

## ANALISIS DE ESFUERZOS Y DEFORMACIONES DE UN TANQUE CILINDRICO PARA GAS NATURAL VEHICULAR

## STRESS AND STRENGHT ANALYSIS OF A CYLINDRICAL AUTOMOTIVE NATURAL GAS TANK

Fortunato Alva Dávila<sup>1</sup>

### RESUMEN

*El presente trabajo trata sobre el análisis de esfuerzos y deformaciones de tanques cilíndricos para gas natural vehicular, utilizando el método analítico estudiado por Lamé en 1833, verificando los resultados por simulación numérica mediante un software comercial (Cosmos Work) que se basa en la aplicación de la técnica de elementos finitos y por el método experimental (strain gage). El estudio permitirá formular una metodología de cálculo y diseño de cilindros para gas natural vehicular, ya que, es una necesidad prioritaria para nuestro país, dada la disponibilidad del gas natural de Camisea. Actualmente, en el Perú, la tecnología sobre la fabricación de los cilindros para altas presiones no se ha desarrollado aún. La carencia de la metodología destinada al cálculo y diseño de los cilindros, fue una de las razones que nos ha motivado la realización de este trabajo de investigación. Los cilindros importados tienen un costo muy elevado, por lo manifestado requiere la fabricación local para abaratarlos. En este contexto se describen los métodos analíticos, apoyados en la técnica de la simulación numérica y después en la técnica del método experimental con el medidor de deformaciones, para validar el método analítico y las Normas Técnicas existentes que rigen su diseño y fabricación. El objetivo fundamental de este trabajo es, desarrollar la metodología de diseño, para determinar el espesor mínimo de pared del cilindro, para una presión de trabajo de 20 MPa, con la que opera el cilindro. Se calculan los esfuerzos y las deformaciones en el cilindro, utilizando el método analítico, el método numérico y el método experimental. Finalmente se realiza el análisis de los resultados. Culminándose con las conclusiones y recomendaciones del estudio.*

*Palabras claves.* - GNV, Cilindro, Esfuerzos, Deformaciones, Pruebas.

### ABSTRAC

*The present work tries on the analysis of efforts and deformations of cylindrical tanks for vehicular natural gas, using the analytic method studied by Lamé in 1833, verifying the results for numeric simulation by means of a commercial software (Cosmos Work) that is based in the application of the technique of finite elements and for the experimental method (strain gage). The study will allow formulating a calculation methodology and design of cylinders for vehicular natural gas, since; it is a high-priority necessity for our country, given the readiness of the natural gas of Camisea. At the moment, in the Peru, the technology about the production of the cylinders for discharges pressures has not still been developed. The lack of the methodology dedicated to the calculation and design of the cylinders, one of the reasons that has motivated us the realization of this investigation work was. The cared cylinders have a very high cost, for that manifested it requires the local production to reduce them. In this context the analytic methods are described, supported in the technique of the numeric simulation and later in the technique of the experimental method with the meter of deformations, to validate the analytic method and the existent Technical Norms that govern their design and production.*

<sup>1</sup>Ing. Profesor Principal, e Investigador de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería.

*The fundamental objective of this work is, to develop the design methodology, to determine the minimum thickness of wall of the cylinder, for a pressure of work of 20 MPa, with which operates the cylinder. The efforts and the deformations are calculated in the cylinder, using the analytic method, the numeric method and the experimental method. Finally he/she is carried out the analysis of the results. Being culminated with the conclusions and recommendations of the study.*

*Key words.*- GNV, Cylinder, Efforts, Deformations, Tests.

## INTRODUCCION

Con la firma de los contratos del Gas de Camisea para la Explotación, Transporte y Distribución de gas natural y líquidos de gas natural, por el Ministro de Energía y Minas, Ing. Carlos Herrera Descalzi y los Consorcios ganadores, el 09 de diciembre del 2000, se estableció en el Perú, una nueva etapa para su desarrollo energético y económico. El reemplazo del diesel y otros combustibles líquidos por gas natural producirá una mayor competitividad entre las empresas nacionales, al proporcionar energía a un menor costo. La disponibilidad de energía está provocando una reactivación y expansión industrial, doméstica y automotriz, promoviendo la creación de una gama de posibilidades de nuevos negocios y mejorando el nivel de vida de nuestra población, por ser un combustible limpio y barato.

El primer paso para lograr la masificación del uso del gas natural ya fue dado, el gobierno acaba de destinar **US \$100 millones de dólares** para la conversión de los vehículos a gas natural, así fomentar su consumo. Según un estudio de **COFIDE, 28 947**, vehículos y unidades de transporte podrían ser convertidos al uso del gas en el corto plazo y **170 000** vehículos a largo plazo. En primera etapa los equipos (cilindro y kit) de conversión serán importados, pero se espera su fabricación local. Dentro de este contexto la Universidad no puede estar ajena a este problema, es decir, de la creación de una tecnología propia a nuestra realidad. Como primer paso de trabajo se ha decidido el estudio del cilindro para su diseño y su fabricación posterior. También dar lineamientos sobre los procedimientos de inspección y pruebas en la conversión vehicular a GNV, para garantizar al usuario el buen funcionamiento.

Mediante el uso de software por simulación numérica, es posible generar sólidos y realizar el análisis de estos elementos con mayor precisión, para luego predecir y/o comprobar su

comportamiento bajo la presión de trabajo. Estos avances permiten acceder a un conocimiento mucho más exacto de un elemento, antes de ser construido, haciendo posible la detección de muchos de los problemas que de otro modo no se hubieran detectado en un proceso tradicional. También, haciendo posible la verificación en un modelo construido, realizando la medición experimental del comportamiento bajo presión de trabajo de 20 MPa. Se espera que el presente estudio sirva de referente en relación al tema, y asimismo se hace extensivo a otros investigadores a incursionar en este amplio e importante campo tecnológico, relacionado a la tarea del diseñador mecánico que permita impulsar el desarrollo de la tecnología, en este campo de la ingeniería nacional.

