

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

**“DISEÑO DE UN EQUIPO DE VOLUMEN CONSTANTE PARA
CARACTERIZAR PROCESOS FÍSICOS DE LA INYECCIÓN
DE COMBUSTIBLES LÍQUIDOS EN UN MEDIO INERTE”**

ANEXOS

Tesis para optar el Título de **Ingeniero Mecánico**, que presenta el bachiller:

Julio César Bautista Salas

ASESOR: Dr. Julio César Cuisano Egúsqiza

CO-ASESOR: Mg. Walter Mariano Tupia Anticona

Lima, Agosto de 2016

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO I – Teoría general de esfuerzos	1
ANEXO II – Método de los elementos finitos	8
II.4. Post-procesamiento	12
ANEXO III – Estructura de Funciones	13
Anexo IV – Matriz morfológica.....	15



ANEXO I – Teoría general de esfuerzos

Para el diseño de recipientes a presión se utilizan ecuaciones que se basan en la teoría de los esfuerzos de membrana [15], en la cual se considera un depósito cerrado con forma de superficie de revolución que es sometido a una presión interna en las paredes del recipiente.

El método de diseño y análisis de las tensiones en los recipientes de presión consiste en entender las tensiones en otras que incluyan, mediante los adecuados coeficientes de seguridad, parámetros desconocidos como [15]:

- La redistribución local de tensiones debido a deformaciones permanentes;
- La variabilidad de las propiedades mecánicas;
- El conocimiento inexacto de las cargas;
- La evaluación imprecisa de diversas tensiones.

Para el diseño y construcción de calderas, recipientes a presión, entre otros, la referencia más utilizada es el código ASME [16].

El principal propósito de estos recipientes es contener un medio sometido a presión; sin embargo, la función del recipiente también deberá permitir estabilidad y soportar la acción de cargas estáticas y dinámicas, expansión térmica (cuando se opera a temperaturas altas), presión interna y externa, los cuales requieren de un conocimiento general de los esfuerzos impuestos por estas condiciones. Posteriormente, se obtendrá un diseño seguro y confiable, y sobre todo con una larga vida útil del equipo.

En cuanto a las condiciones estacionarias, una tensión permanente (estática) elevada, puede provocar distorsión del material del recipiente, aparición de fugas en los accesorios y fallo del material. Por ello, es importante considerar inicialmente las propiedades del material para que el límite elástico, de dicho material, sea capaz de definir la presión que produce la máxima distorsión como deformación macroscópica y la resistencia a la tracción que determina la tensión de rotura [15].

Con relación a las condiciones transitorias o dinámicas, si estas tensiones aplicadas son periódicas (régimen transitorio) aparecen fenómenos de fatiga por lo que se tiene que

determinar el tiempo que puede resistir el material a las sollicitaciones de estas tensiones. En nuestro caso, al recipiente a presión se inyectara fluidos (nitrógeno y combustible) periódicamente la cual hará que existan fenómenos de fatiga; sin embargo, la fatiga es provocada por la variación de presión en el equipo y dicha variación es muy pequeña y puede ser despreciada ya que esta variación es aliviada por un control de presión mediante válvulas en el equipo.

Las tensiones permisibles en un recipiente a presión se determinan considerando la naturaleza de la carga y la respuesta del recipiente a la misma; la interpretación de las tensiones determina su análisis y las magnitudes permisibles en las mismas. Las teorías utilizadas son las siguientes [15]:

I.1 Teoría de la tensión máxima:

Considera que el fallo se produce cuando una de las tres tensiones principales alcanza el límite de fluencia:

$$\sigma = \sigma_{yp} \quad (1.1)$$

donde:

σ : Tensión

σ_{yp} : Intensidad de la tensión

Esta teoría es la más simple; con un determinado coeficiente de seguridad conduce a diseños fiables de recipientes a presión y es la que se utiliza en el Código ASME [16]. Por lo tanto, cabe indicar que esta teoría será utilizada como fundamento para el diseño propuesto.

Seguidamente, se presenta otras dos teorías conocidas que podrían ser utilizados para el análisis de diseño del equipo de volumen constante.

I.2 Teoría del esfuerzo cortante máximo:

Esta teoría considera que el fallo tiene lugar en un elemento cuando el esfuerzo cortante máximo alcanza el valor del esfuerzo cortante correspondiente al límite elástico del material en un ensayo de tracción. El esfuerzo cortante máximo viene dado por la siguiente ecuación [15]:

$$\tau = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{yp}}{2} \quad (1.2)$$

$$2 \cdot \tau = \sigma_{max} - \sigma_{min} = \sigma_{yp} \quad (1.3)$$

La teoría del esfuerzo cortante máximo predice la deformación plástica de un material dúctil, con más exactitud que la teoría de la tensión máxima.

