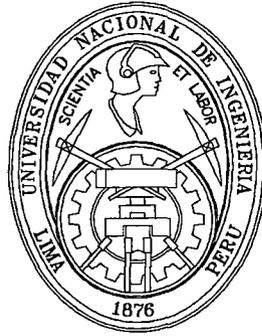


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“DISEÑO DE UN DESGASIFICADOR TERMICO DEL TIPO
ASPERSION – RELLENO, DE 90900 Kg/Hr. PARA EL AGUA DE
ALIMENTACION A GENERADORES DE VAPOR”**

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECANICO

JUSTO OSCAR VARGAS GRANILLA

PROMOCION 1980 - I

LIMA-PERU

2004

Digitalizado por:

**Consortio Digital del
Conocimiento MebLatam,
Hemisferio y Dalse**

CONTENIDO

Pág.

PROLOGO.....	1
CAPITULO I.- INTRODUCCIÓN.....	4
1.1 Presentación:.....	4
1.2 DESGASIFICADOR TERMICO:.....	7
1.2.1 Clasificación de los Desgasificadores Térmicos:.....	9
1.3 OBJETIVOS.....	35
CAPITULO II.-FUNDAMENTO TEORICO DEL DISEÑO.....	37
2.1 Aparatos de separación de contacto directo líquido-gas:.....	37
2.1.1 Configuración Interna.....	38
2.1.2 Configuración de Flujo.....	38
2.1.3 Capacidad.....	40
2.2 Aparatos Calentadores de Contacto Directo Líquido-Gas.....	42
2.3 Teoría de la Desgasificación:.....	47
2.3.1 Solubilidad de Gases en Líquidos:.....	48
2.3.2 Velocidad de Transferencia de Masa de Gas.....	53
2.3.3 Concentración y Presión Parcial Para la Transferencia de Masa en la Interfase Gas-Líquido:.....	54

2.3.4 Absorción y Desabsorción del Gas:.....	57
2.3.5 Proceso de Desabsorción en una Columna de Relieno:.....	60
2.3.6 Factores impulsores de la Transferencia de Masa del Solutu Gaseoso:.....	63
2.4 Mecanismo Real de la Remoción de Gas del agua en un desgasificador Térmico.....	69
2.5 Elección del Tipo de Desgasificador:.....	70
2.6 Parámetros Iniciales para el Diseño del Desgasificador Térmico :.....	76
 CAPITULO III.-DISEÑO DEL DESGASIFICADOR TERMICO.....	79
3.1 Resumen de los parámetros de diseño:.....	79
3.2 Balance Másico-térmico:.....	82
3.3. Cálculos Termodinámicos y de Propiedades Físicas.....	94
3.3.1 Cantidad de gases del aire disueltos en el agua.....	94
3.3.2. Solubilidad del oxígeno del aire atmosférico en el agua.....	98
3.3.3 Flujo de Vapor de Venteo.....	100
3.3.4 Presión parcial de los gases del aire en la mezcla vapor de venteo - gases.....	105
3.3.5 Calor perdido por el escape de vapor que acompaña a los gases del aire venteados.....	110

3.3.6	Tamaño de las gotas y presión requerida del agua que ingresa al equipo desgasificador:.....	113
3.3.7	Velocidad teórica medida del agua a la salida de las toberas aspersoras:.....	115
3.3.8	Velocidad terminal de las gotas de agua en contraflujo del vapor (sección primaria).....	116
3.3.9	Velocidad del vapor en contracorriente a las gotas en la sección primaria:.....	118
3.3.10	Análisis para determinar la fórmula de cálculo del área interfacial por volumen de una columna de aspersion:.....	127
3.3.11	Calor disipado al exterior desde el tanque desgasificador térmico.....	131
	3.3.11.1. Consideraciones iniciales para el cálculo:.....	132
	3.3.11.2. Pérdidas de calor a través de la coraza cilíndrica aislada.....	136
	3.3.11.3 Pérdida de calor a través de la pared y aislante de las capas del tanque desgasificador.....	150
3.3.12.	Calor disipado al exterior desde el condensador de venteo..	154
	3.3.12.1 Calor disipado por la coraza cilíndrica.....	154
	3.3.12.2 Calor disipado por las tapas cabezales:.....	157

3.4	Sección de Separación Final.....	176
3.4.1.	Consideraciones para el diseño.....	176
3.4.2.	Diseño de la columna de relleno.....	177
3.4.2.1	Número de Unidades de Transferencia de Masa (NUT)..	178
3.4.2.2	Área de la sección recta de la columna de relleno vacía.	185
3.4.2.3	Altura de la Unidad de transferencia y altura total de la columna de relleno.....	191
3.4.2.4	Caída de presión del vapor en la columna rellena.....	194
3.4.2.5	Flujo de vapor que sale de la sección secundaria.....	194
3.4.2.6	Capacidad de transmisión de calor de la columna rellena.....	197
3.5	Sección primaria de calentamiento y desgasificado.....	202
3.5.1	Consideraciones para el diseño.....	202
3.5.2	Diseño de la columna de aspersion.....	205
3.5.2.1	Flujo neto de vapor entregado.....	206
3.5.2.2	Flujo del Calor entregado a la Sección Primaria (columna de aspersion).....	206
3.5.2.3	Media de la diferencia de Temperatura.....	207
3.5.2.4	Altura de contacto de la columna de aspersion.....	209
3.6.	Tanque desgasificador térmico.....	225
3.7.	Tanque de almacenamiento.....	230

3.8. Dimensionamiento y cálculo de esfuerzos.....	240
3.8.1. Esfuerzos en el tanque desgasificador.....	240
3.8.2. Esfuerzos en el tanque de almacenamiento.....	244
3.8.2.1 Esfuerzos en la parte cilíndrica del	
tanque causados por la presión interna.....	245
3.8.2.2. Esfuerzos en la parte cilíndrica del tanque	
(casco) por cargas y reacciones externas.....	248
3.9 Cálculo y/o selección de los componentes auxiliares.....	277
3.9.1 Cálculo para el diseño del condensador de venteo.....	278
3.9.1.1 Parámetros iniciales para el diseño.....	280
3.9.1.2 Área de la superficie de intercambio de calor...283	
3.9.1.3 Longitud recta del tubo entre los espejos	
(placa portatubos).....	298
3.9.1.4 Espaciado de deflectores:.....	298
3.9.1.5 Tipo de deflector.....	299
3.9.1.6 Caída de la presión en el lado de la coraza.....	299
3.9.1.7 Caída de presión en el interior de los tubos.....	304
3.9.1.8 Pérdidas de presión en las cajas de	
distribución y retorno del agua.....	306
3.9.1.9 Pérdidas de presión a la entrada y salida del	
agua.....	307
3.9.1.10 Pérdida de presión del agua a su paso por el	
condensador.....	308

3.9.3.11. Para el termómetro del tanque de almacenamiento.....	329
3.9.3.12. Para el controlador de nivel.....	330
3.9.3.13. Para la tubería y controlador de sobreflujo (rebose).....	330
3.9.3.14. Para el tubo balanceador (equalizador).....	336
3.9.4. Uniones embridadas.....	336
3.9.4.1. Entre el desgasificador térmico y el tanque de almacenamiento.....	336
3.9.4.2. Para la tapa de la abertura - hombre (manhole) para acceso a la sección de rociado (aspersión) y el relleno.....	349
3.9.4.3. Entre el desgasificador térmico y el colector de agua portatoberas.....	350
3.9.4.4. Entre el condensador de venteo y el desgasificador térmico.....	360
3.9.4.5. En el tubo de balance para el ingreso del vapor de calentamiento.....	365
3.9.4.6. En la entrada de vapor en el tubo distribuidor..	372
3.9.4.7. En la entrada de vapor en el tubo de balance.....	373
3.9.4.8. En la conexión tubo de balance y tanque de almacenamiento.....	374

3.9.4.9. Para la descarga de condensado del condensador de venteo.....	374
3.9.4.10. En la entrada de agua al colector (caja) de agua portatoberas.....	376
3.9.4.11. En la salida de agua calentada del condensador de venteo.....	377
3.9.4.12. En la entrada de agua al condensador de venteo.....	377
3.9.4.13. Del cabezal fijo del condensador de venteo	378
3.9.4.14. Del cabezal flotante del condensador de venteo.....	378
3.9.5. BAFFLE interno en la salida del vapor de venteo de la columna de aspersión.....	384
3.9.6. Tapa del Manhole del desgasificador térmico.....	385
3.9.7. Soportes y fijadores del relleno menudo.....	389
3.9.8. Tapa del Manhole del tanque de almacenamiento.....	389
3.9.9. Bases del tanque de almacenamiento.....	389
3.9.10. Parrilla enmallada para soporte del Relleno.....	390
3.9.11. Soportes del tanque desgasificador	390
3.10 Eficiencia del Desgasificador Térmico	391
CAPITULO IV.- ESPECIFICACIONES TECNICAS Y CRITERIOS DE MANTENIMIENTO.....	394

4.1 Especificaciones Técnicas.....	394
4.2 Criterios de Mantenimiento.....	411
CAPITULO V.- COSTO DE FABRICACION.....	419
CONCLUSIONES	
BIBLIOGRAFIA	
PLANOS	
APENDICE	

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Presentación:

El aire disuelto en el condensado, en el agua de alimentación y en el agua de reposición, contiene gases agresivos (oxígeno y bióxido de carbono fundamentalmente) que provocan la corrosión del equipo y de las tuberías de una planta generadora de vapor, lo que significa una rápida destrucción de las partes metálicas. Luego, en ello radica la importancia del uso de equipos destinados a la eliminación de estos gases en forma parcial según límites de tolerancia establecidos. De este modo se protegen equipos de altos costos.

Los desgasificadores térmicos son los equipos destinados a este trabajo y su aplicación inmediata esta en las plantas que utilizan vapor en su proceso. Por ejemplo: en las instalaciones petroquímicas, industrias de aceite y derivados, industria conservera, plantas químicas, etc.; donde en muchos casos el vapor tiene que ser condensado y recirculado arrastrando gases a su paso por el condensador o equipos tales como los cilindros de motores a vapor, álabes de turbinas, etc.

El agua de recirculación, que contiene menor cantidad de gases disueltos que el agua de reposición, deberá ser tratada de manera que contenga el mínimo de gases disueltos para que no se dañen las instalaciones.

El costo de adquisición del desgasificador térmico puede resultar ínfimo en relación al costo de las instalaciones que se protegen, prolongando las vidas útiles de éstas y bajando los costos de producción de vapor y de productos que dependen de él.

La presión y el diseño de un generador de vapor limitan la calidad de agua de alimentación. Cuanto más alta sea la presión de operación de la caldera, más pura debe ser el agua de alimentación; por ejemplo, una excesiva concentración de impurezas del agua de 3000 partes por millón puede producir un vapor húmedo que requiere continuas purgas y como consecuencia, pérdidas de calor.

El agua de alimentación se trata para reducir los contaminantes, y al agua tratada se le añaden productos químicos correctivos para contrarrestar efectos adversos de contaminantes que aún quedan en estado de trazas.

A medida que se evapora el agua, la concentración de sólidos aumenta y los gases atrapados en los sólidos pueden alejarse con el vapor o quedarse y corroer las placas y los tubos a gran velocidad.

Los depósitos en el generador de vapor pueden causar un sobrecalentamiento de los tubos, y es posible que queden obstruidos por completo provocando rupturas y explosiones

Para evitar los tres mayores problemas de operación de los generadores de vapor: depósitos, corrosión y arrastre; existen tres procedimientos fundamentales para controlarlos:

- a) **Tratamiento Externo:** del agua de reposición y/o condensado antes que entren al generador para reducir o eliminar sustancias químicas (como dureza o sílice, gases y sólidos).
- b) **Tratamiento Interno:** del agua de alimentación al generador de vapor, agua del generador, vapor o condensado con productos químicos correctivos.
- c) **Purgado:** Control de la concentración de sustancias químicas en el agua del generador de vapor por el sangrado de una porción de agua del generador de vapor.

En la tabla 1.1 se resumen las impurezas distintas contenidas en el agua de alimentación, sus efectos que producen y la clase de tratamiento necesario.

1.2 DESGASIFICADOR TERMICO:

Es un aparato calentador-desgasificador del agua de alimentación a generadores de vapor en el que la mayor desgasificación se produce por desprendimiento brusco de los gases disueltos en el agua, cuando ésta sufre un calentamiento que le lleva a un punto muy cercano al de saturación, esta desgasificación primaria se completa con otra desgasificación secundaria, en la que los gases que todavía se encuentran disueltos en el agua, son separados por difusión provocado por el vapor saturado que ingresa al aparato, llegando el agua a su punto de saturación.

Por lo general, se prefieren los desgasificadores térmicos para remover los gases mecánicamente, en lugar de hacerlo en forma química. En estos aparatos se utiliza vapor saturado como elemento calentador y separador. La separación de los gases se produce por el mecanismo de cambio brusco de la diferencia de presión interna de la partícula de agua rociada y la presión externa que la rodea; y luego por el mecanismo de difusión de los gases desde las capas de agua que se forman en las superficies de los elementos de relleno hacia el vapor.

Estos desgasificadores calentadores son equipos de uso imperativo en generadores de vapor de media y alta presión (Ref. 2).

Tabla 1.1 (Ref. 1)

TRATAMIENTO DE AGUA (RESUMEN)

IMPUREZAS	EFFECTO DAÑINO	LÍMITE DE TOLERANCIA EN EL AGUA DE ALIMENTACIÓN	CLASE DE TRATAMIENTO
Oxígeno	Corrosión	0.005 cm ³ / litro	Desoxidación Química Desaeración Química
Bióxido de carbono	Corrosión	3 ppm	Desaeración térmica
Sales de calcio y magnesio	Incrustaciones	20 ppm (B presión) 2ppm (A presión) como CaCO ₃	Tratamiento Externo Tratamiento Interno
Alcalinidad de Na	Fragilización	5 ppm como CaCO ₃	Neutralización de ácido
Aceite	Espuma	5ppm o más	Coagulación, filtración
Turbidez	Lodo, sedimentación	5 ppm o más	Coagulación, sedimentación, filtración
SiO ₂	Arrastre de agua	40 ppm (B.P.) 5 ppm (A.P.)	Desionización
Sólidos disueltos totales	Arrastre	Véase tabla 1.2 para los límites de tolerancia	Dilución
Fe	Incrustación	Trazas	Cambio de base

Tabla 1.2
CONCENTRACIONES MAXIMAS DEL AGUA PARA CALDERAS
RECOMENDADAS POR LA ASOCIACION AMERICANA DE FABRICANTES DE
CALDERA

Presión del Vapor de la Caldera Kg/cm ²	Concentración del agua de la caldera (no más de _____ ppm)
0 – 21.09	3500
21.16 – 31.64	3000
31.71 – 42.18	2500
42.25 – 52.73	2000
52.8 – 63.28	1500
63.35 – 70.31	1250
70.38 – 105.46	1000

La alcalinidad no debe exceder el 20% de la concentración total.

1.2.1 Clasificación de los Desgasificadores Térmicos:

Atendiendo a ciertas características funcionales, operativas, constructivas, y otras se clasifican:

a) Por la Presión de Operación:

1. Desgasificadores de presión elevada:

Comúnmente trabajan con presiones absolutas comprendidas entre 0,6 a 0,7 MPa (6 a 7 bar). Estos se aplican a generadores de vapor que funcionan a una presión absoluta cercana o mayor que 100 bar (1450 Lb/pulg²). (Ref. 3) y (Ref. 4).

2. Desgasificadores de presión baja:

Trabajan con presiones absolutas comprendidas entre 0,115 a 0,46 MPa (1,15 a 4,6 bar) (17-67 lb/pulg²). El límite más bajo de presión está indicado por la necesidad de venteo continuo de oxígeno y otros gases no condensables, para que no se introduzca el aire y así asegurar el desgasificado (Ref. 5).

Estos aparatos se aplican para generadores de vapor que operan a una presión absoluta cercanas o menores a 1,6 MPa (16 bar) (232 lb/pulg²).

Las presiones de vapor en las instalaciones de las industrias químicas no sobrepasan en general, los 12 a 15 kg/cm² (171 a 213 lb/pulg²) con una temperatura de 300 a 375 °C respectivamente; siendo también muy frecuentes

presiones de 6 a 10 Kg/cm², si el vapor sólo se destina para fines de calefacción (Ref. 4).

3. Desgasificadores de vacío:

Están calculados para trabajar a una temperatura de 40 a 80 °C y la presión absoluta de trabajo de cerca de 0.0075 a 0.05 MPa (0.075 a 0.500 bar).

Estos desgasificadores poseen un equipo especial, para efectuar el venteo, bajo condiciones de vacío, significando esto un costo adicional (bomba de vacío o eyector) (Ref. 3).

4. Desgasificadores de presión variable (deslizante):

Trabajan a presiones que varían con la carga. Tal cambio de presión, si sucede gradualmente, no tiene efecto negativo en la capacidad desgasificadora.

5. Desgasificadores de presión constante:

Poseen un control de vapor que surte a una presión aproximadamente constante bajo todas las condiciones de carga.

b) Por el tipo de flujo interno del agua y del vapor:

1. Desgasificadores de flujo paralelo:

En un modelo de flujo paralelo hacia abajo, el vapor y el agua entran por la parte superior y fluyen hacia abajo por los platos (relleno grande) o relleno menudo (anillos raschig, bandejas menudas, sillas Berle, etc.). Los gases no condensables son venteados desde la parte de abajo. Después de pasar por la columna de separación, la concentración en el agua, se espera que sea de cerca de $0.005 \text{ cm}^3/\text{litro}$ ó menos. Para producir aquel resultado, el desgasificador debe tener un condensador extremadamente grande, lo cual incrementa el costo del equipo. Ver detalle A de la Fig. 1.1, (Ref. 5).

2. Desgasificadores de flujo contracorriente (contraflujo):

En este modelo se extraen casi todos los gases no condensables, desde la parte baja del grupo de bandejas o relleno menudo. Esta operación la realiza el vapor que asciende a través del relleno, fluyendo en contra de la caída de agua, de este modo, el vapor se lleva los gases separados hacia arriba y el agua desgasificada cae hacia el tanque de almacenamiento, sin que se produzca la absorción de gases, por parte

del agua. No hay peligro de contaminación del agua desgasificada, ya que la concentración de oxígeno, en equilibrio, en el vapor en contacto con el agua, es cero en la parte baja del relleno. Este tipo de desgasificador no necesita un condensador de venteo grande, ver detalle C de la Fig. 1.1, (Ref. 5).

c) Por el método de calentamiento del agua:

1. Desgasificadores con calentamiento preliminar exterior del agua por vapor:

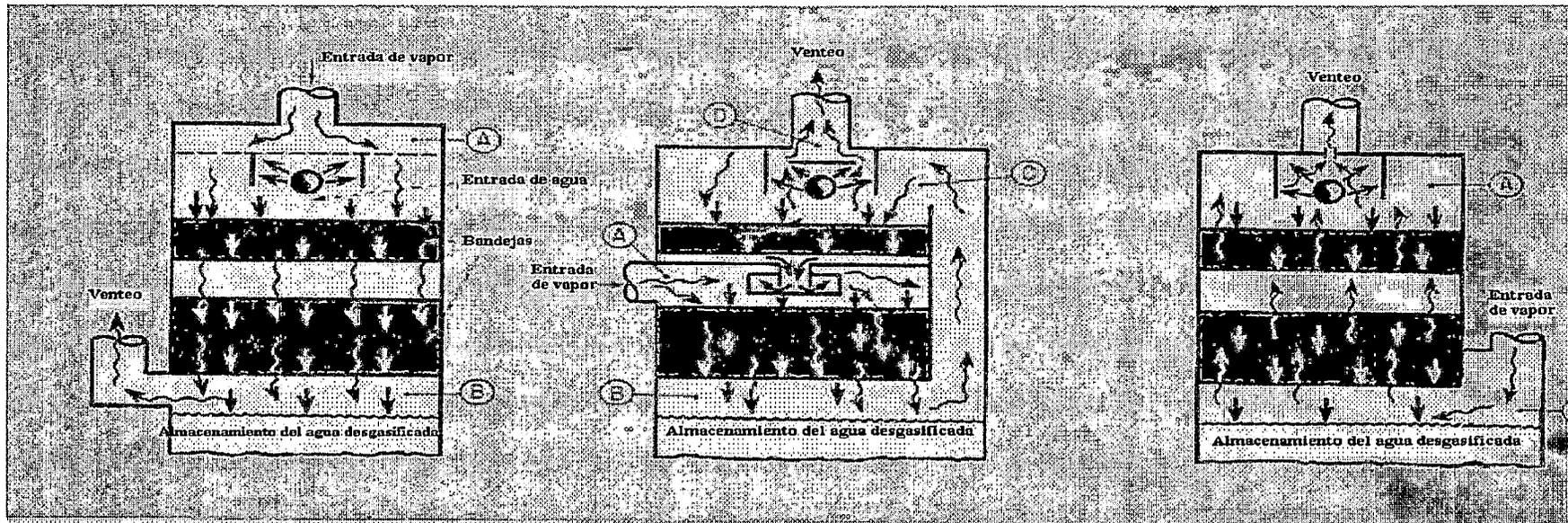
El agua a desgasificar se calienta en un intercambiador de calor superficial, antes de entrar a la columna, hasta una temperatura que supere la temperatura de saturación para la presión del agua en la columna.

Antes de calentar el agua, esta se precalienta con el enfriador de vapor sobrante no condensado (que acompaña a los gases separados).

Al entrar en la parte superior de la columna de desgasificación, el agua se pulveriza en las válvulas-toberas, al caer en la columna, en un espacio relleno convenientemente, el agua se enfría y parcialmente se evapora.

En este caso, los gases disueltos en el agua se desprenden intensamente y se evacúan de la columna, junto con la mezcla de vapor y gases del agua.

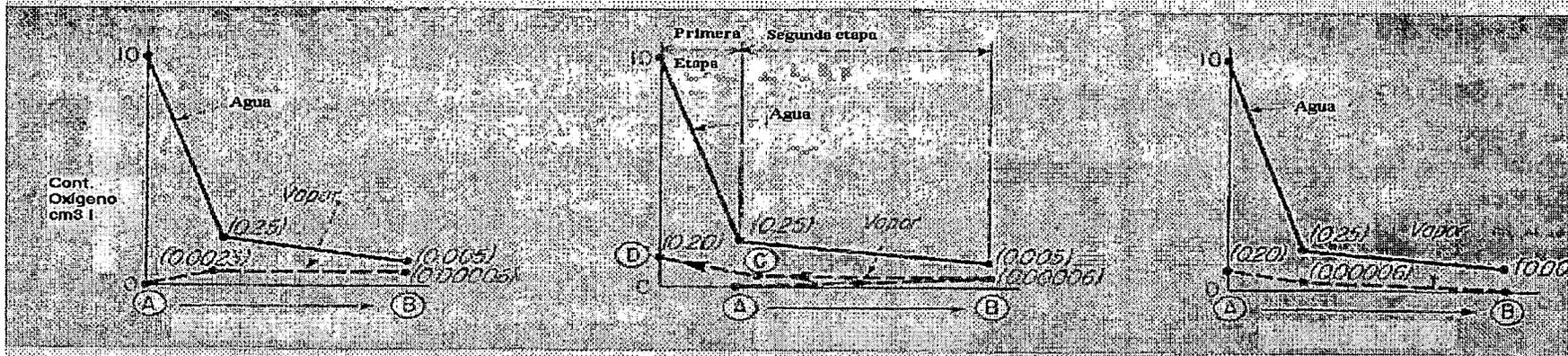
Se necesita una presión de vapor de calefacción con aproximadamente un 50 % más de lo que existe en el tanque desgasificador. Ver Fig. 1.2, (Ref. 3).



El desaeador de tipo paralelo hacia abajo separa los gases no condensables hacia la parte inferior del grupo de bandejas

El desaeador de flujo hacia abajo de dos etapas contamina menos la parte inferior del grupo de bandejas

El desaeador de tipo contraflujo mantiene casi todos los gases no condensables fuera de la parte inferior del grupo de bandejas



A La línea entrecortada da el contenido de oxígeno en el vapor en equilibrio en contacto con el agua.

B El oxígeno en equilibrio con el vapor y el oxígeno en el agua son trazados a través del desaeador

C El oxígeno del vapor con equilibrio en contacto con el agua es cero debajo del grupo de bandejas

Fig. 1.1 (Referencia 5)

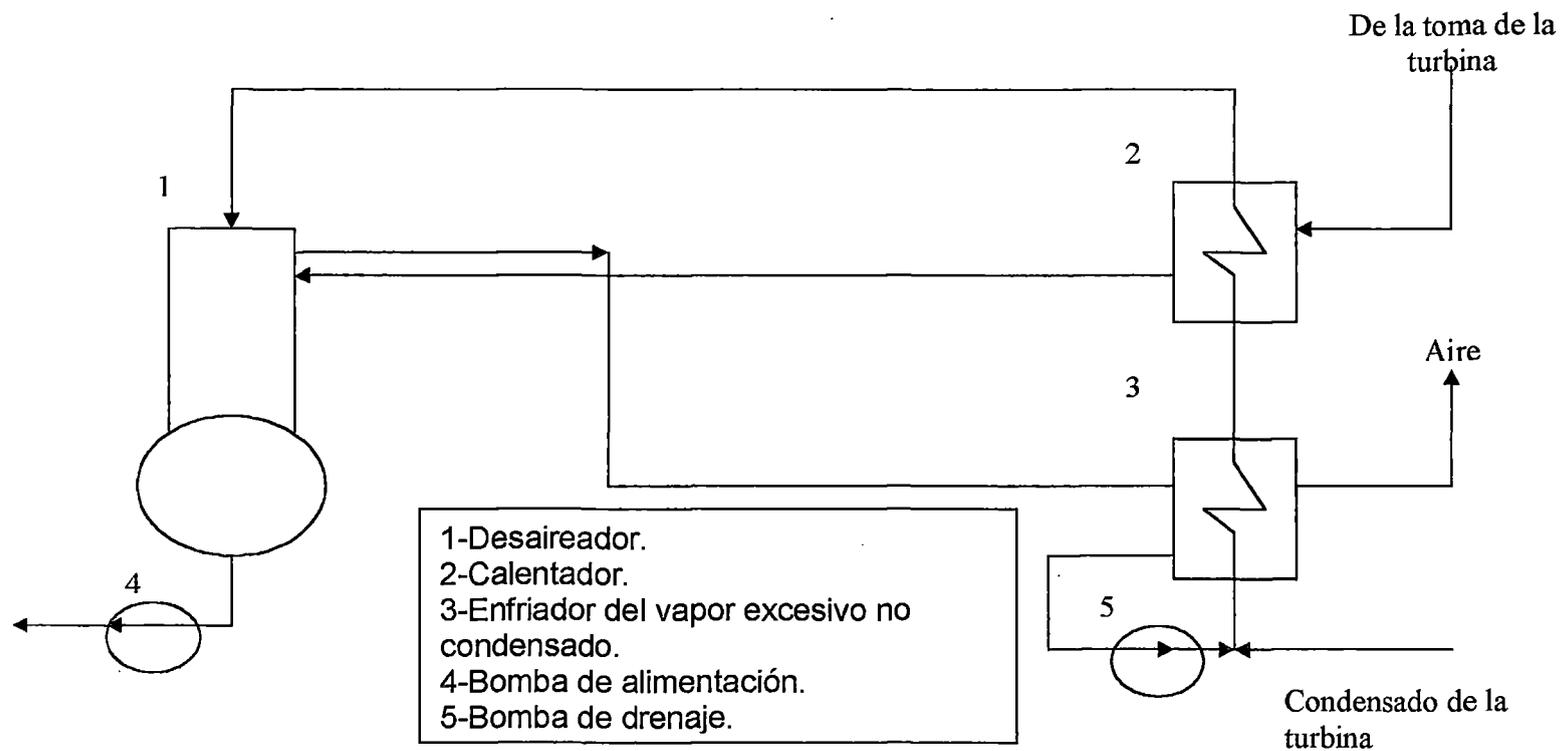


Fig. 1.2 Esquema de la instalación de desaireación con calentamiento preliminar del agua. (Ref. 3).

2. Desgasificadores con calentamiento interno del agua mediante su mezclado con el vapor (desgasificadores-mezcladores):

Son al mismo tiempo calentadores regeneradores del tipo mezclador en el esquema térmico de una planta a vapor. La mayor intimidad de contacto directo para el calentamiento del agua a desgasificar, generalmente permite lograr coeficientes de transferencia de calor mayores que en los equipos tubulares cambiadores de calor usuales. Una gran carga líquida puede calentarse en un aparato de pequeño volumen.

Un buen diseño permite un rápido calentamiento y por lo tanto un violento desprendimiento de los gases disueltos. Debido a esto es posible obtener desgasificadores garantizados para producir agua cuya concentración no exceda de $0.005 \text{ cm}^3/\text{litro}$, que es la tolerancia de exactitud para procedimientos químicos analíticos existentes. Ver Fig. 1.3, (Ref. 6B).

d) Por los dispositivos internos utilizados:

1. Desgasificadores de elementos de relleno grandes:

- Desgasificadores de platos o bandejas:

Sus elementos de relleno producen cascada, lluvia, goteo o caída de chorro de agua a desgasificar

Son usados en grandes instalaciones con grandes consumos de agua, por ejemplo, se tienen los desgasificadores instalados en Marshall Ohio con una capacidad de 1000000 Lb/h, la instalación de Ohinowa Sowa (Japón) con capacidad de 700 000 Lb/h, el desgasificador de 880 Ton/h (1 760 000 Lb/h) producida por la fábrica de calderas de Barnaul (Ex Unión Soviética).

Los platos constituyen un tipo de relleno más grande y más abierto, por lo tanto, sufrirá menos cambio de eficiencia con el grado de variación de carga. Ver Fig. 1.9.

- **Desgasificadores de superficies cilíndricas concéntricas:**

La columna de desgasificación tiene, una serie de superficies cilíndricas concéntricas, por las que en forma de película, escurre el agua a desgasificar que se pulveriza en la parte superior.

El vapor de calefacción circula por los espacios anulares entre las paredes cilíndricas. (Fig. 1.4).

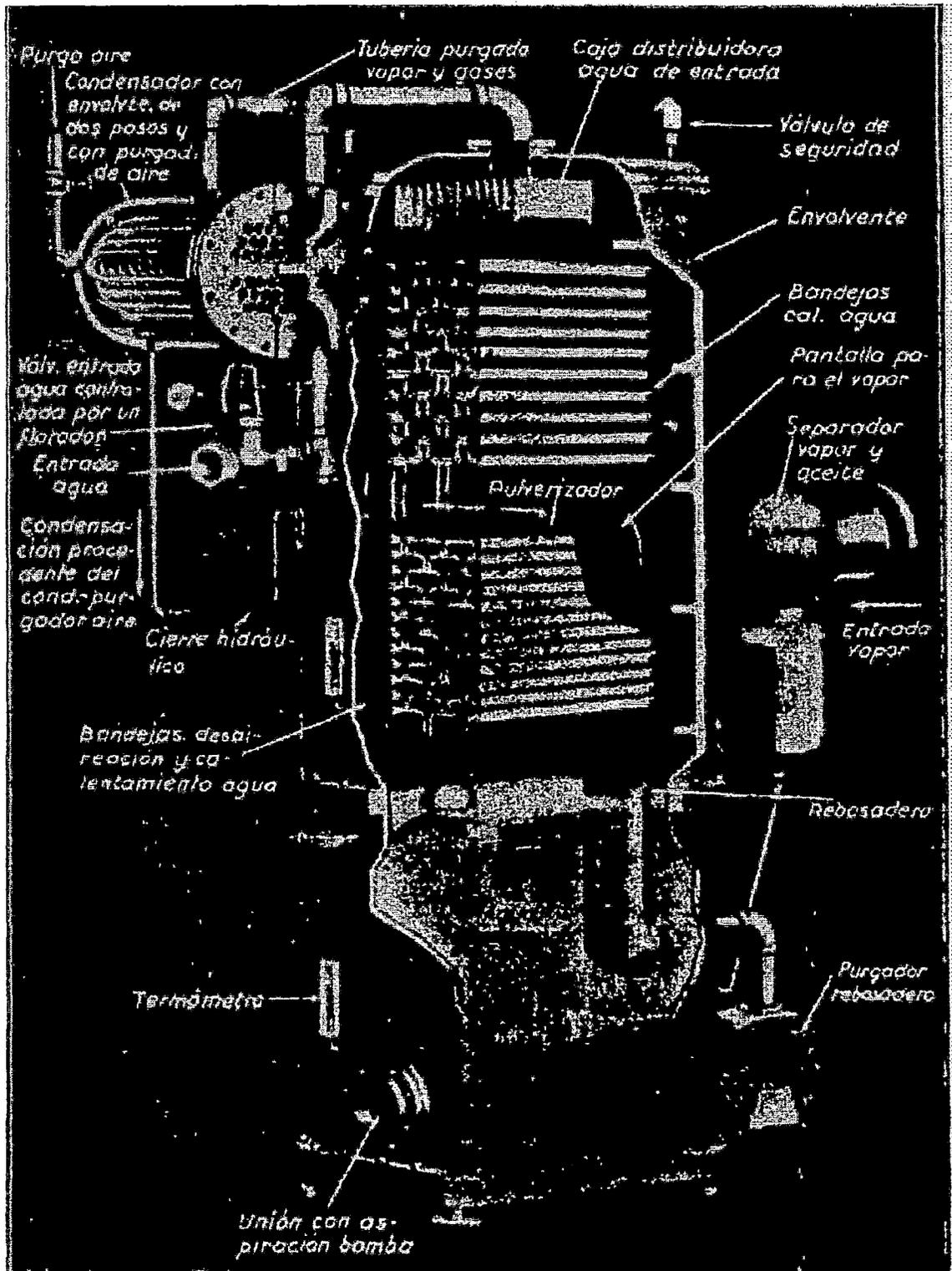


Fig. 1.3 Calentador desaireador del agua de alimentación, tipo Swartwout, con contacto directo. (Ref. 9)

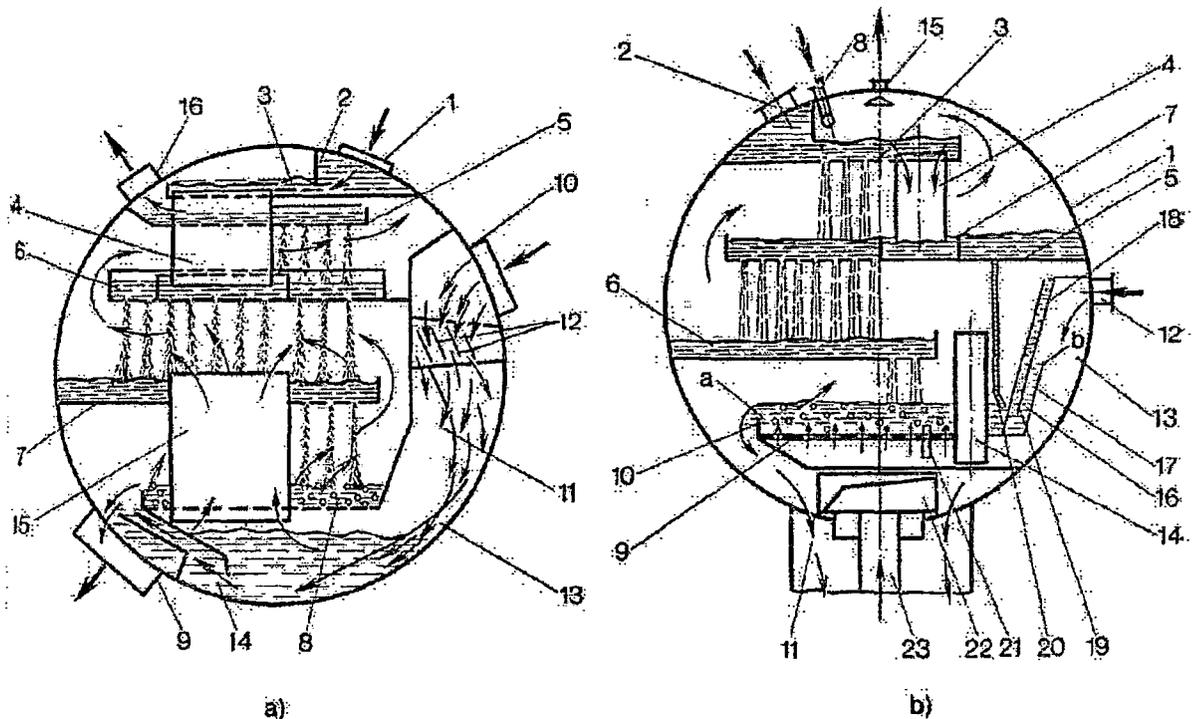


Fig. 1.9 Desaireador horizontal a chorro y burbujeo. (Ref. 3)

a—de vacío;
 1—suministro del agua suavizada;
 2—colector;
 3 y 4—platos (enfriadores del vapor excesivo) por los que pasa el 30% del consumo total de agua;
 5—cajas de paso;
 6—tercer plato por el que pasa el 100% del agua;
 7—cuarto plato de paso;
 8—chapa de burbujeo;
 9—evacuación del agua desaireada;
 10—racor para el suministro del medio de calefacción (del agua desaireada recalentada de 70—150 °C) a la cámara 11;
 12—persianas para dividir el agua que hierve en vapor y agua;

13 y 14—canales para evacuar el agua que no ha hervido;
 15—caja para derivar el vapor a la cámara entre los platos tercero y cuarto;
 16—evacuación de los gases enfriados no condensados;
 b—de presión excesiva (elevada);
 1—cilindro horizontal;
 2—suministro del condensado principal de las turbinas;
 3—plato superior por el que pasa el 30% del agua;
 4—cajas de paso;
 5—segundo plato;
 6—plato de paso;
 7—cámara;
 8—suministro del agua de las empaquetaduras de las bombas de alimentación, y de sobrealimentación;

9—chapa de burbujeo;
 10—umbral;
 11—evacuación del agua desaireada al depósito-accumulador;
 12—suministro del vapor a la cámara 13;
 14—caja de vapor;
 15—evacuación de los gases no condensados a la atmósfera;
 16—cierres hidráulicos de chapas 17, 18 y 19;
 20—tubo para el llenado del cierre hidráulico;
 21—derivación del agua excesiva a la chapa de burbujeo;
 22—caja para suministrar por el tubo 23 el vapor del depósito-accumulador obtenido como resultado de la ebullición de los drenajes del CAP.

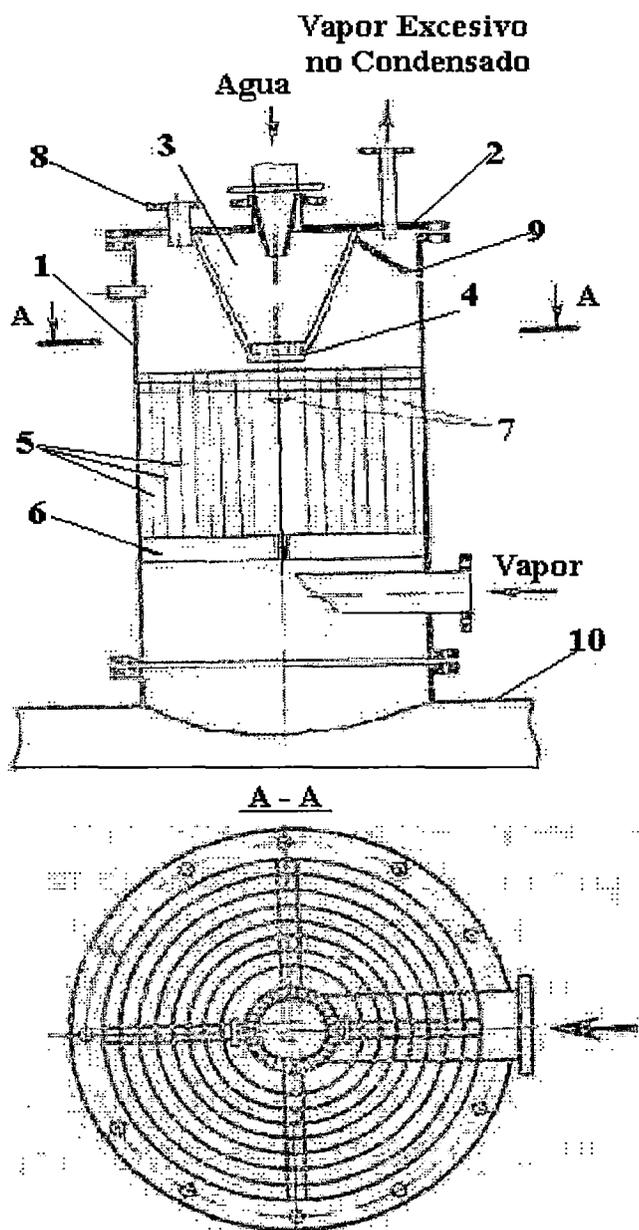


Fig. 1.4 Desairador de película. (Ref. 3)

- 1-Cuerpo;
- 2-Tapa;
- 3-Tobera;
- 4-Roseta;
- 5-Superficie para desagüe;
- 6-Cruceta de apoyo;
- 7-Espigas de acoplamiento;
- 8-Tubuladura para la valvula de seguridad;
- 9-Hoja de rechazo;
- 10-Deposito-acumulador cerrado

2. Desgasificadores de relleno menudo:

Se pueden utilizar dispositivos diferentes de las columnas de platos para conseguir el flujo contracorriente requerido para producir producto de alta pureza en sistemas vapor-líquido. La columna de relleno menudo puede dar una separación equivalente a la dada por la columna de platos. (Ref. 7B).

El relleno proporciona grandes áreas de contacto continuo, llevando a cabo continuamente un intercambio de materia, y por lo tanto, permite lograr coeficientes de transferencia de calor mayores. Una gran carga térmica se puede manejar en un aparato de un volumen más pequeño.

El menor volumen, la simplicidad en el recipiente y en el ensamble de todas las partes son las ventajas más estimadas.

3.- Desgasificadores con pulverizadores de agua a vapor para el desgasificado final:

Los siguientes son los más conocidos:

- Calentador desgasificador de chorro "Worthington" (Fig. 1.5). El vapor se introduce en la camisa cónica, éste pulveriza el agua que se encuentra en el fondo del precalentador central y la envía hacia arriba desde la zona

colectora, la mezcla de vapor y agua choca contra un desviador y cae al depósito de agua. Este tipo de separador de aire del agua por eyector de pulverización, se utiliza principalmente en la marina, ya que no se influye por el cabeceo y balanceo del barco.

- Calentador desgasificador del agua de alimentación, tipo Elliot, de pulverizador. El vapor entra por un lado del casco o envolvente del calentador y pasa directamente a la sección de desgasificación, en donde entra en contacto con el agua que viene de la cámara de calefacción con una temperatura próxima a la del vapor, cuando cada uno ha pasado por su correspondiente garganta o estrangulación. La tobera de desgasificación subdivide al agua en forma de gotitas que chocan contra los tabiques del Scrubber (separador), que a continuación se pulverizan con el vapor en el interior del cuerpo del tanque. Los gases separados y el vapor no condensado ascienden para calentar el agua de entrada, el agua pulverizada cae al depósito de agua. Ver Fig. 1.6.

- Calentador para desgasificación del tipo pulverizador: fabricado por la "Crane Company" (Fig. 1.7). Pulveriza el agua por la energía del vapor que pasa por la tobera de pulverización, entonces el vapor calienta y separa del agua su contenido de oxígeno disuelto y otros gases.

A causa de la caída de presión a través del pulverizador este dispositivo es menos eficiente que el calentador para desgasificación del tipo de relleno.
(Ref. 8).

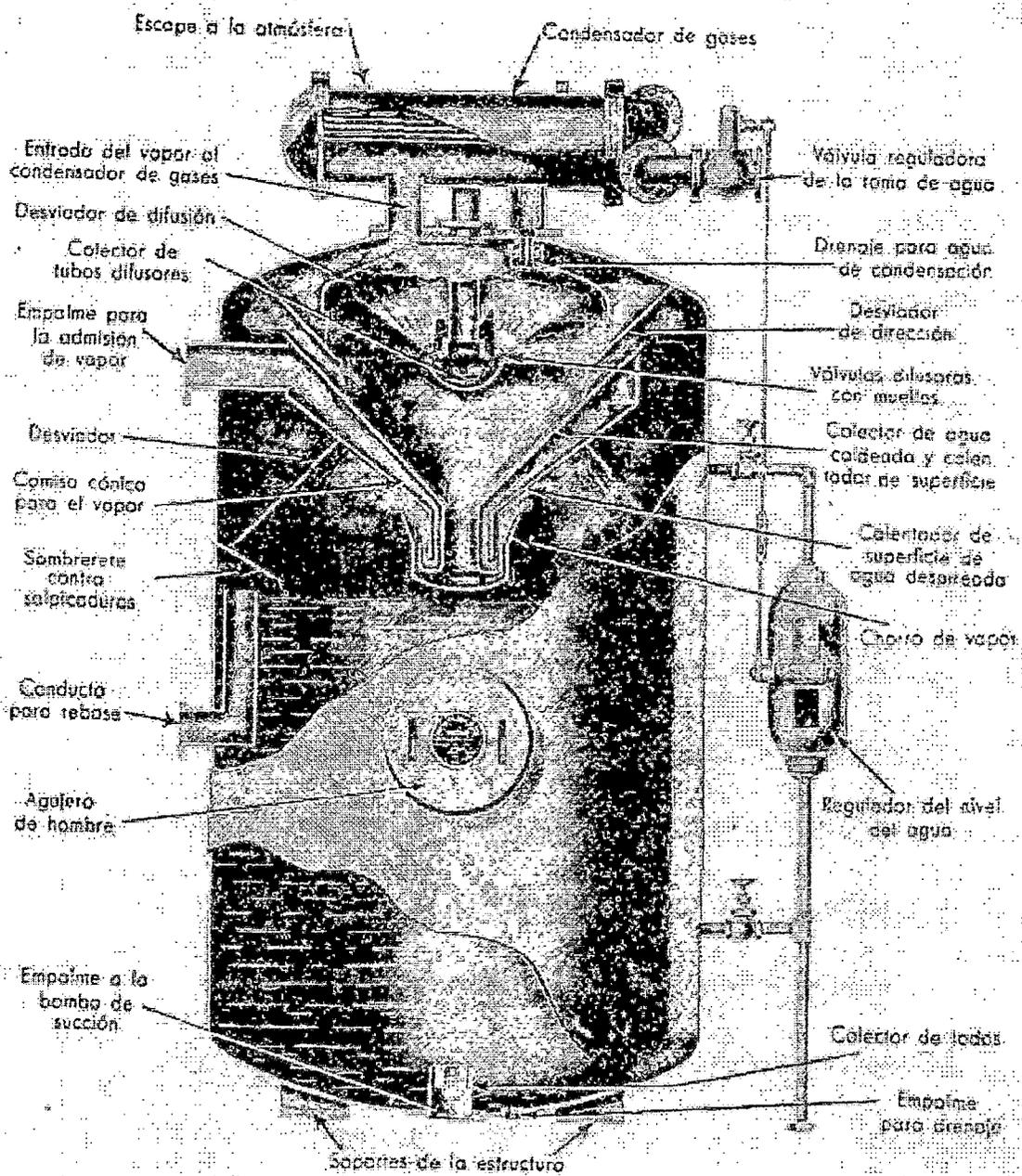
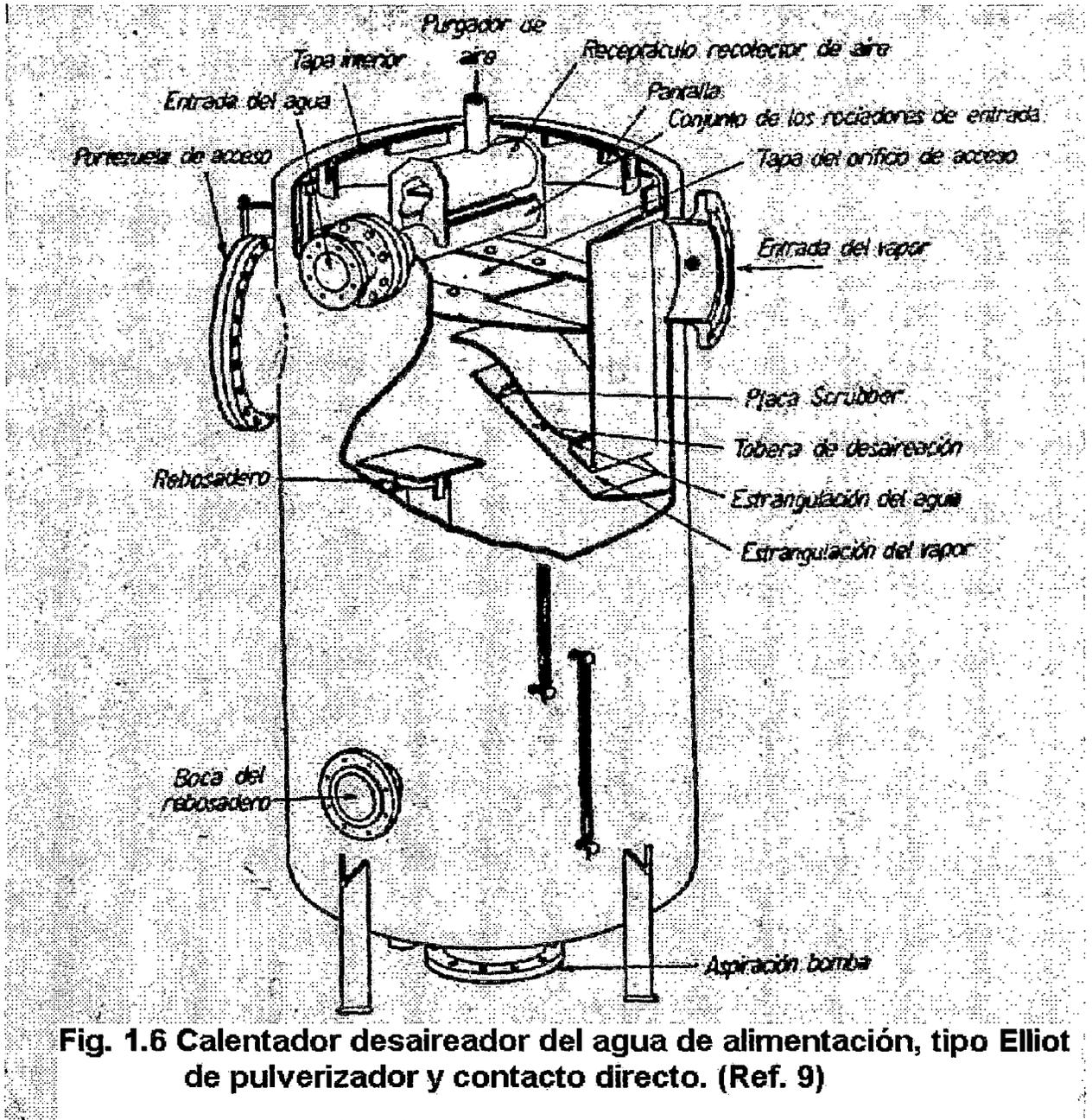
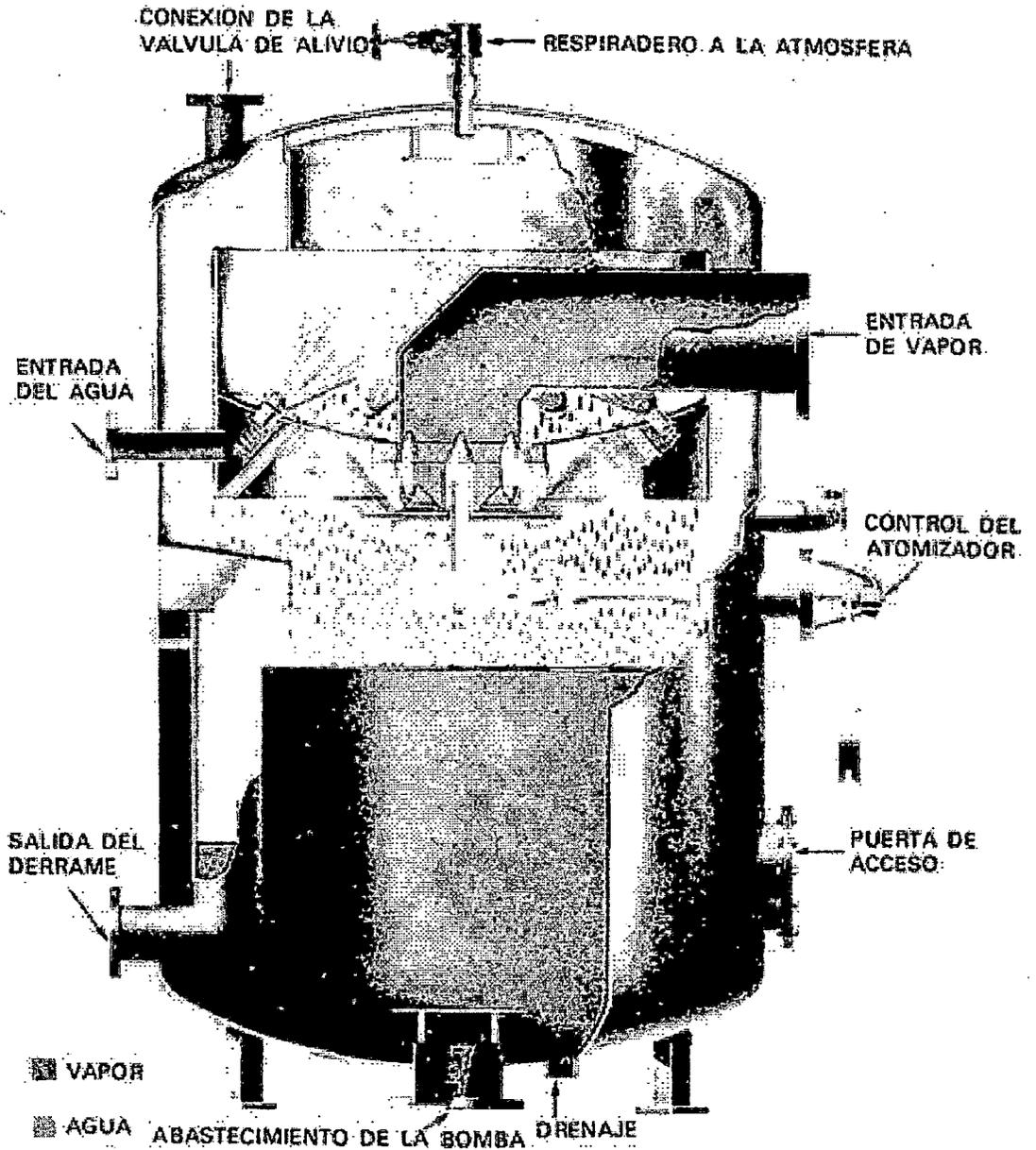


Fig. 1.5 Calentador desaireador de chorro Worthington





**Fig. 1.7 Calentador para desaereacion del tipo atomizador.
(Cortesia de Cochrane Division, the Crane Company((Ref. 8)**

4. Desgasificadores con válvulas aspersoras del agua y bandejas:

En estos desgasificadores térmicos se efectúa el rociado de agua con válvulas tensadas por resorte, las que inyectan el agua en forma de capas delgadas o gotas finas al compartimiento superior calentador, donde se desprenden en gran cantidad los gases disueltos en el agua, y luego ésta pasa a la sección de bandejas, donde se calienta y se produce el desprendimiento de los gases sobrantes, los cuales suben a la parte superior del calentador. Con la ayuda del flujo de vapor, y salen a través de ranuras en la descarga de venteo.

e) Por la construcción del tanque desgasificador:

1. Desgasificador Horizontal:

El desgasificador propiamente dicho forma parte integral con el tanque de almacenamiento.

La sección calentadora desgasificadora, se encuentra en la parte superior, ya sea en el centro o en el extremo de la cámara de almacenamiento (tipo destinado para gran capacidad).

La sección calentadora desgasificadora, generalmente esta integrada por platos o bandejas, por las cuales, el agua que proviene de una bandeja distribuidora cae como película en forma de cascada.

El vapor se introduce lateralmente y fluye alrededor de las bandejas haciendo contacto con la película de agua que es derramada por cada sección de éstas. Ver (Fig. 1.8, 1.9, 1.10, 1.11).

2.- Desgasificador Vertical:

Este tipo puede ser de flujo paralelo o en contracorriente, con platos o relleno menudo o también de rociado. En la mayoría de los de este tipo, el depósito de agua desgasificada no forma parte integral del tanque desgasificador, sino que esta constituido por un tanque horizontal (desgasificador térmico compuesto para gran capacidad) montado debajo del tanque desgasificador vertical. En general ocupa menos espacio y necesita menos material para su casco y tanque de depósito, es más simple en su diseño interior. Ver Fig. 1.11, 1.12, 1.13.