## PROCEDIMIENTOS DE INSPECCIÓN Y PRUEBAS EN LA CONVERSION DE VEHICULOS A GNV

### Funcionamiento general del sistema

Aquí se describe el funcionamiento del sistema, siguiendo el recorrido del Gas Natural Comprimido desde su carga hasta su combustión en el motor.

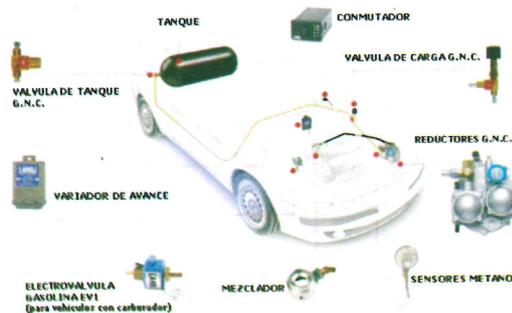
El gas es introducido al circuito por medio del pico de carga interno o externo (toma de carga) a una presión de **200 bar**, ésta se puede comprobar en el manómetro que se encuentra inmediatamente a continuación del pico y debe observarse el mismo durante la operación de carga. Luego pasa por la válvula de carga, la cual permite cortar la entrada de gas. De allí el Gas Natural es conducido por una cañería Bundy de acero sin costura hasta el cilindro de almacenamiento. Estos cilindros de distinto diámetro y longitud, según la cantidad de gas a almacenar, cuentan en su entrada con una válvula de servicio que permite cerrar la entrada o salida de gas. Los cilindros se instalan en cunas especiales las que se fijan a la carrocería según el

lugar de colocación de los cilindros, pudiendo ser bajo chasis, en baúl o en caja. De la válvula de servicio, el gas se dirige por una cañería Bundy a la válvula de carga nuevamente y de allí al regulador de presión. En el regulador de presión el gas reduce la presión hasta alcanzar la presión de trabajo que está en el rango de **0,5 y 0,7 bar**. Esta pérdida de presión hace que el gas pierda temperatura llegando al congelamiento, por lo cual, se hace necesario calentarlo utilizando una derivación del sistema de refrigeración del motor.

Una cañería de goma recubierta por una malla de acero lleva al gas desde el regulador hasta el dosificador o hasta el mezclador pasando antes por una válvula limitadora de caudal o válvula de máxima. El dosificador se instala en un agujero practicado en la zona del venturi del carburador, colocando allí el pico. En el caso del mezclador este se instala en el conducto que va desde el filtro de aire hacia el carburador o entre el carburador y el múltiple de admisión. El "Kit" (conjunto de accesorios) provee una llave conmutadora que sirve para seleccionar el tipo de combustible y se instala al alcance del conductor en el habitáculo del vehículo. Esta además cuenta con un indicador de nivel de carga de los cilindros de almacenamiento.

Existe la posibilidad de corregir el avance al encendido (que para el GNC es mayor) con el agregado de un variador electrónico de avance que se desactiva cuando el vehículo funciona con gasolina.

Para los vehículos con inyección electrónica de combustible existe una serie de elementos que se deben agregar y otros que reemplazan a los componentes de los sistemas carburados. Ver Fig. 1.



*Fig. 1.2 Esquema de identificación de los elementos en el vehículo.*

## PRUEBAS DEL ESTADO Y FUNCIONAMIENTO DEL VEHICULO CON GNV O GASOLINA

### Verificación de la velocidad de marcha mínima

- Se debe observar la estabilidad de marcha mínima en vacío.
- También la adaptación de la velocidad de marcha mínima y bajo carga.

### Verificación del comportamiento de la aceleración en vacío

- Se debe observar la uniformidad de la aceleración del motor sin carga.
- Se debe observar la uniformidad de la aceleración del motor con carga.

### Verificación del funcionamiento del sistema secundario de encendido

- Verificar la estabilidad del pulso de alta potencia, tanto en mínima como en alta velocidad.
- Verificar el kilovoltaje de chispa, tanto en mínima como en alta velocidad.
- Verificar el kilovoltaje en bujías, tanto en mínima como en alta velocidad.

### Verificación del comportamiento de avance

- Verificar el avance inicial
- Verificar el avance por velocidad como mínimo a **2 500 RPM**
- Verificar el avance por carga.

### Prueba de ruta

- Verificar el desempeño en aceleración y retorno a la marcha mínima

### Verificación de los vehículos a inyección

En los vehículos a inyección se deben realizar las siguientes pruebas adicionales:

- Monitoreo de los sensores
- Verificar la señal de sensores de flujo de aire
- Verificar el sensor de posición de la mariposa del acelerador
- Verificar los cruces del sensor de oxígeno.
- Verificar el corte de inyectores y bomba.