I.3 Teoría de la energía de distorsión:

Considera que la deformación plástica tiene lugar cuando la energía de distorsión en un punto de un elemento, es igual a la energía de distorsión de una probeta uniaxial, en el punto en que comienza a deformarse, (criterio de Von Mises). Aunque esta teoría es la más aceptable y exacta, es la más engorrosa de utilizar y la que no está asumida por ningún código como directiva para el diseño de recipientes a presión.

El material de los recipientes, al estar sometidos a presión soporta una carga en todas las direcciones. Cuando estos equipos se fabrican de placas delgadas, en la que el espesor es pequeño en comparación con otras dimensiones, se puede considerar entonces como un recipiente de pared delgada o membrana; y que como tal ofrecen poca resistencia a la flexión perpendicular a su superficie. En este caso, los esfuerzos se calculan obviando dicha flexión se conocen como esfuerzo de membrana. Esta condición es deseable ya que estas membranas permiten que el recipiente se deforme fácilmente en esta dirección, sin que se generen grandes esfuerzos en los puntos de discontinuidad. Para determinar cuándo sobreviene un fallo bajo la acción de tensiones multiaxiales, se utilizan diversas teorías de resistencia de materiales, fundamentadas en grandes bases de datos confeccionadas con los resultados obtenidos en ensayos de tracción y compresión.

Un recipiente cilíndrico se puede considerar de pared delgada cuando su relación entre su espesor y su radio interno es mayor o igual a 10; mientras mayor sea esta relación, menor será el error que hay entre el esfuerzo que se predice por esta teoría y el esfuerzo máximo real en el recipiente.

En los siguientes párrafos se abordará, en mayor detalle, los fundamentos y ecuaciones de la teoría de tensión máxima utilizada en el diseño del equipo de volumen constante.

En cuanto a los requisitos para el análisis y el diseño de un recipiente a presión, los límites permisibles en el diseño para tensiones y los requisitos de análisis varían mucho según el código empleado.

En la Sección I del Código ASME, el espesor mínimo de la pared del recipiente se determina evaluando la tensión general primaria¹ de membrana, limitada al esfuerzo permisible de tensión S en el material y calculada a la temperatura de diseño del recipiente. Las normas de esta sección se establecen para asegurar que las tensiones secundaria² y de pico³ se minimicen, por lo que no se requiere un análisis detallado de estas tensiones. El espesor mínimo de pared requerido en el recipiente a presión, se fija con la tensión máxima en cada dirección.

El análisis de tensiones en recipientes a presión, se puede realizar por tres diferentes métodos [15]:

- Método de análisis de tensiones: es el más directo y barato emplea las teorías de la elasticidad y plasticidad, siempre que el problema en cuestión se acomode a este tipo de tratamiento;
- Elementos finitos: si el problema es demasiado complejo para el método matemático, se puede aplicar este método.
- Métodos experimentales: si el problema estuviera fuera del alcance de las soluciones analíticas clásicas, se deberán recurrir a los experimentos.

Para analizar los esfuerzos de membrana que se producen por la presión interna, en esta clase de recipientes, se aplicará la teoría de los esfuerzos de membrana en un recipiente de forma genérica como se muestra en la Figura I.1.

