



REPUBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACION SUPERIOR
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS
FACULTAD DE INGENIERIA

**MODELACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE LAS TENCIONES
EN CONDICIONES REALES DE OPERACIÓN EN EL PLATO DE RESPALDO DE LA
BOMBA MÁSTER MP 2C120 DE LA PLANTA GLUCOSA DE CIENFUEGOS**

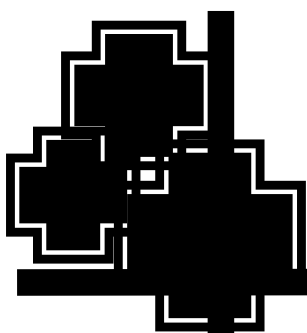
Trabajo de Diploma

En opción al Título de Ingeniero Mecánico

Autor: Josemar Domingos Vieira

Tutores: Juan Gabriel Noa Aguila,

Curso 2018-2019



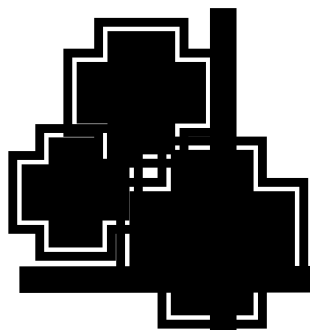
Pensamiento

Vanidad de vanidades, todo es vanidad. ¿Qué resta al hombre en todo su trabajo con que trabaja bajo el sol? Generación va y generación viene; y la tierra por el siglo se está. Sale el sol, y se pone el sol, y se apresura a volver al lugar de donde se levanta. El viento tira hacia el sur, y rodea al norte; va girando de continuo, y a sus giros vuelve el viento de nuevo. Los ríos todos van al mar, y el mar no se llena; al lugar de donde los ríos vinieron, allí vuelven para correr de nuevo. Todas las cosas son fatigosas más de lo que el hombre puede expresar; nunca se sacia el ojo de ver, ni el oído de oír. ¿Qué es lo que fue? Lo mismo que será. ¿Qué es lo que ha sido hecho? Lo mismo que se hará; y nada hay nuevo debajo del sol. ¿Hay algo de que se puede decir: He aquí esto es nuevo? Ya fue en los siglos que nos han precedido.

Salomón (el "rey sobre Israel, en Jerusalén")

No hay fin de hacer muchos libros; y el mucho estudio es fatiga de la carne. Teme a Dios, y guarda sus mandamientos; porque esto es el todo del hombre.

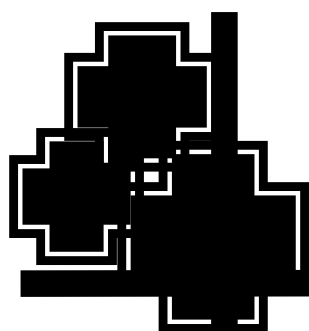
Salomón (el "rey sobre Israel, en Jerusalén")



Agradecimientos

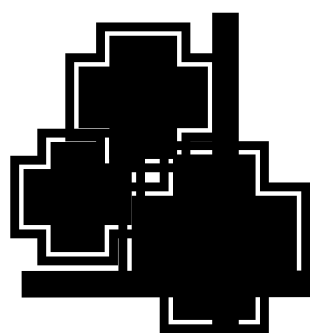
Mis agradecimiento van para Dios quien por su misericordia me ha mostrado a Jesús como el Cristo (1Juan5:1) la única solución del problema fundamental de la humanidad que es estar separado de Dios por el problema de pecado y de Satanás, Él es mi fuerza y mi esperanza pues sin él nada de lo que he hecho se haría y gracias a Él yo tengo los padres y hermanos maravillosos que siempre me apoyaron y apoyan en todo lo que necesito agradecido estoy por sus vidas. También agradecer a Dios por toda mi familia mis tíos y tías que me dieron un apoyo inolvidable. También por la vida de mi Tutor Msc Juan Gabriel Noa Águila que fue tan paciente y atento en todo Dios lo ha permitido que él fuera mi tutor exactamente porque sin él no lograría la realización de mi Tesis así que muy agradecido estoy por su vida y la vida de los demás profesores también como Reinier Jiménez Borges, David Carreño, Giandy Pérez Días, Jorge Luíz y muchos otros pues sin ellos y sus conocimientos durante todo este tiempo no podría llegar hasta aquí y esto incluyo a mis amigos, compañeros que estuvieron siempre allí para ayudarme muy agradecido estoy por sus vidas preciosas.

¡Muchas Gracias Dios!



Dedicatoria

Dedico este trabajo a Jesús el Cristo pues sin Él no soy nada y no lograría ser ingeniero.



Resumen

Resumen

En el trabajo, partiendo de la teoría de las placas planas se aplica la teoría de las placas de pequeña curvatura de sección constante, donde se realizan las mismas simplificaciones que para las placas planas. Se determinan ecuaciones para hallar el coeficiente de debilitamiento de la sección por la presencia de orificios tanto en posición radial como en posición vertical con paso variable entre los orificios, los diámetros de los orificios pueden ser diferentes en cada una de las circunferencias de la placa. Estas ecuaciones serán utilizadas para calcular las tensiones en el Plato de Apoyo de Bomba Máster MP 2C120 de la Planta Glucosa de Cienfuegos, con orificios radiales, con orificios verticales y sin orificios, con el objetivo de esclarecer analíticamente las tensiones que surgen en el plato bajo condiciones de carga uniforme. Se realizó la modelación por elementos finitos del plato bajo presión uniforme de carga y la simulación en condiciones reales de carga por el software ANSYS

Palabras Clave: Bombas de diafragma, plato de apoyo, placa curva sin orificios, placa curva con orificios radiales, placa curva con orificios verticales. Elementos Finitos

Summary

In the work, starting from the theory of flat plates, the theory of plates of small curvature of constant section is applied, where the same simplifications are made as for flat plates. Equations are determined to find the weakening coefficient of the section by the presence of holes in both radial and vertical positions with variable pitch between the holes, the diameters of the holes may be different in each of the circumferences of the plate. These equations will be used to calculate the stresses in the MP 2C120 Master Pump Support Plate of the Glucose Plant of Cienfuegos, with radial holes, with vertical holes and without holes, in order to analytically clarify the stresses that arise in the low plate Uniform loading conditions. The finite element modeling of the plate was performed under uniform load pressure and the simulation under real load conditions by the ANSYS software

Keywords: Diaphragm pumps, support plate, curved plate without holes, curved plate with radial holes, curved plate with vertical holes. Finite elements

Índice

INTRODUCCIÓN	I
CAPÍTULO I REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	1
1.1- Generalidades de las bombas reciprocantes. Bombas de diafragmas	1
1.1.1- Clasificación de las bombas reciprocantes:	2
1.1.2- Bombas de diafragmas	3
1.1.3- Criterios para la selección de una bomba de diafragma	9
1.1.4- Materiales para su fabricación	9
1.2- Bombas de diafragmas usadas mundialmente	10
1.2.1- Bombas de diafragmas Wilden	10
1.2.2- Bombas de Diafragmas ABEL. Gama HM, HMT	13
1.3- Bomba Máster KARL KROYER MP 2C120	17
1.4.1- Descripción y modo de operación.....	17
1.3.1- Parámetros fundamentales.....	19
1.3.2- Plato perforado de respaldo al diafragma.	20
1.4 Principales modelaciones por el método de elementos finitos en placas perforadas.....	22
1.5- Conclusiones del Capítulo I	25
CAPÍTULO II MODELO MATEMÁTICO PARA EL CÁLCULO DE LAS TENSIONES EN UNA PLACA CURVA SIN Y CON ORIFICIOS	26
2.1- Flexión de placas planas circulares sometidas a cargas simétricas	26
2.2- Flexión de placas circulares de pequeña curvatura sometidas a cargas simétricas	27
2.3- Cálculo de las tensiones en las placas curvas circulares sin orificios.....	33

2.4- Modelo Matemático para el cálculo de las tensiones en una placa curva con orificios	38
2.4.1-Cálculo de las tensiones y los desplazamientos en las placas curvas circulares con orificios.....	38
2.4.2- Cálculo del Momento de Inercia por unidad de longitud y las tensiones máximas en una placa curva con orificios verticales	39
2.5- Conclusiones Parciales del Capítulo.	45
 CAPÍTULO III MODELACIÓN POR EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS EN CONDICIONES REALES DE OPERACIÓN DEL PLATO DE LA BOMBA.	46
 3.1- Modelación del plato perforado con Agujeros Verticales para el análisis y el posterior cálculo de tensiones en todo su contorno.	46
3.1.1- Modelación del fluido a través del plato perforado.....	49
3.2.2- Modelación plato perforado en condiciones reales.	51
3.2 Análisis de resultados	54
3.3 Conclusiones Parciales del capítulo	56
 CONCLUSIONES GENERALES	58
 RECOMENDACIONES	75
 REFERENCIAS	76
 ANEXOS	80

Introducción

La Empresa Glucosa Cienfuegos subordinada a LABIOFAM, ubicada en la zona Industrial No 2 del reparto Pueblo Griño en la periferia noreste de la ciudad de Cienfuegos, fue puesta en marcha en 1978, luego de un periodo inversionista que duró 6 años. Con una tecnología de origen sueca de la firma Alfa Laval y DDS Kroyer de Dinamarca es la única fábrica existente en Cuba dedicada a la producción de glucosa y otros derivados del maíz. La misma se construyó con el objetivo de producir diariamente 90 toneladas de Sirope de Glucosa, 9 toneladas de Gluten, 7 toneladas de Germen, 19 toneladas de Licor de Remojo y 21,5 toneladas de Forraje y últimamente se está produciendo el Vimang.

El proceso tecnológico de la Empresa se encuentra dividido en tres plantas: la planta de producción de almidón, la planta de producción de sirope de glucosa y la planta de mezclas secas. Además de contar con un sistema de facilidades auxiliares comunes a todas las plantas como son: el sistema de generación de vapor, que dispone de dos calderas de tubos de fuego con una capacidad de 8 y 12 toneladas de vapor por hora respectivamente. En ella existen una serie de equipos que mantienen su vitalidad y su funcionabilidad, así como un personal técnico encargado del desarrollo, mantenimiento y recuperación que permiten el trabajo sostenido y los resultados de dicha industria.

Entre los equipos mencionados se encuentra la Bomba Master KARL KROYER MP 2C120, la cual se encarga de bombear la leche de almidón acidificada que se utiliza para la producción de glucosa. Debido al largo período de aprovechamiento de estas unidades, se han presentado fallas en la zona en la que se produce la glucosa, específicamente en la Bomba Master. A partir del periodo 2005-2006 la bomba empieza a presentar problemas en el plato perforado que le sirve como apoyo al diafragma, el cual se quiebra con la fractura del plato. Al quebrarse el diafragma se mezcla el aceite que contienen los pistones con el producto, perdiendo así toda la materia prima, el aceite de la bomba y por consiguiente pérdidas económicas y de tiempo por la limpieza de las tuberías que se contaminan de aceite.

Esta avería ha significado grandes pérdidas económicas al fallar el plato se para la producción completa en dicha zona, la empresa en 8 horas de trabajo deja de producir

10 ton y cada tonelada hora representa 1.25 USD. La fabricación completa del plato perforado tarda hasta 7 días.

Los trabajadores de la planta en conjunto con los tecnólogos recuperaban, los platos dañados, aplicándoles un proceso de soldadura y el posterior barrenado de algunos agujeros para que no se altere el flujo.

A criterio de los especialistas de la planta la falla se produce por el desgaste en los elementos donde apoyaba el plato, quedando un falso apriete permitiendo cierto movimiento en la cámara o por el propio deterioro del material, sin realizar un estudio profundo de la real causa de avería.

Para poder esclarecer la causa de la avería y comprobar a través de la modelación el comportamiento de las tensiones que surgen en el plato de la bomba máster y lograr soluciones que garanticen el correcto funcionamiento de la bomba dentro de la fábrica es que surge el presente proyecto.

Problema científico

No existe una modelación por elementos finitos del plato de apoyo de la Bomba Master KARL KROYER MP 2C120, que permita simular las tensiones reales que surgen durante el funcionamiento de la Bomba.

Hipótesis

Es posible a partir de la modelación por elementos finitos determinar las tensiones reales que surgen en el plato de respaldo en el funcionamiento real de la bomba.

Objetivo General

Realizar la modelación por elementos finitos del plato de apoyo de la Bomba Master KARL KROYER MP 2C120, que permita determinar las tensiones reales que surgen durante el funcionamiento de la Bomba.

Objetivos Específicos

1. Caracterizar las generalidades de las bombas reciprocantes en general y en particular de las bombas de diafragma y caracterizar las particularidades de la Bomba Master KARL KROYER MP 2C120, de su plato de apoyo y de las averías que se producen en el mismo.
2. Aplicar, partiendo de la Teoría de las Placas, un modelo matemático para el cálculo de las tensiones en las Placas Curvas Perforadas que permita realizar estudios del comportamiento de las tensiones buscando la solución de las averías.
3. Evaluar la concentración de tensiones que se origina en la placa por la presencia de los orificios.
4. Modelar por el método de elementos finitos en condiciones reales de operación plato de apoyo de la Bomba Master KARL KROYER MP 2C120, para determinar las tensiones que surgen en cada una de las zonas del plato

Capítulo I Revisión Bibliográfica

En este capítulo se introducen los elementos fundamentales que conforman las bombas de diafragmas, las principales características que ofrecen dos de los mayores productores de este tipo de bombas, así como la descripción y el modo de operación de la bomba de diafragma KARL KROYER perteneciente a la empresa Glucosa Cienfuegos. Se analizan los principales modelaciones recogidas en la literatura para placas con orificios.

1.1- Generalidades de las bombas reciprocantes. Bombas de diafragmas

Las bombas reciprocantes (alternativas) (ver figura 1.1) se utilizan en numerosas aplicaciones que exceden la capacidad de las bombas centrífugas o rotatorias. Una bomba reciprocante es de desplazamiento positivo, es decir, recibe un volumen fijo de líquido en condiciones casi de succión, lo comprime a la presión de descarga y lo expulsa por la boquilla de descarga. En estas bombas se logra por el movimiento alternativo de un pistón embolo o diafragma. La bomba reciprocante no es cinética como la centrífuga y no requiere velocidad para producir presión, pues se puede obtener presiones altas a bajas velocidades. Esta es una de las ventajas de la bomba reciprocante en particular para manejar pastas aguadas abrasivas y líquidos muy viscosos. La justificación para seleccionar una bomba reciprocante, en vez de una centrífuga o rotatoria debe ser el costo; no solo el costo inicial sino el costo total, incluso los costos de energía y mantenimiento. La mejor característica de este tipo de bomba es su alta eficiencia, pues suele ser de 85 a 94 %. La pérdida del 10 % incluye todas las que ocurren en las bandas, engranes, cojinetes, empaquetaduras y válvulas. Otra característica de la bomba reciprocante es que la capacidad está en función de la velocidad y es más o menos independiente de la presión de descarga. (J, 1990); (Matalx, 2006)



Figura 1.1: Bombas reciprocantes; Fuente: Google

1.1.1- Clasificación de las bombas reciprocantes:

Las bombas reciprocantes, por lo general, se clasifican por sus características:

- Extremo de impulsión, es decir, potencia o acción directa.
- Orientación de la línea de centros del elemento de bombeo, es decir, horizontal o vertical.
- Número de carreras de descarga por ciclo de cada biela, es decir: acción sencilla o doble acción.
- Configuración del elemento de bombeo: pistón embolo o diafragma.
- Número de varillas o bielas de mando, es decir, simplex, dúplex o multiplex.

(G.K.Sahu, 2000); (Dorothy Hoffman, 1997) (Figura 1.2)

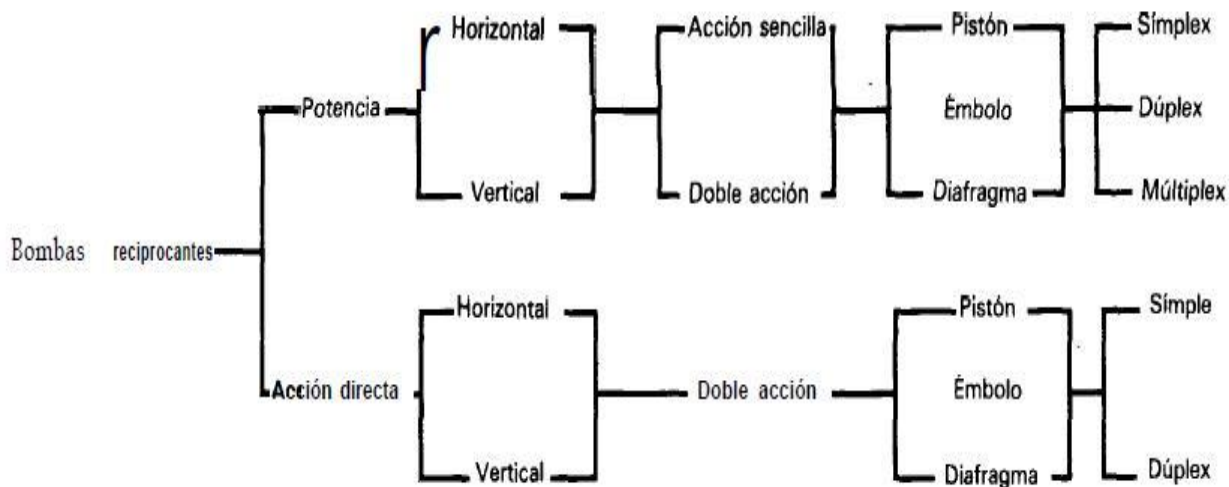


Figura 1.2: Clasificación de las bombas reciprocantes. Fuente: (Borges, 2014)

1.1.2- Bombas de diafragmas

Una bomba de diafragma o membrana (ver Figura 1.2) como ya se anunció anteriormente es una bomba de potencia, recíproca, que desplaza un volumen predeterminado de líquido en un tiempo especificado. Esta bomba es de desplazamiento positivo; a veces se la llama de volumen controlado, proporcionadora o para inyección de productos químicos. La propulsión suele ser externa, de velocidad fija o variable. (J, 1990); (Luszczewski, 2010). La bomba tiene un diafragma flexible, con un lado en contacto directo con el líquido de proceso; se pueden utilizar uno o más diafragmas que pueden ser planos o configurados, las de múltiples diafragmas operan bajo el mismo principio que las de simple diafragma, estas cuentan con múltiples cámaras y en cada una de ellas un diafragma de forma que cuando una membrana disminuye el volumen de su cámara respectiva la otra membrana aumenta el volumen de la otra cámara y viceversa. Los extremos de líquido, válvulas y mecanismos de ajuste de carrera son los principales componentes de las bombas de diafragma, permiten que sean de cero fugas, con insensibilidad del caudal a los cambios en la presión, gran precisión de los ajustes de flujo y la posibilidad de separar la cámara de bombeo del resto de la bomba. La acción de estas bombas puede ser:

- Eléctrica, mediante un motor eléctrico, en cuyo caso se dice que es una electrobomba. Sin embargo, hay otras electrobombas que no son bombas de diafragmas.
- Neumática, mediante aire comprimido, en cuyo caso se dice que es una bomba neumática. La mayoría de las bombas neumáticas son bombas de membranas.

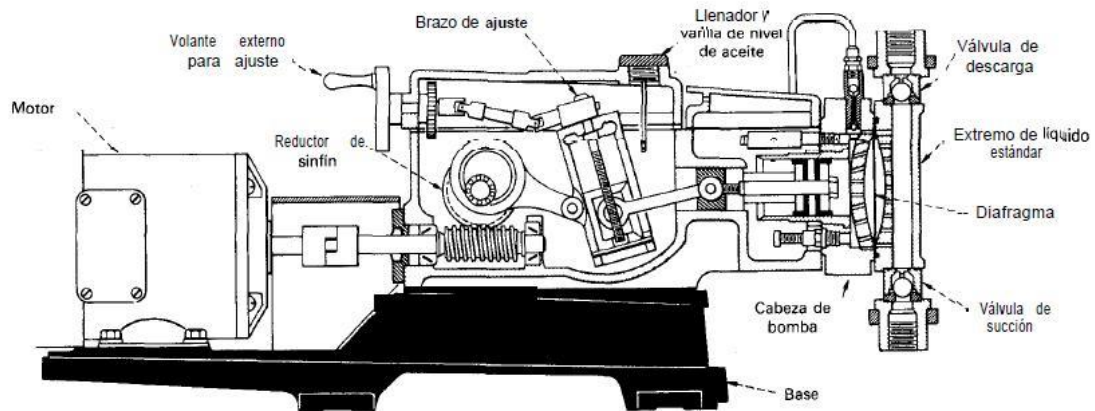


Figura1.3: Bomba de diafragma con acoplamiento hidráulico. Fuente (Borges, 2014)

Para mover ácidos corrosivos o contaminantes para los que no se permiten fugas, una opción, algo más costosa son las bombas dosificadoras de diafragmas (Antonio Viedma Robles, 1997); (Nesbitt, 2006). En estas bombas, el diafragma actúa como interconexión entre el émbolo y el líquido de proceso. El émbolo se mueve en un cilindro, pero en lugar de desplazar directamente el líquido de proceso, acciona un diafragma con el cual se transmite energía. En el lado opuesto del diafragma, se succiona una cantidad proporcional del líquido del proceso hacia la cámara de desplazamiento y se descarga en cada ciclo del émbolo. Los diafragmas pueden ser de accionamiento mecánico, es decir, con conexión directa con el émbolo o de accionamiento hidráulico. Este último está equilibrado entre dos líquidos a fin de aminorar los esfuerzos en el diafragma y permitir presiones de descarga más elevadas.