### Revisión de los dispositivos de sujeción de los cilindros.

Los modelos previstos para la sujeción, preferentemente, deben estar contruidos de perfiles de acero, tanto la cuna como los zunchos, y revestidos contra la corrosión. Se deben tomar los siguientes aspectos [13]:

- El material de cada pieza en contacto con el recipiente será electroquímicamente compatible con el cilindro.
- Las cunas, los zunchos de sujeción y otros componentes metálicos, excepto los pernos, estarán contruidos con acero estructural de calidad comercial con una resistencia mínima a la tracción de  $34 \text{ kgf/mm}^2$ .
- En cilindros de hasta **110 kg** de tara los zunchos de sujeción tendrán un ancho mínimo de **30 mm** y un espesor de **3 mm**. Las variables admitidas ancho y espesor tendrán como producto una sección mínima equivalente a  $90 \text{ mm}^2$ .
- En cilindros de más de **110 kg** de tara, los zunchos de sujeción tendrán un ancho mínimo de **45 mm** y un espesor de **5 mm**. Las variables admitidas de ancho y espesor tendrán como producto una sección mínima equivalente a  $225 \text{ mm}^2$ .
- Los pernos deben ser de acero forjado o trefilado de una resistencia mínima a la tracción de  $50 \text{ kgf/mm}^2$ . Las tuercas deben ser de acero forjado o trefilado con una resistencia mínima a la tracción de  $34 \text{ kgf/mm}^2$ .

### Descripción del cilindro para gas natural vehicular

Son cilindros especialmente diseñados para GNV, soportan 30 veces más presión que los tanques de GLP. Son fabricados en acero sin costura con un espesor de pared de **6 a 9 mm**, resisten una presión de trabajo de **200 bar** (3 000 PSI) y son probados a **300 bar** (4 500 PSI).

La longitud, diámetro y peso varían, la capacidad de almacenamiento por cilindro varía entre **6 y 24m<sup>3</sup>**, son protegidos contra la corrosión con pintura anticorrosivo, que evita la acumulación de humedad y suciedad en la parte de sujeción.

También, pueden ser fabricados de aluminio o materiales compuestos.

Los cilindros son fabricados a partir de tubos de acero de diferentes diámetros por el proceso de cierre rotacional en caliente. También son fabricados por forja o estampado de un lingote, o por embutido profundo de una chapa.

En el proceso de cerrado del extremo no se adicionará material metálico. Durante su fabricación pasan por tratamiento térmico para eliminar las tensiones internas.

### Tipos de cilindros

Cilindros para uso vehicular tipo GNV-1.- Son recipientes cilíndricos para GNV fabricados íntegramente en acero o aluminio de acuerdo a Normas vigentes en el país de fabricación [13].

Cilindro para uso vehicular tipo GNV-2.- Son recipientes cilíndricos con filamento continuo impregnado de resina (recubrimiento circunferencial) con cilindro interno metálico [13].

Cilindros para uso vehicular tipo GNV-3.- Son recipientes cilíndricos con filamento continuo impregnado de resina (recubrimiento total) con cilindro interno metálico [13].

Cilindro para uso vehicular tipo GNV-4.- Son recipientes cilíndricos con filamento continuo impregnado de resina (recubrimiento total) con cilindro interno metálico [13].

### CARACTERIZACIÓN DEL PROBLEMA

Existe la necesidad de contar con cilindros para gas natural vehicular para satisfacer la demanda del sector de transporte público, para la conversión de sus vehículos a Gas Natural Vehicular. En la actualidad están siendo importados y los costos son muy elevados.

Según el Ministerio de Transportes y Comunicaciones (MTC), se cuenta a la fecha con **198 947** unidades de vehículos (gasolinera y a GLP) en condiciones de cambiar al uso del GNV. Tabla 1.

Tabla 1. Vehículos en condiciones de conversión a GNV.

198 947 Vehículos están en condiciones de cambiar al uso del GNV				
	A CORTO PLAZO (2006-2007, en Lima)		A LARGO PLAZO (2007 a más, en Lima)	
Cantidad de Vehículos	28 947		170 000	
Financiamiento requerido	US \$ 27,2 Millones		US \$ 137,17 Millones	
Tiempo estimado	2 años		Varios años	
Proyecciones del parque Vehicular estimado según clase de vehículo al 2006	Automóvil:	638 528	Ómnibus:	44 362
	Station Wagon:	217 677	Camión :	107 432
	Camioneta Pic Kup	147 693	Remolcador:	15 825
	Camioneta Rural:	133 893	Remolque y Semiremolque:	18 670
	Camioneta Panel:	26 229		

Fuente: COFIDE, MTC

Desde el punto de vista de ingeniería, el problema se define como la aplicación de conocimientos científico-tecnológicos, relacionados con el cálculo y diseño de un cilindro, donde se deben realizar los análisis de los esfuerzos y deformaciones en el cilindro, para determinar el espesor mínimo de pared para la presión de operación.

Se ha determinado que actualmente en nuestro medio **no se cuenta con una metodología para diseñar y fabricar cilindros para Gas natural Vehicular**, lo cual, se constituye en una necesidad prioritaria para nuestro país, debido a la política del gobierno sobre uso del gas natural de camisea, que involucra la sustitución de combustibles como gasolinas, petróleo y gas licuado de petróleo por gas natural.

**Estudio del cilindro de pared delgada**

El esfuerzo así calculado, es el **esfuerzo medio** para cilindros de pared con un espesor igual o menor al 7% de su diámetro, es decir  $\frac{e}{D} \leq 0,07$  [6].

El esfuerzo tangencial [5].-

$$\sigma_t = \frac{pD}{2e} \tag{1}$$

Esfuerzo longitudinal [5].-

$$\sigma_l = \frac{pD}{4e} \tag{2}$$

$\sigma_l$ , se constituye en un esfuerzo longitudinal, debido a que actúa paralelamente al eje longitudinal del cilindro.

