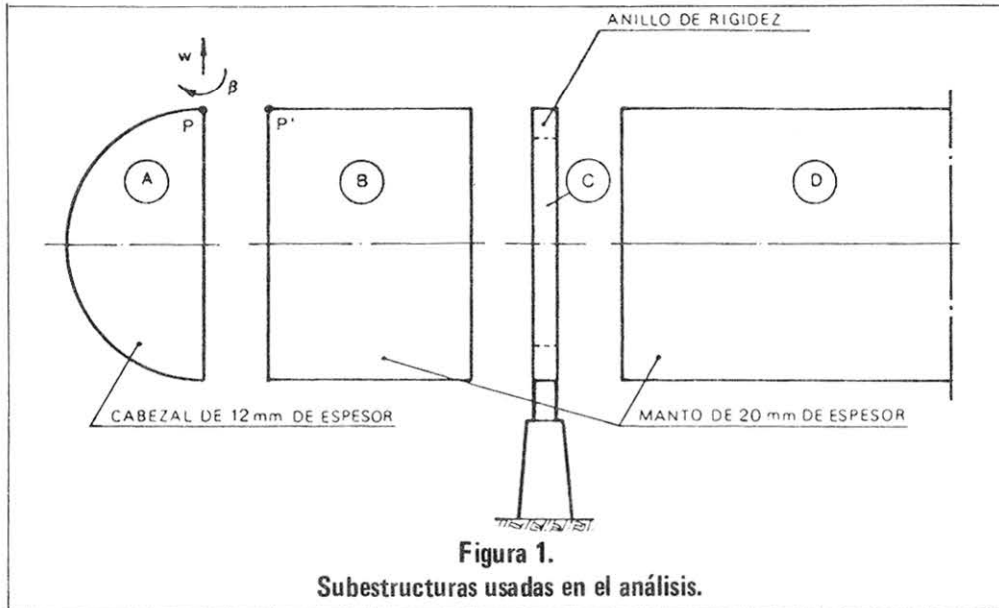
2. PARTE ANALITICA

Para el análisis de una estructura compuesta, ella se puede dividir en subestructuras según la geometría, rigidez, cargas o condiciones de apoyo que cada parte presente.

El estanque en estudio, para el análisis teórico conviene dividirlo en 4 subestructuras, a saber:

- A: Cabezal semiesférico
- B: Manto cilíndrico comprendido entre un cabezal y el anillo de rigidez.
- C: Anillo de rigidez.
- D: Manto cilíndrico entre anillos de rigidez.

Las subestructuras A, B y D son del tipo cáscara.

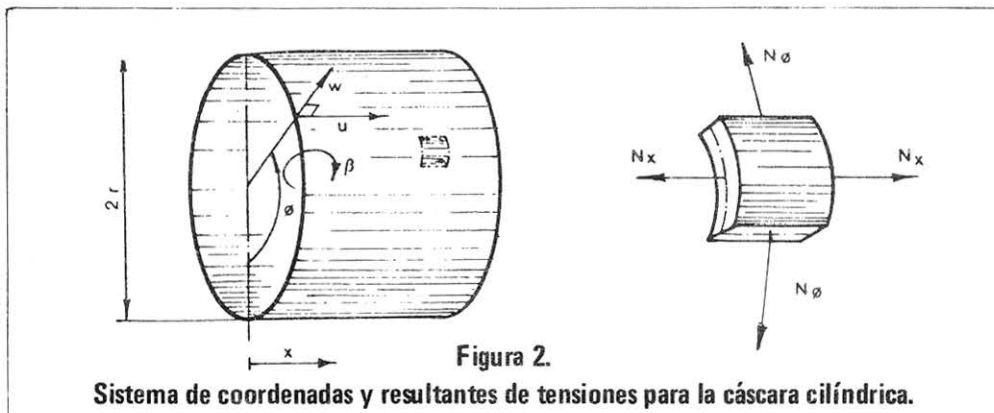


El método general de análisis para las cáscaras superpone dos soluciones. Primero se calcula la llamada solución membranar que es sencilla de obtener, pero no suficiente para respetar las condiciones de borde, por ejemplo, la igualdad de desplazamiento y giro en los puntos P y P', de la figura 1. Enseguida, se restituye la compatibilidad geométrica mediante momentos y fuerzas de corte en los bordes, que dan origen a la llamada solución de flexión.

A continuación, se exponen brevemente ambas soluciones para cada subestructura.

2.1. Solución Membranar para el Cilindro.

El análisis de una cáscara cilíndrica circular de espesor h se hace con referencia a la superficie media. Como coordenadas se usan las variables x y ϕ indicadas en la figura 2; en ella se señala también las resultantes de tensiones N_x y N_ϕ , los desplazamientos u , w y el giro β de la tangente a la superficie media en la dirección de x .



Para el caso de presión uniforme p , las relaciones son:

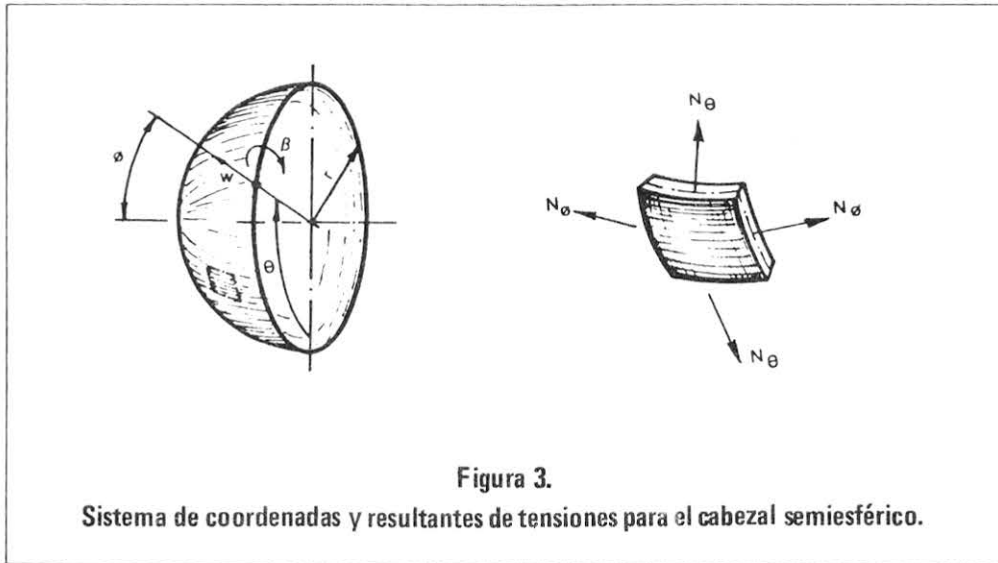
$$N_x = \frac{p r}{2} \quad \epsilon_x = \frac{p r (1 - 2\nu)}{2 E h} \quad w = \frac{p r^2 (2 - \nu)}{2 E h} \quad (1)$$