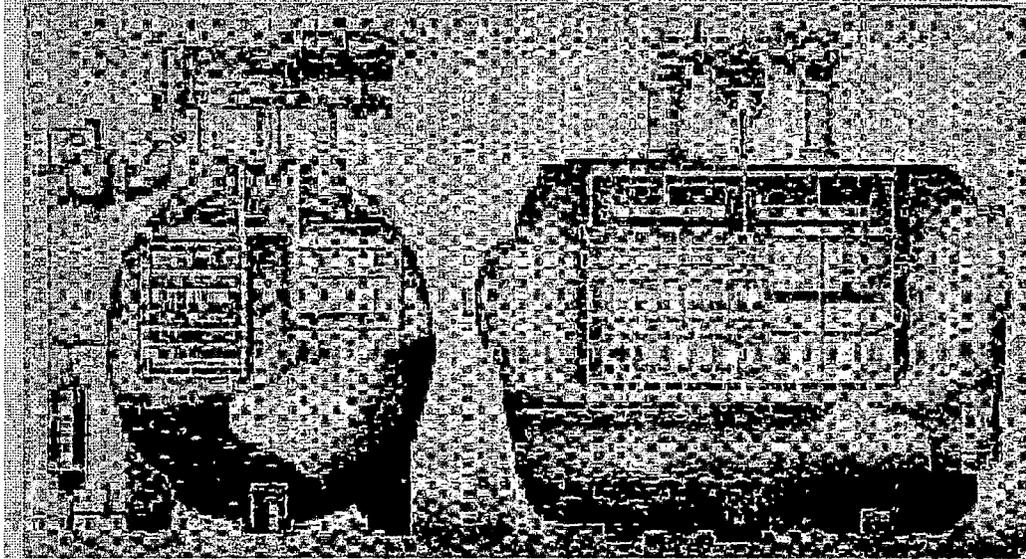


Fig. 1.8 Desaerador tipo charolas diseñado con compartimento de almacenamiento en el fondo del calentador. (Cortesía de Worthington Corporation.) (Ref. 6B)

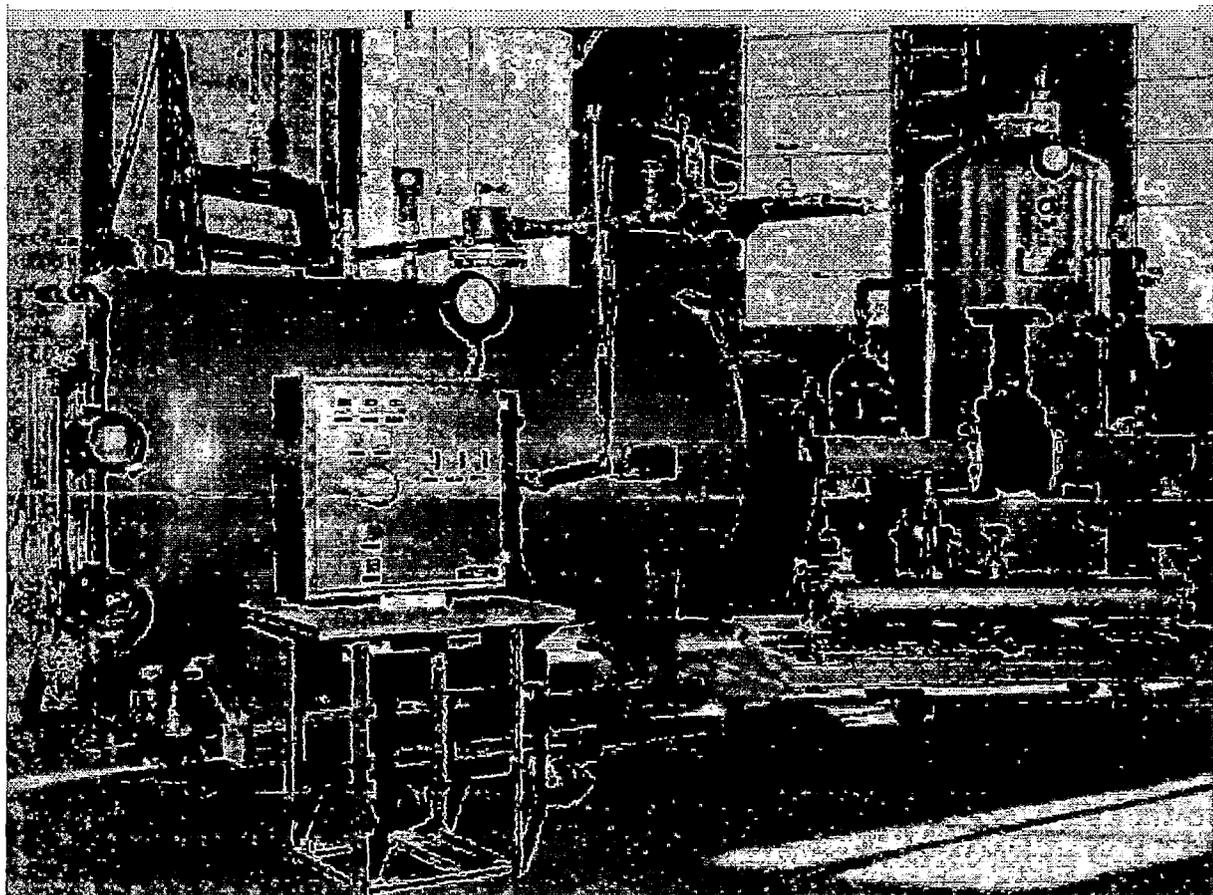


Fig. 1.10 Desgasificador Térmico Horizontal del tipo Spray. De la Compañía "Enpro Incorporated". (Ref. 10)

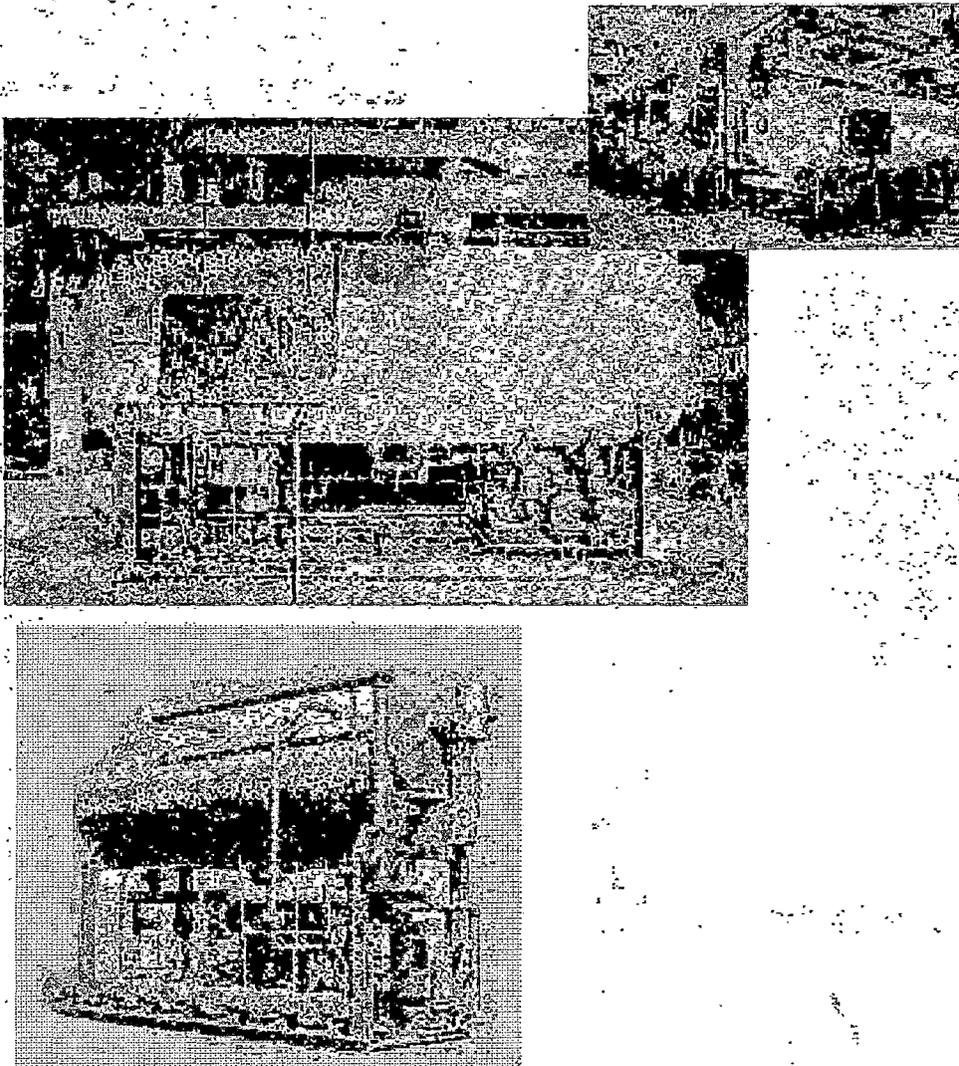


Fig. 1.11 Desaerador (Desgasificador Térmico) del tipo Spray-Horizontal. (Ref. 12).

Ahorra Vapor

El condensador de venteo expulsa prácticamente aire y gases contaminantes a la atmósfera.



No hay contaminación
El sistema contraflujo de vapor y agua evita la reabsorción del oxígeno

Fig. 1.12 Desaerador tipo vertical-spray-con baffles

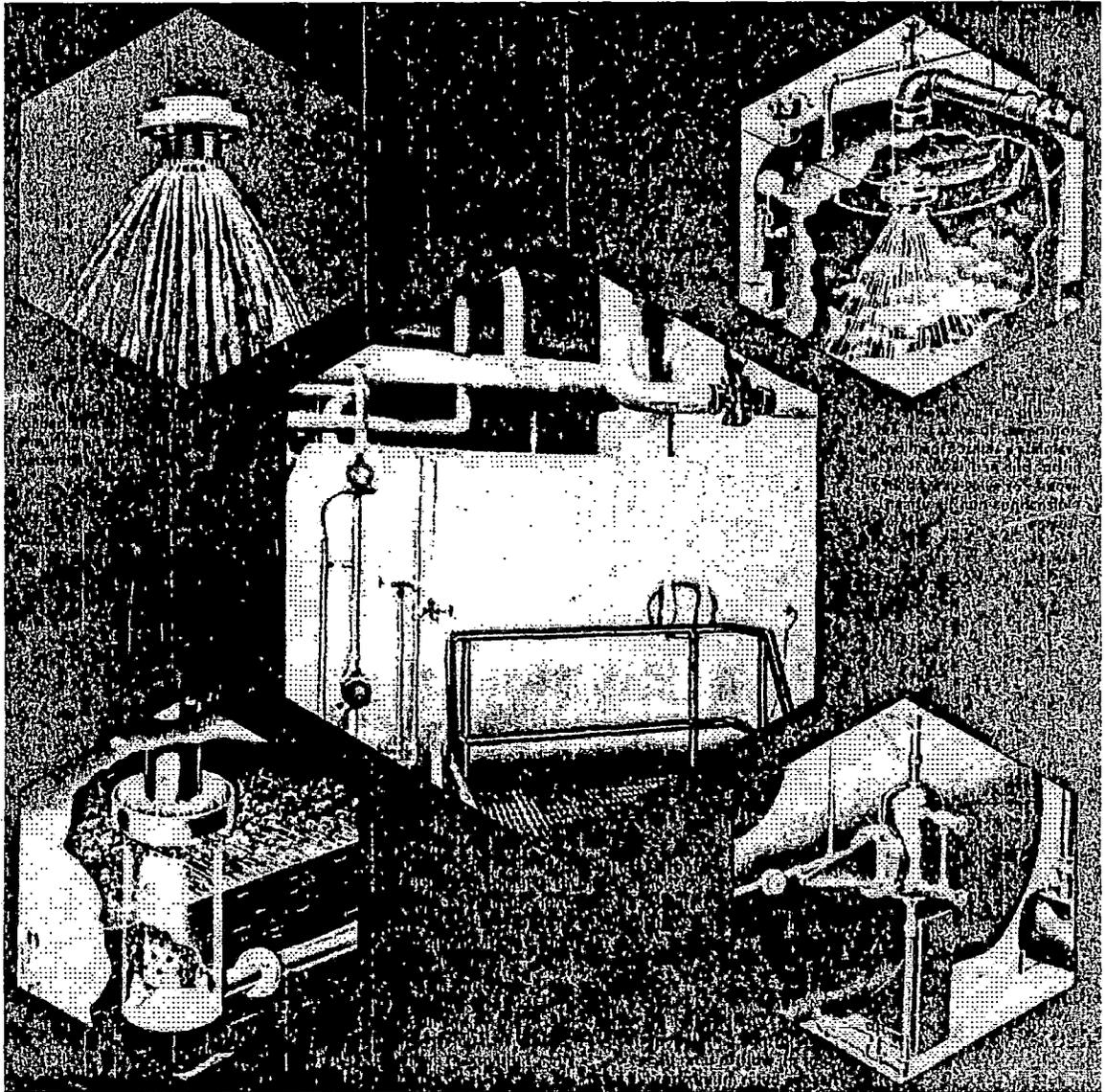


Fig. 1.13

1.3 OBJETIVOS:

- a)** Demostrar, mediante un análisis adecuado, que es factible diseñar un desgasificador térmico de acuerdo a los requerimientos de capacidad de los generadores de vapor que operan en el país; tomando como base para el diseño algunos modelos de desgasificadores térmicos que funcionaron o funcionan en nuestro país, y otros, cuyos detalles de diseño aparecen en sus planos de fabricación.

- b)** Lograr un diseño sencillo, de fácil fabricación, rápido montaje y desmontaje de sus partes, con un mínimo de accesorios. Todo esto conducirá a menores costos de fabricación y de operación del equipo

- c)** Presentar alternativas en el empleo de materiales y equipos de fabricación nacional.

- d)** Contribuir al desarrollo e investigación en lo referente al tratamiento de agua para generadores de vapor, demostrando las ventajas que ofrece el empleo del desgasificador térmico para proteger las instalaciones de una planta generadora de vapor.

- e) Diseñar el desgasificador térmico con una capacidad nominal de hasta 90 900 kg/h de entrega de agua desgasificada, bajo condiciones de operación mas exigentes, de acuerdo a las recomendaciones de normas internacionales vigentes; con las que se debe garantizar una operación continua y produciendo agua desgasificada con una concentración de oxígeno no mayor de 0,005 cm³/ L.

CAPITULO II

FUNDAMENTO TEORICO DEL DISEÑO

2.1 Aparatos de separación de contacto directo líquido-gas:

Son aquellos dentro de los cuales se ponen en contacto dos fases insolubles, con el fin de que entre dichas se establezca la transferencia de las sustancias que las forman.

En todo aparato de este tipo intervienen los siguientes flujos:

- a) Flujos de alimentación, que son flujos de masa que ingresan al aparato para su procesamiento.
- b) Agente de separación, que puede ser un flujo de masa o energía que se introduce en el aparato para causar la separación.
- c) Flujos productos, que son flujos resultantes luego de realizarse la separación, obteniéndose un mínimo de dos flujos productos que difieren en concentración.

En estos aparatos debe realizarse lo siguiente:

- a) Permitir el contacto directo de las fases, con el fin de que se lleve a cabo la difusión de los componentes de las fases.

- b) La rapidez de la transferencia de masa, que depende directamente de la superficie expuesta entre las fases.

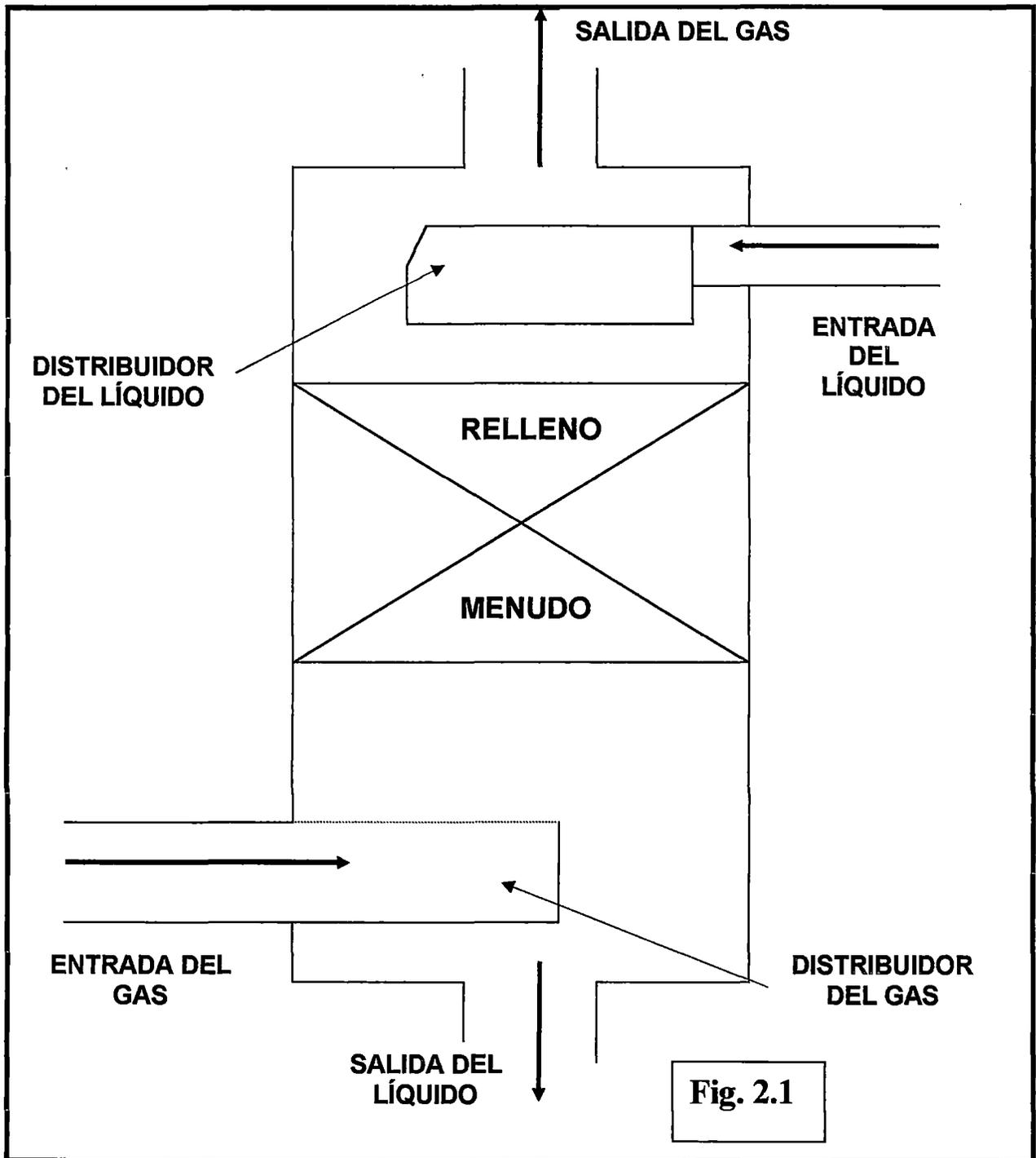
2.1.1 Configuración Interna:

Generalmente está conformada por una columna de relleno grande (de platos) o una columna de relleno menudo (anillos Raschig, sillas Berle, etc.), también puede ser una columna de aspersión o una combinación de las anteriores (Fig. 2.1).

2.1.2 Configuración de Flujo:

Los aparatos de separación de contacto directo, están comprendidos en las siguientes categorías de flujo:

- a) En contracorriente.
- b) Cruzado.
- c) En paralelo.
- d) En recipiente bien mezclado.



2.1.3 Capacidad:

Es la cantidad de flujo de alimentación que puede procesar por unidad de tiempo, y se determina a partir de la configuración interna del aparato, la del flujo, y de la actitud de las fases para fluir en cantidad suficiente en direcciones determinadas, una de otra, dentro de la columna de separación del aparato. Todos estos factores limitan la capacidad.

La capacidad de un aparato de separación, de flujo en contracorriente de contacto líquido-gas, está limitada debido al fenómeno del anegamiento.

Este fenómeno se puede explicar del siguiente modo:

Para un flujo de líquido dado y cuando el flujo de gas aumenta indebidamente, momentos antes de que la columna de relleno se inunde, la retención del líquido aumenta rápidamente con el flujo del gas (o vapor), el área libre para el flujo de éste se reduce y la caída de presión aumenta mas rápidamente. Esta situación intermedia se conoce como recargo, luego se producirá la inundación de la columna, o sea el anegamiento.

El recargo y anegamiento para una columna de relleno menudo de flujo en contracorriente para contacto gas-líquido, se pueden analizar en las Figs. 2.2, 2.3,

2.4 y 2.5. La fase gaseosa ascenderá a través de la columna, debido al empuje de una diferencia de presión (necesaria para vencer las pérdidas por rozamiento frente al relleno y el líquido descendente). Y el líquido debe descender frente a esta diferencia de presión gracias a la fuerza de la gravedad.

El fenómeno de anegamiento puede originar los siguientes cambios:

- a) Una capa de líquido puede aparecer en la parte superior del relleno de la columna a través de la cual burbujea el gas.
- b) El líquido puede llenar la columna, empezando por el fondo, de tal forma que hay un cambio de gas disperso-líquido continuo a líquido disperso-gas continuo que se conoce como inmersión.
- c) Las capas de espuma pueden elevarse a través de la columna rellena. Al mismo tiempo, el arrastre del líquido por el gas afluyente, aumenta con rapidez y la columna se inunda. Entonces la caída de presión del gas aumenta rápidamente.

Para tener en cuenta las variaciones inevitables en los caudales y proporcionar alguna capacidad extra, las columnas en contracorriente se diseñan normalmente para operar a un 50 u 80% de su límite de anegamiento (Ref. 7E).

Una pérdida de presión grande, puede provocar anegamiento, especialmente en el caso de una columna de relleno menudo de flujo en contracorriente.

2.2 Aparatos Calentadores de Contacto Directo Líquido-Gas

Se denominan también intercambiadores de calor abiertos, y se aplican en aquellos procesos donde no existe peligro de contaminación de una fase a otra. En estos calentadores el líquido y el gas (vapor) se mezclan con el fin de que entre dichas fases se efectúe la transferencia de calor.

En el calentador de agua con vapor saturado, la transmisión del calor se analiza del siguiente modo (Ref. 9):

$$\dot{m}_V (h_g - h_{f,2}) = \dot{m}_L (h_{f,2} - h_{f,1}) \dots\dots (2.1)$$

\dot{m}_V = Flujo de masa de vapor condensado, en Kg/s.

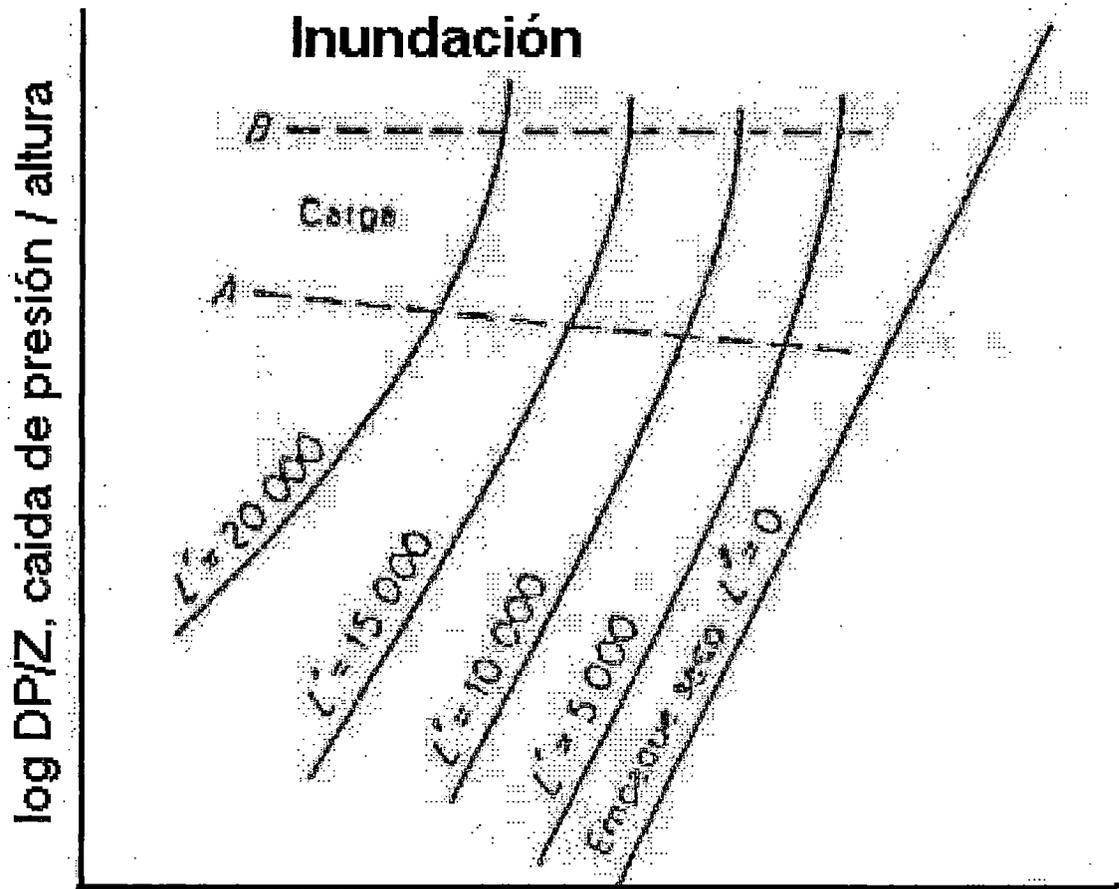
h_g = Entalpía de vapor, en kJ/kg.

$h_{f,1}$ = Entalpía del agua de entrada, en kJ/kg.

$h_{f,2}$ = Entalpía del agua de salida, en kJ/kg.

\dot{m}_L = Flujo de masa del agua calentada, en Kg/s.

Y no pueden evitarse algunas pérdidas de calor, y como consecuencia, el valor de \dot{m}_V , siempre será mayor que la cantidad calculada a partir de la fórmula (2.1).



$\log G''$, masa velocidad superficial del gas

Fig. 2.2 Caída de presión del gas típica para el flujo a contracorriente del líquido y el gas en empaques al azar. (Ref 14A).

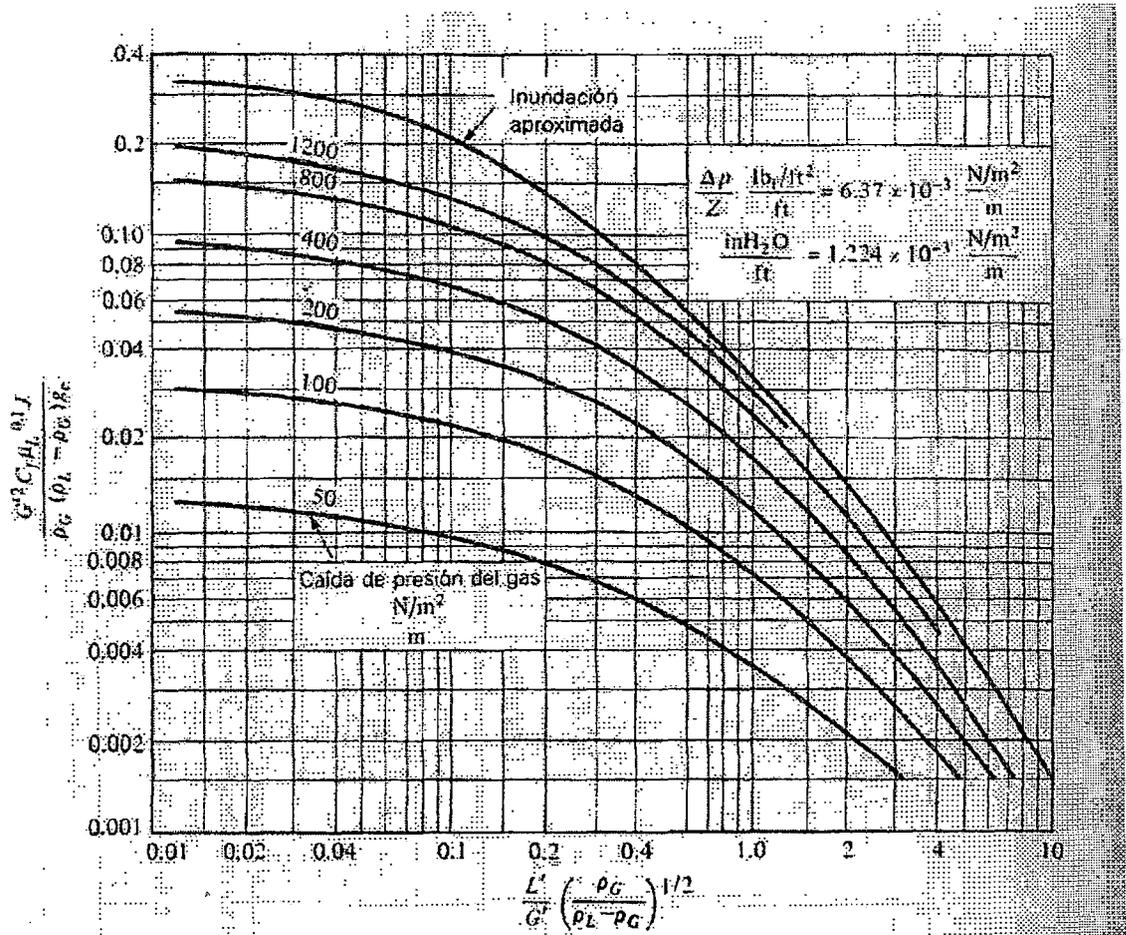


Fig. 2.3 Inundación y caída de presión en torres con empaques al azar (coordenadas de Eckert ^[37], *Chemical Process Products Division, Norton Co.*) Para unidades SI ($kg, m \cdot s$), $g_c = 1$, C_1 de la tabla 6.3, y utilizar $J = 1$. Para $G' = lb_m/ft^2 \cdot h$, $\rho = lb_m/ft^3$, $\mu_L = \text{centip.}$, $g_c = 4.18(10^8)$, C_1 de la tabla 6.3, y utilizar $J = 1.502$. (Ref. 14-A).

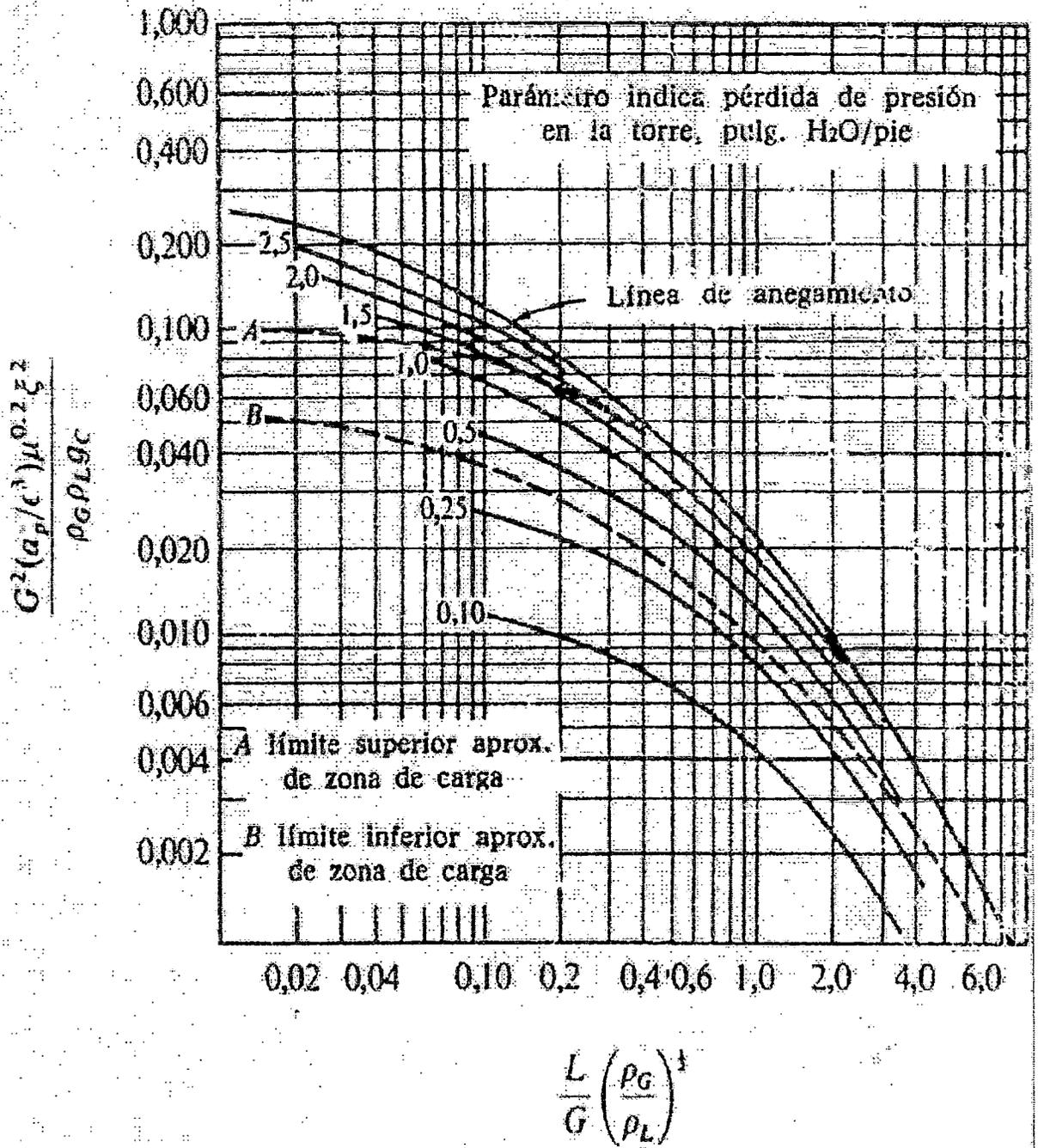


Fig. 2.4 Correlación generalizada de pérdida de presión (Leva 1954). (Ref. 7-E)

Con un flujo másico \dot{m}_L en Kg/s, el volumen interno V (m^3) de un calentador de tipo abierto o de contacto directo es aproximadamente (Ref. 13):

$$V = \dot{m}_L / 13,6 \dots \dots \dots (2.2)$$

donde 13,6 es una constante.

2.3 Teoría de la Desgasificación:

El agua disuelve oxígeno, nitrógeno, dióxido de carbono y otros gases de la atmósfera directamente hasta el punto de saturación a una presión y temperatura específica; según las siguientes consideraciones;

Ley de Henry:

“La cantidad de gas disuelto en el agua es directamente proporcional a la presión parcial de ese gas en el espacio de vapor sobre la interfase agua-gas”.

Ley de Dalton:

“La presión total de una mezcla de gases está formada por las presiones individuales de esos gases y éstas están en relación directa con las relaciones molares o volumétricas en el espacio de vapor.”

2.3.1 Solubilidad de Gases en Líquidos:

La solubilidad de un gas en un líquido, a una presión y temperatura, es la concentración de gas que alcanza el líquido tras un contacto gas-líquido suficiente en que la transferencia neta de masa hacia el líquido es cero, o sea cuando se ha alcanzado el equilibrio.

Si una mezcla de gases se pone en contacto con un líquido, la solubilidad de cada gas, será, en ciertas condiciones, independiente de los demás, siempre y cuando el equilibrio se describa en función de las presiones parciales en la mezcla gaseosa.

Las soluciones ideales tienen las siguientes características importantes:

- 1.- Las fuerzas intermoleculares promedio de atracción y repulsión en la solución, no cambian al mezclar los componentes.
- 2.- El volumen de la solución varía linealmente con la concentración del soluto.

3.- No hay absorción, ni desprendimiento de calor al mezclar los componentes.

Cuando una mezcla gaseosa esta en equilibrio con una solución líquida ideal, se cumple también la ley de los gases ideales. La presión parcial en el equilibrio \bar{P}^* en el equilibrio de un soluto gaseoso "A", en la fase gas, es igual al producto de su presión de vaporización P_A a la misma temperatura por su fracción molar en la solución X_A .

Esta es la ley de Raoult [Ref. 18]:

$$\bar{P}_A^* = P_A \cdot x_A \dots \dots \dots (2.3)$$

Si la expresión (2.3) la dividimos entre la presión total P, se tendrá:

$$y_A^* = \frac{\bar{P}_A^*}{P} = \frac{P_A}{P} \cdot x_A \dots \dots \dots (2.4)$$

Las ecuaciones (2.3) y (2.4) indican:

- a) El vapor o gas desprendido de la mezcla líquida, será una mezcla de los mismos componentes que tiene el líquido.

- b) La mezcla de vapores o gases será generalmente más rica en el componente que tenga la presión de vaporización más alta a la misma temperatura.
- c) La ley de Raoult es exacta solamente para predecir las concentraciones en el sistema vapor (gas)-líquido de una solución ideal en equilibrio con una mezcla ideal de gases.
- d) Las concentraciones en una mezcla en equilibrio dependen de la presión total del sistema y de las presiones de vaporización de los componentes.
- e) Las presiones de vaporización varían con la temperatura pero no con la concentración, ni con la presión total.

En sistemas con soluciones líquidas reales no se puede aplicar la ley de Raoult, y las concentraciones diluidas en las fases pueden predecirse mediante la Ley de Henry:

$$y_A^* = m_A \cdot x_A \dots \dots \dots (2.5)$$

m_A es una constante determinada experimentalmente, la que no es función de la concentración y función sólo de la temperatura.

Si se grafica la ecuación de Raoult, se tendría una línea recta para la solubilidad de un gas en un líquido que no coincidiría con la curva de solubilidad real, tal como lo muestra la Fig. 2.6, donde se muestran las curvas a 10°C para el SO₂ y para el amoníaco en agua.

La solubilidad de un gas en la mayoría de los casos, disminuye al aumentar la temperatura del líquido, ya que generalmente (no siempre), la disolución de un gas tiene como resultado evolución del calor. A una temperatura dada, la solubilidad aumentará con la presión, como aumenta por ejemplo, en la Curva "A" (Fig. 2.6) que muestra la solubilidad del amoníaco en agua a 30°C.

En el sistema agua-aire atmosférico, la concentración relativa de los gases al disolverse el oxígeno en el agua, de acuerdo con la Ley de Henry-Dalton, se diferencia de su concentración en el aire atmosférico. Así, el agua, a la temperatura de 0°C y presión normal, contiene en volumen 34,9% de oxígeno, 2,5% de gas carbónico, 62,6% de nitrógeno y otros gases inactivos. El aire atmosférico a las mismas condiciones anteriores, contiene en volumen 21% de oxígeno, 0,04% de gas carbónico, 78,96% de nitrógeno y otros gases inactivos (Ref. 3).

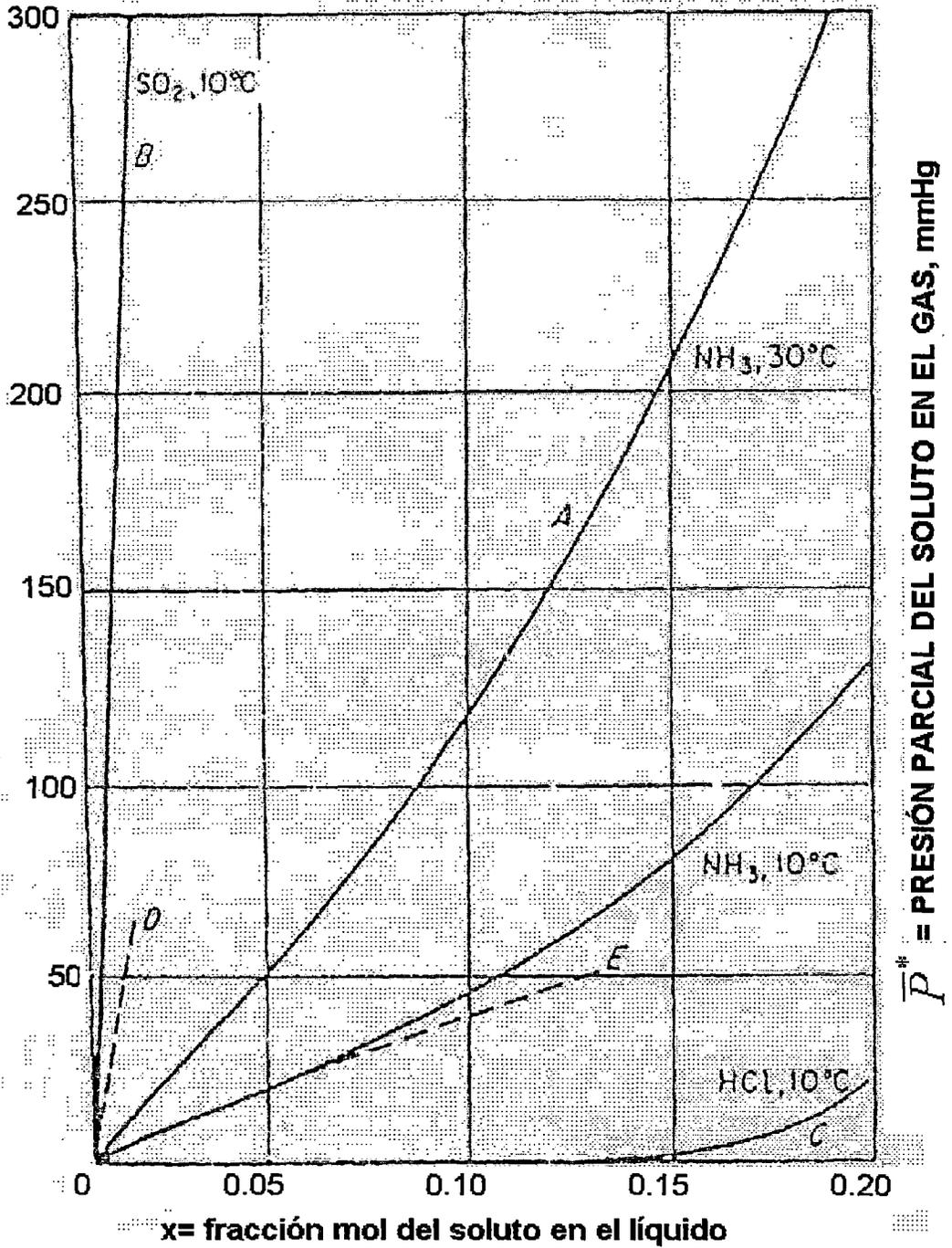


Fig. 2.6 Solubilidades de gases en agua. (Ref. 14-B)

2.3.2 Velocidad de Transferencia de Masa de Gas:

Al remover gas del agua, o sea desgasificar o desabsorber los principios de transferencia de masa aplicables al proceso, son análogos a los principios de transferencia de calor.

En un aparato desgasificador, la velocidad de transferencia de un soluto gas de una solución acuosa a la fase gas (vapor), es directamente proporcional a tres factores (Ref. 8A):

$$N = K \cdot A \cdot \Delta \bar{P} \dots \dots \dots (2.6)$$

- A : es el área total de la superficie creada en la cámara de desgasificación por el relleno, por la producción de numerosas gotitas finas de agua o por la formación de diminutas burbujas de gas o vapor.

- $\Delta \bar{P}$: es la media logarítmica de las "fuerzas impulsoras" del gas (diferencias de concentraciones del gas, es decir, diferencias de presiones parciales).

- K : es el coeficiente de transferencia de masa de gas, depende del gas específico y de la geometría del sistema.

En la interfase líquido-gas, se supone que hay una película líquida de un lado y una película de gas del otro; estas películas son afectadas por las naturalezas del líquido y del gas, y sus efectos combinados influyen sobre el coeficiente K.

2.3.3 Concentración y Presión Parcial Para la Transferencia de Masa en la Interfase Gas-Líquido:

La Fig. 2.7 describe el proceso por el cual una sustancia "A" está siendo absorbida de una corriente gaseosa por un disolvente líquido. Con objeto de que el componente "A" pase a través de la interfase desde la fase gaseosa a la fase líquida, por un mecanismo difusional de transferencia de materia, deberá existir un gradiente de concentración del componente "A".

En la interfase, la presión parcial del componente "A" en el gas $\bar{P}_{A,i}$ y su concentración en el líquido $C_{A,i}$ estarán en equilibrio una con la otra, a menos que existan velocidades extraordinariamente altas de transferencia de masa. Puesto que el componente "A" pasa del gas al líquido, la presión parcial de "A" en la masa del gas $\bar{P}_{A,G}$, será mayor que $\bar{P}_{A,i}$ y la concentración de "A" en la masa del líquido $C_{A,L}$ será menor que $C_{A,i}$. La velocidad de transferencia de "A" a través de la interfase, N_A , se define en función de los coeficientes de transferencia K_G y K_L de las fases gas y líquido, respectivamente (Ref. 7A):

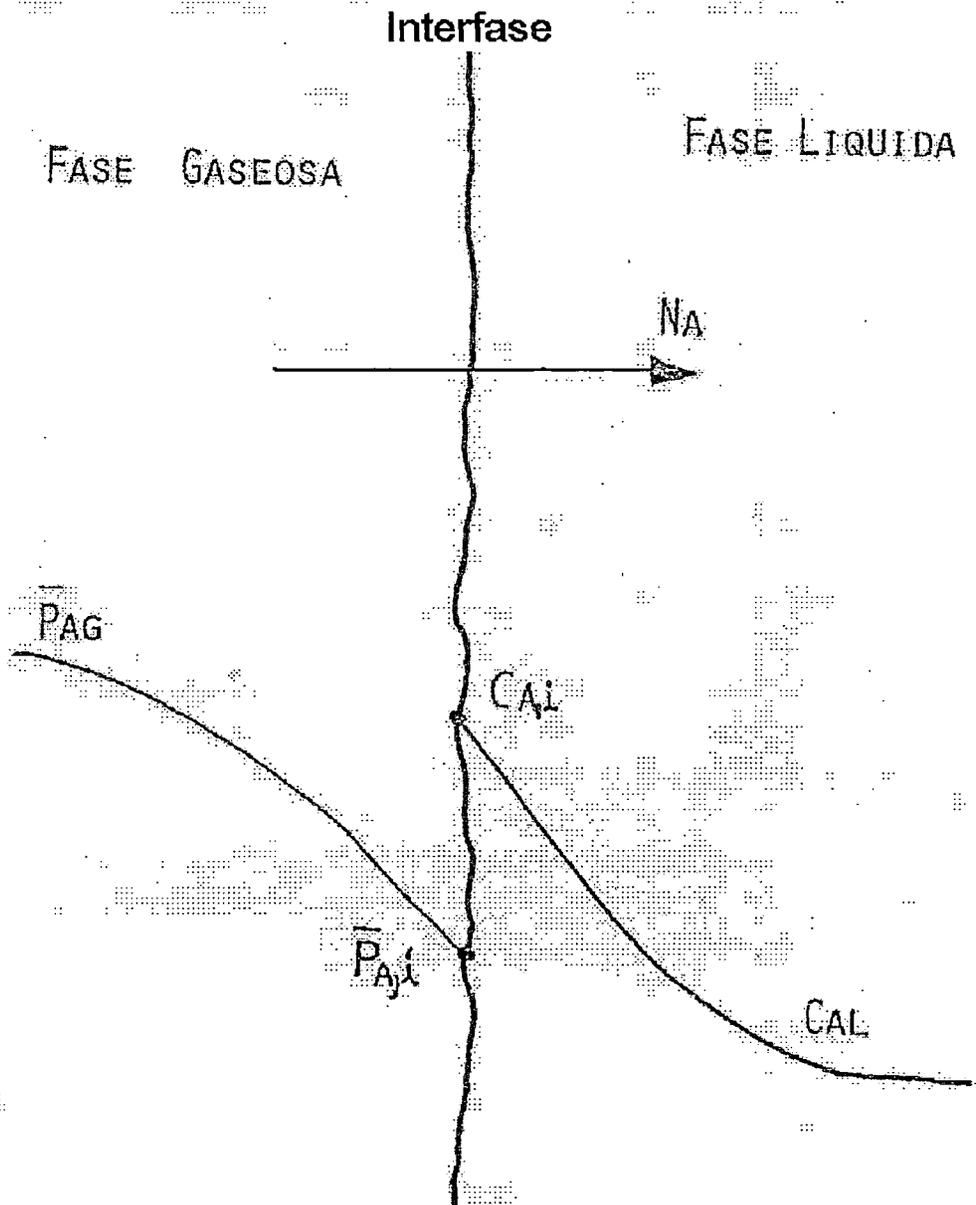


Fig. 2.7 PROCESO DE ABSORCION

$$N_A = K_G(\bar{P}_{A,G} - \bar{P}_{A,i}) \dots \dots \dots (2.7)$$

$$N_A = K_L(C_{A,i} - C_{A,L}) \dots \dots \dots (2.8)$$

Su unidad es mol por unidad de tiempo y por unidad de área interfacial.

Generalmente la presión parcial interfacial y la concentración de "A" en la interfase, no son medibles fácilmente en un aparato de separación, por tanto, es más conveniente definir y trabajar en función de coeficientes globales de transferencia de masa (IK) en el gas y en el líquido, definidos así:

$$N_A = IK_G(\bar{P}_{A,G} - \bar{P}_A^*) \dots \dots \dots (2.9)$$

$$N_A = IK_L(C_A^* - C_{A,L}) \dots \dots \dots (2.10)$$

\bar{P}_A^* : Representa la presión parcial de "A" en la fase gaseosa que estaría en equilibrio con la concentración predominante de "A" en la masa líquida $C_{A,L}$.

C_A^* : Representa la concentración de "A" en la fase líquida que estaría en equilibrio con la presión parcial predominante de "A" en la masa gaseosa $\bar{P}_{A,G}$.

2.3.4 Absorción y Desabsorción del Gas:

La absorción de gases, es la transferencia de uno o más componentes de una mezcla en fase gaseosa a un absorbente líquido, cuya volatilidad es baja en condiciones de proceso; obteniéndose una solución de estos componentes en el líquido.

La rapidez con la cual se disolverá un componente gaseoso de una mezcla de gases, en un líquido absorbente, depende de la desviación del equilibrio que existe a una temperatura y presión de operación.

La desabsorción o desgasificación es la transferencia de uno o más componentes gaseosos solubles desde una mezcla en fase líquida, cuya volatilidad es baja en condiciones de proceso, a una corriente de gas o vapor. La transferencia de masa sucede en dirección del líquido al gas, opuesta a la operación de absorción.

Los principios de absorción y desabsorción son básicamente los mismos.

Los cálculos para la absorción y desabsorción gaseosa precisan del conocimiento del equilibrio gas-líquido. La Ley de Henry se puede expresar también (Ref. 16):

$$\bar{P}_A^* = H_A \cdot x_A \dots \dots \dots (2.11)$$

\bar{P}_A^* : Presión parcial del soluto gaseoso "A" en la fase gaseosa, en equilibrio con x_A , atm.

x_A : Fracción molar del soluto gaseoso "A" en la fase líquida.

H_A : Constante de la Ley de Henry, atm / fracción molar.

En el análisis de la destilación y desabsorción en vez de trabajar con \bar{P}_A y C_A , es más conveniente trabajar con fracciones molares y_A , x_A :

$$\bar{P}_{A,G} = y_A \cdot p \dots \dots \dots (2.12)$$

$$C_{A,L} = x_A \cdot \rho_M \dots \dots \dots (2.13)$$

$C_{A,L}$: Concentración del gas "A" en el líquido, moles / volumen.

P : Presión total.

ρ_M : Densidad molar del líquido, moles / volumen.

y_A : Fracción molar del soluto gaseoso "A" en la fase gas.

La ecuación 2.13 es válida, si se puede suponer que la densidad molar del líquido es independiente de la concentración de soluto "A" en el líquido.

Luego las ecuaciones (2.7), (2.8), (2.9) y (2.10) se escriben de la siguiente forma:

$$N_A = K_G \cdot P(y_A - y_{A,i}) \dots \dots \dots (2.14)$$

$$N_A = K_L \cdot \rho_M(x_{A,i} - x_A) \dots \dots \dots (2.15)$$

$$N_A = IK_G \cdot P(y_A - y_A^*) \dots \dots \dots (2.16)$$

$$N_A = IK_L \cdot \rho_M(x_A^* - x_A) \dots \dots \dots (2.17)$$

De estas cuatro últimas ecuaciones, se podrán deducir las ecuaciones para el proceso de desabsorción de gases (desgasificación):

$$N_A = K_G \cdot P(y_{A,i} - y_A) \dots \dots \dots (2.18)$$

$$N_A = K_L \cdot \rho_M (x_A - x_{A,i}) \dots \dots \dots (2.19)$$

$$N_A = IK_G \cdot P(y_A^* - y_A) \dots \dots \dots (2.20)$$

$$N_A = IK_L \cdot \rho_M (x_A - x_A^*) \dots \dots \dots (2.21)$$

2.3.5 Proceso de Desabsorción en una Columna de Relleno:

Considerando el proceso de desabsorción en la columna de relleno, ver la Fig. 2.8, para el contacto continuo en contracorriente, suponiendo flujo de pistón para ambas fases, es decir, que no hay mezcla en la dirección del flujo (mezcla axial) y no hay variaciones en el caudal local de un punto a otro de una sección transversal del aparato (Ref. 7D).

Bajo estas consideraciones se pueden relacionar los caudales totales, concentraciones y entalpías de la totalidad de flujos de vapor y líquido que se intercambian en un proceso de desabsorción en cualquier punto, por balances de masa y energía. Los balances aplicados a la envolvente mostrada en la Fig. 2.8 dan:

$$\dot{\bar{V}}_{ent} = \dot{\bar{L}}_{sal} - \dot{\bar{L}}_{ent} + \dot{\bar{V}}_{sal} \dots\dots\dots(2.22)$$

$$\dot{\bar{V}}_{ent} \cdot y_{A,ent} = \dot{\bar{L}}_{sal} x_{A,sal} - \dot{\bar{L}}_{ent} x_{A,ent} + \dot{\bar{V}}_{sal} \cdot y_{A,sal} \dots\dots\dots(2.23)$$

$$\dot{\bar{V}}_{ent} \cdot \bar{h}_{v,ent} = \dot{\bar{L}}_{sal} \cdot \bar{h}_{L,sal} - \dot{\bar{L}}_{ent} \cdot \bar{h}_{L,ent} + \dot{\bar{V}}_{sal} \cdot \bar{h}_{v,sal} + \dot{Q}_P \dots\dots\dots(2.24)$$

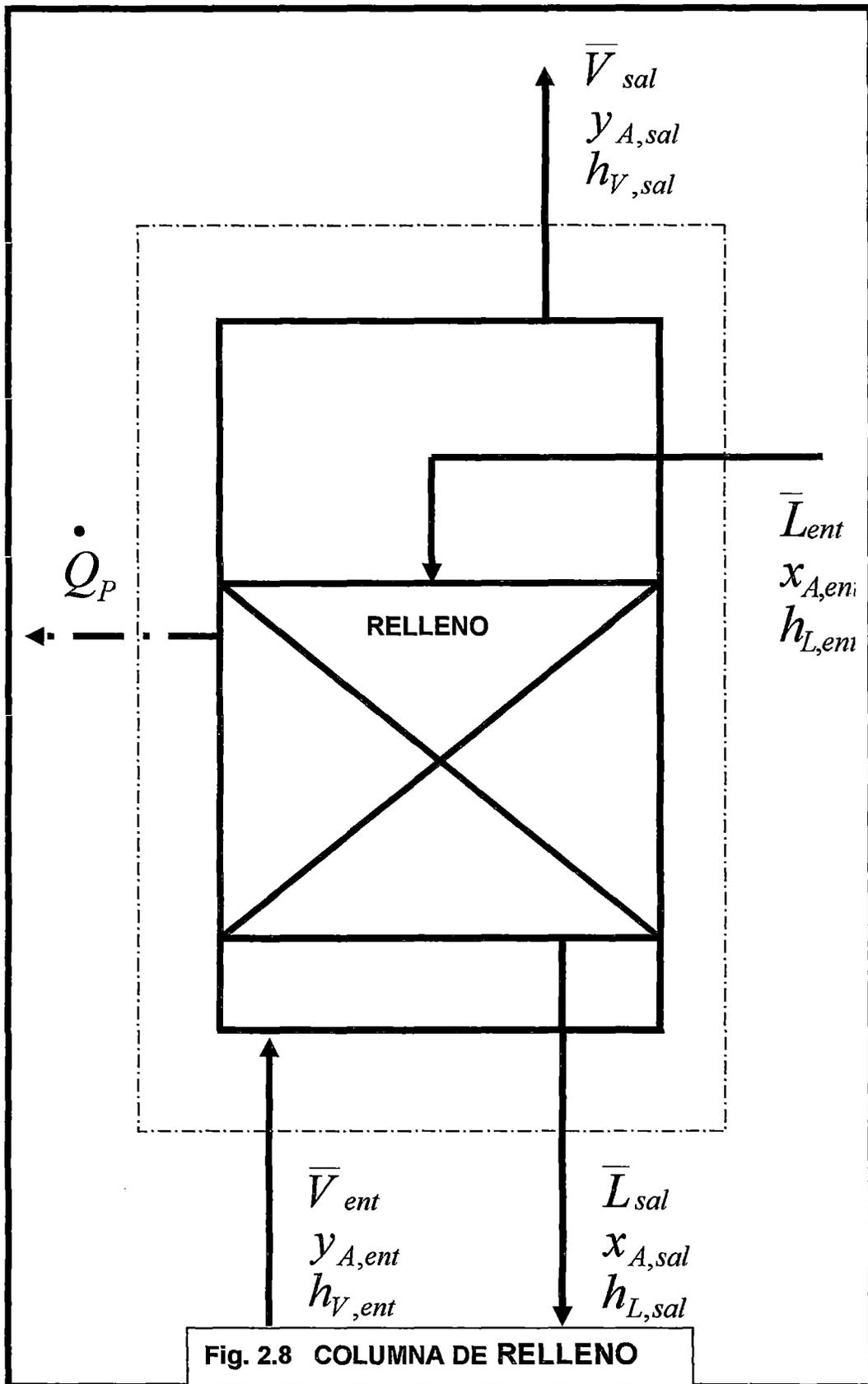


Fig. 2.8 COLUMNA DE RELLENO

\dot{V} : Caudal molar de vapor.

