



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN



DISEÑO MECANICO ESTRUCTURAL DE UN CONDENSADOR DE
SUPERFICIE PARA PLANTAS DE POTENCIA TIPO INDUSTRIAL

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A N
VICTOR MANUEL GOMEZ ORTIZ
JUAN JOSE ALVAREZ PAREDES

DIRECTOR DE TESIS
ING. FILIBERTO LEYVA PIÑA

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1993

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE

I	Introducción	1
II	Generalidades	3
III	Componentes de un condensador de superficie (descripción y funcionamiento).....	12
IV	Consideraciones de diseño	
	IV.1 Normas y códigos de diseño.....	21
	IV.2 Datos requeridos para el diseño Mecánico - Estructural (hoja de datos).....	36
	IV.3 Materiales de fabricación.....	39
V	Procedimientos de diseño de los componentes	
	V.1 Plantilla de barrenado (secuencia de trazo).....	47
	V.2 Mampara de choque y domo de distribución	54
	V.3 Placas soportes (No. de placas y long. domo)....	57
	V.4 Espesores de componentes sujetos a presión externa o interna.....	67
	V.5 Cálculo de bridas y refuerzo de orificios.....	78
	V.6 Tapas y placa divisora de las cajas de agua.....	106
	V.7 Análisis sobre la necesidad de una junta de expansión	116
	V.8 Diseño de espejos.....	136
	V.9 Cálculo de pesos del equipo.....	148
VI	Aplicaciones de diseño (Procedimientos).....	158
VII	Conclusiones.....	184
VIII	Bibliografía.....	186

CAPITULO I**INTRODUCCION**

El trabajo de tesis a desarrollar consiste en diseñar los componentes Mecánico - Estructurales de un Condensador de Superficie para Plantas de Potencia tipo Industrial, elaborando procedimientos de cálculo para que el diseñador pueda establecer de manera tentativa la geometría y posteriormente pueda realizar una evaluación para determinar si cumple o no con el servicio, condiciones de operación, mantenimiento, costo etc. hasta encontrar las dimensiones óptimas que cumplan con las condiciones del proceso.

Este trabajo de tesis, principia dando una generalidad del tema, es decir explicando y describiendo un Condensador de Superficie, modo de operación, ciclo termodinámico en el cual se basa, etc. tratando de dar un panorama general del equipo a diseñar.

Posteriormente en el capítulo III, se describen los componentes más importantes de dicho equipo dando una explicación de éstos, su disposición y funcionamiento dentro del mismo equipo.

Para iniciar el diseño Mecánico - Estructural de los componentes es necesario comenzar con bases y para esto se da una explicación en el capítulo IV (consideraciones de diseño), de los

códigos y normas a utilizar, datos proporcionados por el estudio termo-hidráulico que son la base para el diseño mecánico y materiales de fabricación del equipo.

En el capítulo V, se elaboran formatos de los procedimientos de cálculo de cada uno de los componentes basándose en el capítulo anterior y en los códigos y normas de diseño para los elementos mas importantes dentro del mismo equipo para que cumpla con las especificaciones de diseño.

En el capítulo VI se elabora un ejemplo de diseño utilizando los formatos elaborados en el capítulo anterior, según el objetivo de este trabajo, para probar la utilidad de los mismos.

CAPITULO II**GENERALIDADES**

Una vez que se ha definido el proceso para la obtención de un producto determinado, el análisis de cada una de las partes del proceso y las operaciones unitarias, permitirá al diseñador establecer los balances de materia y las condiciones de operación del proceso, esto dará la pauta para determinar los requerimientos del servicio.

El especialista en el área de diseño, evaluación y adquisición del equipo, dispone entonces de las características iniciales del fluido a manejar y de las condiciones finales deseadas, así mismo, de la información del medio que va a ceder o absorber la energía requerida y su función será determinar las dimensiones geométricas y disposición de flujos del equipo que cumplan con los requerimientos de fabricación, instalación, operación y mantenimiento eficiente y económico. Esto implica el establecimiento de criterios de diseño así como el cumplimiento de códigos, normas, especificaciones de ingeniería y de las interrelaciones de las áreas mencionadas anteriormente.

En las plantas generadoras de potencia, como en muchas otras áreas de la industria donde se utiliza el vapor como medio motriz, el adecuado manejo de este fluido, es de gran importancia para la economía del proceso.

Cuando el fluido es vapor, éste se obtiene en un generador de vapor o caldera, empleando agua sustancialmente libre de impurezas que puedan ocasionar incrustaciones, corrosión, etc., procedente de secciones de tratamiento de agua y agua de reposición. Debido al costo que ésto implica, es necesario recuperar dicho vapor condensándolo y enviándolo a su sección de tratamiento.

El término "Condensador de Superficie" se reserva para equipos tubulares empleados en la condensación de este tipo de vapor de agua.

Un condensador de superficie es un equipo de tubos y coraza que opera a vacío y se emplea en la condensación del vapor de agua utilizado en las turbinas y es, por lo tanto, el equipo donde se lleva a cabo la extracción del calor latente al vapor para cerrar el ciclo Rankine utilizado como medio de remoción de calor, agua procedente de una torre de enfriamiento, en ocasiones agua de mar o de río, cuando no se dispone de otro medio de enfriamiento en la localidad.

Dado que se pretende aprovechar la presión de vapor y el máximo cambio de entalpía durante la conversión del calor en trabajo en las turbinas, éstas se diseñan de tal manera que se tengan bajas presiones a la salida, por lo que los condensadores de superficie tienden a trabajar a vacío por el lado del vapor, previniendo una buena distribución de éste y tener así mínimas caídas de presión.

Debido a que los condensadores de superficie trabajan a vacío, se manejan en forma diferente a los condensadores sujetos a presión. Además el aire introducido al sistema debido a fallas en las juntas y conexiones, tiende a acumularse en el condensador donde se bloquea la transferencia de calor en la superficie del tubo, lo que origina una resistencia adicional entre el vapor y la superficie externa de los tubos, que es donde se lleva a cabo la condensación. Esta como otras características de operación del equipo, son parámetros que influyen en el diseño mecánico del condensador.

Los Condensadores de superficie se clasifican en tres tipos dependiendo de su capacidad y de las necesidades del proceso:

- 1).- TIPO INDUSTRIAL. Tiene una capacidad de transferencia de calor hasta 30 MW (102×10 Btu/Hr), con un área de 9.21 a 2000 m², son condensadores para plantas industriales ó auxiliares de plantas generadoras de potencia. Este tipo es cilíndrico y puede ser de cajas de agua sencillas ó divididas (fig. II.1), este tipo es el tipo de condensador que cubrirá este trabajo de tesis.
- 2).- TIPO PEQUEÑA PLANTA DE POTENCIA. Su capacidad de transferencia de calor es de 10 a 100 MW (34×10 a 340×10 Btu/Hr), con un área hasta de 11,000 m², son condensadores principales para pequeñas plantas de potencia, la envolvente es rectangular y la caja de agua es dividida (fig. II.2).

3).- PLANTAS DE POTENCIA. Este es el tipo de equipo que se utiliza en grandes plantas de potencia, tiene una capacidad de remoción de calor arriba de 80 MW (274 x 10 Btu/Hr), su área de transferencia es superior a 40,660 m² y se puede emplear arreglos en paralelo para capacidades mayores (fig. II.3).

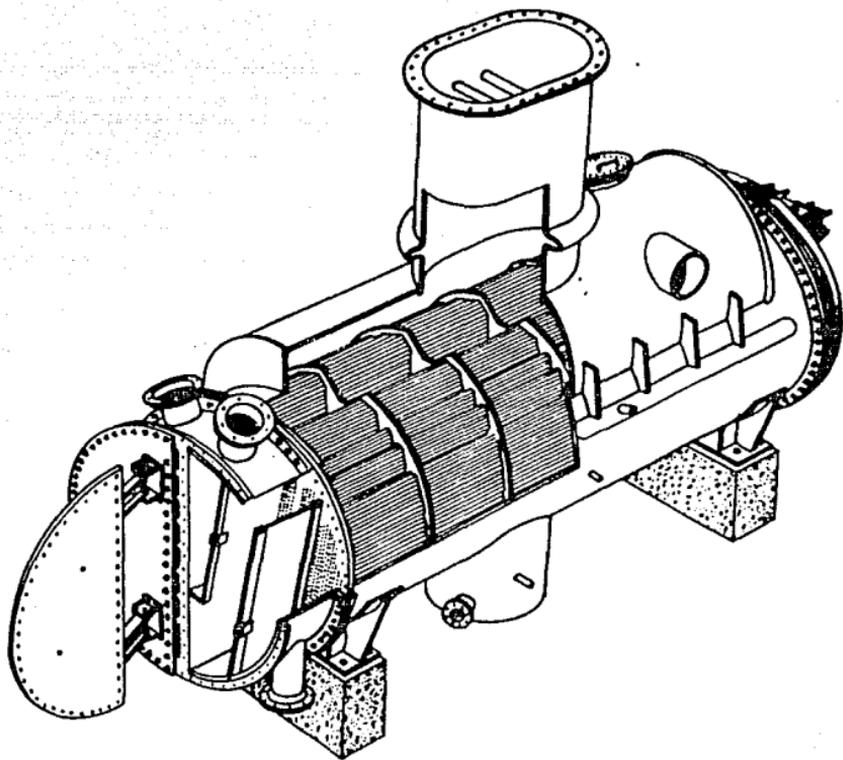


FIGURA II.1
CONDENSADOR DE SUPERFICIE TIPO INDUSTRIAL

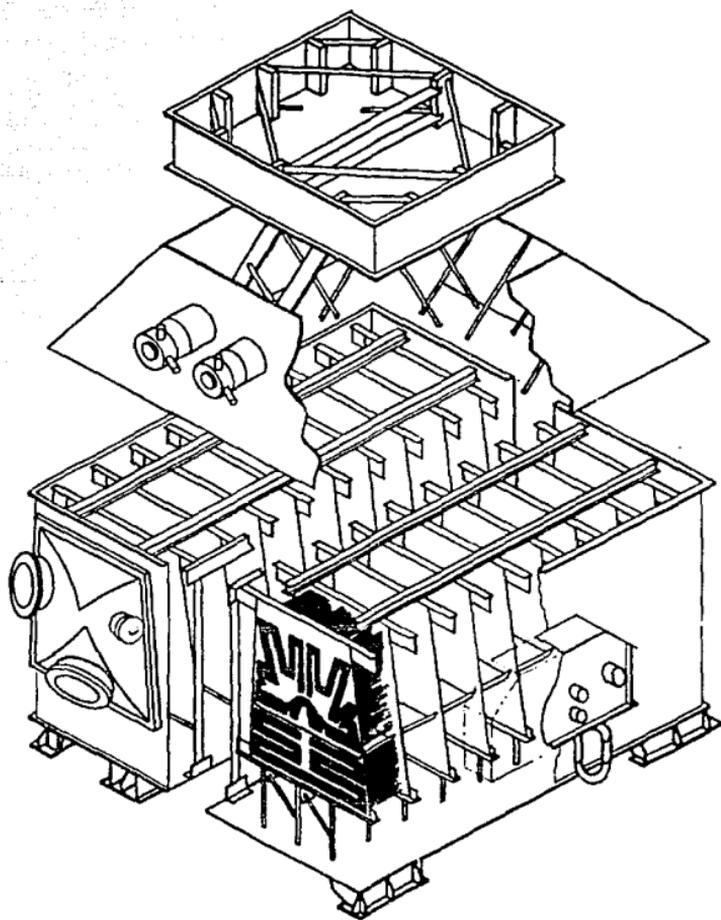
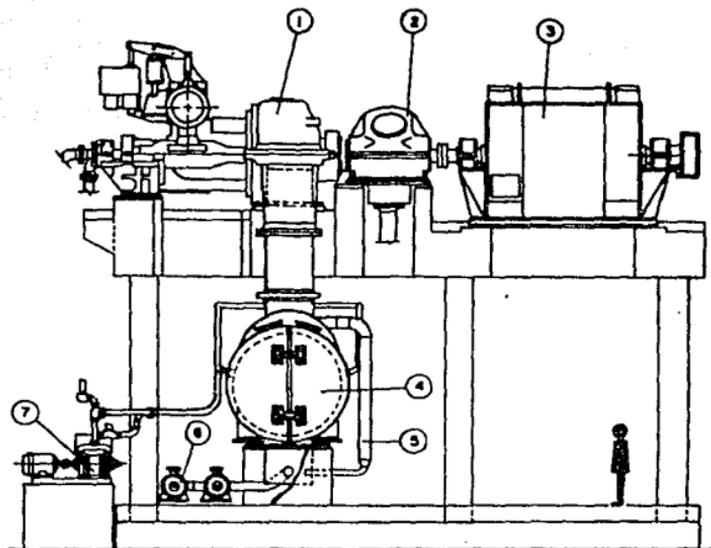


FIGURA II.2
CONDENSADOR DE SUPERFICIE TIPO PLANTA DE POTENCIA

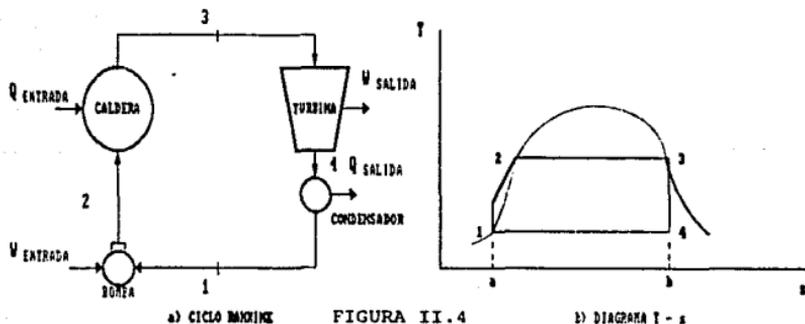


- 1.-TURBINA
- 2.-CAJA DE AGUA
- 3.-GENERADOR
- 4.-CONDENSADOR
- 5.-FLASHEO DE RECIPIENTE
- 6.-BOMBA DE CONDENSADO
- 7.-BOMBA DE VACIO

FIGURA II.3
CICLO RANKINE

El ciclo termodinámico que se desarrolla durante la generación de energía eléctrica, se llama Ciclo Rankine, se representa esquemáticamente en la fig. II.4, donde se incluye un diagrama T-s representativo del ciclo. El cual consiste básicamente en 4 pasos.

- 1).- Compresión isoentrópica en la Bomba.
- 2).- Suministro de calor a presión constante en la caldera.
- 3).- Expansión isoentrópica en la turbina.
- 4).- Extracción de calor a presión constante en un condensador.



El vapor sobrecalentado, sale del generador de vapor, estado 3, y es conducido a la máquina, se expánde en la turbina de vapor hasta el estado 4, este proceso es de suma importancia ya que debido a que la expansión que se efectúa debe incluir en un punto tal que no exista mezcla de líquido-vapor, ya que ocasionaría corrosión en la parte interna de la turbina.

Del estado 4 al 1 se efectúa una condensación. Esta operación es clave dentro de la economía del ciclo. A la salida de la turbina el vapor debe estar lo mas cerca a la zona de dos fases, sin tocarla por razones que se mencionaron anteriormente, el agua debe de estar en estado líquido, para que los costos de bombeo sean bajos, así mismo se debe acercar a la línea de saturación (líquido vapor-húmedo) a fin de que el costo de precalentamiento no sea excesivo, la bomba aumenta la presión y un desaerador elimina los gases o vapores del agua, llegando así al estado 2 introduciendo el líquido a una presión elevada al generador de vapor cerrandose así el ciclo termodinámico.

CAPITULO III**COMPONENTES DE UN CONDENSADOR DE SUPERFICIE
DESCRIPCION Y FUNCIONAMIENTO**

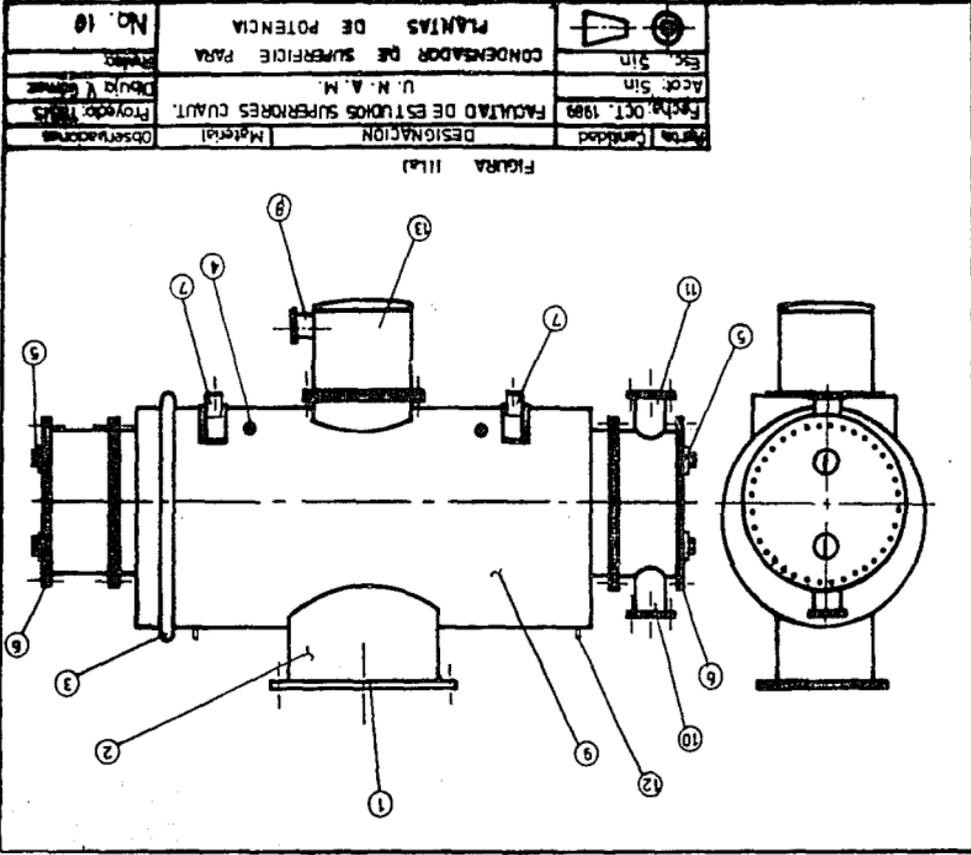
En este capítulo se tratará lo referente a las partes más significativas que componen un condensador de superficie de tipo industrial de manera que se tenga una visión general de la forma y disposición del equipo y la función que cada uno de ellos desempeña.

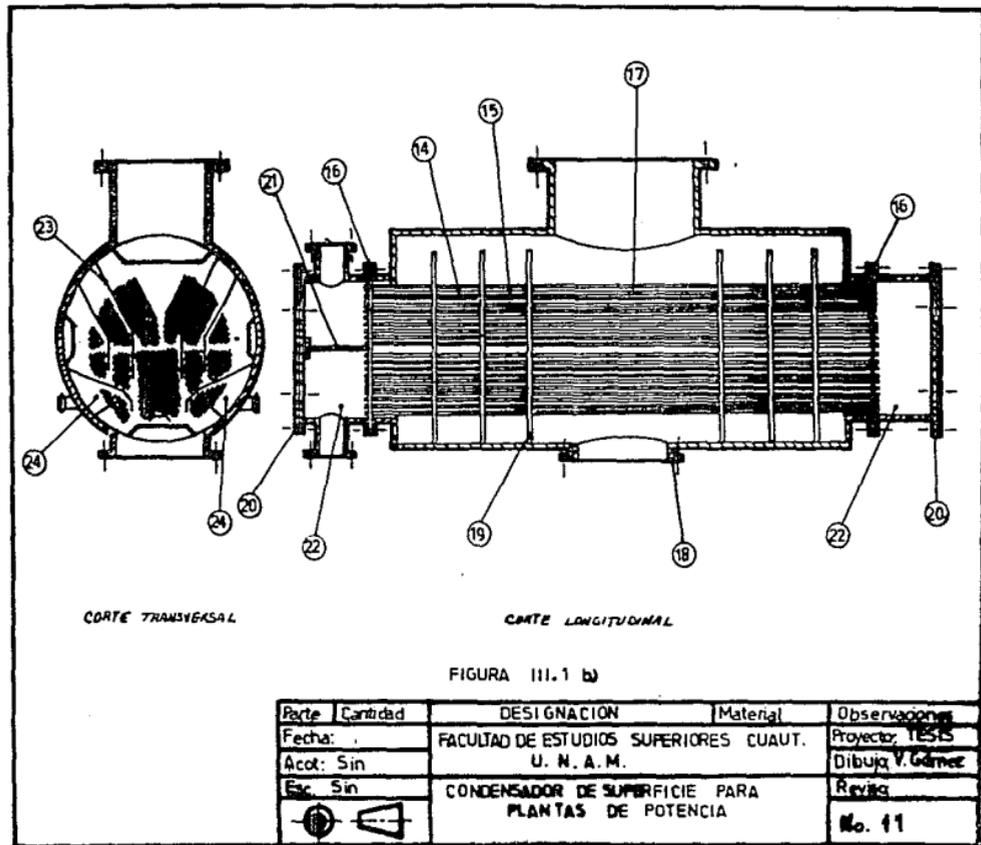
Los elementos que componen un condensador de superficie de acuerdo con el código H.E.I. son los siguientes:

- 1.- Entrada de vapor
- 2.- Domo de distribución
- 3.- Junta de expansión de la envolvente
- 4.- Extracción Aire-Vapor
- 5.- Registro de mano
- 6.- Tapa de caja de agua
- 7.- Pies-soportes
- 8.- Salida de condensado
- 9.- Envolvente
- 10.- Boquilla entrada de Agua
- 11.- Boquilla salida de Agua
- 12.- Perno de ojo
- 13.- Pozo caliente

- 14.- Tubos espaciadores
- 15.- Varillas rigidizantes
- 16.- Espejos
- 17.- Tubos de transferencia
- 18.- Brida de pozo caliente
- 19.- Placa soporte
- 20.- Brida de caja de agua
- 21.- Placa divisora de caja de agua
- 22.- Cajas de agua
- 23.- Mampara guía de condensado
- 24.- Zona de subenfriamiento

En la figura III.1 a y III.1 b, se muestra la disposición de cada una de las partes constitutivas.





A continuación se dará una descripción del funcionamiento de cada uno de los componentes:

1.- Entrada de vapor.- Esta entrada, no es sino la boquilla por la cual el condensador está unido a la descarga de la turbina y es por donde el vapor tiene acceso hacia el interior del condensador, hasta llegar a la zona de transferencia. Su geometría estará en función de la descarga de la turbina.

2.- Domo de distribución de vapor.- Un condensador de superficie se puede diseñar con un domo de distribución, ya sea rectangular o cilíndrico, o simplemente puede no tenerlo, si se diseña la envolvente con un diámetro mayor requerido para alojar los tubos de transferencia. En este caso, el tipo de condensador al que nos abocaremos es de configuración cilíndrica y posteriormente se analizará su geometría. Unas dimensiones apropiadas de este componente facilitará la penetración del vapor en todo el condensador, aumentando la eficiencia del mismo.

3.- Junta de expansión de la envolvente.- Es una medida de seguridad para disminuir los esfuerzos de los espejos, generados por las dilataciones térmicas tanto del cuerpo como de los tubos de transferencia.

4.- Extracción Aire-Vapor.- Son conexiones que se usan para extraer el aire o gases incondensables no deseados en el interior del condensado, algunas veces se localizan en los cuellos de las boquillas de entrada o salida de vapor, así como en el cuerpo

del mismo. También es una medida de seguridad para eliminar mezclas de vapor de alta calidad y aire del interior por medio de gravedad, y posibles deterioros del equipo por corrosión.

5.- Registro de mano.- Los registros de mano son compuertas dispuestas generalmente en las cajas de agua, para poder inspeccionar el equipo sin tener la necesidad de desmontar gran parte del mismo. Por medio de los registros se puede revisar el estado de las uniones de los tubos de transferencia con el espejo y si alguno está ya afectado pueda ser reparado o en su defecto bloqueado.

6.- Tapas de cajas de agua.- Como su nombre lo indica es la tapa con la que se cierran las cajas de agua y en las que se encuentran regularmente los registros de mano.

7.- Soportes del equipo.- Son elementos estructurales que sirven como base para soportar al condensador de superficie.

8.- Salida de condensado.- Es la conexión por la cual se manda el condensado hacia la bomba.

9.- Envoltente.- Es el cuerpo cilíndrico del condensador el cual contendrá en su interior el Haz de tubos y a través del cual circulará el vapor que baña el exterior de los tubos de transferencia.

10.- Entrada de agua.- Es la boquilla por la cual entra el agua de enfriamiento hacia la caja de agua y posteriormente hacia los

tubos de transferencia.

11.- Salida de agua.- Es la boquilla por la cual sale el agua después de haber recorrido el interior de los tubos, saliendo a una temperatura mayor a la de entrada.

12.- Perno de ojo.- Sirven como orejas de izaje, para levantar o remover las cajas de agua y el haz de tubos.

13.- Pozo caliente.- El condensado recolectado en el pozo caliente, situado en la parte inferior del condensador de superficie el cual se diseña para acumular lo que se condensa en un minuto de carga máxima de vapor con el fin de darle protección a la bomba que manejará el condensado para enviarlo como agua de enfriamiento de los condensadores del sistema de vacío, a la sección de tratamientos de aguas, y finalmente a la caldera, o bien, directamente a esta, pasando por un sistema de calentamiento.

14.- Espaciadores.- Son tubos tipo cédula siendo su función la de separar las placas soporte y mantenerlas a una distancia previamente establecida.

15.- Varillas rigidizantes.- La función principal de las varillas es la de sostener las placas soporte además de evitar expansiones en el interior del condensador debido a diferencias de temperatura.

16.- Espejos.- El Haz de tubos remata en sus extremos en placas perforadas llamadas espejos, que sirven por una parte como elementos divisores entre el fluido del lado envolvente y el fluido del lado de tubos, y por otra como elemento de sujeción de los tubos: Estos cruzan el espejo a travéz de sus perforaciones y se sellan expansionados contra los mismos, o mediante una soldadura perimetral en los extremos del tubo.

17.- Tubos de transferencia.- Son junto con los espejos, el alma de los condensadores de superficie ya que en la pared de ellos se lleva a cabo la transferencia de calor, son conocidos comercialmente como "Tubings" o "Tubos de calibre", y son diferentes de los tubos normales o de cédula ya que su diámetro exterior siempre coincide con el diámetro nominal, sus espesores de pared se miden como "Calibres B.W.G." (Birmingham Wirw Gauge).

18.- Brida de pozo caliente.- Es la pieza la cual conecta la boquilla de salida de la envolvente con la boquilla del pozo caliente.

19.- Placas soporte.- Estas placas, como su nombre lo indica esten soportando a los tubos a lo largo del condensador, y la separación entre cada una de éstas, está basada en la necesidad de minimizar la deflexión y los esfuerzos originados en los tubos, causados por los efectos de vibración generada por el flujo de vapor.

20.- Brida de caja de agua.- Son las conexiones que unen la envolvente con la caja de agua, donde está de por medio el espejo, y por donde entra y sale el fluido que circula por el lado de los tubos en el condensador de superficie.

21.- Placa divisora de caja de agua.- Son placas que generalmente se colocan dentro de las cajas de agua para direccionar el fluido que pasa por el interior de los tubos de transferencia.

22.- Caja de agua.- Las cajas de agua son elementos cuya función es la de recibir el fluido que ha de circular por el interior de los tubos, distribuirlo y recolectarlo para mandarlo fuera del equipo.

23.- Mampara guía de condensado.- Como su nombre lo indica, son placas o mamparas que guían hacia el interior el vapor hasta la zona inferior del equipo llamada pozo caliente.

24.- Zona de subenfriamiento.- Es la zona la cual se usa para extraer el aire o gas, debido a falsos sellos en las uniones del equipo como son: Cuellos de boquillas, bridas, juntas, etc..

CAPITULO IV CONSIDERACIONES DE DISEÑO

IV.1 NORMAS Y CODIGOS DE DISEÑO

El diseño mecánico de recipientes a presión, como el de la gran mayoría de los equipos para procesos industriales, se encuentran regidos por diferentes códigos y normas.

Para el caso de condensadores de superficie para plantas de potencia, existen tres códigos que rigen el diseño, fabricación, inspección, instalación y prueba de dichos equipos, estos son:

- 1).- A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers).
- 2).- T.E.M.A. (Tubular Exchanger Manufacturers Association).
- 3.- H.E.I. (Heat Exchanger Institute). "Steam Surface Condenser".

1).- A.S.M.E.

Este código, está básicamente aplicado al diseño, fabricación, instalación y certificación de recipientes sujetos a presión (interna ó externa).

Fue creado en U.S.A. en 1907, por iniciativa de varias compañías de seguros con el fin de reducir pérdidas y siniestros. El comité que lo forma está constituido por ingenieros de todas las especialidades y de todos los sectores, con la finalidad de mantenerlo siempre actualizado.

Este código se encuentra dividido de la siguiente manera:

SECCION I	Calderas de potencia
SECCION II	Especificaciones de Materiales Parte A Ferrosos Parte B No Ferrosos Parte C Electrodo para soldar
SECCION III	Recipientes para plantas Nucleares
SECCION IV	Calderas de calentamiento
SECCION V	Pruebas no destructivas
SECCION VI	Cuidado y mantenimiento de calderas de calentamiento.
SECCION VII	Cuidado y mantenimiento de calderas de potencia.
SECCION VIII	Recipientes a presión (division 1 y 2)
SECCION IX	Procedimientos para certificar soldaduras
SECCION X	Recipientes a presión de fibra de vidrio con plástico.
SECCION XI	Reglas para inspección de sistemas de enfriamiento de reactores nucleares.

Dado el tipo de equipo a diseñar en este trabajo es necesario conocer la seccion VIII en sus dos divisiones.

DIVISION 1

Esta a su vez, está dividida en tres sub-secciones:

La sub-sección "A", que cubre los requisitos generales para todos los recipientes sujetos a presión.

Sub-sección "A" - Requisitos generales:

Parte UG.- Requisitos generales para todos los métodos de fabricación y todos los materiales.

La sub-sección "B" que cubre todos los requisitos específicos para los diferentes métodos utilizados en la fabricación de dichos recipientes.

Sub-sección "B" - Requisitos concernientes a los métodos de fabricación de recipientes a presión.

Parte UW.- Requisitos para recipientes a presión fabricados por soldadura.

Parte UF.- Requisitos para recipientes a presión fabricados por forja.

Parte UB.- Requisitos para recipientes a presión fabricados por soldadura brazing.

Brazing.- Proceso de soldadura mediante el cual se efectúa la unión de un metal y donde la coalescencia se produce calentando a temperaturas adecuadas por encima de 800 F y usando un metal de aporte no ferroso.

La sub-sección "C" que cubre todos los requisitos específicos para los materiales empleados en la fabricación.

Sub-sección "C" - Requisitos concernientes a las clases de materiales.

Parte UCS.- Requisitos para recipientes a presión contruidos de aceros al carbono y aceros de baja aleación.

Parte UNF.- Requisitos para recipientes a presión contruidos por materiales no ferrosos.

Parte UHA.- Requisitos para recipientes a presión contruidos de aceros de alta aleación (Aceros Inoxidables).

Parte UCI.- Requisitos para recipientes a presión contruidos por hierro fundido.

Parte UCL.- Requisitos para recipientes a presión soldados contruidos con recubrimiento integral de placa o con forro resistentes a la corrosión.

Parte UCD.- Requisitos para recipientes a presión fabricados de fundicion de hierro dúctil.

Parte UHT.- Requisitos para recipientes a presión fabricados de acero ferrítico con propiedades de alta resistencia a la tensión.

Parte ULW.- Requisitos para recipientes a presión fabricados con multiplacas.

Parte ULT.- Requisitos para recipientes a presión fabricados de materiales que tienen un esfuerzo permisible mss alto a bajas temperaturas.

En resumen, la división 1 es un compendio de normas de diseño para las partes constitutivas de los recipientes sometidos a presión, los cuales estsn sometidos a la teoría de la membrana.

Las fórmulas mandatorias que determinan los espesores en todas las partes sujetas a presión, obedecen a los esfuerzos directos permisibles, basados en 0.250 de F_t (esfuerzo de tensión) ó 0.625 de F_y (esfuerzo de fluencia).

Finalmente tienen una serie de apéndices mandatorios y no mandatorios.

Los apéndices mandatorios son:

Apéndice 1- Fórmulas suplementarias de diseño

Apéndice 2- Diseño de bridas

- Apéndice 3- Definición de términos
- Apéndice 4- Gráficas de porosidad
- Apéndice 5- Gráficas de presión externa
- Apéndice 6- Examen mediante partículas magnéticas
- Apéndice 7- Aceros vaciados
- Apéndice 8- Examen de líquidos penetrantes
- Apéndice 9- Recipientes enchaquetados
- Apéndice 10- Sistemas de control de calidad
- Apéndice 11- Conversiones de capacidad para válvulas de seguridad
- Apéndice 12- Examen ultrasónico en soldadura
- Apéndice 13- Recipientes de sección transversal no circular

Los Apéndices no mandatorios son:

- Apéndice A- Bases para establecer cargas tolerables en la unión tubo espejo.
- Apéndice B- Nuevos materiales
- Apéndice C- Temperaturas de operación
- Apéndice D- Estructuras internas
- Apéndice E- Tolerancia a la corrosión
- Apéndice F- Recubrimientos
- Apéndice G- Soportes
- Apéndice K- Seccionado de juntas de soldadura
- Apéndice L- Ejemplos de procedimientos de cálculo
- Apéndice M- Instalación y operación

Apéndice R- Pre calentamiento

Apéndice S- Consideraciones de diseño para bridas empernadas

Apéndice T- Protección por temperatura

Apéndice W- Guía para preparar reportes del fabricante

Apéndice Y- Bridas de cara plana en contacto con metal - metal, fuera del círculo de pernos

Apéndice Z- Reglas para diseño de conexiones

DIVISION 2

Esta división cubre solamente a los recipientes que están instalados en una localización determinada y para un servicio específico, donde existe un estricto control de los materiales, operación, fabricación y mantenimiento. En relación a la división 1, ésta es más estricta en la selección de materiales y aunque el valor de la intensidad de los esfuerzos permitidos se basan en 0.333 de F_t ó 0.666 de F_y , exige una evaluación de esfuerzos en todos los elementos que constituyen el equipo.

Esta división consta de ocho partes y dos apéndices mandatorios y no mandatorios.

Parte AG- Da los alcances de esta división, establece su seguridad en términos del grado que cubren y fija sucesivamente la responsabilidad del fabricante y su empleo y las facilidades del inspector de recipientes construidos bajo estas reglas.

Parte AM- Listado de:

- a) Los materiales que podrán ser utilizados
- b) Especificaciones aplicables y requerimientos especiales
- c) Valores de esfuerzos de diseño máximos y otra información necesaria a sus propiedades.

Parte AD- Contiene los requerimientos para el diseño de recipientes y sus partes.

Parte AF- Contiene los requerimientos que gobiernan la fabricación de recipientes y sus partes.

Parte AR- Contiene reglas para relevado de equipo a presión

Parte AI- Contiene requisitos de inspección, control y examinación radiográfica de recipientes y sus partes.

Parte AT- Contiene requisitos de prueba y procedimientos

Parte AS- Contiene requisitos para estampado y certificación de recipientes y sus partes.

Apéndices mandatorios:

Apéndice 1- Establece las bases para los esfuerzos de diseño

Apéndice 2- Cartas para determinación de espesores para recipientes de envolventes cilíndricas o esféricas bajo presión externa.

Apéndice 3- Reglas para conexiones bridadas

Apéndice 4- Diseño sobre análisis de esfuerzos

Apéndice 5- Diseño sobre análisis por fatiga

Apéndice 6- Análisis de esfuerzo experimental

Apéndice 8- Cartas de aceptación de indicaciones estandar para el radiografiado.

Determinación de calificación de soldaduras.

Apéndice 9- Pruebas no destructivas

Apéndice 10- Conversión de capacidades para válvulas de seguridad

Apéndice 11- Recipientes a presión para ocupación humana

Apéndice 18- Sistemas de control de calidad

Apéndice 19- Definiciones

Apéndice 20- Requisitos mandatorios diversos

Apéndices no mandatorios:

Apéndice A- Instalación y mantenimiento

Apéndice B- Protección de temperatura

Apéndice C- Métodos sugeridos para determinar las temperaturas de pared en recipientes en servicio.

Apéndice D- Precalentamiento

Apéndice E- Rangos de temperatura de recocido, trabajo en caliente y temperaturas de servicio límite para materiales no ferrosos

Apéndice G- Ejemplos ilustrativos de aplicación del código, fórmulas y reglas.

Apéndice I- Guía para preparación de datos para el reporte de fabricación

Apéndice J- Bases para el establecimiento de cartas por presión externa.

2).- T.E.M.A.

Las causas que dieron motivo a la realización de estas normas fueron principalmente las de asociarse los fabricantes de intercambiadores de calor en los Estados Unidos, con la finalidad de tener un criterio unificado para resolver los problemas que tenían principalmente los usuarios de los equipos y que constantemente les reclamaban calidad y tolerancia sobre el equipo en cuestión, y de esta manera no se verían obligados a otorgar requisitos de fabricación innecesarios.

Al igual que otros códigos, no son reconocidos oficialmente por el Gobierno Mexicano, sin embargo los principales fabricantes y usuarios de éste tipo de equipo los aceptan y los exigen en la mayoría de los casos.

El contenido general de este código es el siguiente:

N.- Nomenclatura.- Determina de una manera normalizada la nomenclatura de los componentes de los diversos tipos de cambiadores de calor, en base a la forma de envolvente y cabezales.

F.- Tolerancias de fabricación

G.- Fabricación en general, información necesaria.- T.E.M.A. proporciona una hoja de datos donde claramente se exponen los datos necesarios que deben suministrarse para un diseño correcto. Por lo que respecta a la fabricación, los métodos de detalles son dejados a prácticas del fabricante siempre y cuando se cumpla con lo mínimo establecido.

E.- Instalación, Operación y Mantenimiento.- Se considera factores de instalación, funcionamiento, operación y mantenimiento periódico del equipo para su rendimiento óptimo.

R.- Normas mecánicas clase "R"

C.- Normas mecánicas clase "C"

B.- Normas mecánicas clase "B"

Las normas R,B y C describen con detalle el criterio de diseño de las clase de cambiadores de calor cubiertos por el código T.E.M.A..

La clase "R", es la parte de este código donde los criterios son mas estrictos tanto de diseño como de fabricación. Esta clase se especifica generalmente para condiciones severas de operación como los procesos químicos y petroquímicos.

La clase "C" es especificada para procesos y aplicaciones generales, siendo los requisitos menos estrictos que en la clase anterior.