$$N_\phi = p r \quad \epsilon_\phi = \frac{p r (2 - \nu)}{2 E h} \quad \beta = 0$$

siendo ϵ_x y ϵ_ϕ la deformación en la dirección de x y de la tangente al cilindro respectivamente. Al módulo de Young se le ha designado por E y a la razón de Poisson por ν .

2.2. Solución Membranal para la Esfera.

En un casquete esférico suele utilizarse la notación indicada en la figura 3.



Para el caso de presión uniforme, rigen las relaciones:

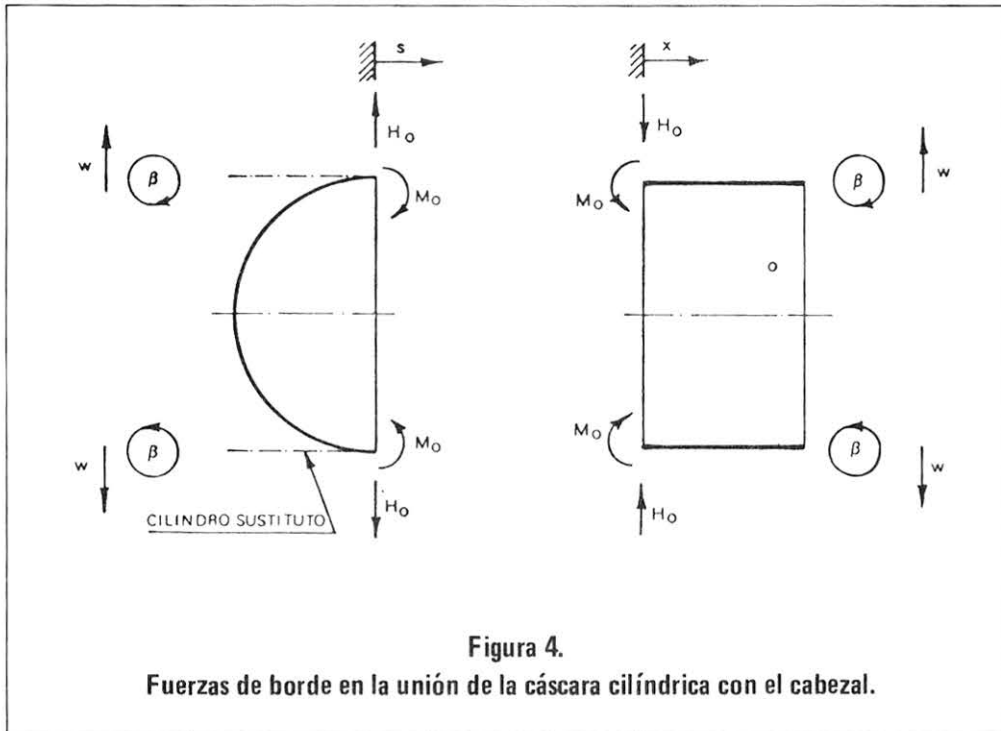
$$N_\phi = N_\theta = \frac{p r}{2} \quad \epsilon_\phi = \epsilon_\theta = \frac{p r (1 - \nu)}{2 E h} \quad (2)$$

$$w = \frac{p r^2 (1 - \nu)}{2 E h} \quad \beta = 0$$

2.3. Solución de Flexión del Cilindro.

La solución membranal da expresiones sencillas para las resultantes de tensiones y para los desplazamientos w y β . Sin embargo, esta solución proporciona desplazamientos incompatibles en la zona de unión de las subestructuras. Para restituir la compatibilidad de desplazamientos, se agrega una fuerza H_0 y un momento M_0 distribuido, ver figura 4.





En el caso de un cilindro sometido a una fuerza H_0 y un momento M_0 distribuidos, se tienen las siguientes relaciones:²

$$w(x) = -\frac{e^{-\mu x}}{2\mu^3 D} (H_0 \cos \mu x + M_0 (\cos \mu x - \text{sen } \mu x))$$

$$\beta(x) = -\frac{e^{-\mu x}}{2\mu^2 D} (H_0 (\cos \mu x + \text{sen } \mu x) + 2\mu M_0 \cos \mu x)$$
(3)

siendo

$$\mu = \frac{3(1 - \nu^2)}{r^2 h^2} \qquad D = \frac{E h^3}{12(1 - \nu^2)}$$

al valor D se le denomina “rigidez a la flexión de la cáscara”.

Cabe hacer notar que a la solución de flexión también se le llama solución de borde, pues como aparece en ella una exponencial decreciente, ésta se aminora rápidamente involucrando sólo una franja próxima al borde.

Las expresiones anteriores permiten obtener en forma directa los coeficientes de flexibilidad del cilindro relativos a las fuerzas de borde H_0 y M_0 .

2.4. Solución de Flexión para la Esfera.

La expresión para w y β correspondiente a una semiesfera se puede obtener de las relaciones ya escritas para el cilindro. Esto se basa en lo siguiente:

- La aproximación corriente para la solución de flexión en una cáscara esférica consiste en reemplazar la esfera por un cilindro sustituto.³
- Si se observa la figura 4, puede considerarse al cilindro sustituto como una reflexión del otro cilindro, sin embargo, para que la reflexión sea perfecta, es decir, las figuras

coincidan, en menester cambiar en el primer cilindro los sentidos de x , H y β .
Con esto, las expresiones para el cilindro sustituto quedan:

$$\begin{aligned} w(s) &= \frac{e^{\mu s}}{2 \mu^2 D} (H_o \cos \mu s - \mu M_o (\cos \mu s + \operatorname{sen} \mu s)) \\ \beta(s) &= \frac{e^{\mu s}}{2 \mu^2 D} (-H_o (\cos \mu s - \operatorname{sen} \mu s) + 2 \mu M_o \cos \mu s) \end{aligned} \quad (4)$$

De estas ecuaciones se pueden obtener los coeficientes de flexibilidad para el casquete esférico.