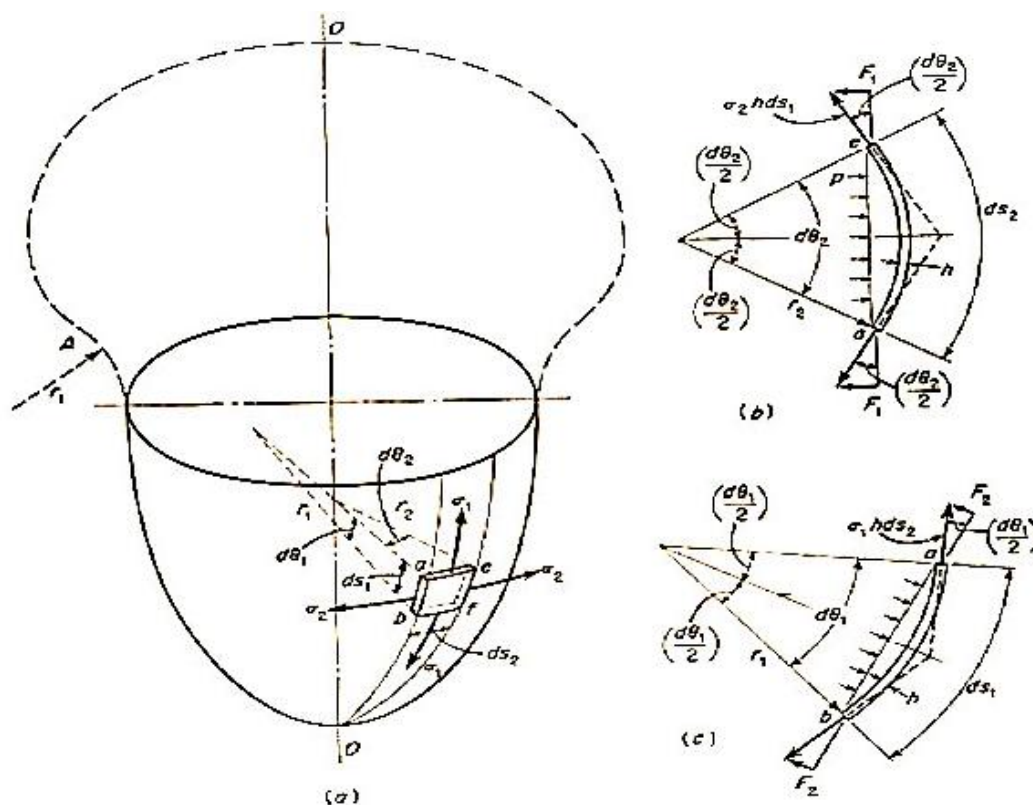


Figura I.1: Esfuerzos de membrana en recipientes a [17].

En la Figura I.1 se pueden apreciar las siguientes variables:

σ_1 = Esfuerzo longitudinal;

σ_2 = Esfuerzo circunferencial;

t = Espesor del recipiente;

ds_1 = Dimensión elemental en la dirección longitudinal;

ds_2 = Dimensión elemental en la dirección circunferencial;

r_1 = Radio de curvatura longitudinal;

r_2 = Radio de curvatura circunferencial;

P_i = Presión interna.

Inicialmente, se considera un elemento del recipiente que está suficientemente alejado de los extremos y el cual está sometido a una presión manométrica interna (P_i) por efectos del fluido que esta contenido dentro del recipiente y que actúa en todas las direcciones.

El desarrollo de los esfuerzos normales σ_1 y σ_2 (dirección longitudinal y dirección circunferencial, respectivamente) sobre la estructura de las paredes del recipiente a presión, ejercen tensión sobre el material (ver Figura I.1).

A continuación, se detalla algunas ecuaciones en la que los esfuerzos, tanto circunferencial y longitudinal, actúan sobre el elemento y tienen componentes en la dirección normal a la superficie del recipiente [15]:

$$2 \cdot F_1 = 2 \cdot \sigma_2 \cdot t \cdot ds_1 \cdot \text{sen}\left(\frac{d\theta_2}{2}\right) \quad (1.4)$$

$$2 \cdot F_2 = 2 \cdot \sigma_1 \cdot t \cdot ds_2 \cdot \text{sen}\left(\frac{d\theta_1}{2}\right) \quad (1.5)$$

Por otro lado, la presión interna ejerce una fuerza total (P_{tot}) sobre el elemento diferencial, la cual se determina mediante la siguiente relación [15]:

$$P_{tot} = P_i \cdot \left[2 \cdot r_1 \cdot \text{sen}\left(\frac{d\theta_1}{2}\right)\right] \cdot \left[2 \cdot r_2 \cdot \text{sen}\left(\frac{d\theta_2}{2}\right)\right] \quad (1.6)$$

Del diagrama de cuerpo libre podemos saber que por equilibrio entre la fuerza que ejerce presión y las fuerzas circunferencial y longitudinal, F_1 y F_2 respectivamente, se tiene que:

$$P_{tot} = 2 \cdot F_1 + 2 \cdot F_2 \quad (1.7)$$

Remplazando las ecuaciones (1.4), (1.5) y (1.6) en la ecuación (1.7) se obtiene:

$$\begin{aligned} P_i \left[2 \cdot r_1 \text{sen}\left(\frac{d\theta_1}{2}\right)\right] \left[2 \cdot r_2 \text{sen}\left(\frac{d\theta_2}{2}\right)\right] \\ = 2 \cdot \sigma_2 \cdot t \cdot ds_1 \cdot \text{sen}\left(\frac{d\theta_2}{2}\right) + 2 \cdot \sigma_1 \cdot t \cdot ds_2 \cdot \text{sen}\left(\frac{d\theta_1}{2}\right) \end{aligned} \quad (1.8)$$

Además, de la geometría mostrada en la Figura I.2, obtenemos que:

$$\operatorname{sen}\left(\frac{d\theta_1}{2}\right) = \frac{ds_1}{2.r_1} \quad y \quad \operatorname{sen}\left(\frac{d\theta_2}{2}\right) = \frac{ds_2}{2.r_2} \quad (I.9)$$

Sustituyendo (I.9) en (I.8) se tiene que:

$$\frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{P_i}{t} \quad (I.10)$$