Esto último se aplica a la clase "B" con la única diferencia que los equipos clasificados para esta categoría generalmente se encuentran en procesos químicos.

M.- Especificación de materiales.- Los materiales deben ser especificados por el comprador o de mutuo acuerdo entre el fabricante y éste. Generalmente los requisitos para los materiales son los especificados por el código A.S.M.E., sin embargo éste código hace mención para materiales que se deben emplear en cada uno de los componentes.

T- Normas térmicas.- Esta sección describe brevemente los procedimientos para determinar las temperaturas medias logarítmicas, coeficientes de transferencia de calor, eficiencia en el cambiador y una descripción de factores de incrustación.

P.- Propiedades físicas del fluido.- los componentes aquí vertidos no encierran una particularidad significativa, puesto que generalmente estos datos se encuentran en la mayoría de la literatura concerniente a este tipo de diseño.

D.- Información general.- Esta sección nos proporciona medidas y tolerancias que generalmente se utilizan en forma complementaria en la construcción de los cambiadores de calor, tales como dimensiones de bridas, conexiones de tuberías, tablas de conversiones de dureza y otros datos de gran utilidad.

RPG.- Recomendaciones Prácticas.- Se proporciona al diseñador una información adicional y guía relativa al diseño de cambiadores de calor de tubo y coraza no cubiertas por ó más allá del alcance de las secciones principales de ésta norma. El título de esta sección indica que la información debe considerarse pero no son requisitos de las normas básicas.

3).- H.E.I.

Al igual que los anteriores, esta norma contiene nomenclatura, diseño térmico, mecánico estructural, fabricación y prueba exclusivamente para "Condensadores de superficie".

Este fue creado por varias compañías de Estados Unidos involucradas en equipos de intercambio térmico. En aquellos casos en donde los detalles complejos y procedimientos no se especifiquen, se entiende que el fabricante utilizará procedimientos de diseño y construcción que hayan sido demostrados como adecuados para el servicio propuesto y conforme a prácticas de ingeniería aceptadas.

En general, su contenido es el siguiente:

- Nomenclatura
 - Definiciones
 - Diseño térmico del equipo
 - Capacidad de descarga de incondensables del equipo
 - Tamaño de las válvulas de alivio
 - Normas de construcción de los condensadores
 - Especificaciones típicas para condensadores de superficie y auxiliares de servicio para turbinas.
-
- a) General
 - b) Transportación e instalación
 - c) Condiciones de operación y listado de equipo (aparatos).
 - d) Propuesta de una hoja de datos.

-Nomenclatura del equipo.- Esta trata de estandarizar la terminología de los componentes del equipo. Son 24 términos que aquí se exponen de acuerdo al tipo de equipo (Es decir de uno o más pasos de agua).

-Definiciones.- Se definen cada uno de los términos utilizados e involucrados en el diseño térmico y mecánico-estructural.

-Diseño térmico del equipo.- En esta sección se trata de ver todas las condiciones de operación a que el equipo va a estar expuesto para poder diseñarlo adecuadamente. Es decir, velocidades de agua de enfriamiento, temperaturas medias logarítmicas, pérdidas hidráulicas en tubos del equipo, calor transferido, etc.

Esto se basa en gráficas desarrolladas por el mismo código para ayuda del diseño, así como también un tabla indicadora de calibre BWG, espesores y superficies de tubos utilizados en los equipos.

-Capacidad de descarga de incondensables del equipo.- En esta sección existe un procedimiento para calcular la cantidad de incondensables mezclados dentro del vapor de agua, debido a fallas en los sellos, uniones y conexiones del equipo, basándose en las presiones absolutas a las que opera el mismo.

Por otro lado, se puede calcular el número de conexiones de salida de los incondensables de acuerdo a la capacidad de vapor que se condensa.

-Tamaño de las válvulas de alivio.- El tamaño de las válvulas de alivio en el equipo depende de las condiciones de operación del lugar. Aquí se da una tabla para seleccionar el tamaño de dicho elemento, de acuerdo al flujo de vapor máximo (Lb/Hr), dado el tamaño de las válvulas de alivio en pulgadas.

-Normas de fabricación de Condensadores.- En esta parte se exponen métodos de diseño y fabricación basándose en los esfuerzos permisibles del análisis elástico convencional, incluyendo factores de seguridad, corrosión en cada uno de los componentes del condensador, así como la prueba hidrostática tanto en la envolvente como en las cajas de agua de cuerpos rectangulares y cilíndricos.

Existe por otro lado el diseño de espejos por dos métodos diferentes: a) Análisis del elemento finito por computadora y b) Diseño del espejo usando una aproximación de vigas idealizadas.

La última parte trata de soldadura, recomendando profundidades, diseño de filetes de base, así como estándares de inspección para la soldadura (pruebas no destructivas), además de seleccionar las categorías de las mismas, de acuerdo a la función del elemento a soldar, es decir:

I.- Soldadura en presiones límites y soportes principales

II.- Soldadura de estructuras

III.- Cualquier otro tipo de soldadura

La última parte de esta sección expone un criterio para aceptar la soldadura de acuerdo a los requisitos del fabricante, aseguramiento de la calidad y requisitos específicos.

-Especificaciones típicas para condensadores de superficie y auxiliares de servicio para turbinas.- Se exponen métodos auxiliares de manejo de los equipos como transportación e instalación, así como accesorios para la operación y mantenimiento del mismo.

IV.2 DATOS REQUERIDOS PARA EL DISEÑO MECANICO- ESTRUCTURAL (HOJA DE DATOS)

Para iniciar el diseño de los elementos del equipo, es necesario contar con la hoja de datos del mismo. Esta es una recopilación de información obtenida durante el estudio Termodinámico del proceso, mediante el cual se deberá determinar el tipo de condensador de superficie requerido conforme a las necesidades y condiciones del lugar en que vaya a ser empleado, considerando la seguridad, durabilidad y funcionamiento con lo que será posible entonces, conocer los elementos mecánicos que tendrán que diseñarse individualmente. La información contenida en esta hoja es la siguiente: Diámetro del equipo, longitud, diámetro, calibre y arreglo de los tubos de transferencia, tipo de condensador (de uno o mas pasos) arreglo del equipo, gastos de los flujos que maneja, presiones, temperaturas de operación y de diseño para el lado de agua y lado se vapor, diámetro de boquillas, materiales propuestos para el equipo, etc. (ver figura IV.2.1).

-Tamaño, Envolvente por unidad, Número, Diámetro y Paso de los tubos. Con estos datos se estará en posibilidad de diseñar la plantilla de barrenado, incluyendo placa de choque cuando así la requiera.

-Diámetro del equipo, presiones y temperaturas de diseño. Con estos datos y recurriendo a los códigos y normas

convenientes, estaremos en la posibilidad de calcular los espesores de cada una de las partes sujetas a presión del equipo, así como el rango de las boquillas que contendrá el equipo.

-Longitud de los tubos de transferencia. La longitud influye directamente en la longitud total del equipo, así como el número de placas soporte, la localización de boquillas y de soportes.

-Conexiones (diámetros de boquillas). Con respecto a estos datos se puede decir que el diámetro de las boquillas influye en la longitud total del equipo, es decir, son datos complementarios para dimensionar la longitud o profundidad de las cajas de agua, domo de vapor, etc. Una mala selección del diámetro de la boquilla (entrada de vapor), puede ocasionar un rediseño debido a que dicho diámetro está íntimamente ligado con la placa de choque.

-Corrosión permisible. Este dato es de gran interés ya que, en función de las condiciones que presente el flujo, se podrá definir cual es el espesor adicional adecuado para agregarse en los cálculos correspondientes del espesor de cada uno de los componentes del equipo.

- Códigos requeridos. Es de gran importancia tomar en consideración este aspecto, debido a que los códigos que se enuncian en la hoja de datos serán las bases para interpretar y cumplir correctamente con las necesidades requeridas, ya que para cada caso particular del equipo, existen párrafos ó partes especiales de aplicación.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUNUTITLAN INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA				HOJA DE DATOS PARA CONDENSADORES DE SUPERFICIE			
SERVICIO DE LA UNIDAD:							
TAMANO:		(mm) (pulg):		ENVOLUCIENTES POR UNIDAD:			
SUPERFICIE POR ENVOLUENTE: (GR/EF)				SUPERFICIE POR UNIDAD: (m ²) (pies ²)			
CONDICIONES DE OPERACION PARA UNA UNIDAD							
LADO ENVOLUENTE				LADO TUBOS			
FLUJO DE VAPOR	Kg/Hr	Lb/Hr		FLUJO DE AGUA	Kg/Hr	Lb/Hr	
FLUJO VAPOR EN PUNTO DE CORTE	Kg/Hr	Lb/Hr		TEMPERATURA DE ENTRADA	C	F	
GRADOS DE SUBENTRIAMIENTO	C	F		TEMPERATURA DE SALIDA	C	F	
PRESION DE OPERACION (ABSOLUTA)	mm Hg	inHg		PRESION DE OPERACION (MANOMETRICA)	Kg/cm	Lb/in	
CAIDA DE PRESION (PIED./CALC.)	mm Hg	inHg		CAIDA DE PRESION (PIED./CALC.)	Kg/cm	Lb/in	
PRESION ATMOSFERICA (ABSOLUTA)	Kg/cm	Lb/in		VELOCIDAD	m/seg	pie/s	
FACTOR DE LIMPIEZA	X			NUMERO DE PASOS			
CALOR INTERCAMBIADO (Kcal/Hr)				DML CORREGIDA (C)(F)			
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSMISION DE CALOR (Kcal/Hr m ² C)(BTU/Hr pie ² F) LIMPIO				SERVICIO			
CONSTRUCCION POR ENVOLUENTE							
PRESION DE DISENO (MANOMETRICA)	Kg/cm	Lb/in		PRESION DE DISENO (MANOMETRICA)	Kg/cm	Lb/in	
PRESION DE PRUEBA (MANOMETRICA)	Kg/cm	Lb/in		PRESION DE PRUEBA (MANOMETRICA)	Kg/cm	Lb/in	
TEMPERATURA DE DISENO	C	F		TEMPERATURA DE DISENO	C	F	
TUBOS DEL CONDENSADOR	No.	D.E.		BUG(NIA/FRON)	LONGITUD		
TUBOS SEC. ENF. AIRE	No.	D.E.		BUG(NIA/FRON)			
ENVOLUENTE	DIAM. INT.			ESPESOR	(mm) (pulg)		
CAJA DE AGUA	CUBIERTA DE LA CAJA			PLACA DISTRIBUIDORA			
ESPEJOS				ESPESOR	(mm) (pulg)		
SOPORTES	No/ESPACIAMIENTO			ESPESOR	(mm) (pulg)		
TIPO DE UNION: ENVOLUENTE	TUBOS			TUBOS ESPEJO			
POZO CALIENTE:	TIPO			DIMENSIONES: ALTO	(mm) (pulg)		
	CAPACIDAD			(M ³) (pies ³) LARGO	(mm) (pulg)		
	TIEMPO DE RESIDENCIA			(Min) ANCHO	(mm) (pulg)		
BOQUILLAS: ENVOLUENTE:	ENTRADA			SALIDA	(mm) (pulg) CLASE		
CAJA DE AGUA:	ENTRADA			SALIDA	(mm) (pulg) CLASE		
DRENE:	ENVOLUENTE			INCONDENSABLES	(mm) (pulg)		
	DETORNO DE CONDENSADO			VALVULA DE ALIVIO	(mm) (pulg)		
CORRECCION PERMITIDA: LADO ENVOLUENTE				LADO TUBOS	(mm) (pulg)		
CODIGOS REQUERIDOS:							
PESO: VACIO		OPERACION		LLENO DE AGUA		(Kg/Lb)	
NOTAS:				ESQUENA:			

FIGURA IV.2.1

IV.3 MATERIALES DE FABRICACION

Los materiales se fabrican en formas comerciales que se denominan formas de suministro y para ello se han normalizado las de mayor utilidad. En los Condensadores de superficie se emplean algunas de dichas formas, que son solicitadas mediante las especificaciones de los códigos, tomando en consideración la forma del elemento que ha de fabricarse. A continuación se presentan las formas de suministro y su utilidad en la fabricación de dicho equipo.

-Placa.- Se emplea en la fabricación de mamparas, silletas, tapas formadas y planas, placas divisoras, mamparas de choque espejor y secciones cilíndricas (envolventes y canales) cuando el equipo es mayor de 610 mm (24 pulg). de diámetro interior.

-Forja.- Se emplea en la fabricación de bridas, coples y en algunos casos cuando los espejos y tapas planas cuantan con espesores de 152 mm (6 pulg.), por la dificultad que presenta controlar los defectos en el laminado para estos espesores.

-Tubos.- Existen en el mercado Tubos de cédula y Tubos de calibre, ambos fabricados para diámetros normalizados, aunque con características de fabricación diferentes y utilidad específica dentro del diseño de los Condensadores de superficie.

Los tubos de cédula pueden conseguirse en el mercado desde 3.2 mm (1/8 pulg) hasta 1067 mm (42 pulg) de diámetro

nominal, que no corresponde al diámetro interno o externo real, a excepción de aquellos mayores a 305 mm (12 pulg) en los cuales el diámetro exterior es común al diámetro de identificación (nominal). La utilidad que pueden ofrecer los tubos de cédula para nuestras necesidades de diseño es variada, debido a que los espesores que pudieran ofrecerse en los elementos por diseñarse, se pueden seleccionar en función de diámetro nominal y una cédula que satisfaga el espesor requerido, ya que existen varias cédulas para cada diámetro nominal con un espesor definido.

Se fabrican con costura o sin ella, éstos son soldados o extruidos, de los cuales se prefieren los segundos en los diseños de cuellos de boquilla, espaciadores, secciones cilíndricas como envolventes y canales cuando no excedan de 610 mm (24 pulg) de diámetro nominal.

Los tubos calibre también llamados tubos de transferencia se fabrican en diámetros nominales desde 6.35 mm (1/4 de pulgada), hasta 63.5 mm (2 1/2 pulg), que corresponde al diámetro exterior y cada uno de ellos se fabrica con diferentes espesores normalizados, a los cuales se les conoce como calibre de tubo. También existen en el mercado con o sin costura, prefiriéndose los últimos para la fabricación del haz de tubos Tabla (IV.3.2).

Barra.- Se utiliza para la fabricación de varillas tensoras, espárragos y tornillos.

FACTORES QUE INTERVIENEN EN LA SELECCION DE MATERIALES

La selección de los materiales que habrán de utilizarse para la fabricación de las partes que constituyen de los condensadores de superficie, se realiza mediante el análisis de todos y cada uno de los factores que pueden intervenir en la seguridad, durabilidad y funcionamiento del equipo. Los factores de mayor influencia en la selección son: la corrosión, la presión y la temperatura, aunque generalmente deben tomarse en cuenta otros aspectos, tales como soldabilidad, facilidad de maquinado, disponibilidad en el mercado y costo relativo.

CORROSION.

En términos técnicos, la corrosión se define como el deterioro o pérdida de material de un metal por el ataque electroquímico del medio que le rodea.

Para fines prácticos es casi imposible eliminar la corrosión y es por ello que la labor efectiva de la ingeniería en este campo, radica más en su control que en su eliminación, de ahí la importancia del entendimiento de los mecanismos de la corrosión a fin de tomarlos en cuenta desde el diseño.

En términos generales, los procesos de la corrosión se clasifican en dos grupos: Corrosión por oxidación y galvánica.

Corrosión por oxidación.- Es esencialmente un proceso electroquímico, que da lugar a que un metal se transforme al

estado iónico. Para que exista corrosión es necesario que se establezca el paso de una corriente eléctrica, entre zonas distintas de una superficie o distintas superficies metálicas en contacto con el electrólito, en las que dichas superficies actúen como electrodos de pilas microscópicas, donde unas tienen la función de ánodo y otras de cátodo, debiendo tener una diferencia de potencial y como puente eléctrico trabajará el electrolito que tenga átomos o grupos de átomos desbalaceados eléctricamente, llamados iones.

-Corrosion Galvánica.- Este tipo de corrosión se presenta cuando se unen o están conectados por un electrolito dos metales de diferente potencial y uno, el menos noble, hace la función de ánodo y el otro mas noble la función de cátodo. Como el material que se corroe es el menos noble, siempre debe tenerse cuidado al seleccionarlo, recomendándose que su área de trabajo sea mayor que la del cátodo.

TEMPERATURA.

La temperatura es un factor importante en la selección de los materiales, ya que al variarla se producen cambios en las propiedades mecánicas de éstos. Si se toma como referencia la temperatura ambiente, se podrá hablar de altas y bajas temperaturas, aunque resulte relativo ya que existen materiales con bajo punto de fusión en el que la temperatura ambiente se puede considerar alta, en relación a los materiales con muy alto punto de fusión, que para ellos la temperatura ambiente resultaría

baja. Sin embargo se toma como referencia la temperatura ambiente, ya que todas las propiedades de los materiales están determinados en este rango de temperaturas.

PRESION

Los condensadores de superficie estarán diseñados para resistir presiones que harán trabajar algunos de sus elementos a tensión. La presión no causará variaciones en las propiedades mecánicas de los materiales, pero para resistir los esfuerzos generados por ella, el material seleccionado deberá poseer resistencia a dichos esfuerzos. En realidad muchos materiales pueden resistir los esfuerzos desarrollados por la presión, pero los que tienen baja resistencia a la tensión, necesitarán un gran espesor. para el cálculo de espesores necesarios para la presión, se deberá utilizar los esfuerzos permisibles a la temperatura de diseño.

El material más utilizado en la fabricación de un condensador de superficie es el acero al carbono y habrá de emplearse siempre que las condiciones corrosivas y de servicio lo permitan, ya que este material es el de menor costo, de mayor disponibilidad en el mercado, se fabrica en todas las formas de suministro y posee buenas y variadas propiedades mecánicas, por lo que se toma como base para la fabricación de dicho equipo. Pero cuando las condiciones anteriores no permitan su uso, se seleccionará otro material de mejor calidad, que proporcione el factor de seguridad y de servicio requerido.

SELECCION DEL MATERIAL PARA LOS ELEMENTOS PRINCIPALES.

a) TUBOS.- En esta selección se debe tomar en cuenta la corrosión y las condiciones de servicio de cada fluido ya que ambos están en contacto con ellos, uno por su interior y el otro por el exterior, La selección se efectuará atendiendo al fluido con características más críticas, tanto corrosivas como de servicio.

b).- ESPEJOS.- El material de fabricación de los espejos también debe de seleccionarse para satisfacer el etaque corrosivo y las condiciones de servicio de ambos fluidos y en especial para el más crítico, ya que un fluido ataca una de sus caras y el otro la opuesta. Estos elementos se les puede diseñar con un espesor disponible para la corrosión, por lo que generalmente se fabrican de acero al carbono, pero debido a que los tubos irán insertados en ellos, quedando expuesta su unión a la acción de los fluidos, el material de los espejos deberá ser el mismo que el de los tubos u otro tipo de las mismas condiciones electroquímicas, para evitar que se desarrolle un ataque de corrosión bimetalica (Galvánica).

Cuando los tubos son de cobre o alguna de sus aleaciones, se tienen problemas para fabricar los espejos de estos mismos materiales, debido a que tienen bajos esfuerzos permisibles y bajan más aún al elevarse la temperatura, por lo que necesitarán de un espesor mayor que el de acero al carbono y como el costo también es mayor sería antieconómico, es entónces cuando dichos

espejos se fabrican de acero al carbono con un recubrimiento integral de cobre o alguna de sus aleaciones, aunque en ocasiones se fabrican de éstos últimos materiales, cuando el diámetro es menor a 40 pulgadas.

c).- Empaques.- En las juntas desmontables de un condensador de superficie, por lo general se utilizan empaques de hule con fibra de asbesto insertada con o sin refuerzo de alambre, principalmente por las presiones relativamente bajas a las que se trabaja. Este empaque debe ser comprimido para que pueda deformarse hasta llenar todos los huecos existentes en las caras de asentamiento, evitando así cualquier fuga.

d).- Bridas.- Son fabricadas de un acero al carbono, similar al de las partes a las que han de soldarse y únicamente en casos muy especiales se fabrican de otro tipo de material, puesto que se pueden diseñar con un espesor disponible para la corrosión.

Siempre que un espejo y empaque de material diferente al acero al carbono debe formar junta con una brida, ésta podrá ser fabricada de acero al carbono, recubriendo la cara de asentamiento del empaque con material igual o de características electroquímicas iguales a las del empaque de tal forma que no se produzca un ataque de corrosión bimetalica.

e).- Envolturas, Tapas, Canales y Boquillas.- Estos elementos contendrán a los fluidos de proceso y soportarán sus presiones, se fabrican normalmente de acero al carbono cuando las temperaturas son ambientales o moderadamente altas (-28 a 315 C), ya que se pueden diseñar con un espesor disponible para la corrosión y solo

en ocasiones muy especiales se fabrican de material de mejor calidad.

La construcción de estos elementos se lleva a cabo a partir de diversas formas de suministro, como en el caso de las envolventes y canales que algunas veces se obtienen de tubos de cédula y otras de placa, las tapas de placa y las boquillas de tubo de cédula, por lo que deberá seleccionarse la forma adecuada de suministro.

f).- Placas soporte.- Se fabrican comunmente de acero al carbono por ser elementos no sujetos a presión y además por el material disponible a la corrosión que puede ser incluido en su espesor, aunque algunas veces se fabrican del mismo material o de características electroquímicas a las del tubo, cuando el fluido de la envolvente es un buen electrolito, para evitar que se desarrolle un ataque corrosivo y con ello la destrucción de las placas soporte que son difíciles de reemplazar.

g).- Placa divisora.- Se fabrica de acero al carbono semejante al de los canales, tapas y bridas a los cuales habrá de soldarse además de que puede adicionarse material para la corrosión, pero cuando los espejos en que se empaican estas placas son de material igual o similar electroquímicamente al del espejo, manteniendose de acero al carbono el resto de la placa divisora y uniendo ambas partes mediante soldadura, para posteriormente recubrir la unión con resina epóxica que es electroquímicamente neutral, para evitar la corrosión bimetalica y la presencia de puentes electrolíticos.

CAPITULO V PROCEDIMIENTOS DE DISEÑO**V.1 PLANTILLA DE BARRENADO (SECUENCIA DE TRAZO)**

Para iniciar el diseño mecánico-estructural del condensador de superficie deberá definirse el arreglo del haz de tubos en el espejo, a ésto se le llama "Plantilla de Barrenado", que es el dibujo que muestra la posición en que irá situado cada uno de los tubos con que contará el equipo y servirá de base para la perforación de las placas y espejos que han de soportarlos al ensamblar el haz completo.

Los tubos de transferencia se deben arreglar de tal manera que faciliten la penetración del vapor, mejoren la rapidez de transferencia de calor y mantengan la caída de presión del vapor en un valor mínimo.

La distribución de los tubos debe ser de tal manera que cumpla con las siguientes funciones y características:

- 1.- Proveer una buena distribución del vapor a través del haz de tubos.
- 2.- Dejar un espacio libre a la entrada para la formación de un manto de vapor alrededor del haz, permitiendo la alimentación periférica y una distribución longitudinal.
- 3.- Proveer un flujo de vapor para el recalentamiento del condensado.
- 4.- Proveer el enfriamiento a los gases incondensables mediante una zona de enfriamiento de aire, localizada en el primero o más

frio de los pasos cercano al fondo de la distribución de los tubos, puesto que para desaerear el condensado, es menester eliminar el oxígeno y otros gases hasta lograr un nivel que sea compatible.

Según los materiales y tratamientos empleados, las unidades que operan con presión y temperatura de vapor elevadas, deben mantener un nivel de oxígeno disuelto por abajo de 0.005 cm³/lt.

En un condensador, la desaeración se realiza por la aplicación de la ley de Henry, la cual establece que la concentración de gas disuelto en una solución, es directamente proporcional a la presión parcial de ese gas en el espacio libre sobre el líquido.

Las gotas de condensado que caen, se limpian en forma continua con el vapor, con lo cual se libera el oxígeno y permiten la remoción del aire cuando circula por la sección de baja presión, donde el equipo removedor lo descarga a la atmósfera.

5.- Un criterio comunmente utilizado en el diseño de este equipo, es el de asignar el 5% del número total de tubos de transferencia a la sección de extracción de incondensables, los cuales se arreglan en la plantilla de barrenado cubiertos por una mampara de separación, la que sirve para facilitar el agrupamiento y en consecuencia la extracción de incondensables.

6.- El área disponible en el haz de tubos será proporcional al volumen presente de vapor proporcionando mayor espaciamiento en los tubos superiores y disminuyendo en forma uniforme hacia la parte inferior.

7. Arreglo de tubos. El arreglo corresponde a la forma que presenta la línea de unión entre los centros de los tubos más próximos entre sí, en su corte transversal y está en función de la dirección del vapor que circula por la envolvente.

En la figura V.1.1 se muestran los diferentes arreglos de tubos, denominando paso a la distancia correspondiente de centro a centro de cada tubo.

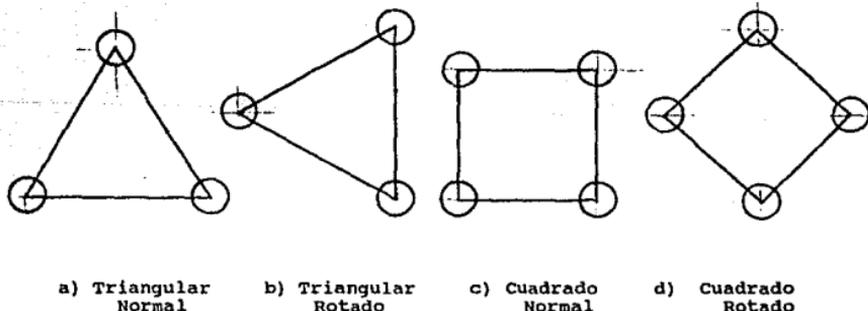


FIGURA V.1.1 PASOS DE TUBOS

Para el caso de condensadores de superficie, los cuales manejan vapor de alta calidad y pureza en el lado de la envolvente, los tubos de transferencia no requieren limpieza por la superficie exterior, por lo que el arreglo propuesto para los tubos será triangular con la variante de rotar los ejes de trazo ^o 15, de manera que proporcione un mayor contacto del vapor con la superficie de transferencia y mayor capacidad de tubos en un área determinada, permitiendo lograr una eficiencia mayor del equipo.

Número de pasos por el lado de tubos.

El arreglo de las placas divisoras en las cajas de agua determinan el número de veces que el agua de enfriamiento cambia de dirección al circular por el interior de los tubos, a esto se le llama número de pasos.

Para el caso de condensadores de superficie para plantas de potencia, es práctica común usar cajas de agua para uno y dos pasos únicamente.

Círculo límite de tubos.

Siendo la caja de agua desmontable o fija del condensador de superficie, se tendrá que considerar una tolerancia para el círculo límite de tubos (CLT), entre la cara interna de la envolvente y la cara externa de los tubos mas próximos a ella, con el fin de evitar que al aplicarse la soldadura de unión entre espejo y la envolvente, afecte por temperatura las uniones tubo espejo o bien para facilitar la soldadura y/o rolado de los tubos al espejo, además de no permitir

que las perforaciones para los tubos de transmisión en las placas soporte lleguen a su perímetro, Por lo que CLT se define de la siguiente forma:

$$CLT = Di - 1/2"$$

Donde Di = diámetro interior de la envolvente.

Secuencia de trazo

Datos requeridos para el trazo

(proporcionados en la hoja de datos)

1. Número de tubos.
2. Diámetro de los tubos.
3. Diámetro interior de la envolvente.
4. Número de pasos para los tubos.

Conociendo los datos indispensables para el diseño de la plantilla de barrenado y habiendo calculado el CLT, se estará en condiciones de trazar la plantilla de Barrenado.

Los pasos a seguir son los siguientes:

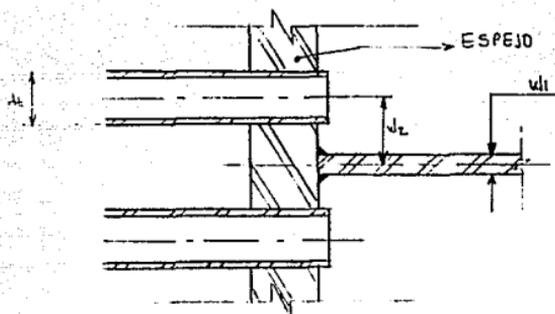
1. Trazar un sistema de ejes cartesianos X - Y
2. Trazar el contorno del máximo CLT.
3. Trazar familias de rectas conforme al arreglo de tubos a 60° a partir del eje X que ha sido rotado 15° y a una distancia igual al Pitch requerido para los tubos hasta llenar el área

comprendida por el máximo CLT. Se considera que el trazo de la mitad de la plantilla será suficiente para su definición, ya que esta es simétrica.

4. Dibujar el contorno de tubos calibre en su sección transversal haciendo centro para su radio exterior en la intersección de las rectas que establecen el arreglo de tubos, cuidando que ninguno de ellos sobrepase el perímetro marcado por el CLT.

5. Cuando el número de pasos por los tubos sea diferente a la unidad se distribuirá el número de tubos solicitado en la hoja de datos, de tal manera que se tenga la misma cantidad de éstos en cada paso cada paso, aunque no siempre sea posible y entonces podrá aceptarse una diferencia del 3% máximo entre el número de tubos entre un paso y otro.

6. Para el trazo de la plantilla con dos pasos en el lado de tubos tendrán que ser localizadas primeramente las líneas de centro de las placas divisoras, para a continuación dibujar el arreglo de tubos conforme a su paso, teniéndose presente que la distancia de la línea de centros de la hilera de los tubos más próximos a ella, deberá incluir espaciamientos o claros mínimos recomendados para lograr el ensamble de las placas divisoras con el espejo. Véase fig. V.1.2.



$$W_2 = \frac{W_1}{2} + 3\frac{dt}{16} + \frac{dt}{2}$$

Figura V.1.2

Donde W_2 = Espaciamiento recomendado entre línea de centro de placa divisora y línea de centro de hilera de tubos más próxima.

W_1 = Espesor de la placa divisora.

dt = Diámetro exterior del tubo de transferencia.

Datos requeridos y finales que deberá incluir la plantilla de barrenado.

1. Número, calibre y diámetro de tubos de transferencia.
2. Paso de los tubos en su arreglo (Pitch).
3. Número de pasos por los tubos.
4. Número y diámetro de varillas tensoras.
5. Número de tubos de transmisión en cada paso, mostrados en un arreglo general.

V.2 MAMPARA DE CHOQUE Y DOMO DE DISTRIBUCION

La mampara de choque es una placa normal que se instala perpendicular a la descarga de la boquilla alimentadora en la envolvente, a fin de evitar que la corriente del fluido choque directamente sobre los tubos del haz y los dañe por efectos de erosión.

CRITERIOS PARA EL EMPLEO DE MAMPARA DE CHOQUE

Cuando alguno de los tres casos siguientes se presente, será necesario instalar mampara de choque (TEMA R-4.61):

- 1) $v^2 > (1500 \text{ Lb/pie seg}^2) \text{ ó } (2250 \text{ Kg/m seg}^2)$ cuando se tienen fluidos no corrosivos, no abrasivos y de una sola fase.
- 2) $v^2 > (500 \text{ Lb/pie seg}^2) \text{ ó } (750 \text{ Kg/m seg}^2)$ cuando se tienen fluidos de dos fases, incluyendo líquidos en punto de ebullición.
- 3) Para gases y vapores, incluyendo todos los vapores saturados y mezcla de vapores.

NOTA: Para ningún caso podrá aceptarse un valor de $v^2 > 4000 \text{ Lb/Ft sg}^2$, debiéndose incrementar el diámetro de la boquilla alimentadora en esos casos, a fin de reducir la velocidad de entrada y con ello el producto.

Debido al tipo de fluido que se esta manejando, y al criterio (3) del TEMA, se requiere utilizar mampara de choque en los condensadores de superficie para evitar corrosión por erosión en los tubos de la periferia que hacen contacto con el vapor a la entrada.

DIMENSIONAMIENTO Y LOCALIZACION DE LA MAMPARA DE CHOQUE

La mampara de choque deberá cubrir un área mayor a la comprendida por el área transversal de la boquilla, a fin de asegurar la protección del haz de tubos en dirección a la descarga de la turbina. Por otra parte es inconveniente una mampara demasiado grande, que restará área en el interior de la envolvente, dificultando la distribución del vapor, por lo que se ha considerado dar una dimensión longitudinal y transversal a la mampara de 1.25 veces las dimensiones de la boquilla de la turbina.

Es recomendable fabricar estas mamparas con la misma curvatura que presenta el haz de tubos, para hacer menos brusco el cambio de dirección en el flujo del vapor y evitar pérdidas excesivas de energía.

DOMO DE DISTRIBUCION

Un condensador de superficie se puede diseñar con un domo rectangular, cilíndrico o puede simplemente no tenerlo, si se diseña la envolvente con un diámetro mayor al requerido para

alojar al haz de tubos.

El domo es un dispositivo unido a la envolvente que desempeña el papel de proporcionar mayor distribución del vapor que entra al interior del equipo, ocasionando mayor contacto de flujo con los tubos y penetración del vapor con los tubos de transferencia, aumentando la eficiencia del mismo.

Para efectos de la elaboración del ejemplo de diseño y de acuerdo a la geometría del equipo, un domo cilíndrico será adecuado y de acuerdo a la hoja de datos y dimensiones de diseño se realizará un esquema corregido basandose en estas dimensiones.

V.3 PLACAS SOPORTES

Debido a las elevadas velocidades a las que entra el vapor hacia el interior del condensador, donde se encuentra el arreglo de tubos, esto provoca vibraciones inducidas. Es por esto que debe establecerse un número de soportes suficientes, para evitar una vibración excesiva en el equipo.

El espaciamiento entre las placas soporte está basado en la necesidad de minimizar la deflexión y los esfuerzos causados por la vibración inducida. Para tal efecto, el HEI en sus estándares para condensadores de superficie, establece un método para determinar la longitud máxima sin soporte de los tubos el cual se describirá posteriormente en este trabajo.

Un factor importante a considerar es la función que desempeña el domo de distribución de vapor en la determinación del número de soportes, ya que de no existir éste el área de penetración del vapor sería el área de flujo del escape de la turbina. Luego entonces podemos afirmar que la vibración inducida por el flujo de vapor, está en función de la longitud del domo, y una dimensión adecuada de éste, permitirá optimizar el número de soportes necesarios.

En vista de la falta de un teoría actual cuantitativa bien definida relacionada con la vibración incluida en el flujo de vapor de un condensador y de la dificultad de establecer las características reales del flujo de vapor que entra en el

condensador y otra geometría de influencia y los factores del fluido que contribuyen a la vibración el H.E.I., incluye un método de diseño para información, mediante el uso de este método o de alguno similar, los espacios calculados han resultado en espaciamientos de placas de soportes que son considerados por los miembros del H.E.I. como suficientes para proporcionar unidades libres de problemas de vibraciones en tubos, comunmente son usadas relaciones semejantes por miembros del H.E.I. y algunas otras industrias.

El método aquí presentado podrá ser usado para determinar la longitud máxima sin soportar del espaciado de tubos.

Procedimiento para calcular el número de soportes requeridos de acuerdo a la norma H.E.I.:

1. Cálculo del volúmen específico (v_s), cuando ocurren condiciones estratosónicas de descarga en la turbina.

$$v_s = 1.46 E_6 A / W_s$$

donde: W_s = Vapor a condensar [lb/hr]

A = Area de la descarga de la turbina [ft²]

v_s = Volumen específico [ft³/Lb]

1.46 E6 = Velocidad media de la salida del vapor considerada por el H.E.I. [ft/seg].

2. Determinar la presión de saturación (P_s) correspondiente a v_s por tablas de vapor. Esta es la presión máxima a la que existen velocidades sónicas. Ver tablas de vapor en tabla (V.3.1).

PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO

Absolute Pressure In. Hg	Temp. °F	Sp. Vol. cu ft/lb	Absolute Pressure In. Hg	Temp. °F	Sp. Vol. cu ft/lb	Absolute Pressure In. Hg	Temp. °F	Sp. Vol. cu ft/lb	Absolute Pressure In. Hg	Temp. °F	Sp. Vol. cu ft/lb
.50	58.81	1256.95	1.00	79.03	652.60	1.50	91.71	445.09	2.00	101.13	339.36
.51	59.37	1233.61	1.01	79.33	646.50	1.51	91.93	442.30	2.01	101.30	337.77
.52	59.91	1211.14	1.02	79.64	640.51	1.52	92.14	439.56	2.02	101.46	336.19
.53	60.45	1189.49	1.03	79.93	634.63	1.53	92.35	436.85	2.03	101.63	334.63
.54	60.97	1168.63	1.04	80.23	628.87	1.54	92.56	434.17	2.04	101.79	333.09
.55	61.49	1148.51	1.05	80.52	623.21	1.55	92.77	431.53	2.05	101.96	331.56
.56	62.00	1129.09	1.06	80.81	617.66	1.56	92.97	428.92	2.06	102.12	330.04
.57	62.50	1110.34	1.07	81.10	612.21	1.57	93.18	426.35	2.07	102.28	328.54
.58	63.00	1092.21	1.08	81.39	606.85	1.58	93.39	423.80	2.08	102.44	327.05
.59	63.49	1074.69	1.09	81.67	601.59	1.59	93.59	421.29	2.09	102.60	325.58
.60	63.96	1057.73	1.10	81.95	596.43	1.60	93.79	418.80	2.10	102.76	324.12
.61	64.44	1041.32	1.11	82.23	591.35	1.61	94.00	416.35	2.11	102.92	322.67
.62	64.90	1025.42	1.12	82.51	586.37	1.62	94.20	413.93	2.12	103.08	321.23
.63	65.36	1010.02	1.13	82.78	581.47	1.63	94.40	411.53	2.13	103.24	319.81
.64	65.82	995.08	1.14	83.06	576.65	1.64	94.59	409.16	2.14	103.40	318.40
.65	66.26	980.59	1.15	83.33	571.91	1.65	94.79	406.83	2.15	103.56	317.01
.66	66.70	966.53	1.16	83.60	567.26	1.66	94.99	404.51	2.16	103.71	315.63
.67	67.14	952.88	1.17	83.86	562.68	1.67	95.18	402.23	2.17	103.87	314.26
.68	67.57	939.62	1.18	84.13	558.18	1.68	95.38	399.97	2.18	104.02	312.90
.69	67.99	926.74	1.19	84.39	553.75	1.69	95.57	397.74	2.19	104.18	311.55
.70	68.41	914.21	1.20	84.65	549.39	1.70	95.77	395.54	2.20	104.33	310.22
.71	68.82	902.03	1.21	84.91	545.11	1.71	95.96	393.35	2.21	104.48	308.90
.72	69.23	890.18	1.22	85.17	540.89	1.72	96.15	391.20	2.22	104.64	307.59
.73	69.64	878.65	1.23	85.42	536.74	1.73	96.34	389.07	2.23	104.79	306.29
.74	70.03	867.41	1.24	85.68	532.65	1.74	96.53	386.96	2.24	104.94	305.00
.75	70.43	856.48	1.25	85.93	528.63	1.75	96.71	384.87	2.25	105.09	303.72
.76	70.82	845.82	1.26	86.18	524.67	1.76	96.90	382.81	2.26	105.24	302.46
.77	71.20	835.43	1.27	86.43	520.77	1.77	97.09	380.77	2.27	105.39	301.20
.78	71.58	825.30	1.28	86.67	516.93	1.78	97.27	378.76	2.28	105.54	299.96
.79	71.96	815.42	1.29	86.92	513.14	1.79	97.46	376.76	2.29	105.69	298.72
.80	72.33	805.78	1.30	87.16	509.42	1.80	97.64	374.79	2.30	105.84	297.50
.81	72.70	796.38	1.31	87.40	505.75	1.81	97.82	372.84	2.31	105.99	296.29
.82	73.06	787.19	1.32	87.64	502.13	1.82	98.00	370.90	2.32	106.13	295.08
.83	73.42	778.23	1.33	87.88	498.57	1.83	98.18	368.99	2.33	106.28	293.89
.84	73.78	769.47	1.34	88.12	495.06	1.84	98.36	367.10	2.34	106.43	292.71
.85	74.13	760.91	1.35	88.35	491.60	1.85	98.54	365.23	2.35	106.57	291.53
.86	74.48	752.54	1.36	88.59	488.19	1.86	98.72	363.38	2.36	106.72	290.37
.87	74.83	744.37	1.37	88.82	484.82	1.87	98.90	361.55	2.37	106.86	289.22
.88	75.17	736.37	1.38	89.05	481.51	1.88	99.07	359.74	2.38	107.00	288.07
.89	75.51	728.55	1.39	89.28	478.24	1.89	99.25	357.94	2.39	107.15	286.94
.90	75.84	720.90	1.40	89.51	475.01	1.90	99.42	356.17	2.40	107.29	285.81
.91	76.18	713.41	1.41	89.73	471.84	1.91	99.60	354.41	2.41	107.43	284.69
.92	76.51	706.08	1.42	89.96	468.70	1.92	99.77	352.67	2.42	107.57	283.59
.93	76.83	698.91	1.43	90.18	465.61	1.93	99.94	350.95	2.43	107.72	282.49
.94	77.15	691.88	1.44	90.40	462.56	1.94	100.12	349.24	2.44	107.86	281.40
.95	77.47	685.00	1.45	90.63	459.55	1.95	100.29	347.56	2.45	108.00	280.32
.96	77.79	678.26	1.46	90.85	456.58	1.96	100.46	345.88	2.46	108.14	279.24
.97	78.11	671.65	1.47	91.06	453.65	1.97	100.63	344.23	2.47	108.28	278.18
.98	78.42	665.17	1.48	91.28	450.76	1.98	100.79	342.59	2.48	108.42	277.12
.99	78.73	658.83	1.49	91.50	447.90	1.99	100.96	340.97	2.49	108.55	276.07

TABLA V.3.1 a)

PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO

Absolute Pressure In. Hg	Temp. °F	Sp. Vol cu ft/lb	Absolute Pressure In. Hg	Temp. °F	Sp. Vol cu ft/lb	Absolute Pressure In. Hg	Temp. °F	Sp. Vol cu ft/lb	Absolute Pressure In. Hg	Temp. °F	Sp. Vol cu ft/lb
2.50	108.69	275.03	3.00	115.04	231.67	3.50	120.54	200.40	4.00	125.41	176.75
2.51	108.83	274.00	3.01	115.16	230.94	3.51	120.65	199.86	4.01	125.50	176.34
2.52	108.97	272.98	3.02	115.28	230.22	3.52	120.75	199.33	4.02	125.59	175.93
2.53	109.10	271.96	3.03	115.40	229.51	3.53	120.85	198.79	4.03	125.68	175.52
2.54	109.24	270.96	3.04	115.51	228.80	3.54	120.95	198.27	4.04	125.77	175.11
2.55	109.37	269.95	3.05	115.63	228.09	3.55	121.06	197.74	4.05	125.86	174.70
2.56	109.51	268.95	3.06	115.74	227.39	3.56	121.16	197.22	4.06	125.95	174.30
2.57	109.64	267.98	3.07	115.86	226.69	3.57	121.26	196.70	4.07	126.04	173.89
2.58	109.78	267.00	3.08	115.98	226.00	3.58	121.36	196.18	4.08	126.14	173.49
2.59	109.91	266.03	3.09	116.09	225.31	3.59	121.46	195.67	4.09	126.23	173.09
2.60	110.04	265.06	3.10	116.20	224.63	3.60	121.56	195.16	4.10	126.32	172.70
2.61	110.18	264.11	3.11	116.32	223.95	3.61	121.66	194.65	4.11	126.41	172.30
2.62	110.31	263.16	3.12	116.43	223.27	3.62	121.76	194.14	4.12	126.50	171.91
2.63	110.44	262.22	3.13	116.55	222.60	3.63	121.86	193.64	4.13	126.58	171.52
2.64	110.57	261.28	3.14	116.66	221.94	3.64	121.96	193.14	4.14	126.67	171.13
2.65	110.70	260.35	3.15	116.77	221.27	3.65	122.06	192.64	4.15	126.76	170.74
2.66	110.84	259.43	3.16	116.89	220.61	3.66	122.16	192.15	4.16	126.85	170.36
2.67	110.97	258.52	3.17	117.00	219.96	3.67	122.26	191.66	4.17	126.94	169.97
2.68	111.10	257.61	3.18	117.11	219.31	3.68	122.36	191.17	4.18	127.03	169.59
2.69	111.22	256.71	3.19	117.22	218.66	3.69	122.46	190.68	4.19	127.12	169.21
2.70	111.35	255.81	3.20	117.33	218.02	3.70	122.56	190.19	4.20	127.21	168.83
2.71	111.48	254.92	3.21	117.44	217.38	3.71	122.65	189.71	4.21	127.29	168.45
2.72	111.61	254.04	3.22	117.55	216.74	3.72	122.75	189.23	4.22	127.38	168.08
2.73	111.74	253.17	3.23	117.67	216.11	3.73	122.85	188.76	4.23	127.47	167.71
2.74	111.87	252.30	3.24	117.78	215.49	3.74	122.95	188.28	4.24	127.56	167.33
2.75	111.99	251.43	3.25	117.89	214.86	3.75	123.04	187.81	4.25	127.64	166.96
2.76	112.12	250.58	3.26	118.00	214.24	3.76	123.14	187.34	4.26	127.73	166.60
2.77	112.25	249.72	3.27	118.10	213.63	3.77	123.24	186.87	4.27	127.82	166.23
2.78	112.37	248.88	3.28	118.21	213.01	3.78	123.34	186.41	4.28	127.91	165.86
2.79	112.50	248.04	3.29	118.32	212.40	3.79	123.43	185.94	4.29	127.99	165.50
2.80	112.62	247.21	3.30	118.43	211.80	3.80	123.53	185.48	4.30	128.08	165.14
2.81	112.75	246.38	3.31	118.54	211.20	3.81	123.62	185.03	4.31	128.16	164.78
2.82	112.87	245.56	3.32	118.65	210.60	3.82	123.72	184.57	4.32	128.25	164.42
2.83	112.99	244.74	3.33	118.76	210.00	3.83	123.81	184.12	4.33	128.34	164.06
2.84	113.12	243.93	3.34	118.86	209.41	3.84	123.91	183.67	4.34	128.42	163.71
2.85	113.24	243.12	3.35	118.97	208.82	3.85	124.01	183.22	4.35	128.51	163.35
2.86	113.36	242.32	3.36	119.08	208.24	3.86	124.10	182.77	4.36	128.59	163.00
2.87	113.49	241.53	3.37	119.18	207.66	3.87	124.19	182.33	4.37	128.68	162.65
2.88	113.61	240.74	3.38	119.29	207.08	3.88	124.29	181.89	4.38	128.76	162.30
2.89	113.73	239.95	3.39	119.40	206.51	3.89	124.38	181.45	4.39	128.85	161.96
2.90	113.85	239.18	3.40	119.50	205.93	3.90	124.48	181.01	4.40	128.93	161.61
2.91	113.97	238.40	3.41	119.61	205.37	3.91	124.57	180.57	4.41	129.02	161.26
2.92	114.09	237.63	3.42	119.71	204.80	3.92	124.66	180.14	4.42	129.10	160.92
2.93	114.21	236.87	3.43	119.82	204.24	3.93	124.76	179.71	4.43	129.19	160.58
2.94	114.33	236.11	3.44	119.92	203.68	3.94	124.85	179.28	4.44	129.27	160.24
2.95	114.45	235.36	3.45	120.03	203.13	3.95	124.94	178.86	4.45	129.36	159.90
2.96	114.57	234.61	3.46	120.13	202.57	3.96	125.04	178.43	4.46	129.44	159.57
2.97	114.69	233.87	3.47	120.23	202.03	3.97	125.13	178.01	4.47	129.52	159.23
2.98	114.81	233.13	3.48	120.34	201.48	3.98	125.22	177.59	4.48	129.61	158.90
2.99	114.93	232.40	3.49	120.44	200.94	3.99	125.31	177.17	4.49	129.69	158.56

TABLA V. 3. 1. b)

PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO

Absolute Pressure In. Hg	Temp. °F	Sp Vol cu ft/lb	Absolute Pressure In. Hg	Temp. °F	Sp Vol cu ft/lb	Absolute Pressure In. Hg	Temp. °F	Sp Vol cu ft/lb	Absolute Pressure In. Hg	Temp. °F	Sp Vol cu ft/lb
4.60	129.77	158.23	4.70	131.40	151.90	4.90	132.98	146.07	6.00	140.76	120.77
4.61	129.86	157.90	4.71	131.48	151.60	4.91	133.05	145.79	6.10	141.40	118.91
4.62	129.94	157.57	4.72	131.56	151.29	4.92	133.13	145.51	6.20	142.04	117.11
4.63	130.02	157.25	4.73	131.64	150.99	4.93	133.21	145.23	6.30	142.67	115.36
4.64	130.10	156.92	4.74	131.72	150.69	4.94	133.28	144.96	6.40	143.29	113.67
4.65	130.19	156.60	4.75	131.80	150.40	4.95	133.36	144.68	6.50	143.90	112.03
4.66	130.27	156.28	4.76	131.88	150.10	4.96	133.44	144.41	6.60	144.50	110.44
4.67	130.35	155.95	4.77	131.96	149.80	4.97	133.51	144.13	6.70	145.10	108.89
4.68	130.43	155.63	4.78	132.04	149.51	4.98	133.59	143.86	6.80	145.69	107.38
4.69	130.51	155.32	4.79	132.12	149.22	4.99	133.67	143.59	6.90	146.27	105.92
4.60	130.60	155.00	4.80	132.20	148.92	5.00	133.74	143.32	7.00	146.84	104.50
4.61	130.68	154.68	4.81	132.28	148.63	5.10	134.50	140.68			
4.62	130.76	154.37	4.82	132.35	148.34	5.20	135.24	138.14			
4.63	130.84	154.05	4.83	132.43	148.05	5.30	135.96	135.69			
4.64	130.92	153.74	4.84	132.51	147.77	5.40	136.68	133.33			
4.65	131.00	153.43	4.85	132.59	147.48	5.50	137.39	131.05			
4.66	131.08	153.12	4.86	132.67	147.20	5.60	138.08	128.85			
4.67	131.16	152.81	4.87	132.74	146.91	5.70	138.77	126.73			
4.68	131.24	152.51	4.88	132.82	146.63	5.80	139.44	124.68			
4.69	131.32	152.20	4.89	132.90	146.35	5.90	140.10	122.69			

TABLA V.3.1 c)

3. Una vez obtenida la presión de operación se procede a determinar de la gráfica V.3.2 el valor de L_1 , donde L_1 es la longitud teórica sin soporte.

4. La longitud sin soporte se calcula de acuerdo a la ecuación:

$$L = L_1 K_1 K_2 K_3$$

donde: L = Longitud o espaciamiento entre placas.

K_1 = Factor que está en función del rango de presión, diámetro exterior y calibre de los tubos de transferencia elegidos (ver tabla V.3.3)

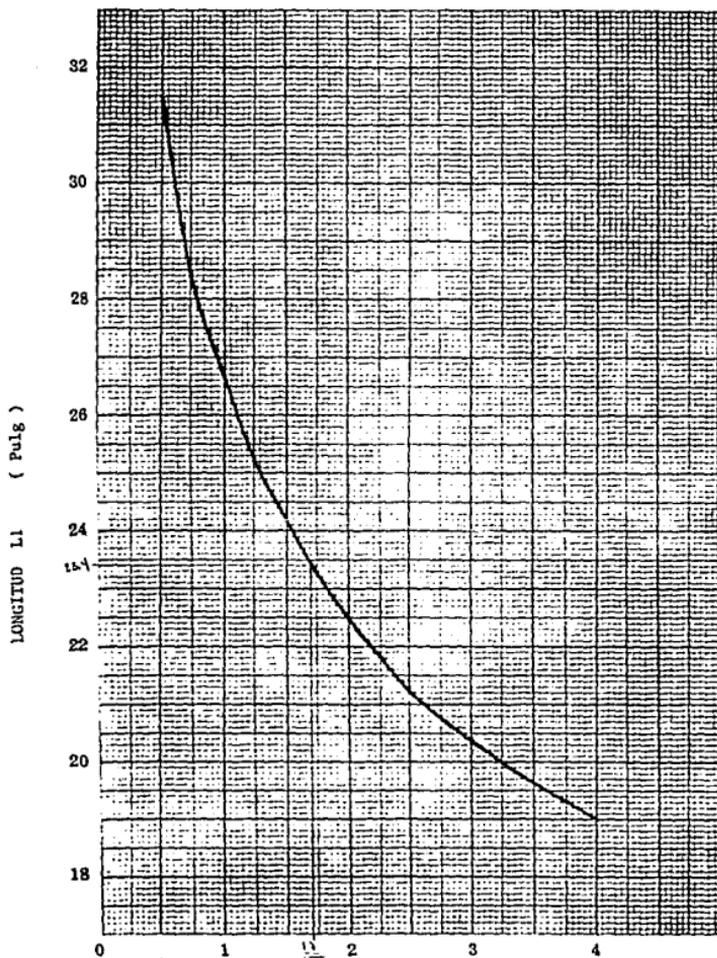
K_2 = Factor que está en función del ancho del ligamento existente entre los tubos. El tamaño del ligamento está definido como el espaciamiento línea a línea de centros de tubos menos dos veces el radio exterior de los tubos. Ver tabla V.3.4.

K_3 = Factor de corrección que depende del material. Ver tabla V.3.5.

5. Una vez obtenido el valor de L se procede a dividir la longitud total de los tubos entre éste, lo que nos da el número de placas soporte en el condensador.

En este paso se establecen las siguientes consideraciones comúnmente utilizadas en el diseño de un equipo de esta naturaleza, es decir, el domo debe estar situado apropiadamente

PRESION DE SATURACION EN CONDICIONES STRATOSONICAS Vs.
LONGITUD



PRESION DE SATURACION
FIGURA V.3.2

K ₁					K ₂						
O.D.	BWG	Pressure Range PSIA				O.D.	BWG	Pressure Range PSIA			
		0-1	1-2	2-3	3-4			0-1	1-2	2-3	3-4
5/8"	16	0.949	0.950	0.951	0.951	1 3/8"	16	1.461	1.469	1.471	1.472
	18	0.905	0.904	0.904	0.904		18	1.378	1.383	1.384	1.384
	20	0.849	0.847	0.845	0.845		20	1.281	1.283	1.283	1.283
	22	0.811	0.808	0.807	0.807		22	1.218	1.218	1.219	1.219
	24	0.771	0.767	0.766	0.766		24	1.152	1.152	1.151	1.151
3/4"	16	1.052	1.055	1.055	1.055	1 1/2"	16	1.529	1.539	1.541	1.542
	18	1.000	1.000	1.000	1.000		18	1.441	1.447	1.449	1.449
	20	0.936	0.934	0.933	0.933		20	1.339	1.341	1.342	1.342
	22	0.893	0.890	0.889	0.889		22	1.273	1.274	1.274	1.274
	24	0.847	0.843	0.843	0.842		24	1.203	1.204	1.204	1.204
7/8"	16	1.146	1.150	1.150	1.151	1 5/8"	16	1.594	1.605	1.607	1.609
	18	1.087	1.087	1.088	1.088		18	1.501	1.509	1.510	1.511
	20	1.015	1.013	1.013	1.013		20	1.394	1.398	1.398	1.399
	22	0.967	0.965	0.964	0.964		22	1.325	1.327	1.327	1.327
	24	0.917	0.914	0.913	0.913		24	1.252	1.253	1.253	1.254
1"	16	1.232	1.237	1.238	1.238	1 3/4"	16	1.656	1.669	1.671	1.673
	18	1.167	1.168	1.169	1.169		18	1.559	1.568	1.569	1.570
	20	1.088	1.087	1.087	1.087		20	1.447	1.452	1.453	1.453
	22	1.036	1.034	1.033	1.033		22	1.374	1.378	1.378	1.379
	24	0.981	0.977	0.977	0.977		24	1.299	1.301	1.302	1.302
1 1/8"	16	1.312	1.318	1.319	1.320	1 7/8"	16	1.715	1.730	1.733	1.734
	18	1.241	1.244	1.244	1.245		18	1.614	1.624	1.626	1.627
	20	1.156	1.156	1.156	1.156		20	1.497	1.503	1.505	1.505
	22	1.100	1.099	1.099	1.099		22	1.422	1.427	1.428	1.428
	24	1.042	1.040	1.039	1.039		24	1.344	1.347	1.348	1.348
1 1/4"	16	1.388	1.395	1.397	1.398	2"	16	1.773	1.789	1.792	1.794
	18	1.311	1.315	1.316	1.316		18	1.668	1.679	1.682	1.683
	20	1.220	1.221	1.221	1.221		20	1.546	1.554	1.555	1.556
	22	1.161	1.160	1.160	1.160		22	1.516	1.522	1.523	1.523
	24	1.098	1.097	1.097	1.097		24	1.388	1.392	1.392	1.393

TABLA V. 3. 3

Ligament, Inches	K ₂
5/8	1.000
3/4	1.075
7/8	1.136
1	1.189
1 1/8	1.236
1 1/4	1.278

TABLA V. 3. 4

Tube Material	K ₂
Admiralty \leftarrow SB-111-443	1.000
Arsenical Copper	1.015
Aluminum Brass	1.000
Aluminum Bronze	1.023
90-10 Cu Nickel	1.029
80-20 Cu Nickel	1.057
70-30 Cu Nickel	1.082
Carbon Steel	1.171
Stainless Steel	1.151
Titanium B338 Gr. II	0.987
Alloy 194 B543	1.022

TABLA V. 3. 5

desde la mitad de la distancia entre el espejo y la primera placa soporte, con el propósito de no desviar o interrumpir el paso del vapor.

La norma H.E.I. recomienda aplicar un espaciamiento intermedio máximo entre placas de 1.05 L y una dimensión de 1.18L para la distancia de los tramos adyacentes a los espejos

6. Longitud de domo de distribución: Se selecciona una longitud de domo que abarque la mitad de la longitud sin soportar de los extremos.

ESPESOR DE LAS PLACAS

Las placas soportes de tubos, por lo general, funcionan como miembros estructurales sujetos a compresión en los extremos, así también están sujetos a cargas flexionantes impuestas por el pandeo de los tubos. La norma HEI, recomienda 1/32 pulg de tolerancia a la corrosión en cada cara, y establece la siguiente fórmula para determinar el espesor de las placas la cual incorpora una carga por presión de vacío de 15 Lb/pulg².

$$t = 30 L Pt / S(Pt - do)$$

t = espesor de las placas sin corrosión

Pt = Espaciamiento línea a línea de centros de tubos

S = Esfuerzo permisible del material

L = Espaciamiento entre placas

do = Diámetro exterior de los tubos.

En la figura V.3.6. se muestra un formato de diseño en el cual se sigue el procedimiento aquí expuesto

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUMUTITLAN INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA		PROCEDIMIENTO DE CALCULO PARA PLACAS SOPORTE	
CONDICIONES DE DISEÑO			
AREA DE LA DESCARGA DE LA TURBINA	A	(FT ²)	
VAPOR A CONDENSAR	M _s	(LB/Hr)	
VELOCIDAD MEDIA DE SALIDA DE VAPOR	1.46 E ₆	(FT/Seg)	
ESFUERZO ADMISIBLE DEL MAT. A TEMP. DE DISEÑO	S _a	(PSI)	
DIAMETRO EXTERIOR DE TUBOS	d _o	(Pulg)	
PITCH	P _t	(Pulg)	
1. CALCULO DEL VOLUMEN ESPECIFICO (v _s) (FT ³ /LB)			
v _s = 1.46 E ₆ (A) / M _s			
2. DETERMINACION DE LA PRESION DE SATURACION CON FIG. U.3.1. (TABLAS DE VAPOR)			PS
3. DETERMINACION DE LONGITUD TEORICA SIN SOPORTE CON P ₂ FIG. U.3.2			L ₁
4. CALCULO DE LONGITUD REAL SIN SOPORTE : L = L ₁ X ₁ X ₂ X ₃		X ₁	FUNCION RANGO PRESION FIG.U.3.3
L =		X ₂	FUNCION ANCHO LIGAMENTO FIG.U.3.4.
		X ₃	FUNCION DEL TIPO DE MATERIAL FIG.U.3.5
5. No. DE PLACAS SOPORTE: N =		LONGITUD DE TUBOS L	
a) ESPACIAMIENTO ENTRE PLACAS INTERMEDIAS		1.05 L	
b) ESPACIAMIENTO ENTRE PLACAS DE EXTREMOS		1.18 L	
6. LONGITUD DEL DOMO: SE CONSIDERA UNA LONGITUD HASTA LA MITAD DE LA LONGITUD EN LOS EXTREMOS L _d =			
7. ESPESOR DE LAS PLACAS SOPORTE.		t =	
t =		PULG.	
$t = \frac{39 L P_1}{S_a (P_t - d_o)}$			

FIG U.3.6.

V.4 CALCULO DE ESPESORES

Desde el punto de vista estructural, la envolvente es un cascarón cilíndrico (cilindro de pared delgada). La norma H.E.I., el código A.S.M.E. sección VIII división 1 y T.E.M.A., especifican procedimientos de cálculos para envolventes de este tipo, es decir, tanto para envolventes como para cajas de agua, y en su caso para aquellos elementos que están sometidos a presión externa y/o interna.

En este capítulo se revisará el procedimiento de cada uno de los códigos anteriores.

a) Norma H.E.I. (presión interna y externa)

-- El espesor de la sección cilíndrica no debe ser menor que la determinada por la siguiente relación, cuando se trata de recipientes sujetos a presión interna:

$$t > P R / S_a$$

donde: P = Presión de diseño.
R = Radio de la sección cilíndrica.
S_a = Esfuerzo admisible.

La presión de diseño de la envolvente deberá ser de 30 pulg. de Hg y apropiada para una presión interna de emergencia de 15 Psig, con la tolerancia, si es necesaria, para carga estática desarrollada durante la prueba hidrostática de la envolvente cuando las unidades excedan de 34 pies de altura. Es decir, hay que tomar en cuenta la posibilidad de que en un momento dado el condensador llegue a tener una presión interna hasta de 30 psi (absolutas).

-- El espesor mínimo para envolventes de condensadores de superficie fabricados y sujetos a presión externa debe determinarse por la figura V.4.1.. la corrosión permisible requerida es de 1.32" y deberá agregarse al espesor determinado por estas curvas.

ENVOLVENTES SUJETOS A PRESION EXTERNA

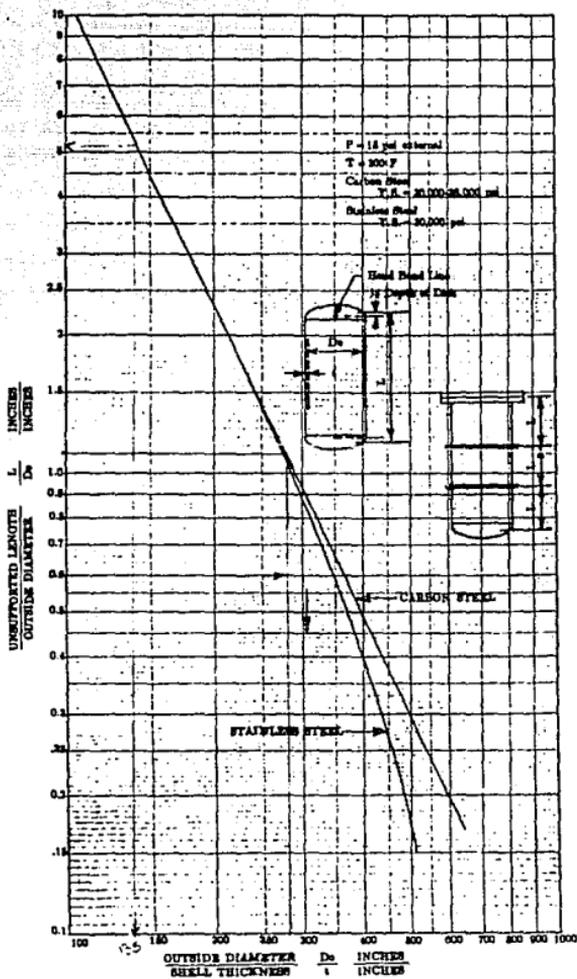


FIGURA V.4.1

b) código ASME. sección VIII, div.1

1) Presión Interna. El espesor mínimo calculado por presión interna para un elemento cilíndrico, se determina del que resulte mayor de los esfuerzos circunferenciales y longitudinales:

t = Espesor mínimo de pared

P = Presión interna de diseño (Lb/pulg)

R = Radio interno del canal en condiciones corroídas.

S = Valor del esfuerzo mínimo permisible del material a temperatura de diseño (Lb/pulg²)

E = Eficiencia de la junta soldada.

C = Corrosión permisible (pulg)

a) Esfuerzos Circunferenciales :

Cuando el espesor de pared del cascarón no exceda 0.5 R o bien, cuando la presión $P < 0,385 SE$, se deberá usar la siguiente ecuación :

$$t = P R / (SE - 0.60P) \text{_____} (1)$$

b) Esfuerzos longitudinales :

Cuando el espesor de la pared del cascarón no exceda de 0.5 R o bien, cuando $P < 1.25 SE$, se podrá utilizar la siguiente ecuación :

$$t = P R / (2 SE + 0.4 P) \text{_____} (2)$$

NOTA: EL ESPESOR DE PARED POR PRESION INTERNA SERA EL QUE RESULTE MAYOR DE LAS ECUACIONES (1) Y (2) ANTERIORES.

2) Presión externa.- El espesor de pared mínimo requerido por presión deberá calcularse de acuerdo al párrafo UG-28 y las gráficas del apéndice V del código ASME.

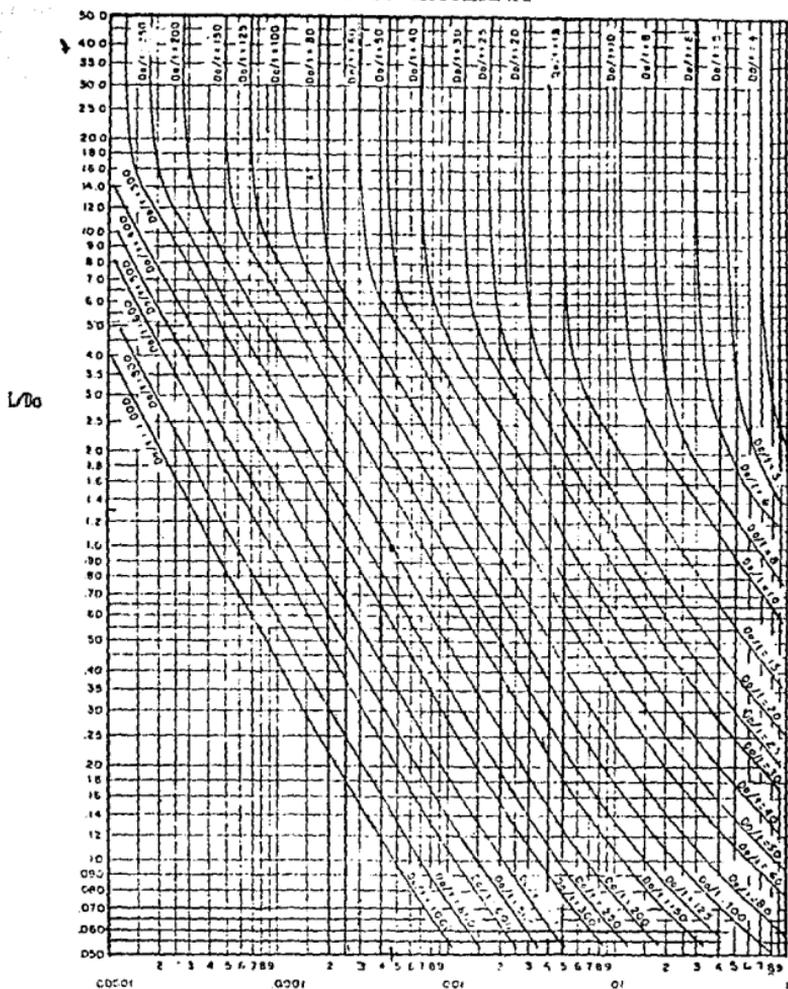
Las literales utilizadas para este procedimiento son las siguientes:

- A = Factor determinado por la gráfica (V.5.1)
- B = Factor determinado por la gráfica (V.5.2)
- Do = Diámetro exterior de la envolvente cilíndrica
- E = Módulo de elasticidad del material a la temperatura de diseño
- L = Longitud de la sección considerada del recipiente
- P = Presión de diseño externa
- Pa = Presión máxima admisible
- t = Espesor mínima de pared

El procedimiento para el cálculo de pared por presión externa es el siguiente:

- i) Para cilindros que tienen relaciones de $Do/t > 10$.
- a) Considere un valor para t y determine las relaciones L/Do y Do/t.
- b) Entrar a la gráfica (V.2.3) con el valor de L/Do determinado en a).
- c) Trazar una línea horizontal imaginaria hasta interceptar la curva correspondiente al valor de Do/t. A partir de este punto de intersección trace una perpendicular hasta abajo y vea el valor del factor A.

GRAFICA GEOMETRICA PARA RECIPIENTES CILINDRICOS BAJO PRESION EXTERNA



FACTOR A
GRAFICA V.2.3

d) Usando el valor de A entrar a la gráfica para el material y temperatura requeridos. Traza una línea perpendicular hacia arriba e interseca la curva "material - temperatura" a la temperatura deseada. Si el valor de A cae a la izquierda de la curva mencionada, entonces el valor de Pa puede calcularse como sigue:

$$P_a = 2 A E / (3 D_o/t)$$

e) De la intersección obtenida en d) trazar una línea horizontal a la derecha y léase el valor de B.

f) Usando el valor de B calcular Pa como sigue:

$$P_a = 4 B / (3 D_o/t)$$

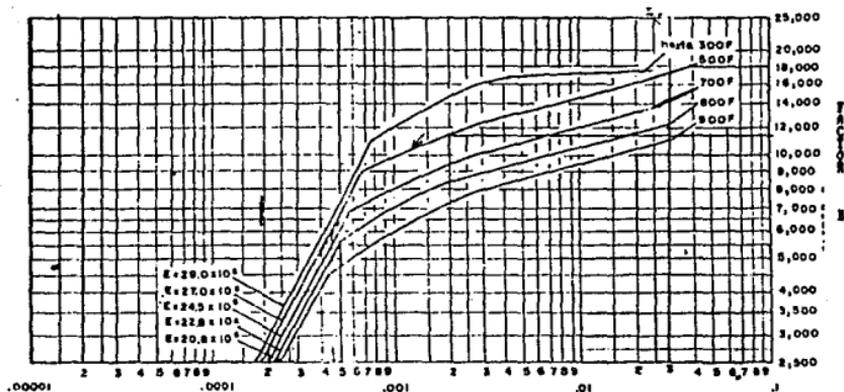
g) Comparar el valor de Pa, obtenido en e) y f) con la presión de diseño externa, de aquí:

Si $P_a > P$ entonces t es el correcto

Si $P_a < P$ entonces suponer un nuevo valor de t

si $P_a \gg P$ entonces suponer un nuevo valor de t menor

GRAFICA PARA DETERMINAR ESPESORES DE RECIPIENTES CILINDRICOS BAJO
PRESION EXTERNA (FACTOR B)



FACTOR B

GRAFICA V.2.4

c) Norma T.E.M.A.

Las condiciones de operación en algunos equipos, resultan no ser críticas por las dimensiones de los mismos ó por la baja presión a la que operan, por lo que el espesor de pared requerido por presión para la construcción de la envolvente será muy reducido, sin embargo, tal espesor de pared pudiera resultar insuficiente para resistir otro tipo de carga por ejemplo, las producidas por el peso propio del equipo en los puntos de contacto de la carcaza con los soportes de apoyo, o bien los esfuerzos debido a la distancia comprendida entre los apoyos y el mismo peso del equipo , provocando una flexión en la envolvente.

Debido a lo anterior, el código TEMA, hace referencia a los espesores mínimos requeridos. Estos fueron fijados en base a la experiencia de los usuarios en cuanto al manejo de equipo en planta, y repercute en el hecho de que ninguna envolvente deberá tener un espesor mínimo de pared menor que el mínimo permitido por esta norma, indicado en función del diámetro nominal del equipo.

ESPESOR MINIMO REQUERIDO PARA ENVOLVENTES

DIAMETRO NOMINAL PULG.	ESPESOR MINIMO ACERO AL CARBONO	ALEACIONES
TEMA R (40-60)	1/2 PULG	5/16 PULG
TEMA C (40-60)	7/16 PULG	1/4 PULG
TEMA B (40-60)	7/16 PULG	1/4 PULG

Debido a que en la envolvente en el pozo caliente y en el domo del condensador de superficie se presentan las mismas condiciones de operación y de diseño, el cálculo de los espesores correspondientes a estos elementos se desarrollan de la misma manera.

Para efectos del cálculo del espesor de las cajas de agua sólo se determinará bajo condiciones de presión interna para la presión de diseño establecida, puesto que las cajas no operan bajo condiciones de vacío.

En la figura V.4.4. se presenta un formato de cálculo donde se incluye H.E.I., A.S.M.E. y T.E.M.A..

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUAUTITLÁN INGENIERÍA QUÍMICA Y ELÉCTRICA		ESPESORES DE RECIPIENTES CILÍNDRICOS SEGÚN A.S.M.E. Y T.E.M.A.	
COMPONENTE:		PRESIÓN INTERNA <input type="checkbox"/> PRESIÓN EXTERNA <input type="checkbox"/>	
PRESIÓN INTERNA H.E.I.			
FÓRMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
$t \geq PR / S_a$		P y R ESPECIFICADOS EN HOJA DE DATOS; S _a DE ACUERDO A LA TEMPERATURA DE DISEÑO	
PRESIÓN EXTERNA H.E.I.			
L/D _o y D _o /t CORROSIÓN PERMISIBLE 1/32"		L y D _o DE HOJA DE DATOS ESPESOR INDICADO POR FIGURA V.5.1	
PRESIÓN INTERNA (ASME VIII, DIV.1)			
FÓRMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
$t = PR / (SE - 0.6P) + C$		POR ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES: t < 1/2R o P < 0.385 SE	
$t = PR / (2SE + 0.40P) + C$		POR ESFUERZOS LONGITUDINALES: t < 1/2R o P < 1.25 SE	
DATOS DE DISEÑO			
MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN:		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
t = ESPESOR PRESIÓN INTERNA (PULG)		ESTE ESPESOR SERÁ EL QUE RESULTE MAYOR DE LAS DOS ECUACIONES (1) o (2) ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
P = PRESIÓN INTERNA DE DISEÑO (LB/PULG ²)			
R = RADIO INTERNO (PULG)		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
S = ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE (LB/PULG ²)		DE ACUERDO CON LA TEMP. DE DISEÑO	
E = EFICIENCIA DE JUNTA SOLDADA		ASME SECCIÓN VIII DIV.1 PARTE UW 11 Y 12	
C = CORROSIÓN PERMISIBLE (PULG)			
$t = \dots + C$			
PRESIÓN EXTERNA (ASME VIII, DIV.1)			
FÓRMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
D _o = DIÁMETRO EXTERIOR (PULG)		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
t = ESPESOR PROPUESTO (PULG)			
L = LONGITUD CONSIDERADA (PULG)		SI SE REQUIERE USE ANILLOS RIGIDIZANTES	
P' = PRESIÓN EXTERNA DE DISEÑO (LB/PULG ²)		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
E' = MÓDULO DE ELASTICIDAD (LB/PULG ²)			
L/D _o = _____		PARA L/D _o > 50, USE L/D _o = 50	
D _o /t = _____			
A = FACTOR DE CORRECCIÓN (FIGURA V.5.2)		PARA D _o /t < 4 ; A = 1 - 1/(10D _o /t) PARA D _o /t > 10 ; A = 0.10	
B = FACTOR DE CORRECCIÓN (FIGURA V.5.3)		SI A CAE A LA IZQUIERDA DE LA CURVA, USE B = 1/2 (AE ²)	
P _a = 2 A E' / (3D _o /t)			
P _a = 4 B / (3 D _o /t)			
CONDICIÓN P _a > P' ; SI P _a < P', PROPONER OTRO ESPESOR (t) MAYOR.			
ESPESOR MÍNIMO (T.E.M.A.)			
t = ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO		TENA R, B o C PARRAFO 3.13	
t = ESPESOR REQUERIDO = EL MAYOR DE t ₁ , t ₂ o t ₃ = PULG.			

FIGURA V.4.4

V.5 BRIDAS Y REFUERZOS DE ORIFICIOS

a) BRIDAS.

Las bridas son elementos estructurales que se utilizan para unir tramos de tubería, conexiones de líneas de tubería a recipientes u otros equipos, secciones de recipientes, tapas removibles, registros de mano y otros componentes mediante el uso de pernos.

Específicamente en los condensadores de superficie las bridas se utilizan para unir la envolvente a las cajas de agua fijando el espejo, tapas de cajas de agua, registros de mano, conexiones de entrada y salida de agua de enfriamiento, etc.

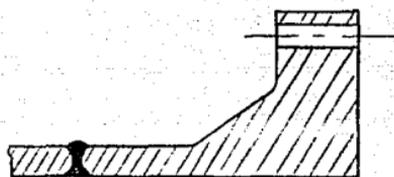
Las bridas se usan en uniones de componentes que requieren ser desensamblados para inspección o limpieza durante su vida de servicio.