Conocidos los coeficientes de flexibilidad del casquete semiesférico y del cilindro, se puede plantear la compatibilidad geométrica para el desplazamiento radial y el giro en la unión:

$$\begin{aligned} H_o (f_{11}^e - f_{11}^c) + M_o (f_{12}^e - f_{12}^c) &= -w^e + w^c \\ H_o (f_{12}^e - f_{12}^c) + M_o (f_{22}^e - f_{22}^c) &= -\beta^e + \beta^c \end{aligned} \quad (5)$$

En estas ecuaciones, el supraíndice e se refiere a la esfera; w se refiere al desplazamiento radial de la solución membranal y β nomina el giro de la tangente de la solución de membrana.

Los coeficientes de flexibilidad valen:

$$\begin{aligned} f_{11}^e &= \frac{1}{2 \mu^3 D} & f_{11}^c &= -\frac{1}{2 \mu^3 D} \\ f_{12}^e &= -\frac{1}{2 \mu^2 D} & f_{12}^c &= -\frac{1}{2 \mu^2 D} \\ f_{22}^e &= \frac{1}{\mu D} & f_{22}^c &= -\frac{1}{\mu D} \end{aligned} \quad (6)$$

Los valores de μ y D de las ecuaciones anteriores corresponden a la esfera o al cilindro según lo indica el supraíndice de f_{ij} .

Resolviendo el sistema de ecuaciones (5) se pueden obtener las fuerzas de borde H_o y M_o .

La solución completa de cada subestructura corresponde a la solución membranal más la solución de flexión.

2.5. Anillo de Rigidez.

Es otra de las subestructuras componentes del estanque que requiere un análisis separado. En la figura 5, se representa dicho anillo y parte del manto cilíndrico con la notación a usarse.

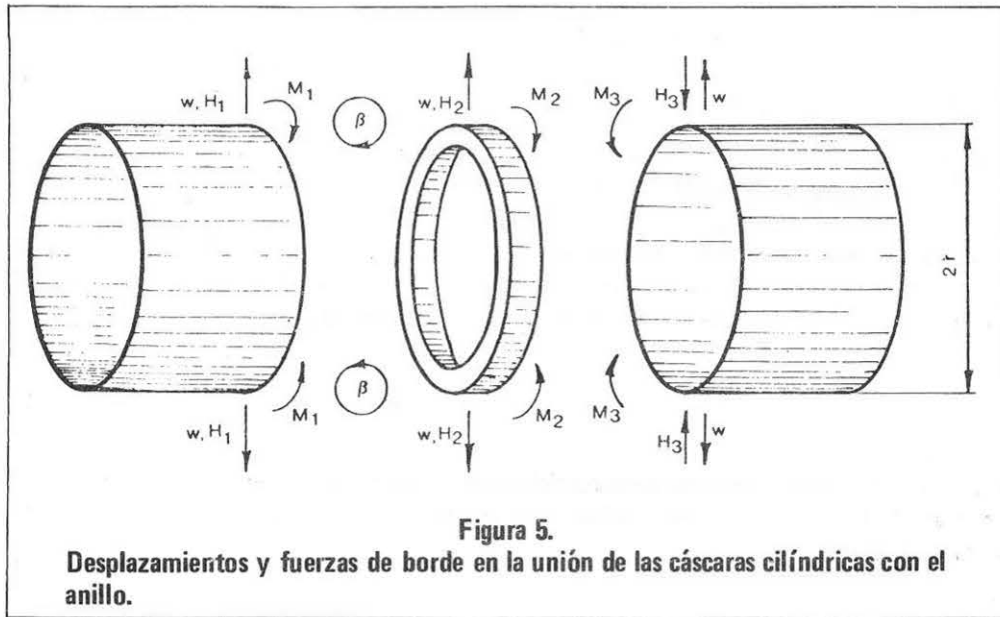


Figura 5.
Desplazamientos y fuerzas de borde en la unión de las cáscaras cilíndricas con el anillo.

En el caso del anillo sometido solamente a presión interna p , los desplazamientos son:⁴

$$w = \frac{p r^2 t}{E A} \quad \beta = 0 \quad (7)$$

siendo:

- E : el módulo de Young del anillo
- A : la sección transversal
- t : el ancho del anillo en la cual se ejerce la presión p .

Por otra parte, los desplazamientos w y β del anillo se relacionan con las fuerzas repartidas H_2 y M_2 del siguiente modo:

$$w = \frac{H_2 r^2}{E A} \quad \beta = \frac{M_2 r^2}{E I} \quad (8)$$

siendo I el momento de inercia de la sección transversal del anillo respecto del eje centroidal contenido en el plano de éste.

Finalmente, las ecuaciones de compatibilidad geométrica para el caso de la figura 5, en la cual podría considerarse sólo el manto cilíndrico sometido a presión interna, resultan ser:

$$-f_{11}^c H - f_{12}^c M + 2 f_1^a H = w^c \quad (9)$$

$$f_{21} H + f_{22} M = 0$$

ecuaciones en las cuales los f_{ij}^c ya son conocidos y f_1^a vale:

$$f_1^a = \frac{r^2}{E A}$$

Es importante recalcar que en este caso especial se cumple:

$$H = H_3 = \frac{1}{2} H_2 = -H_1$$

y también:

$$M = M_3 = M_1 ; M_2 = 0$$

Puede decirse que ya se ha reseñado la teoría elemental, en el caso de presión uniforme, para elementos resistentes con simetría axial. Sólo resta indicar la forma de calcular las deformaciones provenientes de la solución de borde, estas fórmulas son:²

$$\epsilon_{xx}(x, z) = z \frac{d \beta}{d x} ; \quad \epsilon_{\theta\theta}(x, z) = \frac{w}{r} \quad (10)$$

siendo z la coordenada que da la posición del punto respecto a la superficie media (positiva hacia afuera). Estas fórmulas son válidas para el cilindro y para la esfera aproximada al cilindro equivalente.