Para asegurar la exactitud del extremo de líquido de accionamiento hidráulico, se debe mantener el volumen adecuado de líquido en la cámara hidráulica. A menudo se instala un sistema de tres válvulas para mantener el líquido hidráulico libre de aire o gases

atrapados y para proteger contra una presión excesiva los líquidos hidráulicos y de procesos. (Nelik, 2012); (Merle C. Potter, 2002).

Extremos de líquido:

Los extremos de líquido, llamados a veces cabeza pared reactante o extremo mojado incluyen todas las piezas que contienen o están en contacto en alguna forma con el líquido que se bombea.

En una bomba con diafragma de accionamiento mecánico (Figura 1.3 a)), el extremo de líquido incluye el diafragma, cámara de desplazamiento del diafragma, válvulas de retención de succión y descarga y extremo de líquido.

En una bomba con diafragma de accionamiento hidráulico (Figura 1.3 b), c), d)) el extremo del líquido incluye uno o más diafragmas, la cámara de desplazamiento del diafragma, válvulas de retención de succión y descarga, el extremo de líquido y, a veces, un líquido intermedio. (Volk, 2013); (Paresh Girdhar, 2011).

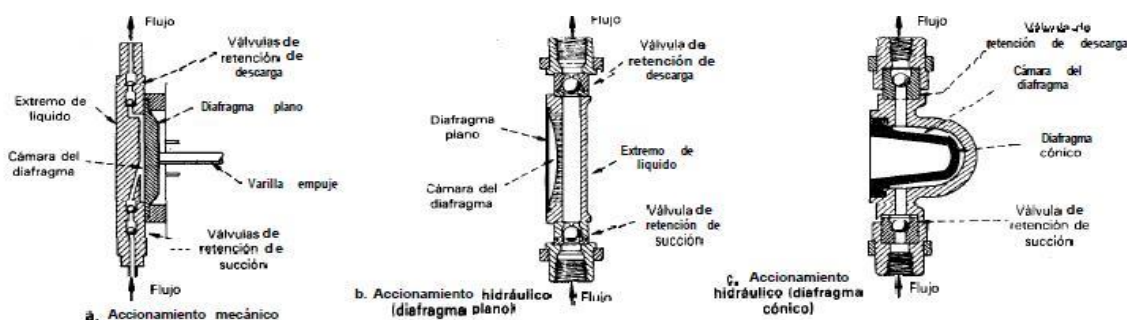


Figura 1.4 Bombas con accionamiento mecánico e hidráulico. Fuente (Borges, 2014)

Diafragmas:

Los diafragmas de accionamiento hidráulico pueden aislar y transmitir el movimiento hidráulico de un líquido a otro. Los diafragmas deben soportar flexiones máximas con esfuerzos inferiores a su límite de resistencia, sin que importe la longitud de la carrera y deben ser de suficientes espesor y densidad para que no penetre el líquido en ellos. En un diafragma con accionamiento hidráulico se producirán esfuerzos más bajos y uniformes que en uno de acoplamiento mecánico. (Rex Miller, 2011); (Wahren, 1997) El diafragma doble produce una cámara intermedia llena con líquido que transmite el

movimiento entre los extremos de bombeo y de potencia. El líquido intermedio debe ser compatible con los líquidos del proceso y el hidráulico. La cámara puede tener una abertura a fin de introducir una sonda para detectar una falla en el diafragma. La mayor parte de las bombas tienen diafragmas sujetos directamente en ellas por el extremo de líquido. Pero, en servicios con temperaturas extremas, con mucha contaminación o con materiales explosivos, se pueden utilizar diafragmas dobles sencillos de montaje remoto (separados). Los diafragmas sencillos y los primarios en las bombas de doble diafragmas tienen un componente llamado placa cóncava para evitar la flexión excesiva. Algunos diafragmas absorben la energía durante la carrera de descarga y la liberan durante la carrera de succión a fin de que la bomba tenga altura de aspiración adicional (Gallimard, 2012)

1.1.2.1- Bombas de diafragmas de discos

El diafragma de estas bombas, que suele ser de tetrafluoretileno (TFE), se flexiona entre dos placas de soportes cóncavas, que tienen agujeros para circulación. Estas placas, llamadas a veces placas de contornos, retienen el diafragma y evitan su desgarramiento con altas presiones. La Figura 1.4 muestra una bomba con diafragma de disco de accionamiento hidráulico.

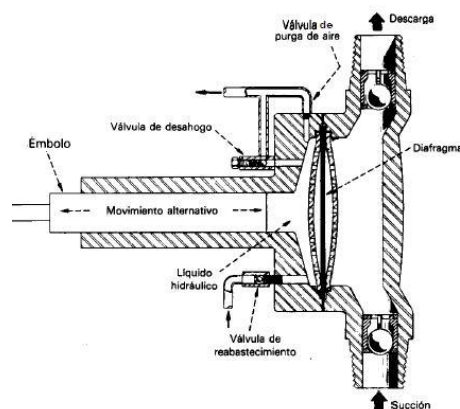


Figura 1.5: Bomba con diafragma de disco con accionamiento hidráulico.

Fuente: (Borges, 2014)

Este sistema elimina el problema de las fugas de fluidos por los sellos del émbolo y es eficaz para bombear líquidos corrosivos, como los ácidos. Su empleo principal es para

líquidos en aplicaciones en donde no se permite la mínima fuga. (Warren E. Rupp); (Rayner, 1995)

Este tipo de bomba puede ocasionar problemas cuando se manejan fluidos viscosos o pastas aguadas. Con fluidos viscosos ocurre una caída de presión notoria en los agujeros de flujos en las placas cóncavas, que a menudo produce cavitación en la succión. La formación de burbujas de gas en el fluido reduce la exactitud de la bomba a menos de un grado aceptable.

1.1.2.2- Bombas con diafragma tubular

En estas se esgrime un émbolo reciprocante como el descrito pero se emplea un diafragma tubular de elastómero que se dilata o se contrae con la presión ejercida por el fluido hidráulico. La contracción o la dilatación del diafragma combinada con la acción de las válvulas de retención, de succión y descarga, envía un impulso de líquido dosificado por la bomba así como se reducen los problemas de cavitación porque no se utilizan placas cóncavas en el lado del proceso del diafragma. (Sumbramaya, 2013)

1.1.2.3- Otras configuraciones de diafragmas

Otra configuración es con diafragma doble de disco, hecho de TFE. Este diseño, con la seguridad inherente del diafragma doble, es adecuado para manejar disolventes y productos químicos que atacan los materiales elastoméricos. Su desventaja principal es que la construcción de las piezas metálicas puede ser costosa.

Todos estos diafragmas se utilizan en diversos servicios en las industrias de procesos químicos. La selección del tipo idóneo para cualquier aplicación depende de las características del fluido que se maneja, la cantidad permisible de mantenimiento, aspectos de seguridad y costo del sistema deseado. Además de los diversos mecanismos de bombeo se fabrican muchos mecanismos de accionamientos para transmitir la fuerza motriz con toda la eficiencia que lo permite la aplicación. (Gallimard, 2012)

1.1.2.4- Principales tipos de válvulas en las bombas de diafragmas

Para desahogar, compensar o purgar el sistema hidráulico las bombas de diafragmas con accionamiento hidráulico pueden incluir las siguientes válvulas:

1. *Válvula de desahogo de presión:* Suele estar incluida en el sistema hidráulico. Protege la bomba y el motor contra una presión hidráulica excesiva que se podría producir si se cierra una válvula corriente abajo. También descarga el sobrante de aceite que podría entrar al sistema hidráulico, sí, hay agotamiento de aceite en el sistema de succión.
2. *Válvula compensadora de vacío:* A veces si incluye en el sistema hidráulico para mantener el volumen correcto de aceite entre el émbolo o el pistón y el diafragma. Esta válvula reemplaza el aceite hidráulico que se pierde por el émbolo o pistón, por cambio de temperatura o por cualquier válvula de purga (sangría). Si es del tipo correcto y está bien ajustada, permite que la bomba logre máxima altura de aspiración. Si está graduada para una presión de apertura muy baja, el aire disuelto en el aceite hidráulico se puede desprender y producir menor capacidad y funcionamiento errático de la bomba.
3. *Válvulas de purga (sangrado):* Suele está en el sistema hidráulico para eliminar el aire o vapores que se puedan acumular. Esta válvula pude ser de accionamiento manual o automático cuando funciona la bomba.
4. *Válvulas de retención:* Se necesitan en los tubos de succión y descarga de la bomba dosificadora. Una válvula deja entrar el líquido al extremo de líquido desde el recipiente, en la carrera de succión del pistón; la segunda válvula deja pasar el líquido del extremo de líquido al sistema de descarga durante la carrera de descarga del pistón. Las condiciones difíciles de operación pueden, a veces, requerir el empleo de dos o más válvulas en los lados de succión y descarga del extremo de líquido.
5. *Válvula de bola o de no retorno:* Una bola de libre movimiento o baja carga de resorte descansa sobre un asiento anular de modo que la velocidad y la presión diferencial del líquido que pasa por el asiento levante la bola, para permitir el paso

en un solo sentido. La bola está guiada por las paredes del cuerpo de la válvula.
(Micheal D. Holloway, 2012)

1.1.3- Criterios para la selección de una bomba de diafragma

Las bombas dosificadoras de diafragmas se seleccionan para aplicaciones en donde se necesitan las siguientes características:

- Hay que evitar las fugas o la contaminación cruzada entre el líquido que se bombea y otros fluidos.
- El flujo no se debe alterar con las variaciones en la presión de descarga.
- Se requiere gran exactitud para controlar la capacidad de salida.
- La cámara de bombeo debe estar separada del resto de la bomba.

1.1.4- Materiales para su fabricación

Debido a que la bomba de diafragma está exenta de fugas, a menudo se selecciona cuando el líquido que se maneja es corrosivo o abrasivo. Los componentes de la bomba que no están en contacto directo con el líquido se suelen hacer con hierro fundido, acero, aluminio, bronce o plástico. Su tamaño se determina para absorber las cargas y minimizar las tensiones y deformaciones para mantener la exactitud de la dosificación y resistir las condiciones severas de trabajo. (A. Bertuco, 2001); (Tooley, 2009). El extremo de líquido presenta un problema muy diferente. Los factores a considerar son: experiencia en la operación, uso temporal o por largo tiempo, costo, características del líquido tales como temperatura, concentración de sólidos o gases arrastrados y el grado de protección requerido.

Los fabricantes de bombas tienen datos de la resistencia a la corrosión de diversos materiales que solo se publican como guía y están basados en la experiencia del fabricante y los datos de pruebas de usuarios y proveedores de materiales. Una ligera corrosión que se puede permitir en una instalación, sería inaceptable en otra. El mecanismo de la corrosión es tan complejo y las condiciones que influyen en la capacidad de un material para que resulte económico o adecuado son tan variables, que no se suelen hacer recomendaciones en cuanto a la resistencia. Ya que el usuario

conoce los productos químicos y las condiciones de operación, debe ser quien haga la selección final de los materiales.

Las piezas de la bomba en contacto con el líquido bombeado son el extremo de líquido, cubiertas y topes de válvulas, asientos y juntas; y son de maquinado de precisión para producir un sellamiento que no permita fugas. La corrosión o erosión de sus superficies correlativas anularan el sellamiento.

Los diafragmas también son críticos, pues suelen ser delgados y no tienen tolerancias para la corrosión; además funcionan con elevados esfuerzos. Es esencial seleccionar el material de máximas cualidades. La selección de materiales para otras piezas como el extremo de líquido, cubiertas y topes de válvulas y otras, quizá no sea tan crítica y se pueden emplear materiales menos resistente. («Bombas a diafragma en aluminio», 2010)

1.2- Bombas de diafragmas usadas mundialmente

1.2.1- Bombas de diafragmas Wilden

Una de las mayores compañías de fabricación de bombas es la Wilden, sus productos sobresalen por su calidad y eficiencia por encima de otros productores, la fabricación de bombas de diafragmas se encuentran dentro de sus prioridades debido al gran auge que estas tienen actualmente para gran parte de los procesos industriales. (Renedos, 2010)

1.2.1.1- Principio de funcionamiento

El funcionamiento de las bombas de membrana está basado fundamentalmente en la acción conjunta de cuatro elementos (Figura 1.5):

- Un par de membranas.
- Un eje que los une.

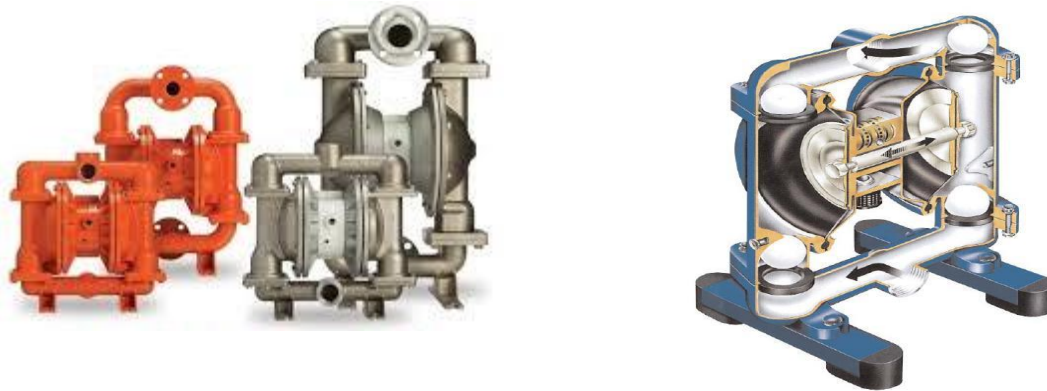


Figura 1.6: Bomba de diafragma. Fuente: (Wilden, 2012)

- Una válvula distribuidora de aire.
- Cuatro válvulas de esfera.

El movimiento alternativo de las membranas genera la succión y la impulsión del producto a través de las válvulas. Este movimiento es producido por aire comprimido, el cual es distribuido a una membrana u otro por la válvula de aire.

Clasificación de las bombas de diafragmas Wilden

Muchas son las características que hacen que este tipo de bombas se empleen en disímiles procesos industriales y que a su vez permitan emplearlas como sustitución de otras bombas o porque las características del fluido a trasegar lo indiquen. Dentro de estas particularidades se encuentran: Bombas de diafragmas sumergibles y no sumergibles, ampliamente difundidas, capacidad para manejar materiales críticos de una manera confiable y segura, dentro de algunos materiales que esta es capaz de trasegar están (lodos, melazas, etc.) y otros de elevada viscosidad. Estas trabajan libre de aceite y con un funcionamiento en seco, su caudal y altura de elevación son regulables así como la velocidad y la presión. Un mantenimiento simple y rápido son dos de sus características más importantes por la importancia en la reducción de costos por concepto de reparaciones de estas máquinas. (Liptak, 1993)

Existen tres tipos principales de las bombas de membranas, las cuales pueden ser de:

- **Primer tipo:** Las bombas de doble membrana garantizan la máxima seguridad en todas las aplicaciones industriales donde es necesario recurrir a bombas accionadas con aire comprimido o líquido hidráulico.
- **Segundo tipo:** Tiene un dispositivo electromecánico para generar el movimiento. Este método dobla la membrana con una acción mecánica simple y un lado de la membrana está abierto al aire.
- **Tercer tipo:** Cuenta con una o más membranas sin sellar, con el líquido que se bombeará en ambos lados. Las membranas se doblan otra vez, haciendo cambiar el volumen. (Wilden, 2012) (Huerta, 2013)

1.3.1.3- Partes de una bomba de diafragma

1. Cambiador automático coaxial

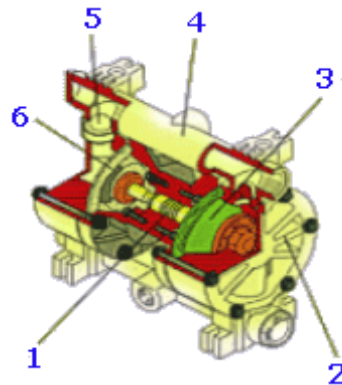


Figura 1.7: Partes de una bomba de diafragma.Fuente: (Wilden, 2012)

2. Cuerpo bomba
3. Diafragma
4. Colector
5. Esfera
6. Diafragma

- Principales ventajas de las bombas de diafragmas Wilden

- Estas bombas no necesitan un motor eléctrico para su funcionamiento y operan únicamente por aire comprimido.
- No tienen sellos mecánicos ni partes rotatorias.
- Diseño sencillo y robusto.
- No requieren de controles complejos.
- Cuentan con la particularidad de poder construirse en una amplia gama de materiales para que sean química y térmicamente compatibles con el producto a bombear.
- Idóneas para un transporte cuidadoso de líquidos y productos viscosos.
- Puede trabajar cuando existan válvulas cerradas en la impulsión, la bomba se detiene simplemente; un beneficio importante cuando trabajen en máquinas llenadoras.
- Auto-aspirante.

1.2.2- Bombas de Diafragmas ABEL. Gama HM, HMT

Generalidades

Las bombas de diafragmas del tipo ABEL sobresalen por su gran prestigio en el mercado especialmente por las atractivas características que ofrecen sus diseños. Existen dos grandes gamas de este tipo de bombas, la Gama HM, y la gama HMT. («Abel pump technology», 2012)

La **gama HM** (Pérez, 2012) de bombas de pistón membrana de ABEL ha sido especialmente desarrollada para operaciones que combinan altos caudales con presiones de trabajo elevadas. Su vida útil, increíblemente larga, es uno de los motivos por lo que este tipo de bombas de pistón de diafragmas gozan de un elevado prestigio a nivel mundial. (Figura 1.7)



Figura 1.8: Rango de operación: hasta 100 m³/h (450 GPM) y 10,0 MPa (1450 psi). Fuente: (Pérez, 2012)

Se encuentran disponibles en modelos de efecto simple o doble. Garantizan altas prestaciones, funcionamiento fiable y, sobre todo, bajos costes de explotación y mantenimiento. Admiten caudales de hasta 100 m³/h, con presiones de trabajo de hasta 10,0 MPa. Las bombas ABEL HM están equipadas con membranas preformadas que mantienen su estabilidad a lo largo de toda la duración de las operaciones de bombeo. El principio de construcción de las bombas ABEL HM se ha puesto a prueba en numerosos sectores y con medios muy complicados. Han demostrado una seguridad operativa contrastada y vidas útiles extremadamente largas, tanto de las membranas como del conjunto de las bombas. Las partes de la bomba que entran en contacto con el medio bombeado están construidas en fundición nodular (también disponibles en versiones engomadas), polipropileno, fundición de acero o acero inoxidable. Este modelo de bomba es la mejor elección en procesos críticos, como alimentación a secadores por atomización, o para el transporte de lodos muy abrasivos con granulometrías heterogéneas. Utilizada como bomba de alimentación de filtros prensa con control mediante un sensor de presión, este tipo de bomba de pistón membrana se caracteriza por ser energéticamente muy eficiente, duradera y de una altísima disponibilidad.

También son posibles diseños a prueba de explosión (ATEX). (Figura 1.8)



Figura 1.9: Diseño a prueba de explosión de ABEL. Fuente: (Pérez, 2012)

La Figura 1.9 permite escoger un tipo de gama de bomba determinada en función del caudal y la presión requerida:

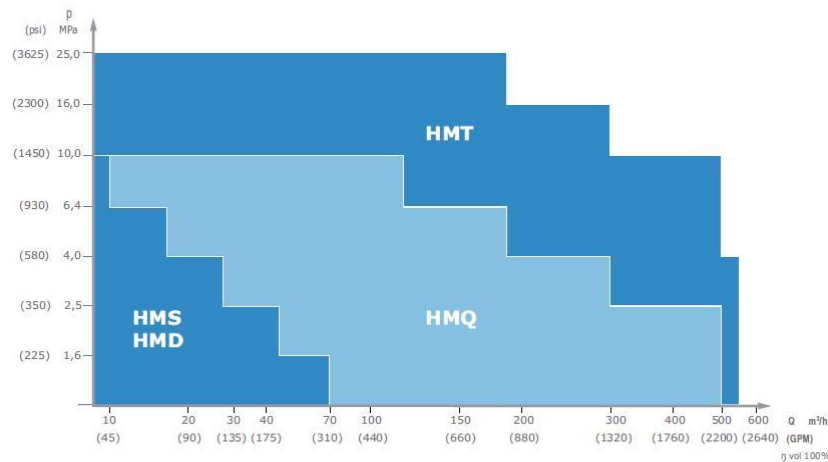


Figura 1.10: Selección de una Bomba HMS, HMT, HMQ. Fuente: (Pérez, 2012)

1.3.2.2- Áreas de aplicación

- Para transporte de lodos.
- Para alimentación de reactores.
- En la industria minera.
- En plantas de tratamientos de aguas residuales.
- En la industria química y cerámica.

1.3.2.3- Generalidades

La **gama HMT** (Pérez, 2012) de pistón membrana tienen un principio de funcionamiento sencillo y trabajan a baja velocidad, son muy seguras, incluso cuando funcionan en seco, y pueden utilizarse con caudales de hasta 500 m³/h. (Figura 1.10).