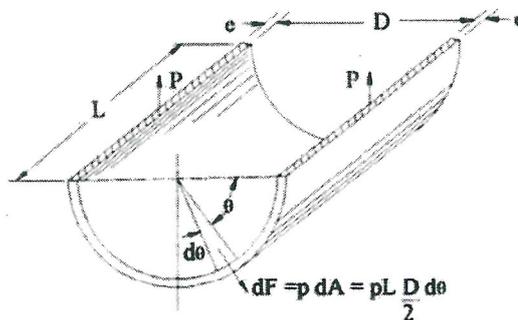


Fig. 1 Diagrama del sólido aislado, La mitad del cilindro.

**Estudio del cilindro de pared gruesa.**

En el caso de un cilindro sometido a presión interior, el esfuerzo varía desde un valor máximo que se produce en la superficie interior, hasta un valor mínimo en la superficie exterior. Para el cálculo de los esfuerzos tangencial, radial y longitudinal, se han desarrollado una serie de teorías, aplicables a determinados casos, todos a

partir de las ecuaciones fundamentales de Lamé y de las teorías más empleadas en los diseños de cilindros de paredes gruesas. Fig. 2.

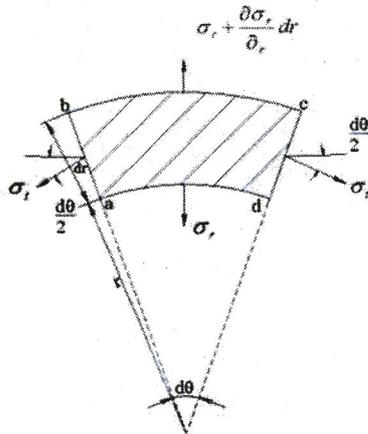


Fig. 2 Elemento diferencial del cilindro.

### ECUACIONES DE LAME

Para el estudio, consideraremos un anillo del cilindro seccionado mediante dos planos perpendiculares a su eje y separados por la unidad de longitud.

Por simetría, en las caras de un elemento  $abcd$  de este anillo (Fig. 2) separado por dos planos axiales y dos superficies cilíndricas concéntricas, no existen esfuerzos cortantes. Sea  $\sigma_t$  el esfuerzo tangencial normal a las caras  $ab$  y  $dc$  del elemento, y  $\sigma_r$  el esfuerzo radial normal en la cara  $ad$ . El esfuerzo  $\sigma_r$  es función del radio  $r$  y varía en  $\frac{d\sigma_r}{dr}dr$  cuando  $r$  varía en  $dr$ . El esfuerzo radial en la cara  $bc$  es, por lo tanto,  $\sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr}dr$

Sumando las proyecciones de las fuerzas que actúan sobre el elemento en dirección de la bisectriz del ángulo  $d\theta$ , se obtiene la ecuación de equilibrio siguiente:

$$\sigma_r r d\theta + \sigma_t dr d\theta - \left( \sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} dr \right) (r + dr) d\theta = 0$$

Despreciando las cantidades de orden superior, queda reducido a:

$$\sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad [6] \quad (3)$$

Esta ecuación contiene dos incógnitas: los esfuerzos  $\sigma_t$  y  $\sigma_r$ , por lo que es necesaria otra ecuación, la que se obtendrá considerando la deformación del cilindro. El desplazamiento es constante en la dirección circunferencial, pero varía a lo largo del radio, lo que quiere decir, es una función del radio.

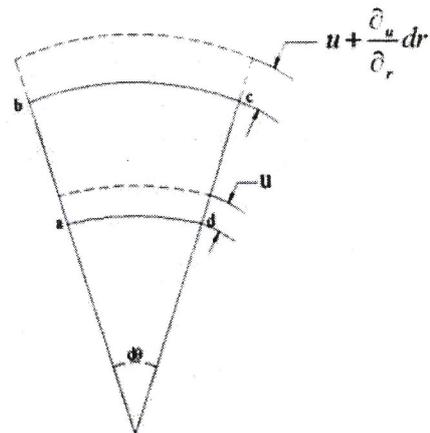


Fig. 3 Deformación del cilindro.

Representando con  $u$  al desplazamiento de la superficie cilíndrica de radio  $r$ , el desplazamiento para la superficie de radio  $r + dr$  será:  $u + \frac{du}{dr}dr$

Por consiguiente analizando la Fig. 3, el alargamiento unitario en la dirección radial será igual a:

$$\varepsilon_r = \frac{\frac{du}{dr}dr}{dr} = \frac{du}{dr}$$

El alargamiento unitario en la dirección tangencial será:

$$\varepsilon_t = \frac{(r + u)d\theta - rd\theta}{rd\theta} = \frac{u}{r}$$

Los esfuerzos  $\sigma_r$  y  $\sigma_t$ , dependen del desplazamiento  $u$ . Reemplazando las expresiones, se obtiene la ecuación siguiente en  $u$ .

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (4)$$

Resolviendo la ecuación diferencial se tiene los tres esfuerzos principales.