\dot{L} : Caudal molar de líquido.

\bar{h} : Entalpía específica molar.

\dot{Q} : Flujo de calor perdido.

2.3.6 Factores impulsores de la Transferencia de Masa del Solut

Gaseoso:

La altura del equipo de separación que proporciona el área de contacto entre las fases, debe determinarse a partir de consideraciones de velocidad de transferencia de masa, del mismo modo que el área en un intercambiador de calor se determina de la velocidad de transferencia de calor.

La velocidad de transferencia de masa se puede relacionar con los cambios en las concentraciones de las corrientes que se cruzan a un determinado nivel de la columna. Luego, la velocidad de transferencia de masa del soluto gaseoso "A" hacia el vapor es (Ref. 7D):

$$\frac{\dot{V}.dy_A}{A.dZ} = \frac{\dot{L}.dx_A}{A.dZ} \dots\dots\dots(2.25)$$

en moles / (s.m³) de volumen de columna.

Z : Altura de la columna de separación (medida hacia arriba), m.

A : Área transversal de la columna, m².

\dot{V} : Caudal molar del vapor, supuesto constante, moles / s.

\dot{L} : Caudal molar del líquido, supuesto constante, moles / s.

Luego considerando que una característica física de los elementos de relleno menudo es, a, superficie específica de contacto, o sea el área de la superficie que presentan los elementos de relleno por unidad de volumen de espacio relleno para el contacto de las fases; y combinando las ecuaciones (2.20) y (2.25); para el caso en que el proceso de transferencia de masa estuviera controlado por la fase gas, IK_G será prácticamente más constante que IK_L ; la velocidad de transferencia del soluto gaseoso "A" en el líquido hacia el vapor será:

$$\frac{\dot{V}}{A} = \frac{dy_A}{dZ} = IK_G \cdot P \cdot a \cdot (y_A^* - y_A) \dots \dots \dots (2.26)$$

a = área interfacial específica, en m²/ m³ de volumen total de la columna de relleno.

La altura de relleno necesaria se obtiene integrando la Ecuación (2.26) en el intervalo en que ha de variar y_A :

$$Z = \int_0^Z dZ = \frac{\dot{V}}{A} \int_{y_{A,ent}}^{y_{A,sal}} \frac{dy_A}{IK_G \cdot P \cdot a \cdot (y_A^* - y_A)} \dots\dots\dots (2.27)$$

Asumiendo que IK_G , P , a y \dot{V} son constantes, la ecuación se transforma en:

$$\frac{Z \cdot A \cdot IK_G \cdot P \cdot a}{\dot{V}} = \int_{y_{A,ent}}^{y_{A,sal}} \frac{dy_A}{(y_A^* - y_A)} \dots\dots\dots (2.28)$$

El segundo miembro de la ecuación se denomina número de unidades de transferencia de masa (NUT), (Ref. 7D).

Como la ecuación se basa en que el potencial o "fuerza" motriz impulsora de la transferencia de masa del soluto gaseoso "A" en la fase líquida hacia la fase gas o vapor, está dada por la diferencia de concentración entre aquella que debe existir en la condición de equilibrio y aquella existente en las condiciones de operación, en unidades de la fase gas, se tiene entonces el número de unidades de transferencia globales de la fase gas $(NUT)_{O,G}$. Este término indica el número

promedio idóneo de las fuerzas motrices causantes de la transferencia de masa, cuando controla la fase gas, por medio de las cuales cambia la concentración del soluto gaseoso "A" en ambas fases:

$$(NUT)_{O,G} = \int_{y_{A,ent}}^{y_{A,sal}} \frac{dy_A}{(y_A^* - y_A)} \dots\dots\dots(2.29)$$

$$(NUT)_{O,G} = \frac{Z \cdot I K_G \cdot P \cdot a \cdot A}{\dot{V}} \dots\dots\dots(2.30)$$

Si y_A^* es constante o es lineal en y_A , en caso de que las líneas de equilibrio y de operación fueran rectas, se puede integrar la ecuación (2.29) para obtener:

$$(NUT)_{O,G} = \frac{(y_{A,sal} - y_{A,ent})}{(y_A^* - y_A)_{LM}} \dots\dots\dots(2.31)$$

El subíndice LM indica media logarítmica:

$$(y_A^* - y_A)_{LM} = \frac{(y_A^* - y_A)_{ent} - (y_A^* - y_A)_{sal}}{\text{Ln}[(y_A^* - y_A)_{ent} / (y_A^* - y_A)_{sal}]} \dots\dots\dots(2.32)$$

La altura de una unidad de transferencia (HUT), es la altura de relleno que produce un cambio en la concentración equivalente a una unidad de transferencia.

Para remover un cm^3/dm^3 (1 cm^3 de gas disuelto en un litro de líquido), con un potencial impulsor medio de un cm^3/dm^3 , se requiere una unidad de transferencia. Similarmente, para remover una parte por millón de gas disuelto en un líquido, con un potencial impulsor medio de una parte por millón, se requiere una unidad de transferencia:

$$\frac{Z}{(NUT)_{O,G}} = \frac{\dot{V}}{IK_G \cdot P \cdot a \cdot A} = (HUT)_{O,G} \dots \dots \dots (2.33)$$

$$Z = (NUT)_{O,G} \cdot (HUT)_{O,G} \dots \dots \dots (2.34)$$

Si el proceso de transferencia de masa estuviera controlado por la fase líquida IK_L será prácticamente más constante que IK_G ; la velocidad de transferencia del soluto gaseoso "A" en el líquido hacia el vapor será:

$$\frac{\dot{L}}{A} \cdot \frac{dx_A}{dZ} = IK_L \cdot \rho_M \cdot a \cdot (x_A - x_A^*) \dots \dots \dots (2.35)$$

Integrando la ecuación (2.35):

$$Z = \int_0^Z dZ = \frac{\dot{L}}{A} \int_{x_{A,sal}}^{x_{A,ent}} \frac{dx_A}{IK_L \cdot \rho_M \cdot a \cdot (x_A - x_A^*)} \dots \dots \dots (2.36)$$

Suponiendo que IK_L , ρ_M , a y L sean constantes:

$$\frac{Z \cdot IK_L \cdot \rho_M \cdot a \cdot A}{\dot{L}} = \int_{x_{A,sal}}^{x_{A,ent}} \frac{dx_A}{(x_A - x_A^*)} = (NUT)_{O,L} \dots \dots \dots (2.37)$$

Si x_A^* es una constante o es lineal x_A , integrando (2.38):

$$(NUT)_{O,L} = \frac{(x_{A,ent} - x_{A,sal})}{(x_A - x_A^*)_{LM}} \dots \dots \dots (2.38)$$

$$(x_A - x_A^*)_{LM} = \frac{(x_A - x_A^*)_{ent} - (x_A - x_A^*)_{sal}}{\text{Ln}[(x_A - x_A^*)_{ent} / (x_A - x_A^*)_{sal}]} \dots \dots \dots (2.39)$$

$(x_A - x_A^*)$, es el potencial o "fuerza" motriz de la transferencia de masa del soluto gaseoso "A" en la fase líquida hacia la fase gas o vapor:

2.4 Mecanismo Real de la Remoción de Gas del agua en un desgasificador Térmico.

En este aparato la desgasificación sucede por vía mecánica. La cantidad total de gas disuelto en el agua disminuye severamente con la elevación de la temperatura, o si decrece la presión a que se le somete; y cae hasta cero en el punto de ebullición.

Más rápido se producirá la desgasificación cuando:

- a) Mayor es la superficie que ofrece un cierto volumen de agua.
- b) Más grandes son las burbujas de gases que salen del agua, debido a una mayor agitación de ésta.

En la desgasificación por vía mecánica se observan las siguientes etapas:

- a) El gas pasa desde el seno del líquido hasta la superficie.
- b) El gas atraviesa la superficie del líquido.

- c) El gas debe eliminarse para que no origine una presión parcial y vuelva a disolverse.

Al subdividirse el agua en pequeñas gotas facilita su desgasificación, pues aumenta la superficie de un volumen dado y porque el espacio que debe recorrer el gas es pequeño.

2.5 Elección del Tipo de Desgasificador:

Para la elección se tomará en cuenta lo siguiente:

a) Funciones del desgasificador térmico en la planta generadora de vapor:

- 1.- Eliminar los gases del agua de alimentación del generador de vapor y en consecuencia disminuir la corrosión del mismo, del equipo de la planta y tuberías.

- 2.- Calentar el agua de alimentación produciéndose regeneración y, por lo tanto, aumento de la eficiencia térmica de la planta.

- 3.- Proveer almacenamiento y como consecuencia la sumergencia favorable en la succión de la bomba de alimentación al generador de vapor.

b) Condiciones internas para el funcionamiento del aparato:

Los más importantes son:

- 1.- Se debe calentar y conservar el agua a la temperatura de saturación para la presión de operación fijada, ya que la solubilidad del gas es cero en el punto de saturación.
- 2.- En este aparato el agua y el vapor se hallan a la misma presión.
- 3.- Como el agua se calienta a las condiciones de saturación, la diferencia de la temperatura al final del proceso tenderá a cero, con un aprovechamiento máximo de calor.
- 4.- Se debe permitir suficiente superficie de contacto íntimo del vapor y el agua, con el fin de que se lleve a cabo la difusión interfacial de los gases disueltos en el agua.

- 5.- Se debe asegurar el tiempo suficiente de contacto para el desprendimiento de los gases.
- 6.- Se debe agitar el agua en forma mecánica sometiéndola a un proceso de pulverización y/o caída de cascada (en recipientes de bordes bajos u otro tipo de relleno) para lograr una acción efectiva que remueva y separe los gases.
- 7.- Los gases separados se barren con una corriente adecuada de vapor y se evacúan del desgasificador, para evitar que originen presión parcial y se produzca la reabsorción de los gases.
- 8.- Rapidez de la transferencia de calor para que el agua y el vapor se aproximen al equilibrio térmico y, por lo tanto, el agua se encuentre lo más pronto en el punto de saturación.
- 9.- Rapidez de la transferencia de masa para que el sistema de vapor y agua se aproxime a tener "Concentraciones en el Equilibrio" del oxígeno y bióxido de carbono en las dos fases.
- 10.- Se debe producir una caída de presión baja del vapor que atraviesa los elementos internos del desgasificador, para lograr una buena eficiencia térmica y buenas características de transferencias de masa.

11.- Se debe recuperar calor y agua, antes de liberar los gases a la atmósfera, empleando el condensador de venteo.

c) Límites de tolerancia de concentración residual de gases en el agua procesada para alimentación de generadores de vapor:

Los desgasificadores térmicos producen agua de alimentación exenta de CO₂ con concentraciones de O₂ en el intervalo: 0,005-0,01 mg/L de agua, (ppm.) partes por millón (Ref. 8-B).

De acuerdo a lo expuesto anteriormente, se selecciona un desgasificador térmico con las siguientes características de diseño iniciales:

- 1.- El aparato entregará agua desgasificada con una concentración no mayor de 0,005 centímetros cúbicos de oxígeno por litro de agua (0,005cm³/L).
- 2.- Debe ser uno de baja presión, ya que no operan en el país generadores de vapor de alta presión (1450 PSI absoluto).
- 3.- Debe ser con flujo en contracorriente de los fluidos agua y vapor por lo siguiente:

- En un desgasificador de este tipo no hay peligro de contaminación del agua desgasificada.
- No necesita un condensador de venteo grande.
- Las ventajas conocidas del flujo en contracorriente para la transferencia de calor.

4.- Debe tener una sección de desgasificado final de caída de capa delgada de agua en cascada por lo siguiente:

- Térmicamente es superior al del pulverizador por vapor porque no se produce caída apreciable de la presión de vapor.
- Construcción sencilla de sus partes.
- El relleno de grandes componentes (platos, placas ó bandejas) y el relleno de elementos menudos (anillos Raschig ó sillas Berle), ofrecen un buen contacto del vapor con el agua y son muy recomendables para las transferencias de calor y masa (Ref.16).

- 5.- Debe ser lo más compacto posible, un pequeño volumen del aparato debe tener gran capacidad de calentamiento y desgasificación. Para este fin los elementos menudos de relleno son los indicados.

La sección de desgasificado final estará rellena de anillos Raschig de paredes delgadas de acero inoxidable, las que ofrecerán menor caída de presión, buena resistencia a la corrosión, gran resistencia mecánica, fácil fabricación y menor costo.

- 6.- La sección primaria de calentamiento inicial tendrá como elementos rociadores del agua para su contacto con el vapor de calentamiento: Toberas aspersoras, resistentes a la corrosión de acero inoxidable.

- 7.- El tanque desgasificador será vertical y estará montado sobre el tanque de almacenamiento horizontal.

- 8.- El agua de entrada al conjunto desgasificador pasará, primero, por la válvula de control de entrada, de allí al condensador respirador (venteo), donde será calentada por vapor saturado que se condensa en dicha zona; luego pasará al desgasificador propiamente dicho.

9.- Estará equipado con un condensador de venteo que consiste de un haz de tubos de cobre, montados en un casco cilíndrico de acero, y dos cajas de acero.

El condensado de la planta y el agua de reposición pasarán por el condensador, antes de entrar al desgasificador.

2.6 Parámetros Iniciales para el Diseño del Desgasificador Térmico :

Se analizan los parámetros iniciales más importantes para el diseño:

1. Presión de Operación :

Como el aparato es de baja presión, para el cual la presión de operación mínima recomendada es 0,138 bar y tomando en cuenta nuestro medio, sobre todo, según los requerimientos de las plantas generadoras de vapor de Petroperú, se elige una presión de operación de 0,689 bar (10 lb/plg² manométrica).

2. Flujo de agua desgasificada:

La capacidad nominal a entregar de agua desgasificada será de 25,25 Kg/s (90 900 Kg/h), este flujo es el equivalente de 200 000 libras por hora.

3. Temperatura del agua desgasificada:

Este parámetro obedece a la presión de operación del aparato. Como el agua se calienta hasta la temperatura de ebullición para ser insolubles los gases y lograr la separación de éstos, la temperatura nominal del agua será 115,5°C (240°F), según tablas de vapor.

El aparato entregará su capacidad de agua desgasificada y calentada a la temperatura de saturación del vapor que se encuentra en el interior de éste y a la presión de operación.

4. Temperatura del agua de reposición:

Ésta agua puede ser agua ablandada en frío o en caliente, para el presente caso se elige 20°C.

5. Presión disponible del agua de reposición en su ingreso al desgasificador térmico:

Según datos de funcionamiento de equipos similares, la presión disponible del agua que ingresa al equipo desgasificador es de cerca de 4,994 bar (65 lb/pulg²).

Esta presión depende fundamentalmente de los requerimientos de las toberas aspersoras que se van a emplear.

6. Temperatura del condensado de la planta que ingresa al equipo desgasificador:

Según condiciones de suministro de condensado más comunes, se elige una temperatura de 43°C.

CAPITULO III

DISEÑO DEL DESGASIFICADOR TERMICO

En este capítulo se efectúan los cálculos de balance másico-térmico, termodinámicos, de propiedades físicas, y otros; para determinar el funcionamiento, el tamaño físico y los elementos accesorios necesarios del equipo desgasificador térmico.

3.1 Resumen de los parámetros de diseño:

Un grupo de valores de los parámetros de diseño es fijado y constituye el objetivo principal del desgasificador, los cuales se trataron en la sección anterior. Los demás han sido obtenidos tras una serie de cálculos o estimados preliminares, cuyos valores se han ido ajustando gradualmente hasta llegar a cantidades que en conjunto logran un funcionamiento del desgasificador más cercano al real

P : Presión de Operación del Desgasificador: 0,689 bar (10 Lb/pulg²),
manométrica. 1,702 bar, absoluta. (Sec: 2.6).

$\dot{m}_{L,sal}$: Flujo de agua desgasificada efluente: 25,25 Kg/s (90 900 kg./h ó 200 000 Lb/h), (Sec.2.6).

$T_{L,sal}$: Temperatura del agua desgasificada efluente (líquido saturado) : 115,32°C

$h_{f,L,sal}$: Entalpía del agua desgasificada efluente: 483,844 kJ/kg. Según tablas de vapor.

$T_{L,R}$: Temperatura disponible del agua de reposición 20°C. (Sec. 2.6)

$P_{L,R}$: Presión disponible del agua de reposición que ingresa al conjunto desgasificador: 65 Lb/pulg² ó PSI, manométrica. 5,494 bar, absoluta. (Sec.2.6)

$T_{L,co}$: Temperatura del condensado: 43°C (Sec.2.6).

$P_{L,co}$: Presión disponible del condensado que ingresa al conjunto desgasificador: 65 Lb/pulg² ó PSI, manométrica. 5,494 bar, absoluta. (Sec. 2.6).

$P_{V,ent}$: Presión del vapor saturado que ingresa al desgasificador: 0,696 bar (10,1 PSI), manométrica 1,709 bar (24,79 PSI), absoluta. (Sec.3.4).

$T_{V,ent}$: Temperatura del vapor saturado que ingresa al desgasificador: 115,32 °C
≅ 240°F, según tablas de vapor.

$h_{V,ent}$: Entalpía del vapor saturado que ingresa al desgasificador (calidad considerada $x = 0,95$): según tablas de vapor y cálculo. 2588,413 kJ/kg.

$C_{G,L,R}$: Concentración de la mezcla de gases del aire atmosférico disuelta en el agua de reposición que está saturada a temperatura de 20°C y a la presión atmosférica de 1,01325 bar: 0,0187 L de gases del aire / L de agua (18,7 cm³ de gases del aire / L de agua). Según tabla 3.3.1, Ref. 17-B.

C_{G,L,C_0} : Concentración de la mezcla de gases del aire atmosférico disuelta en el agua de reposición que está saturada a temperatura de 20°C y a la presión atmosférica de 1,01325 bar, considerada: 0,0187 L de gases del aire / L de agua (18,7 cm³ de gases del aire / L de agua). Según tabla 3.3.1, Ref. 17-B.

$C_{O_2,L,sal}$: Contenido de oxígeno en el agua desgasificada efluente: no excederá de 0,005 cm³ / L. Esta concentración queda referida a las condiciones de 0°C y 760 mmHg.

3.2 Balance Másico-térmico:

El balance másico-térmico de los flujos que entran y salen del equipo desgasificador térmico, determinará el flujo de vapor que se requiere para calentar y desgasificar el agua, en las condiciones establecidas.

El vapor saturado que ingresa al conjunto desgasificador se mezcla con el agua en flujo contrario, transfiriendo su calor a ésta y condensándose parcialmente, ya que el resto (vapor de venteo) evacuará los gases del aire separados del agua, al exterior.

El vapor de venteo se condensará cediendo su calor al agua de ingreso en el condensador de venteo, de este modo el vapor condensado retorna al calentador-desgasificador y los gases no condensables se dejan escapar a la atmósfera.

Luego considerando:

- Que el flujo de agua desgasificada efluente, $\dot{m}_{L,sai}$, se mantiene constante.
- Que la presión de operación del desgasificador se mantiene constante (P).

- Que el flujo de agua de reposición, $\dot{m}_{L,R}$, para el generador de vapor, cuyo vapor será empleado en procesos industriales, se considera un 65% del agua total de alimentación, o sea: $0,65 \times 25,25 = 16,41$ kg/s.

Se efectúa el balance másico, Fig. 3.2.1:

$$\dot{m}_{L,C_0} + \dot{m}_{G,L,C_0} + \dot{m}_{L,R} + \dot{m}_{G,L,R} + \dot{m}_{V,ent} = \dot{m}_{L,sal} + \dot{m}_{G,L,sal} + \dot{m}_{G,Y} + \dot{m}_{V,sal} \dots\dots (32.1)$$

El balance térmico para el sistema de la Fig. 3.2.1 es:

$$\dot{m}_{L,C_0} (h_{L,C_0}) + \dot{m}_{G,L,C_0} (h_{G,L,C_0}) + \dot{m}_{L,R} (h_{L,R}) + \dot{m}_{G,L,R} (h_{G,L,R}) + \dot{m}_{V,ent} (h_{V,ent}) = \dot{m}_{L,sal} (h_{f,L,sal}) + \dot{m}_{G,L,sal} (h_{G,L,sal}) + \dot{m}_{G,Y} (h_{G,Y}) + \dot{m}_{V,sal} (h_{V,sal}) + \dot{Q}_{R,C} \dots\dots (32.2)$$

h_{L,C_0} = Entalpía del condensado que ingresa al equipo desgasificador térmico a la temperatura de 43°C y presión 5,494 bar: 180,541 kJ/kg, según tablas y cálculo.

h_{G,L,C_0} = Entalpía de gases del aire disueltos en el condensado en kJ/kg.

$h_{L,R}$ = Entalpía del agua de reposición a la temperatura de 20°C y presión 5,494 bar: 84,407 kJ/kg., según tablas de vapor y cálculos.

$h_{G,L,R}$ = Entalpía de gases del aire disueltos en el agua de reposición, en kJ/kg.

$h_{G,V}$ = Entalpía de gases del aire separados del agua y evacuados al exterior en kJ/kg.

\dot{m}_{G,L,C_o} = Flujo de gases del aire disueltos en el vapor condensado que se recupera en la planta, e ingresa al equipo desgasificador: $1,229 \times 10^{-4}$ kg/s.
(Sec. 3.3.1)

$\dot{m}_{G,L,R}$ = Flujo de gases del aire disueltos en el agua de reposición que ingresa al equipo desgasificador: $4,030 \times 10^{-4}$ Kg/s. (Sec. 3.3.1).

Donde :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{V,ent} (h_{V,ent} - h_{f,L,sal}) &= \text{Flujo de calor cedido por el vapor saturado que} \\ &\text{ingresa al equipo desgasificador térmico.} \\ &= \dot{m}_{V,ent} (2588,413 - 483,844) \\ &= 2104,57 \dot{m}_{V,ent} \text{ KW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{L,C_o} (h_{f,L,sal} - h_{L,C_o}) &= \text{Flujo de calor absorbido por el condensado de la} \\ &\text{planta a su paso por el conjunto desgasificador:} \\ &= \dot{m}_{L,C_o} (483,844 - 180,5) \\ &= 303,31 \dot{m}_{L,C_o} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{L,R} (h_{f,L,sal} - h_{L,R}) &= \text{Flujo de calor absorbido por el agua de reposición a} \\ &\text{su paso por el conjunto desgasificador:} \\ &= 16,41(483,844 - 84,407). \\ &= 6554,8 \text{ kJ/s ó kW.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{G,L,C_o} (h_{G,V,sal} - h_{G,L,C_o}) &= \dot{m}_{G,L,C_o} [C_{P_g} (T_{G,V,sal} - T_{G,L,C_o})] \\ &= \text{Calor que se pierde al calentar los gases disueltos} \\ &\text{del condensado, los cuales son separados de éste y} \\ &\text{expulsado al exterior:} \end{aligned}$$

$$1,229 \times 10^{-4} [1,000 (94,42 - 43)]$$

$$= 6,319 \times 10^{-3} \text{ kJ/s ó KW ;}$$

C_{P_g} , es el calor específico a presión constante del aire:

1,000 kJ/(kg.°K), según tablas.

$$\dot{m}_{G,L,R} (h_{G,V,sal} - h_{G,L,R}) = \dot{m}_{G,L,R} [C_{P_g} (T_{G,V,sal} - T_{G,L,R})]$$

= Calor que se pierde al calentar los gases disueltos en el agua de reposición, los cuales son separados de ésta y expulsados al exterior.

$$= 4,030 \times 10^{-4} \cdot 1,000 (94,42 - 20)$$

$$= 2,999 \times 10^{-2} \text{ kJ/s ó kW.}$$

$\dot{m}_{V, sal} (h_{V, sal} - h_{f, L, sal})$ = Flujo de calor que se pierde al escaparse vapor al exterior, el cual acompaña a los gases del aire separado: 0,5735 kW. (Sec. 3.3.5).

$\dot{Q}_{R,C}$ = Flujo calorífico disipado al exterior, por radiación y convección desde el conjunto desgasificador : 6,24 kJ/s. ó kW, (Sec.3.3-11 y 3.3-12)

$$\dot{m}_{V, sal} = 3,2083 \times 10^{-4} \text{ Kg/s. (Sec. 3.3.5).}$$

De la ecuación (3.2.1):

$$\dot{m}_{G,L,C_o} + \dot{m}_{G,L,R} + \dot{m}_{V,ent} = \dot{m}_{G,Y} + \dot{m}_{G,L,sal} \dots\dots\dots(3.2.3)$$

$$\dot{m}_{L,C_o} + \dot{m}_{L,R} + \dot{m}_{V,ent} = \dot{m}_{L,sal} + \dot{m}_{V,sal} \dots\dots\dots(3.2.4)$$

De (3.2.4):

$$\dot{m}_{L,sal} = \dot{m}_{L,C_o} + \dot{m}_{L,R} + \dot{m}_{V,ent} - \dot{m}_{V,sal} \dots \dots \dots (3.2.5)$$

De (3.2.5), reemplazando $\dot{m}_{L,sal}$ en (3.2.2) y agrupando convenientemente:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{V,ent} (h_{V,ent} - h_{f,L,sal}) &= \dot{m}_{L,C_o} (h_{f,L,sal} - h_{L,C_o}) + \\ \dot{m}_{L,R} (h_{f,L,sal} - h_{L,R}) &+ \dot{m}_{G,L,C_o} (h_{G,V,sal} - h_{G,L,C_o}) + \\ \dot{m}_{G,L,R} (h_{G,V,sal} - h_{G,L,R}) &+ \dot{m}_{V,sal} (h_{V,sal} - h_{f,L,sal}) + \dot{Q}_{R,C} \dots \dots \dots (3.2.6) \end{aligned}$$

Luego, reemplazando valores en la ecuación (3.2.6):

$$2104,57.\dot{m}_{V,ent} = 303,32.\dot{m}_{L,C_o} + 6554,8 + 6,319x10^{-3} + 2,999x10^{-2} + 0,5735 + 6,24$$

$$2104,57.\dot{m}_{V,ent} = 303,32.\dot{m}_{L,C_o} + 6561,65 \dots \dots \dots (3.2.7)$$

Reemplazando términos en (3.2.4):

$$\begin{aligned} \dot{m}_{L,C_o} + 16,41 + \dot{m}_{V,ent} &= 25,25 + 3,2083x10^{-4} \\ \dot{m}_{L,C_o} &= 8,840 - \dot{m}_{V,ent} \dots \dots \dots (3.2.8) \end{aligned}$$

Reemplazando $\dot{m}_{L,Co}$ en la ecuación (3.2.7):

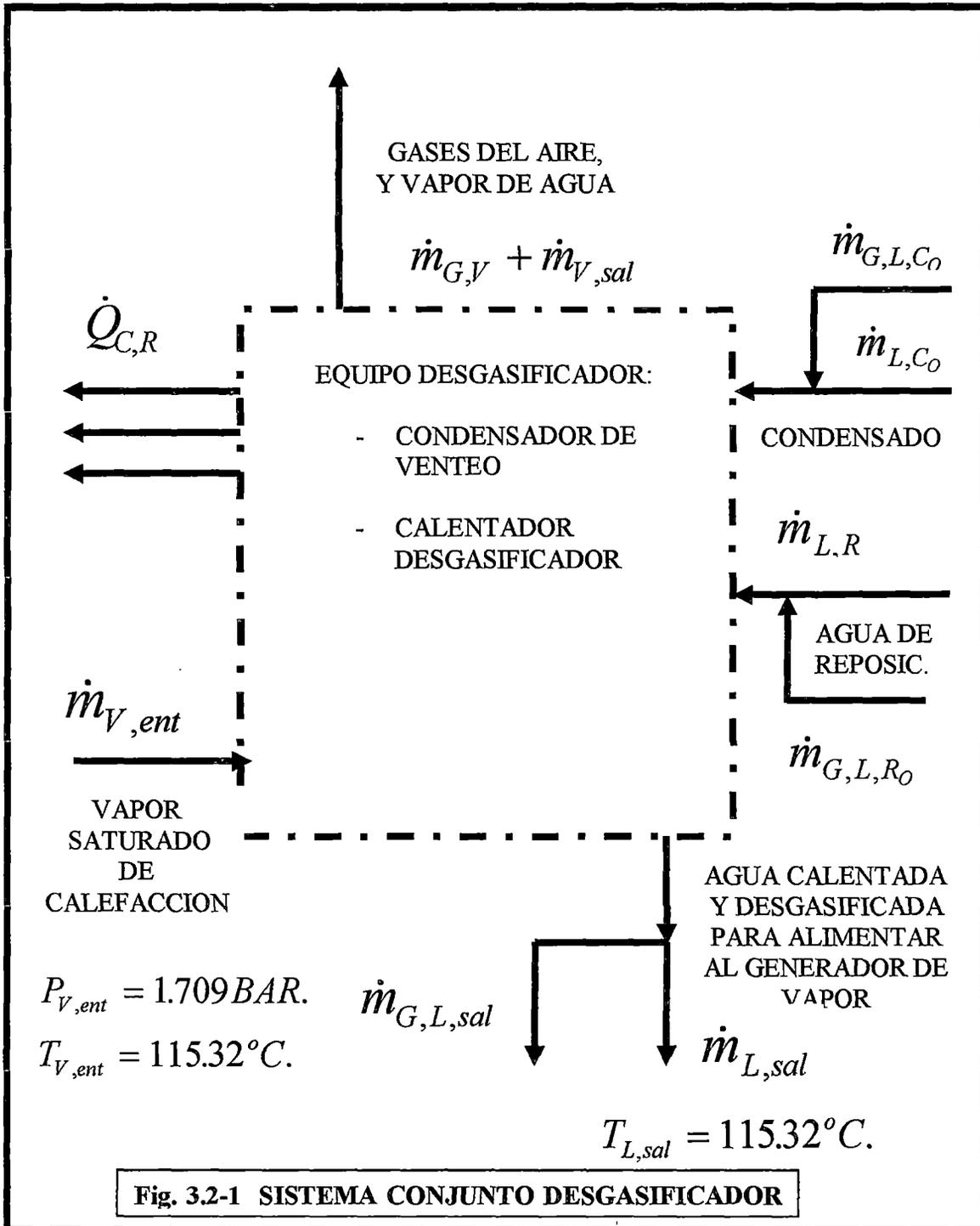
$$2104,57 \cdot \dot{m}_{V,ent} = 303,31(8,840 - \dot{m}_{V,ent}) + 6561,71$$

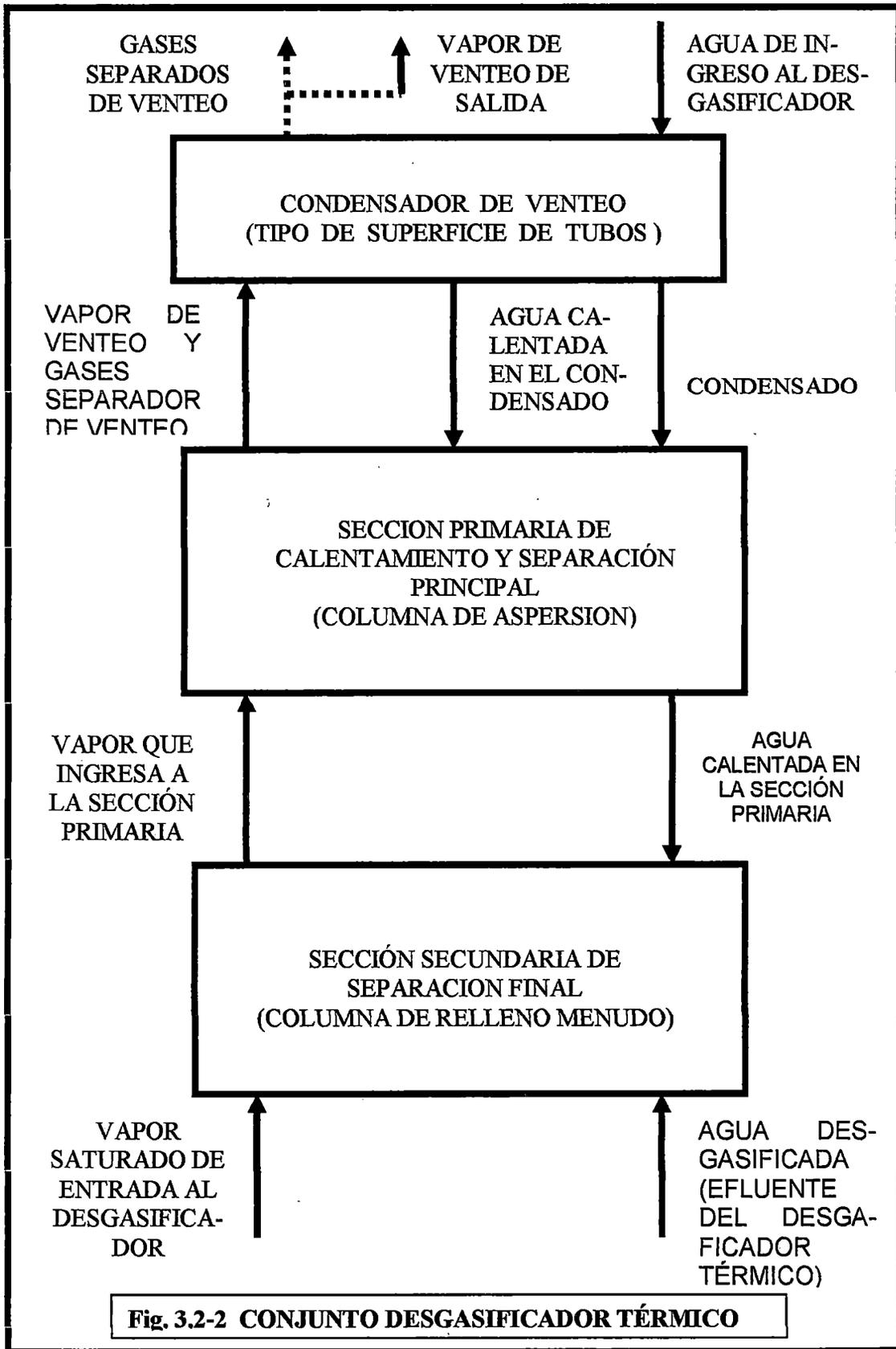
$$\dot{m}_{V,ent} = 3,839 \text{ kg / s}$$

De (3.2.8):

$$\dot{m}_{L,Co} = 8,840 - 3,839$$

$$\dot{m}_{L,Co} = 5,001 \text{ kg / s}$$





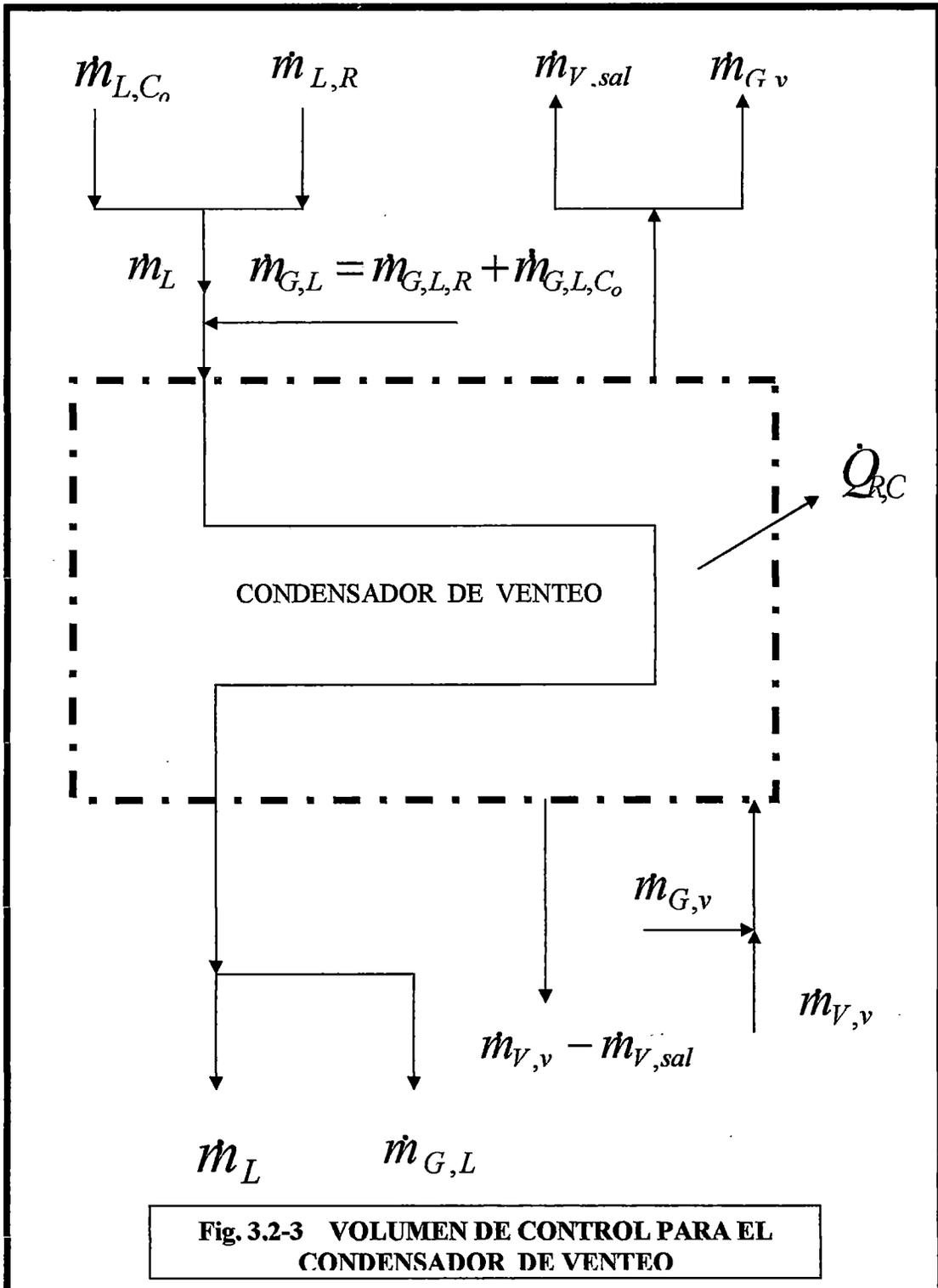
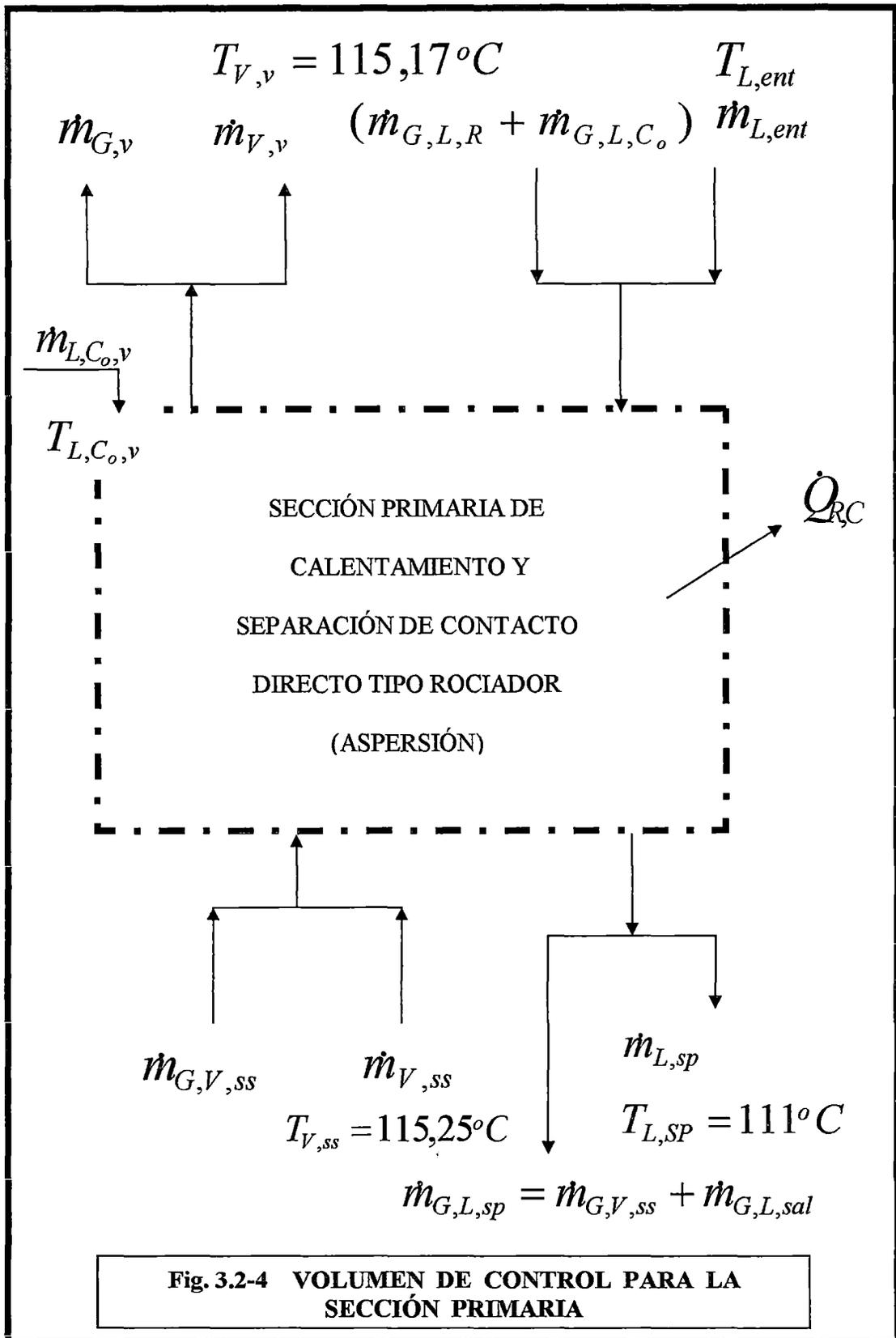
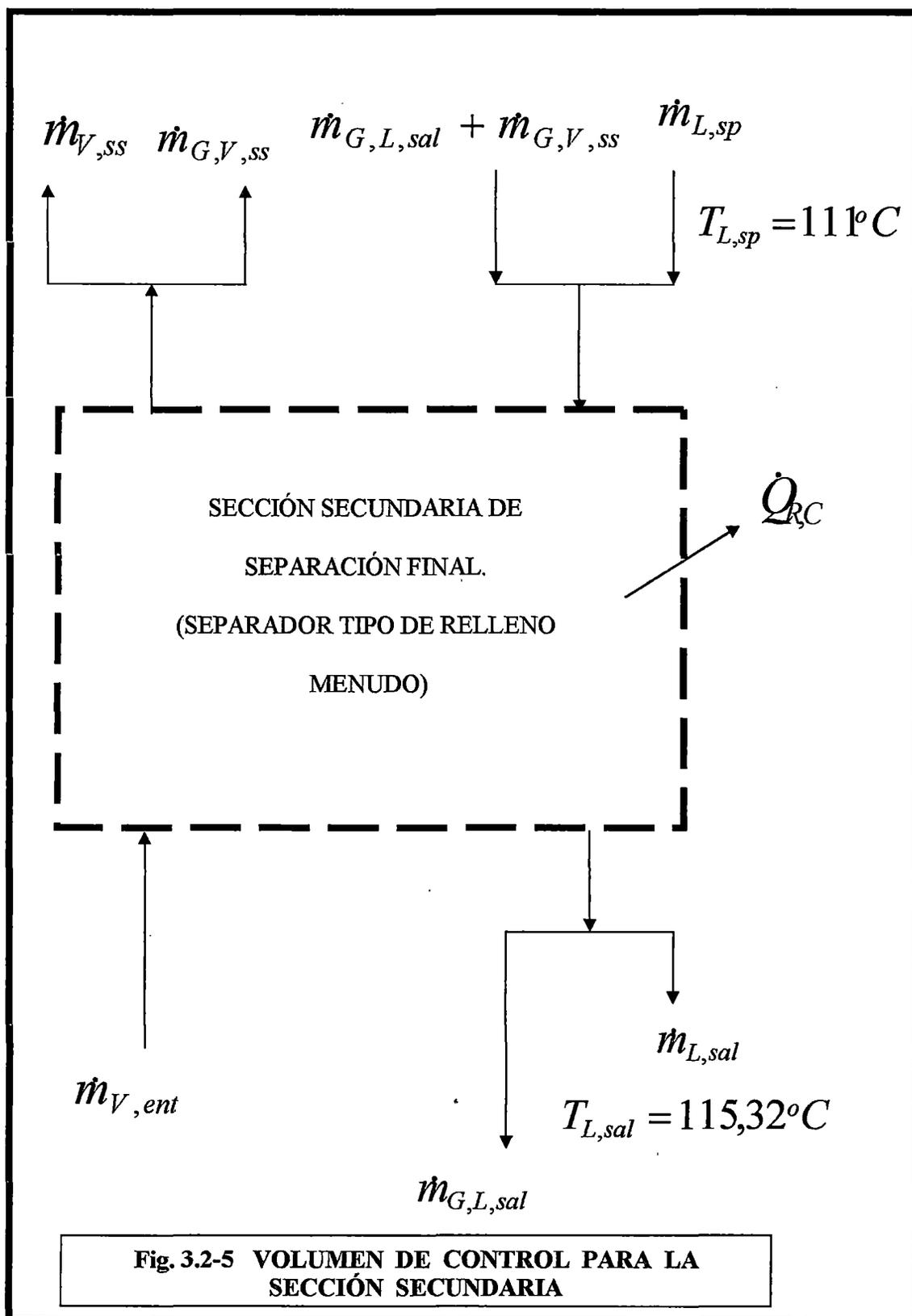


Fig. 3.2-3 VOLUMEN DE CONTROL PARA EL CONDENSADOR DE VENTEO

de





3.3. Cálculos Termodinámicos y de Propiedades Físicas.

3.3.1 Cantidad de gases del aire disueltos en el agua.

Para este cálculo se considera que las aguas de reposición y condensado, respectivamente, disuelven gases del aire a la temperatura de 20°C y a la presión atmosférica de una atmósfera (1,01325 bar)

Luego, el contenido de gases del aire, en volumen, referida a las condiciones normales, en el agua saturada con aire a 20°C y a la presión de un bar (0,987 atm). es: 0,0187 L de gases / L. de agua, según tablas: 3.3-1, (Ref. 17-B) y 33-2, (Ref. 18-B).

Considerando que el aire atmosférico a una presión total de una atmósfera contiene vapor saturado; se tiene según Fig. 3.3-1, para 20°C, la presión de aire seco es de 0,985 atm. (1 bar).

La densidad de la mezcla de gases del aire atmosférico disuelta en agua, medida a condiciones normales, se calcula considerando que la composición aproximada de los gases del aire disueltos en el agua a 0°C y 1 atm. de presión es 35% de O₂ y prácticamente 65% de N₂ (Ref. 17-B):

Si se toma 100 moles de esta mezcla:

$$35 \text{ moles} \times 32 \text{ g/mol} = 1120 \text{ g}$$

$$65 \text{ moles} \times 28 \text{ g/mol} = \underline{1820 \text{ g.}}$$

$$2940 \text{ g.}$$

$$O_2 = \frac{1120 \text{ g} \times 100}{2940 \text{ g.}} = 38,1\% \text{ en peso.}$$

$$N_2 \cong 61,9\% \text{ en peso.}$$

Si se toma como base 100 g. de la mezcla:

$$O_2 \qquad \qquad 38,1 / 32 \qquad = \qquad 1,191 \text{ moles}$$

$$N_2 \qquad \qquad 61,9 / 28 \qquad = \qquad \underline{2,211} \text{ moles}$$

$$3,402 \text{ moles}$$

Luego, el volumen de la mezcla a 0°C y 1 atm. será (Ref. 18-A):

$$V = \frac{nRT}{P} \dots\dots\dots(3.3.1)$$

n = Número de moles = 3,402 moles

R = Cte. Universal de los gases ideales = 0,082 L.atm. / mol $^{\circ}$ K

T = Temperatura = 273 $^{\circ}$ K.

P = Presión absoluta = 1 atm.

$$V = \frac{3,402 \times 0,082 \times 273}{1} = 76,16 L$$

Entonces, la densidad a 0 $^{\circ}$ C y 1 atm. es:

$$\rho = \frac{100g}{76,16L} = 1,313g / L = 1,313kg / m^3$$

El flujo másico de gases del aire atmosférico disueltos en el agua de reposición que ingresa al equipo desgasificador es:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{G,L,R} &= 0,0187 L \text{ gases} / L \text{ agua} \times 16,41 L \text{ agua} / s \\ &\quad \times 1,313 g. \text{ gases} / L \text{ gases} \\ &= 0,403 g/s = 4,030 \times 10^{-4} kg/s \end{aligned}$$

El flujo másico de gases del aire disueltos en el agua de condensado, es:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{G,L,Co} &= 0,0187 L/L \times 5,007 L/s \times 1,313 g/L \\ &= 0,1229 g/s = 1,229 \times 10^{-4} kg/s \end{aligned}$$

El flujo másico total de gases del aire disueltos en el agua que ingresa al equipo es:

$$m_{G,L,ent} = 4,030 \times 10^{-4} + 1,229 \times 10^{-4} = 5,260 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

La concentración en masa de la mezcla de gases del aire atmosférico disuelta en el agua efluente del desgasificar (mezcla remanente) es:

$$0,005 \times \frac{100}{35} \text{ cm}^3/\text{L} \times 1,313 \text{ kg}/\text{m}^3 \times 1 \text{ m}^3/10^6 \text{ cm}^3$$

$$= 1,875 \times 10^{-3} \text{ kg/L} = 0,01875 \text{ mg/L}$$

0,005 cm³/L : Concentración en volumen de O₂ en el agua desgasificada que sale del aparato, referida a 0°C y 1 atm.

35% : Contenido en volumen de O₂ en la mezcla de gases del aire atmosférico disuelta en el agua a 0°C y 1 atm.

1,313 kg/m³ : Densidad de la mezcla de gases del aire atmosférico disuelta en el agua a 0°C y 1 atm.

Luego, el flujo másico de la mezcla de gases remanente disuelta en el agua efluente del desgasificador térmico es:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{G,L,sal} &= 1,875 \times 10^{-8} \text{ kg/L} \times (16,41 + 5,014) \text{ L/s} \\ &= 4,017 \times 10^{-7} \text{ Kg./s} \end{aligned}$$

El flujo másico de la mezcla de gases del aire separada del agua y entregada al vapor de venteo es:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{G,v} &= \dot{m}_{G,L,ent} - \dot{m}_{G,L,sal} = 5,260 \times 10^{-4} - 4,015 \times 10^{-7} \\ &= 5,256 \times 10^{-4} \text{ kg/s.} \end{aligned}$$

3.3.2 Solubilidad del oxígeno del aire atmosférico en el agua.

La solubilidad de un gas en kilogramos por metro cúbico de agua (Ref. 17-B)

$$^*C_{G,L} = \alpha_G \times \rho_G \times \bar{P}_G \dots \dots \dots (3.3.2)$$

α_G = Coeficiente de absorción de BUNSEN del gas por el agua: litros

de gas reducidos a condiciones normales, que se disuelven por un litro de solvente, a la temperatura del experimento y bajo una presión parcial del gas de 1 atm. (Ref. 18-B)

ρ_G = Densidad del gas en Kg./m³

\bar{P}_G = Presión parcial del gas sobre el líquido, en atmósferas (atm)

Según curva de la Fig. 3.3-2 y Tabla 3.3-2 para O₂, bajo una presión parcial de 1 atm. y temperatura de 20°C:

$$\alpha_{O_2} = 0,03102 \text{ lt } O_2 / \text{lt } \text{agua} - 1\text{atm}$$

La presión parcial del oxígeno, en el aire libre saturado de agua, para una presión total de una atmósfera y temperatura de 20°C, Fig. 3.3-1:

$$\bar{P}_{O_2} = 0,21 \text{ atm.}$$

“El aire atmosférico contiene, en volumen, 20,9 % de oxígeno, cualquiera que sea la temperatura, y el aire disuelto en el agua contiene: 35% a 0°C, 34% a 20°C (Ref. 17-B).

La densidad de O₂ a las condiciones normales: 0°C y 1 atm. es 1,429 Kg/m³ (Ref. 17-B)

Luego, según la ecuación (3.3-2):

$$\begin{aligned} {}^*C_{O_2,L,R} &= 0,031 \times 1,429 \times 0,21 \\ &= 9,30279 \times 10^{-3} \text{ Kg/m}^3 \end{aligned}$$

La concentración de O₂, en volumen, reducido a las condiciones normales, en el agua saturada con aire a 20°C.

$$\begin{aligned} {}^*C_{O_2,L,R} &= 0,031 \times 0,21 = 6,51 \times 10^{-3} \text{ L O}_2 / \text{lt agua} \\ &= 6,51 \text{ cm}^3/\text{L} \end{aligned}$$

3.3.3 Flujo de Vapor de Venteo:

El desgasificador térmico calienta el agua para separar los gases que se encuentran disueltos en ella, pero para que éstos no sean reabsorbidos, se debe emplear una cantidad adicional de vapor para transportarlos al condensador de venteo y así lograr la evacuación de estos gases. Este vapor es denominado de Venteo, y para determinar el flujo necesario de éste se considera:

- La presión parcial de un gas no condensable y su solubilidad, fijan la cantidad de gas remanente disuelto en el agua que se encuentra en contacto con la mezcla de vapor de agua y gases.

El valor en equilibrio de la concentración de oxígeno disuelto, en cualquier punto, en el proceso de desgasificado está dado por la ecuación (Ref. 5):

$$*C_{O_2} = \frac{\Delta C_{O_2} \cdot P \cdot C}{V} \dots\dots\dots(3.3.3)$$

* C_{O_2} = Oxígeno disuelto teóricamente, cm^3/L

ΔC_{O_2} = Oxígeno cedido al vapor de Venteo, cm^3/L

P = Presión de operación, $lb/pulg^2$, absoluta.

V = Grado de venteo, expresado como un porcentaje del flujo de agua que ingresa.

C = Constante de 0,0001 $Pulg^2/lb$.

La cantidad de oxígeno que ingresa disuelto en el agua de reposición:

$$\begin{aligned} (*C_{O_2,L,R})x(m_{L,R}) &= 6,51x16,41 \\ &= 106,829 \text{ cm}^3/\text{s} \end{aligned}$$

La cantidad de oxígeno disuelto en el condensado es:

$$\begin{aligned} (*C_{O_2,L,Co})x(*m_{L,Co}) &= 6,51x5,001 \\ &= 32,56\text{cm}^3/\text{s} \end{aligned}$$

La cantidad de oxígeno disuelto en el agua desgasificada que sale es:

$$0,005 \times 21,42 = 0,107 \text{ cm}^3/\text{s}$$

En los cálculos anteriores se considera que un litro de agua tiene una masa de 1 kg.

El flujo volumétrico de oxígeno, cedido al vapor de venteo es:

$$106,829 + 32,56 - 0,107 = 139,282 \text{ cm}^3/\text{s}$$

La cantidad de oxígeno cedida al vapor de venteo, por litro de agua desgasificada es:

$$\Delta C_{O_2} = \frac{139,322 \text{ cm}^3 / \text{s}}{21,42 \text{ L} / \text{s}} = 6,504 \text{ cm}^3 / \text{L}$$

- Mediante el procedimiento mecánico de separación y aún químico, es imposible conseguir agua con contenido Cero absoluto de O₂ y cualquier otro gas. Debe existir una concentración muy baja de O₂, pero mayor que cero, en el agua desgasificada que sale del aparato. No existe una forma sencilla de separar el O₂ y otros gases del agua, debido a la tendencia de las sustancias, a mezclarse íntimamente y espontáneamente, que es una manifestación de la segunda ley de la termodinámica.

$$0,005 \text{ cm}^3/\text{L} > {}^*C_{O_2} > 0 \dots\dots(3.3.4)$$

- Un desgasificador térmico de mezcla y de flujo paralelo produce un efluente con una concentración de oxígeno en el agua desgasificada de cerca de 0,005 cm³/L, y para ello debe contar con un condensador de venteo extremadamente grande que hace el 50% del trabajo de calentamiento, al cual se le da un flujo de vapor de venteo igual al 8% del caudal afluyente de agua a desgasificar. (Ref. 5).

Como se está diseñando un desgasificador térmico de flujo a contracorriente que no requiere un condensador de venteo de gran capacidad, por lo tanto, se espera un valor $V < 8\%$.

Luego según EC. (3.3.3), la relación (3.3.4) se escribe:

$$0,005 > \frac{\Delta C_{O_2} \cdot P.C}{V} > 0$$

$$V > \frac{6,504(10,0 + 14,7)0,0001}{0,005}$$

$$V > 3,2\%$$

Tomando $V=3,5\%$

Luego reemplazando en la .Ec. 3.3.3:

$$* C_{O_2} = \frac{6,504 \times 24,7 \times 0,0001}{3,5} = 0,0046$$

Emplear un $V = 3,5\%$, asegura el desgasificado esperado, con poco consumo de vapor. Dicho valor equivale a emplear un flujo de vapor de venteo:

$$m_{v,v} = \frac{3,5 \times 21,42}{100} = 0,75 \text{ kg/s}$$

3.3.4 Presión parcial de los gases del aire en la mezcla vapor de venteo - gases.

El vapor de venteo disolverá y transportará la mezcla de gases del aire, separada del agua, hacia el condensador de venteo para evitar que los gases sean reabsorbidos.