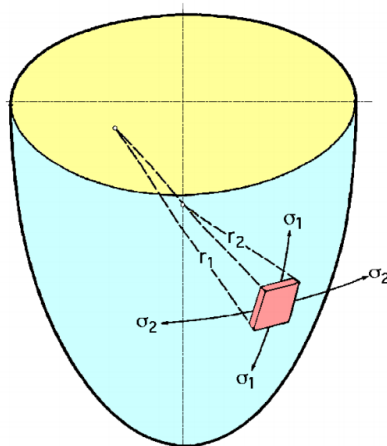


Figura I.2: Tensión de carcasa en recipientes [17]

Con la ecuación (I.10) se deducen las tensiones en las paredes de revolución, igualando la carga total de la presión con las fuerzas longitudinales que actúan en una sección transversal del recipiente (ver Figura I.2). La ecuación (I.10) presenta la solución general de la teoría de los esfuerzos de membrana en recipientes sometidos a presión interna.

ANEXO II – Método de los elementos finitos

El método de los elementos finitos ha ganado gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc. Es un método numérico utilizado en ingeniería para poder dar resultados aproximados en base a una discretización del problema real que hace algún tiempo atrás eran prácticamente imposibles de resolver por los métodos matemáticos tradicionales. El nivel de aproximación dependerá de la precisión del modelo el cual está dado por diversos factores. Para poder resolver este tipo de problemas, se crean modelos geométricos en computadora a partir de geometrías reales; a continuación se procede a discretizar el modelo (mallado), es decir, dividir el sólido en elementos de menor dimensión y se construye una matriz con los desplazamientos de cada uno de los grados de libertad de los nodos del elemento; una vez construida la matriz, se aplican diversas condiciones de carga y restricciones de movimiento (empotramientos, apoyos simples, apoyos articulados, etc.) los cuales representan las cargas y soportes del modelo, sin los cuales la ecuación matricial formulada no tendría solución [18].

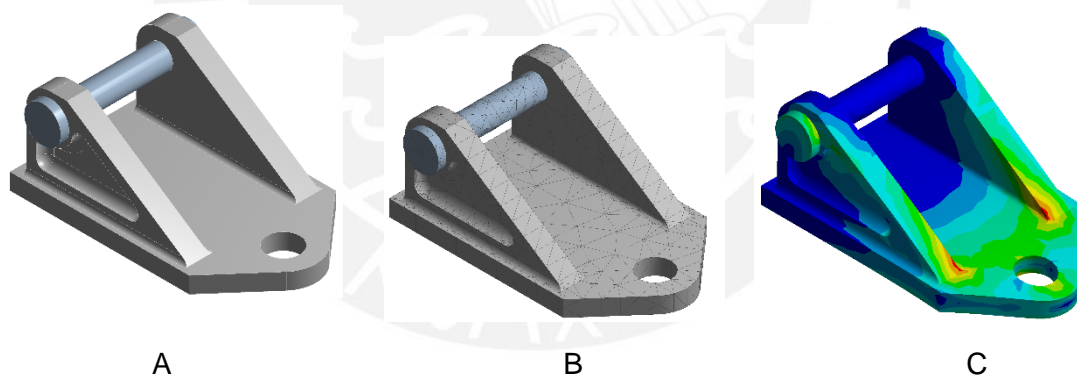


Figura II.1: A) Representación geométrica de un soporte diseñado en computadora; B) Discretización o mallado del soporte; C) Solución y representación gráfica de los esfuerzos.

[Fuente: elaboración propia]

En la Figura II.1 se puede observar el procedimiento general del método de elementos finitos, en el que de una pieza o elemento mecánico real se puede resolver solucionando un problema matemático en computadora para llegar a obtener los resultados de esfuerzos (Figura II.1C) y deformaciones, de esta manera los diseños pueden ser optimizados y mejorados sin la necesidad de construir prototipos reales.

II.1. Discretización

La discretización o mallado hace referencia a la división del elemento a analizar en elementos más pequeños para que pueda ser analizado. Los resultados obtenidos en cualquier simulación estarán en directa relación con el tamaño de malla y el tipo de elementos usados.