3. PARTE EXPERIMENTAL

Para efectuar un análisis experimental de tensiones se pueden utilizar varios métodos no destructivos, a saber: fotoelasticidad, lacas frágiles, partículas magnéticas, cintas extensométricas resistivas, franjas de Moiré, rayos X, etc.

3.1. Método Empleado.

En ciertos tipos de análisis, el uso de cintas extensométricas es el más expedito. Las cintas se adhieren a la superficie del material y al deformarse éste también lo hace la cinta, lo que se traduce en variación de su resistencia eléctrica. Este cambio es detectado por un puente de Wheatstone incorporado en un medidor de deformaciones.^{5,6}

Se hace notar que al usar este tipo de extensómetro existen pequeños errores inherentes a su funcionamiento, tales como: corrimiento del cero de referencia del medidor, desalineación en la instalación de la cinta, falta de compensación térmica, efectos magnéticos, etc.

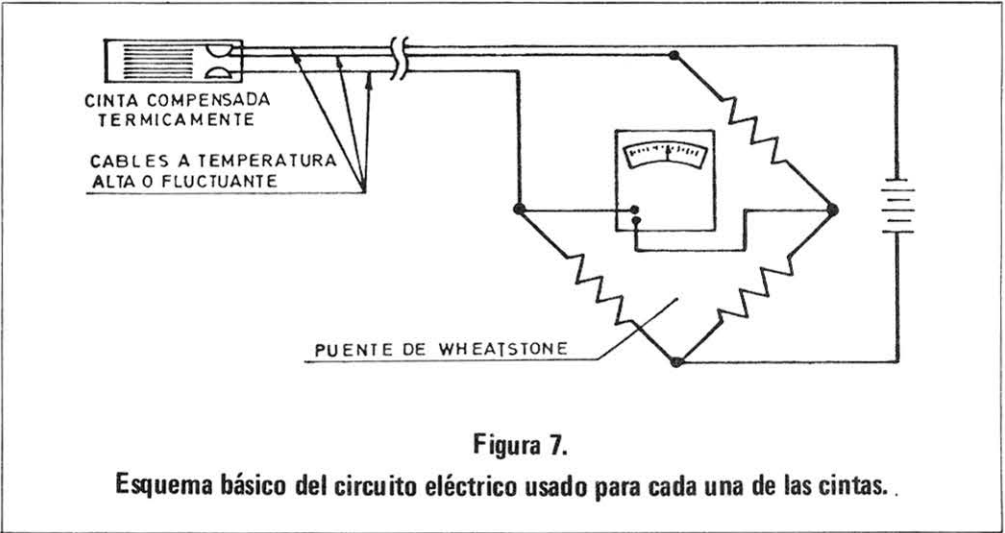
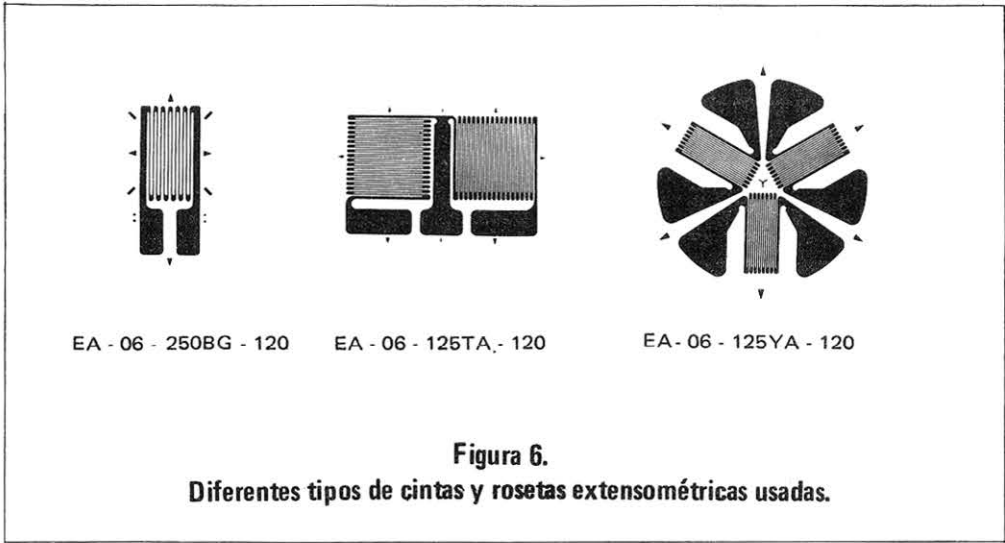
Como puede apreciarse en la fotografía 2, las cintas empleadas son bastante pequeñas, lo que hace que el adherirlas a la estructura y conectarlas eléctricamente sea una labor delicada y, por lo tanto, lenta de realizar en terreno. Como dato ilustrativo, en la instalación de las 19 cintas y su conexión respectiva al medidor se emplearon 72 horas hombre, es decir, aproximadamente 3,5 horas por cada una de ellas.

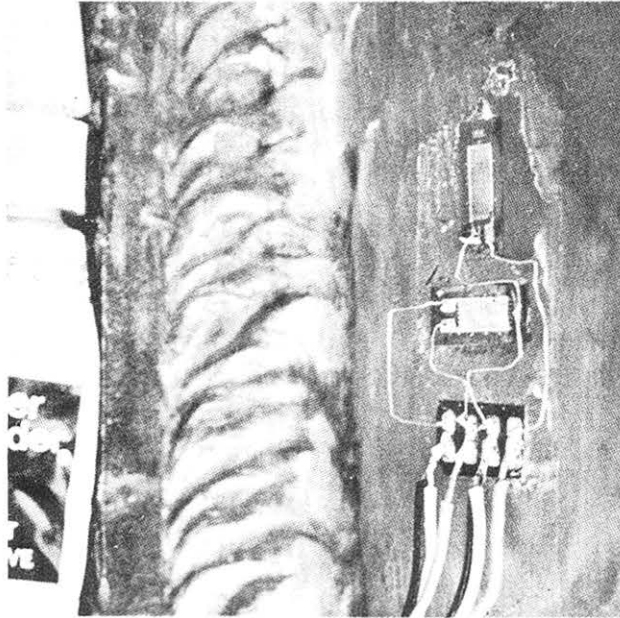
3.2. Materiales, Instrumentos e Instalaciones.