Para los cálculos, se considera que el vapor de venteo tiende a ser seco. El vapor saturado seco no es un gas ideal y tiene un factor de compresibilidad $Z = 0,978$. Según Fig. 3.3-3, Ref. 19.

Si $\bar{P}_{V,v}$ es la presión parcial del vapor de venteo en la mezcla; es $\bar{P}_{G,v}$ la presión parcial de la mezcla de gases del aire; P es la presión de operación, o sea la presión de la mezcla total:

$$P = \bar{P}_{V,v} + \bar{P}_{G,v} \dots \dots \dots (3.3.5)$$

Si \dot{V} es el flujo volumétrico de la mezcla total, también es igual a los flujos volumétricos de V,v y G,v; respectivamente. Si $\dot{n}_{V,v}$ es el flujo molar del vapor de venteo, y el factor de compresibilidad:

$$Z = \frac{P\dot{V}}{nRT} \dots \dots \dots (3.3.6)$$

Luego de Ec. (3.3.6):

$$\dot{n}_{V,v} = \frac{\bar{P}_{V,v}\dot{V}}{ZRT} \dots \dots \dots (3.3.7)$$

La mezcla de gases del aire, G, se considera como gas ideal:

$$\dot{n}_{G,v} = \frac{\bar{P}_{G,v}\dot{V}}{RT} \dots \dots \dots (3.3.8)$$

La fracción mol de la mezcla de los gases del aire en la mezcla total de gases y vapor de agua:

$$y_G = \frac{n_{G,v}}{n_{G,v} + n_{V,v}} \dots\dots\dots(3.3.9)$$

$$y_G = \frac{\frac{m_{G,v}}{\bar{M}_G}}{\frac{m_{G,v}}{\bar{M}_G} + \frac{m_{V,v}}{18}} \dots\dots\dots(3.3.10)$$

18 : Peso molecular del vapor de venteo.

\bar{M}_G : Peso molecular de la mezcla de gases del aire.

Este parámetro se calcula considerando una presión parcial de la mezcla de gases de venteo de 1atm y una temperatura de 0 °C, en las que la densidad es $\rho_G = 1,313 \text{ Kg./m}^3$ ó g/L .

Luego, para un gas ideal:

$$\bar{M} = \frac{\rho_{G,v} RT}{P_{G,v}} \dots\dots\dots(3.3.11)$$

$$\bar{M} = \frac{1,313 \times 0,082 \times 273}{1} = 29,40$$

Entonces de Ec. (3.3.10):

$$y_G = \frac{\frac{5,256 \times 10^{-4}}{29,40}}{\frac{5,256 \times 10^{-4}}{29,40} + \frac{0,75}{18}} = 4,289 \times 10^{-4}$$

Luego, de (3.3-7) y (3.3-8) en (3.3-9):

$$y_G = \frac{\bar{P}_{G,v}}{\bar{P}_{G,v} + \frac{\bar{P}_{V,v}}{Z}} = \frac{P - \bar{P}_{V,v}}{P - \bar{P}_{V,v} + \frac{\bar{P}_{V,v}}{Z}} \dots\dots\dots(3.3.12)$$

Se considera que la presión de vapor que ingresa al desgasificador térmico es:

$$P_{V,ent} = \bar{P}_{V,v} + \bar{P}_{G,v} + \text{caída de presión}$$

Según tabla 3.3-3, Ref. 15-B, se toma como caída de presión en el aparato: 0,1 lb/pulg² (6,893x10⁻³ bar).

$$P_{V,ent} = 1,702 + 6,893 \times 10^{-3} = 1,709 \text{ bar}$$

De (3.3-12):

$$4,289 \times 10^{-4} = \frac{P - \bar{P}_{v,v}}{P - \bar{P}_{v,v} + \frac{\bar{P}_{v,v}}{Z}}$$
$$= \frac{1,702 - \bar{P}_{v,v}}{1,702 - \bar{P}_{v,v} + \frac{\bar{P}_{v,v}}{0,978}}$$

Luego:

$$\bar{P}_{v,v} = 1,701 \text{ bar}$$

$$\bar{p}_{G,v} = 1,702 - 1,701 = 0,001 \text{ bar}$$

$$T_{v,v} = 115,17^\circ \text{C}$$

según tablas de vapor.

También la fracción en presión $\bar{P}_{G,v}/P$ se puede considerar igual a la fracción en volumen $V_{G,v}/V$, V es el volumen total de la mezcla vapor y gases del aire.

Luego, la concentración en volumen de los gases del aire en la mezcla vapor y gases es:

$$V_{G,v}/V = \frac{0,001}{1,702} = 5,88 \times 10^{-4} = 0,06\%$$

3.3.5 Calor perdido por el escape de vapor que acompaña a los gases del aire venteados.

Los gases del aire, extraídos del agua, que salen del condensador de venteo, arrastran un volumen de vapor igual a su propio volumen. Esta mezcla es evacuada al exterior por la tubería de venteo, que está provista de una válvula de diafragma o similar para que se mantenga en el aparato la presión de funcionamiento (Ref. 17-A). Tomando en cuenta la presión parcial del vapor en este punto del recipiente, el peso del vapor evacuado es muy pequeño.

Según instrucciones de operación del desgasificador térmico: en el punto de salida de la tubería respiradora (tubería de venteo), procedente del condensador,

debe ser instalada una válvula obturadora y nunca debe cerrar la ventilación por completo. Esta debe ser obturada de modo que una tenue cantidad de vapor sea visible al salir de la tubería. Una pequeña cantidad de vapor se gasta necesariamente para comprobar la salida de los gases no condensables.

La mezcla de los gases del aire que sale del condensador de venteo, arrastra vapor saturado a una temperatura que depende de la concentración de vapor en la mezcla gas - vapor (presión parcial del vapor). La presión total en la salida del condensador de venteo es de aprox. 1,6681 bar, abs. (Cálculos preliminares). Luego, si se considera que al regular la válvula, la presión parcial del vapor de agua es de $1,6681/2 = 0,8340$ bar, y la temperatura correspondiente de saturación, según tablas de vapor es de $94,42$ °C.

Tanto el aire como el vapor de agua tienen la misma temperatura y ocupan el mismo volumen. Luego, aplicando la ley de los gases ideales para el aire, el flujo volumétrico es:

$$V = \frac{\dot{m}_{G,v}RT}{MP_{G,v}} \dots\dots\dots(3.3.13)$$

$\dot{m}_{G,v}$: Flujo másico de los gases de venteo, $5,256 \times 10^{-4}$ kg/s

R : Cte. Universal de los gases, 8315 J/°K-kmol.

T : $94,42^\circ\text{C} + 273 = 367,42^\circ\text{K}$.

\bar{M} : masa molecular de la mezcla de los gases del aire, 29,4 kg/kmol

$$P_{G,v} = 0,8340 \text{ bar} = 0,8340 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = 8,34 \times 10^4 \text{ N/m}^2$$

Luego de 3.3-13:

$$\dot{V} = \frac{5,26 \times 10^{-4} \times 8315 \times 367,42}{29,4 \times 0,8340 \times 10^4} = 6,55 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

El vapor de agua tiene también el mismo flujo volumétrico, V. Luego de tablas de vapor saturado, el volumen específico del vapor es $v_g = 2,0412 \text{ m}^3/\text{kg}$, entonces el flujo másico del vapor que es arrastrado por los gases del aire es:

$$m_{V,sal} = \frac{6,55 \times 10^{-4}}{2,0412} = 3,2088 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

Si el vapor no escapa, éste entregaría calor latente de condensación hasta convertirse en líquido saturado a $94,42^\circ\text{C}$ en el condensador de venteo, luego este líquido absorbe calor y va calentándose progresivamente a medida que pasa por las secciones primaria y secundaria del desgasificador térmico; y finalmente este líquido sale como flujo de agua desgasificada a una temperatura cercana a $115,32^\circ\text{C}$, cuya entalpía correspondiente es $h_{f,L,sal} = 483,844 \text{ kJ/kg}$

según tablas de vapor. Por lo tanto, el calor perdido por escape de vapor que acompaña a los gases venteados es:

$$\dot{Q}_{V, sal} = 3,2088 \times 10^{-4} (2271,6755 - 483,844) = 0,5737 kW$$

2271,6755: Calor latente a 94,42°C en kJ/kg, según tablas de vapor.

3.3.6 Tamaño de las gotas y presión requerida del agua que ingresa al equipo desgasificador:

Tomando en cuenta los datos de ensayo que se tienen (Ref. 20), se asume un diámetro medio de la gota de agua fluida, D_{pm} , igual a 0,5 mm (500 μm).

De la Fig. 3.3-4 si se aplica una presión de 50 PSIG a una esprea (Tobera aspersora), para un diámetro medio de la gota de 500 μm el diámetro del orificio debe ser del orden de 0,29 pulg (7,4 mm).

Si se considera que 50 PSIG es la caída de presión a través de la tobera aspersora, y como la presión en el interior del desgasificador es de 10 PSIG, entonces la presión que se requiere aplicar a la tobera es de 60 Psig (4,136 bar)

entonces la presión en la entrada del agua al equipo desgasificador que se requiere es:

$$P_L = 4,1360 + 0,254 + 0,04 = 4,43 \text{ bar (64,27 PSIG)}$$

0,258 : Caída de presión del agua a través del condensador de venteo, bar.

$$P_L = 4,136 + 0,258 = 4,43 \text{ bar} = 64,27 \text{ PSI}$$

Se toma:

$$P_L = 65 \text{ PSI (4,48 bar), manométrica}$$

Luego:

$$P_1 = 4,48 - 0,258 = 4,222 \text{ bar}$$

$$P_1 - P_2 = 4,222 - 0,689 = 3,533 \text{ bar (51,26 PSI)}$$

>50 PSI, se puede lograr el objetivo de producir tamaño de gotas con un promedio de 0,5 mm o menor.

3.3.7 Velocidad teórica medida del agua a la salida de las toberas aspersoras:

Si se aplica el teorema de Bernoulli, entre los niveles 1 y 2 (Fig. 3.3-5), se tendrá:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + Z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 \dots\dots\dots(3.3.14)$$

- v_1 : Velocidad del agua en la cámara de agua, m/s.
- g : Aceleración de la gravedad, 9,81 m/s².
- P_1 : Presión disponible en la cámara de agua de aspersión, bar.
- γ : Peso específico del agua, 994x9,81 N/m³.
- Z_1 : Altura en el punto 1, referido a un nivel dado (energía específica de posición).
- v_2 : Velocidad del agua en la salida de la tobera aspersora.
- P_2 : Presión en la sección primaria de calentamiento: 0,689 bar (10 lb/pulg²), manométrica.
- Z_2 : Altura en el punto 2, referido a un nivel dado, m.
- ρ : Densidad del agua, 994 Kg/m³

De la ecuación 3.3.14:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + Z_1 - Z_2 = \frac{v_2^2}{2g}$$

Asumiendo:

$$\frac{v_1^2}{2g} = \text{Cantidad despreciable.}$$

$$Z_1 - Z_2 = \text{Despreciable.}$$

No se consideran las pérdidas entre 1 y 2, luego:

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma}$$

$$P_1 - P_2 = 50 \text{ Lb/Pulg}^2 = 3,446 \text{ bar}$$

Luego, la velocidad teórica será:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \times 3,446 \times 10^5}{994}}$$

$$= 26,33 \text{ m/s}$$

3.3.8 Velocidad del vapor en contracorriente a las gotas en la sección primaria:

Para el cálculo de la velocidad del vapor se toma en cuenta lo siguiente:

$\dot{m}_{V,ss}$ = Flujo de vapor proveniente de la sección secundaria, 3,632 kg/s,

Sec. 3.4.2.5.

$\dot{m}_{V,v}$ = 0,75 kg/s, Sec. 3.3.3

A_s = 3,142 m², Sec.3.4.2.2

ρ_v = Densidad del vapor saturado a una temperatura promedio de 115,25°C : 0,972 kg/m³, según tablas de vapor y cálculos.

La velocidad del vapor en la entrada de la sección primaria es:

$$v_{V,ent,0} = \frac{\dot{m}_{V,ss}}{\rho_v \cdot A_s} = \frac{3,632}{0,972 \times 3,142} = 1,189 \text{ m/s}$$

La velocidad del vapor en su salida de la sección primaria es:

$$v_{V,sal,0} = \frac{\dot{m}_{V,v}}{\rho_v \cdot A} = \frac{0,75}{0,972 \times 3,142} = 0,246 \text{ m/s}$$

La velocidad promedio del vapor en la sección primaria es:

$$\frac{1,189 + 0,246}{2} = 0,72m / s$$

3.3.9 Velocidad terminal de las gotas de agua en contraflujo del vapor (sección primaria)

El chorro de agua que sale del orificio de la tobera de aspersion lo hace a gran velocidad, se fracciona en pequeñas gotitas, que se inician por lo común a 15 diámetros del chorro desde el orificio (Ref. 23).

Las ecuaciones usuales para la caída libre de una partícula a través de un fluido se aplican después de que se ha frenado la acción inicial del chorro desde la tobera (Ref. 16-D).

Si se considera el movimiento de una partícula que cae (gota de agua) a través del flujo de vapor que asciende, en una sola dimensión, bajo la influencia de la fuerza de la gravedad $F_G = m \cdot g$, o sea la fuerza externa, según Fig. 3.3-6. Esta gota recibe un empuje hacia arriba debido a la masa de vapor desplazado por ésta:

$$F_E = \left(\frac{m}{\rho_p} \right) \cdot \rho_F \cdot g$$

También actúa sobre la gota la fuerza de resistencia (arrastre), F_D debida a la fricción del vapor, en la dirección de la velocidad del vapor relativa a la gota (Ref. 16-E):

$$F_D = \frac{C_D \cdot A_p \cdot \rho_f \cdot v_{pf}^2}{2} \dots\dots\dots(3.3.15)$$

C_D : Coeficiente de resistencia (arrastre), adimensional.

A_p : Área proyectada de la partícula en la dirección del movimiento (normal al flujo).

ρ_f : Densidad del fluido circulante.

V_{pf} : Velocidad relativa de la partícula con respecto a la del fluido.

g : Aceleración de la gravedad.

m : Masa de la partícula (gota).

ρ_p : Densidad de la partícula.

El análisis del movimiento de sólidos a través de fluidos, se apoya en el concepto del movimiento libre de los cuerpos (Ref. 16-E):

$$F = m \cdot \frac{dv}{d\theta} \dots\dots\dots(3.3.16)$$

F : Fuerza resultante que actúa.

$\frac{dv}{d\theta}$: Aceleración del cuerpo.

Entonces, por la ecuación anterior:

$$F_G - F_E - F_D = m \frac{dv_p}{d\theta}$$

$$m \times g - \left(\frac{m}{\rho_p} \right) \cdot \rho_f \cdot g - \frac{C_D \cdot A_p \cdot \rho_f \cdot v_{pf}^2}{2} = m \cdot \frac{dv_p}{d\theta} \dots\dots\dots(3.3.17)$$

$$v_{pf} = v_p + v_f \dots\dots\dots(3.3.18)$$

v_p : Velocidad de la partícula (gota).

v_f : Velocidad del fluido circundante (vapor)

Cualquier partícula que quede bajo la acción de la gravedad se acelerará hasta que la fuerza de arrastre, se equilibre con la gravitacional, después de lo cual, seguirá cayendo con una velocidad terminal v_t o de asentamiento libre: $v_p = v_t$. La velocidad de la partícula permanece constante durante el resto de la caída, hasta que las fuerzas se desbalancean.

Las gotas de agua que descienden en el vapor, tienden a conservar su forma esférica y obedecen a las mismas relaciones de resistencia que las partículas esféricas sólidas, hasta números de Reynolds, cercanos a 100 (Ref. 43).

Para partículas esféricas:
$$A_p = \pi \cdot \frac{D_p^2}{4}$$

Y la masa:
$$m = \left(\frac{\pi \times D_p^3}{6} \right) \cdot \rho_p$$

D_p = diámetro de la partícula.

También:
$$\frac{dv_p}{d\theta} = 0 \text{ ya que } v_p = \text{cte.}$$

Luego usando la ecuación 3.3.17 y sustituyendo v_{Pf} , A_P y m se tiene:

$$g\left(1 - \frac{\rho_f}{\rho_P}\right) - \frac{3.C_D.\rho_f}{4.D_P.\rho_P}(v_P + v_f)^2 = 0$$

$$v_P + v_f = \sqrt{\frac{4.(\rho_P - \rho_f).g.D_P}{3.C_D.\rho_f}} \dots\dots\dots(3.3.19)$$

De la ecuación 3.3.19, la velocidad relativa de la gota de agua con respecto a la del fluido circundante (vapor) es :

$$v_{Pf} = \sqrt{\frac{4.(\rho_P - \rho_f).g.D_P}{3.C_D.\rho_f}} \dots\dots\dots(3.3.20)$$

Como el número de Reynolds es :

$$Re = \frac{\rho_f.v_{Pf}.D_P}{\mu_f} \dots\dots\dots(3.3.21)$$

La forma logarítmica de la ecuación es:

$$\text{Log}C_D = -2\text{Log} \text{Re} + \text{Log} \left[\frac{4 \cdot g \cdot D_P^3 \cdot \rho_f (\rho_P - \rho_f)}{3 \cdot \mu_f^2} \right] \dots\dots (3.3.22)$$

Esta ecuación aparece graficada en la Fig. 3.3-7. La recta pasará a través del punto:

$$(\text{Re} = 1,0), \left(C_D = \frac{4 \cdot g \cdot D_P^3 \cdot \rho_f (\rho_P - \rho_f)}{3 \cdot \mu_f^2} \right)$$

La pendiente de la recta es -2 . La intersección de esta línea con la curva de esfericidad ψ , dará el número de Reynolds, de donde se determina la velocidad relativa v_{Pf} y por lo tanto la velocidad terminal.

Luego, se procede a calcular la velocidad terminal de la gota con:

$$D_P = 0,5 \times 10^{-3} \text{ m } (1,64 \times 10^{-3} \text{ pies}).$$

$$\rho_P = 975,65 \text{ kg/m}^3 (60,78 \text{ lb/pies}^3) \text{ estimado según tablas a temperatura promedio de la gota } 77,45 \text{ }^\circ\text{C}.$$

ρ_f = Densidad del vapor a 115,25 °C, según tablas: 0,972 kg/m³ (0,0606 lb/pie³)

g = aceleración de la gravedad, 9,8 m/s² (32,2 pies/s²)

μ_f = Viscosidad del vapor saturado seco a 115,25 °C, 1,305 x 10⁻⁵ kg/m-s (0,875 x 10⁻⁵ lb/pie-s) según curvas de viscosidad absoluta, Ref. 26. (Fig. 3.3-8).

Luego:

$$C_D = \frac{4.(9,8)(0,5 \times 10^{-3})^3 (0,972)(975,65 - 0,972)}{3(1,305 \times 10^{-5})^2}$$

$$C_D = 9086$$

En la Fig. 3.3-7 por ($C_D = 9086$, $Re = 1$) se traza una recta de pendiente -2 y se tiene un $Re \approx 85$.

De la ecuación 3.3.25 se tiene:

$$v_{P,f} = \frac{Re \cdot \mu_f}{\rho_f \cdot D_P} \dots\dots\dots(3.3.23)$$

$$v_{P,f} = \frac{85 \times 1,305 \times 10^{-5}}{0,972 \times (0,5 \times 10^{-3})}$$

$$v_{P,f} = 2,28 \text{ m / s}$$

Otro procedimiento gráfico simplificado para determinar la velocidad de asentamiento terminal de esferas, en sistemas de asentamiento libre, se basa en que la curva de Fitch emplea los siguientes términos (Ref. 25):

$$\begin{aligned} N_D &= \text{Número de diámetro} = \left[\frac{3}{4 \cdot C_D} \cdot Re^2 \right]^{1/3} \\ &= \frac{D_P \cdot A \cdot \rho_f}{\mu_f} \end{aligned}$$

$$Nv = \left[\frac{4 \cdot \text{Re}}{3C_D} \right]^{\frac{1}{3}} = \frac{v_{Pf}}{A}$$

$$A = \left[g \left(\frac{\rho_P - \rho_f}{\rho_f} \right) \left(\frac{\mu_f}{\rho_f} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$C_D = \frac{4}{3} \cdot \frac{g \cdot D_P}{v_{Pf}^2} \left(\frac{\rho_P - \rho_f}{\rho_f} \right)$$

Luego se determina A:

$$A = \left[9,8 \cdot \left(\frac{974,9 - 0,972}{0,972} \right) \left(\frac{1,395 \times 10^{-5}}{0,972} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$A = 0,509$$

$$N_D = (0,5 \times 10^{-3}) \times 0,509 \times 0,972 / 1,305 \times 10^{-5}$$

$$N_D = 18,96$$

$N_v = 4,6$, según curva de Fitch (Fig. 3.3-9)

$$v_{P,f} = N_v \cdot A = 4,6 \times 0,509 = 2,34 \text{ m/s}$$

Luego, el promedio de los dos valores obtenidos para $v_{P,f}$:

$$v_{P,f} = \frac{(2,28 + 2,34)}{2} = 2,31 \text{ m/s}$$

3.3.10 Análisis para determinar la fórmula de cálculo del área interfacial por volumen de una columna de aspersion:

Si se asume que el rociado está conformado por gotas esféricas, con diámetro representativo D_p , la relación del área de la superficie esférica al volumen de la gota es:

$$\frac{\pi \cdot D_P^2}{\pi \cdot \frac{D_P^3}{6}} = \frac{6}{D_P}$$

Si A_s es el área de la sección recta de la columna de aspersion y m_L es el caudal másico del líquido, la densidad de flujo es:

$$L = \frac{m_L}{A_s} \dots\dots\dots 3.3.24$$

Si ρ_L es la densidad del líquido, el flujo volumétrico (caudal) es:

$$\dot{V}_L = \frac{m_L}{\rho_L} \dots\dots\dots (3.3.25)$$

Si únicamente circularía líquido, la velocidad del líquido sería:

$$v_{L0} = \frac{\dot{V}_L}{A_s}$$

Si únicamente circularía vapor o gas, y si ρ_v es su densidad, la velocidad es:

$$v_{G_o} = \frac{m_V / \rho_V}{A_S}$$

Ahora, si circula líquido disperso, en forma de gotas esféricas uniformes, en flujo contrario a un vapor o gas, la velocidad del líquido con respecto al gas, v_{L-G} , se considera aproximadamente igual a la velocidad terminal de las gotas (Ref. 24).

$$v_{L-G} = v_t = v_L + v_G$$

v_L y v_G son velocidades absolutas del líquido y gas (vapor) respectivamente.

Sí por un nivel dado de la columna de aspersion circula solo agua, mojando toda la sección transversal, con el flujo másico requerido; se tiene que por dicho nivel pasa un caudal volumétrico: $\dot{V}_L = v_{L_o} \times A_S$

Ahora, si este mismo caudal atraviesa dicho nivel, transformado en gotas uniformes de diámetro D_p , se tendrá un caudal volumétrico más amplio, que se refiere al volumen de agua más el volumen de vapor, o sea el volumen de rociado por unidad de tiempo. Luego, si las gotas atraviesan dicho nivel de referencia con una velocidad absoluta v_L , dichas gotas recorren una distancia provocando un volumen de rociado en la unidad de tiempo:

$$\dot{V}_{LG} = v_L \cdot A_S \dots \dots \dots (3.3.26)$$

El área interfacial que exponen las gotas de rociado que pasan por un nivel dado de la columna por unidad de tiempo:

$$\left(\frac{\frac{\dot{V}_L}{\pi \cdot D_P^3}}{6} \right) \cdot \pi \cdot D_P^2 = \dot{V}_L \cdot \frac{6}{D_P}$$

Luego, el área interfacial por volumen de la columna de aspersion es:

$$a = \frac{\dot{V}_L \cdot \frac{6}{D_P}}{v_L \cdot A_S} = \frac{m_L \cdot \frac{6}{D_P}}{v_L \cdot A_S}$$

$$= \frac{\frac{m_L}{A_S} \cdot 6}{\rho_L \cdot v_L \cdot D_P} = \frac{L \cdot 6}{\rho_L \cdot (v_t - v_G) \cdot D_P} \dots \dots \dots (3.3.27)$$

Esta relación se muestra en la Ref. 24.

3.3.11. Calor disipado al exterior desde el tanque desgasificador térmico

Según cálculos anteriores, se determinan las dimensiones generales del tanque desgasificador térmico, las que aparecen en la Fig. 3.3-10.

El objetivo fundamental en esta sección es determinar cuanto calor se perderá desde el tanque desgasificador a la atmósfera que se encuentra a 20°C y 1 atm. de presión.

Dicho estimado contribuirá para poder conocer la carga de calor (cantidad de vapor saturado) para la que se debe diseñar el conjunto desgasificador térmico.

Se prefiere determinar la pérdida de calor en forma más segura, o sea, considerando coeficientes de transmisión de calor altos, los cuales se obtienen a partir de correlaciones empíricas y teóricas que hasta el presente se disponen (Ref.47D).

3.3.11.1. Consideraciones iniciales para el cálculo:

1. Material SA240 tipo 304, el espesor de la plancha es 7,94mm (5/16 pulg.), según sección 3.8.1.
2. Configuración del tanque desgasificador: Cilíndrico con extremos bombeados propio de tanques sometidos a presión.
3. Aislante térmico : Se considera el criterio que consiste en aislar todos las tuberías y equipos que operan a temperaturas mayores de 60°C (Ref.33B)

La instalación del aislante térmico comprende el material aislante, cubierta o forro protector de éste y accesorios para sujetar las cubiertas o forros. Todo este conjunto se impermeabiliza y finalmente se pinta.

Existen muchos materiales aislantes con sus temperaturas de utilización aceptadas (Refs.33B y 62). De entre ellos la lana de vidrio, o sea el vidrio fundido hilado en fibras similares a la de la lana mineral que puede convertirse en manta, cuya temperatura de utilización desde 370°C.

Para espesores de aislantes de tuberías, para una zona de temperaturas de trabajo de 120 °C a 174 °C, se recomienda:

- ◆ Es innecesario la primera capa de alto poder aislante.
- ◆ Por lo anterior, solo es necesario un espesor simple de 50mm (2pulg) de aislante con 85% de magnesita.

De las mismas fuentes, referentes al aislamiento del equipo: depósito, calentadores, ventiladores, colectores de polvo, etc., se recomienda para un rango de temperaturas de trabajo de 110-149°C, aislar con bloques de magnesita de 51mm de espesor.

Si se utiliza lana mineral para aislar componentes, de una caldera, según cuadro (Fuente de información DISTRAL S.A.), se escoge el espesor de diseño de 2 pulg. para un límite de temperatura de hasta 399°F (204°C) (Ref.63).

Desgasificadores térmicos similares al del presente proyecto emplean aislante térmico de espesor 1 1/2 pulg. (38mm) (Fuente: PETROPERU S.A.).

Para el presente trabajo se prefiere lana de vidrio, ya que es más moldeable, relativamente barato y brinda una temperatura de utilización más cercana y suficiente.

Si se utiliza a granel, se soldarán pines de tope y fijación para la lámina de aluminio de 0,04 pulg. (1mm) de espesor.

Si se cubre el casco y tapas del equipo desgasificador y tanque de almacenamiento con colchonetas de lana de vidrio de 2 pulg. de espesor el cual está muy cercano al recomendado para estos equipos; éstas se deben instalar mediante anclajes y pegamento especial (Ref.64).

4. Para determinar la pérdida de calor a través de la pared cilíndrica del tanque desgasificador y su aislante térmico, se considera esta zona del tanque desgasificador como un tubo vertical, en cuyo interior se está produciendo la condensación de un vapor saturado prácticamente puro; debido a que se procura tener en la parte superior una baja concentración de gases en el vapor, y prácticamente cero en la parte inferior del aparato.

Según la consideración anterior, y tomando en cuenta los criterios de análisis de transferencia del calor (Refs.65 y 48 A), las resistencias al flujo de calor son:

- ◆ La resistencia del vapor al condensarse y dar su calor a la superficie interna del tubo, es muy pequeña. Debido a que la condensación del vapor es de tipo pelicular.
- ◆ Como la temperatura de saturación de la mezcla vapor agua de 115,25°C, la pared metálica del tanque desgasificador presentará una temperatura bastante aproximada a los 115,25°C (Ref.63)

Cuando un tubo está aislado, la resistencia producida por la pared y el tubo es despreciable en comparación con la del aislante y puede ser ignorable (Ref.37D).

- ◆ La resistencia de la pared metálica de la zona cilíndrica de la coraza es muy pequeña, excepto para paredes gruesas, para el presente caso se considera dicha resistencia, ya que el espesor es de 7,94mm, y la temperatura de vapor no es muy alta.
- ◆ La resistencia del aislante de lana de vidrio.
- ◆ La resistencia del aire que rodea el aislante para eliminar el calor desde la superficie externa.

3.3.11.2. Pérdidas de calor a través de la coraza cilíndrica aislada.

El flujo de calor, puede ser expresado de una manera análoga al flujo de electricidad:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_T} \dots\dots\dots 3.3.28$$

ΔT : Caída total de temperatura desde el fluido interior hasta el exterior,
 $115,25 - 20 = 95,25^\circ\text{C} = 171,5^\circ\text{F}$.

R_T : suma de todas las resistencias consideradas.

El calor fluye por convección a través del fluido del interior del cilindro y por conducción a través de su pared y de su aislante. El calor pasa luego por una combinación de convección y radiación al aire circundante. Cada uno de estos procesos puede ser expresado en términos de resistencia apropiada.

Si T_{s1} es la temperatura de la superficie interior de la coraza cilíndrica del desgasificador térmico, y $R_{K,P}$ la resistencia a la conducción creada por la película de vapor condensado :

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{k,P}} = \frac{T_g - T_{S1}}{R_{k,P}} \dots\dots\dots 3.3.29$$

T_g = Temperatura del fluido interior

Para el caso del flujo de calor por conducción a través de la pared cilíndrica:

$$\dot{Q} = \frac{T_{S1} - T_{S2}}{\frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi \cdot k_t \cdot Z}} \dots\dots\dots 3.3.30$$

T_{S2} = Temperatura de la superficie exterior de la coraza cilíndrica.

Z = Altura del cilindro.

k_t = Conductividad térmica de la coraza.

D_i = Diámetro interior del cilindro.

D_o = Diámetro exterior del cilindro.

Luego, haciendo analogía al flujo de electricidad:

$$\dot{Q} = \frac{T_{S1} - T_{S2}}{\frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi \cdot k_t \cdot Z}} = \frac{\Delta T}{R_{k,t}}$$

$R_{k,t}$: resistencia al flujo de calor por conducción a través de la pared cilíndrica.

Se ve que:

$$R_{k,t} = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi \cdot k_i \cdot Z}$$

$$\dot{Q} = \frac{2\pi \cdot k_i \cdot Z}{\ln(D_o / D_i)} (T_{S1} - T_{S2}) \dots \dots \dots 3.3.31$$

Luego, para el aislante:

$$\dot{Q} = \frac{T_{S2} - T_{S3}}{\frac{\ln(D_s / D_o)}{2\pi \cdot k_i \cdot Z}}$$

T_{S3} = temperatura de la superficie exterior del aislante.

K_i = conductividad térmica del aislante.

D_s = diámetro exterior del aislante

También:

$$\dot{Q} = \frac{T_{S2} - T_{S3}}{\frac{\ln(D_s / D_o)}{2\pi \times k_i \cdot Z}} = \frac{\Delta T}{R_{k,i}}$$

$$R_{k,i} = \frac{\ln(D_s / D_o)}{2\pi \cdot k_i \cdot Z} : \text{Resistencia al flujo de calor por}$$

conducción a través de la pared cilíndrica del aislante.

Luego:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi \cdot k_i \cdot Z}{\ln(D_s / D_o)} (T_{S2} - T_{S3}) \dots\dots\dots 3.3.32$$

La transferencia de calor desde la superficie exterior del aislante hacia el aire frío del medio exterior se efectúa mediante dos mecanismos en paralelo; por convección y radiación.

La rapidez de calor transferido por convección entre una superficie y un fluido puede calcularse por la relación (Ref.28A):

$$\dot{Q}_c = \bar{h}_c A \Delta T \dots \dots \dots 3.3.33$$

A = área de la transferencia de calor.

ΔT = diferencia entre la temperatura de la superficie T_{S3} y la temperatura del fluido T_a en algún lugar específico (usualmente lejos de la superficie).

\bar{h}_c = unidad de conductancia térmica promedio para la convección (conductancia térmica por unidad de superficie o coeficiente de transferencia de calor en la convección).

$\bar{h}_c \cdot A$ = conductancia térmica.

$R_c = \frac{1}{\bar{h}_c \cdot A}$ = resistencia térmica para la transferencia de calor por convección.

Luego si $A = A_{S3}$ = área de la superficie exterior del aislante.

$$\dot{Q}_c = \bar{h}_c \cdot A_{S3} (T_{S3} - T_a) \dots \dots \dots 3.3.34$$

Para calcular la cantidad de energía que abandona la superficie exterior del aislante en forma de calor radiante; se considera el aislante como un cuerpo gris que se encuentra a T_{S3} , el cual transmite calor neto a

un cuerpo negro a la temperatura ambiente T_a que lo envuelve. Luego la rapidez neta de calor transferido por radiación:

$$\dot{Q}_R = \sigma \cdot A_{S3} \cdot EM_{S3} \cdot (T_{S3}^4 - T_a^4) \dots \dots \dots 3.3.35$$

σ = constante dimensional de Stefan - Boltzmann.

EM_{S3} = coeficiente de emisión del aislante.

T_{S3} = temperatura absoluta de la superficie exterior del aislante.

T_a = temperatura absoluta del medio ambiente.

El calor transferido por radiación también se puede escribir como:

$$\dot{Q}_R = K_R (T_{S3} - T') \dots \dots \dots 3.3.36$$

$$K_R = \frac{\sigma \cdot A_{S3} \cdot EM_{S3} (T_{S3}^4 - T_a^4)}{T_{S3} - T'} : \text{Conductancia}$$

T' : temperatura conveniente de referencia que está sugerida en este caso por la ecuación anterior de convección, o sea,

$$T' = T_a$$

También la unidad de conductancia térmica para radiación es:

$$\bar{h}_R = \frac{K_R}{A_{S3}} = \frac{\sigma \cdot EM_{S3} \cdot (T_{S3}^4 - T_a^4)}{T_{S3} - T'} \dots\dots\dots 3.3.37$$

entonces :

$$K_R = \frac{\sigma \cdot A_{S3} \cdot EM_{S3} (T_{S3}^4 - T_a^4)}{T_{S3} - T_a} \dots\dots\dots 3.3.38$$

$$\bar{h}_R = \frac{K_R}{A_{S3}} = \frac{\sigma \cdot EM_{S3} (T_{S3}^4 - T_a^4)}{T_{S3} - T_a} \dots\dots\dots 3.3.39$$

La resistencia térmica por radiación es:

$$R_R = \frac{T_{S3} - T_a}{\sigma \cdot A_{S3} \cdot EM_{S3} (T_{S3}^4 - T_a^4)}$$

Luego:

$$\dot{Q}_R = K_R (T_{S3} - T_a)$$

$$\dot{Q}_R = h_R \cdot A_{S3} (T_{S3} - T_a) \dots \dots \dots 3.3.40$$

La transferencia de calor desde la superficie exterior del aislante hacia el aire frío del medio exterior es:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_R = \bar{h}_c \cdot A_{S3} (T_{S3} - T_a) + \bar{h}_R \cdot A_{S3} (T_{S3} - T_a)$$

$$\dot{Q} = (\bar{h}_c + \bar{h}_R) A_{S3} (T_{S3} - T_a) \dots \dots \dots 3.3.41$$

$$\dot{Q} = (\bar{h}_c + \bar{h}_R) \pi \cdot D_s \cdot Z (T_{S3} - T_a) \dots \dots \dots 3.3.42$$

\bar{h}_c , Se puede calcular evaluando las propiedades físicas a la temperatura media de la superficie exterior T_{S3} y la del medio que lo rodea T_a (Ref. 28D)

Luego tras tanteos, si se asume $T_{S3} = 32,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ($89,8^\circ\text{F}$) y para un valor de T_a igual a $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ($293 \text{ }^\circ\text{K}$) ($68 \text{ }^\circ\text{F}$), la temperatura media aritmética es:

$$T = \frac{32,1 + 20}{2} = 26,05 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (} 299,05^\circ\text{K) (} 78,9^\circ\text{F)}$$

El número de Grashof que corresponde:

$$Gr_z = \frac{g \cdot \beta \cdot \rho^2}{u^2} \cdot Z^3 (T_{s3} - T_a)$$

En la última columna de la tabla A-3 de la Ref. 28F (Tabla 3.3.4):

$$\frac{g \cdot \beta \cdot \rho^2}{u^2} = 2,1944 \times 10^6$$

Luego con $Z = 2,259 \text{ m} = 7,41 \text{ pie}$

$$Gr_z = 2,1944 \times 10^6 \times (7,41)^3 (10,9)$$

$$Gr_z = 9,73188 \times 10^9$$

Como el número de Grashof es mayor de 10^9 , el flujo es turbulento. También para el aire a $26,05 \text{ }^\circ\text{C}$, el número de Prandtl $Pr = 0,72$ y el valor de $Gr_z \cdot Pr = 7,00 \times 10^9$

De la Fig. 7-4 de la Ref. 28D, (Ver Apéndice 3.3-12), el número promedio de Nusselt es:

$$\overline{Nu} = 0,0210 (Gr_x Pr)^{2/5}$$

$$\overline{Nu} = 0,0210 (7,00 \times 10^9)^{2/5}$$

También:

$$\overline{Nu} = \frac{h_c x Z}{Kp}$$

$$Kp = 0,02637 \text{ W/m}^\circ\text{K} = 2,637 \times 10^{-5} \text{ kW/m}^\circ\text{K}$$

Luego:

$$\begin{aligned} \bar{h}_c &= \frac{NuxKp}{Z} = \frac{182,08 \times 2,637 \times 10^{-5}}{2,259} \\ &= 2,125 \text{ W/m}^\circ\text{K} \end{aligned}$$

Por otro lado se ha sumariado las formas dimensionales simplificadas para convección libre del aire (Ref. 47 D). Luego, según lo anterior, considerando a la parte cilíndrica del tanque desgasificador como una placa vertical de más de 2 pies de alto, se obtiene una ecuación que da el valor más alto de \bar{h}_c :

$$\bar{h}_c = 0,3(\Delta T \times 1,8)^{0,25} \times 5,678 \dots \dots \dots 3.3.43$$

ΔT : Diferencia de temperatura entre la superficie caliente y el aire frío en $^\circ\text{C}$ ó $^\circ\text{K}$.

Luego, se tendrá:

$$\bar{h}_c = 0,3[(33 - 20) \times 1,8]^{0,25} \times 5,678 = 3,746 \text{ W/m}^2 - ^\circ\text{C}$$

Finalmente, comparando este valor con el obtenido anteriormente, se toma este último:

$$\bar{h}_c = 3,746 \text{ W}/(\text{m}^2 \times ^\circ\text{C})$$

\bar{h}_R , se puede determinar considerando una emisividad, EMS3, igual a 0,9; está es una situación conservadora, ya que la emisividad del aluminio oxidado es de 0,11, la del muy oxidado es de 0,20-0,33, la del aluminio 24ST, intemperizado es de 0,4, la de la pintura de aluminio es de 0,27-0,62 y la emisividad de otras pinturas es de 0,9 en promedio (Ref.62B).

El aislante de lana de vidrio o lana mineral, vá cubierto por una chapa de aluminio de 1/20 pulg. (1,27 mm).

Luego con $T_{S3} = 33^\circ\text{C}$ (306°K), $T_a = 293^\circ\text{K}$,

y $G = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K})$ en Ec. 3.3.39:

$$\bar{h}_R = \frac{5,67 \times 10^{-8} \left[\left(\frac{306}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right]}{306 - 293}$$

$$\bar{h}_R = 5,486 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Luego, siendo \dot{Q} el mismo flujo de calor que atraviesa todas las resistencias, se puede combinar las ecuaciones y obtener lo siguiente:

$$\dot{Q} = \left[R_{K,P} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi K_t Z} + \frac{\ln\left(\frac{D_s}{D_i}\right)}{2\pi K_t Z} \right] (T_g - T_{s3}) \dots\dots\dots 3.3.44$$

Por las consideraciones anteriormente explicadas $R_{K,p} \rightarrow 0$, luego:

$$\dot{Q} = \frac{T_g - T_{s3}}{\frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi K_t Z} + \frac{\ln\left(\frac{D_s}{D_i}\right)}{2\pi K_t Z}} \dots\dots\dots 3.3.45$$

Igualando la ecuación 3.3.44 con la ecuación 3.3.45, se tiene:

$$\frac{T_g - T_{s3}}{\frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi K_t Z} + \frac{\ln\left(\frac{D_s}{D_i}\right)}{2\pi K_t Z}} = \pi D_s z (\bar{h}_c + \bar{h}_R) (T_{s3} - T_a) \dots\dots\dots 3.3.46$$

Luego con $K_t = 17,25 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$ y

$$K_i = 0,0519 \text{ W/ m} \cdot \text{°C}$$

Se tiene que:

$$\frac{115,25 - 20}{\left(\frac{\ln \frac{1,981}{1,965}}{2 \times 17,25} + \frac{\ln \frac{D_s}{1,981}}{2 \times 0,0519} \right)} = D_s (3,746 + 5,486)(33 - 20)$$

$$D_s = 2,0618$$

Luego el espesor del aislante es:

$$(1/2) (2\,061,8 - 1,981) = 40,40 \text{ mm.}$$

$$Q = \frac{115,25 - 33}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 2,259} \left(\frac{\ln \frac{1,981}{1,965}}{17,25} + \frac{\ln \frac{2,0618}{1,981}}{0,0519} \right)} = 1516 \text{ kW}$$

Luego, se prefiere un espesor de 1,5 pulg. (38,1 mm) para el aislante.

Entonces se tiene:

$$D_s = 2057,2 \text{ mm}$$

De Ec. 3.3.43:

$$\bar{h}_c = 1,973(T_{S_3} - 20)^{0,25} \dots\dots\dots 3.3.47$$

De Ec. 3.3.39:

$$\bar{h}_R = \frac{5,103 \left[\left(\frac{T_{S3} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right]}{T_{S3} - 20}$$

Reemplazando valores en la Ec. 3.3.46:

$$\left(\frac{115,25 - T_{S3}}{\frac{\ln \frac{1,981}{1,965}}{2 \times 17,25} + \frac{\ln \frac{2,0572}{1,981}}{2 \times 0,0519}} \right) = 2,0572 \left[1,973(T_{S3} - 20)^{0,25} + \frac{5,103 \left[\left(\frac{T_{S3} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right]}{T_{S3} - 20} \right] (T_{S3} - 20)$$

Iterando obtenemos $T_{S3} = 32,1^\circ \text{C}$

Luego de la Ec. 3.3.45:

$$\dot{Q}_{cr} = \frac{115,25 - 32,1}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 2,259} \left(\frac{\ln \frac{1,981}{1,965}}{17,25} + \frac{\ln \frac{2,0572}{1,981}}{0,0519} \right)} = 1622 \text{ W}$$

3.3.11.3 Pérdida de calor a través de la pared y aislante de las capas del tanque desgasificador.

En forma análoga al caso anterior, se tienen las siguientes relaciones:

$$\dot{Q} = \frac{T_g - T_{S1}}{R_{K,P}}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{S1} - T_{S2}}{R_{K,t}}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{S2} - T_{S3}}{R_{K,i}}$$

$$\dot{Q} = (\bar{h}_C + \bar{h}_R) \cdot A_{S3} \cdot (T_{S3} - T_a)$$

Para una esfera de radio interior r_{s1} y radio exterior r_{s2} , considerando el espesor de la esfera hueca constante y la conductividad térmica, prácticamente constante a lo largo del espesor, se tiene que la resistencia térmica, es prácticamente constante a lo largo del espesor. Luego la resistencia térmica correspondiente, es (Ref. 47 C):

$$R_{K,t_0} = \frac{r_{S2} - r_{S1}}{4 \cdot \pi \cdot r_{S1} \cdot r_{S2} \cdot k_t}$$

La zona bombeada de la tapa es un casquete esférico, luego la resistencia térmica $R_{k,t}$ correspondiente será:

$$R_{K,t} = R_{K,t_0} \times \frac{\text{área de la superficie de la esfera}}{\text{área de la superficie del casquete}}$$

Se toma como referencia la superficie interior de la tapa, considerada como un casquete esférico, cuyo radio es r_{S1} . La altura de dicho casquete es C_1 , luego de la relación anterior:

$$R_{K,t} = \frac{r_{S2} - r_{S1}}{2 \cdot \pi \cdot r_{S2} \cdot k_t \cdot C_1} \dots\dots\dots 3.3.48$$

También, de una manera análoga, para el aislante:

$$R_{K,i} = \frac{r_{S3} - r_{S2}}{2 \cdot \pi \cdot r_{S3} \cdot k_i \cdot C_2} \dots\dots\dots 3.3.49$$

Según figura 3.3-10, se tiene los siguientes valores para las medidas de la tapa cubierta con aislante térmico de 38,1 mm (1,5 pulg) de espesor:

$$r_{S1} = 1829 \text{ mm}$$

$$r_{S2} = 1829 + 11,1 = 1840 \text{ mm}$$

$$r_{S3} = 1840 + 38,1 = 1878 \text{ mm}$$

$$C_1 = 284,4 \text{ mm}$$

$$C_2 = 295,5 \text{ mm}$$

$$C_3 = 333,6 \text{ mm}$$

$$R_{k,t} = \frac{1,840 - 1,829}{2 \times \pi \times 1,840 \times 17,25 \times 0,2955} = 1,866 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$$

$$R_{k,i} = \frac{1,878 - 1,840}{2 \times \pi \times 1,878 \times 0,0519 \times 0,3336} = 0,186 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$$

De Ref. 28F:

$$\bar{h}_c = 0,27 \left[1,8(T_{S3} - T_a) \right]^{0,25}$$

$$\bar{h}_c = 1,775(T_{S3} - T_a)^{0,25} \text{ W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_r = \frac{5,103 \left[\left(\frac{T_{S3} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right]}{T_{S3} - 20}$$

$$\dot{Q}(R_{k,p} + R_{k,i}) = T_g - T_{S3}$$

$$R_{k,p} = 0$$

Por situaciones prácticas de montaje y comercialización, se prefiere dicho espesor, luego:

$$\dot{Q} = \frac{115,25 - T_{s3}}{1,866 \times 10^{-4} + 0,186} = 5,371(115,25 - T_{s3})$$

$$\dot{Q} = (h_c + h_r).A_{s3}.(T_{s3} - T_a)$$

$$A_{s3} = 2.\pi.r_{s3}.C_3$$

$$A_{s3} = 2.\pi.1,878 \times 0,3336 = 3,936 m^2$$

$$\dot{Q} = \left\{ 1,775(T_{s3} - 20)^{0,25} + \frac{5,103 \left[\left(\frac{T_{s3} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right]}{(T_{s3} - 20)} \right\} \times 3,936 \times (T_{s3} - 20) = 5,371(115,25 - T_{s3})$$

Luego de iterar: $T_{s3} = 32,75 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{c,R \text{ tap sup}} &= 5,371(115,25 - 32,75) = 443,2W \\ &= 0,443kW \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{c,R \text{ tanque aislado}} = 1,622 + 0,443 + 0,443 = 2,511kW$$

3.3.12. Calor disipado al exterior desde el condensador de venteo.

3.3.12.1. Calor disipado por la coraza cilíndrica

La resistencia total al flujo de calor es prácticamente:

$$R_T = R_{K,t} + R_{K,i} + R_S$$

$R_{K,t}$: Resistencia de la pared metálica de la coraza cilíndrica.

$R_{K,i}$: Resistencia del aislante térmico

R_S : Resistencia superficial del aislante

Según Fig. 3.3 -11

$$R_{k,t} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi \cdot K_t \cdot l} = \frac{\ln \frac{0,508}{0,4953}}{2\pi \cdot 17,25 \times 2,173} = 1,075 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ \text{CW}^{-1}$$

$$R_{k,i} = \frac{\ln\left(\frac{D_s}{D_o}\right)}{2\pi \cdot K_i \cdot l} = \frac{\ln \frac{0,5842}{0,508}}{2\pi \cdot 0,0519 \times 2,173} = 0,1972 \text{ } ^\circ \text{CW}^{-1}$$

La resistencia superficial es, por lo general mucho menor que la del aislante y se puede estimar como $1/(h_C + h_R) \times A_S$.

Mediante la siguiente relación empírica, puede estimarse el valor del coeficiente combinado, $h_C + h_R$ para tubos aislados horizontales (Ref. 37D):

$$h_c + h_R = \frac{6435,11}{(D_s^{0,19})(273 - 1,8\Delta T)} \dots\dots\dots 3.350$$

D_S = Diámetro exterior del aislante, m.

ΔT = Diferencia entre la temperatura de la superficie del aislante y la temperatura del aire, °C.