Figura 1.11: Rango de operación: hasta 600 m³/h (2640 GPM) y 25,0 MPa (3625 psi). Fuente: (Pérez, 2012)

Las bombas alternativas de desplazamiento positivo pueden producir irregularidades en el caudal, sobre todo en las aplicaciones con altas presiones de trabajo, esto ocasionaría pulsaciones que se transfieren a la base de la bomba y a las tuberías de conexión. La gama HMT de ABEL utiliza un reductor tríplex con un cigüeñal conectado a tres pistones con un desfase de 120°, de este modo se produce un flujo optimizado y más uniforme que el que pueden ofrecer las unidades de construcción simple. Las bombas ABEL HMT ofrecen altas prestaciones, pulsaciones reducidas y gran facilidad de manejo a presiones de trabajo de hasta 25,0 MPa. Así pues, evitan daños en la cimentación de la bomba y en el sistema de tuberías, con lo que incrementan la seguridad operativa de la planta.

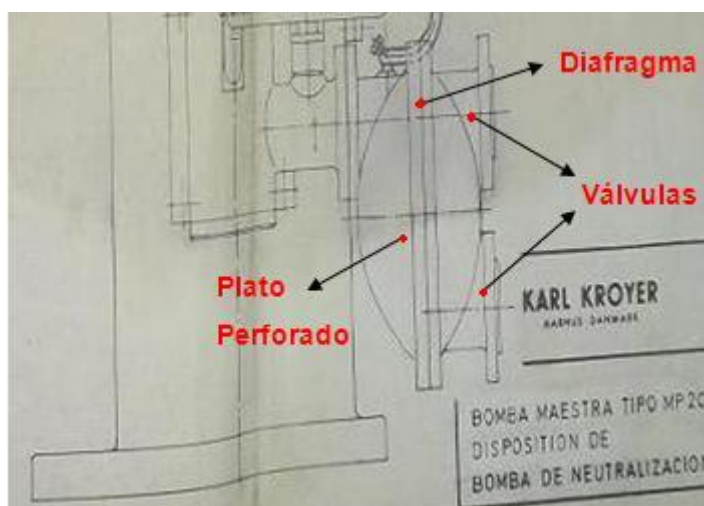
Las bombas HMT también están provistas de membranas preformadas, con las mismas especificaciones que el resto de la gama HM de ABEL. La extraordinaria resistencia de estas membranas especiales, se pone de manifiesto a lo largo de todo el proceso de bombeo, sin que aparezca el más mínimo problema de tensión excesiva o contracción. La amplia experiencia con décadas de construcción, han llevado a establecer nuevos estándares en tecnología y equipos de bombeo. Muchas industrias de todo el mundo consideran que estos equipos son los verdaderos líderes del mercado.

Las bombas de la gama HMT disponen de válvulas cónicas API y se encuentran disponibles en versiones de flujo invertido para el transporte de lodos no estables con tendencia a la sedimentación. Las partes en contacto con el producto de bombeo están construidas en fundición nodular, fundición de acero o distintas calidades de acero inoxidable. Las bombas HMT de ABEL se emplean típicamente en aplicaciones con altas presiones y requisitos de transporte exigentes, como transporte por tubería, alimentación de autoclaves y reactores o alimentación de secadores por atomización.

1.3- Bomba Máster KARL KROYER MP 2C120

La bomba maestra KARL KROYER MP 2C120 (ver anexo No1) perteneciente a la empresa Glucosa Cienfuegos se emplea para bombear la leche de almidón acidificada y más tarde pre-calentada, por el convertidor, en un flujo constante a chorro pulsante de 7,2 m³/h , con la presión requerida (30 kgf/cm²), 430 psi.

- **Descripción y modo de operación:** 2 bombas de diafragma accionadas hidráulicamente con sus válvulas hacen avanzar la leche de almidón cuando el diafragma de goma se mueve hacia adelante y hacia atrás entre las dos partes de la casilla del diafragma. (Figura 1.11)



Empleando este

principio, se evita

Figura 1.12: Bomba Maestra KARL KROYER MP 2C120. Fuente: (Borges, 2014)

que la leche de almidón, que es corrosiva y deteriorante, toque las partes móviles de la bomba, como las superficies deslizantes, las prensaestopas, etc. Es además, una

ventaja que todas las partes que entran en contacto con la leche de almidón, estén fabricadas de un material resistente a la corrosión. Los movimientos de diafragma (ver anexos) se producen hidráulicamente a base de aceite, transmitiendo las carreras del embolo al diafragma. El émbolo está activado mediante un cigüeñal el cual está accionado por la bomba del motor sobre una transmisión a rueda de engranes y una transmisión por correa en "V".

Es muy importante que no haya acumulaciones de aire en las cámaras de aceite y de la leche de almidón, pues dichas acumulaciones ocasionarán reducciones de la capacidad de la bomba. Sin embargo se ha construido la bomba de tal modo que las acumulaciones de aire, bajo condiciones normales, se escapan automáticamente. Si resulta necesario, es posible ventilar por los grifos debajo de los manómetros los grifos están provistos de un barreno en forma de T para esta operación.

Es posible cambiar la capacidad de la bomba maestra y consiguientemente de la instalación de conversión. Los límites en las variaciones de velocidad dependen principalmente del convertidor y el producto que se desea fabricar. El cambio de capacidad se efectúa normalmente reemplazando la polea del motor motriz con una más grande o más pequeña, hecho que ocasiona un cambio en el número de revoluciones. En el caso de desear frecuentes cambios en la capacidad, se recomienda insertar un cambio por engranes entre el motor y la transmisión a polea.

Además de la lubricación, el cambio de aceite y la limpieza, el mantenimiento de la bomba maestra se limita esencialmente a una inspección regular de la parte interior de las válvulas de almidón, vale decir, los discos de las válvulas, los asientos de las válvulas, los conos de las válvulas y el guía delantero de la válvula. Si estas piezas presentan señales de desgaste o corrosión, hay que sustituirlas, un ejemplo lo constituye el cambio de diafragma que se debe realizar con una periodicidad de seis meses. Existen los siguientes puntos de lubricación en la Bomba Maestra:

1. Cojinete de la Biela.
2. Caja de velocidades y cojinetes para el cigüeñal.
3. Sistema de bombeo hidráulico a base de aceite.

1.3.1- Parámetros fundamentales

Como ya se mencionó anteriormente la Bomba Maestra tiene una capacidad de 7,2 m³/h y una presión de 30 Kg/cm². La tabla 1.1 recoge los principales parámetros de trabajo del motor:

Tabla 1.1: Principales parámetros del motor M 160 L-6.

Motor:	Tipo: M 160 L-6 (MK 213 020-BB)
Fabricante	ASEA
Voltaje	Trifásico 440 V
Amperaje	24 A
Potencia	12,5 kW
Revoluciones de trabajo	1150 rpm
Factor de Potencia	0.75
Protecciones en el arranque	IP 54 IM 3001

Fuente: Master Pump C-102

El cigüeñal de la bomba maestra está accionado por la bomba del motor sobre una transmisión a rueda de engranes y una transmisión por correa en "V". Se emplean 6 correas de tipos trapezoidales ZPZ cuyos diámetros son: (Figura 1.12)

d₁: 170 mm d₂: 450 mm

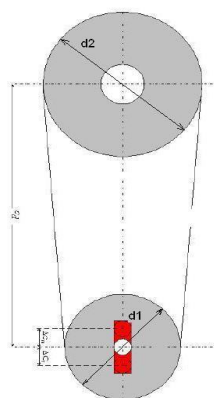


Figura 1.13: Correas trapezoidales de la transmisión. Fuente: (Borges, 2014)

1.3.2- Plato perforado de respaldo al diafragma.

Situado adyacente al diafragma (3) se encuentra el plato perforado (4:5) que le sirve de apoyo a este y además a través de los orificios circula la materia prima de la producción, por consiguiente toda la presión ejercida sobre el diafragma (Figura 1.13) recae sobre el plato provocando roturas frecuentes de este componente tan vital dentro del conjunto completo de la bomba. Los platos originales son del material Bronce AMPCO, cuya composición nominal es la que se muestra a continuación:

Tabla 1.2: Composición nominal del Bronce AMPCO.

Aluminio (Al)	10.5 %
Hierro (Fe)	3.5 %
Otros	Max 0.5 %
Cobre (Cu)	resto

Fuente: Catálogo Bronce AMPCO.

Algunas de sus propiedades mecánicas se recogen en la Tabla 1.3

Tabla 1.3: Propiedades del Bronce AMPCO.

Propiedades mecánicas	Unidades	Valor nominal
Resistencia a la Tracción	MPa	758
Límite elástico	MPa	386
Elongación	%	16
Resistencia a la compresión.	MPa	1034
Módulo de Elasticidad E	GPa	110

Fuente: Catálogo Bronce AMPCO.

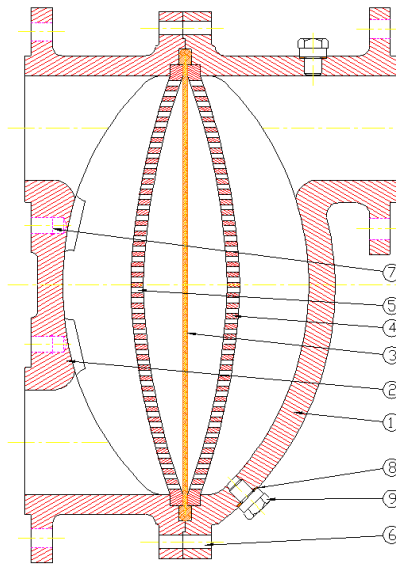


Figura 1.14: Diafragma con sus correspondientes platos perforados. Fuente: (Borges, 2014)

Denominación de las partes de la Figura 1.13

1. Cuerpo de la válvula de escape. (1)
2. Pernos del soporte. (7)
3. Diafragma. (3)
4. Plato Perforado (1) de respaldo al diafragma. (4)
5. Plato Perforado (2) de respaldo al diafragma. (5)

Este tipo de bronce es de gran resistencia con buenas propiedades de deslizamiento y excepcional resistencia al desgaste. Su particular límite elástico le da una gran resistencia a la distorsión. (Ampco metal excellence in engineered alloys, 2013). En estos momentos se encuentran situados en la bomba platos de acero comercial. La Figura 1.14 refleja los cordones de soldadura aplicados cuando fallan durante su funcionamiento y al mismo tiempo en esta Figura se aprecian los lugares donde ocurren las grietas, precisamente donde están depositados los cordones.



Figura 1.15 Plato perforado Bomba Master MP 2C120 y posición de las grietas y los cordones de soldadura durante su reparación. Fuente: (Borges, 2014)

1.4 Principales modelaciones por el método de elementos finitos en placas perforadas

Numerosos trabajos de investigación han estudiado la distribución tensiones en secciones con discontinuidades geométricas y la relación con el factor teórico de la concentración del estrés utilizando el método de elementos finitos. Estos trabajos han tratado temas como la influencia de la longitud de las piezas en el factor en placas ortotrópicas rectangulares; El comportamiento del factor de concentración de tensión en ejes cortos con cambios de sección bajo cargas de flexión; El factor teórico de concentración de tensión en partes planas sometidas a tensión con ranuras en "U"; La estimación del factor de concentración de tensión teórica para una placa plana con dos orificios sometidos a cargas de tensión. Otros estudios han comparado la distribución del estrés mediante la aplicación de tres métodos: teoría de la elasticidad, análisis de elementos finitos y técnicas experimentales. (Feras Darwish, 2012)(A.R. Torabi, 2014)

Los efectos de tamaño relacionados con muestras circulares implican que la resistencia de la estructura disminuye a medida que aumenta el radio del agujero. En este marco, las pruebas de disco brasileñas se llevan a cabo en muestras frágiles que contienen un agujero circular. Al considerar dos polímeros diferentes, a saber, Polimetilmetacrilato (PMMA) y Poliestireno de uso general (GPPS), respectivamente, se mecanizaron y

probaron cinco radios de muesca diferentes para cada material, manteniendo baja la relación de diámetro de orificio a disco para reproducir un infinito geometría. Bajo este supuesto, la relación analítica para el campo de tensión y el factor de intensidad de tensión se pueden implementar sin pérdida de precisión. La mecánica de fractura finita acoplada (FFM) se aplica luego para atrapar las tensiones de falla registradas, lo que permite una descripción completa de los efectos experimentales de tamaño. Por el contrario, el radio más pequeño conduce a una geometría localmente negativa, que abre la discusión sobre la estabilidad de la propagación de grietas en placas con muescas circulares bajo cargas biaxiales genéricas. (Abdulrazaq A. Araoye, 2016)

Los elementos, que se utilizan para fines de mecanizado ofrecidos con irregularidades geométricas, que alteran la distribución de la tensión y, por lo tanto, el estado de tensión en las regiones concentradas de tensión no pueden describirse en los elementos de la máquina. Por lo tanto, el método de elementos finitos (FEM) es una herramienta importante que se utiliza para analizar la tensión. El método de elementos finitos (FEM) es un método de análisis numérico para esfuerzos y deformaciones en estructuras de cualquier geometría dada. La estructura se discretiza en los llamados "elementos finitos" conectados a través de nodos. El tipo, la disposición y el número total de elementos afectan la precisión de los resultados. Con frecuencia se utiliza para resolver los difíciles problemas de ingeniería, principalmente en los campos de la ingeniería mecánica, civil y aeronáutica. Además, es una solución de varios otros tipos de problemas de ingeniería como la conducción de calor, dinámica de fluidos, electricidad y campos magnéticos, análisis de estructuras, mecánica de sólidos, dinámica, análisis térmico, análisis eléctrico, biomateriales. Las aleaciones de magnesio son mezclas de magnesio con otros metales (llamadas aleaciones), a menudo silicio, cobre, aluminio, zinc, manganeso, tierras raras y circonio. Mientras que un polímero de etileno es un termoplástico parcialmente cristalino, que es resistente a los químicos y la humedad, tiene buenas propiedades aislantes y se usa especialmente en empaques y aislamientos.

La aleación de magnesio y el polietileno son ligeros y tienen excelentes propiedades debido a que tienen una amplia gama de aplicaciones. La aleación de magnesio encuentra muchos usos en el campo de los automóviles y aviones. Considerando, polietileno aplicado en equipos, electrodomésticos, cubiertos, tanques de combustible,

contenedores, tanques agrícolas, barreras de carreteras y tanques de agua y aguas residuales. En general, la placa rectangular que tiene un orificio central es una estructura común, pero la concentración de tensión alrededor del orificio hace que el material sea susceptible de fallar a través de la región del orificio.

Existen muchas soluciones para reducir la concentración de estrés, lo que incluye proporcionar muescas de alivio, orificios, etc. Muchas actividades de investigación se llevan a cabo en este campo por diferentes investigadores. (Arora., 2015) analizaron una placa rectangular con un orificio circular en el centro utilizando un análisis de elementos finitos. Observaron que el SCF aumenta con el aumento en la relación T / D , mientras que el estrés de von Mises disminuye con el aumento en la relación T / D . (Shivlingesh, 2016) estudiaron los SCF dependiendo de la relación de dimensión definida como el diámetro del orificio de la viga al ancho de la viga. (G. C. Mekalke, 2012) investigó una placa con un orificio circular aplicado a una tensión uniforme y examinaron la desviación en los resultados obtenidos a través de diferentes mallas. Además, Brahmbhatt (D. Brahmbhatt, 2015) analizó una placa rectangular con un orificio elíptico central utilizando ANSYS. Llegaron a la conclusión de que valores más bajos de relación de aspecto, factor de intensidad de tensión da menos error.

Jain calculó los esfuerzos y la deflexión en las placas isotrópicas y ortotrópicas rectangulares que tienen un orificio circular central bajo carga estática transversal. (Mirzana, 2016) Análisis de la tensión alrededor del orificio circular formado por diferentes materiales utilizando ANSYS. Descubrir la concentración de la tensión siempre se lleva a cabo en el límite del orificio en una placa de ancho finito con un orificio central debajo de la carga estática, la introducción de orificios auxiliares en ambos lados con una placa compuesta redujo el factor de concentración de tensión. (B. Mallikarjun, 2012) observaron que la relación de tensión máxima aumenta con el aumento del ángulo de oblicuidad. Por lo tanto, hoy en día, existe un requisito de información sobre la concentración del estrés en el diseño del componente de la estructura. Aunque, la mayoría de las grietas de servicio ocurrieron en el área de concentración de la tensión en el borde de un agujero. (Pravin Pawar, 2016)

1.5- Conclusiones del Capítulo I

1. Se caracterizó la Bomba Máster MP 2C120, sus particularidades constructivas, principio de funcionamiento, sus diferentes partes, materiales.
2. Se caracterizó el Plato de Apoyo del diafragma, objeto de estudio del presente trabajo, sus materiales, las averías que han ocurrido en el mismo y la forma en que se ha realizado su recuperación por soldadura.
3. Se realizó un análisis de los principales métodos para modelar por elementos finitos placas con agujeros.

Capítulo II Modelo Matemático para el cálculo de las tensiones en una placa curva sin y con orificios

2.1- Flexión de placas planas circulares sometidas a cargas simétricas

La teoría de la flexión de las placas es una parte bien desarrollada y compleja de la Teoría Aplicada de la Elasticidad. En este epígrafe se limitará el análisis a los problemas de geometría más simples, con las cargas más simples. (Feodosiev, 1985)

Bajo la acción de las fuerzas exteriores que actúan perpendicularmente al plano medio,

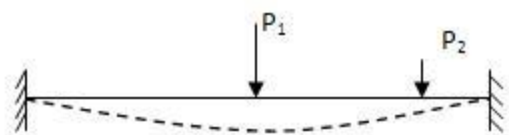
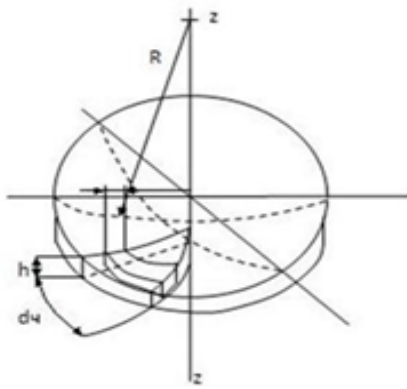


Figura 2.1: Esquema de una placa plana. Fuente: (V, 1970)

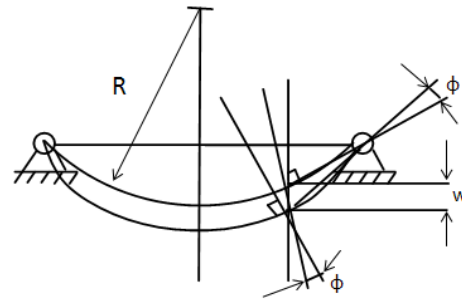
la placa varía su curvatura. Esta variación de la curvatura ocurre, como, en dos planos perpendiculares simultáneamente y como resultado, se obtiene la así denominada superficie elástica de curvatura pequeña, cuya forma se caracteriza por la ley de variación de las flechas w de la placa. En los cálculos de las placas se considera que la flecha w es considerablemente menor que el espesor h de la placa. Solamente admitiendo esta suposición se puede estudiar la flexión de la placa independientemente de la tracción. Las placas que cumplen esta condición se denominan, a veces, placas finas. (Timoshenko, 1997); (R., 1997). Al calcular las vigas, de hecho se admitía también una suposición análoga. Por ejemplo, en el caso de la viga empotrada en sus extremos, que trabaja a flexión la línea elástica de la viga resulta mayor que el eje de la viga sin deformar, Los alargamientos que, como consecuencia de esto, resultan se ignoran en comparación con los alargamientos debidos a la curvatura de la viga. Solamente cuando las flechas de la viga son pequeñas en comparación con la altura de la sección se puede prescindir del alargamiento de eje.

Las placas, cuyas flechas son comparables con el espesor, se calculan, teniendo en cuenta el alargamiento de la superficie media. La teoría de la flexión de las placas y bóvedas se basa sobre ciertas suposiciones simplificativas. La primera de ellas consiste

en



a)



b)

Figura 2.2: Esquema de una placa curva sin orificios. Fuente: (V, 1970)

que se considera *invariable* la normal. Esta suposición se conoce como *hipótesis de Kirchhoff* y consiste en que los puntos situados antes de la deformación sobre cierta recta normal a la superficie media, siguen formando, después de la deformación, una recta normal a la superficie deformada. Esta suposición, como también la hipótesis de las secciones planas de la barra, indica que se pueden prescindir de las deformaciones angulares de las bóvedas en comparación con los desplazamientos angulares. Esto es aceptable en la medida en que el espesor de la placa es pequeño en comparación con las otras dimensiones. (Feodosiev, 1985); (Landau, 2009)

2.2- Flexión de placas circulares de pequeña curvatura sometidas a cargas simétricas

En el caso de las placas circulares de relativamente pequeña curvatura se considerarán las mismas suposiciones simplificativas que en las placas planas. En los cálculos de las placas curvas se considera también que la flecha w es considerablemente menor que el espesor h de la placa. Solamente admitiendo esta suposición se puede estudiar la flexión de la placa independientemente de la tracción.

Se considerará en lo adelante, que las tensiones normales en las secciones paralelas al plano medio son despreciablemente pequeñas en comparación con las tensiones originadas por la flexión, es decir, que no existe presión alguna entre las capas de la placa.

Suposición análoga se admitió anteriormente, al deducir las formulas de la flexión transversal de una barra y al estudiar el estado tensional de las bóvedas por la teoría membranar. (Alejandro J. Patanella, 2012)(R. Gallego Sevilla, G. Rus Carlborg, & A. E. Martínez Castro, s. f.). Se verá ahora cómo calcular las tensiones en una placa curva sin orificios. Se pasará ahora a determinar las tensiones en las placas circulares. Se muestra una placa curva de espesor constante h , solicitada por fuerzas situadas simétricamente con respecto al eje z de la placa. Las deformaciones, los desplazamientos y las tensiones que aparecen en la placa serán también simétricos respecto al eje z .