Las bridas comunmente utilizadas son de sección circular sin embargo, en condensadores de superficie se utilizan bridas de sección rectangular para la conexión de escape de vapor de la turbina a la entrada del condensador de superficie.

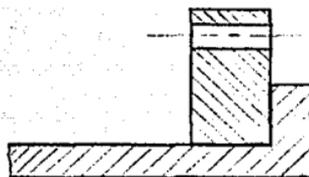
Clasificación de bridas según su conexión: (ver figura V.5.1)

- 1) Cuello soldable
- 2) Deslizable
- 3) Roscada
- 4) Traslape
- 5) Ciega

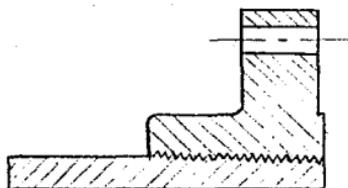
CLASIFICACION DE BRIDAS SEGUN SU CONEXION



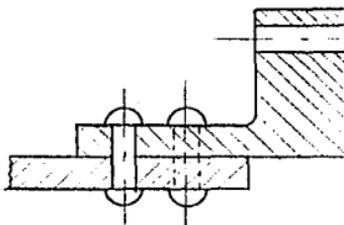
1. CUELLO SOLDABLE



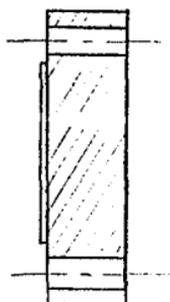
2. CUELLO DESLIZABLE



3. ROSCADA



4. TRASLAPE



5. CIEGA

FIGURA V.5.1.

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

1).- Brida de cuello soldable. Este tipo de brida difiere de los otros en que tiene una extensión ahusada larga, entre el anillo de la brida y la junta soldada. Esta extensión provee una transición gradual desde el espesor del anillo de la brida al espesor de la pared del tubo o recipiente, disminuyendo de este modo los esfuerzos en las discontinuidades y aumentando la resistencia de la brida. Este tipo se prefiere en condiciones severas de servicio tales como flexión repetida, fluctuaciones amplias de presión o temperatura, alta presión, alta temperatura.

2).- Brida traslape. Estas se emplean comunmente con un fragmento de conexión, tienen aproximadamente la misma capacidad para resistir la presión sin que ocurra fugas que una brida deslizante, la cual es menor que aquella de una brida de cuello soldable. Tienen también el 10% de la vida por fatiga de las bridas de cuello soldable. Esta es una razón por la cual no deberán usarse para conexiones donde existan esfuerzos de flexión severos. La principal ventaja de estas bridas es que los agujeros para los pernos se alinean con facilidad y esto simplifica la instalación de los recipientes de diámetro grande.

3).- Bridas roscadas. Este es un tipo de brida que puede conectarse rápidamente a un tubo sin emplear soldadura. La conexión roscada es susceptible a fugas bajo casi cualquier tipo de operación cíclica. No deberá emplearse este tipo de brida en aplicaciones que impliquen flexión o ciclos térmicos. Estas bridas pueden usarse con ventaja en servicio de alta presión en materiales de acero aleado, el cual tiene la resistencia requerida

para la presión de servicio pero el cual no es fácilmente soldable.

4).- Bridas ciegas. Estas bridas se usan extensamente para cerrar aberturas en recipientes a presión tales como registros de mano y de inspección, también se usan para bloquear extremos de tubería y válvulas. Las bridas ciegas absorben esfuerzos de flexión altos causados por expansión térmica o por el peso del sistema de tubería.

5).- Brida deslizable. La brida tipo deslizable se usa ampliamente en virtud de su mayor facilidad de alineación en ensambles por soldadura y de su bajo costo inicial. La resistencia de esta brida, calculada para conexiones de presión interna y externa. es apropiadamente $2/3$ de la correspondiente a una brida tipo cuello soldable (1). El empleo de esta brida deberá limitarse a servicios moderados donde las fluctuaciones de presión, temperatura, vibraciones y choques no sean severos. La vida por fatiga de esta brida es aproximadamente $1/3$ de la correspondiente a una brida de cuello soldable.

Clasificación de bridas de acuerdo al tipo de unión.

- Brida tipo integral. Esta clasificación cubre aquellos tipos donde la brida está integrada, soldada a tope o sujeta por cualquier tipo de soldadura a la pared del recipiente de manera que pueda considerarse como equivalente a una estructura integral.
- Bridas tipo suelto. Esta clasificación incluye tipos de construcción donde no hay sujeción directa entre la brida y la pared del recipiente y aquellas donde los medios de unión entre la

brida y la pared del recipiente, no se consideran equivalentes a una estructura integral.

- Bridas de tipo opcional. Esta clasificación cubre construcciones donde la unión de la brida a la pared del recipiente es tal que se considera que trabajará como una unidad. Dichas bridas se calculan como una brida integral y la pared del recipiente hará la función de extensión, esto incluye construcciones soldadas sin ninguna extensión aparente ó construcciones con pequeñas extensiones.

A este tipo de brida se le conoce también como bridas tipo anillo. Estas pueden ser formadas mediante placa rolada y posteriormente soldadas a la pared de la envolvente cilíndrica ó rectangular según el caso por lo que su manufactura es relativamente sencilla y fácilmente aplicable a envolventes con diámetros grandes.

De acuerdo a las dos clasificaciones anteriores y al tipo de equipo a diseñar, se requiere conocer el procedimiento de cálculo de bridas de conexión tipo deslizable y de unión tipo anillo o tipo opcional, debido a que el fluido que se maneja, presiones y temperaturas en los condensadores de superficie no son tan críticas como para considerar un sobrediseño en espesores y hacer al equipo mas pesado del requerido.

CRITERIOS DE DISEÑO PARA UNA BRIDA TIPO ANILLO

1) El material de la brida es usualmente de la misma composición química que el de la envolvente. Preferentemente se obtendrá de una placa rolada. El material requerido para las bridas del

equipo viene indicado en la hoja de datos.

Por otro lado, el material de pernos está gobernado por las condiciones de trabajo y podrá obtenerse del código A.S.M.E., de la tabla USC 23, sección VIII, división 1, que se refiere a materiales de pernos de acero al carbono y altamente aleados.

La norma T.E.M.A. en su parrafo 10, establece lo sig.:

- Para la clase "R" el diámetro mínimo permisible de los pernos será de 3/4" (19mm).
- Para la clase "C" el diámetro mínimo permisible será de 1/2" (12.7mm). Se seleccionará este tipo ya que la clase "C" es especifica para procesos y aplicaciones generales.
- Para la clase "B" el diámetro mínimo permisible de los pernos será de 5/8" (15.87mm).

También hace la recomendación de que para tamaños de 1" y menores se utilicen pernos de cuerda standar (UNC); para tamanos mas grandes se usarán pernos con cuerda de 8 hilos por pulgada (8UN). Otro punto importante es la selección del tipo de empaque que ha de emplearse en la brida, esta se efectúa en la tabla V.5.3, en la cual aparecen los valores correspondientes de esfuerzo de asentamiento "Y" y el factor del empaque "m" de acuerdo al empaque seleccionado además se indica el valor del ancho básico de asentamiento del empaque "bo" en función del ancho total del mismo "N".

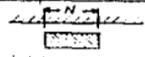
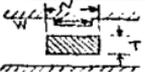
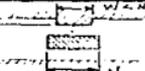
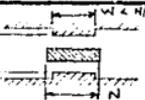
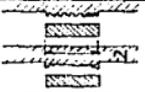
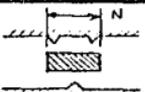
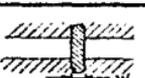
ESFUERZO DE ASENTAMIENTO Y FACTOR DE EMPAQUE

NOTA: Factor de empaque (m) para condiciones de operación y esfuerzo mínimo de diseño (Y)
 NOTA: Esta tabla contiene los materiales más usados en empaques y caras de contacto con valores sugeridos de diseño para "m" que tienen generalmente propiedades satisfactorias de servicio actual cuando son usados adecuadamente.

MATERIAL DE EMPAQUE	FACTOR DE EMPAQUE	ESFUERZO MÍNIMO DE DISEÑO	ESQUEMA DE FORMA	LIMITACIONES DE FORMA
GOMA SIN TELAJO ALTO PORCENTAJE DE ASBESTO ABAJO 75 DUREZA SHORE ARRIBA 75 DUREZA SHORE	0.50 1.00	0 200		USAR 1, 4 y 6
ASBESTO CON CUBIERTA ACEPTABLE PARA CONDICIONES DE OPERACION 1/8" ESPESOR 1/16" ESPESOR 1/32" ESPESOR	2.00 2.75 3.50	1600 3700 6700		
GOMA CON INSERCIÓNES DE ALGODÓN	1.25	400		NADA
GOMA CON INSERCIÓN DE ASBESTO CON O SIN REFUERZO	3 PLY 2 PLY 1 PLY	2.25 2.50 2.75	2200 2900 3700	NADA
FIBRAS VEGETALES	1.75	1100		USAR 1, 4 y 6 SOLAMENTE
MATERIAL ESPERAL CON FIBRA DE ASBESTO CARBÓN ACERO	2.50 3.00	2900 1500		USAR 1, 2 y 3 SOLAMENTE
ACERO DENTADO / ASBESTO	2.75	3700		
METAL CORRUGADO INSERCIÓN DE ASBESTO O METAL CORRUGADO CUBIERTO DE ASBESTO ALUMINIO COBRE HIERRO O ACERO MONEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	2.50 2.75 3.00 3.25 3.50	2900 3700 4500 5500 6500		USAR SOLAMENTE 1a
METAL CORRUGADO ALUMINIO COBRE HIERRO O ACERO MONEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	2.75 3.00 3.25 3.50 3.75	3700 4500 5500 6500 7600		
PLACA DE METAL CUBIERTA CON ASBESTO ALUMINIO COBRE HIERRO O ACERO MONEL 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	3.25 3.50 3.75 3.50 3.75 3.75	5500 6500 7600 8000 9000 9500		USAR 2a SOLAMENTE
ACERO ESTRIADO O ACERO SUAVE CON O SIN CUBIERTA DE METAL ALUMINIO COBRE HIERRO O ACERO MONEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	3.52 3.50 3.75 4.00 4.25	5500 6500 7600 8900 10100		USAR 1, 2 y 3 SOLAMENTE
PLACA DE METAL SÓLIDA ALUMINIO COBRE HIERRO O ACERO MONEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	4.00 4.75 5.50 6.00 6.50	9200 13000 18000 21800 26000		NADA
JUNTAS DE ANILLOS HIERRO O ACERO MONEL O 4-6% CROMO ACERO INOXIDABLE	5.50 6.00 6.50	18000 21800 26000		USAR 8 SOLAMENTE

FIGURA V.5.3

ANEXO TABLA V.5.3.

ESQUEMA DE CARA	ANCHO BASICO DE ASENTAMIENTO DE EMPAQUE	
	COLUMNA I	COLUMNA II
	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
	$\frac{W + T}{2} \left(\frac{W + N_{max}}{4} \right)$	$\frac{W + T}{2} \left(\frac{W + N_{max}}{4} \right)$
	$\frac{W + N}{4}$	$\frac{W + 3N}{8}$
	$\frac{W}{2} \left(\frac{N_{min}}{4} \right)$	$\frac{W + N}{4} \left(\frac{3N}{8} \right)$
	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
	$\frac{W}{8}$	—

ANCHO EFECTIVO DE ASENTAMIENTO b

b = b_o CUANDO b_o ≤ 1/4"

b = b_o / 2 CUANDO b_o > 1/4"

La norma T.E.M.A. en su parrafo 6, para las tres clases R,B y C recomiendan que el ancho mínimo de empaque sea de 3/8" para envoltentes hasta 23" de diámetro nominal y de 1/2" para tamaños mas grandes.

El material del empaque se encuentra influenciado principalmente por tres factores, la naturaleza del material, la temperatura y la presión del fluido que se maneje.

La temperatura de un agente corrosivo tiene un doble efecto , pues causa un aumento en la velocidad del ataque corrosivo que trae como consecuencia cambios frecuentes de empaques.

El material del empaque deberá resistir la corrosión del fluido de proceso. Puede ser un costo excesivo usar materiales inadecuados que traen como consecuencia cambios frecuentes de empaques.

Esto da como resultado final un alto costo de mantenimiento, sin embargo, si es necesario que las conexiones se abran con cierta frecuencia, puede ser satisfactorio usar un material menos costoso y de menor resistencia. Cuando la conexión se abre ocasionalmente, el material más resistente, prescindiendo de su costo, resulta ser a la larga más económico. Otro factor importante para la selección del material del empaque es la presión de operación, una presión alta requiere utilizar un empaque más resistente mecánicamente.

Una vez seleccionados y definidos los puntos anterior s, se establecen los requerimientos del perno seleccionado mediante la

tabla V.5.4, en donde se menciona dimensiones tales como: espaciamento mínimo entre líneas de centro de pernos, distancia radial mínima (la necesaria para colocar la herramienta), distancia mínima al borde superior, etc. correspondientes al tamaño nominal del perno seleccionado.

DATOS DE PERNOS MINIMO RECOMENDADO

Grosor del Borde	Threading		Rul Dimensions		Grosor Español B	Distancia Radial A	Distancia Radial M	Español Distancia Z	Español Distancia X	Grosor del Borde
	No. of Threads	Form Area No.	Across Flats	Across Corners						
1/8	13	0.176	7/8	0.969	1/4	1/16	3/8	3/8	1 1/2	1/4
1/8	11	0.202	1 1/16	1.175	1/8	1/16	3/8	3/8	1 1/2	1/4
1/8	10	0.202	1 1/8	1.383	1/8	1/8	1/16	1/16	2 1/4	1/4
1/8	9	0.418	2 1/8	1.589	2 1/8	1/8	1/16	1/16	2 1/4	1/4
1	8	0.531	1 1/2	1.796	2 1/4	1/4	1/16	1/16	2 1/4	1
1 1/8	8	0.728	1 1/2	2.002	2 1/4	1/4	1/4	1/4	2 1/4	1 1/8
1 1/8	8	0.925	2	2.207	2 1/4	1/4	1/4	1/4	3 1/4	1 1/8
1 1/8	8	1.155	2 1/8	2.416	3 1/8	1/4	1/4	1/4	3 1/4	1 1/8
1 1/2	8	1.405	2 1/8	2.622	3 1/8	2	1/4	1/4	3 1/4	1 1/2
1 1/2	8	1.680	2 1/8	2.828	3 1/8	2 1/4		1/4	4	1 1/2
1 1/2	8	1.930	2 1/8	3.035	3 1/8	2 1/4		1/4	4 1/4	1 1/2
1 1/2	8	2.254	2 1/8	3.242	4	2 1/4		1/4	4 1/4	1 1/2
2	8	2.652	3 1/8	3.649	4 1/4	2 1/4		2	4 1/4	2
2 1/4	8	3.473	3 1/8	3.862	4 1/4	2 1/4		2 1/4	5 1/4	2 1/4
2 1/4	8	4.292	3 1/8	4.275	5 1/8	3 1/8		2 1/4	5 1/4	2 1/4
2 1/4	8	5.253	4 1/8	4.688	5 1/8	3 1/8		2 1/4	6 1/4	2 1/4
3	8	6.324	4 1/8	5.102	6 1/8	3 1/8		2 1/4	7	3
3 1/4	8	7.447	5	5.515	6 1/8	3 1/8		3	7 1/4	3 1/4
3 1/4	8	8.749	5 1/8	5.928	7 1/8	4 1/8		3 1/4	8	3 1/4
3 1/4	8	10.128	5 1/8	6.341	7 1/8	4 1/8		3 1/4	8 1/4	3 1/4
4	8	11.564	6 1/8	6.755	8 1/8	4 1/8		3 1/4	9	4

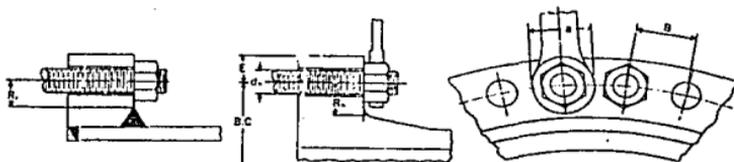


TABLA V. 5. 4.

Por último antes de efectuar el dimensionado general de la brida, es necesario conocer la distancia requerida por el filete de la soldadura, para bridas tipo anillo, esta distancia debe ser 0.25 veces g_0 (donde g_0 es el espesor de la envolvente), pero no menor a $1/4"$ para cada lado del filete de soldadura.

Una vez reunidos todos estos datos, se efectúa el dimensionado de la brida en donde:

B = Diámetro interior de la brida.

C = Diámetro del círculo de pernos = $B + 2R$

R = Distancia radial mínima (tabla V.5.4) más la distancia requerida por la soldadura.

A = Diámetro exterior de la brida = $B + 2R + 2E = C + 2E$

E = Distancia mínima al borde superior (tabla V.5.4).

2) Dimensionado del empaque.

En este paso, se determina el ancho efectivo de asentamiento del empaque, así como los diámetros interior y exterior del mismo.

La localización del diámetro medio del empaque G, es de gran importancia, ya que tiene una gran influencia en el espesor de la brida a diseñar y de otros elementos a los cuales va unida.

Existe un rango razonable dentro del cual podemos hacer variar el diámetro medio del empaque (G), si usamos un valor relativamente alto, obtendremos un área requerida de pernos muy grande incrementando el número de pernos, pero a su vez disminuyendo el espesor de la brida, sin embargo, el tener valores

altos de G implicará un valor bajo del brazo de palanca hg . Analizando el caso contrario, vemos que con valores de G bajos, obtendremos un valor de brazo de palanca de hg mayor por lo tanto un valor menor de pernos, corriendo el riesgo de no sellar de una manera aceptable el empaque y aumentando el espesor de la brida. Por lo que es necesario balancear ambos puntos de vista con objeto de conseguir un diseño aceptable para la ella y los elementos a los que se apernará.

Debido a que en los condensadores de superficie no se presentan condiciones de operación críticas, es decir, no se manejan temperaturas y presiones elevadas, se puede recurrir a disminuir un poco el espesor de la brida haciendo que el diámetro medio del empaque (G) sea igual al diámetro del círculo de pernos, es decir: $G=C$.

La ventaja principal que se obtiene al hacer $G=C$ es que de esta forma el brazo de momentos de la reacción de la carga del empaque al círculo de pernos (hg) es igual a cero.

$$hg = (C - G) / 2 = 0$$

y el momento (Mg) producido por la fuerza actuante sobre el empaque (Hg), se nulifica.

$$Mg = Hg hg = 0$$

Finalmente, el momento producido por el asentamiento del empaque (Ma) también se nulifica.

$$Ma = M hg = 0$$

El ancho efectivo del asentamiento del empaque (b), según ASME, está dado por:

$$b = \frac{\sqrt{b_0}}{2} \quad \text{siendo } N \text{ el ancho seleccionado del empaque.}$$

y el diámetro del punto de localización de la reacción

del empaque viene expresado por:

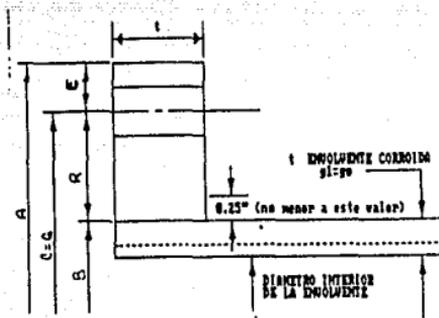
$$G = d_0 - 2b \quad \text{siendo } d_0 \text{ el diámetro ext. del empaque.}$$

luego entónces: $d_0 = G + 2b = C + 2b$

En conclusión, se puede afirmar que una vez conocido el diámetro del círculo de pernos (C) y escogido el ancho del empaque (N), se ajustan los valores del diámetro exterior e inferior del empaque, de tal forma que el diámetro del punto de localización de la reacción del empaque (G) sea igual al diámetro del círculo de pernos (C), y de esta forma el brazo de momento de la reacción de la carga del empaque al círculo de pernos es igual a cero.

Luego entónces el momento que se producirá debido a esta reacción se nulifica.

3) Dimensionado General de la Brida.



4) Cálculo del espesor.

a).- Cálculo de fuerzas:

El condensador a diseñar como ejemplo será de cajas divididas. Cuando se trate del cálculo de las bridas de las cajas de agua, los cálculos tomarán en cuenta la configuración del empaque mostrada en la figura (V.5.5.a) y para el cálculo de la brida del pozo caliente, los cálculos tomarán en cuenta la configuración del empaque normal mostrado en la figura (V.5.5.b)

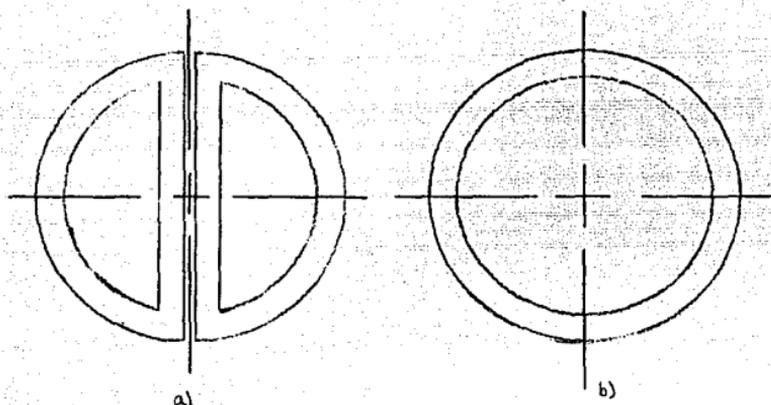


FIGURA V.5.5

- Fuerza requerida para asentar al empaque.

$$Wm2 = Y \times (\text{perímetro del empaque}) \times (\text{ancho efectivo})$$

En donde Y es el esfuerzo de asentamiento del material del empaque y para efectos del cálculo del perímetro del empaque, se considera como diámetro de este al diámetro del punto de localización de la reacción del empaque.

Para el caso de las bridas de las cajas divididas:

$$Wm2 = Y \left(\frac{\pi}{2} G + G \right) (b) (2)$$

$$Wm2 = 2Y bG \left(\frac{\pi}{2} + 1 \right)$$

$$Wm2 = 5.1416 (Y) (b) (G)$$

Para el caso de una brida normal:

$$Wm2 = (Y) (\pi) (G) (b)$$

- Carga de presión sobre el empaque en condiciones de operación (Hp).

$$Hp = (\text{Perímetro del empaque}) (2 \text{ veces ancho efectivo}) \\ (\text{Presión de operación}) (m)$$

Donde m es el factor referente al tipo de material del empaque y la presión de operación se considera la de diseño.

- Para el caso de la brida de cajas de agua divididas:

$$Hp = \left(\frac{\pi}{2} G + G\right)^2 (2b) (P)$$

$$Hp = 4 P b m G \left(\frac{\pi}{2} + 1\right)$$

$$Hp = 10.2832 (P) (m) (G) (b)$$

- Para el caso del cálculo de una brida normal:

$$Hp = (\pi G) (2b) (P) (m)$$

$$Hp = 6.2832 (P) (G) (m)$$

- Fuerza hidrostática total (H):

Esta es igual para ambos casos y se determina mediante la siguiente fórmula:

$$H = G \frac{\pi}{4} P$$

donde G = diám. medio del empaque
P = presión de operación

- Carga de pernos en condiciones de operación (Wm1):

Esta es igual a la suma de la carga de presión sobre el empaque en condiciones de operación, más la fuerza hidrostática total.

$$Wm1 = Hp + H$$

b) Cálculo de pernos:

- Número de pernos:

Una vez encontrada la carga de pernos en condiciones de operación, se puede definir el área requerida de sección transversal de pernos, mediante la utilización del esfuerzo permisible del material de los pernos; puesto que sabemos que éste es igual a:

$$\text{Esfuerzo permisible} = S_b = W_m / A_m = \frac{\text{Carga de pernos en operación}}{\text{Área de la sección transv. requerida a temp. ambiente}}$$

$$\text{y entonces: } A_m = W_m / S_b$$

Ya definida el área requerida de pernos, se selecciona el tamaño nominal de éstos, y con la ayuda de la tabla (V.5.4) (características de pernos); donde se especifica el área de sección transversal para cada tamaño nominal de pernos, se procede a calcular un número determinado de pernos que aporte el área mínima requerida de pernos.

Como se indica en el punto anterior, todos los cálculos efectuados están en función de la configuración del empaque de la brida.

Para el caso de las bridas de las cajas de agua divididas, el número de pernos (NP) se determina mediante el siguiente planteamiento:

- Para cada semicírculo:

$$N_p = \frac{A_m / 2}{A_{sp}}$$

- Para el círculo completo (brida normal):

$$NP = \frac{Am}{Asp}$$

En donde Asp es el área de la sección transversal del perno seleccionado, y el número de perno real (Npr), es el resultante en valor absoluto de la relación anterior. La norma T.E.M.A. recomienda que los pernos se coloquen simétricamente con la línea de centro naturales, por esta razón el número de pernos deberá ser múltiplo de cuatro.

La distribución está en función de la configuración del empaque y se determina en base al perímetro del círculo o del semicírculo de pernos según sea el caso, arreglandolos de tal manera que el espaciamiento real sea mayor al espaciamiento mínimo especificado por T.E.M.A..

El espaciamiento máximo permitido está dado por:

$$e \text{ max.} = 2a + \left[\frac{6t}{(0.5 + m)} \right]$$

En donde a es el diámetro nominal del perno seleccionado y t es el espesor supuesto de la brida; el cual debe ser aproximadamente igual al determinado al finalizar el cálculo, porque de no ser así, se procede a suponer otro valor que cumpla con lo establecido.

Es necesario definir también la magnitud (2a + t), porque de ser menor al espaciamiento real será necesario calcular la siguiente relación:

$$\frac{\text{Espaciamiento real}}{\text{-----}} \\ (2a + t)$$

y esto nos proporcionará un factor que posteriormente multiplicará al momento total de la brida bajo condiciones de operación

- Carga de pernos de diseño de la brida (W).

$$W = 1/2 (A_b + A_m) S_a \quad \text{Donde:}$$

A_b = Area real de pernos = (Npr) (Asp)

A_m = Area mínima requerida de pernos

S_a = Esfuerzo permisible del material de pernos a la temp. de diseño

c) Cálculo de momentos:

- Fuerza hidrostática que actúa sobre el interior de la brida:

$$H_d = \frac{B}{4} P$$

- Fuerza hidrostática que soportará la brida:

$$H_d' = H_d - F$$

- Brazo de momento correspondiente a la fuerza hidrostática:

Esta es la distancia existente entre el radio interior de la brida y el radio del círculo de pernos.

$$h_d = \frac{(C - B)}{2}$$

- Momento debido a la fuerza hidrostática:

$$M_d = H_d' (h_d)$$

- Momento debido a la diferencia entre la fuerza hidrostática total en el extremo y la fuerza hidrostática sobre el interior de la brida (Mt).

En este caso, el brazo de momento actuante es la distancia entre el radio interior de la envolvente y el radio del círculo de pernos o bien:

$$ht = \frac{(B + g_1)}{2}$$

$$\text{entonces: } Mt = (H - Hd) ht$$

- Momento total de la brida bajo condiciones de operación (Mo):

$$Mo = Md + Mt$$

Nota: Si el espaciamiento entre pernos es mayor a $2a + t$, el momento Mo será alterado por el sig. factor:

FC = Espaciamiento real / $(2a + t)$ y entonces:

$$Mo' = (Mo) (FC)$$

Con el objeto de reducir el volumen de trabajo aritmético involucrado en los cálculos de esfuerzo, se introduce un factor "M", el cual es solamente el momento total de la brida dividido entre el diámetro interior de la misma (Mo/B). La introducción de este factor en el numerador de cada fórmula de esfuerzo, elimina la necesidad de incluir el diámetro interior de la brida (B) en el denominador y teniendo un valor más pequeño de Mo, los cálculos serán menos laboriosos.

$$M = Mo/B \quad \text{p} \quad Mo'/B$$

según sea el caso

- Constante de forma "K":

Esta es básicamente la relación del diámetro exterior de la brida al diámetro interior:

$$K = A/B$$

- Constante de forma "Yo":

Este parámetro está en función directa del valor "K" y se determina mediante la siguiente fórmula:

$$Y_o = \frac{1}{K - 1} \left[0.66845 + 5.7169 \frac{(K - \log K)}{K - 1} \right]$$

- Determinación del espesor:

$$t = M Y_o / S_t$$

Donde S_t = Esfuerzo permisible del material de la brida

NOTA: El espesor encontrado debe ser aproximadamente igual al supuesto en el paso b), de no ser así; se procede a efectuar un nuevo cálculo con otro valor supuesto de "t".

En la figura V.5.4 Se muestra un formato que contiene el procedimiento aquí expuesto para facilitar el diseño de las bridas de geometría circular tipo anillo.

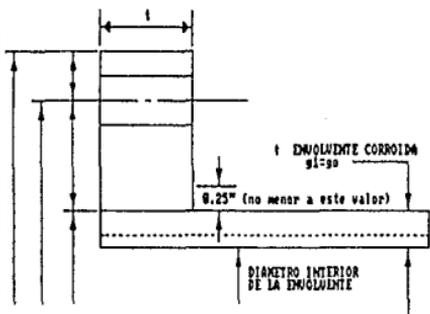
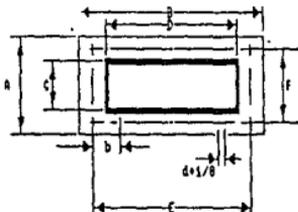
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUAUTITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA BRIDAS TIPO ANILLO	
COMPONENTE:			
CONDICIONES DE DISEÑO		EMPAQUE Y PEROS	
MATERIAL DE LA BRIDA	n =	Diam. Perros =	
MATERIAL DE PEROS	v =	R =	
ESFUERZO PERM. S _a	M =	R _b =	
PRESIÓN DE DISEÑO	b _o =	E =	
MATERIAL DEL EMPAQUE	b = b _o /2 =	LONG. SOLDADURA =	
	d _o = G + 2b	R = R _b + LONG. SOLDADURA	
	d _i = d _o - 2H =	C =	
		A =	
		g ₁ = g _o =	
DIMENSIONADO GENERAL DE LA BRIDA 		CÁLCULO DE FUERZAS BRIDA DIVIDIDA $W_2 = 5.1416(V)G(b)$ $d_p = 10.2032(P)n(G)b$ $R = 0.7854(G)P$ $W_1 = MPn$	
		CÁLCULO DE PEROS N DE PEROS: $A_n = W_1/S_b =$ PARA CADA SINCIRCULO $A_n/2 =$ DE LA TABLA V.5.4 $A_p =$ $M_p = A_n/A_p =$ $M_p = (A_n/2)/A_p =$ ÁREA REAL DE PEROS = $A_b = M_p(A_p) =$ CARGA DE PEROS DE DISEÑO DE LA BRIDA $N = 1/2 (a_b + A_n) =$	
CÁLCULO DE MOMENTOS			
CARGA	X	BRUZO DE PALANCA	MOMENTO
FUERZA HIDROSTÁTICA: $H_D = vB^2P/4 =$		$h_d = (C-B)/2 =$	$M_D = H_D \cdot h_d =$
CARGA SOBRE EMPAQUE: $H_G = M - N =$		$h_g = 1/2(C-G) =$	$M_G = H_G \cdot h_g =$
FU. HIDROST. TOTAL: $H_T = H - H_D =$		$h_t = 1/2(R+g_1) =$	$M_T = H_T \cdot h_t =$
MOMENTO DE LA BRIDA EN CONDICIONES DE OPERACIÓN: $M_o = M_D + M_T =$			
MOMENTO TOTAL DE LA BRIDA: $M = M_o/B =$			
CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA BRIDA			
CONSTANTE DE FORMA "k": $k = A/B =$			
FACTOR Y_o :		ESPESOR	
$Y_o = \frac{1}{1-k} \left[0.66845 + 0.7169 \frac{k \times 100 \times k}{k-1} \right]$		$Y_o =$	$t = \sqrt{\frac{M \cdot Y_o}{S_t}}$
			$t =$

FIGURA V.5.4

PROCEDIMIENTO DE CALCULO PARA BRIDAS DE GEOMETRIAS RECTANGULAR

La conexión de la turbina con la entrada del condensador de superficie, comúnmente es de geometría rectangular. El procedimiento para la revisión del espesor y la geometría de la brida de conexión del condensador, sigue el mismo criterio de fuerzas y momentos que siguen para bridas circulares, que están de acuerdo con el código A.S.M.E., así como el procedimiento descrito por el H.E.I., según se muestra en la fig. V.5.6.

El siguiente procedimiento típico puede usarse para dimensiones de bridas con empaque de cara completa y para determinar los requisitos de apernado.



GASKET SEATING PRESSURE

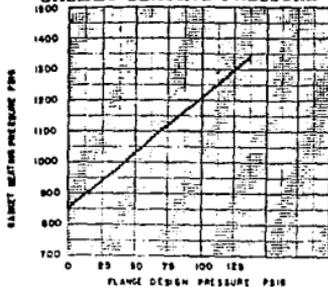


FIGURA U.5.5

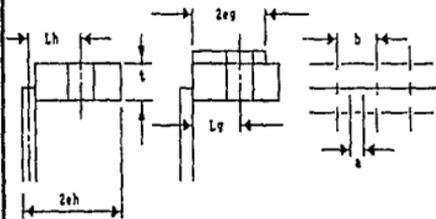


FIGURA U.5.6

1. PRESIÓN DE DISEÑO: $P =$ _____
2. DIMENSIONES EXTERNAS DE LA BRIDA:
 $A =$ _____ Pulg; $B =$ _____ Pulg.
3. DIMENSIONES INTERNAS DE LA BRIDA:
 $C =$ _____ Pulg; $D =$ _____ Pulg.
4. LÍNEA DE CENTROS DE PERNOS:
 $E =$ _____ Pulg; $F =$ _____ Pulg.
5. DIÁMETRO NOM. PERNOS: $d =$ _____ Pulg.
6. NO. PERNOS CONSIDERANDO ESPACIAMIENTO
MINIMO PARA HHTA, FIG. U.5.2 $N =$ _____
7. PRESIÓN REQUERIDA PARA COMPACTAR EL ENPAQUE:
FIGURA U.5.5. $P_g =$ _____ Lbs/Pulg
8. ÁREA ENPAQUE $A_g = (A \times B) - (C \times D) - \left[N \times \left(\frac{d+1}{8} \right)^2 \right]$
 $A_g =$ _____ Pulg
9. FUERZA REQUERIDA PARA COMPACTAR ENPAQUE:
 $F_g = P_g \times A_g =$ _____ Lbs.
10. FUERZA HIDRÁULICA: $W_h = E \times F \times P =$ _____ Lbs.
11. CARGA DE APENADO REQUERIDA: $F_b = F_g + W_h$
 $F_b =$ _____ Lbs.
12. ESFUERZO TOTAL DE APENADO: $S_b = F_b / A_{ab}$
Lbs/Pulg
DONDE: $A_{ab} =$ ÁREA DE PERNOS _____ Pulg
13. MOMENTO HIDRÁULICO: $M_h = (W_h \times L_h \times F_h) / N$
 $M_h =$ _____ Lbs-Pulg
DONDE: $L_h = 1$ EXCEPTO CUANDO $L_h > 0.6(2eh)$
ENTONCES: $L_h = 0.5 + (L_h - 0.5) / e_h$
14. MOMENTO DE ASENTAMIENTO SOBRE LA BRIDA:
 $M_g = (F_g \times L_g) / 4N$; $M_g =$ _____ Lbs/Pulg
DONDE: $e_g = 1/2$ ANCHO DEL ENPAQUE = _____
 $f_g =$ FACTOR CORRECCION GEOMETRICO DEL ENPAQUE
 $f_g = 1$ EXCEPTO CUANDO $L_g > e_g$
 $f_g = 0.98 + (L_g - e_g) / e_g$
15. ESPESOR REQUERIDO PARA LA BRIDA:
 $t = \frac{5 (M_g + M_h)}{S_a (a)}$
DONDE: $a =$ DISTANCIA ENTRE LÍNEA DE CENTRO DE PERNOS MENOS EL DIÁMETRO DEL BARRERO (Pulg).

b) REFUERZO EN ORIFICIOS

Los elementos de refuerzo para la instalación de boquillas pueden ser placas que se sueldan a la envolvente, para compensar así el debilitamiento que se les ocasiona en las áreas adyacentes al centro de la perforación efectuada para la inserción del cuello de la boquilla.

Los símbolos utilizados en esta sección son:

d = Diámetro interno de la boquilla en condiciones corroídas.

t = Espesor nominal de la envolvente, menos la corrosión permitida.

t_r = Espesor requerido por la envolvente.

t_{rn} = Espesor requerido por presión del cuello de la boquilla.

t_n = Espesor nominal del cuello de la boquilla, menos la corrosión permitida.

t_e = Espesor o elevación del elemento de refuerzo.

D_p = Diámetro exterior del elemento de refuerzo.

ODN = Diámetro exterior de la boquilla.

PROCEDIMIENTO DE CALCULO PARA REFUERZOS EN ORIFICIOS

Este procedimiento está basado en el código A.S.M.E. en su parte UG-37 div.1 seccion VIII, para determinar si una boquilla está reforzada adecuadamente o si es necesario reforzarla con elementos adicionales.

Para determinar si una boquilla está reforzada adecuadamente, primero será necesario investigar si las áreas de refuerzo disponibles, serán suficientes sin el uso de un refuerzo adicional.

La figura V.5.8, muestra un diagrama esquemático de la unión de una boquilla con la envolvente perforada, donde se muestran las variables mencionadas anteriormente.

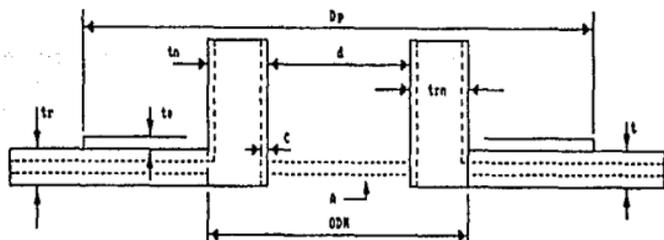


FIGURA V.5.8.

De acuerdo a la figura, el área de refuerzo requerida está indicada por la letra "A", la cual es igual al diámetro interno de boquilla (más la corrosión permitida) multiplicado por el espesor requerido por la presión en la envolvente, esto es:

$$A = d (tr)$$

El área de refuerzo disponible, sin incluir placa de refuerzo adicional, presenta las áreas siguientes:

1) El área por exceso de espesor en la envolvente "A1" (usando la evaluación más grande):

$$A1 \quad \left[\begin{array}{l} (t - tr) d \\ (t - tr) (tn + t) 2 \end{array} \right]$$

2) El área por exceso de espesor en el cuello de boquilla "A2", (usandose la evaluación más pequeña).

$$A2 \quad \left[\begin{array}{l} (tn - trn) 2.5 (2) = 5t (tn - trn) \\ (tn - trn) 2.5 tn (2) = 5tn (tn - trn) \end{array} \right]$$

3) El área de la sección transversal de soldadura "A3".