$h_C + h_R$ = Coeficiente combinado de transmisión de calor, $W/m^2\text{-}^\circ C$

Luego, si $\Delta T = T_s - 20$, donde T_s es la temperatura de la superficie exterior del aislante; se puede estimar la resistencia superficial como:

$$R_s = \frac{1}{\left(\frac{6435,11}{0,5842^{0,19} (273 - 1,8(T_s - 20))} \right) \pi \times 0,5842 \times 2,173}$$

$$R_s = \frac{273 - 1,8(T_s - 20)}{28424}$$

El calor que fluye por combinación de convección y radiación desde la superficie exterior del aislante al aire circundante es:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_s} = \frac{28424(T_s - 20)}{273 - 1,8(T_s - 20)}$$

Por otro lado:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{k,i} + R_{k,i}} = \frac{115,17 - T_s}{1,075 \times 10^{-4} + 0,1972}$$

Igualando las dos expresiones:

$$\frac{28424(T_s - 20)}{273 - 1,8(T_s - 20)} = \frac{115,17 - T_s}{0,1973}$$

$$T_s = 24,3^\circ C$$

$$\dot{Q} = \frac{28424(24,3 - 20)}{273 - 1,8(24,3 - 20)}$$

$$\dot{Q} = 461W = 0,461kW$$

3.3.12.2 Calor disipado por las tapas cabezales:

Para el caso de los extremos de los cabezales se considera que estos son placas circulares cuya área de la superficie total es:

$$2\left(\frac{\pi \times (0,508)^2}{4}\right) = 0,4054m^2$$

El coeficiente de convección para el aire, h_c , en placas verticales puede determinarse a partir de la ecuación (Ref 37-D):

$$h_c = 0,27x\Delta T^{0,25}$$

Donde: h_c : BTU/(h x pie² x °F)

ΔT = Diferencia de temperatura entre la superficie caliente y el aire frío en °F

o mejor:

$$h_c = 0,27x(\Delta T x 1,8)^{0,25} x 5,678$$

ΔT : en °C ó en °K

h_c : Coeficiente de convección, en W/(m² x °C)

Luego:

$$h_c = 1,776x(\Delta T)^{0,25} \dots\dots\dots 3.3.51$$

Según iteración $T_s = 32,5 \text{ °C} = 305,5 \text{ °K}$ entonces:

$$h_c = 1,776(32 - 20)^{0,25} = 3,339 \text{ W / (m}^2 \times \text{°C)}$$

h_R , se calcula considerando una emisividad de la superficie del aislante,

EM = 0,9, situación conservadora; luego :

$$h_R = \frac{5,67 \times 0,9 \left[\left(\frac{305,5}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right]}{305,5 - 293}$$

$$= 5,472 \text{ W / (m}^2 \times \text{°C)}$$

El calor transmitido desde la superficie del aislante hacia el medio exterior será:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= (h_c + h_R) \times A_s (T_s - T_a) \\ &= (3,339 + 5,472) \times 0,4054 \times (32,5 - 20) \\ &= 44,65 \text{ W} \end{aligned}$$

Luego:

$$R_{k_i} = \frac{6,35 \times 10^{-3}}{17,25 \times 0,4054} = 9,08 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{CW}^{-1}$$

$$R_{k_i} = \frac{38,1 \times 10^{-3}}{0,0519 \times 0,4054} = 1,811 \text{ } ^\circ\text{CW}^{-1}$$

Luego:

$$\dot{Q} = \frac{115,17 - 32,5}{9,08 \times 10^{-4} + 1,811} = 45,7 \text{ W} = 0,045 \text{ kW}$$

Este último valor esta muy próximo al anterior, se toma:

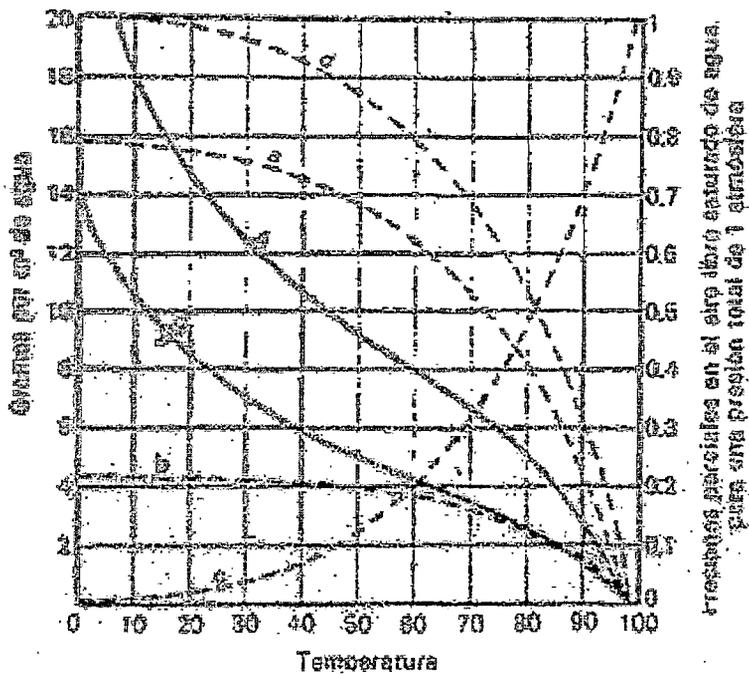
$$\dot{Q} = 45,7 \text{ W} = 0,045 \text{ kW}$$

Luego, el calor total perdido por radiación y convección por el condensador de venteo es:

$$\dot{Q}_{RC} = 0,461 + 0,0457 = 0,507 \text{ kW}$$

Fig. 3.3-1

Solubilidad en g/m³ de los gases del aire en el agua
a la presión atmosférica
(Solubilidades en gramos por metro cúbico)



- A – Solubilidad del nitrógeno
- B - Solubilidad del oxígeno
- a - Presión parcial del nitrógeno
- b – Presión parcial del oxígeno
- c – Presión parcial del vapor de agua
- d – Presión parcial del aire

Fig. 3.3-2

Coefficiente α de absorción de CO_2 y O_2 por el agua
(litros de gas por litro de agua a la presión atmosférica)

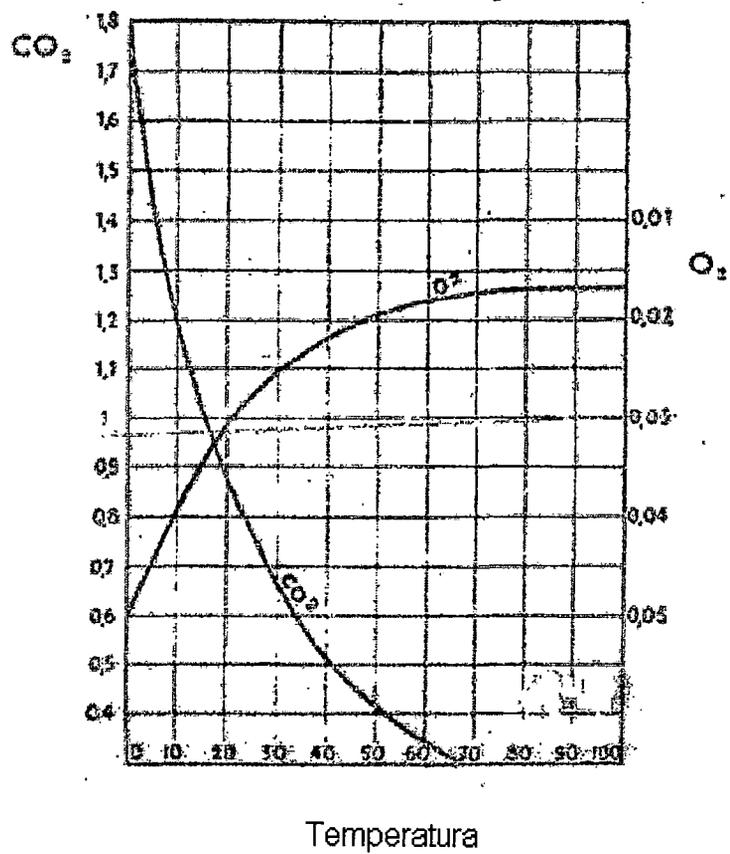


Fig. 3.3-3

ECUACIONES DE ESTADO Y CORRELACIONES

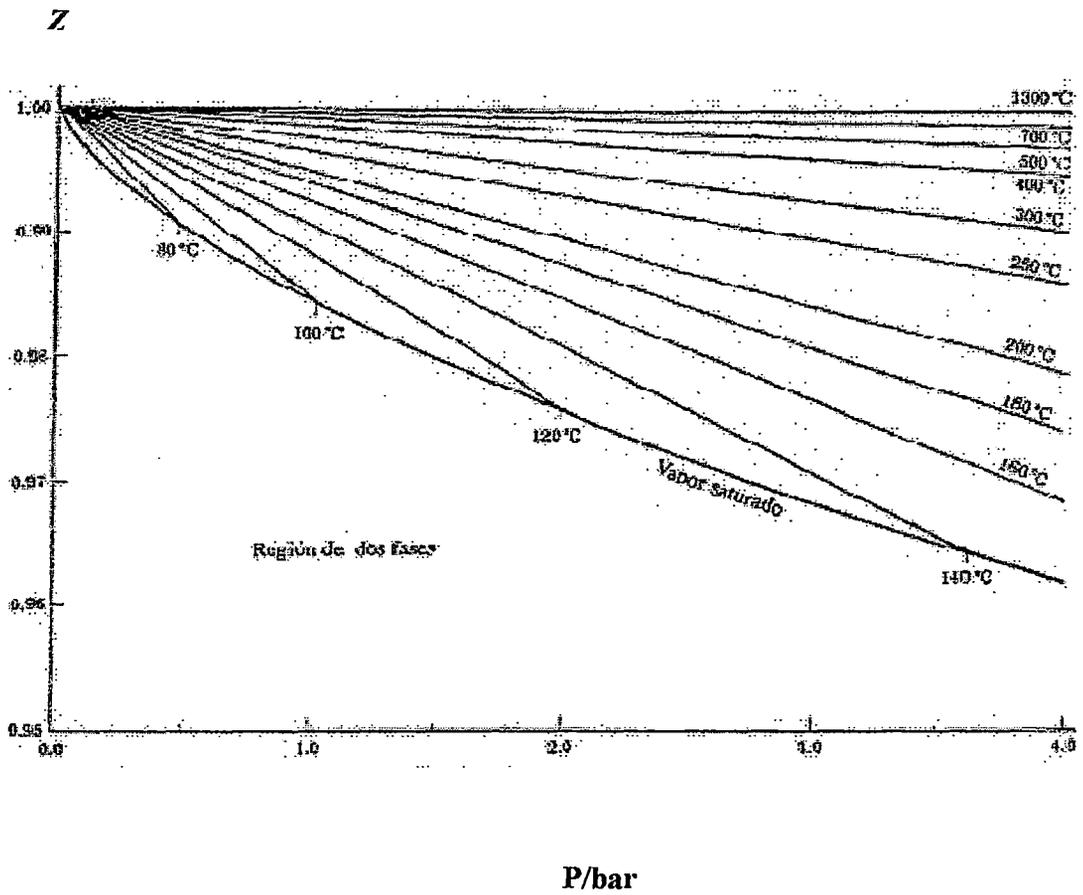
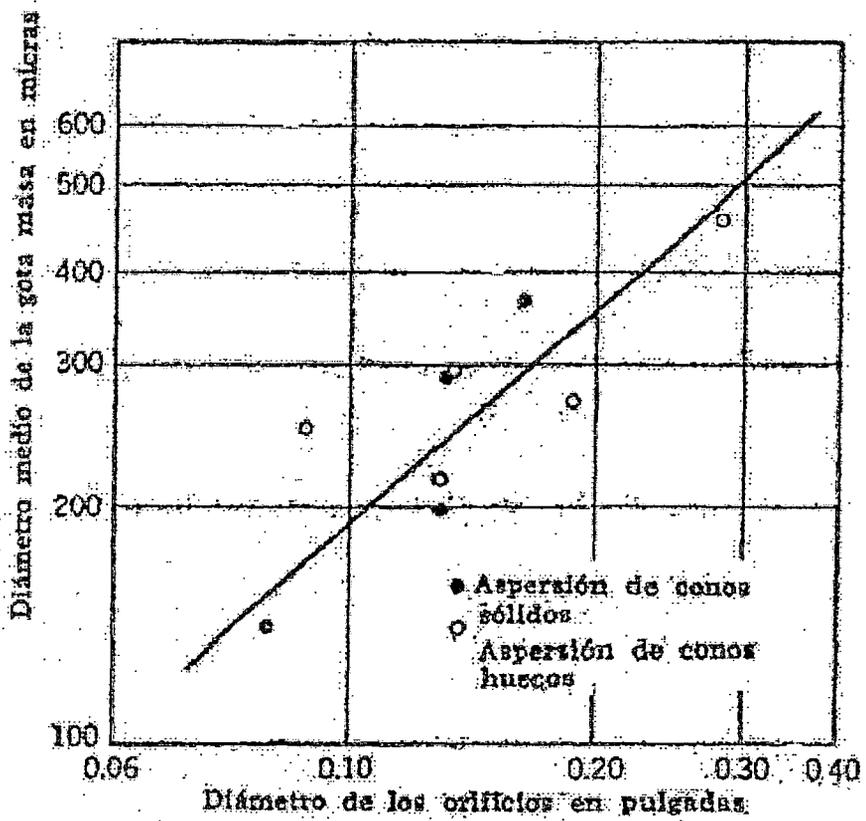


Fig. 3.3-4



Efecto del diámetro del orificio sobre el tamaño medio de la gota en las espreas a presión. P = 50 psig, agua fluida (19). (Cortesía de American Chemical Society)

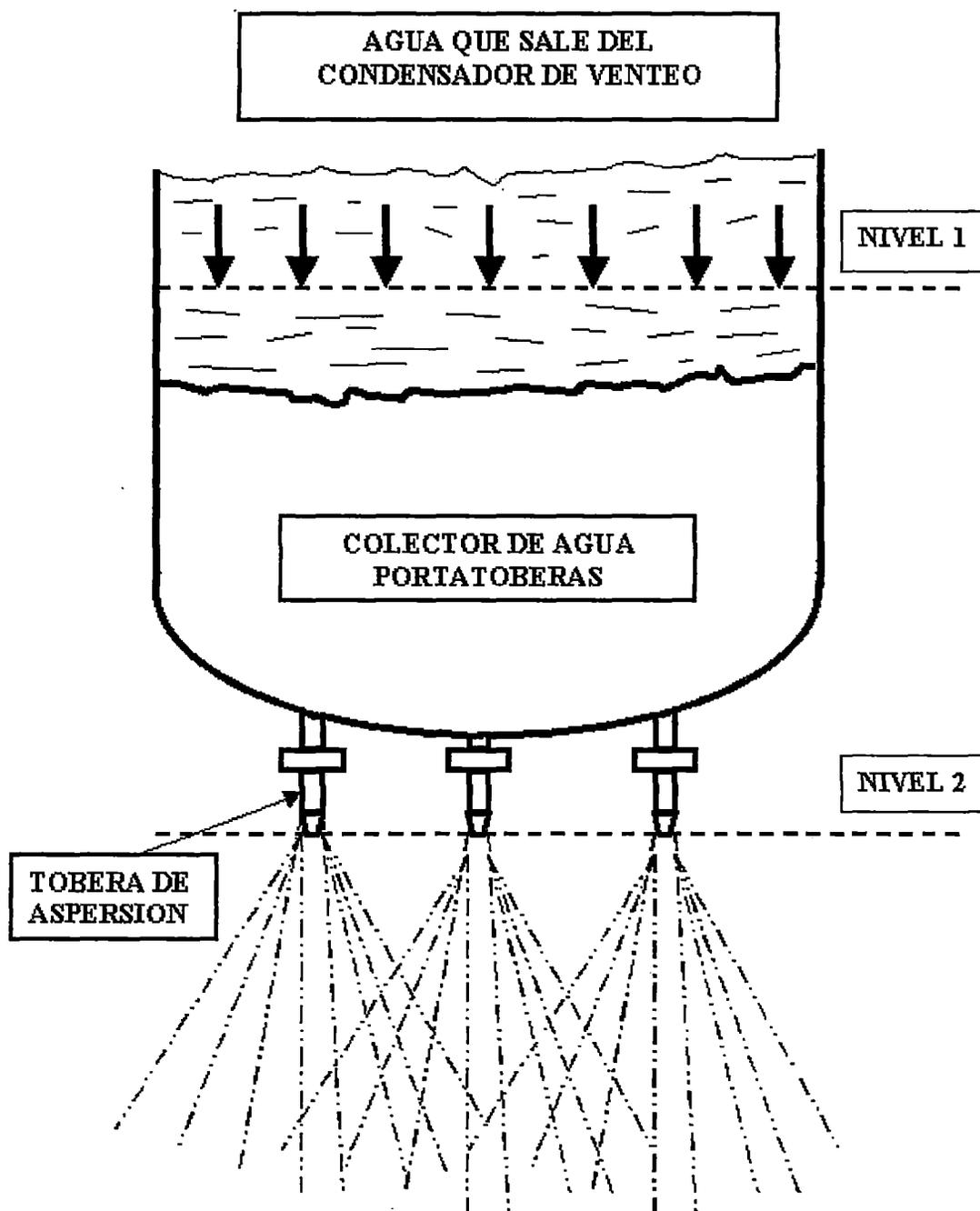


Fig.: 3.3.- 5

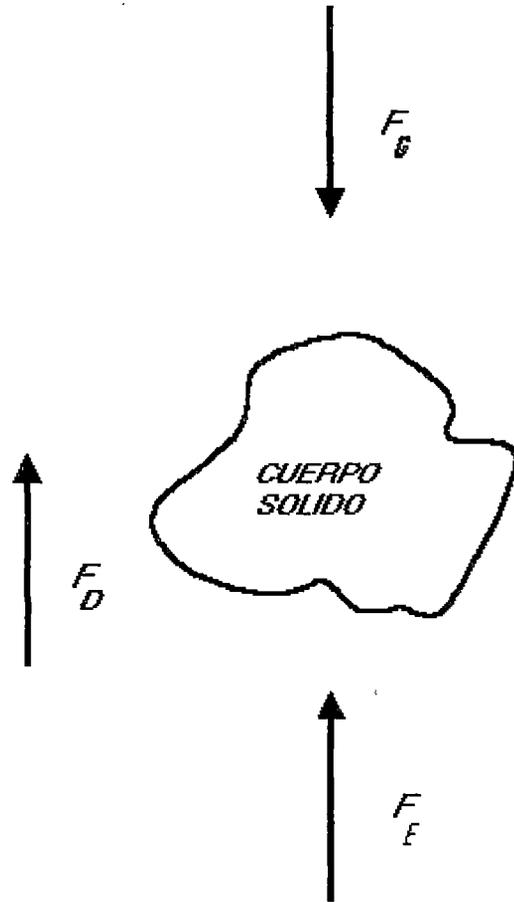
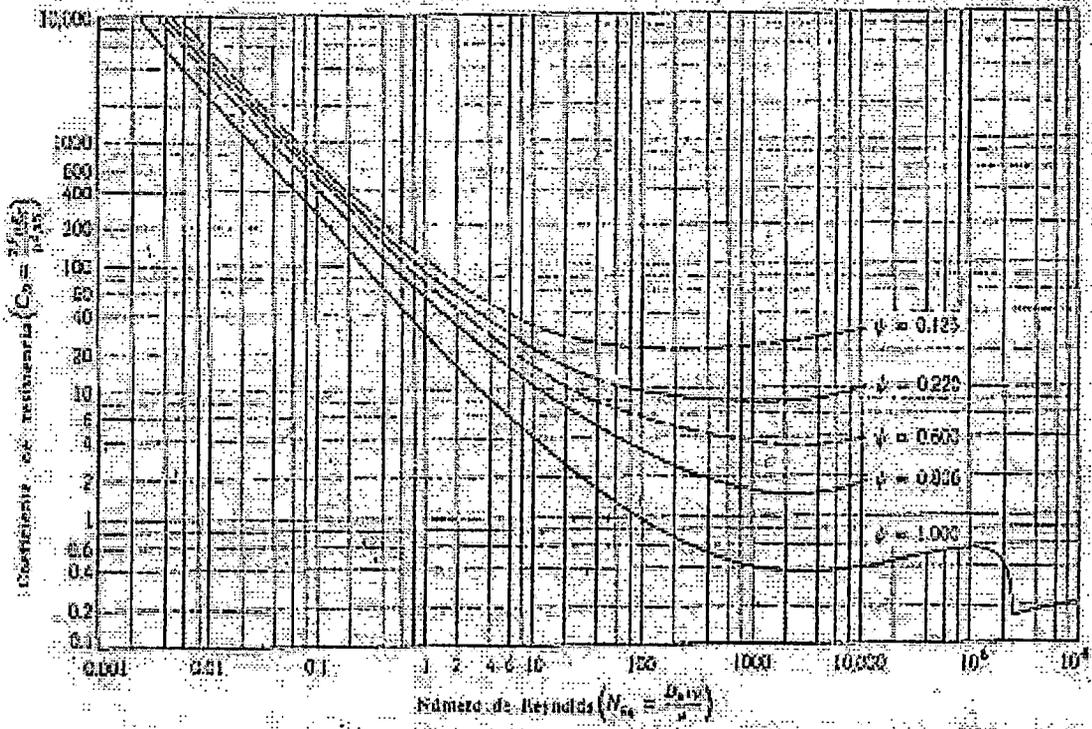


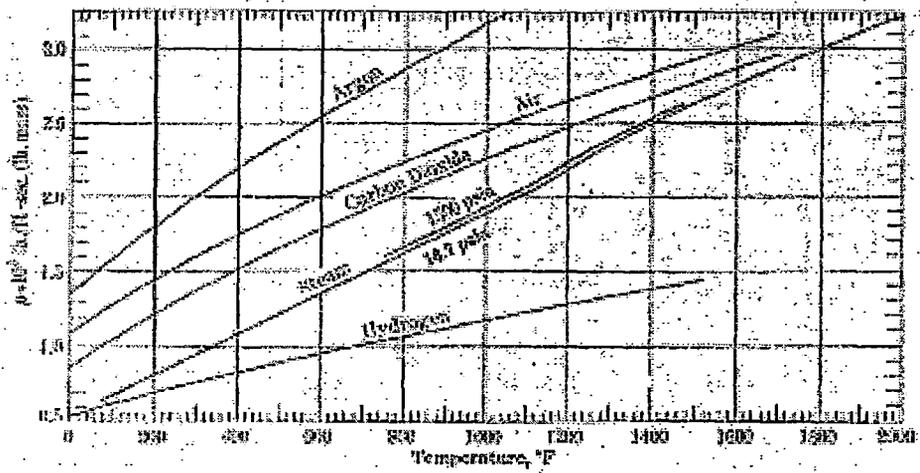
Fig. 3.3-6 Fuerzas que actúan sobre un cuerpo que cae en un fluido

Fig. 3.3-7



Coeficiente de resistencia como función del número de Reynolds (43). (Tomado de G.G. Brown and Associates, Unit Operations, John Wiley and Sons, New York, 1950, con permiso)

Fig. 3.3-8



Viscosidades Absolutas de Gases

Fig. 3.3-9

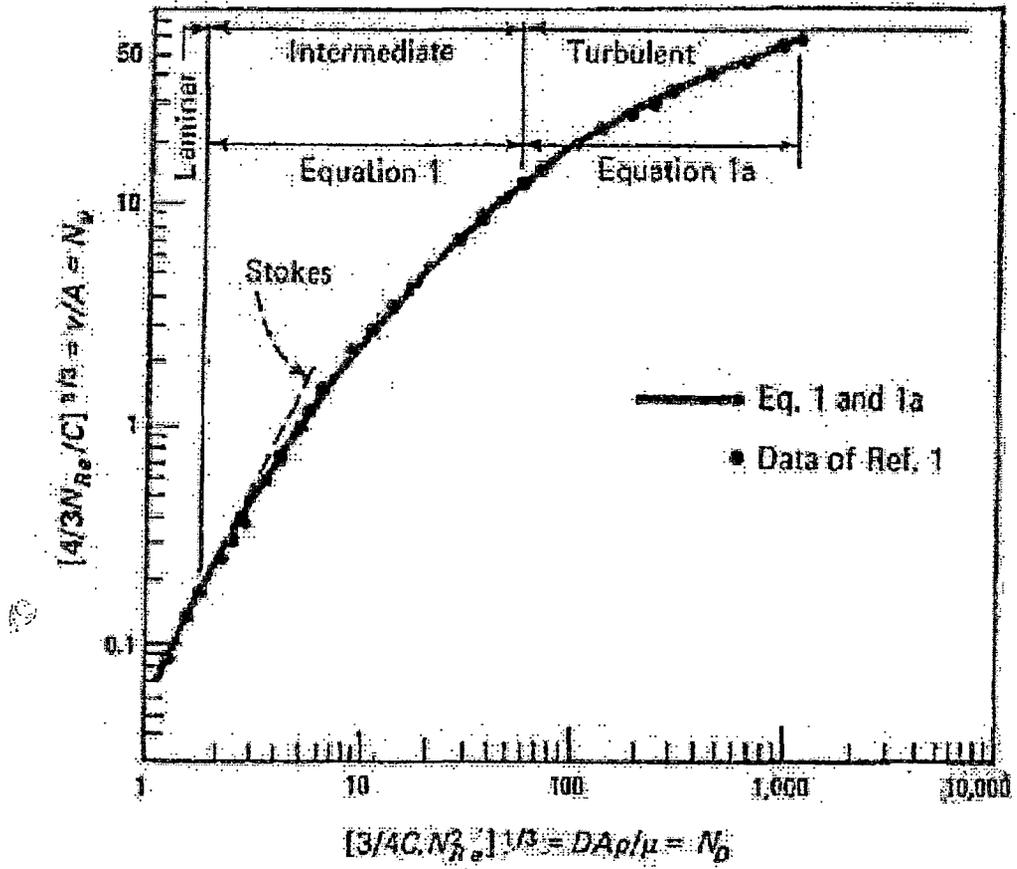


Fig. 3.3-10
VISTA DE CORTE DEL TANQUE
DESGASIFICADOR AISLADO

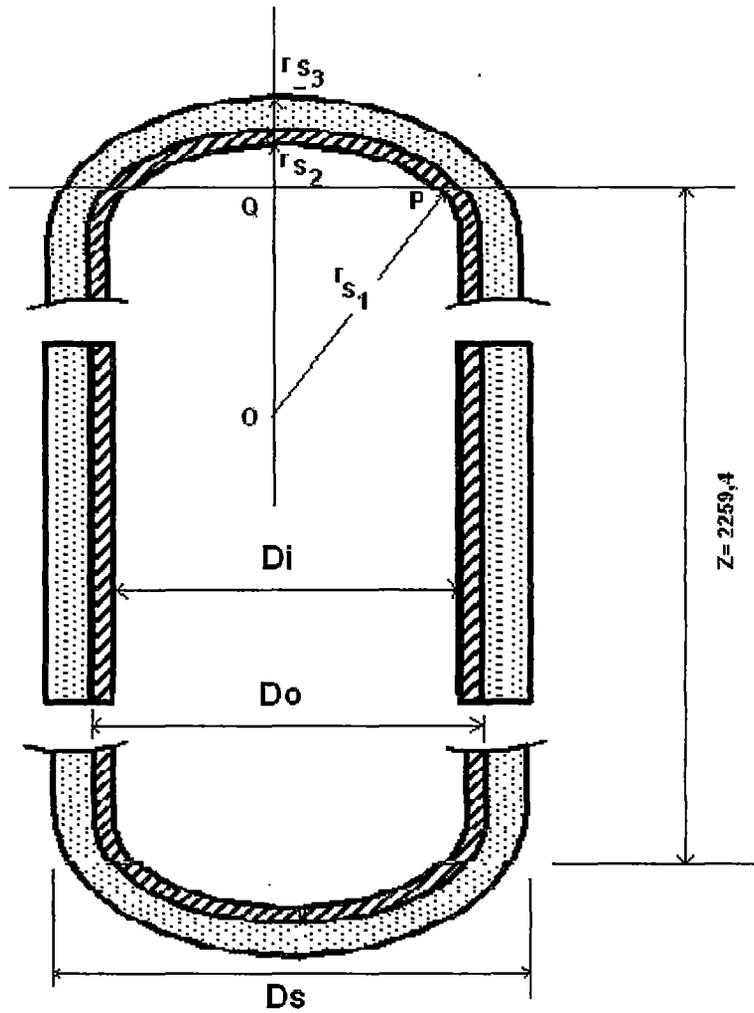
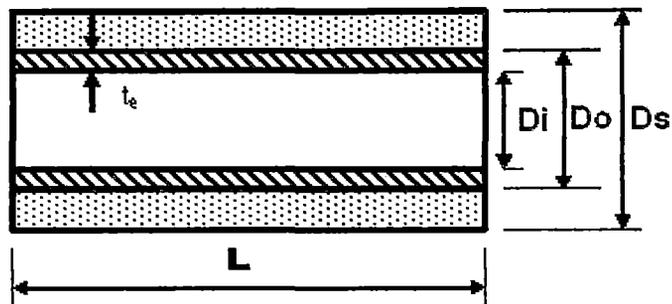


Fig 3.3-11
CORTE DE LA PARTE CILINDRICA DEL
CONDENSADOR DE VENTEO



$L = 2,173 \text{ m}$
 $D_s = 0,5842 \text{ m}$
 $D_o = 0,508 \text{ m}$
 $D_i = 0,4053 \text{ m}$
 $t_e = 0,00635 \text{ m}$

Fig. 3.3-12

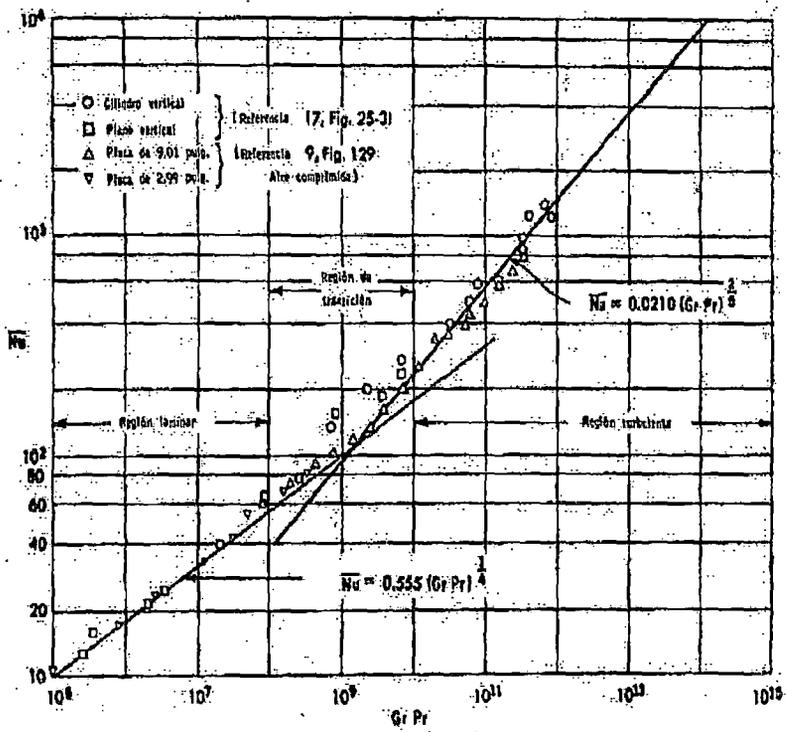


FIGURA 7-4. Correlación de datos para transferencia de calor por convección libre desde placas y cilindros verticales.

TABLA 3.3-1 (Ref. 17 - B)
SOLUBILIDAD DE LOS GASES EN EL AGUA

(Litros de gas por litro de agua, en atmósfera de gas puro a la presión de 1 bar)

Gases	Temperatura en °C							
	0	5	10	15	20	25	30	35
Aire	0,0292	0,0257	0,0228	0,0206	0,0187	0,0171	0,0156	
Oxígeno	0,0489	0,0429	0,0380	0,0342	0,0310	0,0283	0,0261	0,0244
Nitrógeno	0,0235	0,0209	0,0186	0,0169	0,0155	0,0143	0,0134	0,0126
Hidrógeno	0,0215	0,0204	0,0196	0,0188	0,0182	0,0175	0,0170	0,0167
Anhídrido carbónico	1,713	1,424	1,194	1,019	0,878	0,759	0,665	0,592
Sulfuro de hidrógeno	4,670	3,977	3,399	2,945	2,582	2,282	2,037	1,831
Cloro	4,54	3,75	3,148	2,680	2,299	2,019	1,799	1,602
Amoníaco	1,049	0,918	0,812	0,727	0,654			
Anhídrido sulfuroso	79,789	67,485	56,647	47,276	39,374	32,786	27,161	22,489
Ozono	0,65	0,58	0,52	0,44	0,37	0,30	0,23	0,16

TABLA 3.3-2 (Ref. 18 – B)

Coefficientes de Absorción de Bunsen de Gases en Agua						
Coefficiente de Absorción	H₂	N₂	O₂	CO	CO₂	H₂S
Temperatura (°C)						
0	0,02148	0,02354	0,04889	0,03537	1,713	4,670
20	0,01819	0,01545	0,03102	0,02319	0,878	2,582
25	0,01754	0,01434	0,02831	0,02142	0,759	2,282
30	0,01699	0,01342	0,02608	0,01998	0,665	2,037

TABLA 3.3-3 (Ref. 15 - B)

Características	De eyector	De bandeja
Tamaño	más pequeño	mayor
Peso	más ligero	más pesado
Materiales especiales	adaptable	menos adaptable
Condiciones de funcionamiento	adaptable	menos adaptable
Sobrecarga	gran margen	pequeño margen
Caída de presión de agua	0,2 a 0,35 kg/cm ²	1 a 2 lb
Caída de presión de vapor	0,01 a 0,1 kg/cm ²	0 a 0,1 lb
Rendimiento	idéntico	
Producción de agua de incrustaciones	buena	no es buena
Partes móviles interiores	válvulas de pulverización y pulverizadores de agujero variable o tipo de atomización	válvulas de control del agua de admisión
Conjunto o partes internas	válvulas de pulverización de agujero fijo montaje en fábrica para todos los tamaños	tamaños pequeños montados en fábrica tamaños grandes, montados en obra

TABLA A-3
Propiedades físicas de gases y líquidos comunes
 (Todas las propiedades de los gases son a la presión atmosférica)

GASOS

T (°C)	ρ (kg/m ³)	ρ (lb/ft ³)	ρ (kg/m ³)	ρ (lb/ft ³)	μ (kg/m·s)	μ (lbm/ft·s)	ν (m ² /s)	ν (ft ² /s)	α (m ² /s)
Aire									
0	0.944	0.230	1.110	0.146	0.0233	0.73	0.016	2.16	1.42×10^{-5}
20	0.981	0.243	1.165	0.149	0.0140	0.71	0.016	2.03	3.10
40	0.971	0.240	1.175	0.149	0.0124	0.72	0.016	1.79	1.78
60	0.953	0.241	1.140	0.149	0.0114	0.72	0.016	1.53	0.85
80	0.922	0.235	1.070	0.148	0.0102	0.71	0.016	1.32	0.44
100	0.891	0.228	1.000	0.147	0.0092	0.70	0.016	1.15	0.25
150	0.842	0.217	0.890	0.145	0.0073	0.68	0.016	0.91	0.10
200	0.797	0.210	0.800	0.143	0.0058	0.65	0.016	0.73	0.05
250	0.756	0.203	0.730	0.141	0.0048	0.62	0.016	0.60	0.03
300	0.718	0.197	0.670	0.139	0.0041	0.60	0.016	0.50	0.02
350	0.683	0.191	0.620	0.137	0.0036	0.58	0.016	0.43	0.01
400	0.651	0.185	0.580	0.135	0.0032	0.56	0.016	0.38	0.01
450	0.621	0.180	0.540	0.133	0.0029	0.54	0.016	0.34	0.01
500	0.593	0.175	0.510	0.131	0.0026	0.52	0.016	0.31	0.01
600	0.548	0.167	0.460	0.127	0.0021	0.49	0.016	0.26	0.01
700	0.508	0.160	0.420	0.124	0.0018	0.47	0.016	0.23	0.01
800	0.473	0.154	0.390	0.121	0.0016	0.45	0.016	0.21	0.01
900	0.442	0.148	0.360	0.118	0.0014	0.43	0.016	0.19	0.01
1000	0.414	0.143	0.330	0.115	0.0012	0.41	0.016	0.17	0.01
1200	0.368	0.135	0.280	0.110	0.0009	0.38	0.016	0.14	0.01
1500	0.312	0.125	0.220	0.103	0.0006	0.34	0.016	0.10	0.01
2000	0.218	0.087	0.140	0.073	0.0003	0.26	0.016	0.06	0.01
3000	0.114	0.027	0.06	0.039	0.0001	0.16	0.016	0.025	0.01
Vapor de agua									
212	0.072	0.0018	0.070	0.0018	0.0145	0.36	0.056	1.49	0.677×10^{-5}
200	0.082	0.0020	0.076	0.0019	0.0172	0.35	0.111	1.33	0.150
180	0.125	0.0031	0.120	0.0028	0.0200	0.34	0.150	1.10	0.013
160	0.178	0.0045	0.170	0.0040	0.0228	0.34	0.188	0.91	0.001
140	0.243	0.0061	0.230	0.0055	0.0257	0.34	0.231	0.74	0.2×10^{-5}
120	0.318	0.0080	0.300	0.0075	0.0288	0.34	0.279	0.60	0.001
100	0.418	0.0104	0.400	0.0100	0.0321	0.34	0.332	0.49	0.001
80	0.548	0.0135	0.530	0.0135	0.0355	0.34	0.391	0.39	0.001
60	0.708	0.0175	0.700	0.0175	0.0390	0.34	0.450	0.31	0.001
40	0.898	0.0225	0.880	0.0225	0.0425	0.34	0.510	0.24	0.001
20	1.098	0.0285	1.070	0.0285	0.0460	0.34	0.570	0.18	0.001
0	1.298	0.0355	1.270	0.0355	0.0495	0.34	0.630	0.14	0.001
1659	0.012	0.0003	0.012	0.0003	0.061	0.87	0.07	0.185	0.28
1500	0.010	0.0003	0.010	0.0003	0.063	0.87	0.03	0.132	0.14
1000	0.003	0.0001	0.003	0.0001	0.070	0.86	0.01	0.040	0.01
2000	0.001	0.0000	0.001	0.0000	0.075	0.85	0.00	0.008	0.001
2689	0.000	0.0000	0.000	0.0000	0.079	0.84	0.00	0.003	0.000
3000	0.000	0.0000	0.000	0.0000	0.114	0.80	0.00	0.000	0.000
Oxígeno									
0	0.0015	0.0003	0.0015	0.0003	0.018	0.73	0.027	2.18	1.33×10^{-5}
100	0.0015	0.0003	0.0015	0.0003	0.015	0.71	0.028	1.79	0.78
200	0.0015	0.0003	0.0015	0.0003	0.012	0.70	0.029	1.52	0.44
300	0.0015	0.0003	0.0015	0.0003	0.010	0.70	0.030	1.35	0.29
400	0.0015	0.0003	0.0015	0.0003	0.008	0.70	0.031	1.20	0.18
500	0.0015	0.0003	0.0015	0.0003	0.007	0.70	0.032	1.07	0.10
600	0.0015	0.0003	0.0015	0.0003	0.006	0.70	0.033	0.96	0.5×10^{-5}
800	0.0015	0.0003	0.0015	0.0003	0.005	0.70	0.034	0.81	0.03
1000	0.0015	0.0003	0.0015	0.0003	0.004	0.70	0.035	0.70	0.01
1200	0.0015	0.0003	0.0015	0.0003	0.003	0.70	0.036	0.61	0.00

Tabla 3.3-4 Propiedades físicas de gases, líquidos

3.4 Sección de Separación Final

Esta sección se encargará de extraer (separar) los gases remanentes disueltos en el agua que cae de la sección de calentamiento y separación inicial, mediante el mecanismo de transferencia de masa (difusión). Para este propósito, esta sección contará con una columna de relleno de anillos Raschig. (Sec. 2.5).

3.4.1 Consideraciones para el diseño

En esta sección se va a realizar la desabsorción de los gases disueltos en el agua, o sea un proceso inverso al de absorción, y cuyos principios de transferencia de masa y calor, básicamente son los mismos de la absorción.

El calentamiento requerido para el agua es pequeño, un incremento de unos 4,5°C (Ref. 6 – B). Esto es común en los desgasificadores térmicos que tienen una sección de calentamiento y separación inicial tipo rociador (por aspersion) en la que el agua se calienta bruscamente y su temperatura en la salida es muy próxima a la del vapor saturado.

El material de relleno genera una gran área interfacial entre las fases líquida y gaseosa (vapor). Esta área se justifica primeramente para separar satisfactoriamente las trazas de oxígeno y otros gases del aire que aún quedan diluidos en el agua calentada que ingresa a esta sección. En segundo lugar, como

el agua debe experimentar un pequeño incremento de temperatura, esta área de intercambio es suficiente.

Los calentadores desgasificadores, por lo general, producen un efluente exento de CO₂. Estos aparatos separan con facilidad los gases de moderada solubilidad tales como el oxígeno, hidrógeno, nitrógeno; pero su diseño es todavía ventajoso para separar los gases más solubles tales como el amoníaco y el CO₂ (Ref. 5). Estando eliminado prácticamente todo el CO₂ del agua, aún queda una concentración de O₂ en el agua, más pequeña que las de otros gases como nitrógeno e hidrógeno.

Por lo anterior, se considera que el análisis de separación toma como referencia el oxígeno.

3.4.2 Diseño de la columna de relleno.

Se requieren los siguientes parámetros:

- 1.- El número de unidades de transferencia (NUT)
- 2.- El área de la sección recta de la columna de relleno
- 3.- La densidad de flujo de la carga líquida (flujo másico de agua por área de sección recta)
- 4.- La altura de unidad de transferencia para el tipo de relleno (HUT)
- 5.- La altura total de la columna de relleno: $Z = (NUT) \times (HUT)$

Y luego comprobar la altura de la columna de relleno para la transferencia de calor requerido

3.4.2.1 Número de Unidades de Transferencia de Masa (NUT)

La concentración de oxígeno en el agua que llega a la sección de separación final, es de cerca de $C_{ent} \cong 0,25 \text{ cm}^3/\text{L}$, según curva de la Fig. 3.4-1. Para reducir esta concentración hasta un valor $C_{sal} \cong 0,005 \text{ cm}^3/\text{L}$, se precisa de un número determinado de unidades de transferencia (Ref. 5 y Ec. 2.38 y 2.39):

$$NUT = \frac{\text{Cambio en la concentración}}{\text{Media logarítmica de la "Fuerza" motriz impulsora}}$$

Luego, el cambio en la concentración de oxígeno es:

$$\begin{aligned}\Delta CO_2 &= C_{ent} - C_{sal} \\ &= 0,25 - 0,005 = 0,245 \text{ cm}^3/\text{L}\end{aligned}$$

La media logarítmica de la "fuerza" motriz impulsora $(C - C_{O_2}^*)$ es:

$$M.L.F.I. = \frac{Máx.F.I. - Mín.F.I.}{\ln\left(\frac{Máx.F.I.}{Mín.F.I.}\right)}$$

$$F.I. = \text{Concentración real (C)} - \text{Concentración Teórica } (C_{O_2}^*)$$

$$(C_{O_2}^*) = 0,0046 \text{ cm}^3 / L, \text{ Sec. 3.3.3}$$

Máx F.I. = Máxima fuerza impulsora para la separación

$$= C_{ent} - C_{O_2}^* = 0,25 - 0,0046 = 0,2454 \text{ cm}^3 / L$$

Mín F.I. = Mínima fuerza impulsora para la separación

$$= C_{sat} - C_{O_2}^* = 0,005 - 0,0046 = 4 \times 10^{-4} \text{ cm}^3 / L$$

Luego:

$$M.L.F.I. = \frac{0,2454 - 0,0004}{\ln \frac{0,2454}{0,0004}} = 0,0382$$

$$N.U.T. = \frac{0,2454 - 0,0004}{0,0382} = 6,41$$

Por otro lado, la presión parcial de la mezcla de gases del aire separada, en la parte superior del desgasificador es 0,001 bar ($9,87 \times 10^{-4}$ atm). Sec. 3.3.4

La presión parcial de la mezcla de gases del aire no es uniforme en el tanque desgasificador. Es máximo en la parte superior y mínima, prácticamente cero, en la parte inferior, donde el vapor saturado que entra al tanque está en contacto con la superficie del agua desgasificada que se va acumulando en el fondo.

Si se asume que la presión parcial de la mezcla de gases del aire en la atmósfera de vapor que se encuentra sobre la superficie del agua desgasificada, es el promedio de las presiones máxima y mínima, respectivamente, o sea: $4,935 \times 10^{-4} \text{ atm}$. La presión parcial del oxígeno en la mezcla es: $\frac{35}{100} \times 4,935 \times 10^{-4} \text{ atm}$, o sea $1,727 \times 10^{-4} \text{ atm}$. Esta presión parcial de O_2 en la atmósfera de vapor y gases del aire separados del agua, estará en equilibrio con una concentración, $X_{O_2}^*$, de oxígeno disuelto en el agua desgasificada. Luego, según Ec. 2.11:

$$\bar{P}_{O_2} = H_{O_2} \cdot x_{O_2}^*$$

$$\bar{P}_{O_2} = 1,727 \times 10^{-4} \text{ atm}, \text{ Presión parcial del } O_2 \text{ en la mezcla}$$

$$H_{O_2} = 7,041 \times 10^4 \text{ atm /fracción molar (Tab. 3.4-1)}$$

$$x_{O_2}^* = \text{Fracción molar de } O_2 \text{ en la fase líquida}$$

$$x_{O_2}^* = \frac{1,727 \times 10^{-4}}{7,041 \times 10^4} = 2,453 \times 10^{-9}$$

$x_{O_2}^{ent}$ = fracción molar de O_2 en la fase líquida, en la entrada

$$= \frac{\frac{0,25 \times 10^{-3}}{22,4}}{\frac{0,25 \times 10^{-3}}{22,4} + \frac{1000}{18}} = 2,0089 \times 10^{-7}$$

0,25 = Concentración de O_2 en el agua de entrada, 0,25 cm³ de O_2 por litro de agua

22,4 = 1 mol de O_2 , a las condiciones normales: 0°C y 1 atm., ocupa 22,48 litros

10⁻³ = 1 cm³ equivale a 10⁻³ L

1000 = Se considera que 1 L de agua tiene una masa de 1000 gr.

18 = Peso molecular del agua

Luego:

$$\begin{aligned} (x_{O_2} - x_{O_2}^*)_{ent} &= 2,0089 \times 10^{-7} - 2,453 \times 10^{-9} \\ &= 1,984 \times 10^{-7} \end{aligned}$$

La fracción molar en la salida es:

$$x_{O_2}^{sal} = \frac{\frac{0,005 \times 10^{-3}}{22,48}}{\frac{0,005 \times 10^{-3}}{22,48} + \frac{1000}{18}} = 4,0035 \times 10^{-9}$$

0,005 = Concentración de O₂ en el agua de salida, 0,005 cm³ por litro de agua

Luego:

$$\begin{aligned}(x_{O_2} - x_{O_2}^*)_{sal} &= 4,0035 \times 10^{-9} - 2,453 \times 10^{-9} \\ &= 1,551 \times 10^{-9}\end{aligned}$$

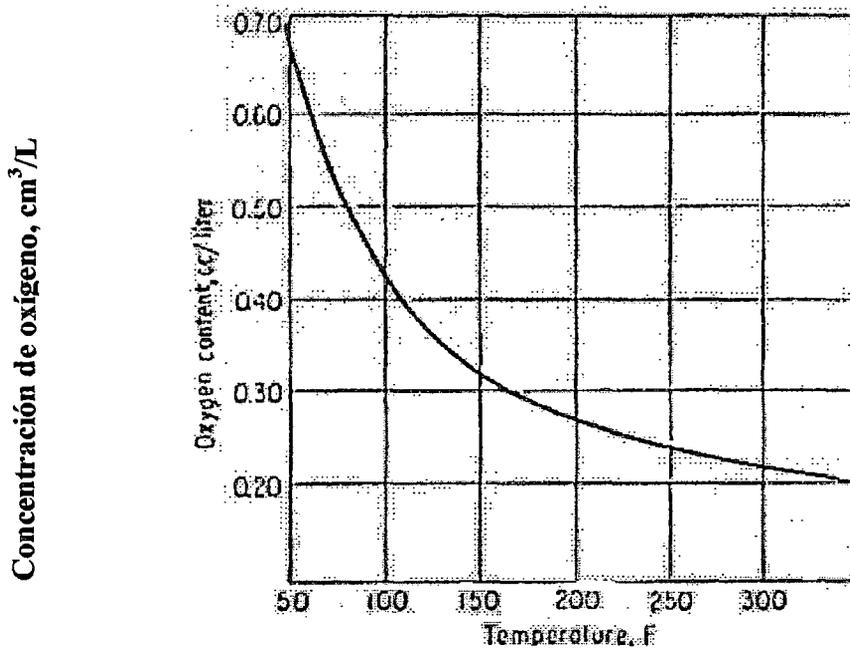
Según Ec. 2.39:

$$\begin{aligned}(x_{O_2} - x_{O_2}^*)_{LM} &= \frac{(x_{O_2} - x_{O_2}^*)_{ent} - (x_{O_2} - x_{O_2}^*)_{sal}}{\ln \left[\frac{(x_{O_2} - x_{O_2}^*)_{ent}}{(x_{O_2} - x_{O_2}^*)_{sal}} \right]} \\ &= \frac{1,984 \times 10^{-7} - 1,551 \times 10^{-9}}{\ln [1,984 \times 10^{-7} / 1,551 \times 10^{-9}]} \\ &= 4,057 \times 10^{-8}\end{aligned}$$

Según Ec. 2.38:

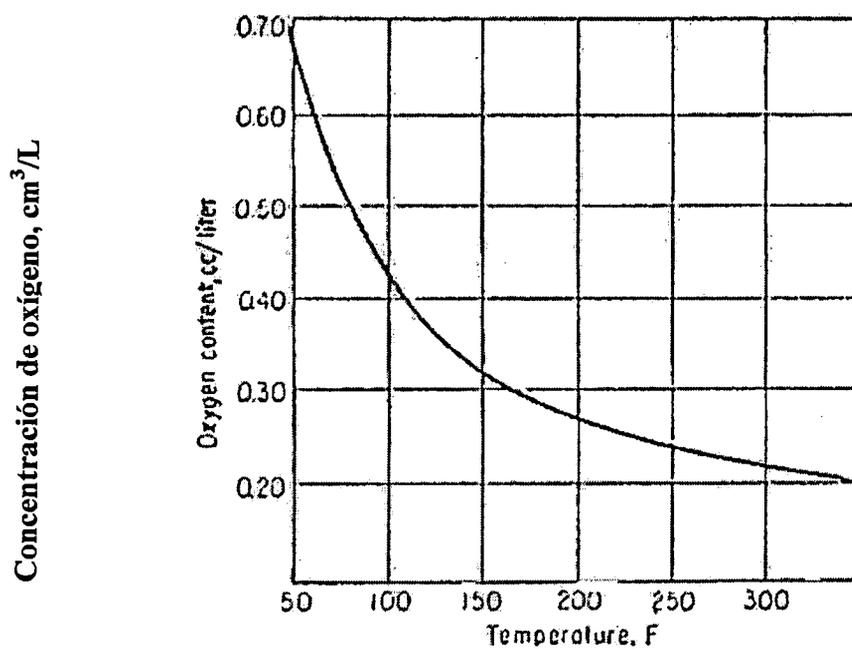
$$\begin{aligned}NUT &= \frac{x_{O_2, ent} - x_{O_2, sal}}{(x_{O_2} - x_{O_2}^*)_{LM}} \\ &= \frac{2,0089 \times 10^{-7} - 4,0035 \times 10^{-9}}{4,057 \times 10^{-8}} \\ &= 4,85\end{aligned}$$

Fig. 3.4-1



La cantidad de oxígeno disuelto que queda en el agua después del rociado inicial en el desgasificador térmico decrece con la temperatura (Ref. 5)

Fig. 3.4-1



La cantidad de oxígeno disuelto que queda en el agua después del rociado inicial en el desgasificador térmico decrece con la temperatura (Ref. 5)

$$P_a = H_a x_a$$

En donde P_a = Presión parcial del soluto α en la fase gaseosa, atm

x_a = Fracción molar del soluto α en la fase líquida

H_a = Constante de la ley de Henry atm/fracción molar

$H_a \times 10^{-4}$, *Atm / fracción molar*

$T, ^\circ\text{C}$	Atm	CO ₂	CO	C ₂ H ₂	H ₂	H ₂ S	CH ₄	NO	N ₂	O ₂
0	4.32	0.0728	3.52	1.26	5.79	0.0268	2.24	1.69	5.29	2.55
10	5.49	0.104	4.42	1.89	6.36	0.0367	2.97	2.18	6.68	3.27
20	6.64	0.142	5.36	2.63	6.81	0.0483	3.76	2.64	8.04	4.01
30	7.71	0.186	6.20	3.42	7.29	0.0609	4.49	3.10	9.24	4.75
40	8.70	0.233	6.96	4.23	7.51	0.0745	5.20	3.52	10.4	5.35
50	9.46	0.283	7.61	5.00	7.65	0.0884	5.77	3.90	11.3	5.88
60	10.1	0.341	8.21	5.65	7.65	0.103	6.26	4.18	12.0	6.29
70	10.5		8.45	6.23	7.61	0.119	6.66	4.38	12.5	6.63
80	10.7		8.45	6.61	7.55	0.135	6.82	4.48	12.6	6.87
90	10.8		8.46	6.87	7.51	0.144	6.92	4.52	12.6	6.99
100	10.7		8.46	6.92	7.45	0.148	7.01	4.54	12.6	7.01

Tabla 3.4-1

Constantes de la Ley de Henry para varios gases en el agua

$$P_a = H_a x_a$$

En donde P_a = Presión parcial del soluto a en la fase gaseosa, atm

x_a = Fracción molar del soluto a en la fase líquida

H_a = Constante de la ley de Henry atm/fracción molar

$H_a \times 10^{-4}$, Atm / fracción molar

$T, ^\circ\text{C}$	Aire	CO ₂	CO	C ₂ H ₄	H ₂	H ₂ S	CH ₄	NO	N ₂	O ₂
0	4.32	0.0728	3.52	1.26	5.79	0.0268	2.24	1.69	5.29	2.55
10	5.49	0.104	4.42	1.89	6.36	0.0367	2.97	2.18	6.68	3.27
20	6.64	0.142	5.36	2.63	6.83	0.0483	3.76	2.64	8.04	4.01
30	7.71	0.186	6.20	3.42	7.29	0.0609	4.49	3.10	9.24	4.75
40	8.70	0.233	6.96	4.23	7.51	0.0745	5.20	3.52	10.4	5.35
50	9.46	0.283	7.61	5.00	7.65	0.0884	5.77	3.90	11.3	5.88
60	10.1	0.341	8.21	5.65	7.65	0.103	6.26	4.18	12.0	6.29
70	10.5		8.45	6.23	7.61	0.119	6.66	4.38	12.5	6.63
80	10.7		8.45	6.61	7.55	0.135	6.82	4.48	12.6	6.87
90	10.8		8.46	6.87	7.51	0.144	6.92	4.52	12.6	6.99
100	10.7		8.46	6.92	7.45	0.148	7.01	4.54	12.6	7.01

Tabla 3.4-1

Constantes de la Ley de Henry para varios gases en el agua

3.4.2.2 Área de la sección recta de la columna de relleno vacía

Para determinar el área, es necesario conocer las características físicas del relleno:

- Área de la superficie del relleno por unidad de volumen de espacio relleno (a_p), que provoca una superficie interfacial entre el líquido y el gas (vapor). En un relleno menudo compacto, la superficie de intercambio de calor y/o masa (superficie interfacial) lo proporciona la película de líquido que se forma sobre la superficie del relleno
- Fracción de huecos del relleno seco (ϵ)

El volumen fraccionario vacío, ϵ , o fracción de espacio vacío, en el lecho relleno, debe ser grande. El relleno debe permitir el paso de grandes volúmenes de fluido a través de pequeñas secciones transversales de la columna de relleno sin que se produzca recargo o inundación; también debe ser baja la caída de presión del gas a su paso por la columna rellena.

En la correlación de anegamiento que aparece graficada en la Fig. 2.5 (Ref. 7E), para contacto gas líquido en columnas de relleno menudo, se observa que la capacidad es superior para una columna de relleno ordenado que para una que contiene el relleno dispuesto al azar. El caudal másico de gas o vapor de anegamiento por unidad de área, aumenta con una razón L/G decreciente, con una viscosidad del líquido decreciente (espesor de la película), con una fracción de huecos creciente, y un área de la superficie del relleno decreciente.

Con esta correlación se estima la velocidad de anegamiento, se determina el área de la sección transversal de la columna de relleno menudo y por ende el diámetro de la sección recta de la columna. Para esto se definen algunos parámetros:

μ = Viscosidad de líquido / Viscosidad del agua

ξ = densidad de líquido / densidad del agua

ρ_G = densidad del gas, Kg./m³

L/G = relación del flujo líquido a flujo gaseoso

g = aceleración de la gravedad, $127008 \times 10^3 \text{ m/h}^2$

ρ_L = densidad del líquido Kg./m^3

ρ_G/ρ_L = relación de densidades gas - líquido

A = área transversal para la columna vacía (área de la sección recta de la columna vacía) m²

G = densidad del flujo de gas: \dot{m}_v / A , kg / h – m²

\dot{m}_v = flujo de vapor que atraviesa la columna, kg./h

$\frac{a\rho}{\epsilon^3}$ = factor de relleno seco

Según parámetros de diseño iniciales y características del tipo de relleno, se tiene:

$$\mu = 1 \text{ (el líquido es agua)}$$

$$\xi = 1$$

$$L/G = \left(\frac{\dot{m}_{L, \text{sal}}}{A} \right) / \left(\frac{\dot{m}_{V, \text{ent}}}{A} \right)$$

$$= 25,25 / 3,839$$

$$= 6,577$$

ρ_G = densidad del vapor saturado a una temperatura de 115,25°C : 0,972

kg/m³ según tablas de vapor y cálculos

$\rho_L =$ densidad del líquido saturado a una temperatura de $115,25^\circ\text{C}$:
 947 kg./m^3

$$115,25^\circ\text{C} = \frac{115,17^\circ\text{C} + 115,32^\circ\text{C}}{2}$$

$$\frac{\rho_G}{\rho_L} = \frac{0,972}{947} = 1,026 \times 10^{-3}$$

$$\frac{L}{G} \sqrt{\frac{\rho_G}{\rho_L}} = 6,577 \times \sqrt{1,026 \times 10^{-3}} = 0,211$$

$$a_p = \frac{31,4 \text{ pies}^2}{\text{pies}^3} = \frac{31,4}{0,3048} = 103 \text{ m}^{-1}$$

$\epsilon = 0,84$, según tabla 3.4-2

$$\frac{a_p}{\epsilon^3} = \frac{103}{(0,84)^3} = 173,78$$

La correlación empírica de la Fig. 2.5 permite el cálculo de la velocidad de la fase gaseosa en la inundación, empleando la relación gráfica entre los dos grupos:

$$A' = \frac{G^2 \left(\frac{a_p}{\epsilon^3} \right) \mu^{0,2} \xi^2}{g \rho_G \rho_L} ; \quad y$$

$$B' = \frac{L}{G} \sqrt{\frac{\rho_G}{\rho_L}}$$

Luego, con $B' = 0,211$, en la curva de anegamiento para relleno al azar, se observa que le corresponde un valor $A' = 0,08$

$$\begin{aligned} 0,08 &= \frac{G^2 \left(\frac{a_p}{\epsilon^3} \right) \cdot \mu^{0,2} \cdot \xi^2}{g \cdot \rho_G \cdot \rho_L} \\ 0,08 &= \frac{G^2 \cdot 173,78 \cdot 1 \cdot 1}{127008 \times 10^3 \times 0,972 \times 947} \\ G &= 7336 \text{ kg/h-m}^2 \end{aligned}$$

Por otro lado, en busca de la simplicidad y seguridad, las columnas de relleno menudo se diseñan utilizando velocidades del gas (vapor) de un 50 a un 75% de la inundación para el gasto esperado del líquido (Ref. 7E)

Luego, si se considera que la columna de relleno opera con una velocidad de vapor igual al 60% de la del vapor de inundación:

$$G = 0,6 \times 7336 = 4401,6 \frac{kg}{h-m^2}$$

$$G = \frac{m_v, ent}{A}$$

$$A = \frac{3,839 \times 3600}{4401,6} = 3,140 m^2$$

$$\frac{\Pi D^2}{4} = 3,14 \quad D_i = 1,999 m$$

Luego, considerando que en los extremos superior e inferior del casco cilíndrico del conjunto columna de aspersión – columna de relleno, se deben soldar dos cabezas (cabezales) bombeadas y rebordeadas según API – ASME y que según tabla de la Referencia 32 A, el diámetro exterior de la cabeza que más se aproxima es 78 pulg. (1981 mm), el espesor estimado es 5/16 pulg. (7,9 mm). Luego, el diámetro interior es $D_i = 1965$ mm., y el área transversal interna $A = 3,033$ m² (32,65 pie²)

3.4.2.3 Altura de la Unidad de transferencia y altura total de la columna de relleno

La altura de la unidad de transferencia (HUT) está determinado por ensayo, depende principalmente de la carga, tipo de relleno, y la temperatura.

La Fig. 3.4-2 muestra una serie de curvas que pertenecen a diferentes tipos de relleno ensayados a 77° F (25°C). Para obtener la HUT en pulgadas, se debe calcular la densidad de flujo de la carga líquida, L:

$$L = \dot{m}_{L, \text{sal}} / A$$

$$\dot{m}_{L, \text{sal}} = 200000 \text{ lb/h}$$

$$A = 32,65 \text{ pie}^2$$

Luego:

$$L = \frac{200000}{32,65} = 6125 \text{ lb} / (\text{h} \cdot \text{pie}^2)$$

Y según, la Fig. 3.4-2 para relleno de anillos Raschig de 2 pulg:

La altura de una unidad de transferencia (HTU) es prácticamente 17 pulgadas a 77°F.

De la Fig. 3.4-3, la altura relativa de una unidad de transferencia que funciona a una temperatura de 240°F (HTU_{240°F}). Con respecto a una que opera a 77°F (HTU_{77°F}) es 0,17:

$$\frac{HTU_{240^{\circ}F}}{HTU_{77^{\circ}F}} = 0,17$$

$$HTU_{240^{\circ}F} = 0,17 \times 17$$

$$HTU_{240^{\circ}F} = 2,89 \text{ pulg.}$$

$$= 73,4 \text{ mm}$$

La altura de relleno en la que NUT = 6,41:

$$Z = 6,41 \times 73,4 = 470 \text{ mm}$$

La altura de relleno en la que NUT: 4.84:

$$Z = 4,85 \times 73,4 = 355 \text{ mm}$$

Tomando el promedio:

$$Z = \frac{470 + 355}{2} = 413 \text{ mm}$$

Si se considera el factor que toma en cuenta fallas en la humectación del material de relleno debido a la distribución del líquido dentro de la columna rellena, por razones de montaje de las partes, igual a 1,4, valor que está en los límites de seguridad para el funcionamiento de las columnas rellenas:

$$Z = 413 \times 1,4 = 578 \text{ mm}$$

La altura de relleno obtenida, no será menor que 578 mm. El relleno estará compuesto de anillos Raschig de acero inoxidable AISI 304, de 2 pulg ϕ , espesor. 1,6 mm. (Tabla 3.4-2)

3.4.2.4 Caída de presión del vapor en la columna rellena

Con los parámetros de diseño de la columna de relleno se calcula:

$$G^2 = \left(\frac{\dot{m} V_{ent}}{A} \right)^2 = \left(\frac{3,839 \times 3600}{3,033} \right)^2 = 2076,3 \times 10^4 \quad \frac{\text{kg}^2}{\text{m}^2 \cdot \text{s}^4}$$

$$\frac{a_p}{\epsilon^3} = 173,78$$

$$A' = \frac{2076 \times 10^4 (173,78) \times 1 \times 1}{127008 \times 10^3 \times 0,972 \times 947} = 0,031$$

$$B' = 0,211$$

Luego, de la Fig. 2.4, la pérdida de presión en la columna rellena es 0,4 pulg. H₂O/pie. La pérdida de presión total en la columna rellena:

$$\begin{aligned} & 0,4 \text{ pul. } H_2O / \text{pie} \times \left(578 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ pie}}{305 \text{ mm}} \right) \\ & = 0,76 \text{ pul } H_2O \\ & = 0,76 \times 25,4 \text{ mm } H_2O \times \frac{14,7 \text{ lb} / \text{pul } H_2O}{10,33 \times 10^3 \text{ mm } H_2O} \\ & = 0,027 \text{ lb} / \text{pul } H_2O < 0,1 \text{ lb} / \text{pul } H_2O \end{aligned}$$

3.4.2.5 Flujo de vapor que sale de la sección secundaria

Este flujo, $\dot{m}_{V,ss}$ será igual a la diferencia entre el flujo de vapor que ingresa al equipo desgasificador térmico $\dot{m}_{V,ent}$, y parte de éste que

debe condensarse para calentar el agua que ingresa a la sección secundaria.