La flecha de la placa se designa por w y el ángulo de giro de la normal, por ϑ (Figura 2.2 b)). Las magnitudes w y ϑ son funciones del radio r solamente y están relacionadas entre si por la expresión obvia,

$$\vartheta = \frac{dw}{dr} \quad (2.1)$$

El signo negativo se escoge de acuerdo al esquema de la flecha dado en la Figura 2.2. Cuando la flecha w , es positiva el ángulo ϑ es negativo por convenio. El signo no tiene especial importancia por depender solamente de la dirección en que se miden las flechas w . En la Figura 2.3 está representada una sección axial de la placa. Los puntos situados sobre la normal A_1B_1 , después de la flexión de la placa, forman la normal $A'_1B'_1$ girada un ángulo ϑ . La normal A_2B_2 girará el ángulo $\vartheta + d\vartheta$.

El segmento CD situado a la distancia z del plano medio, y orientado radialmente recibe el alargamiento siguiente: $z(\vartheta + d\vartheta) - z\vartheta = z d\vartheta$.

El alargamiento unitario será

$$\varepsilon_r = z \frac{d\vartheta}{dr} \quad (2.2)$$

El alargamiento unitario en el punto C en la dirección perpendicular al plano del dibujo se puede obtener, comparando las longitudes de las circunferencias correspondientes, antes y después de la deformación. Antes de la deformación de la placa, la longitud de la circunferencia que pasa por el punto C era $2\pi r$, mientras que después de la deformación, será $2\pi(r + z\vartheta)$. Por lo tanto, el alargamiento unitario circunferencia será,

$$\varepsilon_t = z \frac{\vartheta}{r} \quad (2.3)$$

Se separa, mediante dos secciones axiales que forman un ángulo $d\varphi$ y dos superficies cilíndricas de radios r y $r+dr$ (Figura 2.2 a), el prisma elemental de la placa indicado en la Figura 2.3. Como en las secciones paralelas al plano medio no existen tensiones normales, los alargamientos y las tensiones estarán unidos por la ley de Hooke en la forma siguiente:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_t)$$

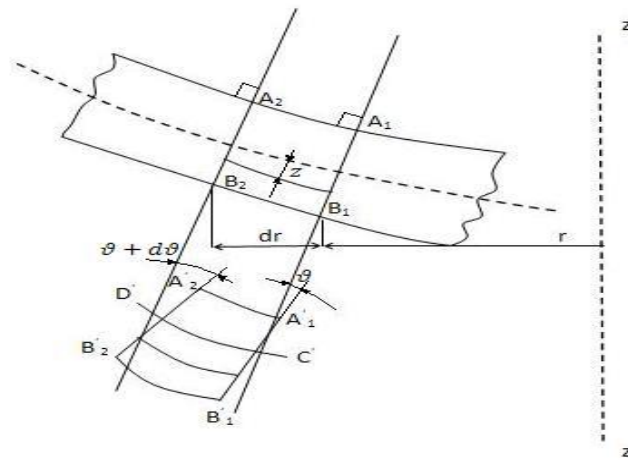


Figura 2.3: Sección axial de la placa curva. Fuente: (V, 1970)

De la deformación, será $2\pi(r + z\vartheta)$. Por lo tanto, el alargamiento unitario circunferencia será,

$$\varepsilon_t = z \frac{\vartheta}{r} \quad (2.4)$$

Separando, mediante dos secciones axiales que forman un ángulo $d\varphi$ y dos superficies cilíndricas de radios r y $r + dr$ (Figura 2.4) el prisma elemental de la placa indicado en la Figura 2.4. Como en las secciones paralelas al plano medio no existen tensiones

normales, los alargamientos y las tensiones estarán unidos por la ley de Hooke en la forma siguiente,

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_t)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \mu\sigma_r)$$

Expresando las tensiones por las deformaciones, se obtiene:

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \mu^2}(\varepsilon_r + \mu\varepsilon_t) \quad (2.5)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \mu^2}(\varepsilon_t + \mu\varepsilon_r)$$

O, de acuerdo a las expresiones (2.3) y (2.4),

$$\sigma_r = \frac{E_z}{1 - \mu^2} \left(\frac{d\vartheta}{dr} + \mu \frac{\vartheta}{r} \right) \quad (2.6)$$

$$\sigma_t = \frac{E_z}{1 - \mu^2} \left(\frac{\vartheta}{r} + \mu \frac{d\vartheta}{dr} \right)$$

Sobre las caras del prisma (Figura 2.3) pueden actuar no solamente tensiones normales, sino también tensiones tangenciales. De la condición de simetría se deduce fácilmente que las tensiones tangenciales pueden aparecer solamente en los planos perpendiculares al radio r y que se orienta verticalmente.

Se verán ahora la condiciones de equilibrio del prisma separado. Para ello, se determina primero las resultantes de las fuerzas que actúan sobre las caras del elemento. Las tensiones tangenciales en la cara $A_1B_1A_1B_1$ (Figura 2.4) originan una fuerza resultante cortante dirigida según el eje z . la intensidad de esta fuerza, es decir la magnitud de la fuerza que se refiere a la unidad de longitud del arco $r d\varphi$ se designa por Q kN/cm. La fuerza cortante en la cara $A_1B_1A_1B_1$ será $Q \cdot r \cdot d\varphi$ y la fuerza cortante en la cara $A_2B_2A_2B_2$, $(Q + dQ) (r + dr) d\varphi$ (Figura 2.5).

Como las tensiones en las capas superiores e inferiores son iguales, pero de signo opuesto (distribución de tensiones en la flexión), serán nulas las fuerzas normales sobre las caras del elemento. Las tensiones normales σ_r y σ_t que actúan sobre las caras correspondientes se producen por los momentos flectores resultantes en los planos verticales. (V, 1970); (F.P, 1993). La intensidad de los momentos sobre las caras

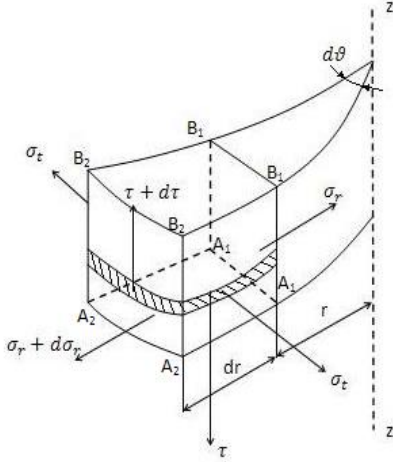


Figura 2.4: Prisma elemental de la placa. Fuente: (V, 1970)

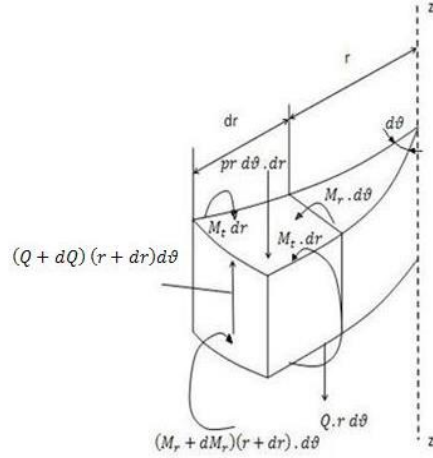


Figura 2.5: Fuerzas internas en el prisma. Fuente: (V, 1970)

$A_1B_1A_1B_1$ y $A_1B_1A_2B_2$, es decir, las magnitudes de los momentos referidos a la unidad de longitud de la sección se designan por M_r y M_t kN-cm/cm respectivamente. Las magnitudes M_r y M_t , para mayor comodidad, se denominarán en adelante simplemente momentos y Q , fuerza cortante. Conociendo las tensiones σ_r y σ_t se determina los momentos resultantes sobre las caras como sigue,

$$M_r r d\varphi = r d\varphi \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_r z dz$$

$$M_t dr = dr \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_t z dz .$$

De acuerdo a la expresión (2.6) se obtiene:

$$M_r = \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\vartheta}{r} \right) \int_{-h/2}^{+h/2} z^2 dz$$

$$M_t = \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{\vartheta}{r} + \mu \frac{d\varphi}{dr} \right) \int_{-h/2}^{+h/2} z^2 dz$$

Teniendo en cuenta que el momento de inercia por unidad de longitud es:

$$\int_{-h/2}^{+h/2} z^2 dz = \frac{h^3}{12}$$

Se deduce:

$$\begin{aligned} M_r &= D \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\vartheta}{r} \right) \\ M_t &= D \left(\frac{\vartheta}{r} + \mu \frac{d\varphi}{dr} \right) \end{aligned} \quad (2.7)$$

Siendo

$$D = \frac{Eh^3}{12(1 - \mu^2)} \quad (2.8)$$

Esta magnitud se denomina *rigidez de la placa* (o de la bóveda) a la flexión. Entre las fuerzas aplicadas al elemento (Figura 2.4) se incluyen también la carga externa de magnitud: $p_r d\varphi dr$, siendo p la presión en kN/cm^2 que puede variar en función del radio. Proyectando todas las fuerzas que actúan sobre el elemento (Figura 2.4) sobre el eje de simetría se obtiene,

$$(Q + dQ)(r + dr) d\varphi - Q_r d\varphi - p_r d\varphi dr = 0$$

De donde se halla,

$$p_r = \frac{d}{dr}(Q_r) \quad (2.9)$$

Planteando la suma de los momentos de todas las fuerzas respecto al eje y , tangente al arco del círculo de radio r en el plano medio,

$$(M_r + dM_r)(r + dr)d\varphi - M_r r d\varphi - p_r dr d\varphi \frac{dr}{2} - M_t dr d\varphi + (Q + dQ)(r + dr)d\varphi dr = 0$$

O, prescindiendo de las magnitudes de orden superior y pasando al límite.

$$M_t - \frac{dr}{d}(M_r r) = Q_r \quad (2.10)$$

Las ecuaciones de equilibrio restantes se satisfacen automáticamente debido a las condiciones de simetría.

Introduciendo M_r y M_t de las expresiones (2.7) en la expresión (2.10) y suponiendo que la rigidez D es constante resulta,

$$r \frac{d^2 \vartheta}{dr^2} + \frac{d\vartheta}{dr} - \frac{\vartheta}{r} = -\frac{Q_r}{D}$$

De donde se obtiene

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (\vartheta r) \right] = -\frac{Q}{D} \quad (2.11)$$

Esta última transformación se comprueba fácilmente derivando la última expresión

Después de una doble integración de la expresión (2.11) se halla,

$$\vartheta = C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{1}{Dr} \int \left[r \int Q dr \right] dr \quad (2.12)$$

Siendo C_1 y C_2 , las constantes arbitrarias de integración que se deben determinar de las condiciones de borde, en cada caso concreto. La fuerza cortante Q se puede obtener de la ecuación de equilibrio (2.9), pero esto resulta mucho más cómodo, analizando las condiciones de equilibrio de la parte central de la placa que se obtiene por la sección cilíndrica de radio r . Este método de determinación de la fuerza cortante se ilustrará en los ejemplos que más abajo se analizan.

Una vez obtenida la función ϑ (2.12), se halló de las expresiones (2.7), los momentos flectores M_r y M_t y de la expresión (2.1), la flecha w . Conociendo los momentos flectores es fácil obtener las tensiones. Comparando (2.6) con (2.7) se demuestra que

$$\sigma_r = \frac{E_z}{1 - \mu^2} * \frac{M_r}{D} \quad \sigma_t = \frac{E_z}{1 - \mu^2} * \frac{M_t}{D}$$

E introduciendo aquí la expresión de D (2.8) se obtiene:

$$\sigma_r = \frac{12M_r}{h^3} z \quad \sigma_t = \frac{12M_t}{h^3} z$$

Las máximas tensiones surgen cuando $z = \pm \frac{h}{2}$ y, por lo tanto,

$$\sigma_r^{\max} = \pm \frac{6M_r}{h^2} \quad \sigma_t^{\max} = \pm \frac{6M_t}{h^2} \quad (2.13)$$

2.3- Cálculo de las tensiones en las placas curvas circulares sin orificios.

Se analiza en algunos ejemplos el orden de aplicación de las fórmulas obtenidas. Se determinarán las flechas y las tensiones en la placa curva solicitada por una carga uniformemente distribuida p , en los dos casos siguientes de apoyos de la placa: a) placa

empotrada en su contorno y b) placa apoyada libremente en su contorno (Figura 2.6). El radio de la placa es R y su espesor es h . Y r es un radio cualquiera de la placa.

Se comenzará la solución del problema por la determinación de la fuerza cortante Q .

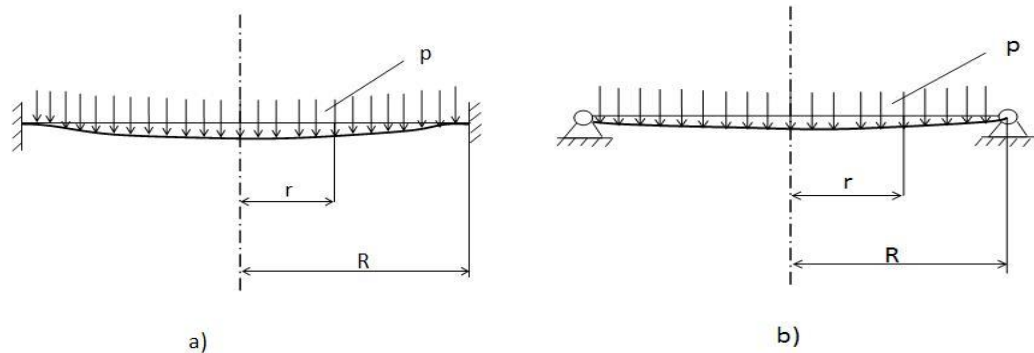


Figura 2.6: Placas curvas:

a) Empotrada en su contorno. Fuente: (V, 1970)

b) Articulada en su contorno. Fuente: (V, 1970)

En la parte central de la placa de radio r (Figura 2.6), independientemente del tipo de apoyo en el contorno exterior, la ecuación de equilibrio (Figura 2.7) nos da,

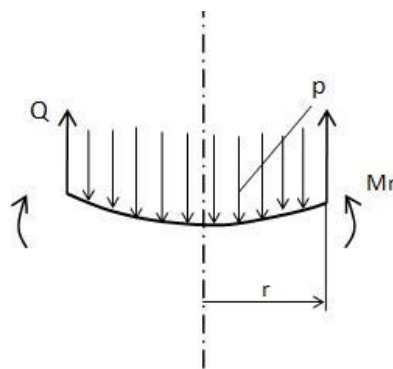


Figura 2.7: Parte central de la placa. Fuente: (V, 1970)

$$Q * 2\pi r = p\pi r^2$$

O sea,

$$Q = \frac{pr}{2}$$

De la expresión (2.12) después de una doble integración se obtiene,

$$\vartheta = C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{pr^3}{16D}$$

Tanto en el caso a) como en el caso b) el ángulo de giro ϑ en el centro de la placa (cuando $r = 0$) es igual a cero. Esto puede ocurrir solamente cuando $C_2 = 0$. Así pues,

$$\vartheta = C_1 r - \frac{pr^3}{16D} \quad (2.14)$$

Analizando por separado los dos tipos de apoyos. En el primer caso, cuando $r = R$, el ángulo ϑ , de donde se obtiene,

$$C_1 = \frac{pR^2}{16D} \quad \vartheta = \frac{p}{16D} (R^2 r - r^3)$$

De acuerdo a las expresiones (2.7) resulta,

$$M_r = \frac{p}{16} [R^2(1 + \mu) - r^2(3 + \mu)] \quad (2.15)$$

$$M_t = \frac{p}{16} [R^2(1 + \mu) - r^2(1 + 3\mu)]$$

De la expresión (2.1) se obtiene,

$$w = \frac{p}{16D} \left[C_3 - \frac{1}{2} R^2 r^2 + \frac{r^4}{4} \right]$$

Donde C_3 se obtiene de la condición de que el desplazamiento w en el contorno es igual a cero. Así:

$$C_3 = \frac{1}{4} R^4 \quad (2.16)$$

$$w = \frac{p}{16D} (R^2 - r^2)^2$$

Como se puede apreciar, la placa se flexiona según una superficie de cuarto orden.

En el segundo caso de apoyo de la placa son nulas las tensiones radiales σ_r (o el momento M_r) en el contorno. Por lo tanto, de acuerdo a la primera de las expresiones (2.7) se obtiene para $r = R$,

$$\frac{d\vartheta}{dr} + \frac{\mu\vartheta}{r} = 0$$

De esta ecuación se obtiene la constante C_1 . La que dará en este caso,

$$C_1 - \frac{3pR^2}{16D} + \mu \left(C_1 - \frac{pR^2}{16D} \right) = 0,$$

De donde se halló,

$$C_1 = \frac{pR^2}{16D} \frac{3 + \mu}{1 + \mu} \quad \vartheta = \frac{p}{16D} \left[\frac{3 + \mu}{1 + \mu} R^2 r - r^3 \right]$$

De acuerdo a las expresiones (2.7) se determinan los momentos flectores,

$$\begin{aligned} M_r &= \frac{p}{16} (3 + \mu)(R^2 - r^2) \\ M_t &= \frac{p}{16} (3 + \mu) \left(R^2 - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} r^2 \right) \end{aligned} \quad (2.17)$$

La expresión de los desplazamientos es la siguiente,

$$w = \frac{p}{16D} \left[C_3 - \frac{3 + \mu}{1 + \mu} \frac{R^2 r}{2} + \frac{r^4}{4} \right]$$

La constante C_3 se determina, de nuevo, de tal manera que sea nulo el desplazamiento w en el contorno,

$$C_3 = \frac{R^4}{4} * \frac{5 + \mu}{1 + \mu},$$

De donde se obtiene

$$w = \frac{p}{16D} \left[\frac{1}{4} \frac{5 + \mu}{1 + \mu} R^4 - \frac{1}{2} \frac{3 + \mu}{1 + \mu} R^2 r + \frac{1}{4} r^4 \right] \quad (2.18)$$

De acuerdo a las expresiones (2.15) y (2.17) se construyen los diagramas de los momentos representados en la Figura 2.8.

Cuando el contorno de la placa esta empotrado, las tensiones de tracción máximas aparecen en la superficie superior, cerca del contorno. De acuerdo a las fórmulas (2.13).

$$\sigma_1 = \sigma_r = \frac{2pR^2}{16} \frac{6}{h^2} \quad \sigma_2 = \sigma_t = \frac{2\mu pR^2}{16} \frac{6}{h^2} \quad \sigma_3 = 0$$

La tensión equivalente por la 4ta Hipótesis será:

$$\sigma_{eq} = 65.2 \text{ kN/cm}^2$$

Cuando el contorno se apoya libremente, las tensiones máximas de tracción aparecen en el centro, en la superficie interior de la placa. Aquí,

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{3 + \mu}{16} \frac{pR^2}{h^2} \quad \sigma_3 = 0$$

$$\sigma_{eq} = 65.2 \text{ kN/cm}^2$$

De acuerdo a las expresiones (2.16) y (2.18), las flechas máximas para los casos primero y segundo serán,

$$a) w_{max} = \frac{pR^4}{64D}$$

$$b) w_{max} = \frac{5 + \mu}{1 + \mu} \frac{pR^4}{64D}$$

La presión de la bomba es de 0.3 kN/cm². Para un coeficiente de Poisson de 0,3 aproximadamente para el Acero se tiene que:

- Para el caso de la placa apoyada libremente en su contorno teniendo el radio de la placa $R = 172 \text{ mm} = 17.2 \text{ cm}$ para los distintos valores de r el momento flector M_r y M_t se obtienen de acuerdo a las expresiones (2.17)

Aplicando la 4^{ta} Hipótesis de Resistencia:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1}$$

Donde

$$\sigma_3 = -p$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{64.9^2 + 64.9^2 + (-0.3^2) - 64.9 * 64.9 - 64.9 * -0.3 - (-0.3 * 64.9)}$$

$$\sigma_{eq} = 65.2 \text{ kN/cm}^2$$

Cuando el contorno de la placa está empotrado, las tensiones de tracción máximas aparecen en la superficie superior, cerca del contorno como se expresó anteriormente

2.4- Modelo Matemático para el cálculo de las tensiones en una placa curva con orificios

2.4.1-Cálculo de las tensiones y los desplazamientos en las placas curvas circulares con orificios

Las ecuaciones para el cálculo de los momentos flectores M_r y M_t son las mismas para una placa curva con orificios que sin orificios, la diferencia estriba en el momento de inercia de la placa por unidad de longitud y la distancia $y_{\max}$. En la Figura 2.8 se muestra un prisma diferencial de las placas y las fuerzas internas.