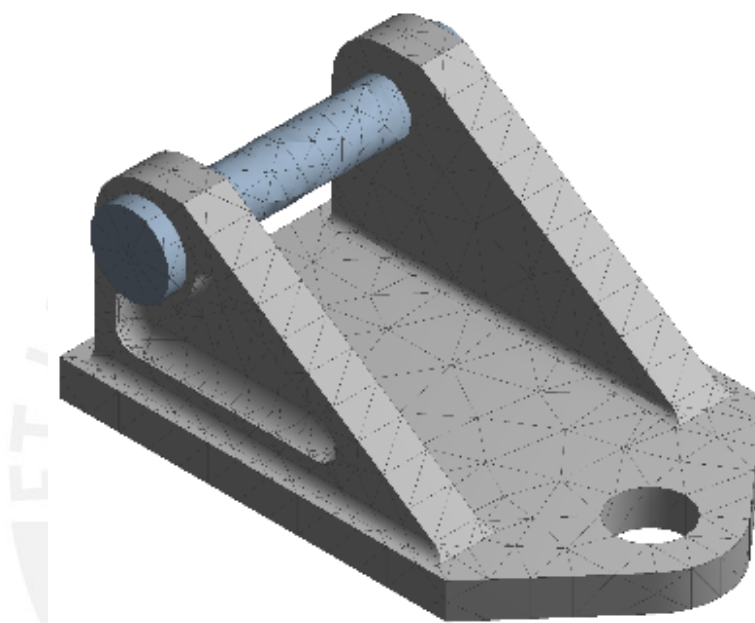


Figura II.2: Ejemplo de discretización.

Los elementos usados pueden ser lineales o de orden superior, dependiendo si existen nodos intermedios dentro del elemento. En base a la malla, se construirá la matriz de rigidez del sistema.

II.2. Condiciones de borde

Las condiciones de borde consisten en las condiciones y restricciones impuestas al modelo, así como las conexiones y contactos entre las diversas piezas en un ensamble. De forma similar al mallado, no colocar las condiciones de borde adecuadas afectará en gran manera la solución a pesar de tener una malla muy fina, debido a que el software resolverá un problema diferente al que se desea. Los principales tipos de condiciones de borde son las siguientes [18]:

- Restricciones de movimiento: se definen sobre los grados de libertad de un nodo, línea, cara o sólido, pueden restringir tanto los movimientos en los tres ejes (UX, UY, UZ) como las rotaciones respecto a los ejes (RotX, RotY, RotZ). Dependiendo a la necesidad, se pueden limitar los grados de libertad a los que sean necesarios.
- Contacto entre sólidos: existen diversas opciones de contacto entre dos cuerpos. Se puede definir que los cuerpos no poseen movimiento relativo de ningún tipo entre ellos, posibilidad de deslizamiento con y sin posible separación, deslizamiento con y sin fricción, etc.
- Uniones entre cuerpos: representan uniones entre cuerpos que limitan uno o más grados de libertad, es decir, limitan las posibilidades de movimiento relativo entre los cuerpos. Adicionalmente, se pueden unir cuerpos con resortes y elementos *beam*.
- Cargas: estas pueden tratarse de fuerzas puntuales, lineales, presiones aplicadas al modelo; pueden ser definidas o importadas de otros análisis y pueden ser valores dependientes de otros parámetros, como posiciones, tiempo, etc.

II.3. Procesamiento

En esta etapa, la computadora procede a resolver la matriz generada con todas las restricciones y cargas definidas. Adicionalmente, el programa ejecutará comandos asignados por el usuario. El tiempo de la simulación puede variar dependiendo al número de elementos y presencia de no-linealidades, ya que se deberán emplear otros algoritmos para la resolución de las mismas. Las no linealidades se pueden dar por distintos motivos, tanto por condiciones definidas por el usuario o por condiciones de contacto, activación de grandes deformaciones en los cuerpos, propiedades de material etc.

Para poder resolver problemas que involucran sistemas de ecuaciones lineales el programa básicamente realiza una solución por eliminación Gaussiana, resolviendo y hallando los valores de desplazamientos del vector $\{u\}$ de la ecuación (1.15) [18]:

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (1.15)$$

donde:

$[K]$ es la matriz de rigidez total;

$\{u\}$ es el vector de grados de libertad nodales $\{u\} = [u_1, \dots, u_n]^T$;

$\{F\}$ es el vector de fuerzas que consiste en la suma de vectores de fuerzas nodales aplicadas y reacciones nodales $\{F\} = \{F^a\} + \{F^r\}$.

Y se pueden obtener los esfuerzos actuantes en el cuerpo a través de la ley de Hooke en un elemento finito.

$$\{\sigma\} = [K]\{\varepsilon\} \quad (1.16)$$

donde:

$\{\sigma\} = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{xz}]$ es la matriz de esfuerzos de un elemento (ver Figura II.3).

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$, son esfuerzos normales; y $\sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{xz}$, cortantes;

$\{\varepsilon\} = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \varepsilon_{xy}, \varepsilon_{yz}, \varepsilon_{xz}]$ es la matriz de deformaciones unitarias de un elemento