Asumiendo que esta parte $\dot{m}_{v,ent} - \dot{m}_{v,ss}$, se condensa a una temperatura promedio de 115,32 y 115,17 o sea 115,25° C. Luego, el calor latente de condensación que se entrega a la sección secundaria es:

$$\left(\dot{m}_{v,ent} - \dot{m}_{v,ss} \right) (2699 - 483,55)$$

2699 = entalpía del vapor saturado seco 115,25°C : kJ/kg.,
según tablas de vapor

483,55 = entalpía del líquido saturado a 115,25°C : kJ/kg., según
tablas de vapor

El flujo de calor que se requiere para calentar el agua que ingresa
es:

$$\left[25,25 - \left(\dot{m}_{v,ent} - \dot{m}_{v,ss} \right) \right] \times 4,248 (115,32 - 111)$$

115,32 : Temperatura esperada del agua de salida del desgasificador térmico. °C

111 : Temperatura esperada del agua de entrada a la sección secundaria, Sec. 3.4.2.6

4,248 : Calor específico a presión constante, promedio, según tablas, kJ/kg - °K 93,3°C a 121,1°C

Esta zona está debidamente aislada, pero una cantidad de 1,3 kJ/s de calor se pierde al exterior, según cálculos (Sec.3.3.12), y prácticamente todo el calor se invierte para calentar el agua que desciende por el relleno:

$$\left[25,25 - \left(\overset{\circ}{m}_{v,ent} - \overset{\circ}{m}_{v,ss} \right) \right] 4,248(115,32 - 111) =$$

$$\left(\overset{\circ}{m}_{v,ent} - \overset{\circ}{m}_{v,ss} \right) (2699 - 483,55) - 1,3 \text{ kJ/s}$$

como $\overset{\circ}{m}_{v,ent} = 3,839 \text{ Kg/s}$, entonces $\overset{\circ}{m}_{v,ss} = 3,631 \text{ Kg/s}$

La parte del flujo de vapor que se condensa es:

$$3,839 - 3,631 = 0,208 \text{ kg/s}$$

3.4.2.6 Capacidad de transmisión de calor de la columna rellena

El área de la superficie total que expone el agua al vapor, provocada por el relleno de anillos Raschig:

$$A_t = a_p \cdot Z \cdot A = 103 \text{ m}^2/\text{m}^3 \cdot 578 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 3,033 \text{ m}^2 = 181 \text{ m}^2$$

El coeficiente global de transmisión de calor "U" para condensadores de contacto directo es mayor de $3,5 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1} \text{ m}^2$ (Ref. 20), y de la fórmula general de intercambio térmico 3.5-6:



$$U = \frac{\dot{Q}}{\Delta T \cdot A_t} > 3,5 \dots \dots \dots 3.4.1$$

$$\dot{Q} > 3,5 \cdot \bar{\Delta T} \cdot A_t$$

$$\dot{Q} > 3,5(2,16)181$$

$$\dot{Q} > 1368 \text{ kW}$$

\dot{Q} : calor que se transmite en el intercambiador: KW

$\bar{\Delta T}$: diferencia media de temperaturas entre los dos fluidos:

$$(115,32 - 111) / 2 = 2,16^{\circ}C$$

A_t : área de la superficie de intercambio térmico: m^2

En la sección primaria de calentamiento por aspersion de un modelo de la Permutit Company (Ref. 6B), el agua se calienta hasta una diferencia de 3,6 a 5,54°C con relación a la temperatura del vapor durante el tiempo que cae y llega al final de ésta.

Considerando que la temperatura del agua que sale de la sección primaria e ingresa a la sección secundaria (columna rellena) se encuentra a $(3,6 + 5,54) / 2 = 4,57^{\circ}C$ de la del vapor; entonces la temperatura de esta agua es: $115,32 - 4,57 = 110,75 \cong 111^{\circ}C$. Luego, su entalpía es: 465,5 kJ/kg, según tablas. Luego, el calor que se requiere para calentar el agua que ingresa, se puede considerar como:

$$\dot{Q} = (25,25 - 0,208)4,248(115,32 - 111)$$

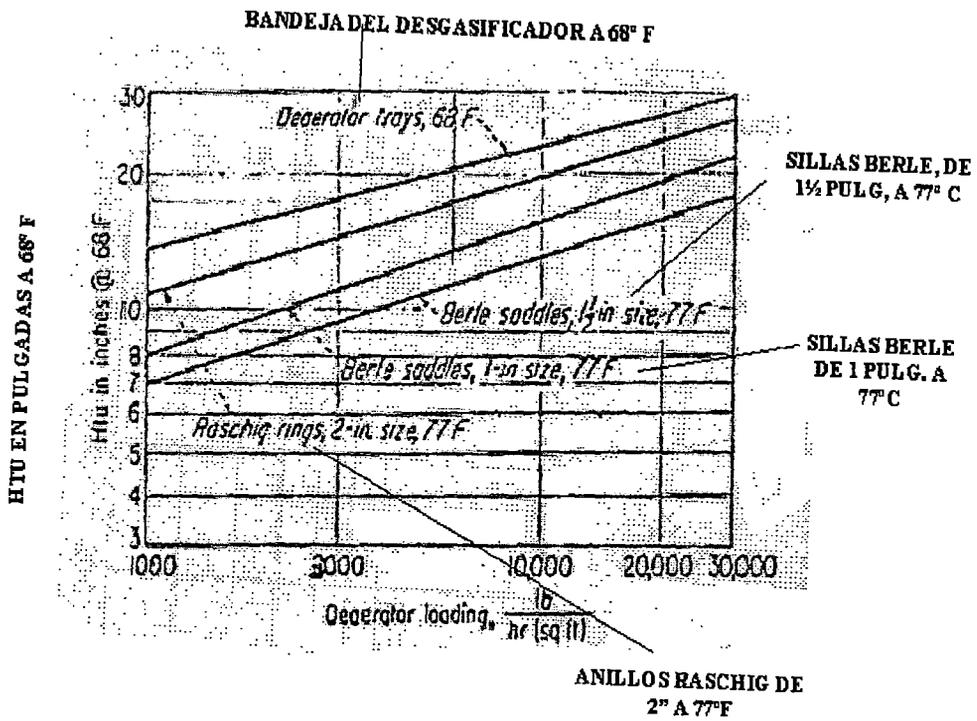
$$\dot{Q} = 459,6kw$$

Luego, la columna rellena tiene capacidad más que suficiente para transmitir el calor que se requiere.

Tabla 3.4-2: Características de los empaques aleatorios

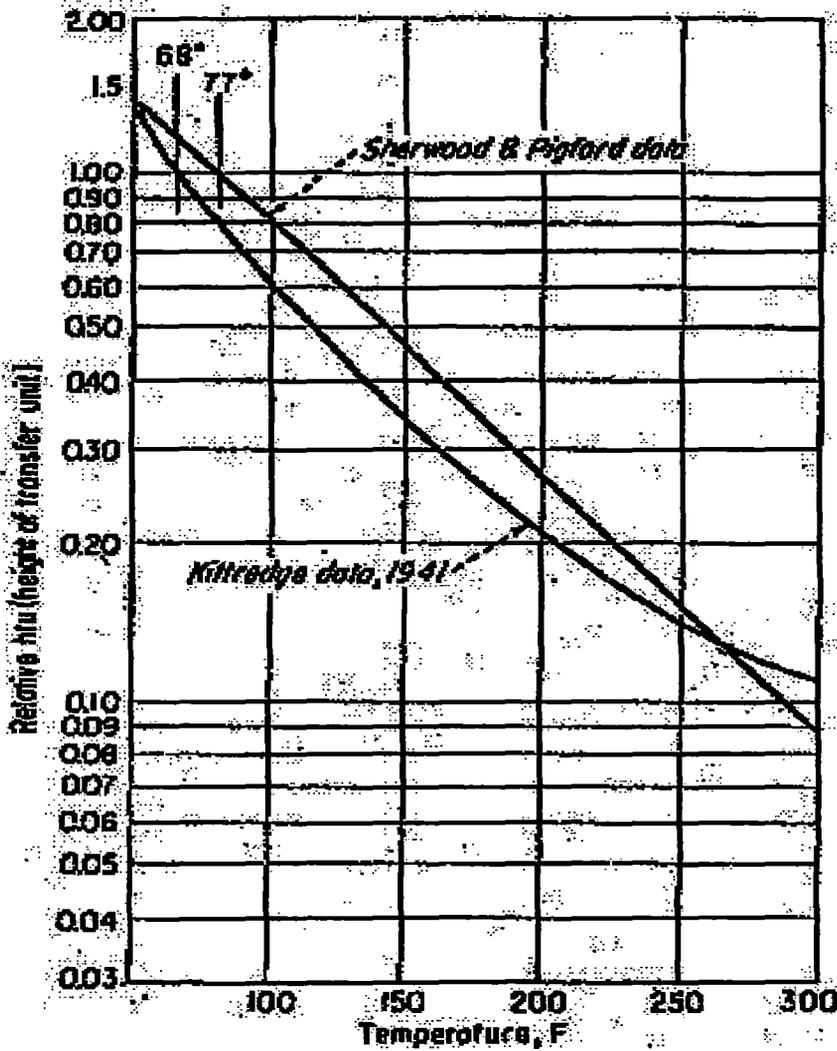
Empaque	Tamaño nominal mm (in)										
	6 (¼)	9.5 (3/8)	13 (½)	16 (5/8)	19 (¾)	25 (1)	32 (1 ¼)	38 (1 ½)	50 (2)	76 (3)	89 (3 ½)
Anillos de Raschig											
Cerámica:											
Espesor de pared, mm	0.8	1.6	2.4	2.4	2.4	3	4.8	4.8	6	9.5	
C_f	1600	1000	580	380	255	155	125	95	65	37	
C_D			909	749	457	301		181.8	135.6		
ϵ	0.73	0.68	0.63	0.68	0.73	0.73	0.74	0.71	0.74	0.78	
$a_p, m^2 / m^3$ (ft^2 / ft^3)	787 (240)	508 (155)	364 (111)	328 (100)	262 (80)	190 (58)	148 (45)	125 (38)	92 (28)	62 (19)	
Metal											
0.8 mm pared											
C_f	700	390	300	170	155	115					
ϵ	0.69		0.84		0.88	0.92					
$a_p, m^2 / m^3$ (ft^2 / ft^3)	774 (236)		420 (128)		274 (83.5)	206 (62.7)					
1.6 mm pared											
C_f			410	290	220	137	110	83	57	32	
C_D			688	431	485	304		172.9	133.5		
ϵ			0.73		0.78	0.85	0.87	0.90	0.92	0.95	
$a_p, m^2 / m^3$ (ft^2 / ft^3)			387 (118)		236 (71.8)	186 (56.7)	162 (49.3)	135 (41.2)	103 (31.4)	68 (20.6)	

Fig. 3.4-2



ALTURA DE UNA UNIDAD DE TRANSFERENCIA DE CALOR, HTU, SE DETERMINA MEDIANTE ENSAYO. DEPENDE DE LA CARGA, TIPO DE RELLENO (EMPAQUE) Y OTRAS VARIABLES (Ref. 5)

FIG. 3.4-3



LA HTU VARIA CONSIDERABLEMENTE CON LA TEMPERATURA.
LOS RESULTADOS DE KITTREDGE ESTAN DE ACUERDO CON LOS ENSAYOS MAS RECIENTES REALIZADOS POR SHERWOOD AND PIGFORD (REF. 5)

3.5 Sección primaria de calentamiento y desgasificado

Esta sección del desgasificador térmico se encarga de calentar el agua hasta una temperatura próxima a la de saturación de vapor. Está integrada por una columna de aspersion que tiene como objetivo la transferencia de calor de gran rapidez y en gran medida para que se produzca una rápida y abundante desgasificación.

El agua a desgasificar y calentar se esparce en forma de rocío en flujo contrario a una corriente de vapor que asciende desde la sección secundaria; entonces se produce transferencia de calor hacia la carga particulada en fase líquida que se expone directamente al medio de calentamiento.

3.5.1 Consideraciones para el diseño

Muchas de las consideraciones hechas en la selección del sistema más adecuado y la forma constructiva para cada componente del desgasificador se han mencionado. Sin embargo, existen otras consideraciones que se relacionan directamente con el diseño de esta sección:

- La transmisión de calor en la condensación del vapor de agua en contacto con gotas de agua, ocurre en los calentadores del agua de alimentación por mezcla y los aparatos de desgasificación térmica. Se ha calculado la transmisión de calor despreciando el efecto de convección en las gotas y

admitiendo que la temperatura de la superficie de las mismas es igual a la temperatura del vapor saturado. Los experimentos han dado resultados que coinciden con los cálculos teóricos. De los ensayos efectuados han podido deducirse las siguientes conclusiones (Ref. 20):

1. "Para una altura dada del recipiente de vapor en el que éste se condensa sobre las gotas y para un valor dado de la diferencia de presión en el paso de los pulverizadores (rociadores), la elevación de la temperatura en las gotas es independiente de la cantidad de agua, es decir, del número de pulverizadores utilizados".
2. "Las gotas se calientan muy rápidamente al comienzo de la operación y, tras una altura reducida de caída, la temperatura de las gotas está muy próxima a la del vapor saturado. Con una diferencia inicial de temperaturas de 100°C, entre el vapor saturado y el agua, la elevación de temperatura de las gotas alcanza ya, por término medio, 99°C para un diámetro de gotas de 0,5 mm y después de un recorrido de 20 centímetros".
3. "La cantidad de calor transmitida aumenta cuando decrece el diámetro de las gotas y cuando aumenta la diferencia de temperatura al comienzo del proceso".
4. "Los coeficientes de transmisión obtenidos son muy elevados, especialmente con gotas pequeñas.

En un condensador de superficie, el coeficiente global de transmisión de calor en condensación en película varía, según el coeficiente de transmisión

del medio refrigerante y según las condiciones del vapor y del funcionamiento entre los límites aproximados de 1,15 a 3,5 kW °C⁻¹ m⁻². Los ensayos en condensadores por mezcla (vapor y gotas de agua), han conducido a valores que van hasta 28 kW °C⁻¹ m⁻². Para diámetros de gotas de 0,5 a 0,1 mm, el cálculo conduce a coeficientes de transmisión de calor globales de 13 a 65 kW °C⁻¹ m⁻².

5. "Si se mezcla aire al vapor y si a presión constante de vapor la presión del aire crece, el coeficiente de transmisión de calor disminuye poco cuando las presiones parciales son bajas, por otra parte, la disminución es sensible en el caso de gotas más gruesas".
- La superficie de contacto entre las fases líquida y vapor es un factor determinante en el trabajo de este intercambiador mezclador. Luego, la fase líquida se dispersará en forma de gotitas, con un grado de pulverización que ha de estar en correspondencia con la velocidad del vapor y el rendimiento del aparato.
 - La transferencia de calor o masa que puede producir una aspersion dada, es proporcional a $(1/D)^2$, siendo "D" el diámetro de la gota, por lo tanto, es conveniente la formación de gotas finas; pero las gotas que son demasiadas finas no se asentarán y una cantidad será arrastrada. Si se utilizan aspersiones para entrar en contacto con el aire atmosférico que fluye a 5 pies/s (1,524 m/s), serán arrastradas gotas menores de 350 micras. Incluso para aspersiones de gotas relativamente gruesas, de las

toberas de cono hueco, será arrastrada el 7,5% de la masa total del líquido (Ref. 24)

- En el cálculo de los aparatos mezcladores por lo común se usa la norma de carga admisible por unidad de volumen, determinada a base de la práctica. La experiencia muestra que el funcionamiento y el rendimiento de estos aparatos, dependen en gran medida, del grado en que se aproveche su volumen.
- En esta sección el agua se calienta a una temperatura muy cercana a su temperatura de saturación, por lo tanto, los gases disueltos en el agua se liberan con facilidad. Debido a esto, el coeficiente de transferencia de masa en la fase líquida tiene a infinito; entonces es de mucha importancia que la temperatura del agua calentada se aproxime lo más posible a la de saturación, y como consecuencia de ello, se produzca una gran y rápida desgasificación.

3.5.2 Diseño de la columna de aspersión

El diseño comprende lo siguiente:

1. Cálculo del flujo neto de vapor entregado para calentar el agua
2. Cálculo del flujo de calor entregado para calentar el agua
3. Cálculo de la media de la diferencia de temperatura
4. Cálculo de la altura de contacto líquido-vapor de la columna de aspersión
5. Criterios geométricos y de funcionamiento para determinar la altura de diseño de la columna de aspersión

3.5.2.1 Flujo neto de vapor entregado

El flujo neto de vapor entregado a la sección primaria, el cual se condensará y cederá su calor latente es:

$$3,632 - 0,75 = 2,882 \text{ kg./s}$$

3,632 = Flujo de vapor que sale de la sección secundaria e ingresa a la sección primaria, kg/s, Sec. 3.4.2.5

0,75 = Flujo de vapor de venteo, kg./s, Sec. 3.3.3

3.5.2.2 Flujo del Calor entregado a la Sección Primaria (Columna de aspersion)

El agua aspersada se calentará desde una temperatura de 42,9° C, Sec. 3.9.1.1; hasta 111° C, Sec. 3.4.2.6.

Luego, el Flujo de Calor necesario es:

$$21,41 * 4,190(111 - 42,9) = 6109 \text{ kJ/kg.}$$

21,41 = agua que ingresa a la sección primaria, kg./s, Sec. 3.9.11.

4,190 = Calor específico del agua, prácticamente constante a presiones cercanas a la normal y a temperaturas comprendidas entre 0° C y 100° C ó cercanas, promedio, Ref. 34, Ref. 35, kJ/kg - ° C

Si se considera que el calor disipado al exterior de la zona de la sección primaria es de 1,3 kJ/s, Sec. 3.3.12; el calor que debe entregar el flujo neto de vapor es:

$$6109,11 + 1,3 = 6110,41 = 2,882(h_x - h_f) + 2,882(h_f - h) \dots\dots\dots 3.5.1$$

h_x = entalpía del vapor saturado húmedo con una calidad x : $h_f + (h_g - h_f)x$

h_f = entalpía del líquido saturado a 115,25° C, 483,55 kJ/kg.

h_g = entalpía de vapor saturado seco a 115,25° C, 2699,075 kJ/kg.

h = entalpía del líquido comprimido a 111° C, según tablas y cálculo:

$$460,57 \text{ kJ/kg.}$$

Luego de Ec. 3.5 .1:

$$h_x = 2581 = 483,5 + (2699,1 - 483,5)x$$
$$x = 0,947$$

3.5.2.3 Media de la diferencia de Temperatura

La diferencia inicial de temperatura entre el vapor saturado y el agua que ingresa es:

$$\Delta T_i = 115,25 - 42,9 = 72,35^\circ C$$

La diferencia final de temperatura entre el vapor saturado y el agua que sale es:

$$\Delta T_f = 115,25 - 111 = 4,3^\circ C$$

La media aritmética de la diferencia de temperatura es:

$$\bar{\Delta T} = \frac{72,35 + 4,3}{2} = 38,325$$

La media logarítmica de la diferencia de temperatura es:

$$\bar{\Delta T} = \frac{72,35 - 4,3}{\ln \frac{72,35}{4,3}} = 24,11^\circ C$$

Se toma una media de la diferencia de temperatura que se aproxime a la media de la diferencia efectiva real. Para elegir la media apropiada es necesario tomar en cuenta que en los condensadores de superficie reales, por ejemplo, la mayor parte del calor se transfiere cuando el fluido calefactor cambia de fase. Si las variaciones de temperatura del condensado son muy pequeñas, pueden despreciarse los efectos adversos sin introducir errores de más del 2 ó 3 por ciento en la diferencia de temperatura media. En estas condiciones se puede emplear la ecuación de la diferencia de temperatura media logarítmica, considerando que el fluido que cambia de fase entra y sale a su temperatura de saturación (Ref. 30). Luego, para el presente caso se toma la diferencia media logarítmica.

3.5.2.4 Altura de contacto de la columna de aspersion

Se tomará como primera alternativa para el estimado de la altura de contacto de gotas de agua con vapor saturado calefactor; un modelo de cálculo empleado para estimar el tiempo de exposición de la gota para su calentamiento en un sistema vapor – líquido estático. O sea, se realiza la transferencia de calor y masa en una atmósfera tranquila. La difusión en el sistema gaseoso – líquido, pocas veces es estática, debido a las corrientes de convección producidas por las diferencias de densidad del fluido, que casi siempre acompañan a diferencias en la concentración y la temperatura. No obstante, en algunos casos, las teorías basadas en el supuesto de sistemas perfectamente estáticos están aproximadamente de acuerdo a la realidad. Las soluciones matemáticas de la ecuación fundamental de la transferencia de masa, para estos casos, son análogos a las de la ecuación para la conducción de calor (Ref. 27).

Como los gases disueltos en las gotas de agua abandonan éstas en forma violenta, prácticamente no se realiza el mecanismo de difusión másica; conviene entonces hacer un análisis de transferencia de calor para calcular el tiempo requerido para calentar la gota y así lograr el objetivo deseado en esta sección.

El análisis y cálculo requiere las siguientes consideraciones:

- Las gotas de agua, rociadas desde las toberas, se consideran cuerpos esféricos de tamaño uniforme y tienen un radio exterior, r_o .
- Las gotas esféricas se consideran como unidades indivisibles, conservarán su forma y tamaño a lo largo de la columna de aspersion, o sea, se

considera el tamaño promedio de la gota a la entrada y salida de la columna de aspersión. Luego, según lo anterior, evidente y prácticamente la gota se comportará como un sólido, por lo tanto, la gota de agua así considerada, se tomará como sistema referencial para el análisis de la transferencia de calor.

- La transferencia de calor desde la interfase vapor líquido se realizará por conducción hacia el seno de la gota.
- El vapor se condensará alrededor de la superficie externa de la gota y de este modo entregará su calor latente de condensación para el calentamiento de la gota.
- Se considera que la temperatura en la superficie externa de la gota es igual a la temperatura del vapor saturado (Ref. 20).
- Las condiciones de frontera para las cuales se evalúa la solución de la ecuación de distribución de temperatura para una esfera son (Ref. 28 B):
 1. La distribución de la temperatura, T , en la esfera (gota de agua) es uniforme al inicio $T = T_0 = 42,9^{\circ}C$
 2. En el instante $t = 0$, la esfera (gota) se expone al vapor saturado, cuya temperatura es: $T_v = 115,25^{\circ}C (239,45^{\circ}F)$
 3. La conductancia por unidad de superficie, h , entre la superficie del cuerpo y el fluido es uniforme y no cambia con el tiempo

Luego, en base a las consideraciones anteriores, se procede a calcular el tiempo de exposición de las gotas al vapor saturado mediante el siguiente método: El módulo de Biot, Bi, para un cuerpo sólido está definido del siguiente modo (Ref.

* 29 99):

$$Bi = \frac{\bar{h}V/A}{k} \dots\dots\dots 3.5.2$$

\bar{h} = Conductancia por unidad de superficie, promedio

V = Volumen del cuerpo

A = área de la superficie del cuerpo

k = conductividad térmica del cuerpo sólido, $0,6694 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$, promedio. A la

temperatura: $(42,9 + 111) / 2 = 76,95^\circ C$ ($170,5^\circ F$);

$$0.387 \text{ BTU} / \text{h} - \text{pie} - ^\circ F$$

Para la gota de agua (cuerpo esférico) de radio r_o , se tiene:

$$V = \left(\frac{4}{3}\pi\right)r_o^3 \quad ; \quad A = (4\pi)r_o^2 \quad ; \quad \frac{V}{A} = \frac{r_o}{3}$$

Al considerar que la temperatura de la superficie de la gota es igual a la temperatura del vapor saturado, el coeficiente de transferencia de calor promedio, \bar{h} , entre la superficie de la gota y el medio que lo rodea, tiende a un valor grande ya que la resistencia térmica externa es muy pequeña.

El error introducido al considerar que la temperatura en cualquier instante es uniforme en el cuerpo de la gota; será menor del 5% cuando $Bi < 0,1$. (Ref. 28 B). Si $Bi < 0,1$, la resistencia interna de la gota se puede despreciar y de este modo simplificar el cálculo y obtener resultados con aceptable exactitud. En el presente caso \bar{h} tiene un valor muy grande, por lo tanto, se espera un valor de:

$$Bi = \frac{\bar{h} r_o}{K} > 0,1 \dots\dots\dots 3.5.3$$

Luego, la resistencia conductiva interna no se puede despreciar; entonces la solución del problema, analíticamente, es muy complicado. Pero, para el caso de cuerpo esféricos el problema ya se ha resuelto, dichos resultados están disponibles en forma de cartas o tablas (Ref. 28 – B) para la solución de problemas de conducción de calor en régimen transitorio en sólidos, que tienen módulos de Biot mayores de 0,1.

Para poder emplear las cartas, es necesario conocer las siguientes razones adimensionales (Ref. 29):

- Recíproco del módulo de Biot:

$$\frac{3K}{\bar{h} r_o} \cong 0,00 \quad \text{ya que } \bar{h} \text{ es muy grande}$$

- Razón de posición en la esfera:

$$\frac{r}{r_0} = 0,0 \quad \text{centro de la esfera}$$

- Razón adimensional de temperatura en el centro:

$$\frac{T_{\infty} - T_{r/r_0}}{T_{\infty} - T_{t=0}} = \frac{T_v - T_{\text{centroesfera}}}{T_v - T_{\text{inicialesfera}}}$$

Si:

$$T_{t=0} = T_{\text{inicialesfera}} = T_0 = 42,9^{\circ} C$$

$$T_{\infty} = T_v = 115,25^{\circ} C = 239,45^{\circ} F$$

Y se espera que:

$$T_{0,0} = T_{\text{centroesfera}} = 2(111) - 115,25 = 106,75$$

Entonces:

$$\frac{T_{\infty} - T_{0,0}}{T_{\infty} - T_{t=0}} = \frac{115,25 - 106,75}{115,25 - 42,9} = 0,12$$

Luego, con los valores determinados, se recurre a la curva de la Fig. 3.5-1, se obtiene:

$$\frac{\alpha \cdot t}{(r_0)^2} = 0,28 \dots \dots \dots 3.5.4$$

α , es la difusividad térmica:

$$\alpha = \frac{K}{C_p \cdot \rho} = \frac{0,6694}{4190 \times 975,65} = 1,63 \times 10^{-7}$$

$975,65 \text{ kg/m}^3$: densidad del agua, Sec. 3.3.9

$4190 \text{ J/kg-}^\circ\text{C}$: calor específico del agua, Sec.3.5.2.2

De 3.5.4:

$$t = \frac{0,28 \times \left(\frac{0,5}{2000} \right)^2}{1,63 \times 10^{-7}} = 0,11 \text{ s.}$$

La velocidad relativa de la gota con respecto a la del vapor es $v_{p,f} = 2,31 \text{ m/s}$, Sec. 3.3.9. La velocidad del vapor en contracorriente a las gotas

$v_v = 0,72 \text{ m/s}$, Sec. 3.3.8. Luego la velocidad de la gota con respecto al tanque:

$$v_p = 2,31 - 0,72 = 1,59 \text{ m/s}$$

La altura H de caída de la gota es:

$$H = v_p \times t = 1,59 \times 0,11 = 0,175 \text{ m}$$

Por otro lado, para muchas aplicaciones en ingeniería interesan los coeficientes promedio de la transferencia de calor en la convección. Para el vapor puro condensándose es de 1000 a 20000 $\text{BTU/h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$. Tabla 3.5-1. Ref. 28

- A.

Los valores cercanos al límite inferior $1000 \text{ BTU}/h - \text{pie}^2 - ^\circ F$ se refieren fundamentalmente a casos de transferencia de calor por contacto indirecto. Pero, cuando es contacto directo, según datos de ensayo, la conductancia por unidad de área es cercano a $20000 \text{ BTU}/h - \text{pie}^2 - ^\circ F$.

Según datos de ensayo en condensadores de mezcla (contacto directo) (vapor y gotas de agua), el coeficiente global de transmisión de calor:

$$U \leq 28 \text{ kW}^\circ\text{C}^{-1} \text{ m}^{-2}$$

Para un diámetro promedio de las gotas igual a 0,5 mm, se tiene un $U = 13 \text{ kW}^\circ\text{C}^{-1} \text{ m}^{-2}$. También se sabe que en un condensador de mezcla:

$$U > 3,5 \text{ kW}^\circ\text{C}^{-1} \text{ m}^{-2}$$

Como el vapor contiene gases del aire con una presión parcial baja, el coeficiente de transmisión de calor disminuye poco. Luego considerando las condiciones desfavorables se toma:

$$U = \frac{3,5 + 13}{2} = 8,25 \text{ kW}^\circ\text{C}^{-1} \text{ m}^{-2}$$

Si

$$\bar{\Delta T} = 24,11 \dots \dots \dots \text{Sec.3.5.2.3}$$

\dot{Q} = flujo de calor que se debe transferir al agua aspersada:

6021,37 kJ/s, Sec. 3.5.2.2.

A = área total par la transferencia de calor, referida a la superficie de las gotas (distribución uniforme, las gotas ocupan todo el espacio de la cámara de rociado)

$$\left[\dot{m}_L / (\rho \cdot V_\rho) \right] A_\rho \times t \dots \dots \dots 3.5.5$$

$$\dot{m}_L = 21,417 \text{ kg/s}$$

$$\rho = \text{densidad promedio, } 975,65 \text{ kg/m}^3, \text{Sec.3.3.9}$$

V_ρ = volumen de la gota

A_ρ = Área de la superficie de la gota

$$V_\rho / A_\rho = \frac{r_o}{3} = 8,33 \times 10^{-5} \text{ m} \dots \dots \dots \text{Sec.3.5.2.4}$$

$$r_o = \frac{0,5}{2000} = 2,5 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$A = \left(\frac{21,417}{975,65} \right) \left(\frac{3}{2,5 \times 10^{-4}} \right) \times t = 263,42t$$

$\theta = t$ = tiempo que demora en calentar la gota

Si se toma en cuenta la ecuación de análisis térmico de los diferentes tipos de intercambiadores de calor:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \bar{\Delta T} \dots\dots\dots 3.5.6$$

U : Comportamiento del intercambiador de calor, unidad de conductancia global (total) promedio, se maneja como una constante.

$\bar{\Delta T}$: Diferencia de temperatura promedio efectiva para todo el intercambiador, media logarítmica de la diferencia de temperatura, o media aritmética de la diferencia de temperatura.

\dot{Q} : Capacidad de transferencia de calor.

Luego, reemplazando valore en

$$6021,37 = 8,5(263,42t)(24,11)$$

$$\theta = t = 0,112s$$

La altura de caída de la gota:

$$H = 1,59 \times 0,112 = 0,178m$$

Por otro lado con:

$$\frac{\alpha \cdot t}{(r_0)^2} = \frac{1,63 \times 10^{-7} \times 0,112}{\left(\frac{0,5}{2000}\right)^2} = 0,29$$

Y $\frac{T_\infty - T_{0,0}}{T_\infty - T_{0=0}} = 0,12$, interpolando en las curvas de la Fig. 3.5-1, se tiene:

$$\frac{K}{hr_0} \approx 0,04$$

$$\bar{h} \approx \frac{0,6694}{0,04 \times \frac{0,5}{2000}} = 66940 W/m^2 - ^\circ C$$

En la transmisión de calor del vapor a la superficie de la gota, se observa:

$$\bar{h} = \bar{h}_r + \bar{h}_c \dots \dots \dots 3.5.7$$

\bar{h}_r = conductancia térmica promedio para la radiación, es pequeña, ya que la diferencia de temperatura entre el vapor y la superficie de la gota es pequeña, y se puede despreciar.

Luego

$$\overline{h_c} \approx \overline{h} = 66940 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} = 11791 \text{ BTU/h-pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} < 20000 \text{ BTU/h-pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Luego, de los dos cálculos anteriores se considera el promedio

$$H = 0,176 = 0,18\text{m}$$

Considerando que el rociado tiene forma de un cono simple entonces, como A_s es uniforme, el rociado ocupa 1/3 del volumen, Luego:

$$H = 3 \times 0,18 = 0,54\text{m}$$

También se puede estimar la altura de la cámara de calentamiento (columna de aspersion) en base a resultados de ensayo referente a la transmisión de calor en la condensación del vapor puro en contacto con gotas de agua (Ref. 20):

Para una diferencia inicial de temperatura entre el vapor saturado y el agua que ingresa, de 100° C, o sea:

$$\Delta T_i = T_v - T_{L,ent} = 100^\circ\text{C}$$

La elevación de temperatura de las gotas alcanza ya por término medio, 99° C para un diámetro de gotas de 0,5 mm. y después de un recorrido de 20 centímetros, o sea:

$$\Delta T_f = T_v - T_{L,sal} = 1^\circ\text{C}$$

Luego, la media logarítmica de la diferencia de temperatura entre el vapor saturado y las gotas de agua, es:

$$\bar{\Delta T} = \frac{100-1}{\ln \frac{100}{1}} = 21,50^{\circ}C$$

Como $D_p = 0,5mm$, $U = 13kW/m^2-^{\circ}C$; los ensayos han conducido a valores que van hasta $28kW/m^2-^{\circ}C$.

Se toma el valor más conservador, o sea $U = 13kW/m^2-^{\circ}C$. Luego reemplazando en Ec. 3.5.6:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}}{A} &= U \times \Delta T = 13 \times 21,50 \\ &= 279,5 \end{aligned}$$

Luego, se aplica la Ec. 3.5.6 para los parámetros de operación del aparato en proyecto

$$\frac{\dot{Q}}{A} = U_p \times \Delta T_p = U_p \cdot 24,11$$

Si se considera que para efectos de comparar ambas situaciones de transferencia de calor, la capacidad de transferencia de calor por área de contacto, sea la misma, entonces se tendrá:

$$279,5 = U_{\rho} \cdot 24,11$$

$$U_{\rho} = 11,59 \text{ kW/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

La sección primaria de rociado tiene una forma cilíndrica de sección A_s ; Z es la altura teórica necesaria para el rociado. Luego, asumiendo una distribución uniforme y ocupando todo el espacio, el volumen de rociado es:

$$V_R = A_s \cdot Z \dots\dots\dots 3.5.8$$

El área interfacial por volumen del rociado:

$$a = \frac{A}{V_R} \dots\dots\dots 3.5.9$$

A = área de contacto entre las fases para la transferencia de calor, m^2 de las Ec. 3.3.30, 3.5.8 y 3.5.9:

$$a = \frac{6 \dot{m}_L}{\rho_L (V_t - V_G) D_p A_s} = \frac{A}{V_R}$$

despejando A se tiene:

$$A = \frac{6 \dot{m}_L Z}{\rho_L (V_t - V_G) D_p}$$

$$A = \frac{6(21,417)Z}{975,65(2,31 - 0,72)5 \times 10^{-4}}$$

$$A = 165,67Z$$

Luego, reemplazando valores en la Ec. 3.5.6:

$$6021,37 = 11,59(165,67 \times Z)24,11$$

$$Z = 0,13m$$

Luego, considerando que el rociado tiene forma de cono simple:

$$Z = 3 \times 0,13 = 0,39m$$

Considerando los casos anteriores y este último, se tomará el promedio:

$$Z = \frac{0,54 + 0,39}{2} = 0,47m$$

Si se considera que las gotas del rociado se forman a 15 diámetros del chorro desde el orificio (Sec. 3.3.9):

$$15 \times 7,4 = 111mm = 0,111m$$

Luego, la altura de rociado desde los orificios de salida de las toberas hasta la entrada de la sección secundaria (columna rellena) es:

$$0,47 + 0,111 = 0,58m$$

FIG. 3.5-1

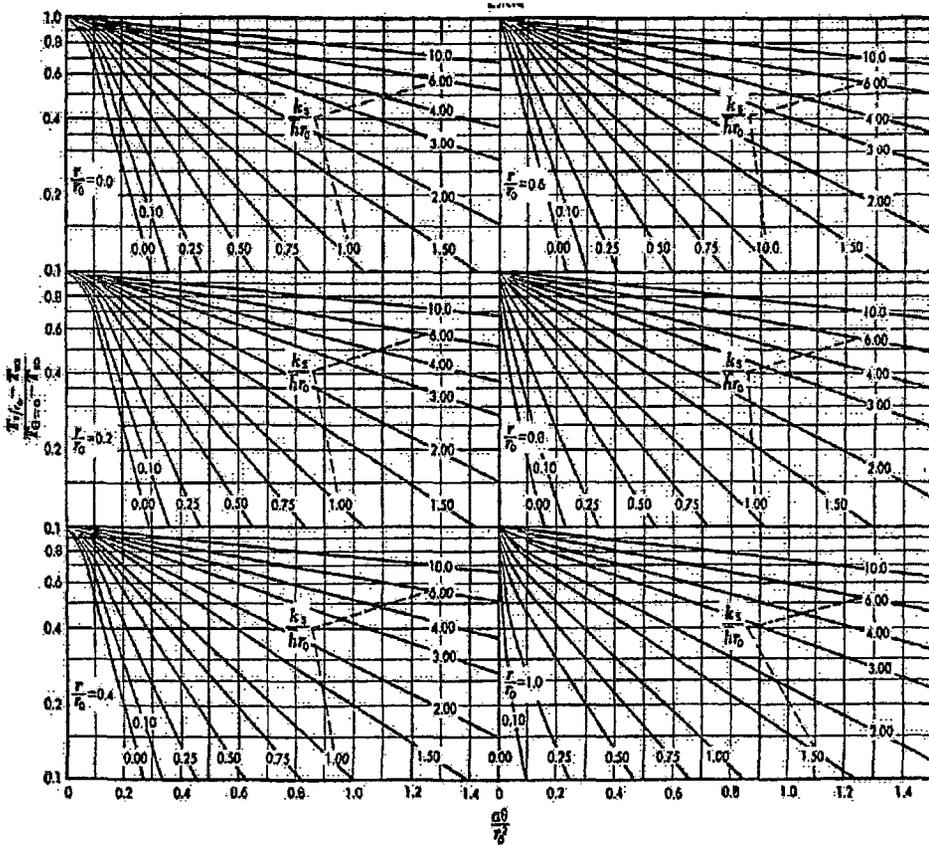


FIGURA 4-12. Distribución adimensional de temperatura en una esfera sujeta a un cambio instantáneo de la temperatura ambiente. (Reproducida de *Heat Transfer*, 3ª ed., 1942, con permiso de L. M. K. Boelter, V. H. Cherry y H. A. Johnson).

TABLA 3.5-1
ORDEN DE MAGNITUD DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR
EN LA CONVECCION

Condición	\bar{h} en Btu/hr. pie² °F
Aire, convección libre	1 – 5
Vapor sobrecalentado o aire, convección forzada	5 – 50
Aceite, convección forzada	10 – 300
Agua, convección forzada	50 – 2,000
Agua, hirviendo	500 – 10,000
Vapor, condensándose	1,000 – 20,000

3.6. Tanque desgasificador térmico.

Las dimensiones y forma final del tanque les determinan las dimensiones y formas finales de los elementos internos, las que a su vez dependen de los cálculos realizados en los procesos anteriores y de los criterios prácticos de diseño referentes al montaje, mantenimiento y reparación de éstos.

En el presente trabajo, el diámetro externo conveniente de la parte cilíndrica del tanque desgasificador térmico es de 1981mm (78 pulg), ya que en cada extremo superior e inferior se halla soldada una tapa bombeada y rebordeada tipo para calderos y recipientes a presión no térmicos conforme a las normas API-ASME. Referencias 31-A, 32-A, que tienen también un diámetro exterior de 78 pulg. La altura total de la tapa, sin perforaciones es de 20,305 pulg. (516mm), según UG-32 y UA-4 del código ASME, ver tabla 3.6-1

El espesor calculado en la sección 3.8.1 es 5/16 pulg (7,94mm). La altura total H_0 está determinado en las secciones 3.4 y 3.5

Las dimensiones básicas del tanque desgasificador térmico :

$$D_i = 1965\text{mm} = 73,37 \text{ pulg}$$

$$D_o = 1981\text{mm} = 78 \text{ pulg.}$$

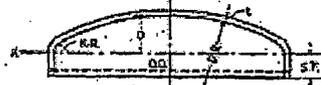
$$H_o = 2790\text{mm} = 109,84 \text{ pulg.}$$

$$H = 2105\text{mm} = 82,87 \text{ pulg, distancia entre las rectas tangentes.}$$

La pestaña recta (falda) de cada tapa es 6 pulg. (152,4mm).

Tabla 3.6-1

TAPAS BOMBEADAS Y REBORDEADAS
PARA CALDEROS Y RECIPIENTES A PRESION NO TERMICOS
Código API-ASME
DIMENSIONES Y VOLUMENES



Diámetros estándar se emplean para los fines de esta tabulación.
 Sin embargo cualquier otro diám. informado entre 1/2" y 1 1/2" es aceptable.
 Todas las dimensiones están en pulg.

Diámetro exterior	Espesor calderado	Radio de la boca	Radio de rebordeo	Máx. pestaña	Profundidad interior de la boca	Diámetro del desarrollo	Volumen		
							Peso del diám. de desarrollo	cu in.	gal
OD	t	OD	KR	SF	D	ID			
12	3/8	12	3/4	1 1/2	1.933	16.00	10.7	128.17	.553
		12	3/4	2 1/8	1.922	16.00	14.2	123.85	.535
		12	3/4	3	2.009	16.13	18.0	130.89	.567
		12	3/4	3 1/2	2.103	16.25	22.7	137.82	.595
		12	3/4	3 3/4	2.194	16.38	26.5	144.04	.624
		10	3/4	3 1/2	2.550	16.50	30.3	157.53	.682
		10	3/4	3 3/4	2.668	16.75	40.2	169.19	.719
		14	1/2	14	1 1/8	1 1/2	2.293	18.17	14.3
14	1 1/8			2 1/8	2.293	18.17	19.0	200.57	.868
14	1 1/8			3	2.271	18.21	23.8	199.81	.855
14	1 1/8			3 1/2	2.359	18.33	28.5	203.40	.877
14	1 1/8			3 3/4	2.450	18.46	33.3	210.34	.940
12	1 1/8			3 1/2	2.757	18.58	40.2	241.73	1.035
12	1 1/8			4	2.930	18.83	50.2	252.30	1.092
11	1 1/8			4	3.218	19.08	63.5	268.88	1.164
16	5/8	16	1 1/2	1 1/2	2.636	20.33	17.5	311.69	1.349
		16	1 1/2	2 1/8	2.605	20.33	23.4	303.62	1.315
		16	1 1/2	3	2.573	20.33	29.2	295.11	1.282
		16	1 1/2	3 1/2	2.659	20.42	35.1	302.00	1.307
		16	1 1/2	3 3/4	2.709	20.54	42.9	318.31	1.391
		16	1 1/2	4	2.800	20.67	49.1	325.21	1.412
		13	1 1/2	4	3.380	20.92	61.3	371.33	1.608
		13	1 1/2	4	3.494	21.17	77.1	395.43	1.673
18	3/4	18	1 3/4	1 1/2	2.978	22.50	21.1	447.59	1.938
		18	1 3/4	2 1/8	2.945	22.50	28.2	437.54	1.894
		18	1 3/4	3	2.914	22.50	35.2	427.65	1.851
		18	1 3/4	3 1/2	2.883	22.50	42.2	418.00	1.810
		18	1 3/4	3 3/4	2.970	22.63	51.5	433.94	1.879
		15	1 3/4	3 1/2	3.157	22.75	59.9	488.95	2.117
		15	1 3/4	4	3.598	23.00	73.6	510.78	2.211
		15	1 3/4	4	3.740	23.25	92.2	531.67	2.392
20	7/8	20	2	1 1/2	3.914	23.50	107.5	691.46	2.887
		20	2	2 1/8	4.202	24.75	139.1	877.23	2.499
		20	2	3	3.319	24.67	26.1	618.17	2.676
		20	2	3 1/2	3.287	24.67	34.3	605.67	2.622
		20	2	3 3/4	3.295	24.67	43.5	593.39	2.569
		20	2	4	3.224	24.67	52.2	581.32	2.517

Diámetro exterior	Espesor calderado	Radio de la boca	Radio de rebordeo	Máx. pestaña	Profundidad interior de la boca	Diámetro del desarrollo	Volumen				
							Peso del diám. de desarrollo	cu in.	gal		
OD	t	OD	KR	SF	D	ID					
20	1	17	1 1/2	4	3.657	24.71	60.8	636.24	2.754		
		17	1 1/2	4	3.724	24.83	69.5	650.92	2.818		
		17	1 1/2	4	3.856	25.08	80.4	679.59	2.942		
		17	1 1/2	4	4.017	25.33	108.5	707.19	3.051		
		15	1 1/2	4	4.470	25.58	131.0	753.14	3.304		
		15	1 1/2	3	4.008	25.83	162.2	781.85	3.385		
		22	1 1/8	20	1 1/2	1 1/2	3.043	26.83	30.4	875.60	3.791
				20	1 1/2	2 1/8	3.307	28.83	40.6	868.98	3.718
20	1 1/2			3	3.870	28.83	50.7	842.57	3.648		
20	1 1/2			3 1/2	3.834	28.83	60.8	828.47	3.578		
20	1 1/2			4	3.792	28.83	71.0	810.63	3.529		
20	1 1/2			4	3.837	28.92	81.1	819.15	3.546		
19	1 1/2			4	4.133	27.17	105.2	880.37	3.811		
19	1 1/2			4	4.284	27.42	126.2	915.57	3.954		
24	1 1/2	18	1 1/2	4	4.578	27.67	162.7	985.59	4.124		
		18	1 1/2	4	4.734	28.92	187.1	985.56	4.310		
		24	1 1/2	1 1/2	4.002	29.00	35.1	1079.1	4.672		
		24	1 1/2	3	3.970	29.00	45.8	1061.0	4.593		
		24	1 1/2	3 1/2	3.939	29.00	58.5	1043.0	4.515		
		24	1 1/2	4	3.907	29.00	70.2	1025.4	4.439		
		24	1 1/2	4	3.876	29.00	81.9	1008.0	4.364		
		24	1 1/2	5	3.844	29.00	93.5	990.82	4.289		
26	1 3/4	24	1 1/2	5	4.015	29.25	121.0	1047.1	4.533		
		21	1 1/2	5	4.551	29.50	144.2	1169.4	5.019		
		21	1 1/2	5	4.709	29.75	175.2	1201.5	5.202		
		20	1 1/2	5	5.000	31.00	213.9	1260.3	5.456		
		19	3 1/2	5	5.293	31.38	248.4	1313.5	5.596		
		24	1 3/4	3	4.687	31.17	56.2	1421.1	6.162		
		24	1 3/4	3 1/2	4.651	31.17	69.0	1398.3	6.053		
		24	1 3/4	4	4.616	31.17	82.8	1375.8	5.950		
28	2	24	1 3/4	5	4.491	31.17	95.6	1353.7	5.850		
		24	1 3/4	5	4.446	31.17	110.4	1331.0	5.765		
		24	1 3/4	5	4.525	31.33	128.0	1356.7	5.873		
		22	2 3/4	5	4.819	31.58	170.9	1441.3	6.291		
		22	2 3/4	5	5.114	31.83	199.4	1519.5	6.574		
		22	2 3/4	5	5.287	33.03	249.7	1595.2	6.776		
		21	3 3/4	5	5.560	33.40	281.0	1631.8	7.034		

- Todas las dimensiones están sujetas a las tolerancias de fabricación normales (Según código A.S.M.E.)
 - Las tapas pueden ser suministradas con dimensiones K.R. mayores o menores y calizas más gruesas.
 - El mínimo S.F. es 1/2" en todos los casos. S.F. puede ser cualquier dimensión entre el mínimo y el máximo. El diámetro de desarrollo está basado en un S.F. de 1/2".

- La máx. dimensión S.F. puede ser incrementada o disminuida de acuerdo a la cantidad de espesor de la dimensión K.R. es disminuida o incrementada.
 - Los volúmenes están medidos entre el plano X-X y la superficie cóncava de la tapa. El volumen exterior de la pestaña no está incluido.

Tabla 3.6-1

TAPAS BOMBEBAS Y REBOMBEBAS PARA CALDEROS Y RECIPIENTES A PRESION NO TERMICOS

API-ASME
DIMENSIONES Y VOLUMENES



Diámetros estándar son empleados para los fines de esta fabricación. Sin embargo cualquier otro diám. intermedio entre 12 y 132 es obtenible. Todas las dimensiones están en pulgadas.

Diámetro exterior OD	Espesor calibrado I	Radio de bombeo DR	Radio de rebombeo KR	Máx. pestaña recta SF	Profundidad interior del bombeo D	Diámetro de desarrollo	Volumen			
							lb	cu in. gal		
60	3/8	54	35	3 1/2	10.851	67.92	322	18,095	78,333	
	1/2	54	35	4 1/2	10.853	67.92	386	17,997	77,780	
	3/4	54	35	6	10.816	67.92	450	17,840	77,230	
	1	54	35	8	10.778	67.92	514	17,714	76,683	
	1 1/8	54	35	6	10.704	67.92	643	17,464	75,601	
	1 1/4	54	35	6	10.630	67.92	772	17,217	74,531	
	1 3/8	54	35	6	10.556	67.92	900	16,973	73,475	
	1 1/2	54	35	7	10.483	68.92	1059	16,732	72,432	
	66	1 1/2	54	35	7	10.410	69.04	1209	16,494	71,402
		1 3/4	54	35	8	10.410	69.25	1344	16,438	71,159
		1 7/8	54	4 1/2	8	10.557	69.63	1499	16,738	72,461
		2	54	4 1/2	8	10.707	70.00	1638	17,035	73,746
		2 1/8	54	4 1/2	8	10.851	70.38	1797	17,328	75,015
		2 1/4	54	5 1/2	8	11.017	70.75	1963	17,617	76,266
		2 3/8	48	5 1/2	8	12.092	71.13	2133	18,889	81,771
		2 1/2	48	6	8	12.223	71.50	2276	19,107	82,714
		2 3/4	48	6 1/2	8	12.496	72.25	2632	19,536	84,573
		3	48	7 1/2	8	12.783	73.00	2966	19,966	86,389
	66	3/8	60	4	3 1/2	11.906	74.42	386	21,025	104.00
		1/2	60	4	4 1/2	11.869	74.42	463	20,871	103.34
3/4		60	4	6	11.832	74.42	540	20,718	102.68	
1		60	4	8	11.795	74.42	618	20,567	102.02	
1 1/8		60	4	6	11.721	74.42	772	20,265	100.72	
1 1/4		60	4	6	11.648	74.42	926	20,005	99.427	
1 3/8		60	4	6	11.575	74.42	1091	20,073	98.153	
1 1/2		60	4	7	11.503	75.42	1269	20,382	96.892	
1 3/4		60	4	7	11.431	75.54	1446	20,094	95.646	
1 7/8		60	4	8	11.359	75.67	1607	20,009	94.413	
2		60	4 1/2	8	11.301	76.89	1767	21,748	94.139	
2 1/8		60	4 1/2	8	11.610	76.25	1953	22,117	95,744	
2 1/4		60	4 1/2	8	11.603	76.83	2144	22,484	97,321	
2 3/8		60	5 1/2	8	11.817	77.00	2309	22,846	98,899	
2 1/2		54	5 1/2	8	12.892	77.38	2508	24,429	105,801	
2 3/4		54	6	8	13.024	77.75	2708	24,722	107.02	
3		54	6 1/2	8	13.299	78.50	3086	25,282	109.44	
3 1/8		54	6 1/2	8	13.567	78.58	3472	25,829	111.81	

Diámetro exterior OD	Espesor calibrado I	Radio de bombeo DR	Radio de rebombeo KR	Máx. pestaña recta SF	Profundidad interior del bombeo D	Diámetro de desarrollo	Volumen			
							lb	cu in. gal		
72	3/8	66	4 1/2	3 1/2	12.923	80.92	456	31,130	134.76	
	1/2	66	4 1/2	4 1/2	12.895	80.92	546	30,948	133.97	
	3/4	66	4 1/2	6	12.849	80.92	639	30,767	133.19	
	1	66	4 1/2	8	12.813	80.92	730	30,588	132.41	
	1 1/8	66	4 1/2	6	12.740	80.92	913	30,231	130.87	
	1 1/4	66	4 1/2	7	12.667	80.92	1095	29,877	129.34	
	1 3/8	66	4 1/2	7	12.595	80.92	1278	29,522	127.82	
	1 1/2	66	4 1/2	8	12.523	81.92	1466	29,161	126.33	
	78	1 1/2	66	4 1/2	8	12.452	82.04	1704	28,801	124.84
		1 3/4	66	4 1/2	8	12.381	82.17	1933	28,500	123.38
1 7/8		66	4 1/2	8	12.310	82.29	2083	28,164	121.92	
2		66	4 1/2	8	12.313	82.50	2272	28,093	121.61	
2 1/8		66	4 1/2	8	12.165	82.88	2401	28,541	123.55	
2 1/4		66	5 1/2	8	12.619	83.25	2715	28,994	125.47	
2 3/8		60	5 1/2	8	13.692	83.63	2944	30,036	133.92	
2 1/2		60	6	8	13.826	84.00	3140	31,293	135.47	
2 3/4		60	6 1/2	8	14.103	84.75	3619	31,998	138.52	
3		60	7 1/2	8	14.330	85.50	4057	32,690	141.51	
78	3/8	72	4 1/2	4 1/2	13.905	87.42	639	30,304	124.15	
	1/2	72	4 1/2	6	13.868	87.42	745	30,093	123.23	
	3/4	72	4 1/2	8	13.832	87.42	852	30,883	128.32	
	1	72	4 1/2	6	13.760	87.42	1065	30,465	126.52	
	1 1/8	72	4 1/2	7	13.688	87.42	1278	30,952	128.73	
	1 1/4	72	4 1/2	7	13.616	87.42	1491	30,542	126.95	
	1 3/8	72	4 1/2	8	13.545	88.42	1743	30,236	125.20	
	1 1/2	72	4 1/2	8	13.474	88.54	1993	30,834	126.45	
	1 3/4	72	4 1/2	8	13.403	88.67	2203	30,430	125.73	
	1 7/8	72	4 1/2	8	13.333	88.79	2424	30,041	125.02	
78	1 1/2	72	4 1/2	8	13.263	89.92	2645	30,570	126.33	
	1 3/4	72	4 1/2	8	13.267	89.13	2897	30,650	126.98	
	1 7/8	72	5 1/2	8	13.421	89.50	3119	30,102	125.23	
	2	66	5 1/2	8	14.494	89.88	3380	30,449	126.44	
	2 1/8	66	6	8	14.629	90.25	3645	30,888	128.34	
	2 1/4	66	6 1/2	8	14.906	91.00	4146	30,755	127.10	
	2 3/8	66	7 1/2	8	15.194	91.75	4709	30,608	126.79	

- Todas las dimensiones están sujetas a tolerancias de fabricación normales. (Según código ASME).
 - Los topes pueden ser suministrados con dimensiones K.R. mayores o menores y calizas más gruesas.
 - El mínimo S.F. es 1/2 en todos los casos. S.F. puede ser cualquier dimensión entre el mínimo y el máximo. El diámetro de desarrollo está basado en un S.F. de 1/2.

- La máx. dimensión S.F. puede ser incrementada o disminuida de acuerdo a la cantidad para la dimensión K.R. es disminuida o aumentada.
 - Los volúmenes están medidos entre el plano X-X y la superficie cóncava de la tapa. El volumen interno de la pestaña no está incluido.

Tabla 3.6-1

TAPAS BOMBREADAS Y REBORDEADAS
PARA CALDEROS Y RECIPIENTES A PRESION NO TERMICOS

API-ASME

DIMENSIONES Y VOLUMENES



Diámetros estándar son empleados para los fines de esta tabulación. Sin embargo, cualquier otro diám. intermedio entre 12 y 122 es obtenible.

Todas las dimensiones están en pulgadas.