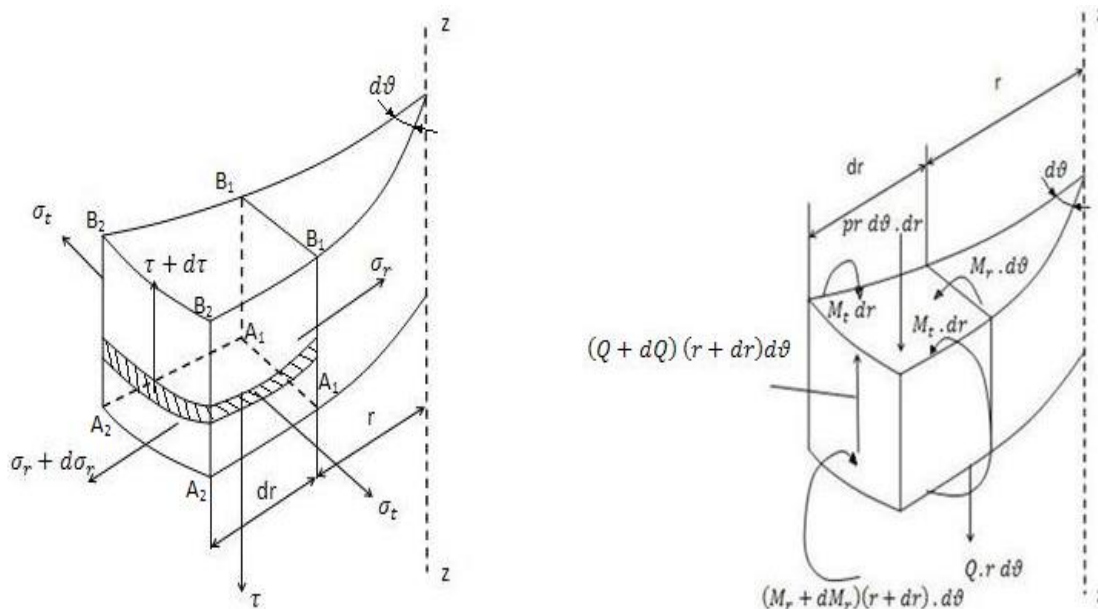


Figura 2.8: Prisma elemental de la placa curva y fuerzas internas. Fuente: (V, 1970)

Basándose en la teoría de placas plana partiendo del análisis de la teoría de la membrana las ecuaciones para el cálculo de las tensiones son las que se modifican, pues varía el momento de inercia de la sección por unidad de longitud y en algunos casos puede variar la altura $y_{\max}$.

Las ecuaciones generales para las tensiones máximas en este caso se escribirán como sigue:

$$\sigma_r = \frac{M_r}{I_r} y_{\max} \quad \sigma_t = \frac{12}{I_t} y_{\max} \quad (2.19)$$

2.4.2- Calculo del Momento de Inercia por unidad de longitud y las tensiones máximas en una placa curva con orificios verticales

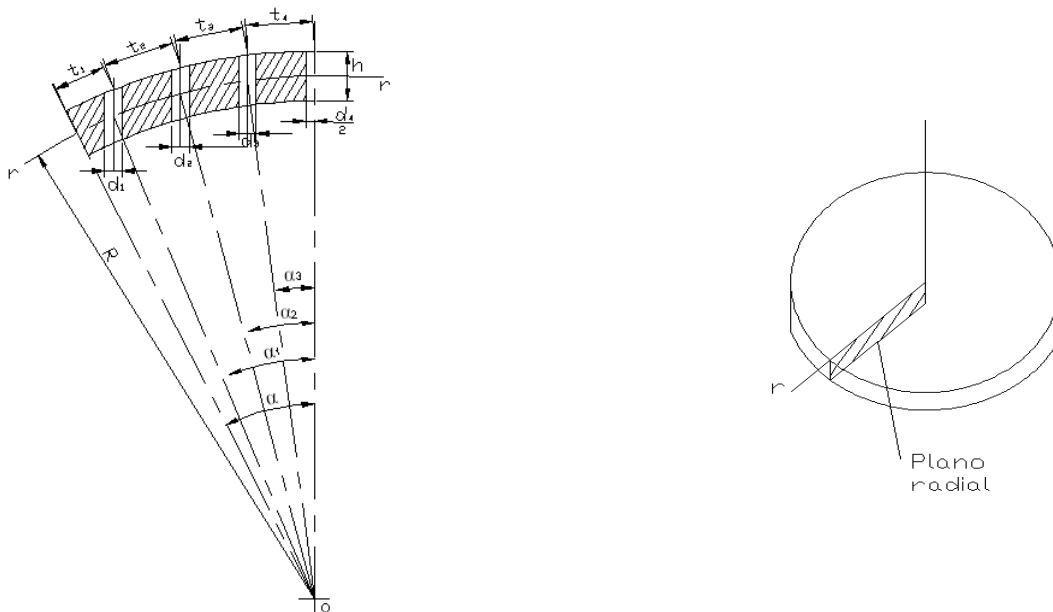


Figura 2.9: Vista del Plano Radial de una Placa con Orificios Verticales, Fuente: (Borges, 2014)

Momento de inercia de un orificio con relación al eje r Figura 2.20

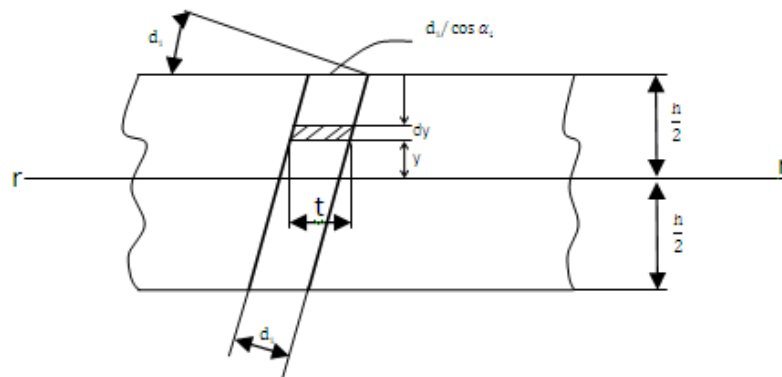


Figura 2.10 Momento de inercia de un orificio con relación al eje r. Fuente: (Borges, 2014)

$$I_r = 2 \int_0^{\frac{h}{2}} y^2 dA = 2 \int_0^{\frac{h}{2}} y^2 d_i dy$$

$$I_r = 2 \int_0^{\frac{h}{2}} \frac{d_i}{\cos \alpha_i} y^2 dy = \frac{2 d_i y^3}{3 \cos \alpha_i} \int_0^{\frac{h}{2}} = \frac{h^3 d_i}{12 \cos \alpha_i}$$

$$I_r = \frac{\frac{h^3}{12} \sum_{i=1}^n t_i - \sum_{i=1}^n \frac{h^3 d_i}{12 \cos \alpha_i}}{\sum t_i}$$

$$I_r = \frac{h^3}{12} \left(1 - \frac{\sum_{i=1}^n \frac{d_i}{\cos \alpha_i}}{\sum_{i=1}^n t_i} \right) \quad (2.24)$$

$$\sigma_r = \frac{M_t \frac{h}{2}}{I_r} \quad (2.25)$$

$$\sigma_r = \frac{6 M_t}{h^2 \left[1 - \sum_{i=1}^n \left(\frac{d_i}{t_i \cos \alpha_i} \right) \right]}$$

Sección más peligrosa en la posición de un paso t_i con orificios verticales en un plano circular cualquiera.

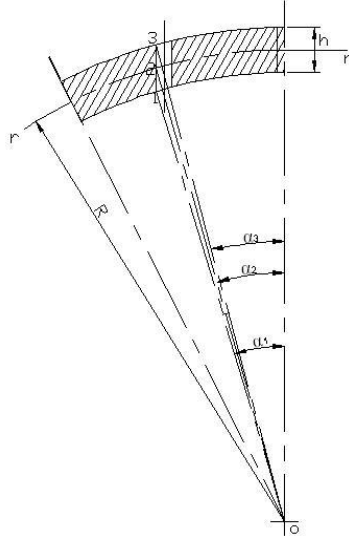


Figura 2.11: Vista del Plano circular de una Placa con Orificios Verticales.

Fuente: (Borges, 2014)

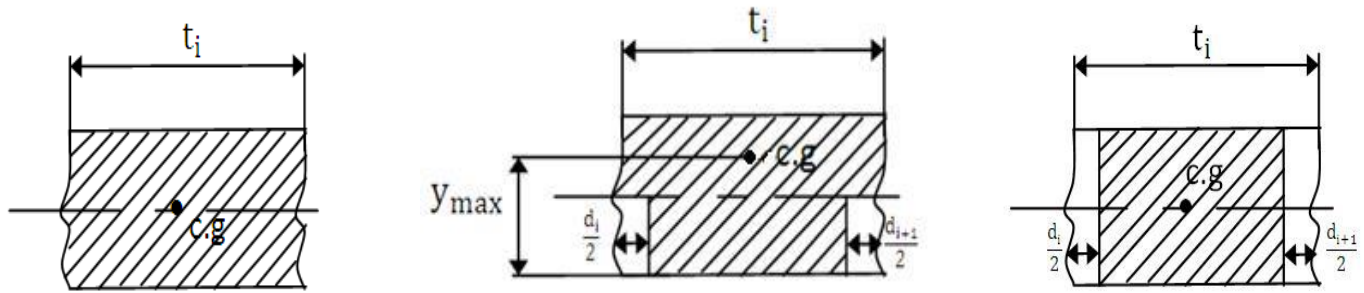


Figura 2.12: Posiciones del centroide para este caso. Fuente: (Borges, 2014)

a) Posición 1

b) Posición 2

c) Posición 3

La posición 1 (Fig.3.12 a) es la menos peligrosa ya que los orificios en esta sección no representan ningún debilitamiento del área y el centroide se mantiene a la altura de la línea media de la placa. Es igual a la placa sin orificios.

En la posición 2 el área de la sección en un paso cualquiera se debilita tal como se muestra en la Fig. b y su centroide se desplazará hacia arriba lo que es perjudicial para las tensiones ya que $y_{\max} > \frac{h}{2}$

La posición 3 coincide con la placa con orificios radiales caso que fue analizado anteriormente.

Se limitará el análisis a lo que sucede en el caso 2 que es la situación nueva en este caso. Se hallará primero la posición del centroide para poder hallar $y_{\max}$

Posición del centroide para el caso b), posición 2

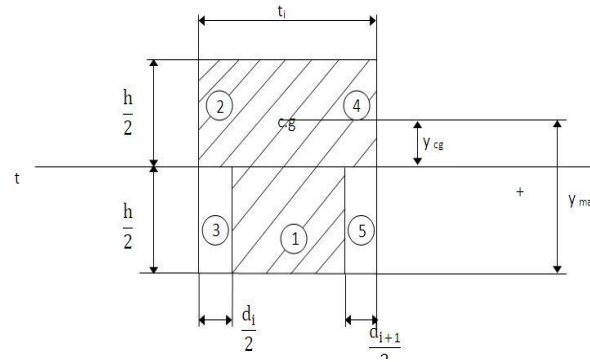


Figura 2.13: Posición del centroide para el caso b) posición 2. Fuente: (Borges, 2014)

Tabla 2.1: Resumen de las áreas para la determinación del centroide.

Figura N°	A_i	y_i	$A_i * \bar{y}_i$
1	$\left(t_i - \frac{d_i}{2} - \frac{d_{i+1}}{2}\right) h$	0	0
2	$\frac{d_i h}{4}$	$\frac{h}{2}$	$\frac{d_i h}{8}$
3	$-\frac{d_i h}{4}$	$-\frac{h}{2}$	$\frac{d_i h}{8}$
4	$\frac{d_{i+1} h}{4}$	$-\frac{h}{2}$	$d_{i+1} h/8$
5	$-\frac{d_{i+1} h}{4}$	$-\frac{h}{2}$	$d_{i+1} h/8$
Totales	$\sum A_i$ $\left(t_i - \frac{d_i}{2} - \frac{d_{i+1}}{2}\right) h$	$-\frac{h}{4}$	$\sum A_i * \bar{y}_i$ $\frac{d_i h}{4} + \frac{d_{i+1} h}{4}$

$$y_{cg} = \frac{\sum A_i * \bar{y}_i}{\sum A_i} = \frac{\frac{d_i h}{4} + \frac{d_{i+1} h}{4}}{\left(t_i - \frac{d_i}{2} - \frac{d_{i+1}}{2}\right) h}$$

$$y_{max} = \frac{h}{2} + y_{cg} = \frac{h}{2} + \frac{\frac{d_i h}{4} + \frac{d_{i+1} h}{4}}{\left(t_i - \frac{d_i}{2} - \frac{d_{i+1}}{2}\right) h} \quad (2.26)$$

Momento de inercia de la sección neta con relación al eje r-r para un paso cualquiera aplicando el teorema de los Ejes Paralelos

$$I_t = \frac{\frac{1}{12} t_i \cdot h^3 - \left[\frac{1}{12} * \frac{d_i}{2} * \left(\frac{h}{2} \right)^3 + \frac{d_{i+1}}{2} * \frac{h}{2} * \left(\frac{h}{2} \right)^2 \right] - \left[\frac{1}{12} * \frac{d_{i+1}}{2} * \left(\frac{h}{2} \right)^3 + \frac{d_{i+1}}{2} * \frac{h}{2} * \left(\frac{h}{2} \right)^2 \right]}{t_i}$$

El momento de inercia general será:

$$I_t = \frac{\frac{h^3}{12} \sum t_i - \frac{h^2}{12} [\sum_{i=1}^n d_i h + \sum_{i=1}^n d_i]}{\sum_{i=1}^n t_i}$$

$$I_t = \frac{h^3}{12} \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^n d_i - \sum_{i=1}^n d_i}{\sum_{i=1}^n t_i} \right] \quad (2.27)$$

$$\sigma_t = \frac{M_r * y_{\max}}{I_t} \quad (2.28)$$

$$\sigma_t = \frac{M_r * \left[\frac{h}{2} + \left(\frac{\frac{d_i h}{4} + \frac{d_{i+1} h}{4}}{\left(t_i \cdot \frac{d_i}{2} + \frac{d_{i+1}}{2} \right) h} \right)_{\max} \right]}{\frac{h^3}{12} \left[1 - \frac{\sum_{i=1}^n d_i - \sum_{i=1}^n \frac{d_i}{n}}{\sum_{i=1}^n t_i} \right]}$$

Las tensiones tangenciales y normales para una placa empotrada en sus extremos con orificios verticales se muestran en la Tabla 2.8 y en la Figura 2.26 y 2.27 respectivamente.

Tabla 2.2: Valores de σ_r empotrada en su contorno.

Radio de la Placa (r) cm	σ_r Mpa (empotrada)	σ_t Mpa (empotrada)
0	9,05	9,02
2	8,8	8,71
4	8,3	7,78
6	7,5	6,23
8	6,1	4,06
10	4,5	1,28
12	2,6	-2,12
14	2,86	-6,15
16	-2,38	-10,79
17,2	-4,16	-13,88

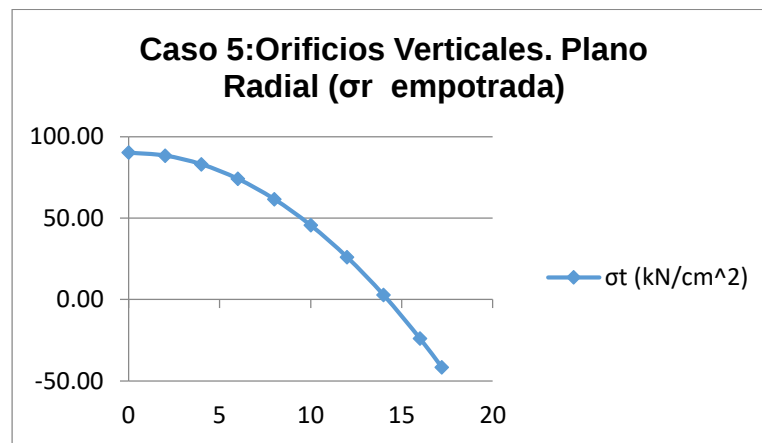


Figura 2.14: Valores de σ_r de la placa con orificios verticales empotrada en su contorno. Elaboración propia

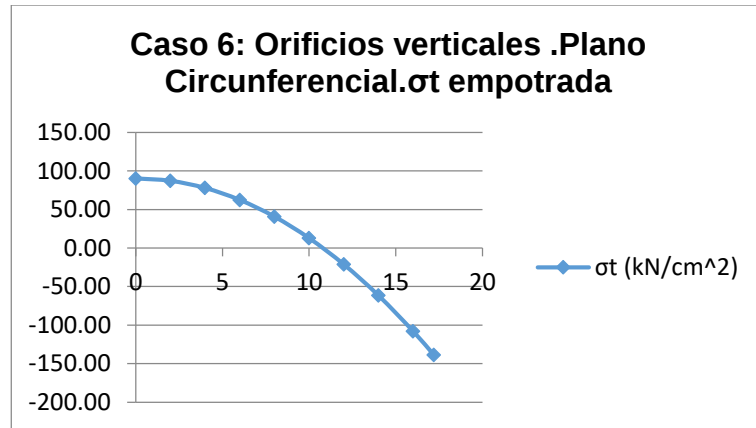


Figura 2.15: Valores de σ_t de la placa con orificios verticales empotrada en su contorno. Diseño (6x10) en todo el plato. Fuente: Elaboración propia

2.5- Conclusiones Parciales del Capítulo.

1. Partiendo de la Teoría de las Placas Planas, aplicando el Modelo Matemático de una Placa Curva de pequeña curvatura sin orificios. Se obtuvieron las ecuaciones para hallar los momentos flectores en los planos radial y circunferencial y para calcular las tensiones en dichos planos.
2. Aplicando las ecuaciones a placas circulares con orificios con contorno articulado y contorno empotrado, sucede lo mismo que en las placas curvas sin orificios , las tensiones máximas ocurren en el centro de la placa: $\sigma_r = 9,02$ Mpa y $\sigma_t = 9,05$ Mpa.

Capítulo III Modelación por el método de los elementos finitos en condiciones reales de operación del plato de la bomba.

En este capítulo se desarrollará el análisis del Modelo del Plato de respaldo Bomba Master KARL KROYER MP 2C120, a través de un análisis por el Método de Elementos Finitos en condiciones reales de operación cuyo objetivo fundamental es la obtención del campo de tensiones en todo el plato, con lo que se pretende comparar los resultados obtenidos por el método analítico para la validación de los mismo. Vale destacar que la realización de los modelos (dibujos 3D) que se expondrán a continuación fueron previamente realizados en el Software Solidworks 2016; por la facilidad y precisión que este permiten a la hora de dibujar estos modelos de gran complejidad; además de las posibilidades casi infinitas de interacción que esto permiten a la hora de realizar cualquier tipo de modificación y también por el grado de integración que este logra con el Software Ansys 18.1, el cual se empleará para la modelación de Fluido y de Elementos Finitos en condiciones reales de operación, permite modelar piezas y conjuntos y comandos que mejoran las operaciones de trabajo del usuario tal como el Flow Simulation que puede configurar rápidamente una prueba de fluido gases o térmicas entre otros.

3.1- Modelación del plato perforado con Agujeros Verticales para el análisis y el posterior cálculo de tensiones en todo su contorno.

Se construye un perfil del plato, es decir plato perforado con agujeros verticales y el cuerpo de las válvulas. El fluido que actúa sobre el plato perforado es el almidón con una densidad de 1160kg/m^3 a una presión de 30atm (3039750Pa).. El plato va acoplado en la caja de las válvulas, se aplica una condición de frontera para el análisis de fluido con las presiones de trabajo en la entrada, a la salida un Caudal de $0.0022\text{m}^3/\text{s}$ desde la boquilla de descarga de 80 mm de diámetro, una vez obtenido los resultados se conecta con el análisis estático para a exportar la presión generada en el plato desde el análisis de fluido con el fin de conocer la deformación, la tensión (Von-Mess) y el factor de seguridad etc.

Para la posterior simulación del plato se dibuja el plato con las características de diseño reales y la caja de las válvulas con características que permiten la realización de la

simulación, estos se dibujan en el software SOLIDWORKS 2016, tal como se puede ver en la figura 3.1

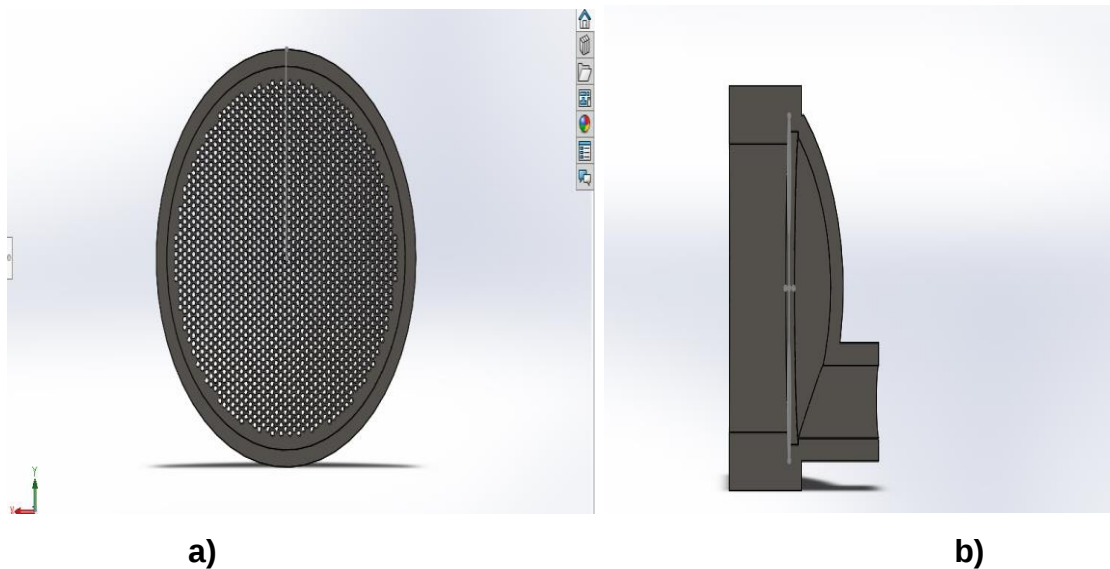


Figura 3.1: a) Plato perforado con agujeros verticales; b) Caja de válvulas.