$$\sigma_r = \frac{p_i d_i^2 - p_0 d_0^2}{d_0^2 - d_i^2} - \frac{(p_i - p_0) d_i^2 d_0^2}{(d_0^2 - d_i^2) 4 r^2}$$

$$\sigma_t = \frac{p_i d_i^2 - p_0 d_0^2}{d_0^2 - d_i^2} + \frac{(p_i - p_0) d_i^2 d_0^2}{(d_0^2 - d_i^2) 4 r^2} \quad (5)$$

$$\sigma_i = \frac{p_i d_i^2 - p_0 d_0^2}{d_0^2 - d_i^2}$$

Consideremos el caso particular  $p_0 = 0$ , lo que quiere decir que el cilindro está únicamente sometido a la presión interior. Por lo que las ecuaciones serán:

$$\sigma_r = \frac{p_i d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} \left(1 - \frac{d_0^2}{4 r^2}\right) = \frac{p_i d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} \left(1 - \frac{d_0^2}{d^2}\right)$$

$$\sigma_t = \frac{p_i d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} \left(1 + \frac{d_0^2}{4 r^2}\right) = \frac{p_i d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} \left(1 + \frac{d_0^2}{d^2}\right) \quad (6)$$

$$\sigma_i = \frac{p_i d_i^2}{d_0^2 - d_i^2}$$

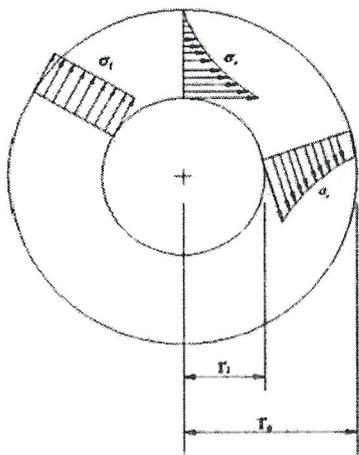


Fig. 4 La distribución de los tres esfuerzos principales.

El diámetro ( $d$ ) es un diámetro arbitrario del cilindro, varía de  $d_i$  hasta  $d_0$ .

El desplazamiento  $u$  se obtiene reemplazando valores:

$$u = \frac{(1 - \mu)}{E} \left[ \frac{p_i d_i^2 - p_0 d_0^2}{d_0^2 - d_i^2} \right] r + \frac{(1 + \mu)}{4E} \left[ \frac{d_i^2 d_0^2 (p_i - p_0)}{d_0^2 - d_i^2} \right] \frac{1}{r}$$

$$u = \frac{(1 - \mu)}{E} \left[ \frac{p_i d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} \right] r + \frac{(1 + \mu)}{4E} \left[ \frac{d_i^2 d_0^2 p_i}{d_0^2 - d_i^2} \right] \frac{1}{r},$$

para  $p_0 = 0$  (7)

Mediante esta expresión podemos calcular la variación radial en cualquier punto de la pared del cilindro:

### Cálculo del espesor mínimo de pared del cilindro

La norma técnica peruana no suministra fórmulas de diseño, ni indica los esfuerzos y deformaciones permisibles, pero requiere que el diseño sea satisfactorio, lo cual, se debe establecer mediante cálculos adecuados y se debe demostrar con ensayos para mostrar que los cilindros son capaces de cumplir consistentemente los ensayos de materiales, calificación de diseño.

En el diseño del cilindro para gas natural vehicular, utilizaremos el acero **AISI 4130**, nombre común de acero al cromo-molibdeno.

### Propiedades mecánicas del acero AISI 4130 [4].-

$\delta$ = Densidad ( $\times 1\ 000\ \text{kg/m}^3$ )	7,7 - 8,03
$\mu$ = Poisson	0,27 - 0,30
E = Módulo de elasticidad (GPa)	190 - 210
$S_u$ = Esfuerzo de rotura (MPa)	1 030
$S_y$ = Esfuerzo de fluencia (MPa)	910
$\varepsilon$ = Elongación (%)	28,2

### Propiedades térmicas del acero AISI 4130.-

Conductividad térmica ( $\text{W/m}^\circ\text{K}$ )	42,7
Calor específico ( $\text{J/kg}^\circ\text{K}$ )	477

### Cálculo usando el código ASME para recipientes a presión, sección VIII, división 1.

Aplicando un factor de seguridad igual a 2,0 con respecto al límite de fluencia del material, el esfuerzo máximo permisible del material será:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{N} = \frac{92,76}{2} \Rightarrow$$

$$\sigma_{adm} = 46,38 \text{ kgf/mm}^2$$

Para el estudio tomaremos un cilindro para GNV de tamaño comercial: **356x850**, que según la **Norma ISO 4705D** [10], corresponde a **356 mm** de diámetro exterior y **850 mm** de longitud, 63 litros de volumen, 69,50 kg de peso.

Para el cálculo del espesor de pared de un cilindro, la **ASME 2001** [12], recomienda la siguiente fórmula [1]:

$$e = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 P} \quad (8)$$

Donde:

**P = 200 bar = 2,04 kgf/mm<sup>2</sup>** → presión de operación

**S = 46,38 kgf/mm<sup>2</sup>** → esfuerzo de diseño

**E = 1,00** → eficiencia de la junta (no hay cordón de soldadura)

**R = 169,75 mm** → radio interior de cilindro

**e = ?** → espesor de pared (en mm)

Reemplazando valores:

$$e = \frac{2,04 \times 169,75}{46,38 \times 1 - 0,6 \times 2,04} \Rightarrow e = 7,66 \text{ mm}$$

### Cálculo con la teoría de cilindros de paredes delgadas [2, 3].

Con esfuerzo permisible del material:  
 $\sigma_{adm} = 46,38 \text{ kgf/mm}^2$

El esfuerzo tangencial en la parte cilíndrica del cilindro es igual a:

$$\sigma_t = \frac{PD}{2e} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow e \geq \frac{PD}{2\sigma_{adm}}$$

Reemplazando valores:

$$e \geq \frac{2,04 \times 339,50}{2 \times 46,38} \Rightarrow e = 7,45 \text{ mm}$$