Se usaron 3 tipos de cintas extensométricas marca MM (Micro-Measurement) e identificadas por: EA-06-250BG-120, EA-06-125TA-120 y EA-06-125YA-120. Ver figura 6. Todas las cintas se conectaron en un 1/4 de puente, según lo indica la figura 7.

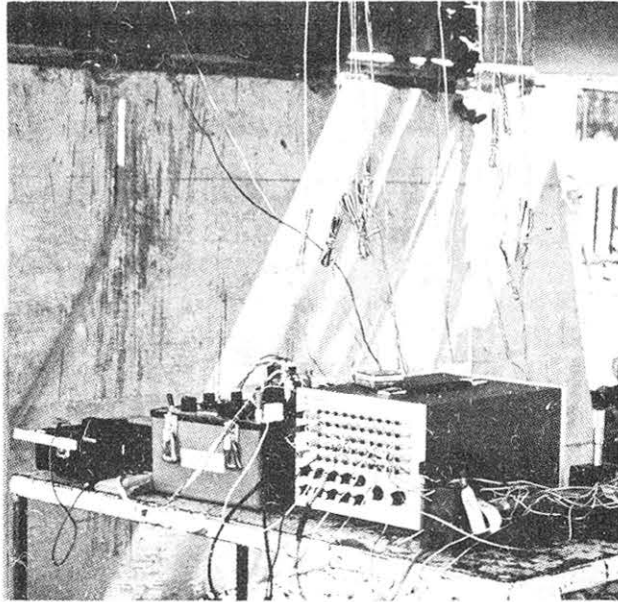
En la fotografía 2 se puede observar el cable de tres conductores usado para cada cinta, con el objeto de compensar la resistencia eléctrica del cable y sus posibles variaciones con la temperatura. Este cable se identifica por MM - 326 DFV (la resistencia eléctrica de cada conductor es $0,125\Omega/m$).

Las cintas o extensómetros se conectaron a dos conmutadores de una capacidad de 10 canales cada uno, identificados por: BLH Model 1225 Switching and Balancing Unit y Vishay Model SB-1 Switch & Balance Unit.





Fotografía 2.
Roseta rectangular construida in situ.



Fotografía 3.
Vista de los instrumentos interconectados.

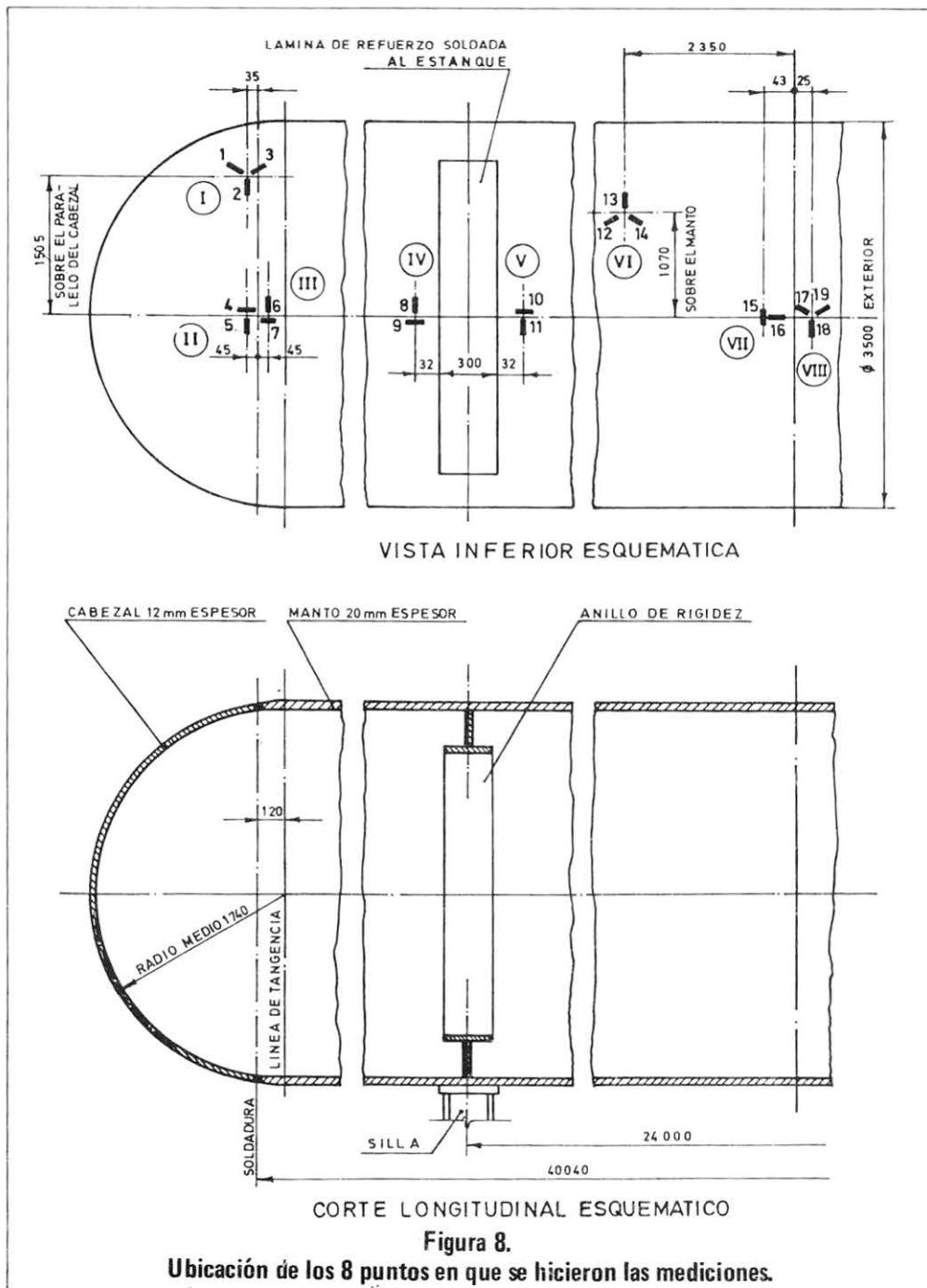
Los dos conmutadores se conectaron en paralelo al medidor de deformaciones identificado por: Vishay Model P-350 AZ Strain Indicator. Este tipo de conexión permite usar un solo medidor de deformaciones para los 20 circuitos instalados. En la fotografía 3 se puede apreciar el medidor, uno de los conmutadores y los conductores que forman los circuitos de medida.