Diámetro exterior O.D.	Espesor collarado t	Radio de bombeo DR	Radio de rebordeo KR	Máx. pestaña recta SF	Profundidad interior del bombeo D	Diámetro de desarrollo	Volumen		
							Peso del diám. de desarrollo lb.	cu in.	gal.
84	3/8	78	5 1/2	4 1/2	14.925	93.92	737	49,047	212.32
						93.52	860	46,802	211.27
						93.92	983	48,550	210.21
	1/2	78	5 1/2	6	14.852	93.92	1229	48,076	208.12
						93.92	1475	47,593	206.05
						93.92	1720	47,129	204.00
	3/4	78	5 1/2	7	14.638	93.92	2008	46,653	201.95
						93.92	2283	46,186	199.94
						93.92	2537	45,728	197.94
	1	78	5 1/2	8	14.426	95.29	2791	45,265	195.95
						95.42	3044	44,801	193.94
						95.54	3333	44,361	192.04
1 1/8	78	5 1/2	8	14.218	95.75	3589	43,772	191.65	
					96.13	3885	43,248	203.07	
					96.50	4145	42,727	205.96	
1 1/4	72	5 3/8	8	15.296	97.25	4750	48,823	210.49	
					96.00	3343	49,653	214.85	
					96.00	3343	49,653	214.85	
90	3/8	84	5 1/2	4 1/2	15.945	100.42	843	60,281	260.96
						100.42	983	60,002	259.75
						100.42	1124	59,723	258.54
	1/2	84	5 1/2	6	15.909	100.42	1405	59,170	256.15
						100.42	1685	58,621	253.77
						100.42	1967	58,077	251.42
	3/4	84	5 1/2	7	15.802	100.42	2293	57,537	249.08
						100.42	2605	57,002	246.76
						100.42	2894	56,471	244.46
	1	84	5 1/2	8	15.686	101.67	3183	55,944	242.18
						101.92	3473	55,421	239.92
						102.04	3799	54,903	237.67
1 1/8	84	5 1/2	8	15.573	102.17	4091	54,389	235.45	
					102.30	4384	53,803	245.90	
					102.75	4722	53,241	248.62	
1 1/4	78	5 3/8	8	16.099	102.30	5364	58,672	253.99	
					102.75	6075	59,895	259.28	
					102.75	6075	59,895	259.28	
2	78	6	8	16.234	102.75	6075	59,895	259.28	
					102.75	6075	59,895	259.28	
					102.75	6075	59,895	259.28	

Diámetro exterior O.D.	Espesor collarado t	Radio de bombeo DR	Radio de rebordeo KR	Máx. pestaña recta SF	Profundidad interior del bombeo D	Diámetro de desarrollo	Peso del diám. de desarrollo lb.	Volumen		
								cu in.	gal.	gal.
96	3/8	90	5 1/2	4 1/2	16.854	106.83	955	72,620	314.37	
						106.83	1115	72,305	313.01	
						106.83	1274	71,989	311.64	
	1/2	90	5 1/2	6	16.822	106.83	1592	71,363	309.03	
						106.83	1911	70,741	305.24	
						106.83	2229	70,125	303.57	
	3/4	90	5 1/2	7	16.680	106.83	2586	69,512	300.92	
						106.83	2920	68,905	298.29	
						106.83	3275	68,302	295.68	
	1	90	5 1/2	8	16.539	108.21	3002	67,703	293.09	
						108.33	3930	67,109	290.52	
						108.46	4257	66,520	287.97	
1 1/8	90	5 1/2	8	16.392	108.58	4627	65,935	285.43		
					108.71	4957	65,356	283.00		
					109.00	5288	64,781	280.62		
1 1/4	84	5 3/8	8	17.037	109.00	6058	64,209	278.31		
					109.00	6793	63,641	276.04		
					109.00	6793	63,641	276.04		
102	3/8	96	5 1/2	5	17.879	113.33	1254	86,737	376.48	
						113.33	1433	86,352	375.95	
						113.33	1792	85,976	375.49	
	1/2	96	5 1/2	6	17.773	113.33	1992	85,606	375.00	
						113.33	2450	85,241	374.56	
						113.33	2908	84,876	374.11	
	3/4	96	5 1/2	7	17.632	113.33	3282	84,511	373.67	
						113.33	3679	84,156	373.23	
						113.33	4077	83,801	372.79	
	1	96	5 1/2	8	17.552	114.46	4414	83,446	372.35	
						114.46	4782	83,091	371.91	
						114.46	5150	82,736	371.47	
1 1/8	96	5 1/2	8	17.423	115.09	5195	82,381	371.03		
					115.21	5566	82,026	370.59		
					115.33	5937	81,671	370.15		
1 1/4	90	5 3/8	8	17.312	115.33	6317	81,316	369.71		
					115.33	6716	80,961	369.27		
					115.33	7115	80,606	368.83		
108	3/8	102	5 1/2	5	18.901	119.83	1402	102,974	445.78	
						119.83	1602	102,578	444.06	
						119.83	2003	102,182	442.34	
	1/2	102	5 1/2	6	18.797	119.83	2403	101,787	440.64	
						119.83	2803	101,391	438.92	
						119.83	3203	100,995	437.20	
	3/4	102	5 1/2	7	18.655	119.83	3603	100,600	436.48	
						119.83	4003	100,204	434.76	
						119.83	4403	99,808	433.04	
	1	102	5 1/2	8	18.585	120.83	3258	99,413	431.51	
						120.83	3658	99,017	429.79	
						120.83	4058	98,621	428.07	

- Todas las dimensiones están sujetas a tolerancias de fabricación normales. (Según código ASME).
- Las tapas pueden ser suministradas con dimensiones K.R. mayores o menores y colibras más gruesas.
- El mínimo S.F. es 1/2" en todos los casos. S.F. puede ser cualquier dimensión entre el mínimo y el máximo. El diámetro de desarrollo está basado en un S.F. de 1/2".

- La máx. dimensión S.F. puede ser incrementada o disminuida de acuerdo a la cantidad para la cual la dimensión K.R. es disminuida o aumentada.
- Los volúmenes están medidos entre el plano X-X y la superficie cóncava de la tapa. El volumen cilíndrico de la pestaña no está incluido.

3.7. Tanque de almacenamiento.

En esta parte, se va a determinar la capacidad del tanque y sus dimensiones.

El agua tratada que sale del tanque desgasificador, deberá ser almacenada, previo a su distribución, de modo que se comporte como un recipiente pulmón y regulador.

Tomando en cuenta los resultados de la práctica, se elige el tamaño más conveniente:

- a) En una central industrial, donde solo una parte del vapor entregado a la fabricación vuelve como condensado, es necesario un mayor volumen para los tanque^s a fin de evitar que la planta de generación de vapor dependa en forma muy estricta de la planta de depuración del agua suplementaria destinada a sustituir las grandes pérdidas de condensado que pueden llegar hasta un 100% de la producción del vapor. (Ref.74)
- b) Para los tanques de desgasificación termo-mecánica del agua, es usual construir tanques de almacenamiento con capacidad equivalente de 10



a 30 minutos del flujo de agua tratada en un proceso de operación continua.

Luego, si se considera un tiempo de almacenamiento de 10 minutos. La masa de agua contenida en el tanque es:

$$90900Kg / hx \frac{10h}{60} = 15150Kg$$

Si la densidad del agua a 115,35°C es 947Kg/m³, según tablas, ver apéndice, el volumen mínimo del agua contenido en el tanque es:

$$\frac{15150}{947} = 16m^3$$

Luego, si se considera que el contenido promedio del tanque es del 82% de su diámetro interior D_i (Ref. 59-A). y si L_o es la longitud total del tanque:

$$\frac{\pi(0,82D_i)^2}{4} x L_o = 16$$

$$D_i^2 x L_o = 30,3$$

El volumen del tanque:

$$\frac{\pi D_i^2}{4} x L_o = 30,3 x \frac{\pi}{4} = 23,8 m^3$$

Luego, se calcula el diámetro óptimo y la longitud del tanque, determinando en primer lugar el parámetro F (Ref. 31A):

$$F = \frac{P}{C.S.EF} = \frac{77}{\frac{1}{8} x 13700 x 0,8} = 0,056 \text{ pulg}^{-1}$$

P = 77 PSIG, presión de diseño

C = 1/8 pulg, tolerancia por corrosión

EF = 0,8, eficiencia de la junta

S = 13700 lb/pulg², esfuerzo permisible básico a la tracción del acero

SA 285 grado C, según ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE tabla UCS-23. Tabla 3.7-1

$$\begin{aligned} \text{Con } F = 0,056 \text{ pulg}^{-1} \text{ y } V = 23,8 m^3 \\ = 840 \text{ pie}^3 \end{aligned}$$

del nomograma, Fig. 3.7-1, $D_i = 6,5 \text{ pies} = 78 \text{ pulg.}$

Luego, observando las dimensiones de las cabezas según API-ASME (tabla 3.6-1):

El diámetro exterior de la cabeza más próxima es 84 pulgadas (2134mm), el espesor $T_e = 5/8$ pulg. Luego el

$$D_i = 84 - 2 \times \frac{5}{8} = 82,75 \text{ pulg} = 2102 \text{ mm}.$$

La tapa de 84 pulgadas de diámetro exterior tiene una altura total de $6 + 14,781 + 5/8 = 21,406$ pulg. = 544mm y tiene un volumen de 48076 pulg³ = 0,788m³

Las 2 tapas ocupan un volumen de 1,58 m³ y suman una longitud de 1,088m.

La longitud entre los extremos de las pestañas rectas de los cabezales (tapas):

$$\frac{4(23,8 - 1,58)}{\pi \times 2,102^2} = 6,4 \text{ m}$$

La longitud del tanque:

$$L_o = 1,088 + 6,4 = 7,5m$$

La pestaña recta (falda) de cada tapa es de 6pulg. (152,4mm).

La distancia entre las rectas tangentes del tanque:

$$L = 7,5 - 1,088 + 2 \times 0,152 = 6,72m$$

Las dimensiones básicas del tanque de almacenamiento:

$$D_i = 2108 \text{ mm} = 83 \text{ pulg.}$$

$$L_o = 7500 \text{ mm} = 295,3 \text{ pulg.}$$

$$L = 6720 \text{ mm} = 264,57 \text{ pulg.}$$

$$D_o = 2134 \text{ mm} = 84 \text{ pulg.}$$

$$\text{Si } L_o/D_o = 7500/2134 = 3,51$$

El tanque es solo de almacenamiento, no es de proceso.

Por otro lado, para la construcción de recipientes a presión horizontales para aparatos de separación que operan a presiones menores que 7 kp/cm² (Ref. 43-D) :

$$2 < L_o/D_o < 3$$

Como el presente tanque es de almacenamiento $L_o/D_o = 3,51$ es
aceptable.

Fig. 3.7-1 Nomograma para obtener el tamaño óptimo de tanque

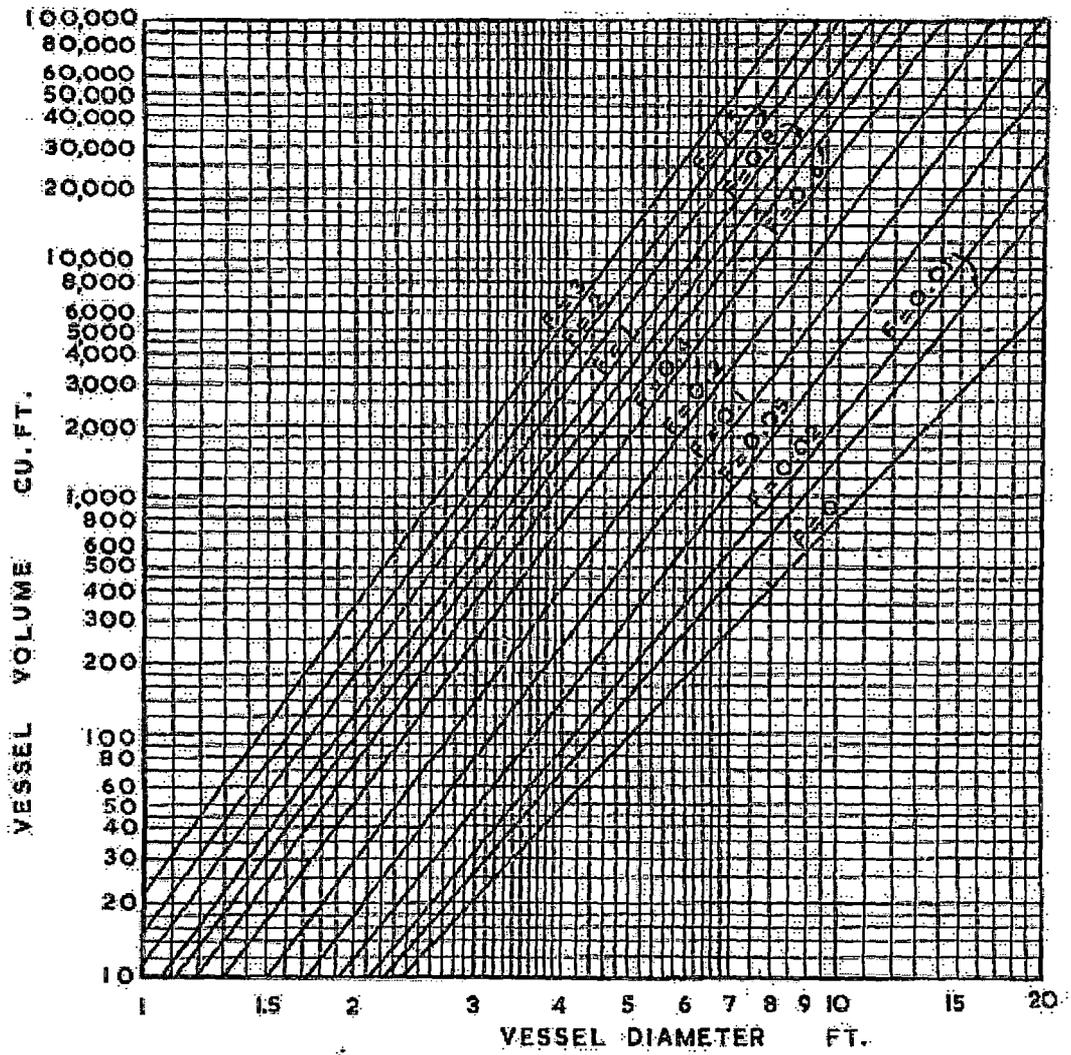


Tabla 3-1 UCS-2/ASME

RECIPIENTES DE PRESIÓN 6-105

Tabla 6-55. Valores de esfuerzos máximos permisibles, en tensión, para productos de aluminio y aleaciones de aluminio.
Valores en libras por pulgada cuadrada

Designación A.S.T.M. de la aleación	Templado	Esfuerzo en pulg.	Resistencia mínima especificada a la tensión	Resistencia mínima especificada de cedencia	Para temperaturas que no sobrepasen (°F)						
					100	150	200	250	300	350	400
<i>Alumina y placas especificación A.S.M.E. No. SB-209</i>											
1060	0	0.051-3.000	8 000	2 500	1 600	1 600	1 600	1 400	1 200	1 000	800
	H12	0.051-2.000	11 000	3 000	2 700	2 700	2 600	2 300	2 000	1 800	1 600
	H14	0.051-1.000	12 000	3 000	3 000	3 000	2 900	2 600	2 300	2 000	1 800
	H112	0.250-0.499	11 000	2 700	2 600	2 600	2 400	2 000	1 800	1 600	1 400
	H112	0.500-1.000	10 000	2 500	2 400	2 400	2 200	1 900	1 600	1 400	1 200
	H112	1.001-3.000	9 000	2 200	2 100	2 100	1 900	1 600	1 400	1 200	1 000
5082	0	0.051-3.000	25 000	9 500	6 200	6 200	6 200	5 800	5 600	5 100	4 700
	H12	0.051-2.000	31 000	23 000	7 700	7 700	7 700	7 300	6 900	6 400	6 000
	H14	0.051-1.000	34 000	26 000	8 500	8 500	8 500	8 100	7 700	7 200	6 800
	H112	0.250-0.499	29 000	16 000	7 900	7 900	7 900	7 500	7 100	6 700	6 300
	H112	0.500-1.000	25 000	9 500	6 200	6 200	6 200	5 800	5 600	5 100	4 700
5456	0	0.051-1.500	42 000	19 000	10 500	10 500	10 500	10 200	9 800	9 400	9 000
	0	1.501-3.000	41 000	18 000	10 200	10 200	10 200	9 800	9 400	9 000	8 600
	H121	0.188-1.250	36 000	33 000	11 500	11 500	11 500	11 100	10 700	10 300	9 900
	H121	1.251-1.500	44 000	31 000	11 900	11 900	11 900	11 500	11 100	10 700	10 300
	H121	1.501-3.000	41 000	29 000	10 200	10 200	10 200	9 800	9 400	9 000	8 600
<i>Varillas, barras y perfiles especificación A.S.M.E. No. SB-211</i>											
3000	0, H112	- Al	8 500	2 500	1 600	1 600	1 600	1 400	1 200	1 000	800
<i>Tubos extruados de aluminio especificación A.S.M.E. No. SB-210</i>											
1060	0, H112	0.010-0.200	8 500	2 500	1 600	1 600	1 600	1 400	1 200	1 000	800
	H14	0.010-0.500	12 000	10 000	3 000	3 000	2 900	2 600	2 300	2 000	1 800
<i>Pernos y tornillos soldados especificación A.S.M.E. No. SB-211</i>											
2014	T6	0.125-8.000	65 000	55 000	13 000	12 500	11 600	10 400	7 200	4 400	3 000

Tabla 6-56. Valores de esfuerzos máximos permisibles, en tensión, para aceros de alta aleación.
Valores en libras por pulgada cuadrada

Especificación A.S.M.E. No.	Grado	Composición nominal	Resistencia mínima especificada a la tensión	Para temperaturas que no sobrepasen (°F)										
				-20 a 100	200	400	700	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
<i>Alumina y placas</i>														
SA-240	304	18 Cr-8 Ni	75 000	18 700	15 600	12 900	11 000	10 100	9 700	8 600	6 900	3 700	3 500	1 300
SA-240	304L	18 Cr-8 Ni	75 000	18 700	15 600	13 300	10 000	9 300						
SA-240	310S	25 Cr-20 Ni	75 000	18 700	16 800	14 800	12 700	11 600	9 600	8 000	2 500	200	200	
SA-240	316	16 Cr-12 Ni-2 Mo	75 000	18 700	16 100	13 200	11 300	10 300	10 000	10 000	7 200	4 100	2 200	1 500
SA-240	410	13 Cr	65 000	16 300	14 400	13 000	12 100	10 400	8 400	2 500	1 000			
<i>Tubos y tuberías soldados</i>														
SA-240	TP304	18 Cr-8 Ni	75 000	18 900	13 000	11 600	12 600	11 500	10 600	7 400	4 000	2 900	1 700	1 000
SA-268	TP410	13 Cr	60 000	12 700	12 100	11 300	10 200							
<i>Pernos</i>														
SA-193	B8	18 Cr-8 Ni	75 000	15 000	13 300	10 600	8 600	7 500	7 000	6 000	1 500	2 100	1 400	750
SA-193	B6(410)	13 Cr	60 000	20 000	19 000	17 200	16 100	11 000						

* El Código de varios conjuntos de valores de esfuerzos, dependiendo de condiciones específicas (véase el Código, Tabla 111A-23), a 9,000 lb. pulg. a 320 °F.

Tabla 3-7- UCS-23ASME

Tabla 3-7. Valores de esfuerzos máximos permisibles en tensión para aceros al carbono y de baja aleación.
Valores en libras por pulgada cuadrada.

Especificación A.S.M.E. No.	Grado	Composición nominal	Resistencia máxima especificada a la tensión	Para temperaturas que no sobrepasen (°F)						
				-20 a 650	700	800	900	1000	1100	1200
Placas										
<i>Aceros al carbono</i>										
SA515	55	C-Si	55 000	13 700	13 500	10 200	6 500	2 500		
SA515	70	C-Si	70 000	17 500	16 600	12 000	6 500	2 500		
SA516	55	C-Si	55 000	13 700	13 200	10 200	6 500	2 500		
SA516	70	C-Si	70 000	17 500	16 600	12 000	6 500	2 500		
SA285	A	45 000	11 200	11 000	9 000	6 500			
SA285	B	50 000	12 500	12 100	9 600	6 500			
SA285	C	55 000	13 700	13 200	10 200	6 500			
<i>Aceros de baja aleación</i>										
SA202	A	Cr-Mn-Si	75 000	18 700	17 700	13 600	6 500	2 500		
SA202	B	Cr-Mn-Si	85 000	21 200	19 600	12 500	6 500	2 500		
SA387	D*	2 1/4 Cr-1 Mo	80 000	15 000	15 000	15 000	13 100	7 800	4 200	1 600
Tubos y tuberías sin costuras										
<i>Aceros al carbono</i>										
SA53	A	48 000	12 000	11 600	9 200	6 500			
SA53	B	60 000	15 000	14 200	10 500	6 500			
<i>Aceros de baja aleación</i>										
SA213	T22	2 1/4 Cr-1 Mo	80 000	15 000	15 000	15 000	13 100	7 800	4 200	1 600
Piezas de forja										
<i>Aceros al carbono</i>										
SA105	I	60 000	15 000	14 500	10 800	6 500	2 500		
SA105	II	70 000	17 500	16 600	12 000	6 500	2 500		
<i>Aceros de baja aleación</i>										
SA182	F22	2 1/4 Cr-1 Mo	70 000	17 500	17 500	17 500	14 000	7 800	4 200	1 600
SA378	IV	0.25 Mo	105 000	26 200*	24 600	(cuando se normalizan o normalizan y templean)				
Piezas forjadas										
<i>Aceros al carbono</i>										
SA216	WCA	60 000	15 000	14 300	10 600	6 500	2 500		
SA216	WCB	70 000	17 500	16 600	12 000	6 500	2 500		
<i>Aceros de baja aleación</i>										
SA217	WCB	2 1/4 Cr-1 Mo	70 000	17 500	17 500	17 000	14 000	7 800	4 200	1 600
Ferros										
<i>Aceros al carbono</i>										
SA307	B	55 000	7 000						(no se permiten por encima de 350 °F)
<i>Aceros de baja aleación</i>										
SA193	B71	1 Cr-0.2 Mo	25 000	25 000	31 000	12 500	4 500		
SA193	B101	1 Cr-0.5 Mo	25 000	25 000	25 000	20 500	11 000	2 700	

* Reducido. + Diámetros menores de 2 1/2 pulg.

Table UCS-23 ASME

TABLES

Table UCS-23

**TABLE UCS-23
CARBON AND LOW ALLOY STEEL**

Spec. No.	Type/Grade	Spec. No.	Type/Grade	Spec. No.	Type/Grade
SA-36	...	SA-302	A, B, C, D	SA-315	55, 60, 65, 70
SA-53	E/A, E/B, S/A, S/B	SA-307	B	SA-524	I, II
SA-105	...	SA-320	L7, L7A, L7M, L43	SA-533	A Cl. 1 & 2, B Cl. 1 & 2, C Cl. 1 & 2, D Cl. 2
SA-106	A, B, C	SA-325	1	SA-537	Cl. 1, 2, & 3
SA-135	A, B	SA-333	1, 3, 4, 5, 7, 9	SA-540	B21, B22, B23, B24, B24V
SA-178	A, C	SA-334	1, 3, 6, 7, 9	SA-541	1, IA, 2 Cl. 1, 2, Cl. 2, 3 Cl. 1, 3 Cl. 2, 3V, 22 Cl. 3, 22V
SA-179	...	SA-335	P1, P2, P5, P5H, P5G, P9, P11, P12, P15, P21, P22, P91	SA-542	H Cl. 4, C Cl. 4a, D Cl. 4a
SA-181	...	SA-336	F1, F3V, F5, F5A, F9, F11, F12 & 3, F12, F21, CCl. 1 & 3, F22 Cl. 1 & 3, F22V, F91	SA-556	A2, B2, C2
SA-182	FR, F1, F2, F3V, F5, F5A, F9, F11 Cl. 1 & 2, F12 Cl. 1 & 2, F21, F22 Cl. 1 & 3, F22V, F91	SA-350	LF1, LF2, LF3, LF5, LF9	SA-557	A2, B2, C2
SA-192	...	SA-352	LCB, LCI, LCZ, LCS	SA-562	...
SA-193	B5, B7, B7M, B14	SA-354	3C, 3D	SA-567	...
SA-199	T5, T9, T21, T21, T22	SA-369	FP1, FP2, FP5, FP9, FP11, FP12, FP21, FP22	SA-612	...
SA-202	A, B	SA-372	A, B, C, D, E Cl. 5 & 7, F Cl. 7, G Cl. 7, H Cl. 7, Cl. 5, 7, 8, 10, L, M, N, A & B	SA-662	A, B, C
SA-203	A, B, D, E, F	SA-387	2, 3, 11, 12, 21, 22, 91	SA-675	45, 50, 55, 60, 65, 70
SA-204	A, B, C	SA-414	A, B, C, D, E, F, G	SA-685	B/35, B/40
SA-209	T1, T1a, T1b	SA-420	WPL 3, WPL 6, WPL 9	SA-727	...
SA-210	A-1, C	SA-423	1, 2	SA-737	B, C
SA-212	T1, T5, T5D, T5G, T9, T11, T12, T17, T21, T22, T21	SA-437	3AE, 3AC	SA-738	A, B, C
SA-214	...	SA-439	...	SA-739	B21, B22
SA-216	WCA, WCG, WCC	SA-455	...	SA-765	7, 11, 111
SA-217	WC1, WC2, WC3, WC4, WC5, WC8, WC9	SA-487	1 Cl. A & 2, 2 Cl. A & B, 4 Cl. A, 3 Cl. A	SA-812	55, 60
SA-225	C	SA-508	1, 3A, 3 Cl. 1, 2 Cl. 2, 3 Cl. 2, 3 Cl. 2, 3V, 3V Cl. 3, 22 Cl. 3	SA-832	21V, 21V
SA-226	...	SA-515	60, 65, 70	SA-836	...
SA-234	WPE, WPG, WPR, WP1, WPS, WPA, WPL1 Cl. 1, WR22 Cl. 1, WR22 Cl. 1			SA/CSA-G40, 21	38V
SA-250	T1, T1a, T1b			SA/EN 10028, 2	23956H
SA-256	1, 2, 3, 4				
SA-283	A, B, C, D				
SA-285	A, B, C				
SA-299	...				

3.8. Dimensionamiento y cálculo de esfuerzos.

Corresponde en esta sección establecer las dimensiones de la estructura básica del tanque calentador - desgasificador, y las de la del tanque de almacenamiento; efectuando los cálculos mecánicos correspondientes para verificar la resistencia de sus partes principales.

3.8.1. Esfuerzos en el tanque desgasificador.

Este tanque está sometido a una presión interna de operación de 0,689 bar (10lb/pulg²) manométrica.

La presión de diseño, se estimará tomando en cuenta el caso mas crítico en el que el tanque se encuentra inundado, y la bomba de agua asociada a éste le está entregando el agua a la presión de 65 PSIG (Sec.3.3-7).

Por otro lado, ya que dicha presión se manifiesta en primer lugar en el condensador de venteo; las normas de la asociación de fabricantes de calentadores de agua de alimentación y el código ASME para tanques a presión recomiendan que la presión de diseño debe ser 5 por ciento mas grande que la presión máxima de la bomba asociada (Ref. 36):

$$P_d = 1,05 \times 65 = 68,25 \text{PSIG}$$

Pero, si en el fondo del tanque desgasificador se considera la presión hidrostática del agua:

$$0,0358 \times 137,79 = 4,93 \text{psi}$$

0,0358 = peso específico del agua en la entrada del equipo desgasificador, lb/pulg.³
994 kg/m³, Sec. 3.3.7.

137,79 = altura del agua considerada, en pulgadas, 3,5m.

La presión de diseño última se considera:

$$P_d = 68,25 + 4,93 = 73,2 \text{PSIG}$$
$$= 73 \text{PSIG}$$



Para calcular el espesor de la parte cilíndrica del tanque, se considera las recomendaciones del código ASME. Según pruebas efectuadas, las formulas teóricas para cilindros de pared delgada son seguras para su aplicación. Pero dicho código agrega a las fórmulas, para

las juntas longitudinales, un factor de tolerancia debido a la corrosión, considera la eficiencia, y aumenta al radio del tanque 0,6 veces su espesor.

La ecuación resultante para calcular el espesor será (Ref. 37):

$$t_e = \frac{P_d \times R_i}{(S \times EF) - 0,6 \times P_d} + C \dots \dots \dots 3.8.1$$

P_d = Presión de diseño = $5,046 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = 73,2 \text{ PSI G}$

R_i = Radio interior = 983 mm = 0,983m. Suponiendo un espesor inicial de 5/16 pulg. (7,9mm)

S = Esfuerzo permisible básico a la tracción, $945.92 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ (13700 libras/pulg²), para el acero SA 285 grado C, según especificación ASME, tabla UCS-23, para temperaturas que no sobrepasen de - 28,8°C a 343°C (- 20 a 650°F), tabla 3.7-1 (Ref. 22-B)

EF = Eficiencia de la Junta Longitudinal 0,85, según tabla UW-12 para tanques soldados (Ref.38); también de la tabla 12-1 (Ref.37). Para el caso de juntas no radiografiadas pero con relevación de esfuerzos. Tabla 3.8-1.

C = Tolerancia mínima, debida a la corrosión, 3,175 mm (1/8 pulgada), $3,175 \times 10^{-3} \text{m}$

Referencias: 39, 40, 41

Reemplazando valores en la Ec. 3.8.1:

$$t_e = \frac{5,046 \times 10^5 \times 0,983}{(945,92 \times 10^5 \times 0,85) - 0,6 \times 5,046 \times 10^5} + 3,175 \times 10^{-3}$$

$$t_e = 0,00937 \text{m} = 9,37 \text{mm} = 3/8 \text{ pulg.}$$

Según reportes de mantenimiento, es fuerte el ataque corrosivo, y aumenta la frecuencia de parada; por lo tanto debe ser mayor la tolerancia por corrosión, lo que aumenta el espesor de la plancha. Si se considera que una alternativa es emplear acero inoxidable austenítico ASTM A-240 grado 304, cuyo esfuerzo permisible a la tracción es.

$$S = 1033,93 \times 10^5 \text{ 15000lb/pulg}^2$$

Luego de Ec. 3.8.1:

$$t_e = \frac{5,046 \times 10^5 \times 0,991}{(1033,93 \times 10^5 \times 0,85) - 0,6 \times 5,046 \times 10^5}$$

$t_e = 6,7$, espesor comercial mas próximo: 5/16 pulg = 7,94mm.

El espesor de la cabeza (tapa) bombeada y rebordeada API-ASME, t_e , se calcula mediante la relación (UG-32) del código ASME (Ref. 50-B) y (Ref. 38):

$$t_e = \frac{0,885PL}{SE - 0,1P} \dots\dots\dots 3.8.2$$

L = Radio de bombeo, 72 pulg.

Luego de Ec. 3.8.2:

$$t_e = \frac{0,885 \times 73,2 \times 72}{15000 \times 0,85 - 0,1 \times 73,2}$$

$t_e = 0,366$ pulg.

Luego, el espesor comercial mas cercano es 7/16 pulg = 11,1mm.

3.8.2. Esfuerzos en el tanque de almacenamiento.

3.8.2.1 Esfuerzos en la parte cilíndrica del tanque causados por la presión interna.

Inicialmente se hace el estimado del espesor de la pared del tanque, tomando en cuenta lo siguiente:

- ◆ La presión de diseño se incrementa ligeramente, considerando la presión estática adicional correspondiente a 2550mm (99,76 pulg) o sea : $0,0358 \times 99,76 = 3,57$ psi

Luego, la presión de diseño es:

$$P_d = 73,2 + 3,57 = 77 \text{ psig}$$

- ◆ Esfuerzo admisible de trabajo $S = 13700 \text{ lb/pulg}^2 = 945,92 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = 9,652 \text{ kp/mm}^2$, - acero SA 285 grado C, según especificación ASME, tabla UCS - 23, para temperaturas que no sobrepasen de $- 28,8^\circ\text{C}$ a 343°C ($- 20$ a 650°F) Tabla 3.7-1 Ref. 22-B
- ◆ Tolerancia debida a la corrosión, $1/8\text{pulg.} = 3,175\text{mm.}$, Refs. 39, 40, 41
- ◆ Radio interior $R_i = 41,375 \text{ pulg.} = 1051\text{mm.}$

Reemplazando valores en la ecuación 3.8.1:

$$t_e = \frac{77 \times 41,375}{13700 \times 0,85 - 0,6 \times 77} + 0,125$$
$$= 0,39 \text{ pulg.}$$

Luego, se elige la plancha comercial mas próxima $7/16 = 0,44$ pulg., o mejor, mas comercial $t_e = 1/2 = 0,5$ pulg. para considerar otros esfuerzos que actúan sobre el tanque de almacenamiento.

Considerando la teoría de la membrana; y la sugerencia del código ASME, se despeja S de la formula 3.8.1:

$$S = \frac{PD_i}{2 \times EF(t_e - C)} + \frac{0,6P}{EF} = S_c \dots\dots\dots 3.8.3$$

S_c = esfuerzo circunferencial

$$S_c = \frac{77 \times 82,75}{2 \times 0,85(0,5 - 0,125)} + \frac{0,6 \times 77}{0,85} = 10049 \text{ lb / pulg}^2$$

$$= 7,1 \text{ kp/mm}^2 = 6,94 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$$

También de la Ref. 31-B y de la Ec. 3.8.1, el esfuerzo longitudinal:

$$S_L = \frac{PD_i}{4xEFx(t_e - C)} + \frac{0,6P}{2EF} \dots\dots\dots 3.8.4$$

S_L : el esfuerzo longitudinal es la mitad de S_C , o sea: $5024 \text{ lb/pulg}^2 = 3,5 \text{ kp/mm}^2 = 3,47 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$

El espesor de la cabeza (tapa) bombeada y rebordeada, según API-ASME, de Ec. 3.8.2:

$$t_e = \frac{0,885x77x78}{13700x0,85 - 0,1(77)} + 0,125 = 0,582 \text{ pulg.}$$

78 : Radio de bombeo, pulg. Correspondiente a la tapa de diámetro exterior 78 pulg. (Tab. 3.6-1)

0,125 : Tolerancia mínima por corrosión, pulg.

Se selecciona $t_e = 5/8$ pulg., para considerar otros esfuerzos que actúan en la tapa cabezal.

3.8.2.2. Esfuerzos en la parte cilíndrica del tanque (casco) por cargas y reacciones externas.

Los esfuerzos producidos por las cargas de viento, por cargas muertas debido al peso del recipiente y contenido, esfuerzos por temperatura y otras cargas que pudieran tenerse, deben considerarse para el diseño de recipientes sujetos a presión interna (Ref. 37-A)

El tanque horizontal de almacenamiento sirve de apoyo para el tanque desgasificador térmico, sostiene el agua desgasificada, el peso propio del tanque, la carga del viento y las reacciones en sus soportes.

Para determinar las cargas actuantes, se desarrollan los siguientes aspectos:

1. Selección de los soportes del tanque de almacenamiento:

Se consideran el tamaño del recipiente, espesor de su pared, la disponibilidad del espacio en el piso, la elevación del tanque en relación al terreno o piso, la temperatura de operación y los materiales de construcción (Ref. 37-A).

Un recipiente horizontal cuando descansa sobre dos soportes de caballete se comporta como viga maestra. Si se tienen dos soportes

separados por igual, la carga resultante debido al peso del recipiente y su contenido, será considerada igualmente dividida, aun cuando un soporte es posible fijar mas que otro.

Los soportes deben ser ubicados, de tal manera que A (distancia entre la línea tangente y el soporte, Fig. 3.8-1). Sea menor que R_o (Radio exterior del recipiente). Generalmente $A = 0,4 R_o$. También

$$A \leq \frac{20}{100} x L_o \dots \dots \dots 3.8-5$$

Luego se toma $A = 0,4 \times 42 = 16,8$ pulg.
 $= 427$ mm.

$R_o = 42$ pulg = 1067 mm.

O más práctico: $A = 0,5m = 500$ mm = 19,7 pulg.

Luego se definen otros parámetros:

H = profundidad de la cabeza

Q = carga total por soporte

b = ancho del caballete

t_e = espesor del tanque

θ = ángulo de contacto con el soporte tipo caballete

W = carga por unidad de longitud

2. Cargas muertas debidas al peso del tanque y su contenido, y otros componentes del conjunto desgasificador térmico.

Se considera que la coraza cilíndrica del tanque de almacenamiento actúa como una viga sobre soportes, tal consideración la toma la AWS (Ref. 60).

En la Fig. 3.8-2 se muestra el tanque horizontal con dos soportes de caballete, el cual soporta el tanque desgasificador térmico y otros componentes como el condensador de venteo principalmente.

Para efectos de determinar convenientemente las cargas, se asumirá una carga uniforme W_1 , que actúa a lo largo de la longitud $L + \frac{4}{3}H$, del cilindro equivalente, el cual es originado por el peso del tanque horizontal y su contenido máximo de agua desgasificada. Luego se asumirá una carga uniforme W_2 , que actúa en forma vertical hacia abajo en el centro del tanque horizontal, la que es originada por el peso del tanque desgasificador y su contenido máximo que inunda el tanque. Las cargas en los apoyos Q , se consideran como cargas puntuales e iguales al peso total dividido entre dos. Las cargas de

viento originarán en los soportes fuerzas horizontales de corte y momentos de flexión, se considera que la acción más crítica del viento es cuando actúa en el extremo del conjunto formado por los tanques de almacenamiento y desgasificador, provocando un momento de flexión que se adiciona al momento provocado por el propio peso del tanque y su contenido en uno de los soportes, pero este efecto es pequeño comparado con el que se originan otras cargas, ya que el equipo es relativamente bajo y este se encuentra montado sobre estructuras de edificios industriales y en el interior de estos generalmente.

Luego, son necesarias las siguientes estimaciones para el conjunto desgasificador:

a) Peso del agua en el desgasificador inundado:

$$\left(\frac{\pi \times 1,965^2}{4} \times 2,790 \right) \times 1000 = 8461 \text{ kg} = 18614 \text{ lb}$$

1,965: diámetro interior del tanque desgasificador, m.

2,790: altura total del tanque, m.

1000: peso específico del agua

b) Peso de la coraza cilíndrica y tapas:

$$\pi \left(\frac{1,981 + 1,965}{2} \right) (7,94 \times 10^{-3}) \times 1,8 \times 7850 + 2 \times 339 = 1374 \text{ kg} = 3022 \text{ lb}$$

1,800: distancia entre las pestañas rectas de las tapas, m

$7,94 \times 10^{-3}$: espesor del casco en m. (7/16 pulg.)

339: peso de la tapa en kg o su equivalente 745 lb, según Tabla 3.6-1

7850: densidad del acero inoxidable, kg/m^3

c) Peso del relleno de anillos Raschig:

$$\left[\left(\frac{\pi \times (1,965)^2}{4} \times 0,6 \right) \times 103 \right] \times \left(\frac{1,6 \times 10^{-3}}{2} \right) \times 7850 = 1177 \text{ kp}$$

0,6: altura de las columnas de relleno, m.

103: área de la superficie del relleno por unidad de volumen de espacio relleno, m^{-1}

$1,6 \times 10^{-3}$: espesor del anillo Raschig, m.

d) Peso del colector de agua para toberas:

$$\begin{aligned} & \pi \times \left(\frac{0,610 + 0,594}{2} \right) \times 7,94 \times 10^{-3} \times 0,345 \times 7850 + 2 \times 29,25 + \frac{\pi}{4} (0,229^2 - 0,114^2) \times 0,0333 \times 7850 \\ & + \pi \times 0,114 \times 7,94 \times 10^{-3} \times 0,050 \times 7850 + \frac{\pi}{4} (0,743^2 - 0,610^2) \times 0,038 \times 7850 \\ & = 32,5 + 58,5 + 8,1 + 1,1 + 42,2 = 142 \text{ kp} \end{aligned}$$

e) Peso del agua contenida en el condensador de venteo inundado:

$$\left[\pi \times \frac{(0,495)^2}{4} \times 2,170 \right] \times 1000 = 418kp = 919lb$$

0,495: diámetro interior del condensador de venteo, m.

2,170: longitud total del condensador de venteo, m.

f) Peso del condensador de venteo:

$$\begin{aligned} & \pi \times \left(\frac{508 + 495}{2 \times 10^3} \right) \times 6,35 \times 10^3 \times 1,795 \times 7850 + 2 \times 15,78 + 2 \times \frac{\pi}{4} (0,616^2 - 0,508^2) \times 0,035 \times 7850 \\ & + \pi \times \frac{0,616^2}{4} \times 0,035 \times 7850 + \pi \times \frac{0,489^2}{4} \times 0,0254 \times 7850 + \frac{\pi}{4} (0,489^2 - 0,406^2) \times 0,0254 \times 7850 + 11 \\ & + \pi \times \left(\frac{308 + 286}{2 \times 10^3} \right) \times 0,079 \times 0,120 \times 7850 + \frac{\pi}{4} (0,508^2 - 0,308^2) \times 0,022 \times 7850 + 122 \times 1,570 \times 0,775 \times 1,2 = 624kp \end{aligned}$$

g) Peso del tubo distribuidor de vapor de calefacción:

$$\pi \times \left(\frac{324 + 311}{2 \times 10^3} \right) \times 1,105 \times 9,53 \times 10^3 \times 7850 + \frac{\pi}{4} (0,419^2 - 0,324^2) \times 0,025 \times 7850 = 93,50kp$$

h) Peso de la tapa del manhole y brida:

$$\pi \times \left(\frac{(0,616)^2}{4} \times 25,4 \times 10^3 + \frac{\pi}{4} (0,616^2 - 0,508^2) \times 35 \times 10^3 \right) \times 7850 = 85,6kp$$

i) Peso de las bridas del tanque desgasificador térmico:

$$\left[\frac{\pi}{4} (0,743^2 - 0,635^2) \times 35 \times 10^{-3} + 2 \times \frac{\pi}{4} (0,615^2 - 0,508^2) \times 35 \times 10^{-3} + \frac{\pi}{4} (0,302^2 - 0,212^2) \times 0,022 \right] \times 7850 + 2 \times 0,7$$
$$= 92 \text{kp}$$

j) Peso del deflector de vapor de venteo:

$$\frac{\pi}{4} (1,965^2 - 1,000^2) \times 7,94 \times 10^{-3} \times 7850 = 140 \text{kp}$$

k) Peso de los soportes del tanque desgasificador:

$$4 \times [1,3(2 \times 0,20 \times 0,0794 + 0,1998 \times 0,00794) \times 7850] = 194,4 \text{kp}$$

l) Peso del tubo de balance:

$$68,2 + 79,93 \times 0,8 + 3 \times \pi \left(\frac{0,419^2 - 0,324^2}{4} \right) \times 0,028 \times 7800 = 168,5$$

Peso Total del Tanque desgasificador y Condensador de Venteo y sus contenidos:

$$8461 + 1374 + 1177 + 142 + 418 + 624 + 93,5 + 85,6 + 92 + 140 +$$
$$194,4 + 168,5 = 12970 \text{ kp.}$$

Con aislante, cubierta y otros dispositivos

$$12970 + 0,1 \times 4411 = 13421 \text{ kp}$$

4509: peso del conjunto desgasificador térmico, sin contenido, kp.

Con aislante, cubierta y demás accesorios: $4509 \times 1,1 = 4960$ kp

Para el tanque de almacenamiento:

m) Peso del contenido del tanque de almacenamiento inundado:

$$\left[\frac{\pi \times 2,107^2}{4} \times 6,415 + 2 \times 0,788 \right] \times 1000 = 23943,5kp$$

n) Peso de la coraza cilíndrica y tapas:

$$\frac{\pi \times (2,134 + 2,107)}{2} \times 12,7 \times 10^{-3} \times 6,415 \times 7800 + 2 \times 1229 = 6691kp$$

Peso Total del Tanque de Almacenamiento y su contenido: 30635 kp

Con aislante, cubierta y otros accesorios:

$$30635 + 0,1 \times 6691 = 31304 \text{ kp}$$

Peso del tanque de almacenamiento con aislante, cubierta y demás

accesorios: $6691 \times 1,1 = 7360$ kp

La carga que actúa en cada soporte tipo caballete (silleta) del tanque de almacenamiento, cuando todo el equipo se encuentra inundado es:

$$Q = \frac{13421 + 31304}{2} = 22302,5kp$$

Si el conjunto no contiene agua, la carga que actúa en cada soporte de

$$\text{caballete es: } \frac{7360 + 4960}{2} = 6160 \text{kp}$$

Luego, en la Fig.3.8-2 se muestra un diagrama de cargas distribuidas: W_1 y W_2 , que actúan a lo largo del tanque horizontal considerada como viga.

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{\text{Pesodeltanquehorizontalysucontenido}}{L + \frac{4}{3}H} \\ &= \frac{7360 + 23943,5}{6,720 + \frac{4}{3} \times 0,391} = 4323 \text{kp/m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_2 &= \frac{\text{Pesodelconjuntodesgasificadorysucontenido}}{1,981} \\ &= \frac{4960 + 8461}{1,981} = 6775 \text{kp/m} \end{aligned}$$

- Cálculo de las fuerzas cortantes en el conjunto tanque horizontal

En las secciones transversales del conjunto tanque horizontal, considerado como una viga, surgen momentos flectores y fuerzas cortantes.

Sea VC, la fuerza cortante que actúa en la sección recta transversal.

Entonces en una sección cualquiera entre la tapa (cabezal) del tanque y el soporte, se tiene:

$$\sum VC = 0$$

$$0 = VC + W_1 \times e$$

$$\text{Si } e = 0, VC = 0$$

$$\text{Si } e = A + \frac{2H}{3}, \quad VC = -W_1 \left(A + \frac{2H}{3} \right)$$

$$VC = -4323 \left(0,5 + \frac{2 \times 0,391}{3} \right)$$

$$VC = -3288,3kp$$

En la sección b-b:

$$m = \frac{L}{2} - A - \frac{0,508}{2}$$

$$V_c = 22363 - 4323 \left(\frac{2 \times 0,391}{3} + 0,5 + \frac{6,720}{2} - 0,5 - \frac{0,508}{2} \right) = 7809kp$$

En una sección cualquiera entre el soporte y la sección a-a del tanque, según

Figs: 3.8-2 y 3.8-3 se tiene:

$$\sum VC = 0$$

$$0 = -Q + VC + W_1 \left(\frac{2H}{3} + A + m \right)$$

$$VC = Q - W_1 \left(\frac{2H}{3} + A + m \right)$$

Si $m = 0$, en el centro del caballete:

$$VC = 22363 - 4323 \left(\frac{2 \times 0,391}{3} + 0,5 \right)$$

$$= 19075kp$$

En la sección a-a:

$$m = \frac{L}{2} - A - \frac{1,981}{2}$$

$$VC = 22363 - 4323 \left(\frac{2 \times 0,391}{3} + 0,5 + \frac{6,720}{2} - 0,5 - \frac{1,981}{2} \right)$$

$$VC = 10993kp$$

En la sección c-c, centro del tanque:

$$VC = 22363 - 4323 \left(\frac{2 \times 0,391}{3} + \frac{6,720}{2} \right) - 6775 \times \frac{1,981}{2}$$

$$VC = 0$$

- Cálculo del esfuerzo de flexión longitudinal máximo

Debido a la flexión longitudinal en las secciones transversales del conjunto tanque horizontal, surgen momentos flectores y fuerzas cortantes.

En un punto ubicado entre el caballete 1 y la sección a-a, Fig. 3.8-3, que esta a una distancia, x, con respecto al punto de tangencia, se tendrá que la suma de los momentos de todas las fuerzas es:

$$\Sigma M_x = 0$$

$$M_x - Q(x - A) + W_1 \left[x \left(\frac{x}{2} \right) + \frac{2H}{3} x + \frac{2H}{3} \left(\frac{3H}{8} \right) - R \left(\frac{R}{4} \right) \right] = 0$$

Esta expresión considera que el cabezal origina una carga de corte en las uniones de los cabezales (tapas bombeadas) y la parte cilíndrica del tanque iguala $2/3 H W_1$. Esta carga produce una cupla vertical que actúa a una distancia de $3/8 H$ del punto de tangencia, y una cupla horizontal que actúa con un brazo de palanca de $R/4$ (Ref. 31B):

$$\text{Momento de corte vertical} = \frac{2}{3}H \times W_1(x) \quad \text{sentido antihorario}$$

$$\text{Momento de la cupla vertical} = \frac{2}{3}H \times W_1\left(\frac{3H}{8}\right), \quad \text{sentido antihorario}$$

$$\text{Momento de la cupla horizontal} = R \times W_1\left(\frac{R}{4}\right), \quad \text{sentido horario}$$

Luego en la sección a-a, se tiene:

$$x = \frac{L}{2} - \frac{D_0}{2} = \frac{6,72}{2} - \frac{1,981}{2} = 2,369 \text{ m.}$$

D_0 : diámetro exterior del tanque vertical desgasificador, 1,981 m.

El momento flector en la sección transversal a-a es:

$$M_{2,369} = 22363(2,369 - 0,5) - 4323 \left(\frac{2,369^2}{2} + \frac{2}{3}0,391 \times 2,369 + \frac{0,391^2}{4} - \frac{1,067^2}{4} \right)$$

$$= 28061,4 \text{ kp.m}$$

Si $M_x = 0$

$$Q(x - A) = W_1 \left[x \frac{x}{2} + \frac{2}{3}Hx + \frac{H^2}{4} - \frac{R^2}{4} \right]$$

$$22363(x - 0,5) = 4323 \left[\frac{x^2}{2} + 0,261x + 0,038 - 0,285 \right]$$

$$0 = x^2 - 9,82x + 4,679$$

$$x = 0,502 \text{ m}$$

El momento flector en la sección del centro del caballete es:

$$M_{0,5} = -4323 \left[\frac{0,5^2}{2} + \frac{2}{3} \times 0,391 \times 0,5 + 0,038 - 0,285 \right]$$

$$= -36 \text{kp.m}$$

El momento flector en la sección c-c es:

$$\begin{aligned} M_{c-c} &= Q \left(\frac{L}{2} - A \right) - W_1 \left[\frac{L}{2} \times \frac{L}{4} + \frac{2H}{3} \times \frac{L}{2} + \frac{H^2}{4} - \frac{R^2}{4} \right] - \left[\left(\frac{D_0 \times W_2}{2} \right) \left(\frac{D_0}{4} \right) \right] \\ &= 22363 \left(\frac{6,72}{2} - 0,5 \right) - 4323 \left[\frac{6,72}{2} \times \frac{6,72}{4} + \frac{2 \times 0,391}{3} \times \frac{6,72}{2} + 0,038 - 0,285 \right] - \\ &\quad \left[\left(\frac{1,981 \times 6775 \times 1,981}{8} \right) \right] \end{aligned}$$

$$= 33513,8$$

El momento flector en la sección b-b es:

$$\begin{aligned} M_{b-b} &= Q \left(\frac{L}{2} - \frac{d_0}{2} - A \right) - W_1 \left[\frac{\left(\frac{L-d_0}{2} \right) \times \left(\frac{L-d_0}{2} \right)}{2} + \frac{2H}{3} \times \left(\frac{L-d_0}{2} \right) + \frac{H^2}{4} - \frac{R^2}{4} \right] - \left[\left(\frac{D_0-d_0}{2} \right) (W_2) \times \left(\frac{D_0-d_0}{4} \right) \right] \\ &= 22363 \left(\frac{6,72}{2} - \frac{0,508}{2} - 0,5 \right) - 4323 \left[\frac{\left(\frac{6,72-0,508}{2} \right)^2}{2} + \frac{2 \times 0,391}{3} \left(\frac{6,72-0,508}{2} \right) + 0,038 - 0,285 \right] \\ &\quad - \left[\left(\frac{(1,981-0,508)^2}{8} \right) \times 6775 \right] \end{aligned}$$

$$= 33151,2 \text{kp.m}$$

Luego, se calcula el esfuerzo de flexión máximo en la sección b-b (corona circular delgada) del tanque horizontal:

$$\sigma_f = \pm \frac{Mxz}{I} = \dots\dots\dots 3.8.5$$

$$Z = 1,067$$

$$I = 0,035774 \text{ m}^4$$

$$M_{b-b} = 33151,2 \text{ kp.m}$$

$$\sigma_f = \pm \frac{33151,2 \times 1,067}{0,35774} = \pm 988772 \text{ kp/m}^2$$

$$= \pm 9689966 \text{ N/m}^2$$

$$= \pm 0,9887 \text{ kp/mm}^2$$

$$= 1403 \text{ lb/pulg}^2$$

Si se considera el esfuerzo longitudinal que actúa debido a la presión, el esfuerzo combinado máximo es:

$$1403 + 5024 = 6427 \text{ lb/pulg}^2 < 13700 \times 0,85 = 11645 \text{ lb/pulg}^2$$

- Esfuerzo tangencial de corte en el cabezal que refuerza el casco.

Como los soportes del caballete están localizados cerca del cabezal, los esfuerzos tangenciales de corte son llevados desde el caballete al cabezal. Luego, la carga es transferida de regreso al lado del caballete que está frente al cabezal, mediante esfuerzos tangenciales de corte que actúan sobre un arco de ángulo más grande que el de contacto del caballete, θ .

$\theta = 120^\circ$ se obtiene de la fig. 11.22 de la Ref. 31-B, ver Apéndice 3.8-1

Aquí las fuerzas cortantes varían en función del seno de ϕ_2 (Ver Fig. 11.11 de la Ref. 31-B) Ver Apéndice 3.8-2

El ángulo ϕ_2 varia de $(\pi - \alpha)$ a π . Encima del ángulo α , estos esfuerzos cortantes están dirigidos hacia abajo y varían en función del seno de ϕ_1 , y ϕ_1 varia de 0 a α . Debajo del ángulo ellos están dirigidos hacia arriba, en el lado del caballete que esta frente al cabezal.

El esfuerzo tangencial de corte en el cabezal, en el punto de la circunferencia a un ángulo ϕ_2 es:

$$T_h = \frac{2Q \text{sen} \theta_2 \left[\frac{\alpha - \text{sen} \alpha \cos \alpha}{\pi - \alpha + \text{sen} \alpha \cos \alpha} \right]}{2t_{e_h} (\pi - R)}$$

Luego

$$T_h = \frac{Q \times k_5}{R \times t_{e_h}} \dots\dots\dots 3.8.6$$

$$k_5 = \frac{\text{sen} \theta_2}{\pi} \left[\frac{\alpha - \text{sen} \alpha \cos \alpha}{\pi - \alpha + \text{sen} \alpha \cos \alpha} \right]$$

El máximo esfuerzo ocurre en $\phi_2 = \alpha$, luego:

$$k_5 = \frac{\text{sen} \alpha}{\pi} \left[\frac{\alpha - \text{sen} \alpha \cos \alpha}{\pi - \alpha + \text{sen} \alpha \cos \alpha} \right] \dots\dots\dots 3.8.7$$

El máximo esfuerzo tangencial de corte en el cabezal:

$$T_h = \frac{Q \times k_5}{R(t_{e_h} - c)} = \frac{22363 \times 2,2 \times 0,401}{42(0,625 - 0,125)} = 939,5 \text{ lb / pu lg}^2$$

$k_5 = 0,875$, de la Fig. 11.10. Ref. 31-B, ver Apéndice 3.8-3

$R =$ radio exterior = 42 pulg.

$C = 0,125$ pulg, tolerancia por corrosión

$Q = 22363 \times 2,2$ lb

Luego el esfuerzo tangencial de corte transversal en la cubierta (casco/coraza) del tanque.

En forma similar de la Ec. 3.8.6:

$$T_c = \frac{(22363 \times 2,2) \times 0,875}{42 \times (0,5 - 0,125)} = 2733 \text{ lb / pulg}^2$$
$$= 0,8 \times 13700 = 10960 \text{ lb / pulg}^2$$

- Esfuerzo circunferencial en la horquilla del caballete.

El esfuerzo máximo ocurre en el punto donde el momento de flexión debido al corte tangencial es máximo.

Desde que la cubierta del tanque es rigidizada mediante el cabezal y desde que $L < 8R$, el esfuerzo circunferencial en la horquilla del caballete (Ref. 31-B)

$$S_c = -\frac{Q}{4 \times t_e (b + 1,56 \sqrt{R \times t_e})} - \frac{12 \times k_7 \times Q \times R}{L \times t_e^2} \dots\dots\dots 3.8.8$$

S_c : Esfuerzo de compresión circunferencial combinado máximo en la horquilla del caballete, lb/pulg².

t_e : espesor de la cubierta sin tomar en cuenta la placa del soporte

b : ancho del caballete 10 pulg.

Luego con $A/R = 0,468 \approx 0,47$ y $\theta = 120^\circ$ de la Fig. 11.16 de la Ref.31-B, ver apéndice 3.8-4, se tiene:

$$K_7 = 0,013$$

$$t_e = 0,5 - 0,125 = 0,375 \text{ pulg}$$

De Ec. 3.8.8:

$$S_c = -\frac{(22363 \times 2,2)}{4 \times 0,375(10 + 1,56\sqrt{42 \times 0,375})} - \frac{12 \times 0,013(22363 \times 2,2)42}{264,57 \times 0,375^2}$$
$$S_c = -10690 \text{ lb / pulg}^2$$

Para el diseño, Zick (Ref. 31-B) recomienda:

$$S_c \leq 1,25 \times \text{esfuerzodeTraccionpermissible}$$

$$S_c \leq 1,25 \times 13700 = 17125 \text{ lb / pulg}^2$$

Luego

$$10690 < 17125$$

- Esfuerzo adicional en el cabezal usado como rigidizador de la cubierta

del tanque en el soporte.

El esfuerzo adicional inducido en el cabezal cuando es usado como un rigidizador de la cubierta del tanque en el soporte es (Ref. 31-B):

$$S_h = \frac{Q \times k_8}{R(t_{e_h} - c)} \dots\dots\dots 3.8.9$$

S_h : esfuerzo de tracción máximo inducido en el cabezal mediante los componentes horizontales de los esfuerzos tangenciales de corte.

Luego, con $\theta = 120$ y de la Fig. 11.17 de la Ref.31-B, ver Apéndice 3.8-6:

$$K_8 = 0,40$$

Entonces:

$$S_h = \frac{(22363 \times 2,2) \times 0,40}{42(0,635 - 0,125)} = 937,11 \text{ lb / pulg}^2$$

El esfuerzo S_h debe ser añadido al esfuerzo debido a la presión interna S_p .

Luego de Ref. 32-D: Si la relación entre el radio exterior de bombeo y el radio de rebordeo, sea:

$$\frac{78}{5,125} = 15,22 \left(16 \frac{2}{3}\right)$$

$$S = \frac{P(LM + 0,2t)}{2 \times E \times t}$$

De Tabla (Apéndice 3.8-7) con $L/r = 15,22$

$$M = 1,72$$

E = Eficiencia de la junta = 0,85

t = espesor, $\frac{1}{2}$ pulg.

P = presión de diseño, 77 psi.

$$S = \frac{77(78 \times 1,72 + 0,2 \times 0,5)}{2 \times 0,85 \times 0,5}$$
$$= 12162,4 \text{ lb / pulg}^2$$

Luego

$$937,1 + 12162,4 = 13099,5 \text{ lb / pulg}^2 \quad (1,25 \times 13700 = 17125 \text{ lb / pulg}^2)$$

Se cumple la condición de las referencias 32-C y 31-B.