Fuente: elaboración propia

Luego de haber concluido con esta primera etapa se pasa a ensamblaje como se puede ver en la figura 3.2 para exportarlo al software ANSYS 18.1 donde se realizara los siguientes análisis: análisis de fluido y análisis estático. Para la simulación de ambos análisis se necesita realizar un grupo de pasos los cuales son inviolables una vez que se tenga bien definida la problemática a resolver, estos se muestran en la figura 3.3.

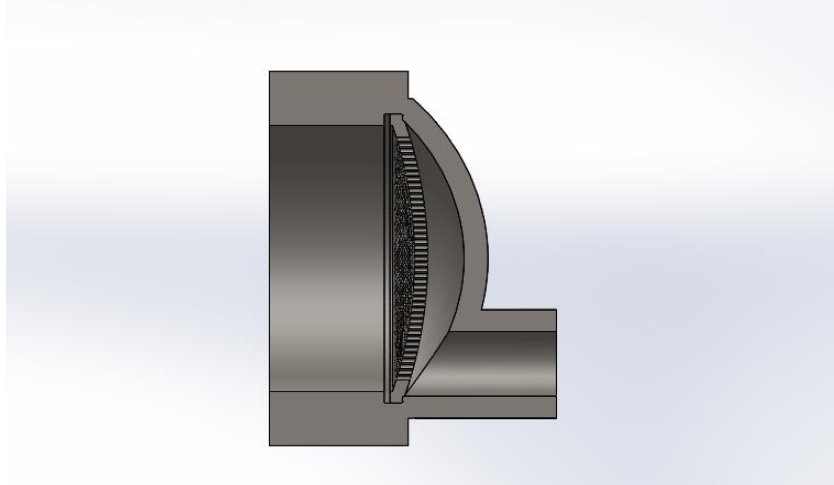


Figura 3.2: Ensamblaje del plato y la caja de válvulas. Fuente: elaboración propia

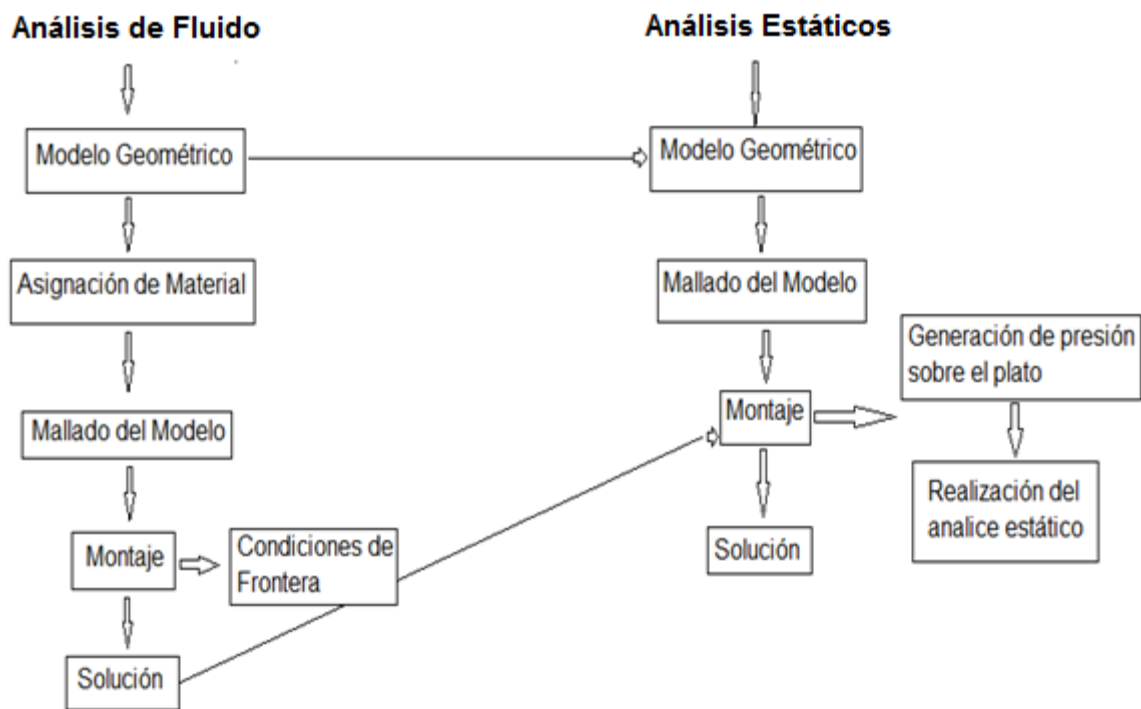


Figura 3.3: Esquema de los pasos a seguir para una simulación en ANSYS 18.1. Fuente: elaboración propia

3.1.1- Modelación del fluido a través del plato perforado

Para la modelación del fluido se exporta el modelo ensamblaje para el ANSYS 18.1 y se crea un volumen de control desde la región de frontera de modo a prepararlo para los análisis de fluido. Como se muestra en la figura 3.4

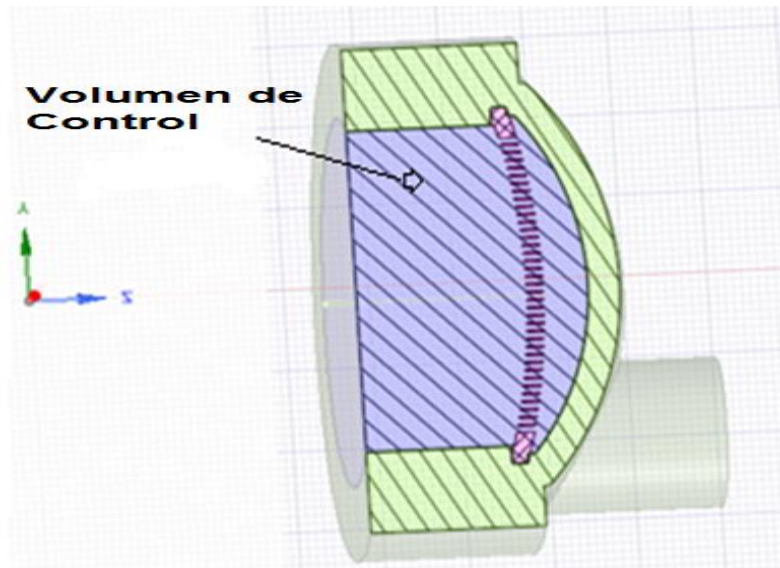


Figura 3.4: Volumen de control desde la región de frontera. Fuente: elaboración propia

Para la designación del material del plato por defecto es aplicado el acero estructural, que lo cual es el material de estudio como se muestra en la figura 3.5.

Property	Value	Unit
 Density	7850	kg ... 
  Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
  Isotropic Elasticity		
  Alternating Stress Mean Stress	 T...	
  Strain-Life Parameters		
 Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa 
 Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa 
 Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa 

Figura 3.5: Tabla del material exportado desde el ANSYS. Fuente: elaboración propia

Para la generación de mallado de sólidos en general el ANSYS18.1 cuenta con un número importante de herramientas que permiten la realización del mallado de diferente formas; ya sea para un tipo de elemento determinado o para seleccionar el tamaño para los distintos tipos de elementos, así como diferentes tipos de ajustes para lograr un mejor aproximación de la malla al solido en cuestión.

Para el ensamblaje se decide tomar un elemento tetraédrico con un ajuste curvo esto debido a que este elemento permite altos niveles de arreglo cuando se modelan sólidos de geometrías irregulares por su propia configuración y se logra un mejor ajuste a la geometría con curvatura empleando un ajuste curvo de estos elemento lográndose resultados más exacto durante las discretización a realizar. Otro de los aspectos importante son los controles de mallas aplicado al modelos los cuales se situaron en los lugares donde existían fuertes transiciones todo esto con el objetivo de lograr resultados más exacto y sin tener que elevar excesivamente el costo computacional. Por último se define las condiciones iniciales de contorno, y de los diferentes parámetros del modelo. Para las condiciones de fronteras se le aplica una presión de entrada del fluido a 30atm desde la boquilla de entrada con un caudal a la salida de $0.0022\text{m}^3/\text{s}$ la boquilla de salida se le aplica el fluido con sus propiedades a partir del comando Fluent.

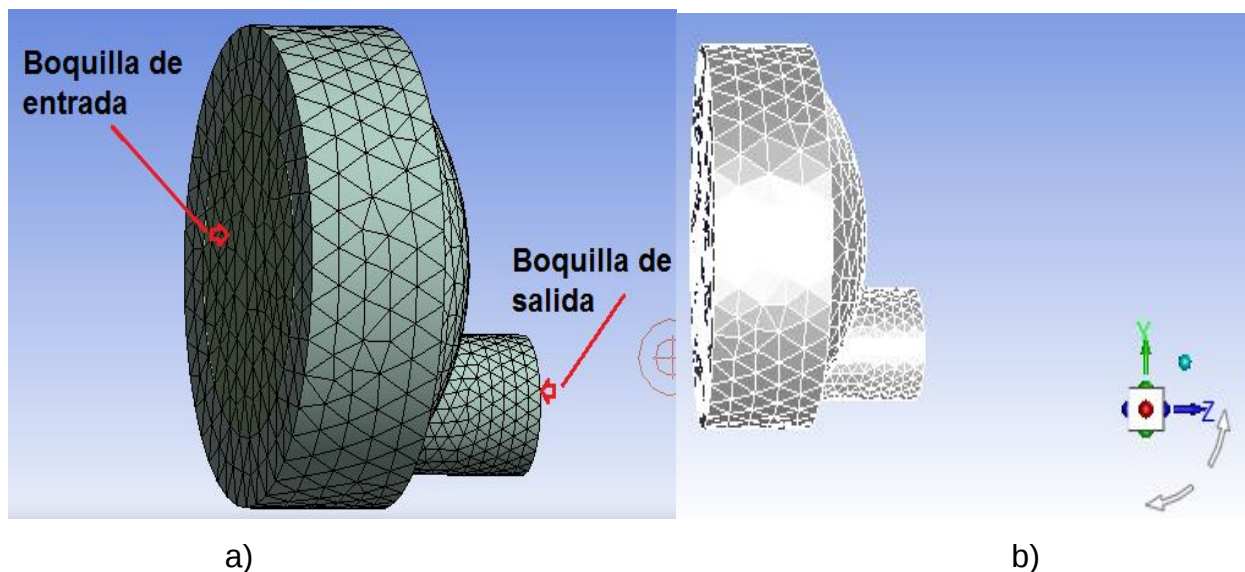


Figura 3.6: a) Mallado del modelo; b) Condiciones de frontera desde el comando Fluent. Fuente: elaboración Propia

Se obtienen los resultados para el perfil analizado tal como la velocidad de fluido, la presión de fluido, esfuerzo cortante etc. Los resultados se pueden observar desde las

paredes del perfil permitiendo así evaluar la presión sobre la superficie de la placa perforada como también los de más resultados. Se puede ver en la figura a bajo la presión sobre la placa como se muestra en la figura 3.8.

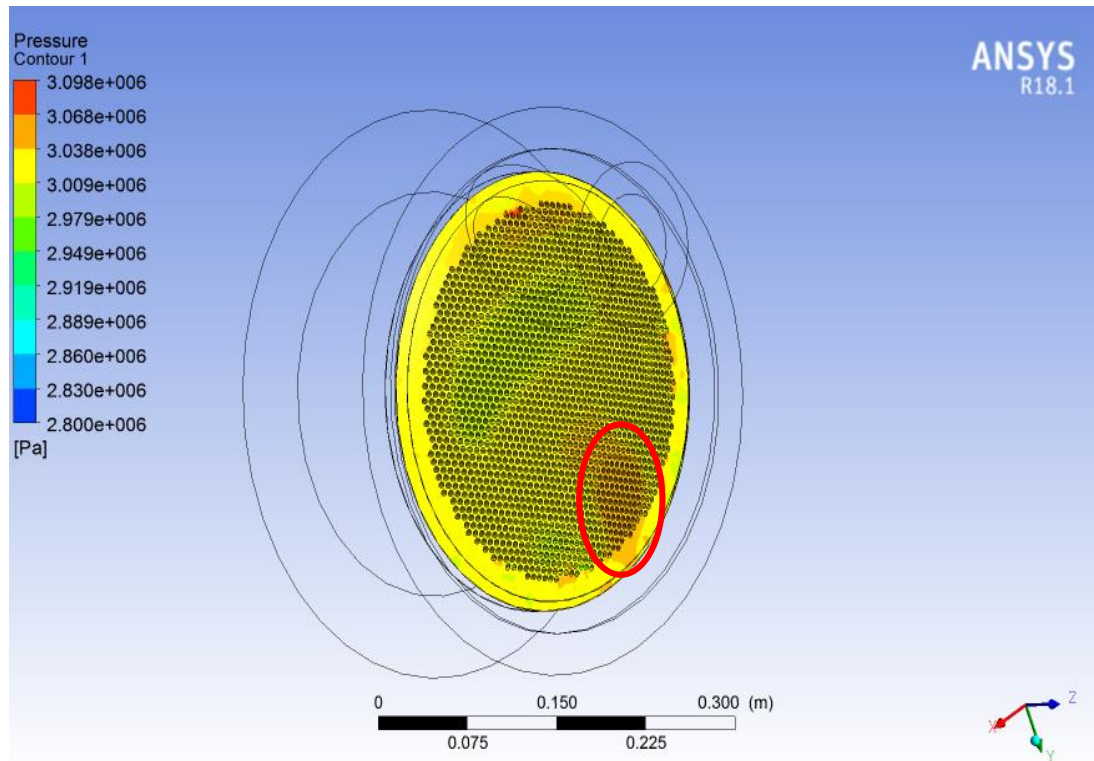


Figura 3.7: Presión sobre la placa perforada. Fuente: elaboración propia

De la simulación se obtiene que la distribución de presión sobre el plato no es uniforme concentrándose en la zona de la superficie de la placa que corresponde a la parte inferior del plato producto d la turbulencia que se genera al tener desplazada la descarga del centro de la bomba.

3.2.2- Modelación plato perforado en condiciones reales.

El Ansys 18.1 ofrece opciones que los demás software no ofrecen tal como enlazar análisis diferentes lo cual es esencial para nuestro tipo de estudio y muchos otros.

Se necesita la presión del fluido generada sobre la placa y para tal se enlaza el análisis de fluido con el análisis estático tal como se ve en la figura 3.8

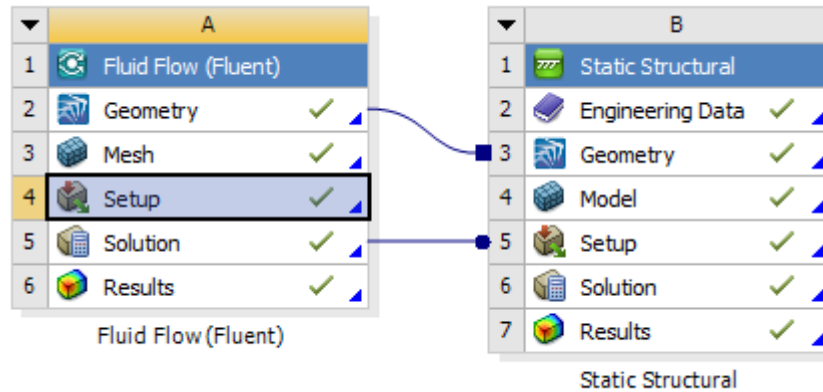


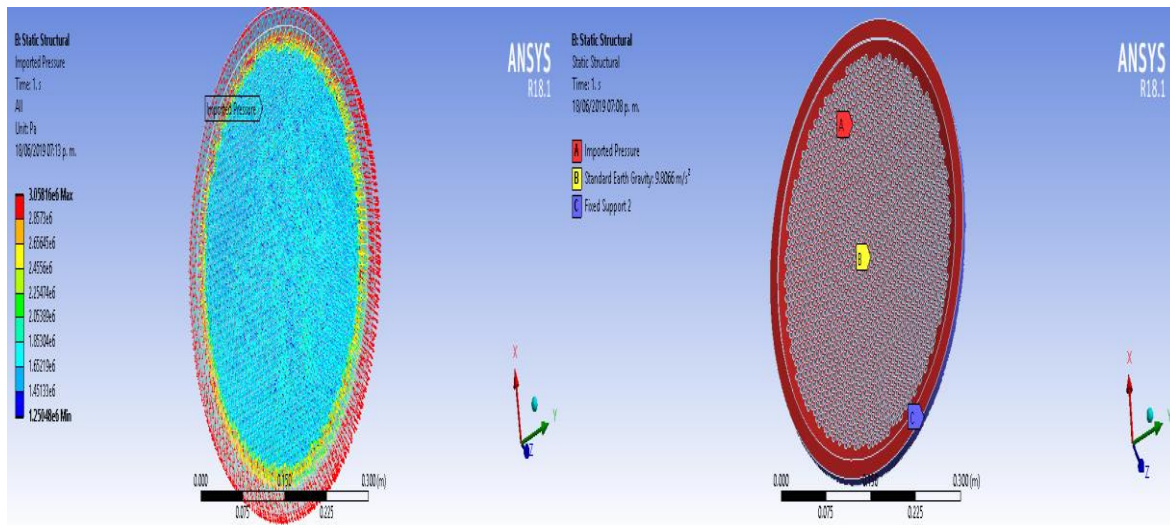
Figura 3.8: Enlace de análisis de fluido y análisis estático desde el ANSYS.

Fuente: elaboración propia

Para el análisis estático desde el ANSYS se empleará el perfil anteriormente analizado para realizar el mallado, por lo que no es necesario otro mallado. Como se pretende obtener los resultados solamente sobre la placa perforada se deshabilitarán el resto de los perfiles creados.

Para la aplicación de restricciones y esfuerzos o carga, el software cuenta con un grupo grande de variantes tanto para las restricciones como para las cargas, cuyo trabajo con las mismas ya sea de forma independiente o a través de las combinaciones de dos o más de ellos, se puede obtener prácticamente toda la gama de posibilidades imaginables en la vida real de cualquier equipo, o pieza real.

Para el caso del plato se aplica una restricción de empotramiento en todo el escalón superior donde todos los grados de libertad son eliminados tanto para los giros como para los desplazamientos lineales en toda esa superior, como se puede apreciar en la Figura 3.9 (a) este tipo de apoyo fijo es señalado de color azul y designado con la letra A, por otra parte la aplicación de la presión exportada del análisis de fluido correspondiente a la fuerza se designa con la letra B de color rojo, la misma es aplicada siguiendo una componente normal en toda la superficie interior del plato respondiendo a las condiciones reales de trabajo del plato. Todos estos detalles pueden ser apreciados en la Figura 3.9 (b).



a)

b)

Figura 3.9: a) Presión exportada; b) Restricciones y esfuerzos. Fuente: Elaboración propia

Luego de transitar por todo el proceso descrito anteriormente se obtienen los resultados para el modelo analizado en el software ANSYS 18.1 y en todo los software de elementos finitos en general se brindan un grupo de resultados como son: las Tensiones Equivalentes, las Tensiones Principales para los ejes x, y, z, también se pueden obtener los Desplazamientos totales, las Deformaciones, Factores de Seguridad etc. Otra de las funciones que se pueden realizar en este software es la obtención de vistas en secciones del modelo analizado, así como distintas forma de visualización del mismo.

Para la presentación de los resultados del plato estudiado se realiza mediante las tensiones de Von Mises a través de una vista superior del plato y una vista en sección del mismo lo que permite obtener una visión general del perfil. Como se puede apreciar estas tensiones van desde $\sigma_{eq} = 0.079 \text{ Mpa}$ $\sigma_{eq} = 4,20 \text{ Mpa}$, detalladamente en el campo de tensiones descrito en el perfil presentado en Figura 3.10 para la vistas superior.