### Cálculo de acuerdo a la norma ISO.

La norma ISO para determinar el espesor de pared (e) de un cilindro, propone la fórmula [11]:

$$e = \frac{P_h \times D}{\frac{20 \text{ Re}}{1,3} + P_h} \quad (9)$$

Donde: e = espesor de pared en mm

$P_h$  = presión de prueba hidráulica en bar = 300

Re = esfuerzo de fluencia en N/mm<sup>2</sup> = 910

D = diámetro del cilindro en mm = 356

Reemplazando los valores:

$$e = \frac{300 \times 356}{\frac{20 \times 910}{1,3} + 300} \Rightarrow e = 7,46 \text{ mm}$$

### Cálculo de acuerdo a la norma IRAM 2526

La norma IRAM 2526 propone para la determinación del espesor (e) de un cilindro, la siguiente fórmula [13]:

$$e = \frac{D}{2} \left\{ 1 - \sqrt{1 - \frac{0,13 \times P_h}{\sigma_{adm}}} \right\} \quad (10)$$

Donde: e = espesor de pared en mm

D = Diámetro del cilindro en mm = 356

$P_h$  = Presión de prueba hidráulica en bar = 300

$S_y$  = Límite de fluencia (N/mm<sup>2</sup>) = 910

$$\sigma_{adm} = \frac{2S_y}{3} = \frac{2 \times 910}{3} = 606 \text{ N/mm}^2$$

Reemplazando los valores:

$$e = \frac{356}{2} \left\{ 1 - \sqrt{\frac{1 - \frac{0,13 \times 300}{606}}{1 + \frac{0,04 \times 300}{606}}} \right\} \Rightarrow e = 7,50 \text{ mm}$$

Finalmente, adoptamos el espesor de pared del cilindro igual a 8,25 mm, el cual, utilizaremos en el estudio.

### CALCULO DE LOS ESFUERZOS Y LAS DEFORMACIONES

#### Método analítico

Para la presión de trabajo de:

$$P = 20 \text{ MPa} = 2,04 \text{ kgf/mm}^2.$$

Para la presión de prueba:

$$P = 30 \text{ MPa} = 3,06 \text{ kgf/mm}^2.$$

Para la presión de rotura:

$$P = 45 \text{ MPa} = 4,6 \text{ kgf/mm}^2.$$

#### Método por simulación numérica [7, 8, 9].

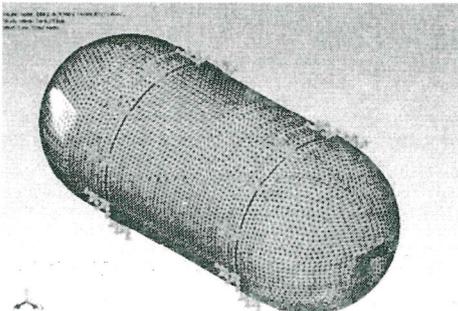


Fig. 5 Cilindro discretizado en tetraedros de alto orden..

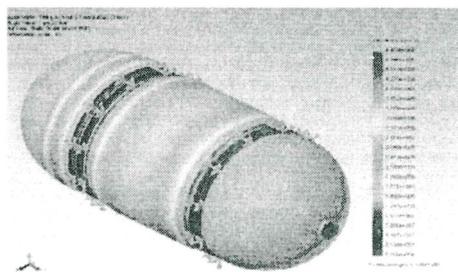


Fig. 6 Distribución de esfuerzos de VON MISES en  $\text{N/m}^2$ .

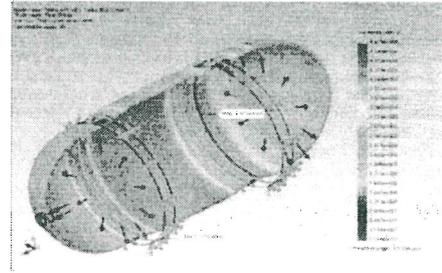


Fig. 7 Ubicación del punto de máximo esfuerzo.

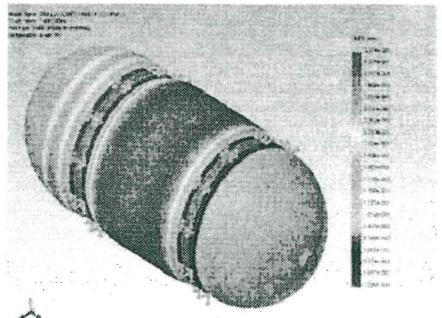


Fig. 8 Distribución de los desplazamientos en mm.

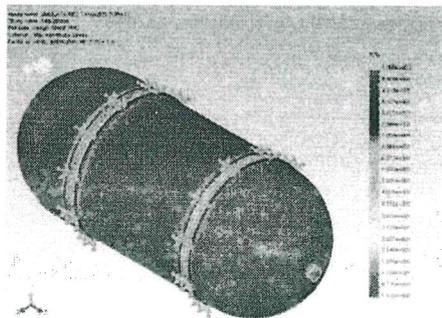


Fig. 9 Factor de seguridad.

#### Método experimental

Usa un strain gage (medidor de deformaciones) de resistencia variable, que es un dispositivo, el cual, varía su resistencia en proporción a la deformación a que es sometida. En el caso de strain gage de tipo adhesivo, el elemento resistivo puede consistir de un filamento metálico, de una laminilla metálica o un alambre de material semiconductor. Para reducir la longitud del gage manteniendo su sensibilidad (al mantener una resistencia relativamente grande), el filamento o laminilla son usualmente dispuestos formando rejillas. El elemento resistivo es fijado a una base adecuada, usualmente papel, plástico o cerámico. El gage completo consiste del elemento resistivo fijado a su base. Para su uso la base del

gage es pegada en el punto donde se quiere medir la deformación, o la base puede ser retirada y ser pegado directamente el elemento resistivo en el punto a medirse.