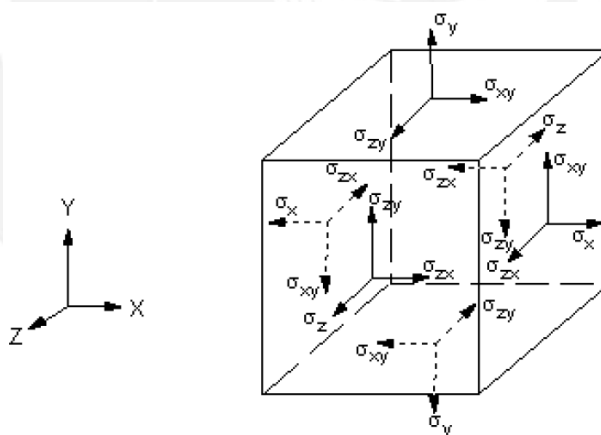


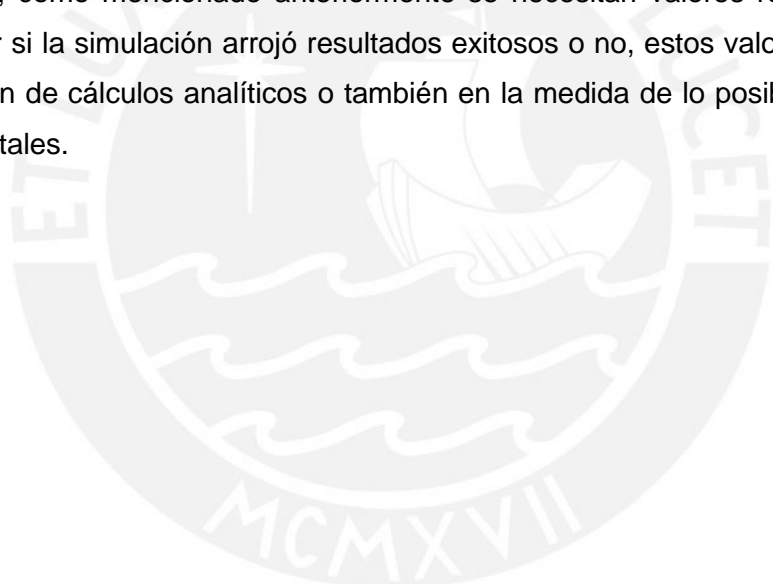
Figura II.3: Tensor de esfuerzos, esfuerzos normales y cortantes [16].

Para la resolución de problemas que involucra sistemas de ecuaciones no lineales, existen distintos métodos numéricos para resolverlos. El software comercial Ansys utiliza métodos modificados de gradientes conjugados y el método de Newton-Raphson para encontrar valores que converjan en la solución aproximada. Este tipo de problemas requieren una cantidad mucho mayor de memoria y recursos computacionales, ya que se deben realizar iteraciones para llegar a la convergencia.

En el caso del análisis modal, el software comercial Ansys posee diversos métodos para la obtención de valores y vectores propios, es decir las frecuencias naturales y modos de vibración; sin embargo, para los problemas que serán resueltos en la presente tesis el principal método de obtención de valores y vectores propios es un algoritmo llamado “Bloque Lanczos”, el cual está basado en el algoritmo de Lanczos [18].

II.4. Post-procesamiento

Esta etapa consiste, principalmente, en la presentación gráfica de los resultados en la que se pueden representar, por ejemplo, de esfuerzos, desplazamientos, deformaciones y factores de seguridad en un cuerpo, asignando distintos colores relacionados a la intensidad de dichos parámetros. Asimismo, en esta etapa se realiza la validación de resultados; como mencionado anteriormente se necesitan valores referenciales para determinar si la simulación arrojó resultados exitosos o no, estos valores referenciales se obtienen de cálculos analíticos o también en la medida de lo posible de resultados experimentales.