De acuerdo a lo anterior :

si $A1 + A2 + A3 > A$; entónces la boquilla está reforzada adecuadamente en la unión con la envolvente.

si $A1 + A2 + A3 < A$; entónces será nesesaría un área de refuerzo adicional.

Siendo A4 el área de sección transversal del refuerzo adicional, tenemos que:

$$A4 = (Dp - ODN) te$$

De emplearse una placa de refuerzo, el factor $(2.5t_n)$ en la ecuación para el cálculo del área "A2" está medido desde la superficie superior de la placa y por consiguiente conviene tomarlo como $(2.5 t_n + t_e)$, de aquí, el área "A2" deberá ser recalculada bajo esta consideración, para compararla con el valor obtenido con el factor $2.5t$ y elegir el menor.

Resumiendo lo anterior, de considerarse elemento de refuerzo el área "A2" deberá ser la evaluación menor de:

$$A_2 \begin{cases} (t_n - t_{rn}) 5t \\ (t_n - t_{rn}) (2.5 t_n + t_e) \end{cases}$$

Finalmente si:

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 > A$$

La unión soldada de la envolvente a la boquilla estará reforzada adecuadamente.

NOTA: Cuando las condiciones de operación son de presión externa, el área de refuerzo requerida solo necesita ser el 50% de la que se requiere por condición de presión interna donde t_r es el espesor requerido de pared definido por las reglas de presión externa.

El diámetro exterior de la placa de refuerzo no debe exceder dos veces el diámetro de la boquilla. El espesor de la placa de refuerzo no debe exceder a $2.5t$ ni a $2.5t_n$.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CHIHUITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA REFUERZO DE ORIFICIOS	
CANAL		ENVOLVENTE	
PRESIÓN _____ PSI; D.I. _____; ESPESOR _____		PRESIÓN _____ PSI; D.I. _____; ESPESOR _____	
TAMANO DE BOQUILLA _____; TOL. CORROSION _____		TAMANO DE BOQ. _____; TOL. CORROSION (C) _____	
		$tr = \frac{PR}{5-0.6P} = \underline{\hspace{2cm}}$ $trn = \frac{PR}{5-0.6P} = \underline{\hspace{2cm}}$	
<p>A = AREA DE REFUERZO REQUERIDA = $d (tr)$ A = _____</p> <p>A1 = AREA DE LA ENVOLVENTE DISPONIBLE PARA REFUERZO (USE LA MAYOR A1)</p> <p>A1 = $(t - tr) (d)$ = _____</p> <p>A1 = $(t - tr) (tn + t) 2$ = _____ A1 = _____</p> <p>A2 = AREA DE LA PARED DE LA BOQUILLA DISPONIBLE PARA REFUERZO (USE LA MAYOR A2)</p> <p>A2 = $St (tn - trn)$ = _____</p> <p>A2 = $St (tn - trn)$ = _____ A2 = _____</p> <p>A3 = AREA DE SOLDADURAS DISPONIBLE PARA REFUERZO A3 = _____</p> <p>SI $A1 + A2 + A3 > A$; NO SE REQUIERE PLACA DE REFUERZO A1 + A2 + A3 = _____</p>			
<p>SI REQUIERE PLACA DE REFUERZO</p> <p>-----</p>			
<p>A2 CAMBIA AL VALOR MENOR DE LOS SIGUIENTES:</p> <p>A2 = $St (tn - trn)$ = _____</p> <p>A2 = $2 (tn - trn) (2.5tn + te)$ = _____ A2 = _____</p> <p>A4 = $(Dp - D.E. BOQUILLAS) te$ = _____ A4 = _____</p> <p>SI $A1 + A2 + A3 + A4 > A$; LA PLACA DE REFUERZO ES LA ADECUADA A1 + A2 + A3 + A4 = _____</p>			
<p>NOTA: EL REFUERZO REQUERIDO PARA PRESION EXTERNA NECESITA SER SOLAMENTE EL 50% DEL REQUERIDO PARA PRESION INTERNA, DONDE tr ES EL ESPESOR DE PARED REQUERIDO POR LAS REGLAS DE PRESION EXTERNA (ASME).</p>			
<p>LIMITES DE REFUERZO</p>			
<p>1. DIAMETRO: EL MAYOR DE LOS SIGUIENTES: a) $2 \times d$ y b) $2(0.5d + \text{ESPESOR ENVOL.} + \text{ESPESOR BOQUILLA})$</p>			
<p>2. ESPESOR: EL MENOR DE LOS SIGUIENTES: a) 2.5 (ESPESOR DE ENVOL. - C) ; b) 2.5 (ESPESOR BOQUILLA - C)</p>			

FIGURA U.S.10

V.6 TAPAS Y PLACA DIVISORA DE LA CAJA DE AGUA

Existen varios tipos de tapas de acuerdo a su geometría, ya que ésta se determina de acuerdo a las condiciones de esfuerzo que actúan sobre ellas, sin embargo, la selección para un recipiente cilíndrico dependerá sobre todo de las condiciones de servicio y de los costos de fabricación. A continuación se mencionan los tipos de tapas más comunes (fig. V.6.1).

- 1.- Tapas planas
- 2.- Tapas de abombado estandar con ceja
- 3.- Tapas abombadas con ceja (toriesféricas)
- 4.- Tapas con geometría semielíptica
- 5.- Tapas semiesféricas
- 6.- tapas con abombamiento inverso y con ceja

Partiendo del equipo a diseñar (Condensador de superficie), las condiciones de operación no son tan severas como las de otro tipo de cambiadores de calor, por lo que se pueden diseñar las tapas de las cajas de agua y las tapas del domo con tapas planas de acuerdo con el código ASME sección VIII división 1 parte UG-34, y la tapa del pozo caliente con tapas toriesféricas ya que es la más apropiada, debido a que es soldable al cuerpo cilíndrico de los canales en el extremo de la ceja recta con que actúan, por lo que se hace un elemento no desmontable.

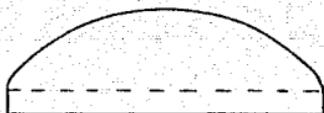
TIPOS DE TAPAS MAS COMUNES



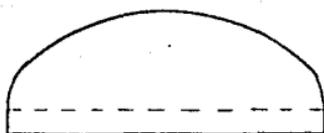
1. PLANA



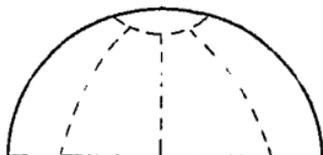
2. ABOMBADO ESTANDAR



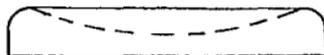
3. TORIESFERICA



4. SEMIELIPTICA



5. ESFERICA



6. ABOMBADO INVERSO

FIGURA V.6.1

CALCULO DE LAS TAPAS PLANAS.

Este cálculo está íntimamente ligado al efectuado para las bridas de las cajas de agua, puesto que estas tapas se conectan directamente a dichas bridas.

Aplicando la norma UG-34 de la sección VIII-1 del código ASME, de acuerdo al tipo de conexión, se utiliza la siguiente relación, la cual se aplica a tapas bridadas por medio de pernos:

$$t = d \left[\frac{(ZCP)}{SE} + \frac{(6Whq)}{SEL d} \right]$$

La selección de la placa se diseña en base a la situación más desfavorable para la geometría determinada o se debe definir el espesor tomando en cuenta condiciones de operación y condiciones de asentamiento del empaque.

d = longitud más pronunciada del área en situación más desfavorable considerada.

c = factor que depende del tipo de conexión, y para una tapa adherida o bridada por medio de pernos correspondiente a la configuración mostrada, c = 0.3. (referencia ASME VIII fig. UG-34).

P = Presión de diseño 90 Psia.

S = esfuerzo permisible del material, es conveniente utilizar el mismo material de la brida o de la envolvente.

E = Eficiencia de la soldadura utilizada en la fabricación de la tapa. E = 0.70.

W = Carga total de pernos. para condiciones de operación:

W = Wm1 = Hp + H, la cual se determina en el cálculo de la brida

- Para condiciones de asentamiento del empaque.

$W = (A_m + A_b) S_a/2$, y también, en el cálculo de las bridas de las cajas de agua se determina su valor.

$h_g =$ Brazo de momento de la reacción de carga del, $h_g = (C-G)/2$ definido en el cálculo de la brida. Para este caso $h_g = 0$.

$Z = 3.4 - 2.4 (d/D)$

En donde:

D = Longitud menos pronunciada del área en situación más desfavorable considerada.

a) Cálculo bajo condiciones de asentamiento del empaque.

Para este caso, sólo se toma en cuenta el segundo miembro del radical, puesto que la presión de diseño se considera nula; y debido a que el valor del brazo de momento de la reacción de la carga del empaque es igual a cero, todo el término es nulificado.

b) Bajo condiciones de operación.

Se consideran los dos términos del radical, y el valor de h_g sigue siendo igual a cero; por lo que la fórmula se simplifica en:

$$t = d (ZCP / SE)^{\frac{1}{2}}$$

TAPAS DEL DOMO

La sección de la tapa del domo, análogamente la analizamos como si fuese una sección rectangular que involucra aproximadamente la misma área, sobre todo si partimos de que la sección más crítica de la tapa es la involucrada por el rectángulo análogo a la figura

Para poder determinar el espesor de esta placa análoga nos auxiliaremos de las fórmulas para el cálculo de esfuerzos para placas planas con extremos rectos y espesor constante; como referencia citaremos el caso de una placa rectangular empotrada en todos sus extremos, donde el esfuerzo máximo de la placa esta dado por:

$$\alpha = (\beta_1 q b^2) t ; \text{ por lo que } t = (\beta_1 q b^2) / \alpha$$

En donde:

β_1 = Parámetro que está en función de la relación de los lados de la placa (a/b), cuyos valores están dados en la tabla V.6.2 de este trabajo.

α = Lado mayor de la placa rectangular.

t = Espesor de la placa.

q = Presión a la que está sometida la placa.

PLACA DIVISORA DE LA CAJA DE AGUA

El espesor de esta placa, se puede calcular de igual forma como se determinó el espesor de las tapas del domo (placa rectangular análoga). De acuerdo a lo anterior analizado, el espesor de la placa se puede determinar mediante las siguiente fórmula para esfuerzo en una placa rectangular plana con espesor constante, empotrada en sus extremos.

$$t = (B1 q b^2) / \alpha$$

Donde todos los términos se describieron anteriormente. a este espesor se le suma una tolerancia por corrosión para saber el espesor adecuado para la placa divisora de 1/32 pul aprox. ver figura V.6.3.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUAUTITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA	PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA TAPAS PLANAS																																
COMPONENTE:																																	
I TAPAS PLANAS DE LAS CAJAS DE AGUA:																																	
$t = d \frac{ICF}{S E} \qquad t = \text{_____ Pulg.}$																																	
$d = \text{_____ Pulg}$																																	
$D = \text{_____ Pulg}$																																	
$C = \text{_____}$																																	
$S = \text{_____ PSI}$																																	
$E = \text{_____ Lb/Pulg}^2$																																	
$Z = 3.4 - 2.4 \left(\frac{d}{D}\right) = \text{_____}$																																	
II TAPAS DEL DOMO:	III PLACA DIVISORA DE LA CAJA DE AGUA:																																
$t = \sqrt{\frac{\beta l q b^2}{S t}} \qquad t = \text{_____ Pulg.}$																																	
$a = \text{_____ Pulg}$																																	
$b = \text{_____ Pulg}$																																	
$\beta = \text{_____ VER TABLA V.6.2}$																																	
$q = \text{_____ PSI}$																																	
$S t = \text{_____ PSI}$																																	
$t = \sqrt{\frac{\beta l q b^2}{S t}} \qquad t = \text{_____ Pulg.}$																																	
$a = \text{_____ Pulg}$																																	
$b = \text{_____ Pulg}$																																	
$\beta = \text{_____ VER TABLA V.6.2}$																																	
$q = \text{_____ PSI}$																																	
$S t = \text{_____ PSI}$																																	
TABLA V.6.2	<table border="1" style="margin: auto; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>a/b</th> <th>1.0</th> <th>1.2</th> <th>1.4</th> <th>1.6</th> <th>1.8</th> <th>2.0</th> <th><</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$\beta 1$</td> <td>0.3079</td> <td>0.3034</td> <td>0.4356</td> <td>0.4689</td> <td>0.4872</td> <td>0.4974</td> <td>0.5000</td> </tr> <tr> <td>$\beta 2$</td> <td>0.1384</td> <td>0.1794</td> <td>0.2094</td> <td>0.2284</td> <td>0.2406</td> <td>0.2472</td> <td>0.2500</td> </tr> <tr> <td><</td> <td>0.0139</td> <td>0.0188</td> <td>0.0224</td> <td>0.0251</td> <td>0.0267</td> <td>0.0277</td> <td>0.0284</td> </tr> </tbody> </table>	a/b	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	<	$\beta 1$	0.3079	0.3034	0.4356	0.4689	0.4872	0.4974	0.5000	$\beta 2$	0.1384	0.1794	0.2094	0.2284	0.2406	0.2472	0.2500	<	0.0139	0.0188	0.0224	0.0251	0.0267	0.0277	0.0284
a/b	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	<																										
$\beta 1$	0.3079	0.3034	0.4356	0.4689	0.4872	0.4974	0.5000																										
$\beta 2$	0.1384	0.1794	0.2094	0.2284	0.2406	0.2472	0.2500																										
<	0.0139	0.0188	0.0224	0.0251	0.0267	0.0277	0.0284																										

FIGURA V.6.3

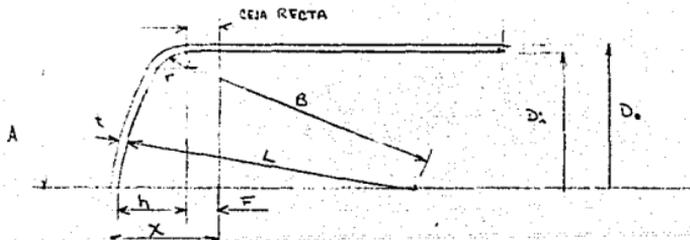
TAPA PARA EL POZO CALIENTE

Como se mencionó anteriormente, de entre los tipos de tapas de acuerdo con su geometría, la más apropiada para el pozo caliente es la toriesférica, debido a que ésta es soldable al cuerpo cilíndrico de los canales en el extremo de la ceja recta con que cuentan, y es entonces un elemento no desmontable.

Este tipo de tapas están constituidas por dos radios, los cuales determinan exactamente la geometría de este elemento. Estos radios deben presentar proporciones que deben estar de acuerdo a lo especificado por el código ASME y son:

- a) Radio de rodilla (r)
- b) Radio de corona (L)

De acuerdo con la norma UG-32 (ASME VIII-1); el radio interior de la corona no deberá ser mayor que el diámetro de la ceja recta de la tapa, y el radio interior de la rodilla no deberá ser menor que el 6% del diámetro exterior de la ceja recta de la tapa y tampoco debe ser menor de 3 veces el espesor de la tapa. ver figura V.6.3



Cálculo geométrico de la tapa:

Los términos indicados en la figura, se evalúan mediante un procedimiento geométrico simple con el cual se puede determinar el perfil de la tapa, tomando en cuenta que el diámetro interior de la tapa debe ser común al del elemento cilíndrico al que habrá de unirse.

DI = Diámetro interior del pozo caliente

$$r = 0.1548 \text{ (DI)}$$

$$L = 0.8122 \text{ (DI)}$$

$$E = 0.5 \text{ (DI)}$$

$$B = L - r$$

$$C = B - A$$

$$h = L - C$$

$$F = 1.5 \text{ Pulg. (longitud convencional)}$$

M = Factor que depende de la relación (L / r), el cual está tabulado en la tabla V.6.4 (correspondiente a la tabla 1.4.2 de ASME VIII-1).

Para el cálculo de la profundidad total de la tapa, es necesario conocer el espesor total de la placa de la tapa, para lo cual se hará uso de la siguiente fórmula:

$$t = PLM / (2SE - 0.2P)$$

Para la revisión de esta espesor calculado se utiliza la siguiente expresión:

$$t_1 = \frac{P L_o M}{2SE + P(M-0.2)}$$

donde L_o = Radio exterior de corona.

Las tapas toriesféricas fabricadas con materiales que tengan especificado un esfuerzo mínimo de tensión que exceda 80,000 Lb/in², deberán diseñarse empleando un valor "S" igual a 20,000 Lb/in² a temperatura ambiente y reducida en proporción en los valores de esfuerzo máximo permisible a la temperatura del material.

En ningún caso podrá considerarse un espesor para la tapa menor al espesor requerido por el elemento cilíndrico que se unirá a esta. es decir, que tendrá que adoptarse el espesor de la pared del cilindro para todas las tapas que al calcularse por presión, resulten menores a ella. Ver figura V.6.5 donde se muestra el formato de diseño.

$P = \underline{\hspace{2cm}}$ PSI
 $DI = \underline{\hspace{2cm}}$ Pulg
 $r = 0.1584 (DI) \underline{\hspace{2cm}}$
 $St = \underline{\hspace{2cm}}$ PSI
 $L = 0.8122 (DI) \underline{\hspace{2cm}}$
 $K = 0.58 (DI) \underline{\hspace{2cm}}$
 $A = K - r \underline{\hspace{2cm}}$
 $B = L - r \underline{\hspace{2cm}}$
 $C = \sqrt{B^2 - A^2} \underline{\hspace{2cm}}$
 $h = L - C \underline{\hspace{2cm}}$
 $F = 1.5$ LONGITUD CONVENCIONAL
 $M =$ FACTOR L/r VER TABLA V.6.4 = $\underline{\hspace{2cm}}$

$$t = \frac{P L M}{S S K - 0.2 F} \quad t = \underline{\hspace{2cm}} \text{ Pulg.}$$

REVISIÓN DEL ESPESOR DETERMINADO

$$t_1 = \frac{P L_0 M}{S S K + FCN - 0.2} \quad \text{donde: } L_0 = \text{RADIO EXTERIOR DE LA CORONA.}$$

$$t_1 = \underline{\hspace{2cm}}, \quad t = \underline{\hspace{2cm}} \text{ Pulg}$$

L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50
M	1.00	1.03	1.06	1.09	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
L/r	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00
M	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
L/r	9.50	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	17.2
M	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

TABLA V.6.4

V.7 ANALISIS SOBRE LA NECESIDAD DE UNA JUNTA DE EXPANSION

Es usual ajustar los movimientos entre la turbina y el condensador provocados por las diferentes temperaturas con una junta de expansión. En las unidades pequeñas es común apoyar los condensadores sobre resortes y la conexión con la turbina puede ser rígida. Por otro lado, para ajustar la expansión diferencial que existe entre la envolvente del condensador y los tubos puede utilizarse un diafragma flexible o algún otro elemento de expansión.

Por lo general, los tubos de un condensador de superficie y la envolvente están hechos de materiales diferentes y como en los tubos circula agua de enfriamiento existirá entonces una diferencia entre la expansión de los tubos y la expansión de la envolvente.

Las dos formas más comunes de compensar estas diferencias son:

- a) Una junta de expansión del tipo diafragma entre uno de los espejos y la envolvente.
- b) Una junta de expansión del tipo fuelle en la envolvente.

Ambos métodos presentan cada uno sus ventajas y desventajas y se puede decir que los dos funcionan satisfactoriamente para efectos de compensar la expansión diferencial entre los tubos y la envolvente.

Un buen número de condensadores de superficie han sido construidos y están actualmente en operación, sin alguna revisión

definida para esta expansión diferencial pero se presume que el total de esfuerzos originados sobre los tubos puede acortar su periodo de vida y causar un daño que de otro modo podría haber sido evitado con las previsiones adecuadas.

Es por esto que es recomendable que la previsión para esta expansión se efectúe aunque los lineamientos de diseño no lo consideren necesario, por lo que se podría implantar un sobre diseño para que el diseño mismo sea considerado como satisfactorio.

El propósito de este capítulo es fundamentalmente calcular los esfuerzos originados por esta expansión diferencial y en base a esto definir la inclusión o no de una junta de expansión en este equipo, y en que grado afecta al periodo de vida del condensador por la concentración continua de esfuerzos.

CALCULO DE LA PRESION DIFERENCIAL EFECTIVA DE DISEÑO

El procedimiento de cálculo está basado fundamentalmente en las normas T.E.M.A. en donde el análisis de las fórmulas aplicadas queda fuera del contexto de este trabajo.

CALCULO DE LAS TEMPERATURAS DE PARED:

a) en los tubos: La temperatura de pared en los tubos se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$T_w = \frac{U}{h_i} (T_v - T) + T$$

donde : T_w = Temperatura de pared del tubo.

U = Coeficiente total (limpio) de transferencia de calor (vease hoja de datos).

T_v = Temperatura de saturación correspondiente a la presión de operación del condensador.

T = Temperatura promedio del agua en el interior de los tubos.

h_i = Coeficiente de convección del fluido interior del tubo (éste es el coeficiente de película para el lado tubos referido a la superficie interior).

Para definir el coeficiente de convección del fluido interior del tubo nos auxiliamos de la figura (V.7.1), donde se encuentra este parámetro en función de la velocidad lineal del fluido interior así como de la temperatura promedio a lo largo de los tubos y del diámetro y calibre de éstos.

b) En la envolvente: No se requiere aislar el equipo pues la temperatura máxima de operación es menor a los 300° F.

Esta temperatura se calcula de acuerdo con el siguiente análisis el cual está basado en los principios de transferencia de calor.

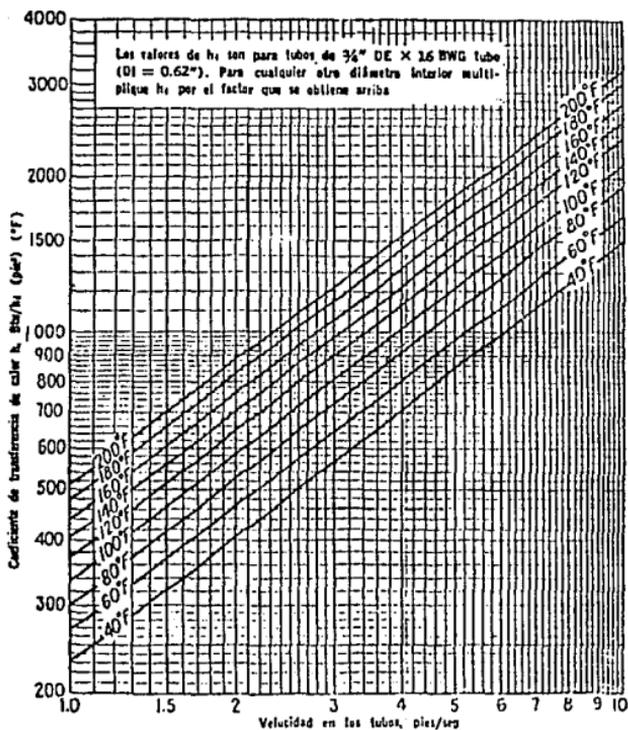
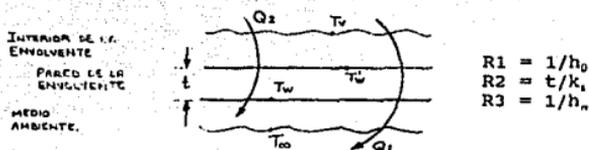


FIGURA V.7.1



h_o = Coeficiente de película del lado envolvente
 k_1 = Conductividad térmica del material de la envolvente
 h_n = Coeficiente de convección del aire.

Dado que el flujo de calor es constante a lo largo del espesor de la pared $Q_1 = Q_2$ entonces :

$$\frac{T_v - T_a}{\frac{1}{h_o} + \frac{t}{k_1} + \frac{1}{h_n}} = \frac{T_v - T_w}{\frac{1}{h_o} + \frac{t}{k_1}} \dots\dots\dots(1)$$

donde k_1 se calcula en base a la temperatura de operación correspondiente de acuerdo a la tabla (V.7.2).

El coeficiente de película del lado envolvente (exterior de los tubos) se puede determinar mediante la siguiente relación:

$$U_n = \frac{h_{i_0} h_o}{h_{i_0} + h_o} \dots\dots\dots(2)$$

donde h_{i_0} es el valor del coeficiente interior del lado tubos cuando está referido al diámetro de la envolvente.

$$h_{i_0} = h_i \frac{G}{D_o} \dots\dots\dots(3)$$

G = Diámetro interior de la envolvente
 D_o = Diámetro exterior de la envolvente

U_n es el coeficiente limpio de transferencia de calor.

$$h_o = h_{i_o} \frac{h_{i_o} U_B}{h_{i_o} - U_B} \dots\dots\dots(4)$$

Como podemos ver la ecuación (1) tiene una solución iterativa ya que para cada valor supuesto de T_w tendremos uno correspondiente de h_a , la cual se presenta en función de este último parámetro y extrapolando al diámetro exterior de la envolvente.

CALCULO DE LA PRESION EQUIVALENTE DEBIDA A LA EXPANSION DIFERENCIAL

La determinación de esta presión se hará considerando que no hay junta de expansión ($J = 1$, donde J es el factor de forma de la junta de expansión).

Datos requeridos:

- E_e = Módulo de elasticidad del material de la envolvente a la temperatura de diseño.
- t_e = Espesor de la envolvente corroída.
- a_e = Coeficiente de expansión térmica del material de la envolvente.
- a_t = Coeficiente de expansión térmica del material de los tubos.
- q_1 = Diferencia entre la temperatura de pared de la envolvente y la temperatura ambiente.
- q_2 = Diferencia de la temperatura de pared de los tubos y la temperatura ambiente.
- D_o = Diámetro exterior de la envolvente.
- G = Diámetro interior de la envolvente.
- E_t = Módulo de elasticidad del material de los tubos.
- t_t = Espesor de pared de los tubos (tubos 3/4 pulg 16 BWG): 0.065 pulg.
- F = Factor F donde $F=1$ (para condensadores de superficie de espejos fijos donde la relación $t_s/G/2 < 0.02$ el factor F siempre es 1).
- d_o = Diámetro exterior de los tubos.
- N = Número de tubos.
- E = Módulo de elasticidad del material del espejo.

a) Factor k

$$k = \frac{E_s t_s (D_o - t_s)}{E_t t_t N (d_o - t_t)}$$

b) factor Fq

$$Fq = 0.25 + (F-0.6) \left[\frac{300 t_s E_s}{k L E} \left| \frac{G}{T} \right|^3 \right]^{1/4}$$

Ahora suponemos un espesor para el espejo:

para el ejemplo de diseño supondremos un espesor de 2 ½ pulg.

Conforme a este valor la longitud efectiva de tubos es:

$$L = L_t - 2t_e \quad (t_e = \text{espesor supuesto del espejo})$$

Ahora se calcula la presión equivalente debida a la expansión diferencial mediante la expresión:

$$P_d = \frac{4 J E_s t_s (\alpha_s q_s - \alpha_t q_t)}{(D_o - 3t_s) (1 + J k Fq)}$$

CALCULO DE LA PRESION EPECTIVA DE DISEÑO LADO ENVOLVENTE

Para el cálculo de esta presión es necesario determinar una presión parcial P's la cual está dada por la siguiente expresión:

$$P' = P_s \left[\frac{0.4J [1.5+k (1.5 +fs)] - \{((1-J)/2) \{(D_i/G)^2 - 1\}\}}{1 + J k Fq} \right]$$

donde P_s es la presión de diseño lado envolvente (para condiciones de vacío P_s en negativa)

$$f_s = 1 - N (d_o/G)^2$$

D_i = Diámetro interior de la junta de expansión (D_i = G cuando no hay junta de expansión).

Luego entonces de acuerdo a las consideraciones anteriores la ecuación para P' , queda como sigue:

$$P'_i = P_i \left[\frac{0.4J (1.5 + k (1.5 + f_i))}{1 + J k Fq} \right]$$

Finalmente la presión efectiva de diseño lado envolvente es la que resulta mayor de las siguientes expresiones:

$$a) P = \frac{P'_i - P_d}{2}$$

$$b) P = P'_i$$

CALCULO DE LA PRESION EFECTIVA DE DISEÑO LADO DE TUBOS

Al igual que el paso anterior es necesario calcular una presión parcial P' , la cual esta dada por la siguiente expresión:

$$P'_i = P_i \left[\frac{1 + 0.4Jk (1.5 + f_i)}{1 + J k Fq} \right]$$

donde: P_i = es la presión de diseño lado tubos. (Para condiciones de vacío P_i es negativa).

$$f_i = 1 - N [(d_o - 2t_i)/G]$$

Entonces la presión efectiva de diseño lado tubos es aquella que resulte mayor de las siguientes expresiones:

$$a) P = \frac{P'_i + P_d}{2}$$

$$b) P = P'_i$$

DETERMINACION DE LA PRESION DIFERENCIAL EFECTIVA DE DISEÑO

DETERMINACION DE LA PRESION DIFERENCIAL EFECTIVA DE DISENO

Cabe mencionar que el diseño del equipo del condensador está basado en esta presión y que al igual que en los procedimientos anteriores esta presión será la que resulte mayor de las siguientes expresiones:

$$1) P = P'_t - P'_s$$

$$2) P = \frac{P'_t - P'_s + P_d}{2}$$

$$3) P = \frac{P_d}{2}$$

En la figura V.7.3. se muestra el formato de cálculo para presiones diferenciales.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUMUTITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO: PRESIONES DIFERENCIALES
CONDICIONES DE DISEÑO		
TEMPERATURA DE PARED DEL TUBO	T_w	°F
COEFICIENTE TOTAL LIMPIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR	u	BTU/h ft ² °F
TEMP. DE SATURACION CORRESP. A LA PRESION DE OPERACION	T_v	°F
TEMP. PROMEDIO DEL AGUA EN EL INT. DE LOS TUBOS	T	°F
COEF. DE CONVECCION DEL FLUIDO INT. DEL TUBO	h_i	BTU/h ft ² °F
COEFICIENTE DE PELICULA DEL LADO ENVOLVENTE	h_o	BTU/h ft ² °F
CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL MATERIAL DE LA ENVOLVENTE (A LA TEMP. DE OP.)	k_s	BTU/h ft ² (°F/ft)
COEFICIENTE DE CONVECCION DEL AIRE.	h_c	BTU/h ft ² °F
DIAMETRO INTERIOR DE LA ENVOLVENTE.	G	in
DIAMETRO EXTERIOR DE LA ENVOLVENTE.	D_o	in
1. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE PARED EN LOS TUBOS:		
$T_w = \frac{u}{h_i} (T_v - T) + T$		$T_w = \quad \quad \quad$ °F
2. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE PARED DE LA ENVOLVENTE.		
$\frac{T_w - T_c}{h_o} = \frac{T_w - T_o}{h_s} \quad \text{----- (1)}$		$T_w = \quad \quad \quad$ °F
$h_{i0} = h_i \frac{G}{D_o} \quad h_{o0} = \frac{h_{i0} u_p}{h_{i0} u_s}$		
* NOTA, LA SOLUCION DE LA ECUACION (1) ES ITERATIVA PARA CADA VALOR DE T SUPUESTO.		
3.- CÁLCULO DE LOS FACTORES "K" Y "Fq":		
$K = \frac{E_s t_s (D_o - t_s)}{E_r t_r H(D_o - t_r)} \Rightarrow K = \quad \quad \quad$		
$F_q = 0.25 + (F - 0.6) \left[\frac{300 t_s E_s \left(\frac{G}{T} \right)^{0.7}}{K L E} \right]^{1/4}$		
$F_q = \quad \quad \quad$		
* NOTA. L = LONGITUD TOTAL DEL TUBO INCLUYENDO LOS DISPOSITIVOS DE APOYO.		
4. CÁLCULO DE LA PRESION EQUIVALENTE DEBIDA A LA EXPANSION DIFERENCIAL.		
$P_d = \frac{4 J E_s t_s (c_s - c_r F_q)}{(D_o - 3t_s) (1 + J K F_q)}$		
$P = \quad \quad \quad \frac{lb}{in^2}$		
5. CÁLCULO DE LA PRESION EFECTIVA DE DISEÑO LADO ENVOLVENTE:		
P → [SELA LA QUE RESULTE MAYOR EN VALOR ABSOLUTO] DE LAS SIGUIENTES EXPRESIONES:		
a) $P = \frac{P_s^2 - P_d}{2}$		b) $P = P_s^2$
DONDE: $P_s^2 = P_s \left[\frac{0.4J (1.5 + K (1.5 + f_s))}{1 + J K F_q} \right] = \quad \quad \quad$ PSI		
$f_s = 1 - N \left(\frac{d_o}{G} \right)^2 \quad \quad \quad P = \quad \quad \quad$ PSI		
6. CÁLCULO DE LA PRESION EFECTIVA DE DISEÑO LADO TUBOS.		
P → [SELA LA QUE RESULTE MAYOR EN VALOR ABSOLUTO] DE LAS SIGUIENTES EXPRESIONES:		
a) $P = \frac{P_t^2 + P_d}{2}$		b) $P = P_t^2 \Rightarrow P = \quad \quad \quad$ PSI
DONDE: $P_t^2 = P_t \left[\frac{1+0.6JX (1.5 + f_t)}{1 + J K F_q} \right] ; f_t = 1 - N \left(\frac{d_o - 2t_s}{G} \right)^2$		
7. PRESION DIFERENCIAL EFECTIVA DE DISEÑO.		
DE IGUAL MANERA SE TOMARA LA QUE RESULTE MAYOR DE LAS SIGUIENTES EXPRESIONES.		
1) $P = P_t^2 - P_s^2$		2) $P = \frac{P_t^2 - P_s^2 + P_d}{2}$
		3) $P = \frac{P_d}{2}$
$P = \quad \quad \quad$ PSI		

FIGURA V.7.3

CALCULO DE LOS ESFUERZOS LONGITUDINALES

Los métodos que a continuación se exponen para la determinación de éstos esfuerzos se basan en un análisis detallado de los efectos producidos debido a la diferencia de presiones existentes entre el lado tubos y el lado envolvente, la cual tiende a deformar el conjunto carcaza-tubos-espejo; y también en otros factores derivados de considerar la flexión del espejo. Las fórmulas aplicadas para este caso son las recomendadas en la sección C.7.2. de las normas T.E.M.A., por lo que la deducción de los mismos queda fuera del contexto de este trabajo.

CARCAZA:

El esfuerzo longitudinal en la carcaza se determina mediante la relación:

$$S_l = \frac{C_s (D_o - t_s) P'_s}{4 t_s}$$

donde P'_s es aquella que resulte mayor (en valor absoluto) de las siguientes expresiones, las cuales son las recomendadas cuando, el diseño está en base a la presión diferencial efectiva de diseño:

- a) $P'_s = - P_d$
- b) $P'_s = P_i - P'_i + P'_e$
- c) $P'_s = P_i - P'_i + P'_e - P_d$

$C_s = 0.5$ si el signo algebraico de P'_s es positivo.

$C_s = 1$ si el signo algebraico de P'_s es negativo.

TUBOS:

Para este caso el esfuerzo se determina mediante la siguiente relación:

$$S_t = \frac{C_t F_q P_t^* G^2}{4N t_t (d_o - t_t)}$$

donde de igual manera P_t es aquella que resulte mayor (en valor absoluto) de las siguientes expresiones:

$$\text{a) } P_t^* = P_2 - P_3 \quad \text{donde: } P_2 = P'_t - (f_t/Fq)P_t$$

$$\text{b) } P_t^* = P_2 - P_3 + P_d \quad P_3 = P'_s - (f_s/Fq)P_s$$

$C_t = 0.5$ cuando P_t^* es positivo.

$C_t = 1$ cuando P_t^* es negativo.

CALCULO DEL ESFUERZO CRITICO DE PANDEO EN LOS TUBOS

Debido a que la longitud del tubo es mucho mayor en relación a su diámetro, se puede considerar que su comportamiento es análogo al de una columna delgada sometida a compresión.

Para una columna el esfuerzo crítico de pandeo esta dado por la expresión:

$$S_{Cr} = \frac{E \pi^2}{(L/r)^2}$$

donde E = es el módulo de elasticidad de la barra.

L = es la longitud sin soportar de la barra.

r = es el radio de giro mínimo.

Tomando como base lo anterior y un factor de seguridad de 2 la norma T.E.M.A. en su sección C.7.24. establece que el esfuerzo crítico de pandeo se calcula mediante la siguiente expresión:

$$S_c = \frac{\pi^2 E t}{2(kl/r)} \quad \text{cuando } C_c \leq kl/r$$

$$S_c = \frac{S_y}{2} \left[1 - \frac{(kl/r)^2}{2C_c} \right] \quad \text{cuando } C_c > kl/r$$

en donde:

$$C_c = \frac{2p E_f}{S_y}^{1/2}$$

S_y = Esfuerzo de fluencia (en psi) del material del tubo a la temperatura de pared utilizada.

r = Radio de giro del tubo

$$r = 0.25 (d_o + (d_o - 2t))^{1/2} \quad \text{(in)}$$

kl = Longitud equivalente en los tubos (en plgs). Se debe usar el valor más grande considerando los claros de tubos sin soportar.

l = Claro de tubo sin soportar

$$k = \begin{cases} 0.6 & \text{para claros entre espejos.} \\ 0.8 & \text{para claros entre un espejo y una placa soporte.} \\ 1.0 & \text{para claros entre placas soportes de tubos.} \end{cases}$$

En la figura V.7.4 se muestra el formato de diseño.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUMUTITLAN INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA	PROCEDIMIENTO DE CALCULO: ESFUERZOS LONGITUDINALES.
<p>1. ESFUERZO LONGITUDINAL EN LA CARCASA:</p> $S_s = \frac{C_s (D_o - t_s) P_s^2}{4 t_s} \quad \text{lb/in}^2$ <p>DONDE P_s^2 SERA LA QUE RESULTE MAYOR DE LAS SIGUIENTES EXPRESIONES:</p> <p>a) $P_s^2 = -Pd$ b) $P_s^2 = Pt - Pt + P_s^2$ c) $P_s^2 = Pt - Pt + P_s^2 - Pd$</p> <p>Y $C_s = 0.5$ SI P_s^2 ES POSITIVO $C_s = 1.0$ SI P_s^2 ES NEGATIVO</p>	<p>2. CALCULO DEL ESFUERZO CRITICO DE PANDRO EN LOS TUBOS.</p> $S_c = \frac{e^2 E}{2 (kl/r)^2} \quad \text{lb/in}^2 \quad \text{si } C_c < e = kl/r$ $S_c = \frac{S_y}{2} \left[1 - \frac{kl/r}{2C_c} \right] \quad \text{si } C_c > kl/r$ <p>donde:</p> $C_c = \sqrt{\frac{2 e^2 E t}{S_y}}$ $r = 0.25 \sqrt{d_o^2 + (d_o - 2t_r)^2}$ <p>S_y = Esfuerzo de Fluencia del Material del tubo a la Temperatura de Pared.</p> <p>l = Claro de tubo sin soportar.</p> $k = \begin{cases} 0.6 & \text{para claros entre espejos.} \\ 0.8 & \text{para claros entre espejos y una placa soporte.} \\ 1.0 & \text{para claros entre placas soporte.} \end{cases}$
<p>2. ESFUERZO LONGITUDINAL EN LOS TUBOS.</p> $S_t = \frac{C_t F_t P_t G^2}{4 M t_t (d_o - t_t)} \quad \text{lb/in}^2$ <p>DONDE P_t SERA LA QUE RESULTE MAYOR DE LAS SIGUIENTES EXPRESIONES:</p> <p>a) $P_t = P_2 - P_3$ b) $P_t = P_2 - P_3 + Pd$</p> <p>donde:</p> $P_2 = Pt - \frac{ft}{F_t} Pt$ $P_3 = P_s^2 - \frac{f_s}{F_s} P_s$ <p>Y $C_t = 0.5$ SI P_t ES POSITIVO $C_t = 1.0$ SI P_t ES NEGATIVO</p>	

FIGURA V.7.4

ANÁLISIS DE DEFORMACIONES POR TEMPERATURA

Cada material tiene la característica de contraerse o dilatarse bajo los efectos de la temperatura, tal propiedad se refleja numéricamente sobre su coeficiente de expansión térmica.