En la figura 8, se indican, los 8 puntos en que se instalaron los extensómetros:

Puntos I, VI y VIII: Roseta equiangular

Puntos II, III, IV y V: Dos cintas perpendiculares

Punto VII: Roseta T



Los puntos I, II y III se eligieron por estar cerca de la unión del cabezal semiesférico con el cilindro, lugar de un alto gradiente de tensiones debido a los cambios en la geometría y en el espesor.

Los puntos IV y V se eligieron cerca del anillo de rigidez, zona de supuesta máxima sollicitación al momento flector por peso propio. La geometría de esta zona es compleja, ya que en ella intervienen el anillo de rigidez interior y la silla de apoyo. Ver fotos 4 y 5.



Los puntos VI, VII y VIII se eligieron porque en ellos todas las teorías conducen a los mismos resultados.

En total se usaron 19 cintas de medida, más una que se usó para verificar la variación del cero del instrumento y que corresponde a la número 20 de la tabla 1.

3.3. Medidas Realizadas.

Estas comenzaron cuando el estanque estaba vacío y se iniciaba la prueba hidráulica. Las mediciones se realizaron durante las 48 horas que duró la prueba hidráulica.

Se efectuaron 12 series de medidas en diferentes estados de carga para apreciar si las cintas se comportaban acordes a los cambios de solicitaciones. Las mediciones de mayor importancia se dieron en las siguientes situaciones:

- Estanque vacío.
- Estanque con agua hasta el 950/o de su volumen.
- Estanque lleno de agua y con una presión interna de 6 kgf/cm².
- Estanque lleno de agua y con una presión interna de 22,5 kgf/cm².
- Estanque lleno de agua.
- Estanque vacío.

La última medición se repitió para saber la variación que se produjo en la referencia inicial desde el comienzo al término de la prueba.

3.4. Valores obtenidos.

A continuación, se presentan en la tabla 1 los valores de la deformación experimental de las 20 cintas y en los estados de carga indicados, a excepción de la cinta N^o 20 que estaba adherida en una probeta sin solicitación. A la hora cero (primera columna de la tabla), todas las cintas estaban sin deformación, estando el estanque vacío; esta misma condición se repitió cuando se hizo la lectura final, aproximadamente 48 horas después.

TABLA 1
Valores de la deformación x 10⁶ en diferentes estados de carga

Cinta N ^o	950/o agua	6 kgf/cm ²	22,5 kgf/cm ²	Lleno sin presión	Lectura final
0 hora	19.45 h	23.15 h	24.20 h	26.30 h	47.45 h
1	88	170	733	220	210
2	34	130	612	166	143
3	58	140	572	176	140
4	63	114	554	190	178
5	40	124	590	85	70
6	72	140	565	136	120
7	73	44	65	66	56
8	-48	0	266	-100	4
9	-360	-346	-276	-400	-100
10	-146	-314	-594	-190	-172
11	87	55	165	64	40
12	110	170	405	138	40
13	199	386	1000	400	557
14	140	178	398	160	37
15	38	180	800	112	100
16	84	96	256	172	83
17	88	126	296	86	25
18	30	170	796	96	92
19	76	120	376	164	100
20	85	44	30	24	-6

4. RESULTADOS Y DISCUSION

En esta parte se comparan los valores experimentales con los valores teóricos. Esta comparación se hace tanto para el caso de sobrecarga de agua como para el incremento de presión interna. Se usa la teoría de vigas y la teoría de cáscaras en la primera y segunda comparación respectivamente.

4.1. Sobrecarga de Agua.

Para calcular la tensión longitudinal en el punto inferior del centro del estanque, aplicando la teoría de vigas, es necesario conocer el momento flector M y el módulo resistente.⁷

El momento flector en el centro vale:

$$M = \frac{QL}{4} \left(\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + \frac{4}{3} \frac{H}{L}} - \frac{4A}{L} \right) \quad (11)$$

siendo

Q : la carga total por cada silla de apoyo.

L : la longitud del estanque.

R : el radio medio del estanque.

H : la profundidad del cabezal.

Esta notación se indica en la figura 9.

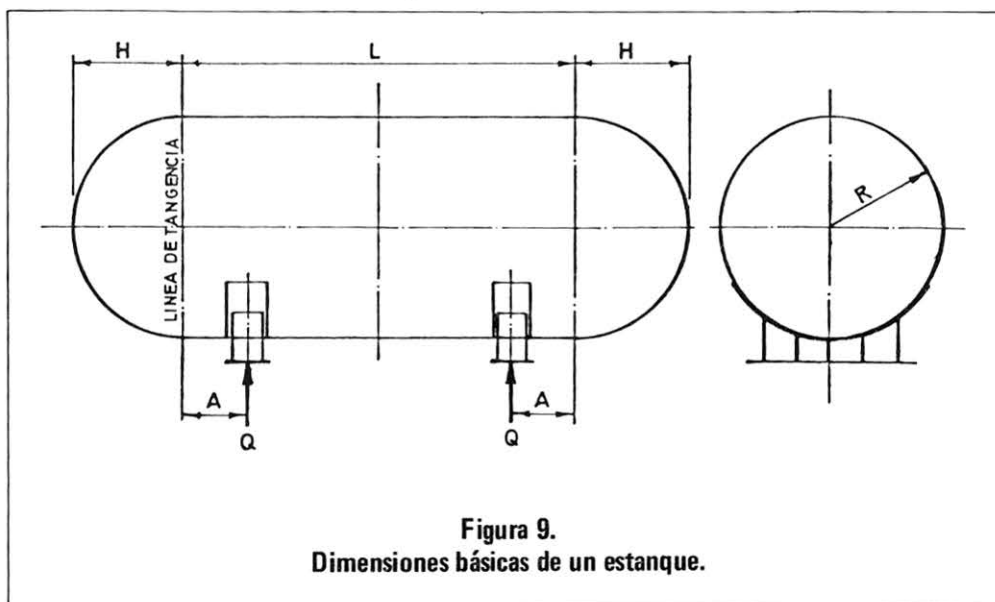


Figura 9.
Dimensiones básicas de un estanque.