ANEXO III – Estructura de Funciones

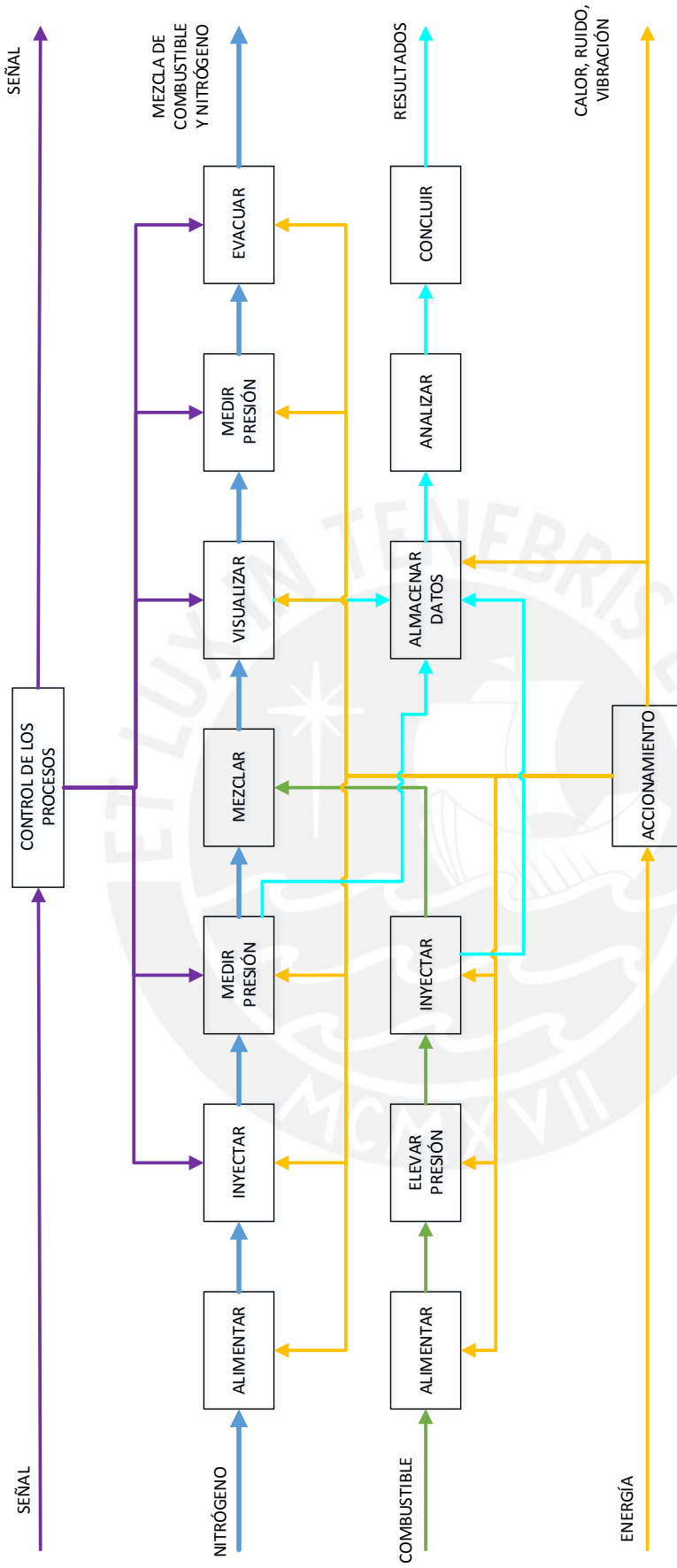


Figura III. 1: Esquema de estructura de funciones 1.