En un condensador de superficie de espejos fijos, los tubos y la envolvente están sometidos a temperaturas diferentes lo cual aunado al hecho de no ser de materiales iguales (sus coeficientes de expansión térmica son distintos) van a generar diferentes deformaciones y probablemente en diferentes sentidos.

La deformación libre por efectos de temperatura se obtiene mediante la relación:

$$\delta_e = L_e \alpha_e \Delta T_e \quad (1)$$

$$\delta_t = L_t \alpha_t \Delta T_t \quad (2)$$

donde δ_e = Deformación de la envolvente.

δ_t = Deformación de los tubos.

L_e, L_t = Longitud de envolvente y tubos respectivamente.

Calculando estas deformaciones pueden presentarse los siguientes casos:

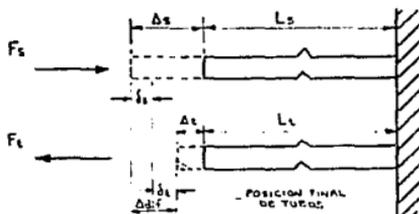
1) Cuando la envolvente y los tubos se deforman la misma cantidad. Cuando esto sucede entonces no hay problema puesto que las partes no sufren desplazamiento, esto es $\delta_e - \delta_t = 0$ esto es $\delta_{rel} = 0$.

2) Cuando la deformación de la envolvente es mayor que en los tubos. En este caso la diferencia de incrementos de la dimensiones obliga al tubo a estirarse y a la carcaza a comprimirse hasta un punto en que la presión de los tubos pueda producir que el material rebase su límite elástico y pueda sufrir una deformación plástica, mientras que la envolvente en compresión corre el peligro de sufrir pandeo.

3) La deformación en los tubos es mayor que en la envolvente. Para este caso sucede lo contrario que en el caso anterior pues la coraza tiende a aumentar su longitud (a tensión) pudiendo plastificarse o hacer que los tubos sufran pandeo (a compresión).

CALCULO DE FUERZAS Y DEFORMACIONES

Para el cálculo de fuerzas y deformaciones se considerará únicamente la mitad del condensador debido a que las deformaciones son simétricas con respecto al centro del equipo.



De acuerdo a la figura anterior se calculan primeramente las deformaciones en sentido longitudinal como si se tratara de cuerpos libres, donde:

$$L_1 = \text{Media longitud de la envolvente.}$$

$$L_2 = \text{Media longitud de tubos}$$

De acuerdo al diagrama y a la ecuación para deformaciones para carga axial se obtiene que:

$$\delta_1 = \frac{F_1 L_1}{A_1 E_1} = K_1 F_1 \qquad K_1 = \frac{L_1}{A_1 E_1}$$

$$\delta_2 = \frac{F_2 L_2}{A_2 E_2} = K_2 F_2 \qquad K_2 = \frac{L_2}{A_2 E_2}$$

donde A_1 = es el área de la sección transversal de la envolvente.

A_2 = es el área de la sección transversal del tubo.

E_1 = módulo de elasticidad del material de la envolvente.

E_2 = módulo de elasticidad del material de los tubos.

De acuerdo a la figura :

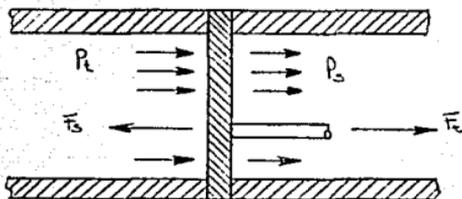
$$\text{dif} = s - t = \delta s + \delta t$$

Analizando las ecuaciones (1) y (2) tenemos que comparar cuasi de los dos materiales se expande más y así obtener dif.

$$\text{Entonces} \quad \text{dif} = k_1 F_1 + k_2 F_2 \dots\dots\dots (3)$$

del diagrama de cuerpo libre del conjunto

envolvente-espejo-tubos se procede al análisis de las fuerzas que intervienen en el conjunto.



D.C.L. DEL CONJUNTO.

donde: $P_i = F_i / A_1$

$P_s = F_s / A_2$

$A_1 =$ Área interna del total de los tubos

$A_2 =$ Área total del espejo excluyendo el área total ocupada por los tubos.

$F_i =$ Fuerza resultante de la presión interna de las cajas de agua.

$F_s =$ fuerza resultante de la presión de vacío en el interior de la envolvente. (signo positivo).

Haciendo $\Sigma F_x = 0$:

$$F_i + P_i A_1 + P_s A_2 - F_s = 0 \dots\dots\dots (4)$$

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones (3) y (4)

obtenemos los valores de F_i y F_s . Finalmente se pueden calcular los valores de δ_i y δ_s y conocer cuánto se deforma la envolvente y los tubos y si están sometidos a tensión o a compresión.

Una vez definida la situación en que se encuentran los componentes y conociendo que tanto se deforman la envolvente y los tubos, se procede a comparar la magnitud de los esfuerzos a los que está sujeto el equipo contra los esfuerzos permisibles del material seleccionado para su fabricación (envolvente y tubos principalmente).

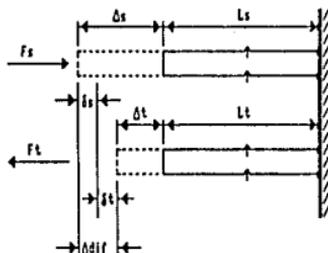
En base a este análisis y a la experiencia en el campo de la construcción de este tipo de equipo, se puede demostrar que no es necesario hacer uso de una junta de expansión, pero se deja a consideración del diseñador la inclusión o no de este elemento, para efecto de eliminar los esfuerzos que se presentan cuando el equipo está en operación.

En la figura V.7.5 se muestra el formato de diseño

CONDICIONES DE DISEÑO:

LONGITUD MEDIA DE LA CARCAZA	$L_s =$
LONGITUD MEDIA DE LOS TUBOS	$L_t =$
COEFICIENTE DE EXPANSIÓN TÉRMICA DEL MATERIAL DE LA ENVOLVENTE	$\alpha_s =$
COEFICIENTE DE EXPANSIÓN TÉRMICA DEL MATERIAL DE LOS TUBOS	$\alpha_t =$
MÓDULO DE ELASTICIDAD DEL MATERIAL DE LA ENVOLVENTE	$E_s =$
MÓDULO DE ELASTICIDAD DEL MATERIAL DE LOS TUBOS	$E_t =$
PRESIÓN DE DISEÑO LADO ENVOLVENTE	$P_s =$
PRESIÓN DE DISEÑO LADO TUBOS	$P_t =$
DIÁMETRO DEL ESPEJO	$D_e =$
CARACTERÍSTICAS DE LOS TUBOS DE TRANSFERENCIA (BWG)	$d_o =$ $d_i =$ $t =$
DIÁMETRO INTERIOR Y EXTERIOR DE LA ENVOLVENTE	$G =$ $D_o =$

DIAGRAMA ILUSTRATIVO DE DEFORMACIONES.

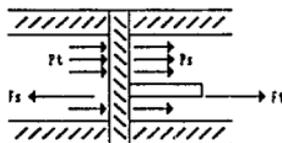


$$X_s = \frac{L_s}{A_s E_s} \qquad X_t = \frac{L_t}{A_t E_t}$$

De las ecuaciones (1) y (2) se analiza cual de los dos materiales se expande más, entonces:

$$\Delta dif = X_s F_s + X_t F_t \dots\dots\dots (3)$$

Del diagrama de cuerpo libre del conjunto carcasa-espejo se obtiene el análisis de fuerzas que intervienen en el conjunto:



$$\Sigma F_x = 0:$$

$$F_t + P_t d_1 + P_s d_2 - F_s = 0 \dots\dots\dots (4)$$

Las ecuaciones (3) y (4) se resuelven simultáneamente para obtener F_s y F_t y finalmente calcular δ_s y δ_t .

1) DEFORMACION LIBRE POR EFECTOS DE TEMPERATURA:
ENVOLVENTE

$$\Delta s = L_s \alpha_s \theta_s \dots\dots\dots (1)$$

TUBOS

$$\Delta t = L_t \alpha_t \theta_t \dots\dots\dots (2)$$

DEL DIAGRAMA SE DEDUCE QUE:

$$\Delta dif = \Delta s - \Delta t = \delta_s + \delta_t$$

dónde:

$$\delta_s = X_s F_s$$

$$\delta_t = X_t F_t$$

V.8 DISEÑO DE ESPEJOS

El diseño de espejos para condensadores involucra una interrelación compleja del espejo, tubos, caja de agua y envolvente.

Además de la carga por presión hidrostática, se deben de tomar en consideración fuerzas y momentos sobre la caja de agua por la tubería y el peso muerto de la caja y sus componentes y por efectos de la expansión diferencial. No parece práctico proporcionar métodos exactos y de gran aplicación para el diseño de espejos debido a la gran variedad en la construcción de condensadores, los cuales pueden incluir varios arreglos de tubos, arreglos de haz múltiple, diferentes tipos de cajas de agua y métodos de unión al espejo, la presencia de grandes conexiones de tubería con orientación diversa, etc. Por tales motivos se consideró para este capítulo los Estándares del H.E.I. como base para el diseño de espejos.

La integridad estructural del espejo y tubos debe demostrarse mediante el uso de alguno de los siguientes métodos o su equivalente.

- 1.) Análisis de interacción usando ecuaciones de placas y envolventes.
- 2.) Vigas idealizadas en fundamento elástico (tiras simples ó múltiples).
- 3.) Análisis del elemento finito (elástico ó elástico-plástico).

4.) Técnicas de modelos experimentales ó de pre-servicio.

De los métodos anteriormente descritos elegiremos el escrito en el inciso 2 referente al análisis por vigas idealizadas.

DISEÑO DE ESPEJOS USANDO LA APROXIMACION DE VIGAS IDEALIZADAS.

INTRODUCCION:

Las siguientes subsecciones presentan un método de diseño aproximado para espejos que requiere de ciertas suposiciones como el modelo analítico usado, condiciones de frontera y carga. Este método puede usarse para determinar el espesor de espejos y las cargas máximas de tubos.

Un espejo de condensador es una placa parcialmente perforada y soportada por sus tubos, el cual actua en apoyos elásticos. Debido a los patrones de tubo típicamente irregulares y las variaciones considerables en las condiciones de frontera de los extremos y en la carga, la solución exacta de este problema es difícil.

Se puede obtener una solución aproximada permitiendo una consideración explícita de la caja de agua y tratando como tiras delgadas de espejos y sus tubos soportes como vigas en apoyos elásticos. Se hacen algunas suposiciones adicionales para determinar las cargas en las vigas idealizadas, y en el grado de restricción de la fijación de extremo provista en el extremo de las vigas en tiras por la caja de agua y la estructura de la envolvente, sólo así es posible determinar los factores de mayor

influencia en el diseño del espejo. El esfuerzo máximo de flexión en el espejo y la carga máxima de tubos, ocurre en los tubos de la periferia; las suposiciones sobre la carga, como la fijación de extremos y la fijación de un modelo de viga idealizada particular están influenciadas por muchas variables para permitir alguna guía general aquí. El diseñador debe determinar estos factores usando métodos ingenieriles aceptados con objeto de llevar a cabo los procedimientos de diseño detallados anteriormente.

PROCEDIMIENTO DE DISEÑO:

Este procedimiento está basado en el análisis de una sección del espejo conforme a los estándares de H.E.I., y está sujeto a las siguientes premisas:

a) Los cálculos se realizan en base a la presión diferencial efectiva de diseño, determinada en el Capítulo V, Sección 7.

b) El método está basado en la aproximación de vigas idealizadas sobre cimientos elásticos (viga aislada). Es decir, se basa en el análisis de una sección crítica.

c) El ancho de la franja-viga según procedimientos del H.E.I. para un arreglo de tubos triangular es de $3P$, de acuerdo a la plantilla de barrenado del ejemplo de diseño.

d) Para efectos de cálculo de cargas se considera el radio del espejo como el radio equivalente análogo para la mitad de la placa, debido al efecto rigidizante de la placa divisora de la caja de agua.

DATOS REQUERIDOS PARA EL ANALISIS TIPO VIGAS IDEALIZADAS.

A) Propiedades de Espejos para un análisis de vigas idealizadas.

1. PROPIEDADES DEL MATERIAL:

Módulo de Elasticidad E_p

Relación de Poisson

2. PROPIEDADES GEOMETRICAS:

a) Diámetro de perforaciones de los tubos.

b) Arreglo del paso de los tubos. (Para el caso del ejemplo de diseño se considero un arreglo triangular con un paso de 1.25 plg. [$p = 1.25$] y un ancho de ligamento de 0.25 plg., [$h = 0.25$].

c) Longitud sin perforar de las tiras desde la línea de acción de la carga de la caja de agua a la línea de centro del primer tubo. [e] [plg].

d) Espesor sin considerar la tolerancia por corrosión permisible. [t_p] [plg].

Ancho de la franja-viga considerado por el H.E.I.:

[$W = 3p$].

B) Propiedades del tubo para análisis de vigas idealizadas.

1. Propiedades de Materiales:

a) Material del tubo.

b) Módulo de Elasticidad [E].

c) Esfuerzo permisible [S_u].

d) Esfuerzo de Cedencia [S_y].

2. Propiedades Geométricas.

- a) Diámetro exterior del tubo [d], espesor del tubo [t], área transversal del tubo [A_m], área de flujo [A_f], momento de inercia [I], modulo de sección [S].
- b) Longitud de tubos entre espejos [L].
- c) Longitud de tubos entre la superficie media del espejo y la línea de centros de la primera placa soporte [l_1].

C) Cargas.

1. Presión de diseño. [P_d].
2. Presión de prueba hidrostática. [P_H]
3. Carga en el extremo, actuando sobre la caja de agua (puede inducir cargas en boquillas, además de las fuerzas hidrostáticas).
4. Momento resultante, impuestos sobre la caja de agua por el peso muerto de la misma y su contenido, por la presión hidrostática, y por la tubería.

CONSIDERACIONES DE DISEÑO.

1.- Cálculo de la constante k de resorte de tubos:

Cada hilera de tubos a través del ancho W es simulada por un resorte discreto que tiene una constante de resorte k , la cual está definida de la siguiente manera:

$$k = \frac{n E_t A_m}{L/2}$$

donde n = número de tubos a través del ancho W .

Nótese que el esfuerzo axial de tubos se basa en una longitud igual a la mitad de la distancia entre espejos, no en la distancia total. Esto es así porque cada mitad del condensador presenta de manera separada el problema de una caja de agua, espejo, tubos soporte y un plano normal a los tubos del condensador en su longitud media puede considerarse como un plano fijo de referencia.

2.- Cálculo de cargas:

Los dos esfuerzos que se presentan en la placa (radial y tangencial) son iguales en la condición crítica (para $r=0$) o sea en el centro de la placa) y puesto que en este punto la placa se encuentra apoyada sobre una placa intermedia, no es necesario determinar estos esfuerzos, puesto que bajo estas circunstancias la condición crítica no se encontrara en el centro de la placa sino en un punto intermedio de ambos semicírculos, por lo que se procede a determinar un círculo análogo a la mitad de la placa mediante la definición de un radio equivalente.

Para el cálculo de la carga que ejerce la caja de agua al final de la franja viga en condiciones de prueba hidrostática calculamos el radio equivalente, el cual está en función del área de las placas (Fig. V.8.1). El área de la placa análoga debe ser igual al área del semicírculo de la placa real.



FIG. V.8.1.

CONSTANTES DE LA PLACA SOLIDA EQUIVALENTE:

Es necesario definir un radio corregido, el cual nos va a servir para todos los cálculos subsecuentes.

De la figura V.8.1. se sabe que:

$$D_2 = \frac{D_1}{2} = 0.7071 D_1$$

donde D_1 = Diámetro del espejo = Diámetro interior de la envolvente.

El radio corregido es:

$$R^* = r_o + \frac{1}{4} (p - h)$$

donde $r_o = D_2/2$

Principalmente podemos encontrar a la presión hidrostática, un momento flexionante y una fuerza directamente aplicada en la caja de agua al final de la franja-viga, notando que la presión hidrostática efectiva sobre la franja es reducida en la región tubular debido a las perforaciones de los tubos. Fig. V.8.2.

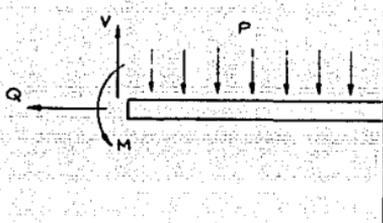


FIG. V.8.2.

La fuerza actuante al borde de la placa está definida por la ecuación :

$$Q = \frac{P R^2}{2}$$

Y la carga total de la caja de agua sobre el espejo está definida por:

$$V = Q W$$

donde W = ancho de la franja viga = $3p$.

La carga de presión hidrostática sobre la región sin perforar de la franja-viga, genera una carga uniformemente repartida sobre esta sección igual a:

$$W_1 = P W$$

Y la carga de presión hidrostática sobre la parte restante de la viga se traduce en otra carga uniformemente repartida igual a:

$$W_2 = \varphi W_1$$

donde: φ es un factor que toma en cuenta el área reducida de la tira sujeta a la presión hidrostática, debido a los barrenos de los tubos.

$$= \frac{(3p \times \cos 30^\circ) - (2A_t)}{(3p \times \cos 30^\circ)}$$

A_t = Area interna de los tubos.

El planteamiento de la franja viga es bajo las condiciones más críticas, por lo que se estiman 60 hileras de tubos (Para el caso del ejemplo de diseño a lo largo de la sección seleccionada, y estimando una región sin perforación de la franja-viga desde la línea de acción de la caja de agua al centro del primer tubo $e = 1.5$ plg.

Se analiza solo la mitad de la franja-viga, por lo que se consideran solo 30 tubos, por lo que la longitud de la barra será:

$$L_b = 29 p \cos 30^\circ + e$$

El factor " $p \cos 30^\circ$ " es debido al arreglo triangular de los tubos.

El diagrama de cuerpo libre de la franja-viga el cual es el resumen de lo anteriormente dicho se presenta en la Fig V.8.3.

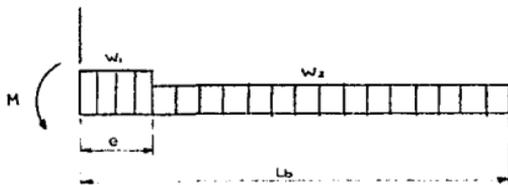


FIG. V.8.3.

3. CALCULO DEL MOMENTO MAXIMO.

a) Momento actuante en el borde de la franja-viga seleccionada:

$$M = \frac{P D^2}{32}$$

b) Ecuaciones de Momentos:

$$\text{Para } 0 \leq X \leq 1.5: Mx = M - V(X) + W_1 (X^2/2).$$

$$\text{Para } 1.5 \leq X \leq L_b: Mx = M - V(X) + W_1 (X-0.75) (1.5) + W_2 (X-1.5)^2/2.$$

Derivando las ecuaciones de momentos para obtener el momento máximo se procede a calcular el esfuerzo máximo en la placa:

$$s_{\max} = \frac{M_{\max} (t)}{2 (e_e) (I)}$$

donde: t = espesor supuesto del espejo. (Con este espesor se procede a evaluar la ecuación para obtener un valor óptimo del espesor del espejo.)

e_e = eficiencia efectiva de ligamento definida como:

$$e_e = \frac{3p - 2d}{3p} \quad (d = \text{diámetro exterior de tubos.})$$

I = momento de inercia de la franja viga. (este parámetro está en función del espesor supuesto del espejo).

$$I = \frac{W t^3}{12}$$

El espesor óptimo de espejo a seleccionar será aquel que no exceda el esfuerzo de cedencia del material de éste, por lo que se deja al diseñador el procedimiento de iteración para definir valores comerciales de la placa que ha de conformar el espejo.

En la figura V.8.4. se encuentra el formato de diseño.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUAUTITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO: ESPEJOS.	
ANÁLISIS TIPO VIGAS IDEALIZADAS (H.E.T.)			
DATOS REQUERIDOS PARA EL ANÁLISIS:			
MÓDULO DE ELASTICIDAD	E_p		(lb/in^2)
DIÁMETRO DE PERFORACIONES DE LOS TUBOS	(EN PLG)		
ARREGLO DE TUBOS TRIANGULAR (PITCH Y ANCHO DE LIGAMENTO)	p Y h		(in)
LONGITUD SIN PERFORAR DE TIRAS	e		(in)
ESPESOR SUPUESTO DE ESPEJO	t		(in)
ANCHO DE LA FRANJA VIGA	$W=3p$ (PARA EL EJEMPLO DE DISEÑO)		
DIÁMETRO EXTERIOR DEL TUBO	d		(in)
ESPESOR DEL TUBO	t_2		(in)
ÁREA DE FLUJO	A_f		(in^2)
PRESIÓN DE DISEÑO	P_d		(lb/in^2)
PRESIÓN DE PRUEBA HIDROSTÁTICA	P_u		(lb/in^2)
1. CÁLCULO DE LA CONSTANTE DE RESORTE DE TUBOS:		6. LONGITUD DE LA BARRA:	
$X = \frac{n E t A_m}{L/2}$ $\left[E t = \text{MÓDULO DE ELASTICIDAD DEL MATERIAL DEL TUBO.} \right]$		$L_b = 29 p \cos 30^\circ + e \quad \text{donde } e = 1.5 \text{ plg.}$	
2. CONSTANTES DE LA PLACA SOLIDA EQUIVALENTE:		7. CÁLCULO DEL MOMENTO MÁXIMO:	
$D_2 = 0.7071 D_1 \quad (\text{in})$ $R^2 = r_0^2 + \frac{1}{4}(p-h)^2 \quad (\text{in})$		a) Momento actuante en el borde de la franja-viga. $M = \frac{P D^2}{32}$	
3. FUERZA ACTUANTE AL BORDE DE LA PLACA:		b) Ecuaciones de Momentos, (se plantean de acuerdo a las necesidades del Diseñador).	
$Q = \frac{P R^2}{2}$			
4. CARGA TOTAL DE LA CAJA DE AGUA SOBRE EL ESPEJO:		8. ESFUERZO MÁXIMO EN LA PLACA:	
$W = Q L$		$\sigma_{\text{MAX.}} = \frac{M_{\text{MAX}} (c)}{2 (e_s) I} \quad (\text{lb/in}^2) \quad t = \text{espesor supuesto de espejo.}$	
5. CARGA DE PRESIÓN HIDROSTÁTICA SOBRE LA REGIÓN SIN PERFORAR DE LA FRANJA-VIGA:		donde e_s es la eficiencia efectiva de ligamentos:	
$W_1 = P W \quad W_1 = \quad (\text{lb/in})$		$e_s = \frac{3p - 2d}{3p} \quad (\text{in})$	
Y LA CARGA DE PRESIÓN HIDROSTÁTICA SOBRE EL RESTANTE DE LA VIGA:		I es el Momento de Inercia de la franja-viga	
$W_2 = \phi W_1 \quad (\text{lb/in})$		$I = \frac{W t^3}{12} \quad (\text{in}^4)$	
DONDE: $\phi = \frac{(3p \times \cos 30^\circ) - 2d t}{(3p \times \cos 30^\circ)}$			

FIGURA V.8.4

V.9 CALCULO DE PESOS DEL EQUIPO

Es necesario definir el peso del condensador por varias razones, una de ellas es el transporte puesto que una vez construido, se tiene que pensar en el traslado a la planta donde va a operar seleccionando el medio óptimo de transportación y para cumplir con este objetivo basta con saber el peso del condensador vacío, si el equipo va a operar sobre alguna edificación estructural, es necesario tener muy en cuenta el peso del condensador en operación para efectos del diseño civil de la estructura, y esto en conjunto con el total de equipos que conforman el proceso. También es necesario conocer el peso cuando el equipo se encuentra lleno de agua, con el fin de preveer cualquier situación cuando el condensador se encuentra bajo condiciones de prueba hidrostática.

Es importante mencionar el motivo fundamental de la inclusión del cálculo de pesos en este trabajo, es debido a la necesidad de conocer si los soportes sobre los cuales se colocará el condensador son los adecuados, es decir que estos están diseñados de tal forma que no se produzca el desplome y a su vez estén colocados en los puntos en los que la deformación estática sea despreciable.

Se puede definir teóricamente el peso total del condensador, ya sea vacío en operación o lleno de agua en forma exacta, pero el cálculo aquí presentado se limitará a realizarse en forma aproximada, determinándose sólo el peso de los

componentes principales y en base a una densidad del acero al carbón de 0.2833 lb/plg³, la cual se aplicará a todo tipo de cálculo, con excepción de los tubos los cuales son de otra composición.

I CALCULO DEL VOLUMEN Y PESO DE CADA COMPONENTE

1).- Envoltente: $V = \frac{\pi}{4} (Do^2 - Di^2) \times L$

Peso = (Volumen) x (densidad)

2).- Domo de distribución: El envoltimiento del domo apartir del centro es: $\theta = 161.31^\circ$ determinado apartir de su geometría.

$$V = \pi (ro^2 - ri^2) \theta / 360^\circ \times L$$

peso = (volumen) x (densidad)

3).- Pozo caliente:

$$V = \frac{\pi}{4} (Do^2 - Di^2) \times L$$

peso = (volumen) x (densidad)

4).- Cajas de agua:

$$V = \frac{\pi}{4} (Do^2 - Di^2) \times L$$

peso = (volumen) x (densidad)

5).- Placas Soporte:

Area ocupada por tubos: $N \left(\frac{\pi}{4} dt^2 \right)$

Area total de la placa: $\frac{\pi}{4} (D^2)$

Volumen = t (Area - Area tubos)

peso = (Volumen) x (densidad)

6).- Tubos.- Segun T.E.M.A cada tubo 3/4 16 BWG pesa 0.519 Lb/ft

$$\text{Peso de cada tubo} = (0.519 \text{ Lb/ft}) \times (24 \text{ ft}) = 12.45 \text{ Lbs.}$$

$$\text{Peso de los tubos} = N (12.45 \text{ Lbs})$$

7).- Tapas de las cajas de Agua:

$$\text{Volumen} = \frac{\pi}{4} (D^2) (t)$$

$$\text{Peso de cada tapa} = (\text{Volumen}) \times (\text{densidad})$$

8).- Espejos:

$$\text{Volumen} = \frac{\pi}{4} (D^2) (t)$$

$$\text{Peso} = (\text{volumen}) \times (\text{densidad})$$

Nota: se anexa formato para recopilación de datos, Tabla V.9.1

CONDENSADOR LLENO DE AGUA

Se considera la densidad del agua = 62.4 Lb/ft³.

a) Peso del agua en el interior de los tubos:

$$\text{Area interior del tubo} = 0.309 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Volumen interior del tubo} = (288) \times (0.309) = 0.0503 \text{ Pulg}^3.$$

$$\text{Peso} = N (0.0503 \text{ ft}^3) (62.4 \text{ Lb/ft}^3)$$

$$\text{Peso} = 3.318 \text{ N Lbs}$$

b) Peso del agua en el interior de las cajas.

$$V_i = \frac{\pi}{4} (D_i) (35 \text{ pulg})$$

$$\text{Peso} = V_i (\text{densidad})_{\text{H}_2\text{O}}$$

c) Peso del agua en el pozo caliente.

$$V_i = \frac{\pi (D^2)}{4} (L)$$

$$\text{Peso} = (V_i) \times (\text{densidad})_{H_2O}$$

d) Peso del agua en el interior de la envolvente.

$$V_i = \frac{\pi D_i^2}{4} (L)$$

$$\text{Peso} = (V_i) \times (\text{densidad})_{H_2O}$$

a) Peso del agua en el interior del Domo.

$$V_i = \pi r_i^2 \theta / 360^\circ$$

$$\text{Peso} = (V_i) \times (\text{densidad})_{H_2O}$$

PESO DEL CONDENSADOR LLENO DE AGUA

Peso del equipo vacío + Peso del agua

Se muestra una recopilación del peso de agua en la tabla

V.9.2.

CONDENSADOR EN OPERACION

Para la presión de operación de 4.5 pulg.HG, el volumen específico del vapor es:

$$v_f = 0.01623 \text{ ft/Lb} ; v_{fg} = 157.12 \text{ ft/Lb} ; v_g = 157.12 \text{ ft/Lb}$$

a) Peso del vapor en el Domo: Consideramos que el vapor en el interior del domo tiene una calidad: $x=1$.

$$V_i = \pi r_i^2 \theta / 360^\circ$$

$$\text{Peso específico del vapor} = 1/v_g = 6.3645 \times 10^{-3}$$

$$\text{Peso} = 6.3645 \times 10^{-3} (V_i)$$

- b) Peso del vapor húmedo en el interior de la envolvente. Se considera que el vapor tiene una calidad de $x = 0.5$ en el interior de la envolvente.

$$v = v_f + (x)v_{fg}$$

$$V_i = \frac{\pi}{4} D_i^2 (L)$$

$$\text{Peso específico del vapor} = 1/v$$

$$\text{Peso} = V_i \left(\text{densidad} \right)_{H_2O}$$

- c) Peso del vapor líquido en el pozo caliente. Se considera que el vapor tiene una calidad $x = 0$ en el pozo caliente.

$$V_i = \frac{\pi}{4} (D_i^2) \times L$$

$$\text{Peso específico del líquido} = 1/v$$

$$\text{Peso} = V_i \left(\text{densidad} \right)_{H_2O}$$

Se muestra una recopilación en la tabla V.9.3 de los pesos del equipo.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CHIHUITILAN INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA		CALCULO DE PESOS DEL CONDENSADOR	
DENSIDAD DEL ACERO AL CARBONO $\rho = 0.2833 \text{ Lb/Pulg}^3$			
I CALCULO DEL VOLUMEN Y PESO DE LOS COMPONENTES			
1) ENVOLVENTE.	$D_o = \text{_____ Pulg}$ $D_i = \text{_____ Pulg}$ $L = \text{_____ Pulg}$	VOLUMEN: $V = \frac{\pi(D_o^2 - D_i^2)}{4}(L) = \text{_____ Pulg}^3$ PESO: $P = V(\rho) = \text{_____ Lb (Kg)}$	
2) DADO DE DISTRIBUCION.	$r_o = \text{_____ Pulg}$ $r_i = \text{_____ Pulg}$ $L_d = \text{_____ Pulg}$	VOLUMEN: $V = \pi(r_o^2 - r_i^2) \frac{L_d}{16}(L) = \text{_____ Pulg}^3$ PESO: $P = V(\rho) = \text{_____ Lb (Kg)}$	
3) POZO CALIENTE.	$D_o = \text{_____ Pulg}$ $D_i = \text{_____ Pulg}$ $L = \text{_____ Pulg}$	VOLUMEN: $V = \frac{\pi(D_o^2 - D_i^2)}{4}(L) = \text{_____ Pulg}^3$ PESO: $P = V(\rho) = \text{_____ Lb (Kg)}$	
4) CAJAS DE AGUA.	$D_o = \text{_____ Pulg}$ $D_i = \text{_____ Pulg}$ $L = \text{_____ Pulg}$	VOLUMEN: $V = \frac{\pi(D_o^2 - D_i^2)}{4}(L) = \text{_____ Pulg}^3$ PESO: $P = 2 V(\rho) = \text{_____ Lb (Kg)}$	
5) PLACAS SOPORTE.	a) ESPESOR PLACA = _____ Pulg b) AREA OCUPADA POR TUBOS: $N \frac{\pi(d)^2}{4} = \text{_____ Plg}^2$ c) AREA TOTAL DE LA PLACA: $\frac{\pi(D^2)}{4} = \text{_____ Plg}^2$	VOLUMEN: $V = t(\text{AREA PLACA} - \text{AREA TUBOS}) = \text{_____ Pulg}^3$ PESO: $P = \text{No PLACAS}(V)(\rho) = \text{_____ Lb (Kg)}$	
6) TUBOS.	PESO CADA TUBO = <u>12.24 Lb.</u> No. DE TUBOS = _____	PESO TOTAL DEL HAZ DE TUBOS = _____ Lb (Kg)	
7) TAPAS DE LA CAJA DE AGUA.	ESPESOR = _____ Pulg DIAMETRO = _____ Pulg	VOLUMEN: $V = \frac{\pi(D)}{4}(t) = \text{_____ Pulg}^3$ PESO: $P = 2 V(\rho) = \text{_____ Lb (Kg)}$	
8) ESPEJOS.	ESPESOR = _____ Pulg DIAMETRO = _____ Pulg	VOLUMEN: $V = \frac{\pi(D)}{4}(t) = \text{_____ Pulg}^3$ PESO: $P = 2 V(\rho) = \text{_____ Lb (Kg)}$	

TABLA U.9.1

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUMUTITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		CÁLCULO DE PESOS DEL CONDENSADOR	
DENSIDAD DEL AGUA $\rho = 62.4 \text{ LB/PIE}^3$			
II CÁLCULO DEL PESO DEL EQUIPO LLENO DE AGUA			
a) PESO DEL AGUA EN EL INTERIOR DE LOS TUBOS: ÁREA INT. DE C/TUBO = 0.309 Pulg^2 VOLUMEN INT. C/TUBO = 0.0503 PIE^3		PESO AGUA = $n (\rho) (0.0503) =$ _____ lb (Kg) AGUA	
b) PESO DEL AGUA EN EL INTERIOR DE LAS CAJAS. Do = _____ PIE L = _____ PIE		VOLUMEN = $\frac{\pi}{4} (D)^2 (L) =$ _____ PIE³ PESO AGUA = $V (\rho) =$ _____ lb (Kg) AGUA	
c) PESO DEL AGUA EN POZO CALIENTE. Do = _____ PIE L = _____ PIE		VOLUMEN = $\frac{\pi}{4} (D)^2 (L) =$ _____ PIE³ PESO AGUA = $V (\rho) =$ _____ lb (Kg) AGUA	
d) PESO DEL AGUA EN INTERIOR DE LA ENVOLVENTE. Do = _____ PIE L = _____ PIE		VOLUMEN = $\frac{\pi}{4} (D)^2 (L) =$ _____ PIE³ PESO AGUA = $V (\rho) =$ _____ lb (Kg) AGUA	
e) PESO DEL AGUA EN EL INTERIOR DEL DOMO. r = _____ PIE L = _____ PIE		VOLUMEN = $\frac{\pi}{4} (r)^2 (L) / 360 =$ _____ PIE³ PESO AGUA = $V (\rho) =$ _____ lb (Kg) AGUA	
PESO TOTAL DEL AGUA EN EL INTERIOR DEL EQUIPO		PESO TOTAL DEL EQUIPO	
a) HAZ DE TUBOS _____ lb		PESO = PESO DEL CONDENSADOR VACÍO + PESO TOTAL DEL AGUA PESO = _____ lb (Kg)	
b) CAJAS DE AGUA _____ lb			
c) POZO CALIENTE _____ lb			
d) ENVOLVENTE _____ lb			
e) DOMO _____ lb			
TOTAL: _____ lb			

TABLA U.9.2

III CÁLCULO DEL PESO DEL EQUIPO EN OPERACIÓN

PARA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE 4.5 Pulg Hg :

$$v_f = 0.1623 \text{ Pies}^3/\text{Lb} ; v_{fg} = 157.12 \text{ Pies}^3/\text{Lb} ; v_g = 157.12 \text{ Pies}^3/\text{Lb}$$

a) PESO DEL VAPOR DENTRO DEL DONO:

$$V_i = \pi r^2 \theta / 360 = \text{_____ Pie}^3$$

$$r_i = \text{_____ Pie} \quad \text{PESO} = V_i (1/v_g) = \text{_____ lb}$$

$$L = \text{_____ Pie} \quad \text{PESO ESPECÍFICO} = 1/v_g = \text{_____ lb/Pie}^3$$

b) PESO DEL VAPOR DENTRO DE LA ENVOLVENTE.
SE CONSIDERA UNA CALIDAD DE VAPOR DE $x = 0.5$ DENTRO DE LA ENVOLVENTE

$$v = v_f + x v_{fg} = \text{_____ Pie}^3/\text{lb} \quad \text{PESO ESPECÍFICO} = 1/v = \text{_____}$$

$$V_i = \frac{\pi}{4} D_i^2 (L) = \text{_____ Pie}^3 \quad \text{PESO DEL VAPOR} = V_i (v) = \text{_____}$$

c) PESO DEL VAPOR LÍQUIDO EN EL POZO CALIENTE.
SE CONSIDERA QUE EL VAPOR TIENE UNA CALIDAD $x=0$ DENTRO DEL POZO CALIENTE

$$D_i = \text{_____ Pulg} ; L = \text{_____ Pulg} \quad \text{PESO ESPECÍFICO} = 1/v = \text{_____ lb/Pie}^3$$

$$V_i = \frac{\pi}{4} D_i^2 (L) = \text{_____ Pie}^3 \quad \text{PESO DEL VAPOR} = V_i (v) = \text{_____ lb}$$

PESO DEL CONDENSADOR

PESO DEL VAPOR SATURADO Y LÍQUIDO:	_____ lb
PESO DEL AGUA EN INTERIOR DE TUBOS:	_____ lb
PESO DEL AGUA EN INTERIOR DE CAJAS:	_____ lb
PESO DEL CONDENSADOR VACÍO:	_____ lb
PESO TOTAL DEL CONDENSADOR EN OPERACIÓN:	_____ lb ; (_____ Kg)

SOPORTES DEL EQUIPO

Los soportes de un recipiente se pueden seleccionar tomando en cuenta su tamaño, peso, espesor de la envolvente, espacio libre de instalación y elevación. Los condensadores de superficie se pueden soportar por medio de dos silletas que se colocan de tal manera que las cargas sobre cada una de ellas sean aproximadamente iguales. Generalmente el peso y tamaño de un cambiador resulta ser pequeño comparado con el de un recipiente de almacenamiento, por lo que haciendo un análisis para determinar el espesor requerido por la placa de las silletas éstas resultan ser de pequeño espesor.