Para el caso en estudio, el valor de Q corresponde a la mitad del peso del agua contenida en el estanque, es decir, $Q = 20.000 \text{ kgf}$; $R = H = 1,74 \text{ m}$ y $L = 39,8 \text{ m}$. Estos últimos valores son las dimensiones del estanque y se deducen al observar las figuras 8 y 9. Reemplazando en la fórmula (11) se obtiene un valor de $M = 597 \times 10^3 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$ resultando así, el siguiente valor para la tensión:

$$\sigma = 210 \text{ kgf/cm}^2$$

Las mediciones de las deformaciones del estanque con agua hasta un 95% de su volumen se pueden obtener de la tabla 1 y en forma directa de las cintas 15 y 16 respectivamente, las cuales conforman el punto VII ubicado en la zona central inferior del estanque (ver figura 8). Estos valores son los siguientes:

$$\epsilon_{\phi} = 38 \times 10^{-6} \quad (\text{deformación circunferencial dada por la cinta 15})$$

$$\epsilon_x = 84 \times 10^{-6} \quad (\text{deformación longitudinal dada por la cinta 16}).$$

Si se aplica las fórmulas del estado plano de tensiones, considerando que el material es isótropo, con módulo elástico $2,1 \times 10^6$ kgf/cm² y razón de Poisson 0,3 se obtiene una tensión longitudinal de 220 kgf/cm². Efectuando las correcciones debidas para el caso del estanque lleno de agua, resulta una tensión de 232 kgf/cm². Si este resultado experimental se considera exacto y se compara con el valor teórico, resulta una diferencia de 90/o.

4.2. Estanque sometido a presión.

Para esta situación, el análisis de las deformaciones se hizo sobre la base de un incremento de presión que va desde 6 a 22,5 kgf/cm² indicadas en las columnas 3 y 4 de la tabla 1.

En la tabla 2 se indican los incrementos de las deformaciones producidas entre los dos estados de carga señaladas para los 8 puntos conformados por un total de 19 cintas activas. Estas se comparan con las cifras que resultan de la solución membranal y con las resultantes de la solución completa (adición de soluciones de membrana y flexión) para un incremento de presión de 16,5 kgf/cm².

TABLA 2
Resultados experimentales y teóricos de la deformación $\times 10^6$

Punto No	Cinta No	Valor Experimental	Solución Membranal	Solución Completa
I	1	563	399	420
	2	482	399	480
	3	432	399	420
II	4	440	399	389
	5	466	399	472
III	6	425	581	528
	7	21	137	187
IV	8	266	581	28
	9	70	137	-418
V	10	-280	137	-418
	11	110	581	28
	12	235	248	248
VI	13	614	581	581
	14	220	248	248
VII	15	620	581	581
	16	160	137	137
VIII	17	170	248	248
	18	626	581	581
	19	256	248	248

Para el cilindro, la solución membranal dada por las ecuaciones (1) conduce a los valores: $\epsilon_{\phi} = 137$ y $\epsilon_x = 581 \times 10^{-6}$, que pueden compararse nuevamente con los correspondientes al punto VII conformado por las cintas 15 y 16.

El estado de tensiones membranal resultante es: $\sigma_x = 718$ y $\sigma_\phi = 1436$ kgf/cm², valores que podrían compararse con las tensiones obtenidas a partir de las deformaciones en el punto VII, las que resultan ser 798 y 1542 kgf/cm², respectivamente.

En la zona de unión manto cilíndrico-semiesfera, la solución membranal no es suficiente y es necesario determinar la solución completa.

Al resolver las ecuaciones (5) y superponer la solución de flexión dada por las ecuaciones (4) con la respectiva solución membranal, resulta lo siguiente para la superficie exterior del cabezal semiesférico:

$$\epsilon_s(s) = 399 \times 10^{-6} + 14,9 e^{\mu s} (2,85 \cos \mu s + 8,53 \operatorname{sen} \mu s) \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_\phi(s) = 399 \times 10^{-6} + 9,01 e^{\mu s} (8,53 \cos \mu s - 2,85 \operatorname{sen} \mu s) \times 10^{-6}$$

siendo:

$$\mu = 0,089 \text{ y } s < 0$$

Al evaluar las ecuaciones anteriores en el punto II, para $s = -3,5$ cm resulta $\epsilon_s = 389$ y $\epsilon_\phi = 472 \times 10^{-6}$, valores comparables con las lecturas de las cintas 4 y 5 respectivamente.

Para el punto I se evalúan las ecuaciones anteriores y luego se calcula la deformación en una dirección de 30° con respecto al eje de la coordenada s. Esto conduce a los valores 420, 480 y 420×10^{-6} que deben compararse con las medidas arrojadas por las cintas, 1, 2 y 3, respectivamente.

Al resolver las ecuaciones (5) también se puede obtener las deformaciones en la superficie del cilindro próxima al cabezal. Estas son:

$$\epsilon_x(x) = 137 \times 10^{-6} + 6,92 e^{-\mu x} (2,20 \cos \mu x + 13,6 \operatorname{sen} \mu x) \times 10^{-6}$$

$$\epsilon_\phi(x) = 581 \times 10^{-6} - 4,19 e^{-\mu x} (13,6 \cos \mu x - 2,20 \operatorname{sen} \mu x) \times 10^{-6}$$

siendo

$$\mu = 0,069$$

Al evaluar lo anterior para $x = 4,5$ cm resulta $\epsilon_\phi = 528$ y $\epsilon_x = 187 \times 10^{-6}$, valores que deben compararse con las medidas arrojadas por las cintas 6 y 7 respectivamente.