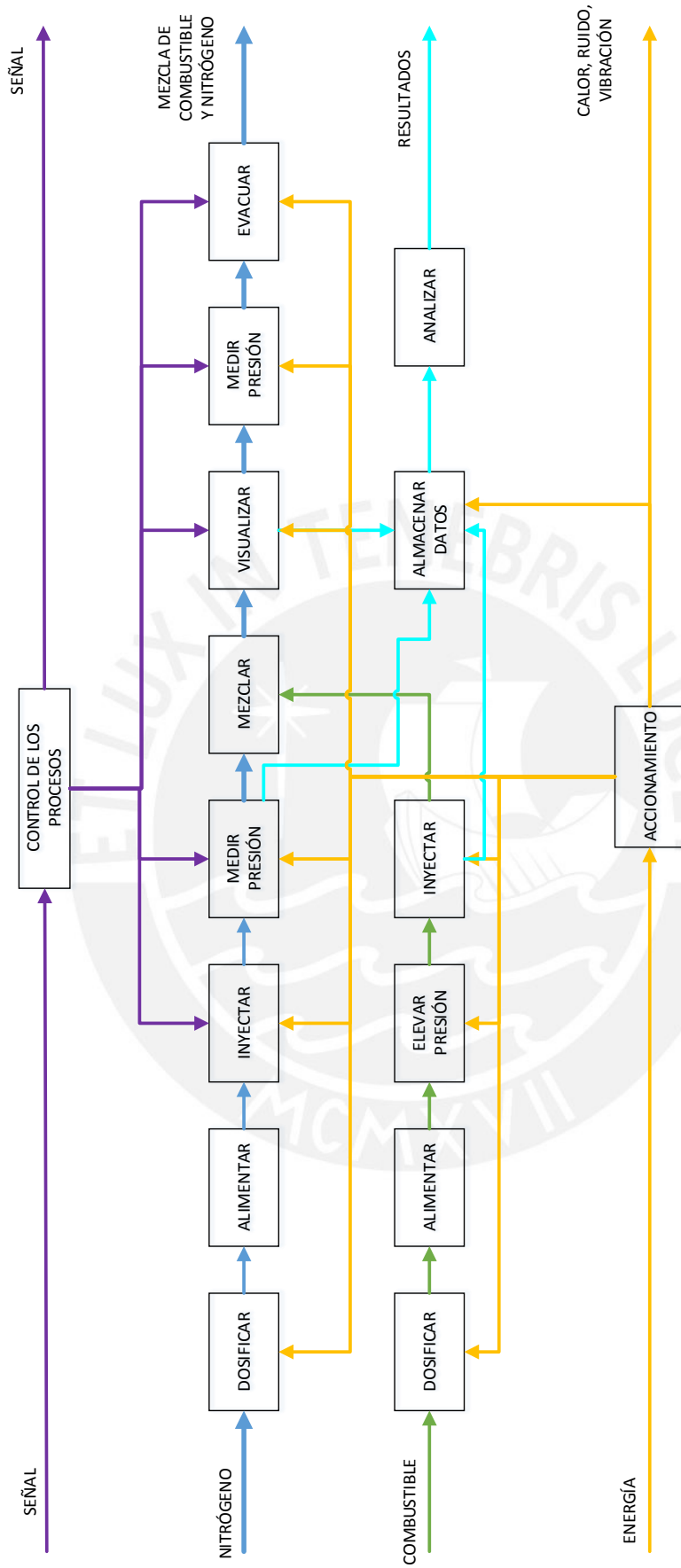



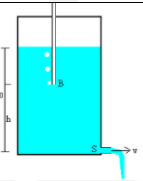





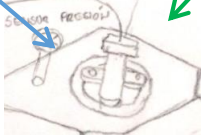
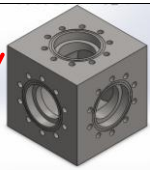
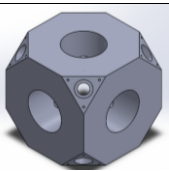






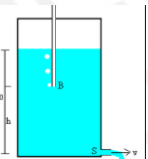






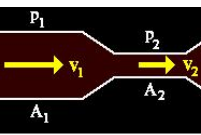
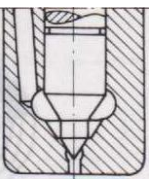
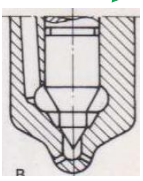


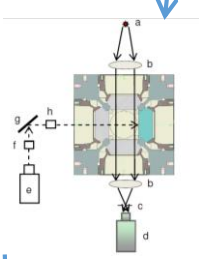
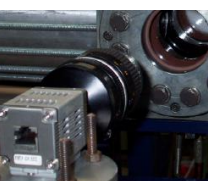






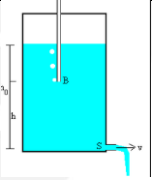

Figura III.2: Esquema de estructura de funciones 2.

Anexo IV – Matriz morfológica

Se elabora la siguiente matriz morfológica de la cual se obtendrán las posibles soluciones utilizadas para el diseño. A continuación se muestra la matriz morfológica (ver figura 3.5).

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERÚ				
PROYECTO:		EQUIPO PARA CARACTERIZACIÓN DE COMBUSTIBLE		
FUNCIÓN PRINCIPAL	FUNCIÓN SECUNDARIA	SOLUCIONES POSIBLES		
		A	B	C
ABASTECER NITROGENO				
1. ALIMENTAR	ALMACENAR	 N ₂ presurizado	 N ₂ liquido	
	TRANSPORTAR	 Diferencia de presión (eléctrica)	 Caída libre	 Diferencia de presión (mecánica)
2. INYECTAR	FILTRAR	 Tamizado	 Filtro de paso	 Filtro microporosidad
	INYECTAR	 Ampliar volumen	 Directo a la cámara	
3. CONTROLAR	RECEPCIONAR	 Recipiente cubico (camara cilindrica)	 Recipiente cubico (resistencia electric)	 Recipiente cilindrico

	MEDIR PRESIÓN	 Sensor digital	 Sensor analogico	
ABASTECER COMBUSTIBLE				
4. ALIMENTAR	ALMACENAR	 Recipiente metalico	 Recipiente metalico	
	TRANSPORTAR	 Diferencia de presión (eléctrica)	 Caída libre	 Diferencia de presión (mecánica)
5. INYECTAR	FILTRAR	 Tamizado	 Filtro de paso	 Filtro microporosidad
	ELEVAR PRESIÓN	 Bomba eléctrica	 Bomba mecánica	 Estrangulamiento
	INYECTAR	 mono-agujero	 Multi-agujero	

<p>6. VISUALIZAR</p>	<p>VISUALIZAR</p>	 <p>Tecnica Schlieren</p>	 <p>Tecnica de Mie-dispersion</p>	 <p>Visual</p>
<p>7. ALMACENAR DATA</p>	<p>ANALIZAR Y CONCLUIR</p>	 <p>Computador</p>	 <p>Manual</p>	
<p>8. EVACUAR</p>	<p>MEDIR PRESIÓN</p>	 <p>Sensor digital</p>	 <p>Sensor analogico</p>	
<p>TRANSPORTAR</p>		 <p>Diferencia de presión (eléctrica)</p>	 <p>Caida libre</p>	 <p>Diferencia de presión (mecánica)</p>

Leyenda:




Solución 1  Solución 2  Solución 3 

Figura IV.1: Matriz morfológica.