La práctica ha demostrado que utilizando silletas con ángulo de 60° entre sus extremos de apoyo y el centro del condensador con placa de $3/8$ pulg. de espesor, se tiene una sileta suficiente para soportar un condensador de superficie hasta de 25,985 kg de peso (57 000 lbs), suficiente para los casos comunes. La altura de las silletas será la mínima posible para no tener demasiada altura en las líneas de la tubería. ver fig V.9.4.

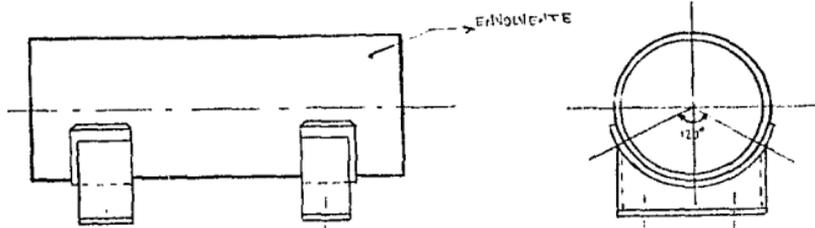


figura V.9.4

Cuando se utilizan dos soportes igualmente espaciados, la carga resultante debida al peso del recipiente y su contenido será igualmente dividida, por lo que los recipientes horizontales que descansan sobre soportes - silletas se comportan como vigas, debido a esto los apoyos o silletas se colocarán en la primera placa soporte de cada lado, como se muestra en el diagrama de cuerpo libre del equipo.

CAPITULO VI

APLICACIONES DEL DISEÑO

EJEMPLO DE CALCULO

En esta sección se procederá a desarrollar un ejemplo de cálculo de los elementos constitutivos de un Condensador de Superficie para Plantas de Potencia en base a las consideraciones de diseño establecidas en el presente trabajo de tesis.

Los datos requeridos para el diseño de un condensador de superficie se encuentran en la hoja de datos, la cual es proporcionada por el cliente después de haber estimado sus necesidades y requerimientos tanto funcionales como dimensionales.

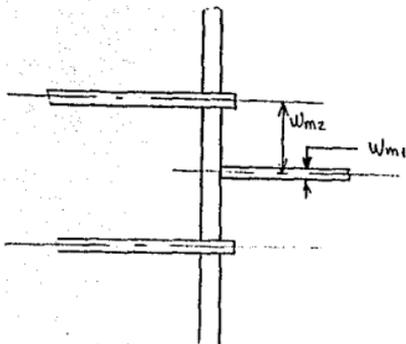
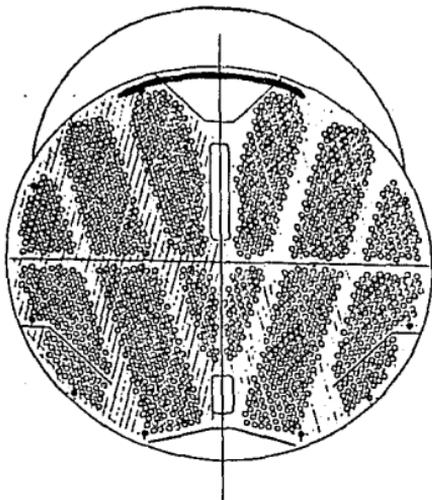
También se verá la funcionalidad de los formatos de cálculo para cada componente del equipo y su versatilidad para dar una visión amplia de los parámetros que debe interpretar el diseñador al definir los elementos constitutivos del Condensador.

Con la elaboración de éste ejemplo de diseño se pretende, no solo seguir paso a paso los formatos de cálculo de los elementos constitutivos del equipo, sino también comprobar que los procedimientos de diseño planteados son del todo confiables y lo más apegados a la realidad.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUNUTITLÁN INGENIERIA MECÁNICA Y ELÉCTRICA				HOJA DE DATOS PARA CONDENSADORES DE SUPERFICIE			
SERVICIO DE LA UNIDAD: CONDENSADOR DE SUPERFICIE DE LA TURBINA							
TAMAÑO: 55,60/288 STD (pulg); TIPO: CAJAS DIVIDIDAS ENVOLVENTES POR UNIDAD: UJA							
SUPERFICIE POR ENVOLVENTE: (GR/EE) 7485 /7410				SUPERFICIE POR UNIDAD: 7489/7410 STD (pies ²)			
CONDICIONES DE OPERACION PARA UNA UNIDAD							
LADO ENVOLVENTE				LADO TUBOS			
FLUJO DE VAPOR	<input checked="" type="checkbox"/> Kg/Kc	Lb/Hr	76279.12	FLUJO DE AGUA	<input checked="" type="checkbox"/> Kg/Kc	Lb/Hr	4196043
FLUJO VAPOR EN PUNTO DE CORTE	<input checked="" type="checkbox"/> Kg/Kc	Lb/Hr	N/A	TEMPERATURA DE ENTRADA	<input checked="" type="checkbox"/> F	F	77.5
GRADOS DE SUBENTRIAMIENTO	<input checked="" type="checkbox"/> °F	°F	N/A	TEMPERATURA DE SALIDA	<input checked="" type="checkbox"/> F	F	115
PRESION DE OPERACION (ABSOLUTA)	<input checked="" type="checkbox"/> inHg	inHg	4.5	PRESION DE OPERACION(MANOMETRICA)	<input checked="" type="checkbox"/> Kg/cm ²	Lb/in	50
CAIDA DE PRESION (PERM./CALC.)	<input checked="" type="checkbox"/> inHg	inHg	N/A	CAIDA DE PRESION(PERM./CALC.)	<input checked="" type="checkbox"/> Kg/cm ²	Lb/in	70/4.9
PRESION ATMOSFERICA (ABSOLUTA)	<input checked="" type="checkbox"/> Lb/in	Lb/in	14.7	VELOCIDAD	<input checked="" type="checkbox"/> pies/s	pies/s	554+125
FACTOR DE LIMPIEZA	x		75.0	NUMERO DE PASOS			2
CALOR INTERCAMBIADO (Kcal/Hr) 73430742 y 125				MLT CORREGIDA (C1/F) —			
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (Kcal/Hr/F) (BTU/Hr pie F) LIMPIO 702.77				SERVICIO 560.05			
CONSTRUCCION POR ENVOLVENTE							
PRESION DE DISEÑO (MANOMETRICA)	<input checked="" type="checkbox"/> Kg/cm ²	Lb/in	15.0	PRESION DE DISEÑO (MANOMETRICA)	<input checked="" type="checkbox"/> Kg/cm ²	Lb/in	90.0
PRESION DE PRUEBA (MANOMETRICA)	<input checked="" type="checkbox"/> Kg/cm ²	Lb/in	25.0	PRESION DE PRUEBA (MANOMETRICA)	<input checked="" type="checkbox"/> Kg/cm ²	Lb/in	136.0
TEMPERATURA DE DISEÑO	<input checked="" type="checkbox"/> °F	°F	248.0	TEMPERATURA DE DISEÑO	<input checked="" type="checkbox"/> °F	°F	1600
TUBOS DEL CONDENSADOR	58-III-443 No. 1589 (1)		D.E. 0.75"	BUG(IN/PRON)	16	LONGITUD	24'
TUBOS SEC. ENF. AIRE	58-III-443 No. 79		D.E. 0.75"	BUG(IN/PRON)	16		
ENVOLVENTE	SA-515-70 DIAM. INT.		55-PULG	ESPESOR	(1)		(1)(pulg)
CAJA DE AGUA	SA-515-70 CUBIERTA DE LA CAJA		SA-515-70	PLACA DISTRIBUIDORA			—
ESPEJOS	SA-516-70			ESPESOR	(2)		(1)(pulg)
SOPORTES	SA-515-70 No./ESPACIAMIENTO (2)			ESPESOR	(2)		(1)(pulg)
TIPO DE UNION: ENVOLVENTE	(2)	TUBOS	(2)	TUBOS ESPEJO	(2)		
POZO CALIENTE:	SA-515-70 TIPO VERTICAL			DIRECCIONES: ALTO	45		(1)(pulg)
	CAPACIDAD		25.2	PIES (pies ³)	LARGO	50	(1)(pulg)
	TIEMPO DE RESIDENCIA		10	(min)	ANCHO	38	(1)(pulg)
BOQUILLAS: ENVOLVENTE:	ENTRADA RECORCADA; AREA FLUJO 19058.2		SALIDA	8			(1)(pulg) CLASE (2)
CAJA DE AGUA: ENTRADA	2 y 18 PULG			SALIDA	2 x 18		(1)(pulg) CLASE (1)
DRENE: ENVOLVENTE	2 PULG			INCONDENSABLES	(1)(pulg)	4 x 3	
RETORNO DE CONDENSADO				VALVULA DE ALIVIO	(1)(pulg)	18	
CORROSION PERMITIDA: LADO ENVOLVENTE	1/32			LADO TUBOS	1/8		(1)(pulg)
CODIGOS REQUERIDOS: HEI, ASME, TEMA							
PESO: VACIO (2)		OPERACION (2)		LLENO DE AGUA (2)		(Kg/Lb)	
NOTAS:				ESQUEMA:			
(1) MOLDE TUBOS SECCION DE ENTRADA MIE. TD.							
(2) POR DISEÑO MECANICO							

FIGURA IV.2.1

PLANTILLA DE BARRENADO PARA EL EJEMPLO DE DISEÑO



$$W_{m2} = \frac{W_{m1}}{2} + \frac{3}{16} + \frac{dt}{2}$$

$$W_{m2} = \frac{0.5}{2} + \frac{3}{16} + \frac{0.75}{2}$$

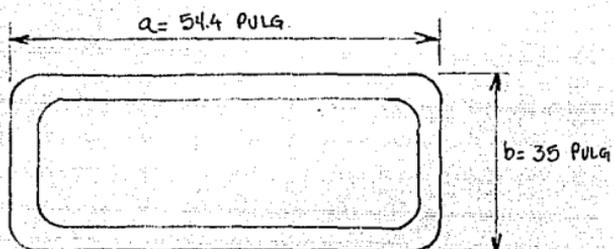
$$W_{m2} = 13/16 \text{ pulg}$$

DATOS

No. tubos: 1589
 Calibre: 16 BGW
 Diámetro: 3/4 pulg
 Pasos: dos

Varillas tensoras: 12 de 1/2 pulg
 No. de tubos por paso: 795

MAMPARA DE CHOQUE



dimensiones de la turbina

por lo que el ancho de la mampara de choque: $a(1.25)$

$$A = a (1.25)$$

$$B = b (1.25)$$

$$\text{Area total de la mampara} = 2905 \text{ pulg}^2$$

GEOMETRIA DEL DOMO

Para este ejemplo de diseño, se seleccionó un domo cilíndrico y en base al criterio establecido mediante la experiencia de diseño de estos equipos, se puede afirmar que el centro geométrico del domo punto B, debe estar situado en el punto en donde corte una línea paralela al eje de simetría horizontal, levantada en el punto donde el radio de la envolvente es girado 21° con respecto a la horizontal corte la circunferencia de la envolvente (punto A). Ver figura.

Habiendo localizado el centro geométrico de la envolvente, establecemos que el domo debe envolver 120° con respecto al centro geométrico de la envolvente (punto C); así entónces, se forma un triángulo oblicuo x, rd, r , donde r es el radio de la envolvente, rd es el radio hasta ahora desconocido y x mediante el triángulo CAM lo definimos como:

$$x = r \operatorname{sen} 21^\circ$$

El ángulo formado entre x y rd es por simetría $120^\circ/2 = 60^\circ$

Entónces aplicando la ley de los cosenos, conocidos dos lados y el ángulo formado entre ellos:

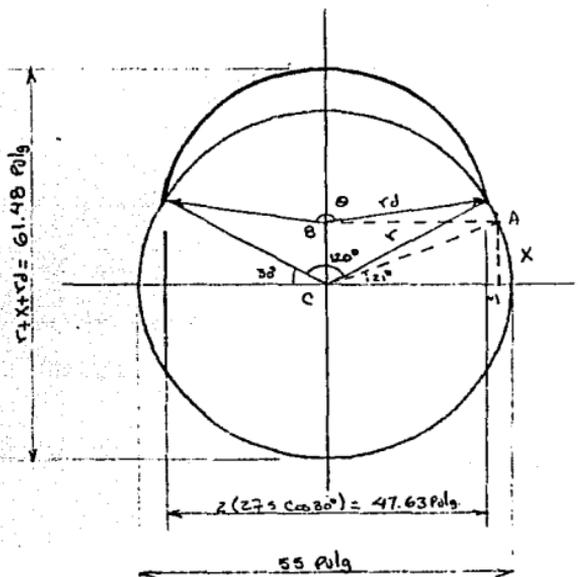
$$rd = r^2 \operatorname{sen}^2 21^\circ + r - 2(r \operatorname{sen} 21^\circ r) \cos 60^\circ$$

$$rd = 0.77 r$$

GEOMETRIA DEL DOMO DE DISTRIBUCION

DIAM. ENVOLVENTE : 55 PULG.

RADIO : 27.5 PULG.



$$x = r \sin 21^\circ$$

$$x = 27.5 \sin 21^\circ \therefore x = \underline{9.85 \text{ pulg}}$$

$$rd = 0.8775 r$$

$$rd = \underline{24.13 \text{ pulg}}$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUMHUITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA PLACAS SOPORTE	
CONDICIONES DE DISEÑO			
ÁREA DE LA DESCARGA DE LA TURBINA	1905 pies ² A (FT ²)	13.22	
VAPOR A CONDENSAR	76279 x 125 H ₂ (LB/Hr)	95348.75	
VELOCIDAD MEDIA DE SALIDA DE VAPOR	1.46 E6 (FT/Seg)	1.46 x 10 ⁶	
ESFUERZO ADMISIBLE DEL MAT. A TEMP. DE DISEÑO	S _a (PSI)	17500	(SA - S15-70)
DIÁMETRO EXTERIOR DE TUBOS	d _o (Pulg)	0.75	
PITCH	P _t (Pulg)	1.00	
1. CÁLCULO DEL VOLUMEN ESPECÍFICO (vs) (FT ³ /LB)			
vs = 1.46 E6 (ft ³) / H ₂		202.42 ft ³ /hr	
2. DETERMINACIÓN DE LA PRESIÓN DE SATURACIÓN CON FIG. V.3.1. (TABLAS DE VAPOR)		PS	346.2 psia = 174.2
3. DETERMINACIÓN DE LONGITUD TEÓRICA SIN SOPORTE CON P _{st} FIG. V.3.2		LI	23.4 PULG
4. CÁLCULO DE LONGITUD REAL SIN SOPORTE : L = LI X1 X2 X3		X1	FUNCIÓN RANGO PRESIÓN FIG.V.3.3
L = 26.41 PULG.		X2	FUNCIÓN ANCHO LIGAZO FIG.V.3.4.
L = 26 PULG		X3	FUNCIÓN DEL TIPO DE MATERIAL FIG.V.3.5
5. No. DE PLACAS SOPORTE: N = $\frac{\text{LONGITUD DE TUBOS}}{L} - 1$		9 PLACAS	
a) ESPACIAMIENTO ENTRE PLACAS INTERMEDIAS		1.05 L	27.7 ⇒ 28 PULG
b) ESPACIAMIENTO ENTRE PLACAS DE EXTREMOS		1.18 L	31.16 ⇒ 32 PULG
6. LONGITUD DEL DOMO: SE CONSIDERA UNA LONGITUD HASTA LA MITAD DE LA LONGITUD EN LOS EXTREMOS		L _d = 288 - 2(16) ⇒	L _d = 256 PULG
7. ESPESOR DE LAS PLACAS SOPORTE.		$t = \frac{30 L P_t}{S_a (P_t - d_o)} + C ⇒ 0.132 + 0.0625$ $t = 0.254 \text{ PULG. } (1/4")$	
<p style="text-align: center;">DOMO DE DISTANCIAS</p>			

FIG V.3.6.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUAUTITLÁN INGENIERIA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		ESPESORES DE RECIPIENTES CILÍNDRICOS SEGUN A.S.M.E. Y T.E.M.A.	
COMPONENTE: ENVOLVENTE		PRESION INTERNA <input type="checkbox"/> PRESION EXTERNA <input checked="" type="checkbox"/>	
PRESION INTERNA H.E.I.			
FORMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
$t = PR / SA$		P, R ESPECIFICADOS EN HOJA DE DATOS, SA DE ACUERDO A LA TEMPERATURA DE DISEÑO	
PRESION EXTERNA H.E.I.			
$\frac{L}{Do} = 5.23$	$\frac{L}{Do} \leq 10$ CORROSION PERMISIBLE 1/32"	$\frac{Do}{t} = 65/t = 185$ $t = 55/35$	$t = 0.410 + 0.52 = 0.930 = 1/2 \text{ PULG}$ L Y Do DE HOJA DE DATOS ESPESOR INDICADO POR FIGURA 9.4.1
PRESION INTERNA (ASME VIII, DIV.1)			
FORMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
$t = P R / (SE - 0.6 P) + C$		POR ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES: $t < L/2R$ o $P < 0.385 SE$	
$t = P R / (2SE + 0.40P) + C$		POR ESFUERZOS LONGITUDINALES: $t < L/2R$ o $P < 1.25 SE$	
DATOS DE DISEÑO			
MATERIAL DE CONSTRUCCION:		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
t = ESPESOR PRESION INTERNA (PULG)		ESTE ESPESOR SERA EL QUE RESULTE MAYOR DE LAS DOS ECUACIONES (1) o (2)	
P = PRESION INTERNA DE DISEÑO (LB/PULG ²)		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
R = RADIO INTERNO (PULG)		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
S = ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE (LB/PULG ²)		DE ACUERDO CON LA TEMP. DE DISEÑO	
E = EFICIENCIA DE JUNTA SOLDADA		ASME SECCION VIII DIV.1 PARTE UH 14 Y 12	
C = CORROSION PERMISIBLE (PULG)			
$t =$		$+ C$	
PRESION EXTERNA (ASME VIII, DIV.1)			
FORMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
Do = DIAMETRO EXTERIOR (PULG)		56	
t ₂ = ESPESOR PROPUESTO (PULG)		1/2 PULG	
L = LONGITUD CONSIDERADA (PULG)		288	
P' = PRESION EXTERNA DE DISEÑO (LB/PULG ²)		15	
E' = MODULO DE ELASTICIDAD (LB/PULG ²)		27 000	
L/Do = $\frac{288}{56}$		5.14	
Do/t = $\frac{56}{0.5}$		112	
A = FACTOR DE CORRECCION (FIGURA 9.3.2)		0.00025	
B = FACTOR DE CORRECCION (FIGURA 9.3.3)		2 700	
Pa = $2 A E' / (3Do/t)$			
Pa = $4 B / (3 Do/t)$		32.14 > P'	
CONDICION		Pa > P' ; SI Pa (P'), PROPONGA OTRO ESPESOR (t) MAYOR.	
ESPESOR MINIMO (T.E.M.A.)			
t ₁ = ESPESOR MINIMO REQUERIDO		TERA, B o C PARRAFO 3.11	
		1/16	
t = ESPESOR REQUERIDO = EL MAYOR DE t ₁ , t ₂ o t ₃ =		1/2 PULG.	

FIGURA 9.4.4

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUNUTITLÁN INGENIERIA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		ESPEORES DE RECIPIENTES CILINDRICOS SEGUN A.S.M.E. Y T.E.M.A.	
COMPONENTE: BOMBO DE DISTRIBUCION		PRESION INTERNA <input type="checkbox"/> PRESION EXTERNA <input checked="" type="checkbox"/>	
PRESION INTERNA H.E.I.			
FORMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
T, P R / S _a		P y R ESPECIFICADOS EN HOJA DE DATOS; S _a DE ACUERDO A LA TEMPERATURA DE DISEÑO	
PRESION EXTERNA H.E.I.			
L = 256 L/D _o V Do/L CORROSION PERMISIBLE 1/32" Do = 175 L = 175		E = 0.58 = 3/5" L Y Do DE HOJA DE DATOS ESPEOR INDICADO POR FIGURA V.5.1	
PRESION INTERNA (ASME VIII, DIV. 1)			
FORMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
$t = P R / (SE - 0.6 P) + C$		POR ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES: t < 1/2R o P < 0.385 SE	
$t = P R / (2SE + 0.4P) + C$		POR ESFUERZOS LONGITUDINALES: t < 1/2R o P < 1.25 SE	
DATOS DE DISEÑO			
MATERIAL DE CONSTRUCCION:		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
t _c = ESPEOR PRESION INTERNA (PULG)		ESTE ESPEOR SERA EL QUE RESULTE MAYOR DE LAS DOS ECUACIONES (1) o (2)	
P = PRESION INTERNA DE DISEÑO (LB/PULG ²)		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
R = RADIO INTERNO (PULG)		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
S = ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (LB/PULG ²)		DE ACUERDO CON LA TEMP. DE DISEÑO	
E = EFICIENCIA DE JUNTA SOLDADA		ASME SECCION VIII DIV. 1 PARTE UW 11 Y 12	
C = CORROSION PERMISIBLE (PULG)			
$t = \quad + C$			
PRESION EXTERNA (ASME VIII, DIV. 1)			
FORMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
Do = DIAMETRO EXTERIOR (PULG)	48.0	ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
t _c = ESPEOR PROPUESTO (PULG)	1/2		
L = LONGITUD CONSIDERADA (PULG)	256	SI SE REQUIERE USE ANILLOS RIGIDIZANTES	
P' = PRESION EXTERNA DE DISEÑO (LB/PULG ²)	15	ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
E' = MODULO DE ELASTICIDAD (LB/PULG ²)	27000		
L/Do = $\frac{256}{48.0}$	5.31	PARA L/Do > 50, USE L/Do = 50	
Do/t = $\frac{48.0}{0.5}$	96.4		
A = FACTOR DE CORRECCION (FIGURA V.5.2)	0.00025	PARA Do/(4t) < A-1, t/(Do/t) < A-1 PARA Do/(4t) > A-1, t/(Do/t) > A-1	
B = FACTOR DE CORRECCION (FIGURA V.5.3)	2700	SI A CAE A LA IZQUIERDA DE LA CURVA, USE $\frac{2.0}{1.0 + 0.0001} = 2.0001$	
Pa = $2.4 E / (3Do/t)$			
Pa = $4 B / (3 Do/t)$	36.75	t < 1/2 PULG. CONSIDERAR	
CONDICION Pa > P'; SI Pa < P', PROPONER OTRO ESPEOR (t) MAYOR.			
ESPEOR MINIMO (T.E.M.A.)			
t ₁ = ESPEOR MINIMO REQUERIDO		TEMA R, B o C PARRAFO 3.13	
t = ESPEOR REQUERIDO = EL MAYOR DE t ₁ , t ₂ , o t ₃ t ₂ = 1/2 PULG.			

FIGURA V.4.4

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUAUTITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		ESPESORES DE RECIPIENTES CILÍNDRICOS SEGUN A.S.M.E. Y I.E.N.A.	
COMPONENTE: VOZD CALIENTE		PRESION INTERNA <input type="checkbox"/> PRESION EXTERNA <input checked="" type="checkbox"/>	
PRESION INTERNA H.E.I.			
FORMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
$t = PR / Sa$		P u R ESPECIFICAMOS EN HOJA DE DATOS; SA DE ACUERDO A LA TEMPERATURA DE DISEÑO	
PRESION EXTERNA H.E.I.			
FORMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
$t = PR / (SE - 0.6P) + C$		POR ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES: $t < 1/2R$ o P.D. 305 SE	
$t = PR / (2SE + 0.42P) + C$		POR ESFUERZOS LONGITUDINALES: $t < 1/2R$ o P.d. 25 SE	
MATERIALES DE DISEÑO			
MATERIAL DE CONSTRUCCION:		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
t = ESPESOR PRESION INTERNA (Pulg)		ESTE ESPESOR SERA EL QUE RESULTE MAYOR DE LAS DOS ECUACIONES (1) o (2)	
P = PRESION INTERNA DE DISEÑO (Lb/Pulg)		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
R = RADIO INTERNO (Pulg)		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
S = ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Lb/Pulg)		DE ACUERDO CON LA TEMP. DE DISEÑO	
E = EFICIENCIA DE JUNTA SOLDADA		ASME SECCION VIII DIV.1 PARTE UM 11 Y 12	
C = CORROSION PERMISIBLE (Pulg)			
$t =$		$+ C$	
PRESION EXTERNA (ASME VIII, DIV.1)			
FORMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
Do = DIAMETRO EXTERIOR (Pulg)		38	
t = ESPESOR PROPUESTO (Pulg)		3/16	
L = LONGITUD CONSIDERADA (Pulg)		45	
P' = PRESION EXTERNA DE DISEÑO (Lb/Pulg)		15	
E' = MODULO DE ELASTICIDAD (Lb/Pulg)		27000	
L/Do = $45/38 = 1.17$		1.173	
Do/t = $38 / (3/16) = 203.66$		203.66	
A = FACTOR DE CORRECCION (FIGURA U.S.2)		0.0004	
B = FACTOR DE CORRECCION (FIGURA U.S.3)		5.200	
Pa = $2RE / (3Do/L)$			
Pa = $4B / (3Do/L)$		34.04	
CONDICION Pa > P' ; SI Pa < P', PROPONGA OTRO ESPESOR (t) MAYOR.			
ESPOR MINIMO (T.E.M.A.)			
t = ESPESOR MINIMO REQUERIDO		1/4	
t = ESPESOR REQUERIDO = EL MAYOR DE t ₁ , t ₂ o t ₃		t = 1/4	
		PULG.	

FIGURA U.4.4

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUAUTITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		ESPESORES DE RECIPIENTES CILÍNDRICOS SEGUN A.S.M.E. Y T.E.M.A.	
COMPONENTE: CAJAS DE AGUA		PRESIÓN INTERNA <input checked="" type="checkbox"/> PRESIÓN EXTERNA <input type="checkbox"/>	
PRESIÓN INTERNA H.E.I.			
FÓRMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
$t \geq PR / S_a$		P o B ESPECIFICADOS EN HOJA DE DATOS; S _a DE ACUERDO A LA TEMPERATURA DE DISEÑO	
PRESIÓN EXTERNA H.E.I.			
$\frac{L}{D_o} \leq \frac{D_o}{4t}$ CORROSIÓN PERMISIBLE 1/32"		L Y D _o DE HOJA DE DATOS ESPESOR INDICADO POR FIGURA V.5.1	
PRESIÓN INTERNA (ASME VIII, DIV.1)			
FÓRMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
$t = P R / (SE - 0.6 P) + C = 0.291 = 5/16$		POR ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES: Y $C = 1/2R$ o $P(0.305 SE)$	
$t = P R / (2SE + 0.40P) + C = 0.208 = 3/16$		POR ESFUERZOS LONGITUDINALES: Y $C = 1/2R$ o $P(1.25 SE)$	
DATOS DE DISEÑO			
MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN:	SA-515-70	ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
t = ESPESOR PRESIÓN INTERNA (PULG)	—	ESTE ESPESOR SERÁ EL QUE RESULTE MAYOR DE LAS DOS ECUACIONES (1) O (2)	
P = PRESIÓN INTERNA DE DISEÑO (LB/PULG ²)	90	ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
R = RADIO INTERNO (PULG)	27.5	ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
S = ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE (LB/PULG ²)	17 500	DE ACUERDO CON LA TEMP. DE DISEÑO	
E = EFICIENCIA DE JUNTA SOLDADA	0.85	ASME SECCIÓN VIII DIV.1 PARTE UM 11 Y 12	
C = CORROSIÓN PERMISIBLE (PULG)	1/8		
$t = 5/16$		$C = 3/8$ PULG	
PRESIÓN EXTERNA (ASME VIII, DIV.1)			
FÓRMULA Y DATOS DE DISEÑO		NOTAS Y RESTRICCIONES	
D _o = DIÁMETRO EXTERIOR (PULG)		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
t = ESPESOR PROPUESTO (PULG)			
L = LONGITUD CONSIDERADA (PULG)		SI SE REQUIERE USE ANILLOS RIGIDIZANTES	
P' = PRESIÓN EXTERNA DE DISEÑO (LB/PULG ²)		ESPECIFICADO EN HOJA DE DATOS	
E' = MÓDULO DE ELASTICIDAD (LB/PULG ²)			
L/D _o = _____		PARA L/D _o > 50, USE L/D _o = 50	
D _o /t = _____			
A = FACTOR DE CORRECCIÓN (FIGURA V.5.2)		PARA D _o /t(4) A = 1 - 1/(D _o /t) PARA D _o /t(10) A = 0.10	
B = FACTOR DE CORRECCIÓN (FIGURA V.5.3)		SI A CAE A LA IZQUIERDA DE LA CURVA, USE B = 1/2 (AE')	
P _a = 2 A E' / (3D _o /t)			
P _a = 4 B / (3 D _o /t)			
CONDICIÓN P_a > P' ; SI P_a < P', PROPONGA OTRO ESPESOR (t) MAYOR.			
ESPESOR MÍNIMO (T.E.M.A.)			
t = ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO	—	TERA R, B o C PÁRRAFO 3.13	
$t = \text{ESPESOR REQUERIDO} = \text{EL MAYOR DE } t, t, t$		$t = 3/8$ PULG.	

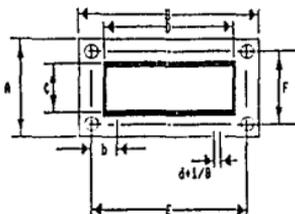
FIGURA V.4.4

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CHAUTITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA BRIDAS TIPO ANILLO	
COMPONENTE: CAJAS AGUA			
CONDICIONES DE DISEÑO		EMPAQUE Y PERNOS	
MATERIAL DE LA BRIDA	SA-SIS-7D	$n = 2.75$	Diam. Pernos = $3/4$ PULG
MATERIAL DE PERNOS	A9-193-137	$Y = 3700$	$R = 1.375$ PULG
ESFUERZO PERM. Sa	25,000 Psi	$N = 2$ PULG	$Rb = 1 1/8$ PULG
PRESION DE DISEÑO	90 Pci	$ba = 1/2 = 1$ PULG	$E = 13/16$ PULG
MATERIAL DEL EMPAQUE	4117 con FIBRA DE ASBESTO.	$b = b/2 = 0.5$ PULG	LONG. SOLDADURA = 0.25
		$da = G + 2b = 59.75$ PULG	$R = Rb + \text{LONG. SOLDADURA} = 1.375$ PULG
		$di = da - 2H = 55.75$ PULG	$C = 57.375$
$S_t =$	175000 Psi		$a = 58.188$
			$el = ga = 0.4687$ PULG
DIMENSIONADO GENERAL DE LA BRIDA		CÁLCULO DE FUERZAS	
		BRIDA DIVIDIDA $W_2 = 3.1416(P)G(b) = 658827.6$ $W_1 = 10.2832(P)m(G)b = 74762.077$ $W = 0.7854(G^2)P = 245977.14$ $W_1 = W/P = 31879.22$	
		CÁLCULO DE PERNOS N DE PERNOS: $A_n = W_1/S_b = 12.74$ PARA CADA SEMICÍRCULO $A_N/2 = 6.374$ DE LA TABLA V.5.4 $A_p = 0.302$ PULG ² $N_p = A_n/A_p = 21.1$ $N_p = (A_n/2)/A_p = 42$ * ÁREA REAL DE PERNOS = $A_b = 2N_p(A_p) = 12.68$ CARGA DE PERNOS DE DISEÑO DE LA BRIDA $M = 1/2 (W_1 + W_2) = 517,750$	
CÁLCULO DE MOMENTOS			
CARGA	X	BRAZO DE PALANCA	MOMENTO
FUERZA HIDROSTÁTICA: $H_D = wH^2P/4 = 221670.77$		$M = (C-B)/2 = 1.375$	$M_D = H_D \cdot M = 304792.3$
CARGA SOBRE EMPAQUE: $H_G = W = 73772.86$		$H_g = 1/2(C-G) = 0$	$M_G = M_G \cdot H_g = 0$
FRA. HIDROST. TOTAL: $H_T = H + H_D = 22306.37$		$M_T = 1/2(R+g)l = 0.92185$	$M_T = H_T \cdot M_T = 20563.12$
MOMENTO DE LA BRIDA EN CONDICIONES DE OPERACIÓN: $M_o = M_D + M_T = 325360.42$			
MOMENTO TOTAL DE LA BRIDA: $M = M_o/B = 58100.00$			
CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA BRIDA			
CONSTANTE DE FORMA "K": $K = A/B = 1.078$			
FACTOR Y_o :		ESPESOR	
$Y_o = \frac{1}{1-x} \left[0.66945 + 5.7169 \frac{r^2 c x}{r^2 - 1} \right]$	$Y_o = 25.71$	$t = \sqrt{\frac{K \cdot Y_o}{S_a}}$	$t = 2.71$ PULG
* PARA CADA SEMICÍRCULO			$t = 2.5$ PULG.