### Medición de los esfuerzos y deformaciones con strain gage

Se realiza el siguiente procedimiento:

- Conecte los strain gage (ver Fig. 10)
- Active el interruptor de energía
- Espere 15 minutos y realice el balance (poner en cero)
- Repetirle balance del puente con el atenuador en X1
- Realice la medición

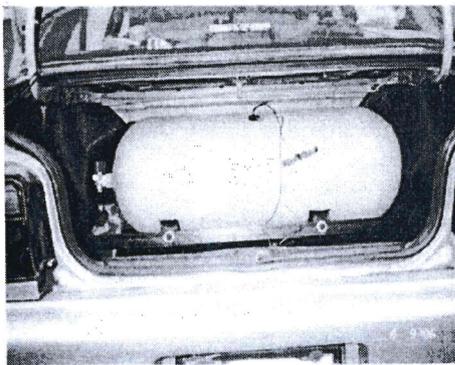


Fig. 10 Instalación del strain gage.

Se han realizado cinco mediciones, esto es en cada llenada del cilindro, al inicio la presión es cero, llenando hasta 20 MPa.

### RESULTADOS

El espesor mínimo de pared del cilindro se ha calculado utilizando los diferentes criterios de cálculo, tales como, cilindro de pared delgada, el Código ASME para recipientes a presión, Sección VIII, División I, las recomendaciones de la Norma ISO 9809-3 [11], y la Norma IRAM 2526 [13].

De los resultados obtenidos, hemos considerado un espesor de pared mínimo del cilindro de tamaño de **8,25 mm**.

Para el espesor estimado, se han calculado los esfuerzos y las deformaciones que se producen en la pared del cilindro, bajo las consideraciones de cilindro de pared delgada y cilindro de pared

gruesa, para ello se han utilizado la teoría de falla, criterio de la Máxima Energía de Distorsión o Von Mises [4], estos resultados son contrastados con los obtenidos por el método experimental a través de medición de deformaciones (strain gage), obteniéndose un resultado más, en un caso real.

Al culminar el estudio llegamos a los siguientes resultados:

### Método analítico para cilindro de pared delgada

Al considerar el cilindro de pared delgada, el esfuerzo calculado es un valor promedio, no es el máximo ni el mínimo. Para casos prácticos se considera que la distribución de los esfuerzos es uniforme a través de todo el espesor de pared. De la misma manera ocurre para el caso de las deformaciones, los resultados son valores promedios.

### Método analítico para cilindro de pared gruesa

El cálculo por las ecuaciones de Lamé, para cilindros de pared gruesa, se comprueba que la distribución de los esfuerzos a través del espesor de pared del cilindro no es uniforme. El esfuerzo resultante máximo se produce en el radio interior del cilindro y el esfuerzo mínimo en el radio exterior. Entre los dos métodos analíticos, este último nos da valores de los esfuerzos y deformaciones con mayor aproximación.

### Método por simulación numérica

El método de los elementos finitos nos dan mayores valores de los esfuerzos y deformaciones en el cilindro que los resultados obtenidos con las ecuaciones de lamé (método analítico de mayor exactitud), por esta razón consideramos que es el método de mayor precisión y más confiable. Sin embargo son valores teóricos.

### Método experimental (strain gage)

Por este método se obtiene un esfuerzo por debajo de los otros métodos, consideramos un resultado razonable y real, es un esfuerzo mínimo, porque la medición se ha realizado en la superficie del cilindro. El esfuerzo máximo se produce en la superficie interior, es decir en el radio interior. En las siguientes tablas observamos los resultados obtenidos por los tres métodos.

- El primer método analítico, considerando cilindro de pared delgada
- El segundo método analítico, considerando cilindro de pared gruesa
- El tercer método por simulación numérica
- El cuarto método experimental con strain gage

**Tabla 2.** Resultados según el criterio de máxima energía de distorsión ó von mises.

Presión MPa	Cálculo Analítico (pared delgada)	Cálculo Analítico (pared gruesa) (Lamé)	Simulación Numérica (Cosmos Work)	Por medición Experimental Strain gage
20	$\sigma = 38,12 \text{ kg/mm}^2$ $\delta = 0,288 \text{ mm}$ F.S = 2,43	$\sigma_{\text{máx}} = 39,02 \text{ kg/mm}^2$ $\sigma_{\text{mín}} = 37,25 \text{ kg/mm}^2$ $\delta = 0,352 \text{ mm}$ F.S = 2,30	$\sigma = 50,75 \text{ kg/mm}^2$ $\delta = 0,337 \text{ mm}$ F.S = 1,82	$\sigma = 32,50 \text{ kg/mm}^2$ $\delta = 1,69 \text{ mm}$ (circunferencial)
30	$\sigma = 57,20 \text{ kgf/mm}^2$ $\delta = 0,432 \text{ mm}$ F.S = 1,62	$\sigma_{\text{máx}} = 58,53 \text{ kg/mm}^2$ $\delta = 0,527 \text{ mm}$ F.S = 1,58	$\sigma = 76,12 \text{ kg/mm}^2$ $\delta = 0,506 \text{ mm}$ F.S = 1,21	
45	$\sigma = 85,97 \text{ kgf/mm}^2$ $\delta = 0,649 \text{ mm}$	$\sigma_{\text{máx}} = 87,98 \text{ kg/mm}^2$ $\delta = 0,793 \text{ mm}$	$\sigma = 114,16 \text{ kg/mm}^2$ $\delta = 0,759 \text{ mm}$	

## CONCLUSIONES

En el presente trabajo se presenta el estudio de un tanque cilíndrico para alta presión (20 MPa), durante la operación registrará una mayor concentración de esfuerzos en las secciones de la parte cilíndrica, confirmando una situación de falla que podría ocurrir.