4.3. Discusión.

Aunque puede parecer redundante, conviene destacar que para calcular valores teóricos, es necesario conocer exactamente la geometría, los materiales, condiciones de apoyo y distribución de temperatura. Sin embargo, la estructura se construye con materiales y mano de obra que no son perfectos. Esto hace que el estanque resulte con variaciones importantes en su geometría, en los espesores de las planchas, en la homogeneidad del material, que presente roce no despreciable en los apoyos, asentamientos diferenciales impredecibles y distribución de temperatura difícil de establecer.^{8,9}

En el estanque, la parte más complicada corresponde a la zona de la silla de apoyo. En esta zona hay elementos estructurales como: anillo de rigidez, manto cilíndrico, lámina de refuerzo, diafragma, atiesadores y placa de apoyo. Algunos de estos elementos se pueden apreciar en las fotografías 4 y 5.

Siendo la geometría muy compleja en esa zona, es casi imposible hacer un modelo teórico que permita predecir el estado de tensiones en puntos del manto próximos a la silla,

puntos IV y V de la figura 8. Sólo como dato ilustrativo en la tabla 2, se indican los valores de las deformaciones ϵ_x y ϵ_ϕ a una distancia de 32 mm del anillo supuesto rígido.⁴ Al menos podría esperarse que para la sobrecarga de agua y sobrepresión hidráulica, el estado de tensiones y deformaciones a ambos lados de la lámina de refuerzo, sean aproximadamente simétricos. Esto no se cumplió y puede atribuirse tanto a un giro de la fundación como a irregularidades geométricas de las placas de apoyo.

En el resto de la estructura, como la geometría es sencilla, las ecuaciones de la teoría de cáscaras son simples de resolver y efectivamente no hay diferencias notables con los resultados experimentales, excepto para la cinta 7. Por ejemplo, las deformaciones a un ángulo de 30° según la dirección longitudinal, para el caso de un incremento de presión en el estanque, aplicando la teoría membranal, resulta un valor de 248×10^{-6} , cantidad que es comparable con las medidas dadas por las cintas 12, 14 y 19, con una diferencia máxima de 130/o y mínima de 30/o. La deformación indicada por la cinta 17, que también está en la misma dirección, no es comparable y ello es debido a que estaba instalada a sólo milímetros de la soldadura del centro del estanque, la que seguramente produce un alto gradiente de deformaciones en sus proximidades. Por último, la razón de tensiones circunferencial y longitudinal, que en la teoría membranal es 2:1, en el caso experimental resulta ser 1,93:1.

Para efectos prácticos, es justificable considerar en el análisis un solo tipo de material homogéneo e isótropo, aunque el estanque está construido con diferentes aceros, por ejemplo: el manto cilíndrico, los cabezales y las placas de refuerzo son del tipo ASTM A516-70; en cambio, el anillo de rigidez y sillas de apoyo son del tipo A37-24ES.

Corresponde aclarar en esta discusión que el factor de la cinta (gage factor) no se corrigió de acuerdo a la resistencia del cable, que en algunos casos alcanza a un largo de 15,8 m y esto porque su influencia sería despreciable (menor de 20/o).

Observando en la última columna de la tabla 1, el alto corrimiento del cero en la cinta 13, se deduce que funcionó incorrectamente y no se consideró en las comparaciones. También observando dicha columna se nota que ninguna cinta volvió a la lectura inicial (cero). Los autores atribuyen este hecho a las variaciones de temperatura que estuvieron fuera de su control (en la superficie del estanque se registraron variaciones máximas del orden de 50°C entre el día y la noche). Lo ideal hubiera sido hacer las series de mediciones en esta estructura, que es externamente isostática, con una distribución uniforme de temperatura. Para ello lo más próximo es hacer las mediciones poco antes del amanecer. Esto hubiera retrasado por lo menos dos días la prueba hidráulica, que no era permitido. En las medidas realizadas durante la sobrepresión, la enorme inercia térmica del agua aminora las variaciones de temperatura, más aún si las medidas para el incremento de presión se hicieron en un lapso menor de una hora.

Es importante recordar que este es un trabajo de terreno, en el cual los autores debieron adaptarse a las etapas constructivas. Hubiera sido deseable ubicar previamente las zonas de altas tensiones con algún otro método, como por ejemplo usar barnices frágiles y posteriormente emplear cintas extensométricas en mayor número.

Aun con estas limitaciones, se considera que las deformaciones medidas son las de trabajo, inclusive en zonas tan conflictivas como las proximidades a las sillas de apoyo. Se observa además que la teoría elemental de cáscaras describe perfectamente el problema, excepto en la zona de dichos apoyos.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a los ingenieros señores Sergio Cárdenas y Luis Albornoz por las facilidades otorgadas para efectuar este trabajo experimental en el Terminal Linares de la Empresa Nacional del Petróleo. También se reconoce la colaboración dada en terreno por el técnico señor Juan Encina y el dibujante señor Francisco Jeria.

Se agradece a DIPLAN II - DICYT por el apoyo económico y al Taller Gráfico de la USACH por la impresión de este trabajo.

BIBLIOGRAFIA

1. TIMOSHENKO, S. and WOINOWSKY-KRIEGER, S., "Plates and Shell", Mc Graw Hill Kogakusha, Ltd. 1959, p.p. 471 y 481.
2. KRAUS, HARRY, "Thin Elastic Shells", J. Wiley & Sons, Inc. 1967, p.p. 32, 140 y 141.
3. PFLÜGER, ALF, "Estática Elemental de las Cáscaras", Eudeba 1964, p.p. 478-481.
4. FLÜGGE, WILHELM, "Stresses in Shells", Springer-Verlag New York Inc. 1967, p.p. 478-481.
5. PERRY, C.C. and LISSNER, H.R., "The Strain Gage Primer", Mc Graw-Hill Book 1955, chapter 4.
6. BECKWITH, T.G. and LEWIS BUCK, N., "Mechanical Measurement", Addison-Wesley Inc. 1961, chapter 6.
7. BROWNELL, LLOYD E. and YOUNG, E.H., "Process Equipment Design", J. Wiley & Sons, Inc. 1959, chapter 11.
8. DURELLI, A.J., DALLY J.W. and MORSE S., Experimental Study of Thin - Wall Pressure Vessels, Proc. Soc. Exp. Stress Anal., Vol. 18, N° 1, 1961.
9. LANGER, B.F., Design - Stress Basic for Pressure Vessels, Exp. Mech., J. Soc. Exp. Stress Anal., Vol. 11, N° 1, January 1971.