FIGURA V.5.4

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUMATITLAN INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA		PROCEDIMIENTO DE CALCULO PARA BRIDAS TIPO ANILLO	
COMPONENTE: POZO CALENTE ENVOLVENTE			
CONDICIONES DE DISEÑO		EMPAQUE Y FERMOS	
MATERIAL DE LA BRIDA	SA 515-70	n = 2.75	Diam. FERMOS = 1/2 PULG
MATERIAL DE FERMOS	SA-193-137	Y = 3.700	R = 1.062 PULG
ESFUERZO FERM. Sa	25,000	N = 1.5 PULG	RD = 13/16 PULG
PRESION DE DISEÑO	15 P.S.I.	ba = N/2 = 0.75 PULG	K = 5/8 PULG
MATERIAL DEL EMPAQUE	WULF CO.	b = ba/2 = 0.375 PULG	LONG. SOLDADURA =
	FIBRA DE ASBESTO	da = G + 2b = 41.249 PULG	R = Rb + LONG. SOLDADURA 1.062 P.S.I.
		di = da - 2N = 38.249 PULG	C = 40.49
			A = 41.74
			gl = ga = 0.15625
DIMENSIONADO GENERAL DE LA BRIDA		CALCULO DE FUERZAS	
<p>ENVOLVENTE CORROIDA s/8</p> <p>0.25" (no menor a este valor)</p> <p>DIAMETRO INTERIOR DE LA ENVOLVENTE</p>		BRIDA CIRCULAR	
		$Wb2 = \pi(G)(V) = 176535.5$ $Wp = 6.2832(P)G(m) = 10496.61$ $W = 0.7854(G)^2P = 19322.8$ $WHP/M = 298191.44 = 41mi$	
		CALCULO DE FERMOS	
		# DE FERMOS: $Am = Wb1/Sb = 1.92$ PARA CADA SEMICIRCULO $Am/2 = \text{---}$ DE LA TABLA V.5.4 $Ap = 0.126 PLG^2$ $Mp = Am/Ap = 9.46$ $Mp = (Am/2)/Ap = 10$ AREA REAL DE FERMOS = $Ab = Mp (Ap) = 1.26$ CARGA DE FERMOS DE DISEÑO DE LA BRIDA $N = 1/2 (Ab + Am)S = 30650$	
CALCULO DE MOMENTOS			
CARGA	X	BRAZO DE PALANCA	MOMENTO
FUERZA HIDROSTATICA: $HD = \pi D^2 P / 4 = 17549.15$		$Md = (C-D)/2 = 1.062$	$MD = HD * Md = 18424.77$
CARGA SOBRE EMPAQUE: $HG = W - H = 11527.2$		$Hg = 1/2(C-G) = 0$	$MG = WG * Hg = 0$
FER. HIDROST. TOTAL: $HT = W - HD = 1975.67$		$Ht = 1/2(R+gl) = 0.609$	$MT = HT * Ht = 1202.24$
MOMENTO DE LA BRIDA EN CONDICIONES DE OPERACION: $Mo = MD + MT = 19626.95$			
MOMENTO TOTAL DE LA BRIDA:		$M = Mo/B = 511.45$	
CALCULO DEL ESPESOR DE LA BRIDA			
CONSTANTE DE FORMA "K": $k = A/B = 1.087$			
FACTOR Vo		ESPESOR	
$Vo = \frac{1}{1-k} \left[0.66845 + 5.7169 \frac{r^2 \log k}{1-k} \right]$	$Vo = 25.17$	$t = \sqrt{\frac{M * Vo}{S}}$	$t = 0.8228 PULG$
			$t = 1 PULG.$

FIGURA U.S.A



$$R = 1 \frac{1}{8}$$

$$E = 13 \frac{1}{16}$$

GASKET SEATING PRESSURE

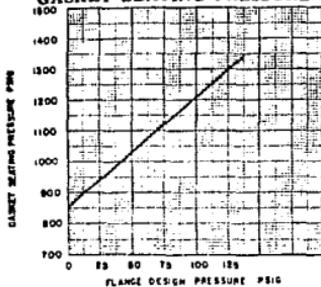


FIGURA V.5.5

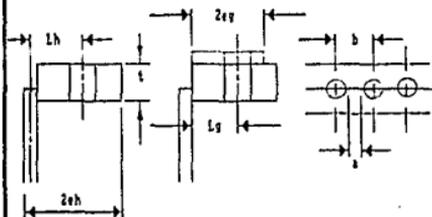


FIGURA V.5.6

1. PRESIÓN DE DISEÑO: $P = 15 \text{ Psí}$
2. DIMENSIONES EXTERNAS DE LA BRIDA:
 $A = 28.87 \text{ Pulg.}$; $B = 58.27 \text{ Pulg.}$
3. DIMENSIONES INTERNAS DE LA BRIDA:
 $C = 35 \text{ Pulg.}$; $D = 54 \text{ Pulg.}$
4. LINEA DE CENTROS DE PERFOROS:
 $E = 56.65 \text{ Pulg.}$; $F = 37.25 \text{ Pulg.}$
5. DIÁMETRO NOM. PERFOROS: $d = 3/4 \text{ Pulg.}$
6. NO. PERFOROS CONSIDERANDO ESPACIAMIENTO MÍNIMO PARA HMTA.
 $N = 4$
7. FUERZA REQUERIDA PARA COMPRIMIR EL ENPAQUE: FIGURA V.5.5.
 $P_s = 910 \text{ lb/Pulg}$
8. ÁREA ENPAQUE $A_g = (A \times B) - (C \times D) - \left[\frac{N \times \pi (d+1/8)^2}{4} \right]$
 $A_g = 329.29 \text{ pulg}^2$
9. FUERZA REQUERIDA PARA COMPRIMIR ENPAQUE:
 $F_{gr} = F_g \times A_g = 283665.9 \text{ Lbs.}$
10. FUERZA HIDRAULICA: $W_h = E \times P \times A = 346630 \text{ Lbs.}$
11. CARGA DE APERTADO REQUERIDA: $F_b = F_{gr} + W_h$
 $F_b = 283665.9 + 346630 = 630295.9 \text{ Lbs.}$
12. ESFUERZO TOTAL DE APERTADO: $S_b = F_b / N \times A_b$
 $S_b = 283665.9 / 4 = 70916.47 \text{ Lbs/Pulg}^2$
DONDE: $A_b = \text{ÁREA DE PERFOROS} = 0.302 \text{ pulg}^2$
13. MOMENTO HIDRAULICO: $M_h = (W_h \times L_h) / N$
 $M_h = 1323150 \text{ Lbs-Pulg}$
DONDE: $(h = 1 \text{ EXCEPTO CUANDO } L_h > 0.6(2e_h))$
ENTONCES: $h = 0.9 + (L_h - e_h) / e_h$
14. MOMENTO DE ASENTAMIENTO SOBRE LA BRIDA:
 $M_g = (F_{gr} \times L_g) / 4N$; $M_g = 1323150 / 16 = 82696.875 \text{ Lbs-Pulg}$
DONDE: $e_g = 1/2 \text{ ANCHO DEL ENPAQUE} = 1.046 \text{ Pulg}$
 $e_g = \text{FACTOR CORRECCION GEOMETRICO DEL ENPAQUE}$
 $e_g = 1 \text{ EXCEPTO CUANDO } L_g > e_g$
 $e_g = 0.98 + (L_g - e_g)$
15. ESPESOR REQUERIDO PARA LA BRIDA:
 $t = \frac{6 (M_g + M_h)}{S_a (a)}$
 $t = 0.657 = 3/4 \text{ PULG}$
DONDE: $a = \text{DISTANCIA ENTRE LINEA DE CENTRO DE PERFOROS MENOS EL DIÁMETRO DEL BARRENO (Pulg.)}$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUMUTITLAN INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA		PROCEDIMIENTO DE CALCULO PARA REFUERZO DE ORIFICIOS	
CANAL		ENVOLVENTE	
PRESION <u>50</u> PSI; D.I. <u>1B</u> ; ESPESOR <u>1/2 PULG</u>		PRESION <u>15</u> PSI; D.I. <u>5S</u> ESPESOR <u>1/2</u>	
TAMANO DE BOQUILLA _____; TOL. CORROSION <u>1/2</u>		TAMANO DE BOQ. _____ TOL. CORROSION (C) <u>1/32</u>	
		$tr = \frac{PR}{S-B.P} = 0.142$ $tn = \frac{PR}{S-B.P} = 0.046$	
$A = \text{AREA DE REFUERZO REQUERIDA} = d (tr)$ $A = 2.40 \text{ PULG}^2$			
$A1 = \text{AREA DE LA ENVOLVENTE DISPONIBLE PARA REFUERZO (USE LA MAYOR A1)}$ $A1 = (t - tr) (d) = 1.29$			
$A1 = (t - tr) (tn + te) = 0.076(0.687)(2) = 0.1043$ $A1 = 1.29 \text{ PULG}^2$			
$A2 = \text{AREA DE LA PARED DE LA BOQUILLA DISPONIBLE PARA REFUERZO (USE LA MAYOR A2)}$ $A2 = St (tn - trn) = 1093(0.4215) = 0.4606$			
$A2 = St (tn - trn) = 254(0.4215) = 0.2866$ $A2 = 0.9866$			
$A3 = \text{AREA DE SOLDADURAS DISPONIBLE PARA REFUERZO}$ $A3 =$			
SI $A1 + A2 + A3 \geq A$; NO SE REQUIERE PLACA DE REFUERZO		$A1 + A2 + A3 = 2.276$	
SI REQUIERE PLACA DE REFUERZO			
A2 CAMBIA AL VALOR MENOR DE LOS SIGUIENTES:			
$A2 = St (tn - trn) = 1093(0.4215) = 0.4606$			
$A2 = 2 (tn - trn) (2.5tn + te) = 2(1093)(1.42) = 3.10$ $A2 = 0.4606$			
$A4 = (dp - D.E. BOQUILLAS) te = 1 \text{ PULG}$ $A4 = 1 \text{ PULG}$			
SI $A1 + A2 + A3 + A4 \geq A$; LA PLACA DE REFUERZO ES LA ADECUADA		$A1 + A2 + A3 + A4 = 2.75 \text{ PULG}^2$	
NOTA: EL REFUERZO REQUERIDO PARA PRESION EXTERNA NECESITA SER SOLAMENTE EL 50% DEL REQUERIDO PARA PRESION INTERNA, DONDE tr ES EL ESPESOR DE PARED REQUERIDO POR LAS REGLAS DE PRESION EXTERNA (ASME).			
LIMITES DE REFUERZO $Op = 22 \text{ PULG}$			
1. DIAMETRO: EL MAYOR DE LOS SIGUIENTES: a) $2 \times d$ y b) $2(0.5d) + \text{ESPESOR ENVOL.} + \text{ESPESOR BOQUILLA}$			
2. ESPESOR: EL MENOR DE LOS SIGUIENTES: a) 2.5 (ESPESOR DE ENVOL. - C) ; b) 2.5 (ESPESOR BOQUILLA - C) $tc = 0.25 \text{ PULG}$			

FIGURA U.5.10

COMPONENTE:

I TAPAS PLANAS DE LAS CAJAS DE AGUA:

$$t = d \frac{KCP}{S E}$$

$$t = \frac{1}{16} \text{ Pulg.}$$

$$d = \underline{4.0} \text{ Pulg}$$

$$D = \underline{47.65} \text{ Pulg}$$

$$C = \underline{0.3}$$

$$S = \underline{17500} \text{ PSI}$$

$$E = \underline{0.7} \text{ Lb/Pulg}^2$$

$$Z = 3.4 - 2.4 \left(\frac{d}{D}\right) = \underline{2.7}$$

II TAPAS DEL BONO:

$$t = \sqrt{\frac{21 q b^2}{S}}$$

$$t = \underline{0.498} \text{ Pulg.}$$

$$a = \underline{47.65} \text{ Pulg}$$

$$t = \underline{1/2} \text{ Pulg}$$

$$b = \underline{24.15} \text{ Pulg}$$

$$q/b = \underline{1.97}$$

VER TABLA V.6.2

$$q = \underline{15} \text{ PSI}$$

$$St = \underline{17500} \text{ PSI}$$

III PLACA DIVISORA DE LA CAJA DE AGUA:

$$t = \sqrt{\frac{21 q b^2}{S}}$$

$$t = \underline{1.5} \text{ Pulg.}$$

$$a = \underline{55} \text{ Pulg}$$

$$t = \underline{1 1/2} \text{ Pulg}$$

$$b = \underline{30} \text{ Pulg}$$

$$q/b = \underline{1.85}$$

VER TABLA V.6.2

$$q = \underline{90} \text{ PSI}$$

$$St = \underline{17500} \text{ PSI}$$

TABLA V.6.2

a/b	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	<
B1	0.3070	0.3034	0.4356	0.4680	0.4872	0.4974	0.5000
B2	0.1386	0.1794	0.2094	0.2286	0.2406	0.2472	0.2500
<	0.9138	0.9188	0.9226	0.9251	0.9267	0.9277	0.9284

FIGURA V.6.3

$$P = 15 \text{ PSI}$$

$$DI = 38 \text{ Pulg}$$

$$r = 0.1584 \text{ (DI)} \quad \underline{6.01}$$

$$SI = 17500 \text{ PSI}$$

$$L = 0.0122 \text{ (DI)} \quad \underline{30.86}$$

$$K = 0.50 \text{ (SI)} \quad \underline{19}$$

$$A = K - r \quad \underline{12.99}$$

$$B = L - r \quad \underline{24.85}$$

$$C = \sqrt{B^2 - A^2} \quad \underline{28.04}$$

$$h = L - C \quad \underline{2.82}$$

F = 1.5 LONGITUD CONVENCIONAL

$$N = \text{FACTOR } L/r \text{ VER TABLA V.6.4} = \underline{1.71}$$

$$t = \frac{P \cdot L \cdot N}{S \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P} \quad t = \underline{0.0247} \text{ Pulg.}$$

$$t = 0.0247 + 1/8 = 0.149 = 0.15''$$

$$\therefore t = 1/4 \text{ PULG}$$

REVISIÓN DEL ESPESOR DETERMINADO

$$t_1 = \frac{P \cdot L_0 \cdot N}{S \cdot S \cdot E + P(N - 0.2)} \quad \text{donde: } L_0 = \text{RADIO EXTERIOR DE LA CORONA.}$$

$$L_0 = 30.86 + 0.25$$

$$L_0 = 31.11$$

$$t_1 = \underline{0.0249}, \quad t = 1/4 \text{ Pulg}$$

$$t = 1/4 \text{ PULG.}$$

L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50
N	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
L/r	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00
N	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
L/r	9.50	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	12.5	13.0	13.5	14.0	14.5
N	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

TABLA V.6.4

FIGURA V.6.3

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CAMUTITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO: PRESTIONES DIFERENCIALES	
CONDICIONES DE DISEÑO			
TEMPERATURA DE PARED DEL TUBO	T_w		°F
COEFICIENTE TOTAL LIMPIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR	$u = 702.77$		BTU/h (°F)²
TEMP. DE SATURACION CORRESP. A LA PRESION DE OPERACION	$T_v = 129.8$		°F
TEMP. PROMEDIO DEL AGUA EN EL INT. DE LOS TUBOS	$T = 106.25$		°F
COEF. DE CONVECCION DEL FLUIDO INT. DEL TUBO	$h_i = 1360$		BTU/h (°F)²
COEFICIENTE DE PELICULA DEL LADO ENVOLVENTE	h_o		BTU/h (°F)²
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL MATERIAL DE LA ENVOLVENTE (A LA TEMP. DE OP.)	$k_s = 30$		BTU/h (°F)(ft)
COEFICIENTE DE CONVECCION DEL AIRE.	$h_c = 1.9$		BTU/h (°F)²
DIAMETRO INTERIOR DE LA ENVOLVENTE.	$G = 55$		in
DIAMETRO EXTERIOR DE LA ENVOLVENTE.	$D_o = 5.6$		in
1. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE PARED EN LOS TUBOS:			
		$T_w = \frac{u}{h_i} (T_w - T) + T$	$T_w = 118.66^\circ\text{F}$
2. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE PARED DE LA ENVOLVENTE.			
$\frac{T_o - T_c}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_c}} = \frac{T_o - T_w}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_s}} \quad \text{----- (1)}$		$T_w = 129.0^\circ\text{F}$	
$h_{10} = h_i \frac{G}{D_o} \quad h_o = \frac{h_i u_s}{h_{10} u_s} = 1483.08$			
* NOTA. LA SOLUCION DE LA ECUACION (1) ES ITERATIVA PARA VALOR DE T SUPUESTO.			
3.- CÁLCULO DE LOS FACTORES "K" Y "Fq":			
$K = \frac{K_s k_s (D_o - t_s)}{K_t k_t M D_o - t_t} \Rightarrow K = 0.712$			
$F_q = 0.25 + (F - 0.6) \left[\frac{300 k_s K_s \left(\frac{G}{K L E} \right)^{1/4}}{T} \right]^{1/4}$			
$F_q = 4.7$			
* NOTA. L= LONGITUD TOTAL DEL TUBO INCLUYENDO LOS ESPESORES DE ESPESOS.			
4. CÁLCULO DE LA PRESION EQUIVALENTE DEBIDA A LA EXPANSION DIFERENCIAL.			
$P_d = \frac{4 J E t_s (e_s \theta_s - e_t \theta_t)}{(D_o - 3t_s) (1 + J K F_q)}$			
$e_s = \frac{-18.8}{10^4}$			
5. CÁLCULO DE LA PRESION EFECTIVA DE DISEÑO LADO ENVOLVENTE:			
$P \rightarrow \left[\begin{array}{l} \text{SE RA LA QUE RESULTE MAYOR EN VALOR ABSOLUTO} \\ \text{DE LAS SIGUIENTES EXPRESIONES:} \end{array} \right]$			
a) $P = \frac{P_i^2 - P_d}{2}$		b) $P = P_i^2$	
DONDE: $P_i^2 = P_s \left[\frac{0.4J (1.5 + K (1.5 + f_s))}{1 + J K F_q} \right] = -4.25 \text{ PSI}$			
$f_s = 1 - M \left[\frac{d_o}{G} \right]^2 = 0.719 \quad P = 7.27 \text{ PSI}$			
6. CÁLCULO DE LA PRESION EFECTIVA DE DISEÑO LADO TUBOS.			
$P \rightarrow \left[\begin{array}{l} \text{SE RA LA QUE RESULTE MAYOR EN VALOR ABSOLUTO} \\ \text{DE LAS SIGUIENTES EXPRESIONES:} \end{array} \right]$			
a) $P = \frac{P_i + P_d}{2}$		b) $P = P_i \Rightarrow P = 34.25 \text{ PSI}$	
DONDE:			
$P_i = P_t \left[\frac{1+0.4JX (1.5 + f_t)}{1 + J K F_q} \right]; \quad f_t = 1 - M \left[\frac{d_o - 2t_s}{G} \right]^2$			
$P_t = -34.25 \text{ PSI} \quad f_t = 0.778$			
7. PRESION DIFERENCIAL EFECTIVA DE DISEÑO.			
DE IGUAL MANERA SE TOMARA LA QUE RESULTE MAYOR DE LAS SIGUIENTES EXPRESIONES.			
1) $P = P_i - P_s^2$		2) $P = \frac{P_i - P_s^2 + P_d}{2}$	
		3) $P = \frac{P_d}{2}$	
$P = 30 \text{ PSI}$			

FIGURA U.7.3

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CIENZIUM INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA	PROCEDIMIENTO DE CALCULO: ESFUERZOS LONGITUDINALES.
<p>1. ESFUERZO LONGITUDINAL EN LA CARCASA:</p> $S_1 = \frac{C_s (D_o - t_s) P_s^N}{4 t_s} \quad 1b/in^2 = 1465 \text{ PSI}$ <p>DONDE P_s^N SERA LA QUE RESULTE MAYOR DE LAS SIGUIENTES EXPRESIONES:</p> <p>a) $P_s^N = -Pd = 18.8 \text{ PSI}$</p> <p>b) $P_s^N = Pt - Pt' + P_s' = -60 \text{ PSI}$</p> <p>c) $P_s^N = Pt - Pt' - \frac{P_s}{2} - Pd = -41.2 \text{ PSI}$</p> <p>Y $C_s = 0.5$ SI P_s^N ES POSITIVO $C_s = 1.0$ SI P_s^N ES NEGATIVO</p>	<p>2. CALCULO DEL ESFUERZO CRITICO DE PANDEO EN LOS TUBOS.</p> $S_c = \frac{\pi^2 K}{2 (kl/r)^2} \quad 1b/in^2 \text{ si } C_c (a = kl/r)$ $S_c = \frac{S_y}{2} \left[1 - \frac{kl/r}{2C_c} \right] \quad \text{si } C_c > kl/r$ <p>donde: $\frac{Kl}{r} = 115.13$</p> $C_c = \sqrt{\frac{2 \pi^2 E t}{S_y}} = 143.73$ $r = 0.25 \sqrt{d_o^2 + (d_o - 2t_s)^2}$ $\Gamma = 0.2432 \text{ in}$ <p>S_y = Esfuerzo de Fluencia del Material del tubo a la Temperatura de Pared.</p> <p>l = Claro de tubo sin soportar.</p> $k = \begin{cases} 0.6 & \text{para claros entre espejos.} \\ 0.8 & \text{para claros entre espejos y una placa soporte.} \\ 1.0 & \text{para claros entre placas soporte.} \end{cases}$ $S_c = 4496.2 \text{ PSI}$
<p>2. ESFUERZO LONGITUDINAL EN LOS TUBOS.</p> $S_t = \frac{C_t P_t P_t^N Q^2}{4 M t_s (d_o - t_s)} \quad 1b/in^2 = 1819.13 \text{ PSI}$ <p>DONDE P_t^N SERA LA QUE RESULTE MAYOR DE LAS SIGUIENTES EXPRESIONES:</p> <p>a) $P_t^N = P_2 - P_3 = -17.41 \text{ PSI}$</p> <p>b) $P_t^N = P_2 - P_3 + Pd = -36.21 \text{ PSI}$</p> <p>donde:</p> $P_2 = Pt' - \frac{Pt}{F_1} \quad Pt = -18.96 \text{ PSI}$ $P_3 = P_s' - \frac{P_s}{F_2} \quad P_s = -1.65 \text{ PSI}$ <p>Y $C_t = 0.5$ SI P_t^N ES POSITIVO $C_t = 1.0$ SI P_t^N ES NEGATIVO</p>	

FIGURA 9.7.4

PROCEDIMIENTO

Como se puede observar, los esfuerzos longitudinales en la envolvente y los tubos para el ejemplo de diseño, se encuentran muy por debajo de los esfuerzos permisibles de los materiales de envolvente y tubos.

Para el esfuerzo crítico de pandeo en los tubos se observó que se encuentran a compresión y se determina que los tubos pueden soportar esta condición pues resulta menor al esfuerzo permisible del material de tubos.

Se analizó también en base a los principios de dilatación lineal de los sólidos y de las deformaciones por carga axial, las deformaciones por temperatura, encontrándose que estas son casi despreciables.

En base a todo lo expuesto en el desarrollo del ejemplo de diseño sobre la necesidad de una junta de expansión se considera que no es necesaria, sin embargo se deja a consideración del cliente la elaboración de un sobrediseño que incluya una junta de expansión como una prevención de la expansión diferencial entre los tubos y la envolvente.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUAMITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO: DEFORMACIONES POR TEMPERATURA.
CONDICIONES DE DISEÑO:		
LONGITUD MEDIA DE LA CARCAZA	$L_s = 144 \text{ in}$	
LONGITUD MEDIA DE LOS TUBOS	$L_t = 144 \text{ in}$	
COEFICIENTE DE EXPANSIÓN TÉRMICA DEL MATERIAL DE LA ENVOLVENTE	$\alpha_s = 6.5 \times 10^{-6} \text{ in/in}^\circ\text{F}$	
COEFICIENTE DE EXPANSIÓN TÉRMICA DEL MATERIAL DE LOS TUBOS	$\alpha_t = 9.5 \times 10^{-6} \text{ in/in}^\circ\text{F}$	
MÓDULO DE ELASTICIDAD DEL MATERIAL DE LA ENVOLVENTE	$E_s = 28.5 \times 10^6 \text{ PSI}$	
MÓDULO DE ELASTICIDAD DEL MATERIAL DE LOS TUBOS	$E_t = 15.7 \times 10^6 \text{ PSI}$	
PRESIÓN DE DISEÑO LADO ENVOLVENTE	$P_d = 30 \text{ PSI}$	
PRESIÓN DE DISEÑO LADO TUBOS	$P_t = 15 \text{ PSI}$	
DIÁMETRO DEL ESPEJO	$D_e = 60.375 \text{ in}$	
CARACTERÍSTICAS DE LOS TUBOS DE TRANSFERENCIA (BWG)	$d_o = 0.75 \text{ in}$ $d_i = 0.42 \text{ in} \pm 0.065 \text{ in}$	
DIÁMETRO INTERIOR Y EXTERIOR DE LA ENVOLVENTE	$G = 55 \text{ in}$ $D_e = 56 \text{ in}$	
<p>DIAGRAMA ILUSTRATIVO DE DEFORMACIONES.</p>		
<p>De las ecuaciones (1) y (2) se analiza cual de los dos materiales se expande más, entonces:</p> $\Delta dif = \alpha_s F_s + \alpha_t F_t \dots\dots\dots (3)$ <p>Del diagrama de cuerpo libre del conjunto carcasa-espejo se obtiene el análisis de fuerzas que intervienen en el conjutor:</p>		
<p>2) DEFORMACIÓN LIBRE POR EFECTOS DE TEMPERATURA:</p> <p>ENVOLVENTE</p> $\Delta s = L_s \alpha_s \theta_s \dots\dots\dots (1)$ <p>TUBOS</p> $\Delta t = L_t \alpha_t \theta_t \dots\dots\dots (2)$ $\Delta t = 0.066 \text{ in}$ <p>DEL DIAGRAMA SE DEDUCE QUE:</p> $\Delta dif = \Delta s - \Delta t = \delta_s + \delta_t$ <p>donde:</p> $\delta_s = \alpha_s F_s = 0.0063 \text{ in}$ $\delta_t = \alpha_t F_t = 0.0043 \text{ in}$		
$K_s = \frac{L_s}{A_s E_s} = 5.79 \times 10^{-8} \quad K_t = \frac{L_t}{A_t E_t} = 6.55 \times 10^{-8}$ <p>De las ecuaciones (3) y (2) se analiza cual de los dos materiales se expande más, entonces:</p> $\Delta dif = \alpha_s F_s + \alpha_t F_t \dots\dots\dots (3)$ <p>Del diagrama de cuerpo libre del conjunto carcasa-espejo se obtiene el análisis de fuerzas que intervienen en el conjutor:</p> $\Sigma F_x = 0$ $F_t + P_t A_1 + P_s A_2 - F_s = 0 \dots\dots\dots (4)$ <p>Las ecuaciones (3) y (4) se resuelven simultáneamente para obtener F_s y F_t y finalmente calcular δ_s y δ_t.</p> $F_s = 75695.06 \text{ lb}$ $F_t = 106.16 \text{ lb}$		

FIGURA V.7.5

OBSERVACIONES

La determinación del espesor del espejo, en base a las recomendaciones del H.E.I., en donde se consideró la resultante de todas las presiones, momentos, fuerzas y pesos actuando sobre la caja de agua resultó ser de 2 pulgadas, manteniendo el esfuerzo máximo por debajo del esfuerzo permisible del material del espejo.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUMOTITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO: ESPEJOS.	
ANÁLISIS TIPO VIGAS IDEALIZADAS (N.E.I.)			
DATOS REQUERIDOS PARA EL ANÁLISIS:			
MODULO DE ELASTICIDAD	E_p	28.7×10^6	(lb/in ²)
DIAMETRO DE PERFORACIONES DE LOS TUBOS	(EN PLG)	0.75	
ARREGLO DE TUBOS TRIANGULAR (PITCH Y ANCHO DE LIGAMENTO)	p Y h	$p=1$; $h=0.25$	(in)
LONGITUD SIN PERFORAR DE TIRAS	e	1.5	(in)
ESPESOR SUPUESTO DE ESPEJO	t	2.0	(in)
ANCHO DE LA FRANJA VIGA	W	3p (PARA EL EJEMPLO DE DISEÑO)	
DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO	d	0.75	(in)
ESPESOR DEL TUBO	t_t	0.065	(in)
AREA DE FLUJO	A_f	0.3019	(in ²)
PRESION DE DISEÑO	P_d	30	(lb/in ²)
PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA	P_H		(lb/in ²)
1. CÁLCULO DE LA CONSTANTE DE RESORTE DE TUBOS:		6. LONGITUD DE LA BARRA:	
$K = \frac{n E t A_n}{L/2} \quad \left[\begin{array}{l} E_t = \text{MODULO DE ELASTICIDAD DEL MATERIAL DEL TUBO.} \\ E_t = 15.7 \times 10^4 \text{ PSI} \end{array} \right]$ $K = 30484.16 \text{ lb/in}$		$L_b = 29 p \cos 30^\circ + e \quad \text{donde: } e = 1.5 \text{ plg.}$ $L_b = 26.6 \text{ in}$	
2. CONSTANTES DE LA PLACA SOLIDA EQUIVALENTE:		7. CÁLCULO DEL MOMENTO MÁXIMO:	
$D_2 = 0.707 D_1 \quad (\text{in}) = 40.69 \text{ in}$ $R^2 = r_0^2 + \frac{1}{4}(p-h)^2 \quad (\text{in}) = 21.52 \text{ in}$		<p>a) Momento actuante en el borde de la franja-viga.</p> $M = \frac{P D^3}{32} = 3417.3 \text{ lb in}$ <p>b) Ecuaciones de Momentos, (se plantean de acuerdo a las necesidades del diseñador).</p> <p>Para $0.5x < 1.5$: $M_x = M - Vx + W_1 \frac{x^2}{2}$</p> <p>Para $1.5 \leq x < L_b$: $M_x = M - Vx + W_1(x-0.75)(1.5) + W_2(x-1.5)^2/2$</p> <p>$\therefore M_{max} = 2965.72 \text{ lb in}$</p>	
3. FUERZA ACTUANTE AL BORDE DE LA PLACA:		8. ESFUERZO MÁXIMO EN LA PLACA:	
$Q = \frac{P A^2}{2} = 322.91 \text{ lb/in}$		$\sigma_{max} = \frac{M_{max}(t)}{2(e_s)I} \quad (\text{lb/in}^2) \quad t = \text{espesor supuesto de espejo.}$ $\sigma_{max} = 2965 \text{ PSI}$ <p>donde: e_s es la eficiencia efectiva de ligamentos</p> $e_s = \frac{3p - 2d}{3p} \quad (\text{in}) = 0.6$ <p>I es el Momento de Inercia de la franja-viga</p> $I = \frac{W t^3}{12} \quad (\text{in}^4) = 2.0 \text{ in}^4$	
4. CARGA TOTAL DE LA CAJA DE AGUA SOBRE EL ESPEJO:			
$V = Q W = 968.73 \text{ lb}$			
5. CARGA DE PRESION HIDROSTATICA SOBRE LA REGION SIN PERFORAR DE LA FRANJA-VIGA:			
$V_1 = P W \quad V_1 = 96 \quad (\text{lb/in})$ <p>Y LA CARGA DE PRESION HIDROSTATICA SOBRE EL RESTANTE DE LA VIGA:</p> $V_2 = \phi V_1 \quad (\text{lb/in}) = 60.08 \text{ lb/in}$ <p>DONDE:</p> $\phi = \frac{(3p \times \cos 30^\circ) - 2d}{(3p \times \cos 30^\circ)} = 0.7676$			

FIGURA V.8.4

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUMBITITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA		CÁLCULO DE PESOS DEL CONDENSADOR	
DENSIDAD DEL ACERO AL CARBONO $\rho = 0.2833 \text{ lb/Pulg}^3$			
I CÁLCULO DEL VOLUMEN Y PESO DE LOS COMPONENTES			
1) ENVOLVENTE.	$D_o = \underline{26}$ Pulg $D_i = \underline{25}$ Pulg $L = \underline{102}$ Pulg	VOLUMEN:	$V = \frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)(L) = \underline{25,107.6}$ Pulg ³
		PESO:	$P = V(\rho)_{\text{Acero}} = \underline{712.9}$ lb (322.7 Kg)
2) DOMO DE DISTRIBUCIÓN.	$r_o = \underline{24.16}$ Pulg $r_i = \underline{24.13}$ Pulg $L_d = \underline{26.6}$ Pulg	VOLUMEN:	$V = \pi(r_o^3 - r_i^3)/360^\circ(L) = \underline{8785.82}$ Pulg ³
		PESO:	$P = V(\rho)_{\text{Acero}} = \underline{2489.2}$ lb (1,130 Kg)
3) POZO CALIENTE.	$D_o = \underline{38.5}$ Pulg $D_i = \underline{38.0}$ Pulg $L = \underline{80}$ Pulg	VOLUMEN:	$V = \frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)(L) = \underline{1502.075}$ Pulg ³
		PESO:	$P = V(\rho)_{\text{Acero}} = \underline{425.5}$ lb (193.1 Kg)
4) CAJAS DE AGUA.	$D_o = \underline{56.5}$ Pulg $D_i = \underline{65}$ Pulg $L = \underline{35}$ Pulg	VOLUMEN:	$V = \frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)(L) = \underline{1518.76}$ Pulg ³
		PESO:	$P = 2V(\rho)_{\text{Acero}} = \underline{860.52}$ lb (390.6 Kg)
5) PLACAS SOPORTE. a) ESPESOR PLACA = $\underline{0.25}$ Pulg		VOLUMEN:	$V = t(\text{AREA PLACA} - \text{AREA TUBOS}) = \underline{418.46}$ Pulg ³
b) AREA OCUPADA POR TUBOS: $N \cdot \frac{\pi}{4}(d_o^2) = \underline{10179}$ Pulg ²		PESO:	$P = N_o \text{ PLACAS } (V)(\rho)_{\text{Acero}} = \underline{1066.9}$ lb (484.3 Kg)
c) AREA TOTAL DE LA PLACA: $\frac{\pi}{4}(D^2) = \underline{3365}$ Pulg ²			
6) TUBOS.	PESO CADA TUBO = $\underline{12.24}$ Lbs. No. DE TUBOS = $\underline{1583}$	PESO TOTAL DEL HAZ DE TUBOS =	$\underline{19225.8}$ lb (8753 Kg)
7) TAPAS DE LA CAJA DE AGUA.	ESPESOR = $\underline{1.125}$ Pulg DIAMETRO = $\underline{80.515}$ Pulg	VOLUMEN:	$V = \frac{\pi}{4}(D^2)(t) = \underline{3220.74}$ Pulg ³
		PESO:	$P = 2V(\rho)_{\text{Acero}} = \underline{1849.7}$ lb (842.7 Kg)
8) ESPEJOS. AREA TUBOS: $\underline{101.80}$		VOLUMEN:	$V = \frac{\pi}{4}(D^2)(t) = \underline{4390.27}$ Pulg ³
ESPESOR = $\underline{1}$ Pulg		PESO:	$P = 2V(\rho)_{\text{Acero}} = \underline{2487.5}$ lb (1127.4 Kg)
DIAMETRO = $\underline{60.375}$ Pulg			

TABLA 4.9.1

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES - CUMAYITILAN INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA		CALCULO DE PESOS DEL CONDENSADOR	
DENSIDAD DEL AGUA $\rho = 62.4 \text{ lb/7ft}^3$			
II CALCULO DEL PESO DEL EQUIPO LLENO DE AGUA			
a) PESO DEL AGUA EN EL INTERIOR DE LOS TUBOS: AREA INT. DE C/TUBO = 0.309 Pulg^2 VOLUMEN INT. C/TUBO = 0.0583 Pie^3		PESO AGUA = $N (\rho) (0.0583) = 4997.4 \text{ lb (2261.2Kg)}$ AGUA	
b) PESO DEL AGUA EN EL INTERIOR DE LAS CAJAS. Do = 4.58 Pie L = 291 Pie		VOLUMEN = $\frac{\pi}{4} (D)^2 (L) = 47.94 \text{ Pie}^3$ PESO AGUA = $V (\rho) = 2991.56 \text{ lb (1381 Kg)}$ AGUA	
c) PESO DEL AGUA EN POZO CALIENTE. Do = 3.16 Pie L = 375 Pie		VOLUMEN = $\frac{\pi}{4} (D)^2 (L) = 29.53 \text{ Pie}^3$ PESO AGUA = $V (\rho) = 1842.9 \text{ lb (863.69Kg)}$ AGUA	
d) PESO DEL AGUA EN INTERIOR DE LA ENVOLVENTE. Do = 4.63 Pie L = 24 Pie		VOLUMEN = $\frac{\pi}{4} (D)^2 (L) = 278.51 \text{ Pie}^3$ PESO AGUA = $V (\rho) = 17379.38 \text{ lb (78902Kg)}$ AGUA	
e) PESO DEL AGUA EN EL INTERIOR DEL DOMO. r = 2.01 Pie L = 21.33 Pie		VOLUMEN = $\frac{\pi}{4} (r)^2 (2L) = 121.30 \text{ Pie}^3$ PESO AGUA = $V (\rho) = 7669.17 \text{ lb (3436.1Kg)}$ AGUA	
PESO TOTAL DEL AGUA EN EL INTERIOR DEL EQUIPO		PESO TOTAL DEL EQUIPO	
a) HAZ DE TUBOS 4997.4 lb		PESO = PESO DEL CONDENSADOR VACIO + PESO TOTAL DEL AGUA PESO = $13,823.95 \text{ lb (33516Kg)}$	
b) CAJAS DE AGUA 2991.56 lb			
c) POZO CALIENTE 1842.9 lb			
d) ENVOLVENTE 17379.38 lb			
e) DOMO 7669.17 lb			
TOTAL: 37763.98 lb			

TABLA U.9.2

III CÁLCULO DEL PESO DEL EQUIPO EN OPERACIÓN

PARA PRESIÓN DE OPERACIÓN DE 4.5 Pulg Hg :

$$v_g = 0.1623 \text{ Pies}^3/\text{Lb} ; v_{fg} = 157.12 \text{ Pies}^3/\text{Lb} ; v_g = 157.12 \text{ Pies}^3/\text{Lb}$$

a) PESO DEL VAPOR DENTRO DEL BONO:

$$V_i = \pi r^2 \frac{L}{350} = \underline{21.30} \text{ Pie}^3$$

$$r_i = \underline{2.04} \text{ Pie}$$

$$\text{PESO} = V_i (1/v_g) = \underline{0.772021b}$$

$$L = \underline{21.33} \text{ Pie}$$

$$\text{PESO ESPECÍFICO} = 1/v_g = \underline{6.264 \times 10^{-3} \text{ lb/Pie}^3}$$

b) PESO DEL VAPOR DENTRO DE LA ENVOLVENTE.

SE CONSIDERA UNA CALIDAD DE VAPOR DE $x = 0.5$ DENTRO DE LA ENVOLVENTE

$$v = v_f + x v_{fg} = \underline{78.72} \text{ Pie}^3/\text{lb} \quad \text{PESO ESPECÍFICO} = 1/v = \underline{0.0127}$$

$$V_i = \pi D_i^2 (L) = \underline{287.51} \text{ Pie}^3$$

$$\text{PESO DEL VAPOR} = V_i (v) = \underline{3.652} \text{ lb}$$

c) PESO DEL VAPOR LÍQUIDO EN EL POZO CALIENTE.

SE CONSIDERA QUE EL VAPOR TIENE UNA CALIDAD $x=0$ DENTRO DEL POZO CALIENTE

$$D_i = \underline{38} \text{ Pulg}, L = \underline{45} \text{ Pulg} \quad \text{PESO ESPECÍFICO} = 1/v = \underline{61.61} \text{ lb/Pie}^3$$

$$V_i = \pi D_i^2 (L) = \underline{29.53} \text{ Pie}^3$$

$$\text{PESO DEL VAPOR} = V_i (v) = \underline{1811.61b}$$

PESO DEL CONDENSADOR

PESO DEL VAPOR SATURADO Y LÍQUIDO: 1816.08 lb

PESO DEL AGUA EN INTERIOR DE TUBOS: 4987.40 lb

PESO DEL AGUA EN INTERIOR DE CAJAS: 2991.56 lb

PESO DEL CONDENSADOR VACÍO: 36059.97 lb

PESO TOTAL DEL CONDENSADOR EN OPERACIÓN: 48857.0 lb ; (20315.4 Kg)

CAPITULO VII

CONCLUSIONES.

El propósito de esta tesis, es el de contribuir de manera directa al desarrollo y estudio de los caminos que nos lleven a obtener logros significativos en la utilización de tecnología adecuada en el campo de la Ingeniería de Proyectos en México, para el diseño de equipos útiles en la transformación de la energía, de los cuales existe una gran dependencia tecnológica de la Industria Mexicana.

Cabe mencionar que la Ingeniería de Proyectos tiene una influencia decisiva en el origen de las adquisiciones de equipos y materiales para la realización de un proyecto determinado, en las etapas de especificación y selección de códigos y normas, en donde queda prácticamente predeterminado el origen de los bienes de capital. Es por esto que un adecuado desarrollo debe estar orientado a favorecer en lo posible las adquisiciones de equipo y materiales de manufactura nacional. Por otro lado se estima que la utilización de servicios nacionales de Ingeniería favorece una mayor incorporación de los insumos locales en los proyectos de inversión, fortaleciendo el mercado, como una consecuencia de los procesos de adaptación y creación de tecnología nacional.

Esta tesis se desarrollo ante la necesidad de aportar las bases del desarrollo de la tecnología general para diseñar correcta y eficientemente un equipo de proceso como lo es un Condensador de

Superficie, mediante el desarrollo de procedimientos de diseño congruentes a las necesidades del diseño, basados en los diferentes códigos y normas que rigen el diseño de estos equipos y poder contar con la fabricación local de estos.

Los formatos de cálculo incluidos a lo largo del desarrollo del presente trabajo tienen como objetivo, facilitar al diseñador el cálculo de los componentes del condensador y permitirle los aplique a cualquier caso que se presente en el requerimiento de este tipo de equipo, así como el poder analizar equipos ya manufacturados cuando ya se tienen en existencia, y surge la necesidad de definir la reposición de algún elemento sin llegar a la determinación de reponerlo por completo.

Al final de esta tesis se encuentra un ejemplo de diseño de un Condensador de Superficie, aplicando los formatos de cálculo que para su efecto se desarrollaron, y basado en la hoja de datos ya proporcionada por el cliente, la cual contiene los datos finales del diseño térmico del equipo.

Finalmente se espera que la presente tesis, sirva como un manual de diseño de Condensadores de Superficie y dar el impulso que requiere la tecnología nacional para el desarrollo de equipos de manufactura local que permitan hacer más competitivo el mercado nacional y dar una pauta al desarrollo de la Ingeniería de Proyecto en México, en la actualización de este tipo de equipos, y en base a esto disminuir la proliferación de diseños importados

que en ocasiones no satisfacen las necesidades del lugar y condiciones de operación.

BIBLIOGRAFIA

- **Standart for Steam Surface Condenser.**
Heat Exchange Institute (seventh Edition) 1978
- **A.S.M.E. Sección VIII División 1 y 2.**
Boiler and Pressure Vessels Code (1986)
- **Mechanical Standards**
Tubular Exchanger Manufacturers Associations (1977)
- **Procesos de Transferencia de Calor**
Donal Q. Kern C.E.C.S.A 15a. Edición (1981)
- **Resistencia de materiales**
Ferdinan L. Singer/Andrew Pytel 3a. Edición Ed.HARLA.
- **Transferencia de Calor**
J. P. Holman Ed. C.E.C.S.A. (1981)
- **Design of Process Equipment**
Selected Topycs
Kanti K. Mahajan P.E.
Pressure Vessel HansBook (1979)
- **Process Equipment Design**
Lloyd E. Brownell & Edwing H. Young
N.Y. John Wiles & Sons, Inc.
- **Manual del Ingeniero Mecánico (Marks)**
Baumeister III, Avallone Baumeister 8a. Edición
Ed. Mc Graw-Hill.
- **Curso de Transferencia de Calor**
Instituto Mexicano del Petroleo Tomo I y II
- **Energía Mediante Vapor, Aire o Gas**
Severns Ed. Revertw
- **Termodinámica**
Kennet Wark
Ed. Mac Graw-Hill.