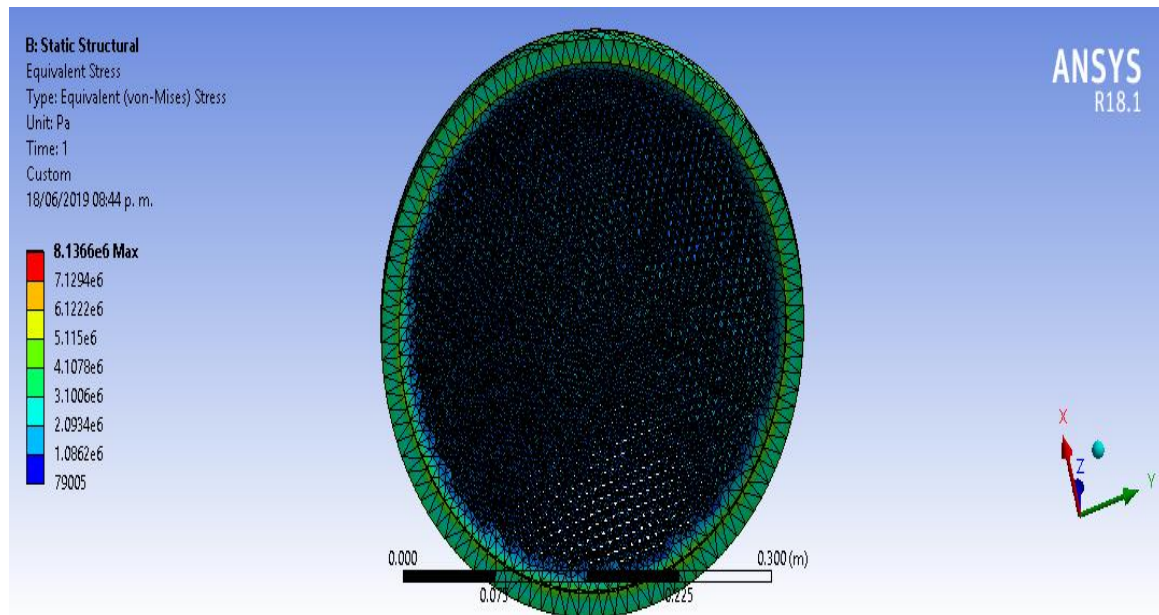


Figura 3.10: Resultado de las tensiones equivalentes por la 4^{ta} Teoría de Resistencia de Hubber-Von Mises-Hencky vista superior. Fuente: elaboración propia

También se puede observar la deformación que ocurre por la presión sometida sobre el plato en que la zona crítica que está representado con el color rojo está ligeramente aproximada al centro del centro del plato tal como se ve en figura 3.11.

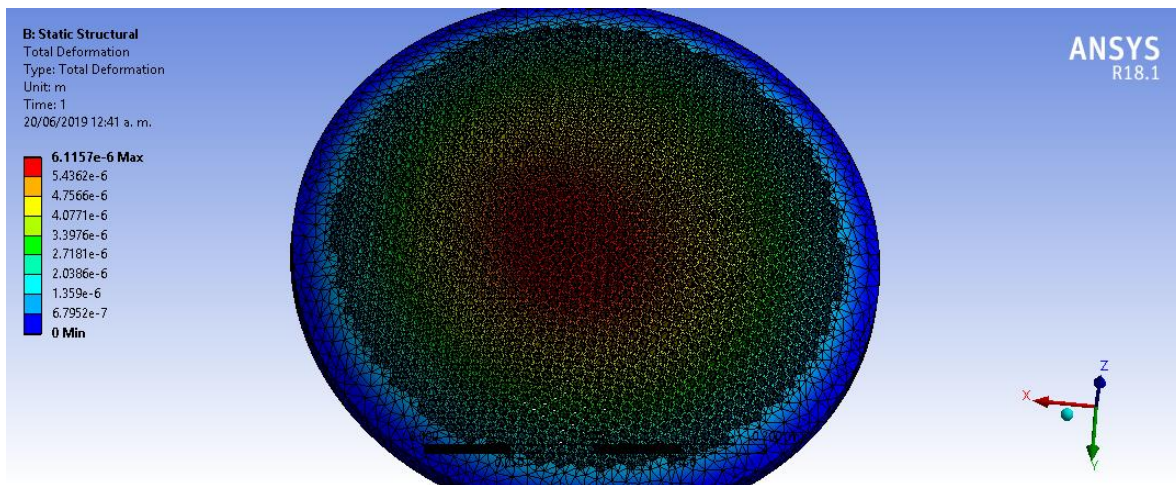


Figura 3.11: Deformación del plato perforado. Fuente: elaboración propia

3.2 Análisis de resultados

Comparando las zonas con agujeros de carga y descarga de la bomba en el plato real y la zona crítica desde la simulación tal como se puede apreciar en la figura 3.12 se nota

una coincidencia entre ambas, lo que indica que la rotura del plato es provocada por la presión generada por el fluido.

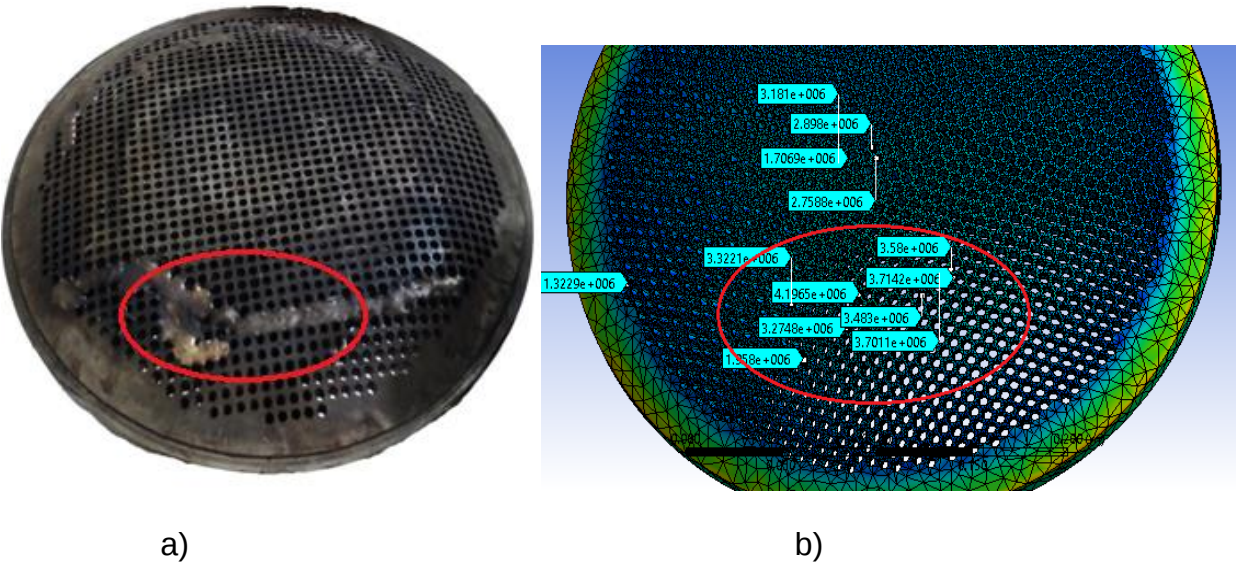


Figura3.12: a) Plato real señalizando la zona de ruptura; b) Perfil del plato simulado señalizando la zona crítica. Fuente:elaboración propia

En la figura 3.13 se puede apreciar de forma explícita como se distribuyen las tensiones en los orificios de la placa en la zona antes analizada para la simulación en condiciones reales de trabajo, las tensiones más elevadas se encuentra en la unión entre agujeros, donde existen fuertes concentradores de tensiones que llegan ser del orden de 4,19 Mpa.

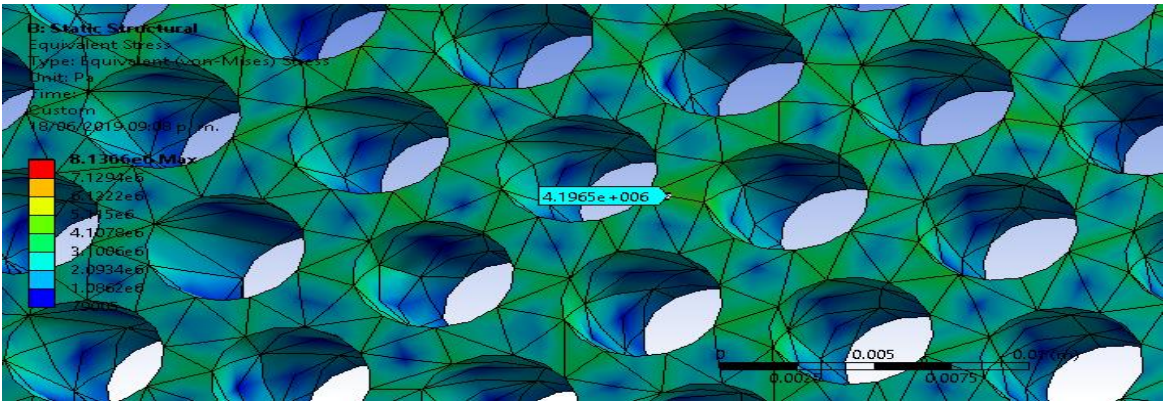


Figura 3.13: Zona crítica ampliada y tensión máxima. Fuente elaboración propia

En la tabla 3.1 se muestran las tensiones generadas en la zona crítica antes analizada

Tabla 3.1: Tensiones altas en la zona critica

<i>Mediciones</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9
σ_{eq} (MPa)	3.18	2.89	3.27	1.35	3.58	3.32	4.19	3.48	3.701

Como se puede apreciar a medida que se recorre el plato hasta la zona central se observa que existe una zona próxima al contorno que se distribuyen las tensiones uniformemente, no siendo así a medida que se aproxima al centro del plato donde estas van cambiando por zonas como se muestra en la figura 3.14.

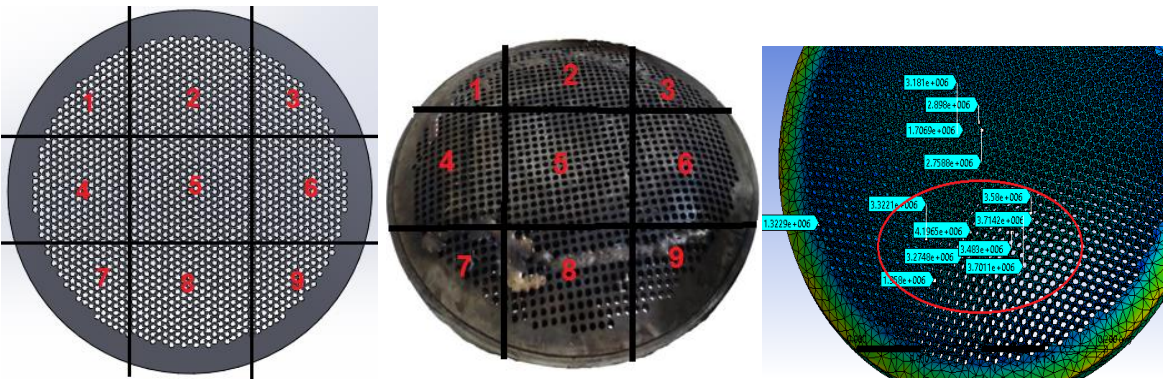
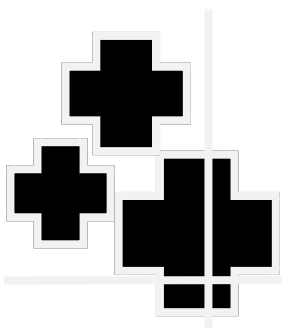


Figura 3.14: Zona critica ampliada y tensión máxima. Fuente elaboración propia

Presenta una zona extensa de transición que dan lugar a unas tensiones medias que varían de σ_{eq} = 8,6 MPa en el borde del plato hasta 0,76 Mpa en la zona central, por otra parte si se recorre verticalmente la geométrica del modelo sección geométrica del modelo (8), que corresponde con la descarga, se observan tensiones que van desde una tensión media hasta decaer a la mínima con un valor de σ_{eq} = 1.35 Mpa hasta 4,19 Mpa.

3.3 Conclusiones Parciales del capítulo

- 1. Después de realizada la simulación del fluido atreves del plato genera tensiones no uniforme en toda la superficie siendo mayor el efecto en la zona de descarga.
- 2. La simulación bajo condiciones reales de operación coincide con los resultados reales de la fractura del plato, llegando a tensiones máximas de 4,19 Mpa en la transición entre agujeros.



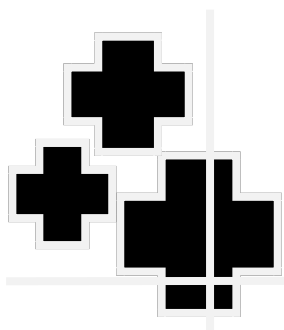
Conclusiones

Conclusiones Generales

1. Se caracterizó el Plato de Apoyo del diafragma, objeto de estudio del presente trabajo, sus materiales, las averías que han ocurrido en el mismo y la forma en que se ha realizado su recuperación por soldadura, así como los principales métodos para modelar por elementos finitos placas con agujeros.
2. Partiendo de la Teoría de las Placas Planas, aplicando el Modelo Matemático de una Placa Curva de pequeña curvatura sin orificios. Se obtuvieron las ecuaciones para hallar los momentos flectores en los planos radial y circunferencial y para calcular las tensiones en dichos planos, las tensiones máximas ocurren en el centro de la placa: $\sigma_r = 9,02 \text{ Mpa}$ y $\sigma_t = 9,05 \text{ Mpa}$.
3. Después de realizada la simulación del fluido a través del plato genera tensiones no uniforme en toda la superficie siendo mayor el efecto en la zona de descarga demostrando que el modelo matemático aplicado no cumple en su totalidad con los valores reales.
4. La simulación bajo condiciones reales de operación coincide con los resultados reales de la fractura del plato, llegando a tensiones máximas de $4,19 \text{ Mpa}$ en la transición entre agujeros en la zona de descarga de la bomba.

Recomendaciones

1. Continuar la investigación rediseñando el plato de empuje con otros diámetros de orificios y diferentes pasos buscando disminuir las tensiones en las placas con el objetivo de evitar las averías.
2. Evaluar la posibilidad de obtener coeficientes de corrección por el Método de los Elementos Finitos para corregir los resultados con los obtenidos con los Modelos Analíticos elaborados para orificios radiales y verticales que aumenten la exactitud de los Modelos Analíticos.
3. Realizar estudios posteriores de fatiga clásica tomando en cuenta el efecto de tensiones que se generen por la presión del diafragma sobre el plato.



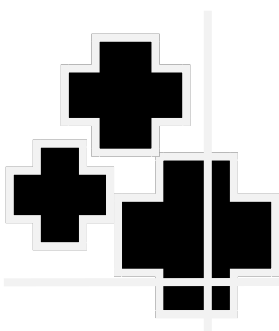
Bibliografía

Referencias

- Bertuco, A. (2001). *High pressure process technology: fundamentals and applications*. Ocaña, Colombia.
- Torabi, A.R.. (2014). Loading and Environmental effects on Structural Integrity Brazilian disk tests: Circular holes and size effects. *Ain Shams Engineering Journal* , 839–850.
- Abdulrazaq, A., y Araoye, H. M. (2016). Dynamic Behaviour of Flow through Multi-Stage Restricting Orifices . *Proceedings of the 3rd International Conference on Fluid Flow, Heat and Mass Transfer (FFHMT'16)*, (161), 161.
- Alejandro J. Patanella, &. M. (2012). *Placas planas rectangulares de espesor delgado*. Bolivar, Colombia.
- Ampco metal excellence in engineered alloys*. (2013).
- Robles, A. V. (1997). *Teoria de máquinas hidráulicas*. Madrid, España.
- Arora, S. D. (2015). Stress Analysis of a Rectangular Plate with Circular Hole Using Three Dimensional Finite Element Model, . *Business and Enterprise Applications* , 15.
- Mallikarjun, B. P. D. (2012). Finite Element Analysis of Elastic Stresses Around Holes in Plate Subjected to Uniform Tensile Loading. . *Bonfring Int. J. Indust. Engg. Manage. Sci.*, 136-142.
- Borges, R. J. (2014). *Modelos matemáticos para el calculo de las tensiones en el plato de respaldo de la bomba máster MP 2C120 de la planta glucosa de Cienfuegos y su validación por el metodo de los elementos finitos*. Cienfuegos.
- Brahmbhatt, K. B. (2015). Stress Concentration Factor Converts Into Stress Intensity Factor using ANSYS. *European J. Adv. Engg. Technol* , 4649.
- Hoffman, D. B. S. (1997). *Handbook of vacuum science and Thechnology*.
- Juan, F.P, B. (1993). *Mecánicas de materiales (Segunda Edición)*. Mc Graw-Hill.
- Feodosiev, V. (1985). *Resistencia de material (Tercer Edición)*. Mosco: MIR.
- Feras Darwish, M. G. (2012). A modified equation for the stress concentration factor in countersunk holes. *European Journal of Mechanics A/Solids* 36, 360.

- Mekalke, M. V. (2012). G. C. Mekalke, M. V. Kavade and S. S. Deshpande, Analysis of a Plate with a Circular Hole by FEM. *IOSR J. Mech. Civil Engg. (IOSR-JMCE)*, 30.
- Sahu, G.K. (2000). *Pumps: rotodynamic and positive displacement types*. Oruro,Bolivia.
- Gallimard, L. (2012). *Bombas de membrana de doble efecto*. Santa Rosa,Guatemala.
- Huerta, S. (2013). *Bombas de diafragma(Tesis de Grado)*. Riobamba,Ecuador.
- Endigeri, J. K. (1990). *Bombas, Seleccin, Uso y Mantenimiento*. Mc Graw-Hill, Michigan.
- Landau, L. (2009). *Teoria de la elasticidad*. : Mir.
- Liptak, B. G. (1993). *Flow measurement*. Wisconsin,Estados Unidos.
- Luszczewski, A. (2010). *Redes industriales de tuberia, bombas para agua, ventiladores y compresores*. Chitré,Panamá.
- Matalx, C. (2006). *Mecánica de fluido y máquinas hidráulicas*. Ediciones del castillo S.A.
- Merle, C, y Potter, E. D. (2002). *Mecánica de fluido*. San Rafael,Argentina.
- Micheal, D., y Holloway, C. N. (2012). *Process plant equipment: operation, control and reliability*. Elsevier.
- Mirzana, A. S. (2016). Stress Concentration of Rectangular Plate with a Hole Made With Composite Material Using Finite Element Analysis. *IOSR J. Mech. Civil Engg. (IOSR-JMCE)*., 13.
- Nelik, L. (2012). *Centrifugal e rotary pumps: fundamentals with applications*. Hikari,Japón.
- Nesbitt, B. (2006). *Handbook of pumps: pumping manual international*. Pittsburg,Estados Unidos.
- Paresh Girdhar,E. O. (2011). *Pratical centrifugal pumps*. Baroda,India.
- Pérez, E. A. (2012). *Bombas hidráulicas de membranas HMT*. Ibagué,Colombia.
- Pravin Pawar, R. B. (2016). Finite Element Method Analysis of Rectangular Plate With Circular Hole Using ANSYS. *Department of Manufacturing Engineering, National Institute OfTechnology*, 2787-2798.
- Shigley, J.E., y Mischke, Ch. R(1997). *Diseño en ingeniería mecánica*. España: Mc Craw-Hill.
- Rayner, R. (1995). *Pump users handbook. (Tesis de grado)*, Univercidad Cienfuegos. Cienfuegos
- Renedos, C. (2010). *Aluminio, Bombas a diafragman*. Cantabria,España.

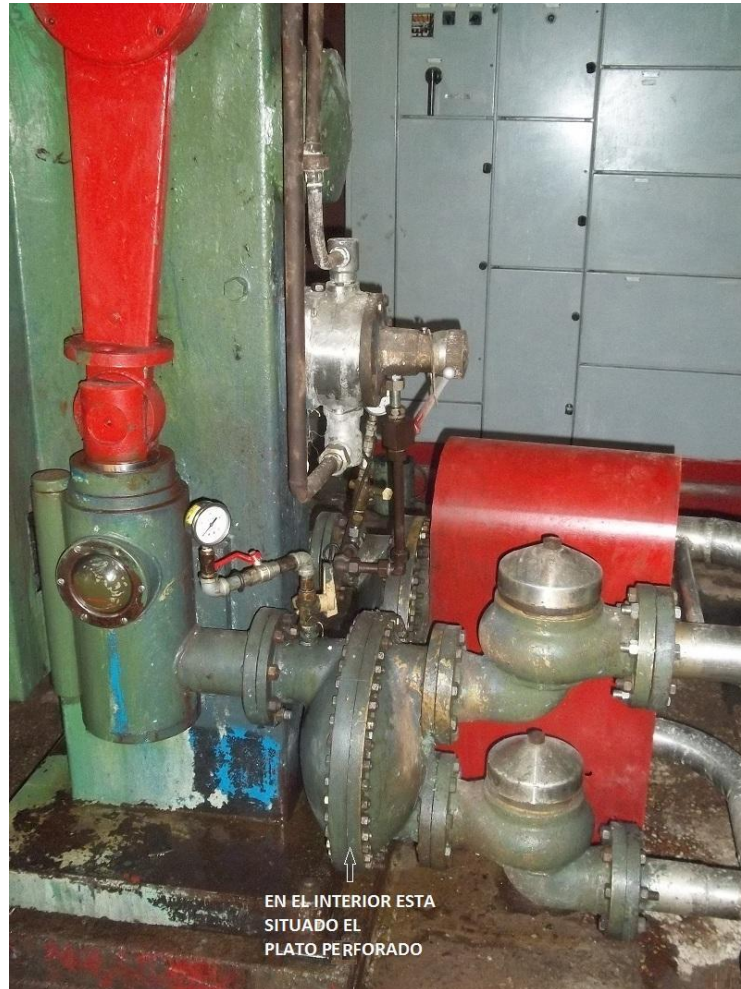
- Rex Miller, M. R. (2011). *Abel Pumps and Hydraulics*. Elsevier.
- Shivlingesh, S. B. (2016). FEA Analysis of Stresses for Cantilever Beam with Hole Subjected to Different Mode of Loading Systems. *Int. J. Adv. Engg. Technol., Manage. Appl. Sci.* , 126.
- Sumbramaya, K. (2013). *Hydraulic machines. (Tesis de grado)*, Univercidad Cienfuegos. Cienfuegos
- Timoshenko, S. (1997). *Teorias de placas planas y curvas* : MIR.
- Tooley, M. (2009). *Plant and process engineering*, 360.
- Dovrobolski, V. (1970). *Elementos de máquinas*. Moscú: MIR.
- Volk, M. (2013). *Pumps characteristics and aplications. (Thirt Edition)*. Maharashtra, India.
- Wahren, U. (1997). *Pratical introduction to pumping tecnology: a basic guide*. Chicago, Estados Unidos.
- Warren, E., y Rupp, R. B. (s.f.). *Diaphramg pumps. (Tesis de grado)*, Universidad Cienfuegos. Cienfuegos
- Wilden. (2012). *Bombas neumaticas de diafragmas*. Madrid, España.