La técnica de cálculo y medición, como fue demostrado en el presente trabajo, proporciona resultados con un alto grado de exactitud, los cuales permiten tomar las decisiones necesarias para encarar rápida y eficazmente el problema planteado.

El estudio que se presenta ha permitido desarrollar una metodología para el cálculo y diseño de recipientes cilíndricos, sometidos a altas presiones. Igualmente, los logros y dificultades encontrados a lo largo del trabajo se observa que el tema de investigación es complejo, tal como la determinación de los esfuerzos en el radio interior del cilindro en forma experimental.

Las conclusiones se resumen:

- La metodología planteada nos ha permitido determinar el espesor mínimo de pared del cilindro, para la presión de trabajo de 20 MPa.
- El material utilizado en el estudio satisface los requerimientos exigidos por la Norma para el esfuerzo de diseño del cilindro. Los cuales, deben ser alta resistencia, para que el cilindro tenga un espesor mínimo posible. Los niveles de esfuerzos calculados analíticamente cubren ampliamente los requerimientos de diseño.
- En la determinación de los esfuerzos y deformaciones, por el método analítico, los resultados son diferentes, porque, en el primer caso, se ha calculado bajo la hipótesis de que la distribución de los esfuerzos es uniforme en todo el espesor de la pared del cilindro. En el segundo caso, los cálculos se han efectuado bajo la hipótesis de que la distribución de los esfuerzos es variable en el espesor de la pared del cilindro, siendo esta hipótesis la más exacta. Los resultados obtenidos por simulación numérica son mayores, mostrándonos que es el método más conservador. Los resultados obtenidos por el método experimental, al contrastar los valores,

son más bajos los esfuerzos, la explicación es que el cálculo teórico es más conservador.

- Por el método analítico se tiene mayores esfuerzos, porque este método es más conservador y más seguro.
- Con los resultados obtenidos podemos afirmar que la metodología utilizada para determinar el espesor mínimo es el adecuado. Entonces, podemos concluir, que estamos en capacidad de presentar nuestro propio diseño y ofrecer una tecnología propia para la fabricación de los cilindros, que por ahora en el país no la tenemos
- Se ha realizado la conversión de un vehículo con motor a gasolina a gas natural vehicular. Donde se ha observado algunas deficiencias en la instalación del cilindro, los pernos de fijación son colocados sin control del ajuste. Cuando realizamos la prueba de ruta, el motor sufría apagones, esto es debido a falta de una correcta calibración del carburador.
- Se han realizado mediciones con strain gage (medidor de deformaciones) obteniéndose resultados reales y esperados.
- Para medir las deformaciones a la presión de 30 MPa, tuvimos limitaciones al no contar con un compresor que nos proporcionara esa presión con la que se prueban los cilindros, según las normas de fabricación.
- Según Normas Internacionales y nacionales los tanques de GNV, deben ser probados a través de pruebas de certificación, lo cual, hace previsible la gran necesidad de contar con un protocolo de pruebas y banco adecuado para realizarlas.
- Instalar un banco de pruebas para probar los cilindros, porque transcurridos 5 años de uso, según la Norma de fabricación, se deben llevar a cabo la prueba hidrostática a todos los cilindros que se están instalando actualmente.

#### REFERENCIAS

1. **F. Megyesy; E.**, "Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Cálculo"; Edit. Limusa S.A.; México D.F; 1998.
2. **Virgil – Moring, F.**, "Diseño de Elementos de Máquinas"; Ed.Uteha; México; 1990.

3. **Juvinall, R. C.**; "Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica"; Edición 1990.
4. **Shigley, J. E., Mischke, C. R.**, "Diseño en Ingeniería Mecánica"; McGraw-Hill; USA 1993.
5. **Timoshenko, S. P., Young; D. H.**, "Elementos de Resistencia de Materiales"; Vol.1; Stanford University; California; 1961.
6. **Timoshenko, S. P., Young; D. H.**, "Elementos de Resistencia de Materiales"; Vol.2; Stanford University; California; 1961.
7. **Tirupathi, R. Chandrupatla, Ashok, D. Belegundu**; "Introducción al Estudio del Elemento Finito en Ingeniería"; Segunda Edición; México; 1999.
8. **Zienkiewicz, O. C., Morgan**, "Finite Elements and Approximation". New York: Wiley-Interscience, 1982.
9. **Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L.**, "The Finite Element Method". Vol.2. New York: McGraw-Hill, 1991.
10. **Timoshenko, S. P.**, "Theory of Plates and Shells", McGraw-Hill Book Co., Nueva York.

#### NORMAS TECNICAS

11. **ISO 7225:1994**, Gas Cylinder. Precautionary Labels
12. **ISO 9809-2:2000**, Gas Cylinders. Refillable Seamless Steel. Gas Cylinders. Design, Construction and Testing. Part 2: Quenched and tempered Steel Cylinders with Tensile Strength Greater than or Equal to 1 100 MPa Normalized Steel Cylinders.
13. **ISO 9809-3:2000**, Gas Cylinders. Refillable Seamless Steel. Gas Cylinders. Design, Construction and Testing. Part 3: Normalized Steel Cylinders.
14. **ASME – 2001**, Rules for construction of pressure vessel-Section VIII, Division I.
15. **IRAM 2526:1997**, Cilindros de acero sin costura para gases Permanentes.

Correspondencia: falva@uni.edu.pe

Recepción de originales: diciembre 2005

Aceptación de originales abril 2006