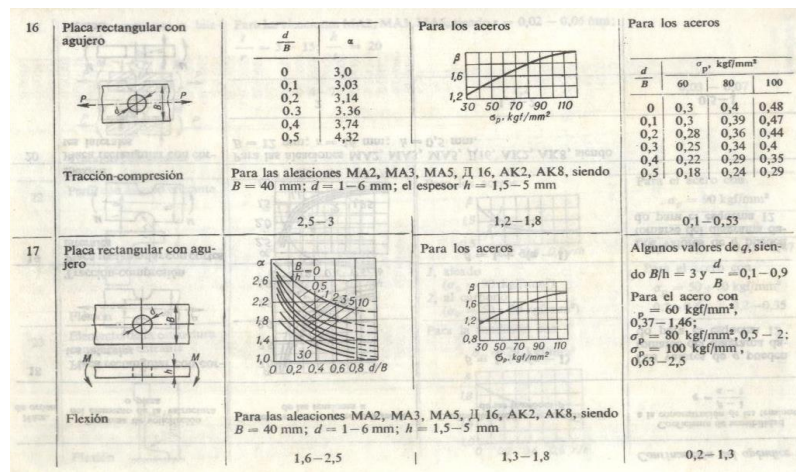
Anexos

Anexos

Anexo No1 Bomba Master Karl KROYER MP 2C120 perteneciente a la Empresa Glucosa Cienfuegos

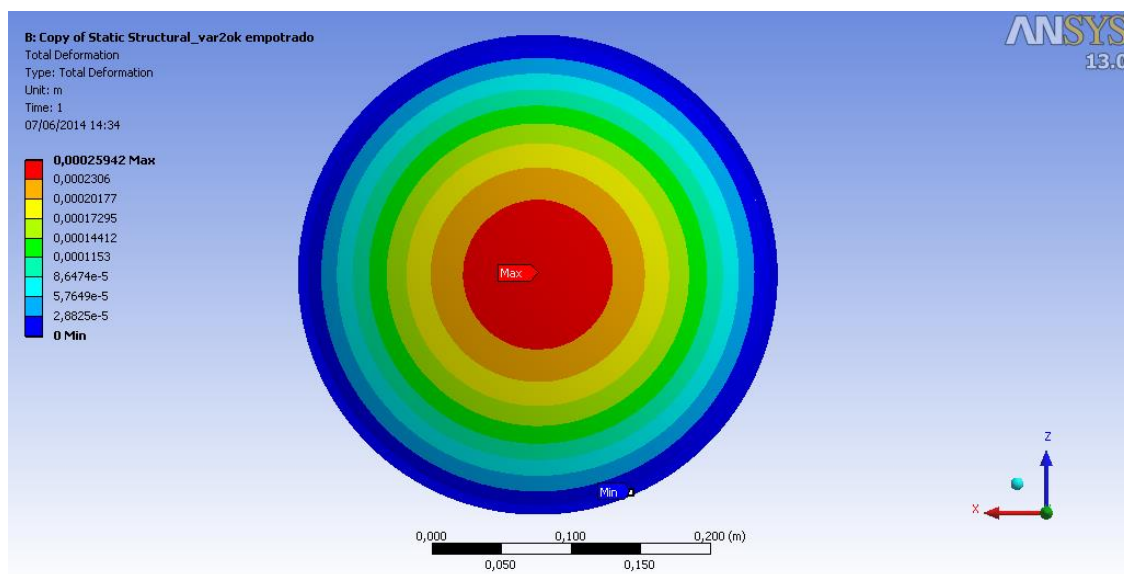
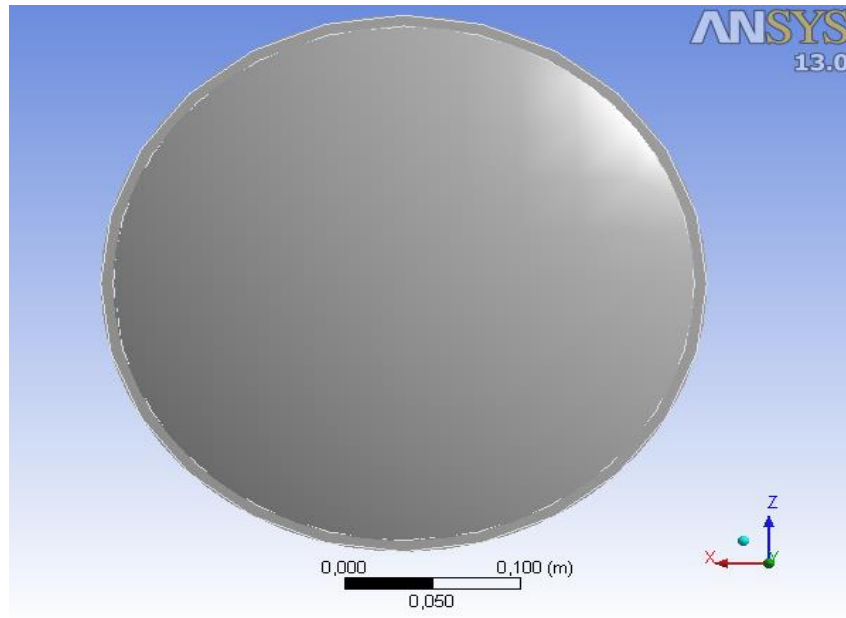


Anexo No2 Factor de concentración β_k para una placa rectangular con agujero



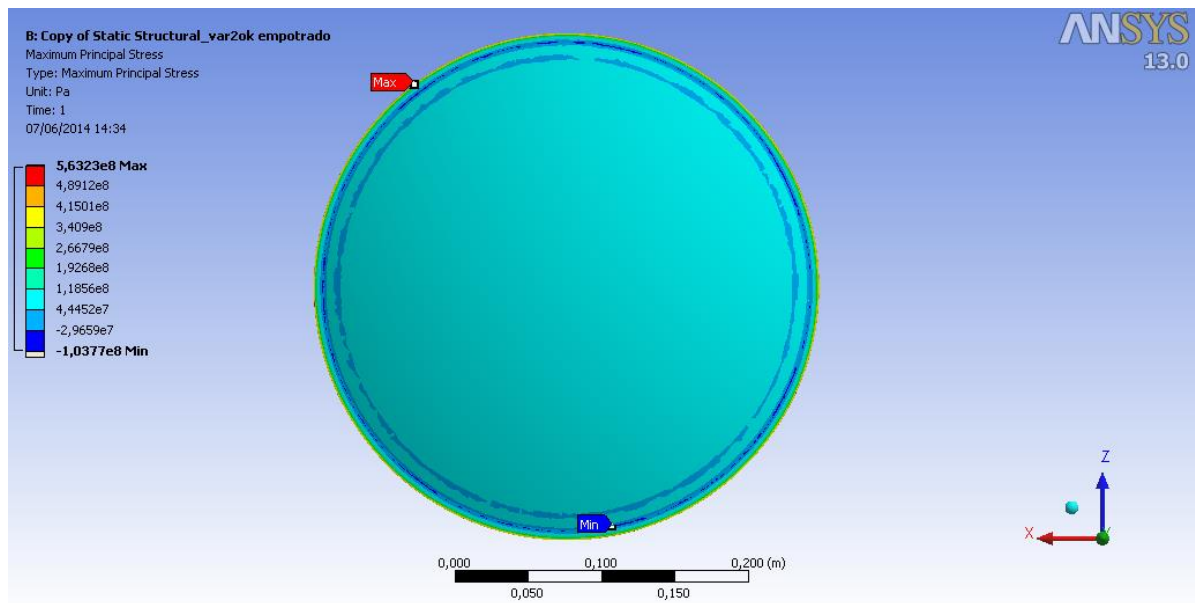
Anexo No3 Valores obtenidos por el Software ANSYS13

Análisis Estructural para la placa sin orificios empotrado en su contorno bajo presión uniforme en el plato

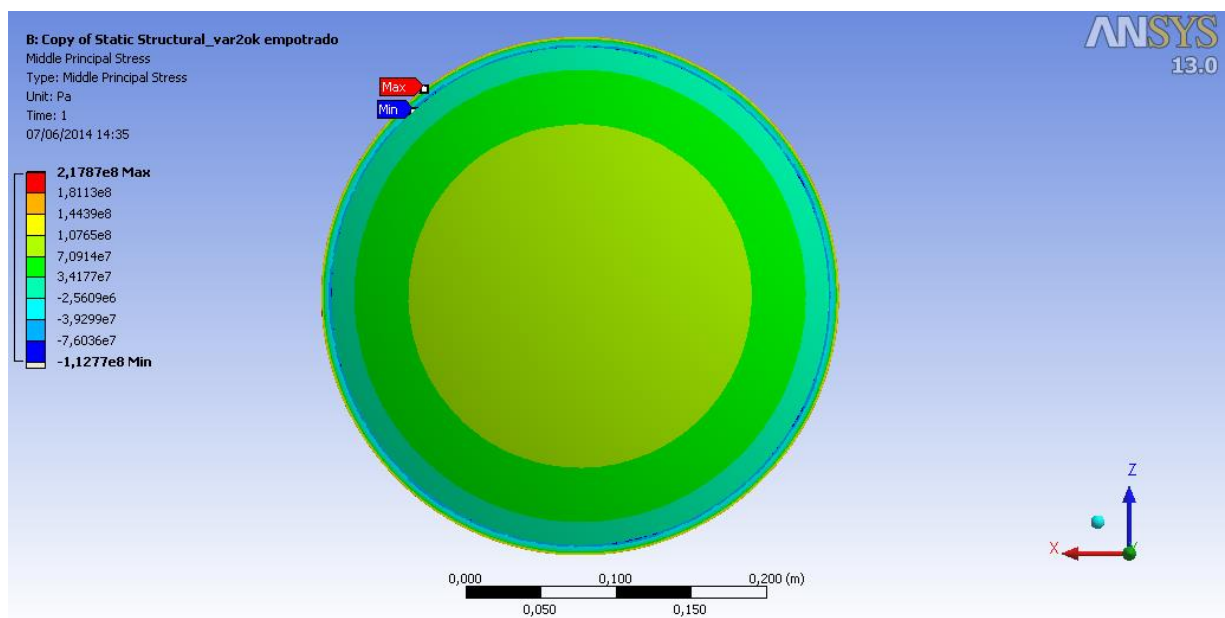


Anexo
No5

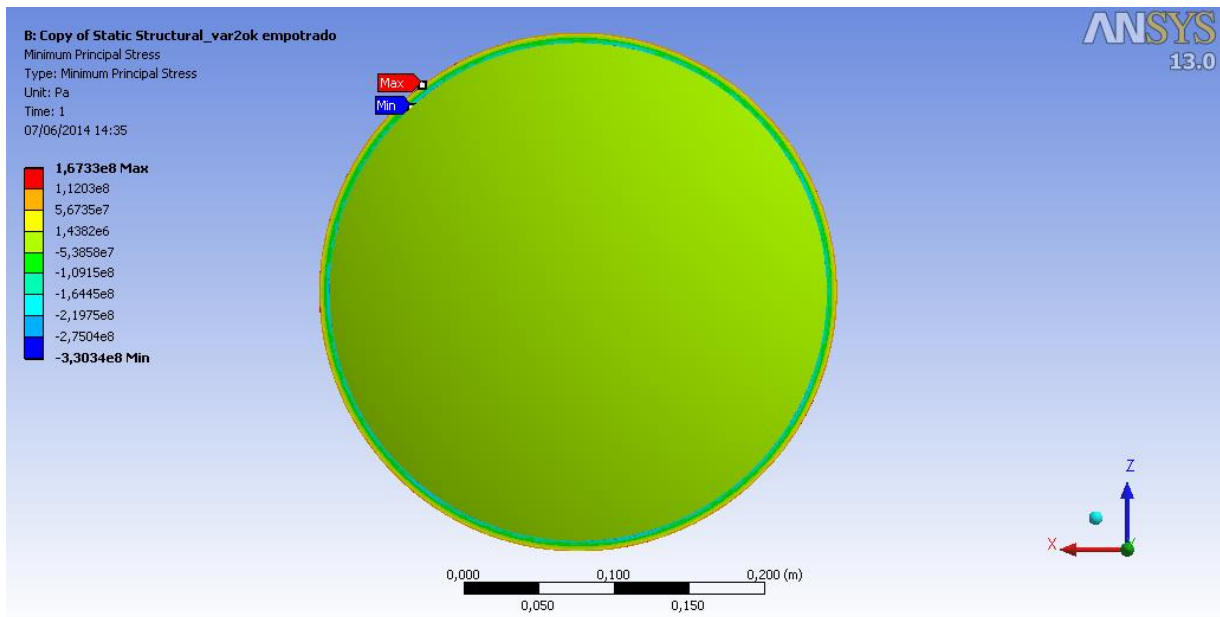
Tensión máxima principal.



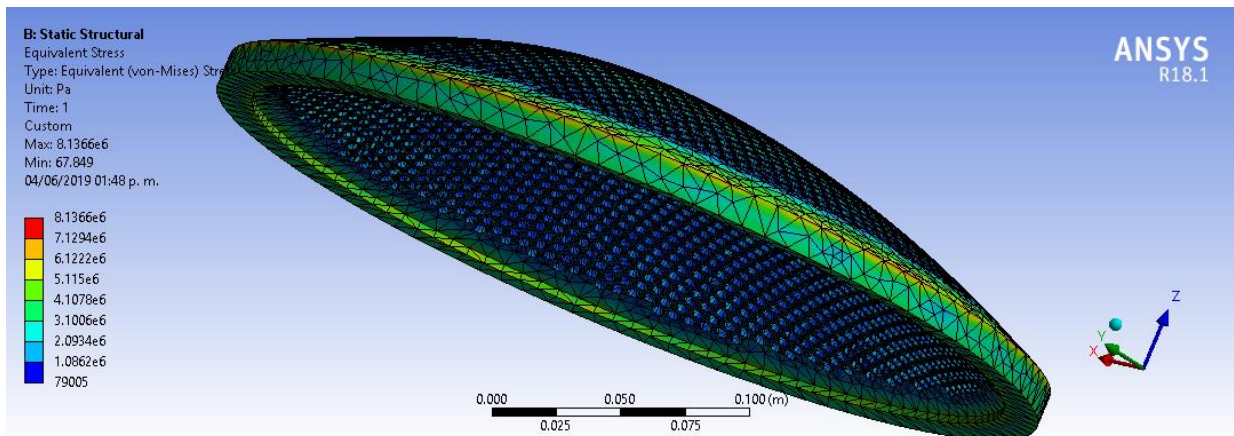
Anexo No4 Tensión media principal.



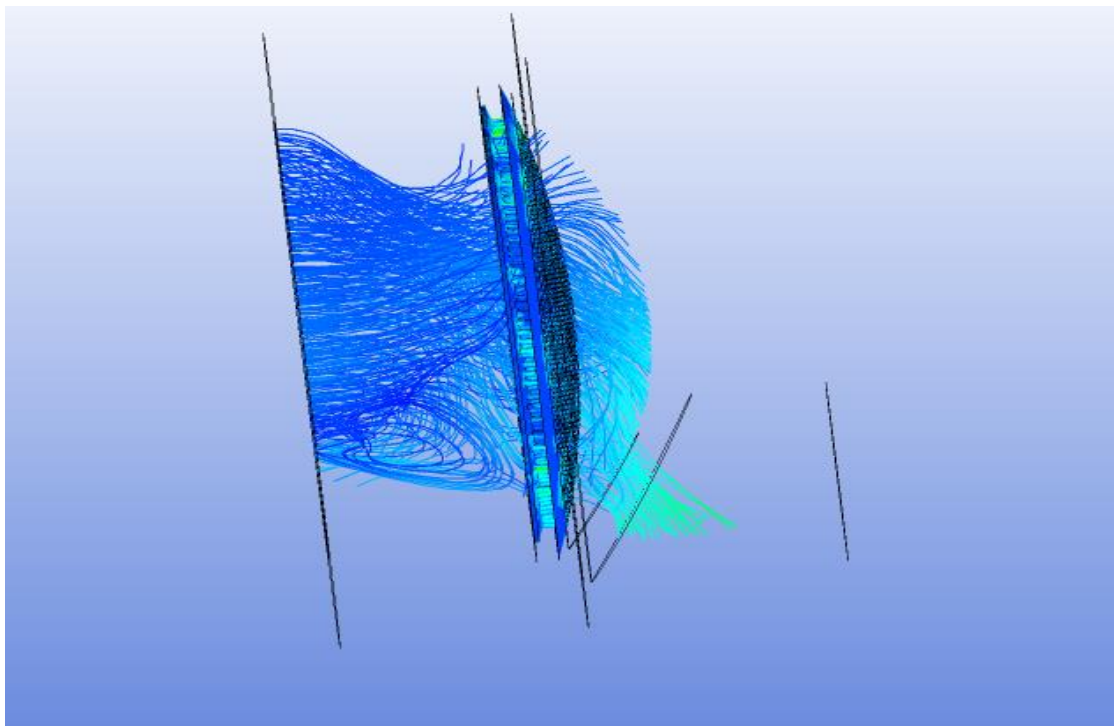
Anexo No5 Tensión mínima principal.



Anexo No6 Tensión en el borde del plato perforado.

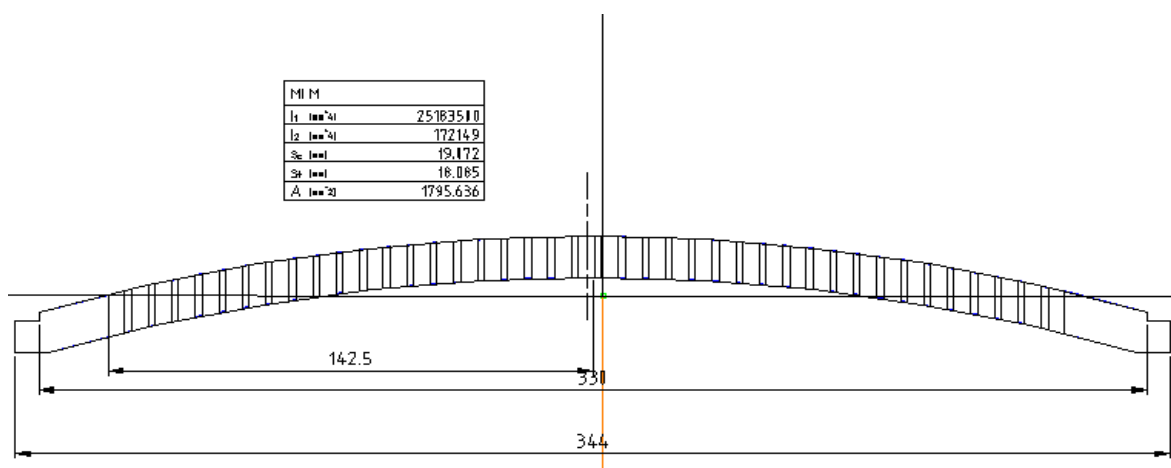


Anexo No7 modelación de la circulación del flujo a través del plato perforado



Anexo No8 Momento de inercia para la sección de la placa con orificios verticales

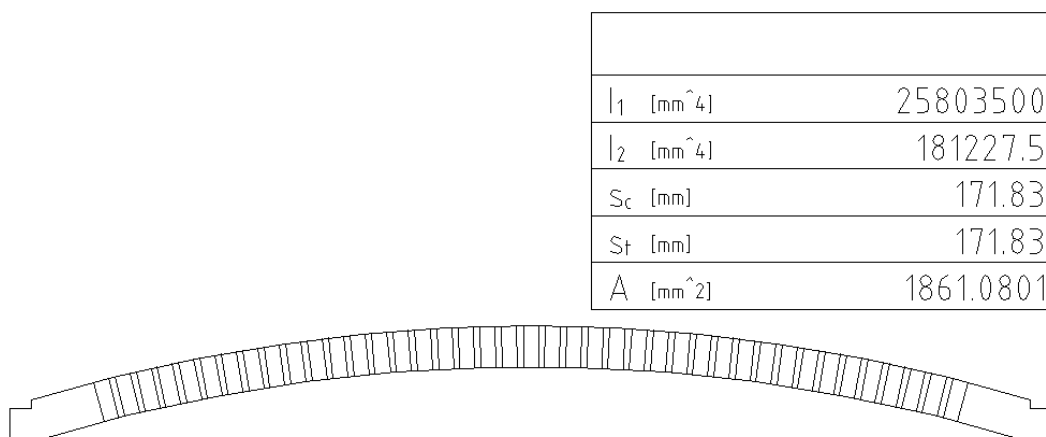
EI



valor del momento de inercia de la sección transversales: $I_x = 25183500 \text{ mm}^4$

Anexo No9 Momento de inercia para la sección de la placa con orificios radiales

Para el caso de la placa con orificios radiales el valor del momento de inercia de la



sección transversal obtenido por el Software AutoCAD Mechanical 2011 es: $I_x = 25803500 \text{ mm}^4$

Anexo No10 Diseño del plato perforado con agujeros verticales