- Esfuerzo de compresión en el anillo de la cubierta sobre el caballete.

Hay fuerzas que actúan en la banda del casco que esta directamente sobre el caballete, causando compresión de anillo en dicha banda, que esta directamente sobre el caballete. Las fuerzas tangenciales de corte que actúan sobre el arco comprendido entre α y π , están dirigidas hacia el centro, O, Fig. 11-18 de la Ref. 31 B, ver Apéndice 3.8-5, porque las reacciones en el

caballete se consideran radiales (Fig. 3.8-6). La sumatoria de las cargas de corte toman un valor máximo cuando $\phi = \pi$, y la carga máxima es:

$$Q \left[\frac{1 + \cos \alpha}{\pi - \alpha + \text{sen} \alpha \cos \alpha} \right] \dots\dots\dots 3.8.10$$

y el ancho del casco que resiste esta carga es $1,56\sqrt{r \times t_e}$ mas el ancho del caballete, b.

Como el casco se encuentra encima de la placa soporte, el espesor, t_e , del conjunto se considera como el espesor combinado del casco del tanque y la placa soporte, si el ancho de la placa soporte es igual a $b + 1,56\sqrt{r \times t_e}$ y si la placa soporte se extiende r/10 pulgadas encima de la horquilla del caballete (Ref 31-B).

El esfuerzo de compresión de anillo en el casco y placa soporte directamente sobre el caballete es:

$$S_{ca} = \frac{Q}{t_e (b + 1,56\sqrt{r \times t_e})} \left(\frac{1 + \cos \alpha}{\pi - \alpha + \text{sen} \alpha \cos \alpha} \right)$$

también

$$S_{ca} = \frac{Q \times k_g}{t_e (b + 1,56\sqrt{r \times t_e})} \dots\dots\dots 3.8.11$$

$$k_g = \frac{1 + \cos \alpha}{\pi - \alpha + \text{sen} \alpha \cos \alpha}$$

$$t = 0,875$$

$$t_e = 0,5$$

Luego con $\theta = 120^\circ$, de la Fig. 11.17 de la Ref. 31-B, Apéndice 3.8-6: se tiene $k_g = 0,76$.

Luego

$$\begin{aligned} S_{ca} &= \frac{22363 \times 0,76}{0,875 (12 + 1,56\sqrt{42 \times 0,5})} \\ &= 2232 \text{lib} / \text{pulg}^2 \end{aligned}$$

Para el diseño: Ref 31-B

$$\begin{aligned} S_{ca} &= 0,5 \times \text{esfuerzo de fluencia a compresión} \\ &= 0,5 \times 30000 = 15000 \text{lib} / \text{pulg}^2 \end{aligned}$$

- Esfuerzos en el soporte tipo silla

En su sección mas baja, debe existir una fuerza horizontal transversal (F). Según Zick (Ref. 32), la sección eficaz es igual a la tercera parte del radio del recipiente:

$$F = k_{11} \times Q$$

k_{11} = constante, según tabla del apéndice 5.8-8, 0,204

$$R / 3 = 42 / 3 = 14$$

Para soportar esta fuerza el área efectiva de la placa del alma debe ser:

$$14 \times 0,375 = 5,25 \text{ pulg}^2$$

0,375: espesor efectivo de la placa del alma.

Luego el esfuerzo que se produce es:

$$\frac{0,204 \times (22363 \times 2,2)}{5,25} = 1912 \text{ lb / pulg}^2 \left\langle \frac{2}{3} \times 13700 = 9133 \right.$$

- Esfuerzos en la oreja para el izaje:

Según tabla de la Ref, 32, Apéndice 5.8-9 para un peso del tanque de almacenamiento de 7360 kg (16192 lb), el diámetro del agujero de la oreja es de 1 ½ pulg.

A = 2,28 pulg, distancia de la placa base al centro del agujero

B = 2 5/8 pulg, distancia del centro del agujero a la periferia de la oreja.

Luego suponiendo que hay solo esfuerzo cortante en la sección mínima, el espesor requerido es:

$$t_e = \frac{Q}{2S(R - DI/2)}$$

S: esfuerzo cortante permitido, 9133 lb/pulg²

R: radio de la periferia de la oreja desde el centro del agujero (B)

$$t_e = \frac{16192}{2 \times 9133(2,625 - 1,5)}$$

$$t_e = 0,79 \text{ pulg}$$

$$t_e = 1 \text{ pulg}$$

Esta oreja vá soldada al cabezal del tanque de almacenamiento, mediante soldadura de filete, de espesor t_h :

$$w = \frac{16192}{2 \times 5,25} = 1542 \text{ lb / pulg}$$

2 x 5,25: longitud de la soldadura, todo alrededor.

w: carga que soporta la soldadura en forma lineal.

$$t_h = \frac{1542}{9600} = 0,16 \text{ pulg}$$

9600: carga permitida en la soldadura, lb/pulg² de área de los patines.

Por lo tanto usar soldadura filete de ¼ pulg., como mínimo.

Fig. 3.8-1 Tanque horizontal que descansa sobre dos soportes de caballete horizontal considerada como viga

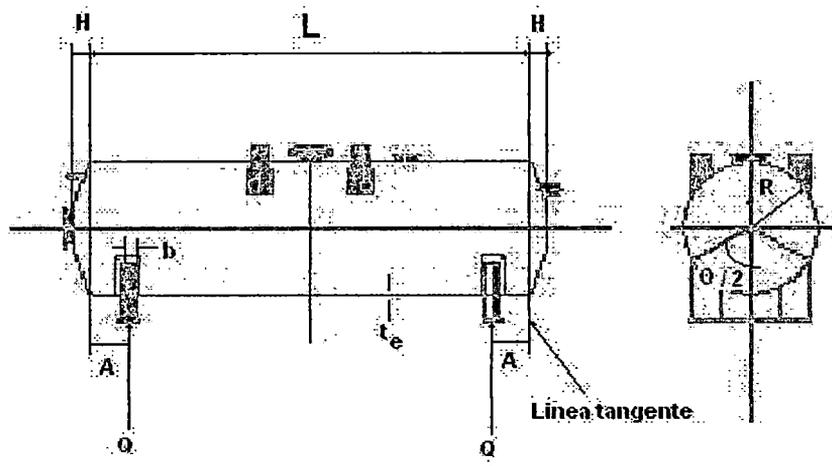


Fig. 3.8-2 Cargas distribuidas uniformemente w_1 y w_2 , en el tanque horizontal considerado como viga

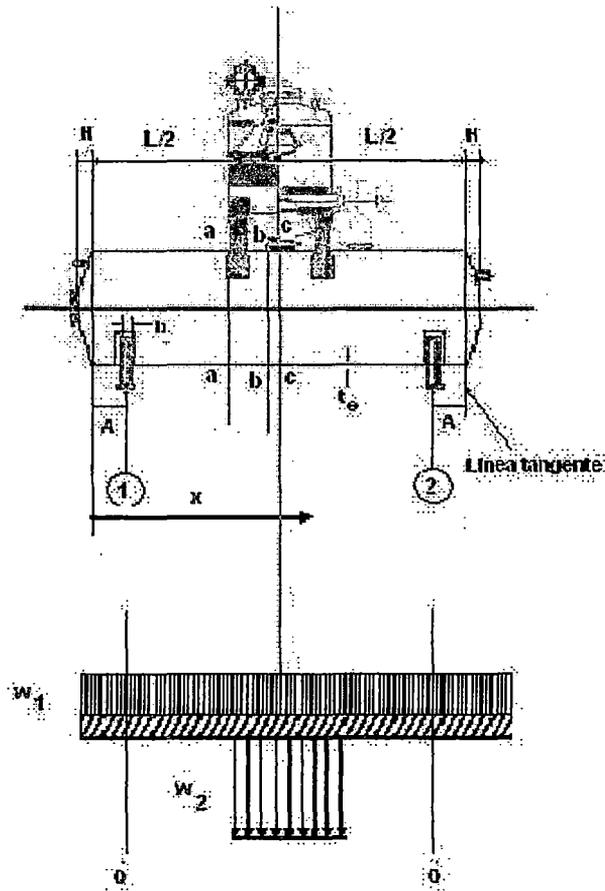


Fig. 3.8-3 Fuerzas Cortantes y Momentos Flectores en el Tanque Horizontal

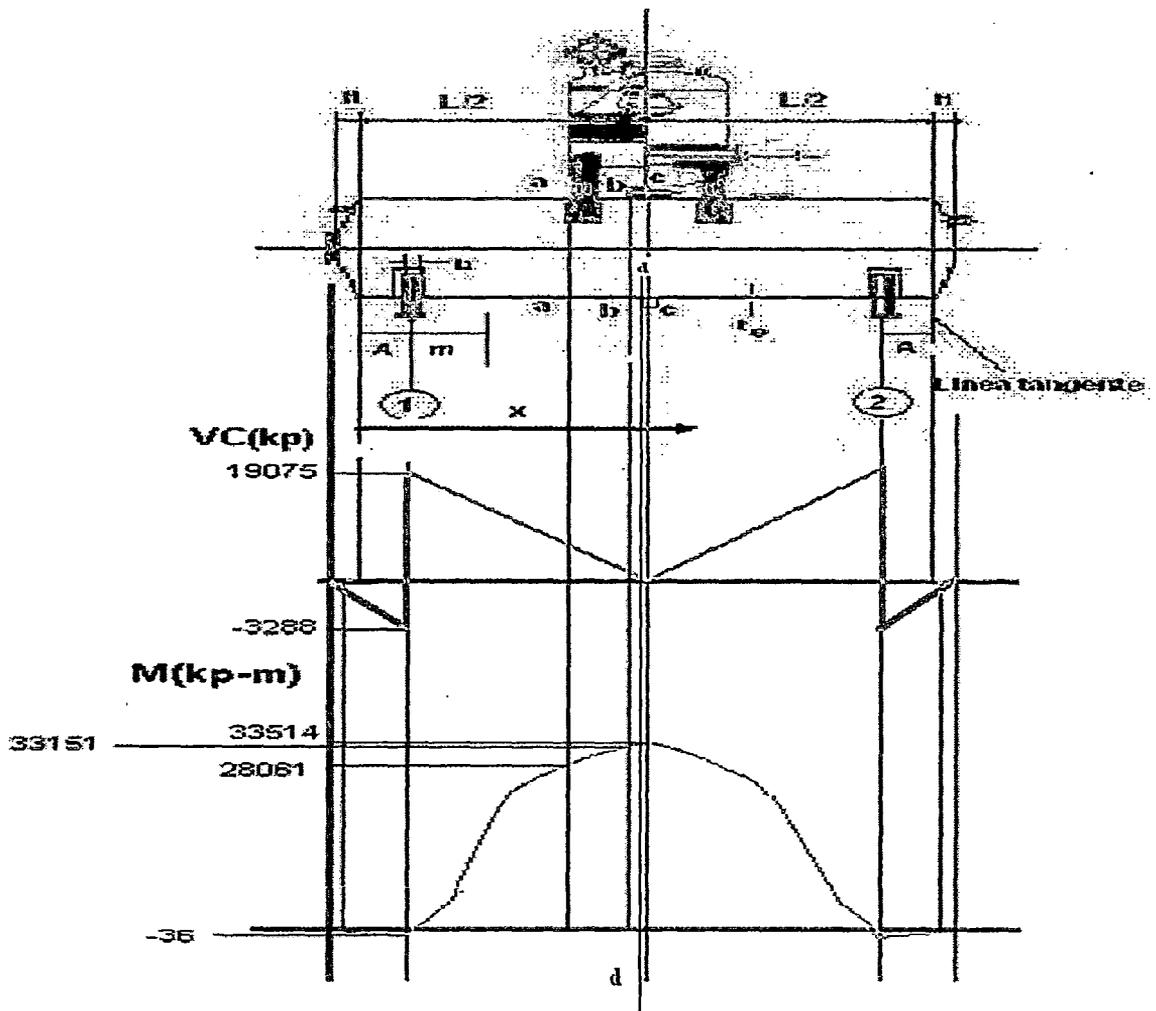


Fig. 3.8-4 Sección d-d del Tanque horizontal

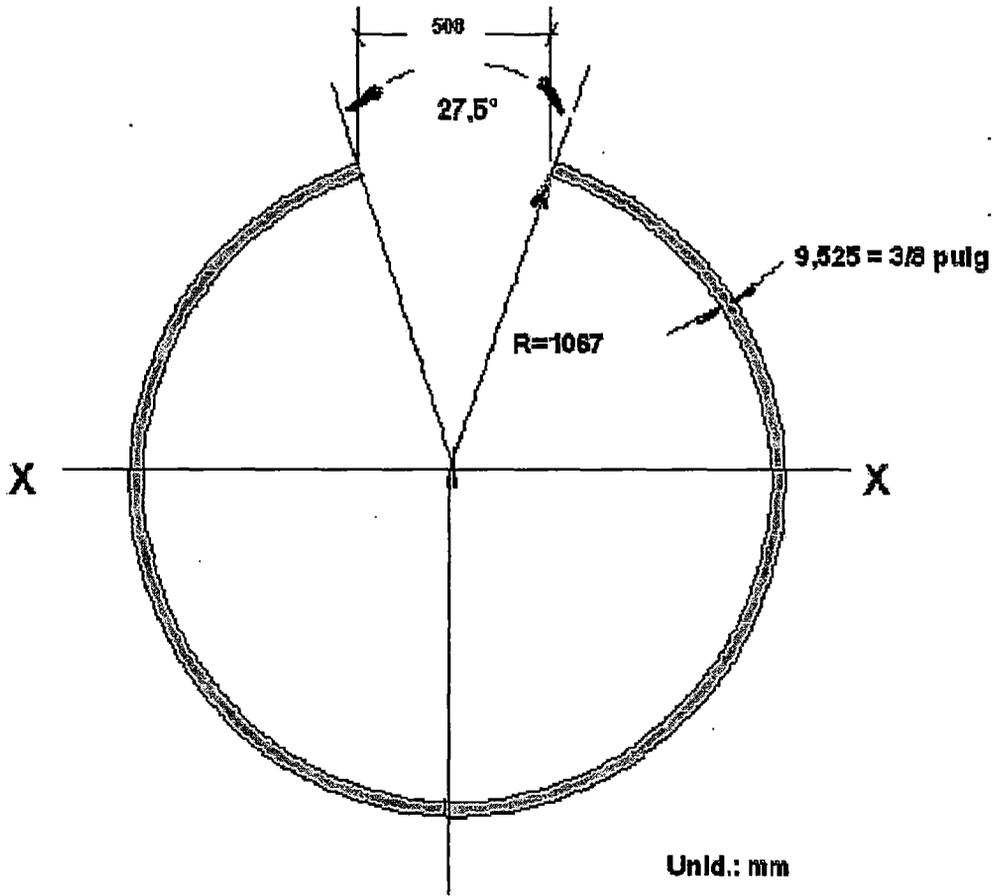


Tabla 3.8-1 Eficiencias de las Uniones Soldadas según ASME

Table UW-12

SECTION VIII — DIVISION 1

200 Edition

TABLE UW-12
MAXIMUM ALLOWABLE JOINT EFFICIENCIES^{1,2} FOR ARC AND GAS WELDED JOINTS

Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Degree of Radiographic Examination		
				(a) Full ²	(b) Spot ²	(c) None
(1)	Butt joints as obtained by double welding or by other means which will obtain the same quality of deposited weld metal on the inside and outside weld surfaces to agree with the requirements of UW-35. Welds using metal backing strips which remain in place are excluded.	None	A, B, C, & D	1.00	0.85	0.70
(2)	Single-welded butt joint with backing strip other than those included under (1)	(a) None except as in (b) below	A, B, C, & D	0.90	0.80	0.65
		(b) Circumferential butt joints with one plate offset; see UW-13(c) and Fig. UW-13.1, sketch (k)	A, B, & C	0.90	0.80	0.65
(3)	Single-welded butt joint without use of backing strip	Circumferential butt joints only, not over 3/8 in. thick and not over 24 in. outside diameter	A, B, & C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint	(a) Longitudinal joints not over 3/8 in. thick	A	NA	NA	0.55
		(b) Circumferential joints not over 3/8 in. thick	B & C	NA	NA	0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17	(a) Circumferential joints ^a for attachment of heads not over 24 in. outside diameter to shells not over 3/8 in. thick	B	NA	NA	0.50
		(b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over 3/8 in. in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than 1 1/2 times the diameter of the hole for the plug.	C	NA	NA	0.50

ACC

104

3.9 Cálculo y/o selección de los componentes auxiliares

En esta sección se realizan los cálculos para el diseño o selección de los componentes auxiliares y accesorios, directamente vinculados con el conjunto calentador – desgasificador propiamente dicho, es decir: el condensador de venteo, toberas de aspersion, colector de agua (cámara de agua) portatoberas, soportes y fijadores del relleno menudo, selección del relleno menudo, distribuidor de vapor, unión embridada entre el conjunto colector de agua portatoberas y el manhole (abertura hombre) superior, unión embridada de salida del vapor de venteo, brida y tapa del manhole lateral, brida para conectar la tubería del vapor de calentamiento, unión embridada para el tubo de balance de presión, unión embridada para la descarga del agua desgasificada, brida y tapa del manhole lateral, niple para conectar la válvula de seguridad, niple para conectar el rompedor de vacío, niple y brida para conectar el vapor condensado que proviene del condensador de venteo, niple para conectar el termómetro, niple para el manómetro, conductos de agua o vapor internos, coples para conectar el medidor (visor) de nivel (columna de alarma de nivel), coples para conectar el controlador de nivel, cople embridado para conectar el tubo de rebose y controlador de sobreflujo.

3.9.1 Cálculo para el diseño del condensador de venteo

El criterio tecnológico de fabricación de este intercambiador de calor toma en cuenta los siguientes factores (Ref. 33 – A):

- Finalidad: Condensar el vapor de venteo que proviene del tanque desgasificador para precalentar el agua de ingreso a éste.
- Tipo de fabricación: Calentador cerrado de tubos y coraza cilíndrica.
- Sistema de trabajo: se considera un trabajo continuo.
- Circulación relativa del agente térmico: se considera un flujo en contracorriente
- Naturaleza del agente térmico: Es vapor de agua que contiene una cantidad muy pequeña de gases no condensables corrosivos (gases del aire) en una concentración del orden de 0,06 % en volumen, Sec. 3.3.4. Si la concentración es de apenas 1 a 2%, la proporción de transferencia de calor se reducirá a un 75 – 80%, o sea, el coeficiente de condensación se ve disminuído (Ref. 16 – A).
- Geometría de la superficie de cambio de calor: Está constituida por un haz de tubos rectos lisos, el interior de los tubos puede ser limpiado removiendo las tapas del condensador y usando un limpiador rotatorio o cepillo de alambre.

- Modo de absorber expansiones térmicas: Posee un banco de tubos removible de la coraza, que consiste de un cabezal de tubos estacionario, que se encuentra sujeto entre la brida de una tapa y la brida de la coraza. En el extremo opuesto del haz de tubos, estos se expanden en un cabezal de tubos flotante, que tiene libertad para moverse.
- Pasos del agente térmico: En el lado de la coraza, o sea, al exterior de los tubos, se empleará un paso.
- Posición: Los tubos que conforman el haz trabajan en posición horizontal.
- Pasos del fluido frío: dos pasos.
- **Materiales de fabricación:**

o) Banco de tubos: Tubos de cobre arsenical o aleación de cobre 90 – 10 Cu – Ni, ASTM B III. Refs. 6B, 42, 43 A, 44 A, 45.

Todas las referencias se apoyan en las especificaciones de las características mecánicas y térmicas correspondientes a las diversas condiciones de funcionamiento, recomendadas por la "TEMA", "API", "ASME" y HEI.

p) Coraza, cabezales, niple:

Plancha de acero ASTM A – 285 grado C, especificado por THE STANDARDS OF THE FEEDWATER HEATER MANUFACTURERS ASSOC. y

el ASME CODE FOR PRESSURE VESSEL (Ref. 45), y también el acero inoxidable tipo 304.

q) Deflectores (BAFLES): Acero inoxidable tipo 304.

r) Bridas de acero al carbono ASTM A – 212 grado B y A – 106 grado B (Ref. 45)

Al realizar inspecciones para el mantenimiento y reparación del condensador de venteo y la parte superior del tanque desgasificador térmico, se ha notado la acción corrosiva contundente del oxígeno separado del agua, que sobrepasa grandemente el límite de tolerancia por corrosión recomendada, lo que obliga a adoptar mayores espesores de la plancha, aumentando el peso y el costo. Por lo tanto, una alternativa es emplear el acero inoxidable AISI 304, con lo que el espesor baja notablemente y tendrá mayor resistencia a la corrosión y asegura mayor continuidad de operación. Las empresas que convocan a licitación pública, el diseño y fabricación del condensador de venteo, precisan en sus requerimientos que se construya en acero inoxidable; así consta en los documentos que contienen las bases de licitación.

3.9.1.1 Parámetros iniciales para el diseño

- Temperatura del agua, T_i , a su ingreso en el condensador de venteo.

El flujo de agua de ingreso $\dot{m}_L : 16,41 + 5,001 = 21,41 \text{ kg/s} :$

16,41 = Flujo de agua de reposición a 20° C, Kg/s

5,001 = Flujo de agua condensada de la planta a 43° C, kg/s, Sec. 2.6.

La temperatura de la mezcla de estos dos flujos de agua, T_i , antes de su ingreso al condensador de venteo, se determina en la siguiente relación:

$$5,001 \times 4,186(43 - T_i) = 16,41 \times 4,186(T_i - 20)$$

4,186 = Calor específico del agua, prácticamente constante, a presiones cercanas a la normal y temperaturas comprendidas o cercanas entre 0° C a 100° C, kJ/kg - °C.

Luego, $T_i = 25,38^\circ \text{C}$

- densidad del agua a 34,14° C, $\rho_L = 0,994 \text{ kg/L}$
- Flujo de vapor neto entregado al condensador de venteo:

$$\dot{m}_{V, \text{net}} = 0,75 - 3,2088 \times 10^{-4} = 0,749 \text{ kg/s}$$

0,75 : Flujo de vapor de venteo, kg/s

$3,2088 \times 10^{-4}$: Flujo de vapor que escapa junto a los gases de venteo, kg/s, Sec.

3.3.5

- Flujo de calor entregado al agua:

$$\dot{Q} = 0,749(2581,75 - 483,20) - 0,32 = 1571,5 \text{ kJ/s}$$

2699,2 : entalpía del vapor saturado seco a 115, 17° C

483,2 : entalpía del líquido saturado a 115,17° C, kJ/kg

2581,75 : entalpía del vapor saturado húmedo con calidad $x = 0,947$ según tablas de vapor y cálculos en sección 3.5.2.2

0,32 : pérdidas de calor al exterior kJ/s. Sec. 3.3.12

- Temperatura del agua, $T_{sal,cv}$; a su salida del condensador de venteo:

El flujo de calor que absorbe el agua a calentar es:

$$21,410 \times 4,186 \times (T_{sal} - 25,38) = 1571,5$$

Luego:

$$T_{sal} = 42,9^\circ \text{ C}$$

- Presión de vapor suministrado al condensador: 1,701 bar (24,7 lb/pulg²) (1,6803 atm), absoluta. Sin considerar pérdidas.
- Peso molecular de la mezcla de gases del aire
 $\bar{M}_G = 28,40 \text{ kg/kmol}$. Sec. 3.3.4.
- Presión parcial de gases del aire de venteo
 $\bar{P}_{Gv} = 0,001 \text{ bar}$ absoluta, Sec. 3.3.4.

- Presión Total: $P = 1,702\text{bar}$ absoluta
- Velocidad máxima tolerable para el agua: de 0,5 a 6 m/s (1,6 a 19 pies/s)
(Ref. 33 A).

También en el caso en que el agua pasa por el interior de los tubos y por el exterior vapor de agua condensándose, la velocidad recomendada es: 1,2 a 2 m/s (3,9 a 6,6 pies/s). Queda confirmada en la Fig. 25 de la Ref. 47 F. (Fig. 3.9.1 – 1).

- Diámetro y calibre de los tubos:

$\frac{3}{4}$ de pulgada, calibre BWG16: diámetro exterior del tubo liso:

$$D_o = \frac{3}{4} \text{ pulg} = 19,05\text{mm} = 0,01905\text{m}.$$

diámetro interior : $D_i = 0,62 \text{ pulg} = 0,01575\text{m}.$

espesor 0,065 pulg. = 1,651 mm.

- Tipo de arreglo: arreglo en cuadro rotado de 1 pulg. de paso de los tubos (P_T), espaciado entre los tubos 0,25 pulg (C'), según tabla 9 de la Ref. (47 F). (Tabla 3.9.1-1) y Fig. 3.9.1-4

3.9.1.2 Área de la superficie de intercambio de calor

Para calcular el área de la superficie de intercambio de calor y por ende el tamaño físico de este aparato, se desarrollan aspectos relacionados con la transmisión de calor.

Siendo este condensador de venteo, donde el vapor que ingresa contiene una pequeña cantidad de aire, y donde una película de vapor se condensa por el exterior de los tubos y existe una película de agua por el interior; se puede considerar, prácticamente, seis resistencias al paso del calor:

1. Película de aire que rodea la película de vapor condensándose
2. Película de vapor condensándose
3. Incrustaciones en la superficie exterior del tubo
4. Resistencia térmica del tubo
5. Incrustaciones en la superficie interior del tubo
6. Película de agua en el interior del tubo

Considerando un método rápido de diseño, se puede despreciar algunas resistencias y/o hacer ciertos ajustes de los coeficientes de transferencia de calor:

- El agua que circula por los tubos es prácticamente libre de dureza, procede del condensador principal y otros similares y en su mayor parte proviene de los ablandadores y otros separadores, el agua de alimentación debe ser lo más pura posible, por lo tanto, la resistencia por incrustación puede despreciarse.
- La resistencia de la película de aire que rodea a la película de condensado, es pequeña debido a la baja concentración de aire en el vapor, incluso dicha película origina también una resistencia a través de la cual el vapor de agua debe difundirse. Se considera dicho efecto reduciendo el coeficiente de condensación de vapor según NUSSELT,

según fórmula empírica que está en función de la concentración de aire en el vapor.

- La resistencia de la película de agua generalmente es mayor que las otras y no influye mucho en ella el material del tubo ya que la resistencia de éste es prácticamente nula (Ref. 15 C). Sin embargo, en el cálculo de un condensador, se recomienda no despreciar la resistencia debida al tubo si el fluido refrigerante es el agua (Ref. 43 A).

Luego se realizan los siguientes pasos:

1. DETERMINACION DEL COEFICIENTE GENERAL (TOTAL) (SUCIO) DE TRANSMISION DE CALOR

- Velocidad del agua dentro de los tubos, v_L :

Esta velocidad depende del diámetro interior del tubo, arreglo, cantidad de tubos, así como del número de pasos.

Si se elige 1,8 m/s, luego el número de tubos necesario:

$$N_t = \frac{\frac{\dot{m}_L}{\rho_L} \times 2}{\frac{\pi D_i^2}{4} \times v_L} = \frac{\frac{21,417}{994} \times 2}{\frac{\pi \times (0,01575)^2}{4} \times 1,8} = 122,8$$

Luego, según tabla 9 de la Ref. 47 F (Tabla 3.9.1 – 1):

Se selecciona 122 tubos, con un diámetro interno de la coraza (DI) igual a 15 ¼ pulg. (387 mm) (0,387 m). Luego la nueva $v_L = 1,81 m/s = 5,938 \text{ pies/s}$.

- Coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación de película en banco vertical de tubos horizontales.

Para n hileras de tubos horizontales del flujo laminar de condensado que cae sobre n tubos ubicados en una misma columna vertical, el coeficiente de transmisión de calor $h_{f,c}$ Ref. (16 A), se determina de:

$$\frac{\bar{h}_{f,c} \cdot D_o}{k_f} = 0,725 \left[\frac{\rho_f^2 \cdot g \cdot (h_{fg}) \cdot D_o^3}{n \cdot \mu_f (T_v - T_w) k_f} \right]^{1/4} \dots\dots\dots 3.9.1.1$$

k_f , μ_f y ρ_f , están calculadas para una temperatura especial de la película:

$$T_f = T_v - \left(\frac{3}{4} \right) (T_v - T_w) \dots\dots\dots 3.9.1.2$$

$\bar{h}_{f,c}$ = coeficiente de transmisión de calor, cuando el condensado pone en contacto n tubos al descender.

h_{fg} = calor latente de condensación

También, según referencias: 37 C y 47 E:

$$\bar{h}_{f,c} \left[\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right]^{1/3} = 1,51 \left(\frac{4G'}{\mu_f} \right)^{-1/3} \dots\dots\dots 3.9.1.3$$

Donde la carga para un tubo horizontal es

$$G' = \frac{\dot{m}_v}{l \cdot N_t^{2/3}} \dots\dots\dots 3.9.1.4$$

g = aceleración de la gravedad

G' = Flujo de masa del condensado por longitud del tubo

f = subíndice, se refiere a propiedades físicas a la temperatura de la película

l = longitud del tubo

$h_{f,c}$ = coeficiente de película en la condensación

k_f , μ_f y ρ_f , están calculadas para la temperatura de la película (Ref. 47 E):

$$T_f = \frac{1}{2}(T_v + T_w) \dots\dots\dots 3.9.1.5$$

T_w = temperatura de la pared del tubo

T_v = temperatura del vapor

- Temperatura calórica del fluido frío, T_{ci} : Se consideró la media aritmética entre las temperaturas del agua a su ingreso y salida respectivamente:

$$T_{ci} = \frac{25,38 + 42,9}{2} = 34,14^\circ C = 93,5^\circ F$$

- Temperatura calórico del fluido caliente, T_{co} : es la temperatura del vapor saturado T_v
- Temperatura de la pared del tubo T_w : si se considera que el tubo en su totalidad está a la temperatura de la superficie externa de la pared T_w , se conocen las T_{ci} y T_{co} , los coeficientes de película y si

$$1/R_{io} = h_{io} = h_i (A_i/A_o) = h_i \times \left(\frac{D_i}{D_o} \right) \dots\dots\dots 3.9.1.6$$

io : subíndice que se refiere al valor del coeficiente dentro del tubo, referido a la superficie exterior del tubo

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\sum R} = \frac{T_{co} - T_i}{R_o + R_{io}} = \frac{T_w - T_{ci}}{R_{io}} \dots\dots\dots 3.9.1.7$$

Los dos últimos términos se pueden expresar así (Ref. 43 A y 47 B):

$$\frac{T_{co} - T_{ci}}{1/h_o + 1/h_{io}} = \frac{T_w - T_{ci}}{1/h_{io}} = \frac{T_{co} - T_w}{1/h_o}$$

$$T_w = T_{ci} + \frac{h_o}{h_{io} + h_o}(T_{co} - T_{ci})$$

ó

$$T_w = T_{co} - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o}(T_{co} - T_{ci})$$

$$T_w = T_v - \frac{h_{f,io}}{h_{f,io} + h_{f,o}}(T_v - T_{ci}) \dots\dots\dots 3.9.1.8$$

$h_{f,o}$: Coeficiente de la película de condensación en el lado exterior de los tubos

$h_{f,io}$: Coeficiente de película del fluido en el interior del tubo referida a la superficie exterior del tubo

- Coeficiente de transmisión de valor en la condensación de vapor mezclado con aire $h_{f,cm}$

El contenido en aire (porcentaje en peso) del vapor, C :

$$C = \frac{5,256 \times 10^{-4}}{0,75} \times 100 = 0,07\%$$

$5,256 \times 10^{-4}$: flujo másico de aire que ingresa mezclado con el vapor, kg/s

0,75 : flujo másico de vapor que ingresa mezclado con el aire, kg/s

Meisenburg, Boartz y Badger, han establecido una fórmula empírica (Ref. 20 B y 48 A):

$$h_{f,cm} = 0,71h_{f,c} \left(\frac{1}{C} \right)^{0,11} \dots\dots\dots 3.9.1.9$$

$h_{f,c}$: coeficiente de transmisión de calor, según Nusselt

Se ha podido comprobar que la fórmula 3.9.1-9 es válida para $0,1 < C < 4\%$ en peso.

Luego:

$$h_{f,cm} = 0,71 \times h_{f,c} \left(\frac{1}{0,07} \right)^{0,11}$$

$$h_{f,cm} = 0,95 \times h_{f,c} \dots\dots\dots 3.9.1.10$$

Por otro lado, Kern (Ref. 47 E):

“La presencia de aire de únicamente 1% en volumen, puede causar una reducción en el coeficiente de condensación del vapor de agua de 50%”.

En el presente caso dicha concentración es 0,06% en volumen, Sec. 3.34. Luego si:

$$\begin{array}{l} 0\% \text{ ————— } h_{f,c} \\ 0,06\% \text{ ————— } h_{f,cm} \\ 1\% \text{ ————— } 0,5h_{f,c} \end{array}$$

interpolando:

$$h_{f,cm} = h_{f,c} - 0,03h_{f,c} = 0,97h_{f,c}$$

Si se da un límite máximo de concentración: $3 \times 0,06 = 0,18\%$. Luego, interpolando:

$$h_{f,cm} = 0,91 \times h_{f,c}$$

Se tomará esta última relación para mayor seguridad de funcionamiento.

- Coeficiente de película en el interior del tubo, $h_{f,i}$.

Si el agua circula en régimen turbulento, con las características medias del agua en el intervalo de temperaturas de 0 a 100°C, se puede obtener por la Ec. Simplificada de Eagle y Ferguson (Refs. 43 A y 15 A):

$$\bar{h}_{f,i} = \frac{900(1,352 + 0,02T_{ci})v^{0,8}}{D_i^{0,2}} \dots\dots\dots 3.9.1.11$$

D_i : diámetro interior real del tubo, m

T_{ci} : temperatura calórica del agua, °C

v : velocidad del agua m/s

$h_{f,i}$: en $kcal/h - m^2 - ^\circ C$

Luego, reemplazando valores en 3.9.1-11:

$$\begin{aligned}\bar{h}_{f,i} &= \frac{900(1,352 + 0,02 \times 34,14)1,81^{0,8}}{0,01575^{0,2}} \\ &= 6752,29 \text{ kcal/h} - \text{m}^2 - ^\circ\text{C} = 7852,9 \text{ W/m}^2 - ^\circ\text{C} \\ &= 1383,06 \text{ BTU/ pie}^2 - \text{h} - ^\circ\text{F}\end{aligned}$$

$$h_{f,io} = 6752,29 \times \frac{0,01575}{0,01905} = 5583 \text{ kcal/h} - \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

Luego, tras una serie de cálculos iterativos: asumiendo $l = 1400 \text{ mm} = 1,4 \text{ m}$
de Ec. 3.9.1.4:

$$G' = \frac{0,749}{1,4122^{2/3}} = 0,02175 \text{ kg/s} - \text{m} = 78,3 \text{ kg/h} - \text{m}$$

También asumiendo $T_w = 75^\circ\text{C}$ de 3.9.1-5 :

$$T_f = 0,5(115,17 + 76) = 95,085^\circ\text{C} (203,2^\circ\text{F})$$

$$\mu_f = 1,0753 \text{ kg/m} \times \text{h}$$

$$\rho_f = 961,85 \text{ kg/m}^3$$

$$k_f = 0,5859 \text{ kcal/h} - \text{m} - ^\circ\text{C}$$

de 3.9.1-3:

$$\bar{h}_{f,c} = 1,51 \left[\frac{(0,5859)^3 \times (961,85)^2 \times 9,81 \times 3600^2}{(1,0753)^2} \right]^{1/3} \times \left(\frac{4 \times 60,89}{1,0584} \right)^{-1/3}$$

$$\bar{h}_{f,c} = 6230,4 \text{ kcal/h-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

de Ec. 3.9.1.9:

$$h_{f,cm} = 0,91(6230,4) = 5669,6 \text{ kcal/h-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Luego de Ec. 3.9.1.7

$$T_w = 115,17 - \frac{5583}{5583 + 5669,6} (115,17 - 34,14)$$

$$T_w = 74,96^\circ\text{C}$$

Luego, se toma $h_{f,cm} = 5669,6 \text{ kcal/h-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ ($6593,7 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$)

Ahora, considerando el criterio de la Ec. 3.9.1.1:

Asumiendo $T_w = 69,4^\circ\text{C}$, en 3.9.1-2:

$$T_f = 115,17 - \frac{3}{4} (115,17 - 69,4)$$

$$T_f = 80,84^\circ\text{C}$$

Según tablas de propiedades:

$$\mu_f = 1,2905 \text{ kg/m-h}$$

$$\rho_f = 971,25 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0,5795 \text{ kcal/h-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$h_{fg} = 551,92 \text{ kcal/kg}$$

Luego, reemplazando valores en 3.9.1.1:

$$h_{f,c} = 0,725 \left[\frac{971,25^2 (9,81 \times 3600^2) \times 551,92 \times 0,5795^3}{6 \times 1,2905 (115,17 - 69,4) 0,019} \right]^{1/4}$$

$n = 6$, el condensado se pone en contacto al descender, con 6 tubos en promedio.

Ver Fig. 3.9.1-2.

$$h_{f,c} = 4794,8$$

$$h_{f,cm} = 4794,8 \times 0,91 = 4363,3 \text{ kcal/h} - \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

Luego de 3.9.1-7:

$$T_w = 115,17 - \frac{5583}{5583 + 4363,3} (115,17 - 34,14)$$

$$T_w = 69,68^\circ\text{C}$$

Por lo tanto

$$\begin{aligned}h_{f,cm} &= 4363,3 \text{ kcal/h-m}^2\text{-}^\circ\text{C} \\ &= 5074,5 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C} \\ &= 893,7 \text{ BTU/h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}\end{aligned}$$

- Cálculo del coeficiente global sucio de transmisión de calor U_s (Ref. 43 – B):

$$\frac{1}{U_s} = \frac{1}{h_{f,i} \frac{D_i}{D_o}} + \frac{t_{ew}}{k_w} + \frac{1}{h_{f,cm}} + R_s \dots \dots \dots 3.9.1.12$$

t_{ew}/k_w = Resistencia debida al tubo (no despreciable si el fluido refrigerante es agua).

R_s == suma de las resistencias de ensuciamientos interior y exterior.

t_{ew} == espesor de la pared del tubo

k_w = conductividad térmica del tubo a 69,5° C, 364,8W/m-°C cobre comercial, Ref. (20 – C).

Luego, se determinan los siguientes términos:

$$h_{f,i} \frac{D_i}{D_o} = h_{f,io} = 5583 \text{ kcal/h-m}^2\text{-}^\circ\text{C} = 6493 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$1/h_{f,io} = 1,540 \times 10^{-4} (\text{m}^2\text{-}^\circ\text{C})/\text{W}$$

$$\frac{t_{ev}}{k_w} = \frac{0,00165m}{364,8W/m-^{\circ}C} = 4,52 \times 10^{-6} \frac{m^2-^{\circ}C}{W}$$

$$\frac{1}{h_{f,cm}} = \frac{1}{5074,5W/m^2-^{\circ}C} = 1,9706 \times 10^{-4} \frac{m^2-^{\circ}C}{W}$$

$$\begin{aligned} R_s &= 2 \times 10^{-4} \frac{h \times m^2 \times ^{\circ}C}{kcal} = \frac{2 \times 10^{-4}}{1,163} \times \frac{m^2 \cdot ^{\circ}C}{W} = 1,72 \times 10^{-4} \frac{m^2 \cdot ^{\circ}C}{W} \\ &= 0,00097 \frac{h-m^2-^{\circ}F}{BTU} \end{aligned}$$

Según la Tabla 12 de la Ref. 47 F. Tabla: 3.9.1-2.

Luego:

$$\frac{1}{U_s} = 1,54 \times 10^{-4} + 4,52 \times 10^{-6} + 1,9706 \times 10^{-4} + 1,72 \times 10^{-4}$$

el coeficiente global (total) sucio o de diseño:

$$U_s = 1895W/m^2-^{\circ}C = 1,895kW/m^2-^{\circ}C$$

también

$$\text{Si } \frac{1}{h_{f,cm}} = \frac{1}{6593,7} = 1,516 \times 10^{-4} \frac{m^2-^{\circ}C}{W}$$

$$\frac{1}{U_s} = 1,54 \times 10^{-4} + 4,52 \times 10^{-6} + 1,516 \times 10^{-4} + 1,72 \times 10^{-4}$$

$$U_s = 2074W/m^2-^{\circ}C = 2,074kW/m^2-^{\circ}C$$

Luego, se considera el más conservador, o sea

$$U = 1895 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 1895 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

2. Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura (MLDT)

Al efectuarse a una temperatura constante T_g , la condensación de un vapor puro, la contracorriente pura o el movimiento a corrientes paralelas conducen a la misma diferencia de temperatura que es la (MLDT); cualquiera sea el número de pasos, por el lado de los tubos. No es necesario, por lo tanto, introducir el coeficiente de corrección (Ref. 43 – B). Luego, el calor transferido en este aparato Ec. 3.5.6:

$$\dot{Q} = U_s \cdot A \cdot (MLDT) \dots\dots\dots 3.9.1.13$$

$$\bar{\Delta T} = MLDT = \frac{(115,17 - 25,38) - (115,17 - 42,9)}{\ln\left(\frac{115,17 - 25,38}{115,17 - 42,9}\right)} = 80,71^\circ\text{C}$$

3. Cálculo del calor transferido

El calor que requiere el agua para elevar su temperatura desde 25,38 hasta 42,9° C, es:

$$\dot{Q} = 21,41 \times 4,186 \times (42,9 - 25,38)$$

$$= 1570,2 \text{ kW}$$

21,41: flujo de agua que pasa por el interior de los tubos del condensador

4,186: calor específico a presión constante del agua, Sec. 3.9.1.1.

4. Cálculo de la superficie de calefacción requerida:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U_s \cdot (MLDT)} = \frac{1570,2}{1,895 \times 80,71} = 10,27 \text{ m}^2$$

3.9.1.3 Longitud recta del tubo entre los espejos (placa portatubos)

El manejo de tubos está conformado por 122 tubos de longitud l , como el área de transferencia de calor:

$$A = 122 \times l \times \pi \times 0,019 = 10,27$$

$$l = \frac{10,27}{122 \times 3,1416 \times 0,019} = 1,41 \text{ m}$$

Se toma $l = 1500 \text{ mm} = 1,500 \text{ m}$

3.9.1.4 Espaciado de deflectores: Es la distancia centro a centro entre los deflectores. Si se consideran tres deflectores, el espaciado es $1500/4 = 370 \text{ mm}$., esta distancia es menor que el diámetro interior de la coraza y mayor que la quinta parte de dicho diámetro (Ref. 47 – B)

3.9.1.5 Tipo de deflector: Se empleará el deflector segmentado 25%, cuyas características se dan en la Fig. 29 de la Ref. (47 F) (Fig. 3.9.1-3). Se emplearán dos deflectores y una placa de soporte de tubos y divisora de flujo del vapor de entrada.

3.9.1.6 Caída de la presión en el lado de la coraza

Para sistemas de gravedad la caída máxima de presión permitida en el condensador usualmente es de 1 á 2 $\overline{lb}/pu1g^2$. Tratándose de la condensación de vapor de agua, hay un método simplificado para calcular la caída de presión del vapor condensante, éste consiste en tomar la mitad de la caída de presión convencional calculada enteramente de las condiciones de entrada, o sea para la condensación en la coraza (Ref. 47 E):

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{5,22 \times 10^{10} De \times s} \dots\dots\dots 3.9.1.14$$

f : factor de fricción lado de la coraza para un determinado tipo de diseño,
pie²/pulg²

G : densidad de flujo (masa velocidad) lb/h-pie²

De : diámetro equivalente, depende del arreglo dispuesto en el cabezal de tubos,
pie

N : número de deflectores

D_s : diámetro interior de la coraza, pie

$5,22 \times 10^{10}$: constante que relaciona la gravedad y la densidad del agua considerada

ΔP_s : $\overline{lb}/\text{pulg}^2$

s : gravedad específica del vapor. Es la densidad del vapor obtenida de tablas y cálculo, para la presión de entrada, dividida por la densidad del agua tomada 62,5 lb/pie³.

Se toma un valor de 19 pulg. (483 mm) para el diámetro interior de la coraza, la que toma en cuenta características propias del tipo de condensador de cabezal flotante y da un margen adecuado de espacio para la recepción del condensado.

El tipo seleccionado de condensador es: 1 - 2 de flujo dividido del lado de la coraza, ya que con éste se puede obtener una caída de presión más baja mediante un drenado en flujo dividido por una placa soporte de todos los tubos, ubicada en la parte central.

Según planos, por un ramal el vapor atraviesa el haz de tubos dos veces, ya que existe un solo deflector.

El análisis de la pérdida de presión en el lado de la coraza toma en cuenta un solo ramal, para lo cual es necesario realizar los siguientes cálculos:

- Área transversal de flujo del lado de la coraza:

$$a_s = \frac{D_s \times C' \times B}{P_t \times 144} \dots\dots\dots 3.9.1.15$$

D_s : diámetro interior de la coraza, 19 pulg.

C' : espaciado entre tubos: 0,25 pulg.

B : espaciado de los deflectores: 14,57 pulg.

P_t : paso en los tubos: 1 pulg.

a_s : pie^2

Luego:

$$a_s = \frac{19 \times 0,25 \times 14,7}{1 \times 144}$$

- Densidad de flujo (masa velocidad) del vapor de entrada

$$G = \frac{(0,7/2) \times 2,2 \times 3600}{0,48} = 6188 lb/h - pie^2$$

0,7 : flujo total de vapor de ingreso al condensador de venteo kg/s

0,48 : a_s

- Diámetro equivalente: se toma como cuatro veces el radio hidráulico obtenido por el arreglo dispuesto en el cabezal de tubos Fig. 3.9.1-4 (Ref. 47 B):

$$De = \frac{4 \times \text{arealibre}}{\text{perimetromojado}} = \frac{4(P_t^2 - \pi D_o^2 / 4)}{\pi \times D_o} \dots\dots\dots 3.9.1.16$$

D_o : diámetro exterior del tubo: 0,75 pulg.

Luego de Ec. 3.9.1.15:

$$De = \frac{4(1^2 - \pi 0,75^2 / 4)}{\pi \times 0,75} = 0,95 \text{ pulg}$$

- Número de Reynolds:

$$Re = De Gs / \mu \dots\dots\dots 3.9.1.17$$

$De = 0,95 / 12, \text{ pie}$

μ : viscosidad del vapor, según ABACOS de viscosidades de gases del Manual del Ingeniero químico de Perry (Ref. 44) y (Ref. 47 F). Fig. 3.9.1-5: 0,013 centipoise. Luego: $0,013 \times 2,4192 = 0,03145 \text{ lb/pie} \cdot \text{h}$

De 3.9.1-16:

$$\text{Re} = (0,95/12) \times 6188 / 0,03145 = 15577$$

- Factor de fricción del lado de la coraza de la Fig. 29 de la Ref. 47 F (Fig. 3.9.1-3):

$$f = 0,002 \text{ pie}^2 / \text{pu} \cdot \text{lg}^2$$

- Densidad y gravedad específica del vapor

El vapor de entrada está a $115,17^\circ \text{ C}$ ($239,31^\circ \text{ F}$), de tablas de vapor interpolando y considerando una calidad de 0,947, la densidad del vapor $\rho_v = 0,064 \text{ lb/pie}^3$, ya que el volumen específico $v_v = 15,64 \text{ pie}^3 / \text{lb}$. Luego la

gravedad específica $S = \frac{\rho_v}{62,5}$, $62,5 \text{ lb / pie}^3$ es la densidad del agua de referencia.

$$\text{Entonces } S = \frac{0,064}{62,5} = 0,001024$$

Finalmente reemplazando valores en Ec. 3.9.1.14

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,002 \times 6188^2 \times (19/12) \times (1+1)}{5,22 \times 10^{10} \cdot (0,95/12)} 0,001024$$

$$= 0,03 \overline{\text{lb}} / \text{pulg}^2 = 0,00204 \text{ atm}$$

$$= 0,0021 \text{ bar} = 0,00211 \text{ kg/cm}^2$$

3.9.1.7 Caída de presión en el interior de los tubos

La pérdida de carga (caída de presión en los tubos), ΔP_t , se calcula por la ecuación modificada de Fanning por Sieder y Tate, y aceptada por la TEMA (Tubular Exchange Manufacturers Association) (Ref. 43 A):

$$\Delta P_t = \frac{f \times L_t^2 \times n \times l}{Di \times \rho_L \times \phi_t} \dots\dots\dots 3.9.1.18$$

Di = diámetro interior de los tubos: 0,01575 m

f = factor de fricción, sin dimensiones

L_t = flujo de masa de líquido que pasa por el interior del tubo

n = número de pasos, 2

ρ_L = densidad media del líquido, a la temperatura calórica, 997,3

ΔP_t = Pérdida de carga, N/m²

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}, \text{ régimen turbulento}$$

μ_w = viscosidad del líquido a la temperatura de la pared del tubo de 69,3° C : 1,497

kg/m-h

l = longitud recta de los tubos, 1,50 m.

μ = viscosidad media del líquido a la temperatura calórica de 34,14° C : 2,668

kg/m-h

Previamente se calcula:

$$\begin{aligned} L_t &= \frac{\overset{\xi}{m_L}}{61 \times \frac{\pi Di^2}{4}} = \frac{21,41}{61 \times \frac{\pi \times 0,01575^2}{4}} \\ &= 1801,5 \text{ kg/s} - m^2 \\ &= 6485400 \text{ kg/h} - m^2 \end{aligned}$$

$$\text{Re} = \frac{Di \times L_t}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{0,01575 \times 6485400}{2,668} = 38285,3$$

Luego, para flujo turbulento Ref. 43 – A:

$$f = 0,00280 + 0,250\text{Re}^{-0,32}$$

$$f = 0,00280 + 0,250(38285,3)^{-0,32} = 0,01133$$

$$\phi_i = \left(\frac{2,668}{1,497} \right)^{0,14} = 1,084$$

$$\Delta P_i = \frac{0,01133 \times (1801,5)^2 \times 2 \times 1,5}{0,01575 \times 997,3 \times 1,084} = 6478,64 \text{ N/m}^2$$

$$= 0,0647 \text{ bar} = 0,0638 \text{ atm} = 0,0659 \overline{\text{kg}}/\text{cm}^2$$

$$= 0,938 \overline{\text{lb}}/\text{pulg}^2$$

3.9.1.8 Pérdidas de presión en las cajas de distribución y retorno del agua

Kern propone contar cuatro términos $v^2/2g$ por paso (Ref. 47 – B y F):

$$4 \times n \times v^2/2g \dots\dots\dots 3.9.1.19$$

La cabeza de velocidad, $v^2/2g$, representa una altura de líquido. Luego, este término tiene que convertirse en unidades de presión:

$$\frac{v^2}{2g} \times \gamma = \frac{v^2}{2g} \times \rho \times g = \frac{v^2 \cdot \rho}{2} = \frac{\left(\frac{L_t}{\rho}\right)^2 \cdot \rho}{2} = \frac{L_t^2}{2\rho}$$

Entonces la pérdida de presión debida a la circulación en las cajas de distribución y retorno:

$$\begin{aligned}\Delta P_c &= 4 \times n \frac{L_t^2}{2\rho} = 4 \times 2 \times \frac{1801,5^2}{2 \times 997,3} = 13016,7 \text{ N/m}^2 \\ &= 0,1302 \text{ bar} = 0,1285 \text{ atm} = 1,89 \overline{\text{lb}} / \text{pu l g}^2\end{aligned}$$

3.9.1.9 Pérdidas de presión a la entrada y salida del agua

Kern sugiere que esta pérdida se estime como igual a la pérdida de una cabeza de velocidad (Ref. 37 – C) y (Ref. 47 – B y F):

$$\Delta P_{ES} = \frac{L_t^2}{2\rho} = \frac{(1801,5)^2}{2 \times 997,3} = 1627,1 \text{ N/m}^2 = 0,01627 \text{ bar}$$

3.9.1.10 Pérdida de presión del agua a su paso por el condensador

$$\begin{aligned}\Delta P &= \Delta P_t + \Delta P_c + \Delta P_{ES} \\ &= 0,938 + 1,89 + 0,237 = 3,1\bar{1}b / pu\lg^2\end{aligned}$$

Esta pérdida de presión está dentro de los límites recomendados

3.9.2 Selección de las toberas de aspersión

Las toberas de aspersión permiten el rociado de agua, a manera de lluvia, formando gotas pequeñas, que dado a la baja tensión superficial y tamaño relativamente pequeño de las gotas, se favorece el desprendimiento de los gases y su rápido calentamiento. El sistema de rociado está constituido de un conjunto de toberas inyectoras de baja presión, las cuales se surten de agua y van conectadas al colector de agua portatoberas, al que le llega el agua proveniente del condensador de venteo.

Como solamente el agua debe pasar por la tobera, el tipo de tobera seleccionado debe ser "a presión". En todas las toberas a presión, la capacidad de la tobera es casi proporcional a la raíz cuadrada de la presión, salvo presiones extremadamente altas a las cuales los rozamientos limitan la descarga o derrame. Las presiones de trabajo no suelen ser superiores a 21 Kg/cm². Para un diseño

dado de tobera, la descarga a presión constante es aproximadamente proporcional al área del orificio, aunque en este no corra el líquido llenándolo completamente. La descarga o derrame no varía totalmente con la viscosidad del fluido, hasta que ésta sea mayor de diez veces la del agua, aunque el tamaño de las gotas se altera algo. El ángulo comprendido en el cono de rociado suele aumentar con la presión lentamente hasta un máximo, y luego disminuye, pero depende en gran parte de las proporciones de la tobera. El ángulo de cono de rociado puede ser de 15° a 135° , pero no siempre resulta posible la obtención de toberas comerciales que den el ángulo adecuado cuando la presión y el gasto de derrame también son fijos (Ref. 24, 44 B).

Se dispone de datos de fabricantes para la mayoría de las toberas, en relación con el sistema aire – agua. No hay ninguna ecuación de definición para fines generales que cubra los efectos de las propiedades físicas (Ref. 24).

El primer paso en el proyecto de la cámara de calentamiento (sección primaria), es elegir el ángulo del cono de rociado de la tobera de tal modo que ha de procurarse que cada uno de los chorros de las toberas entren en contacto con el mayor volumen posible de vapor.

Esto y los efectos siguientes están íntimamente relacionados, que la elección de uno o más de ellos influye sobre todos los demás: número de toberas, diámetro del orificio de las toberas, presión de inyección, grado de pulverización.

El grado de pulverización es también importante. La pulverización del agua se favorece mediante una presión elevada o disminuyendo la relación de la longitud del orificio a su diámetro. Gotas pequeñas deben penetrar en la cámara de calentamiento, por todas partes, venciendo la viscosidad y la tensión superficial del agua y la densidad del vapor que se encuentra en la cámara de calentamiento.

Luego, para seleccionar la tobera adecuada, se necesitan los siguientes parámetros:

\dot{m}_L : flujo másico de agua, 21,41 kg/s, Sec. 3.9.1-1

n : número de toberas requerido

ρ_L : densidad del agua a 42,9° C (109,2° F) 994,4 Kg/m³, tablas

\dot{V}_{tobera} : caudal volumétrico por tobera

\dot{V}_L : caudal volumétrico = $21,41/994,4 \times 10^3 \times 60 = 1291,8 L/\text{min}$

d : diámetro del orificio de salida de la boquilla, 7,4 mm (Sec. 3.3.6), para una presión de trabajo de 50 PSI (3,4 atm) (3,44 bar)

P : presión de trabajo de la tobera 50 psi (3,44 bar), (Sec. 3.3.6)

Es conveniente seleccionar toberas de aspersión por presión del tipo de cono hueco, ya que éstas tienen capacidad de pulverizar más uniforme y formar un rociado de gotas relativamente más finas que la del tipo cono lleno, según tablas de catálogos de fabricantes (Ref. 51). Luego, de tabla 3.9.2-1, se selecciona la tobera tipo espiral "Spiraljet": 3/8 BSJ – SS – 50 – 07. Es decir, que se adapta para un tamaño de tubería de 3/8 pulg. de diámetro nominal, con rosca NPT o BSP, con un diámetro de orificio de 6,4 mm., con una capacidad de flujo a 3,44 bar de presión de 44,42 L/min (interpolado)

Este tipo de toberas seleccionadas proporcionan grandes flujos de descarga y ángulos de rociado que va desde 50° hasta 180° ; lo que permite emplear la menor cantidad posible de toberas y adaptarlos a las medidas de la cámara de aspersión. Luego el número de toberas que se requieren es:

$$n = \frac{\dot{V}_L}{44,42} = \frac{1291,8}{44,42} = 29,08 \text{ toberas}$$

Pero, como el tipo de tobera seleccionado da la máxima intensidad de rociado en la zona periférica del círculo, la distribución en triángulo (tresbolillo), o sea colocando las toberas en los vértices de un triángulo equilátero, es la más adecuada (Ref. 52). También tomando en cuenta las dimensiones del colector de agua portatoberas, las de la cámara de aspersión, así como las especificaciones

de la tobera, se considera que la cantidad adecuada de toberas es 31, cuyos detalles de ubicación aparecen en el plano de fabricación del colector de agua portatoberas.

La geometría del rociado se aprecia en el plano de montaje del conjunto desgasificador calentador.

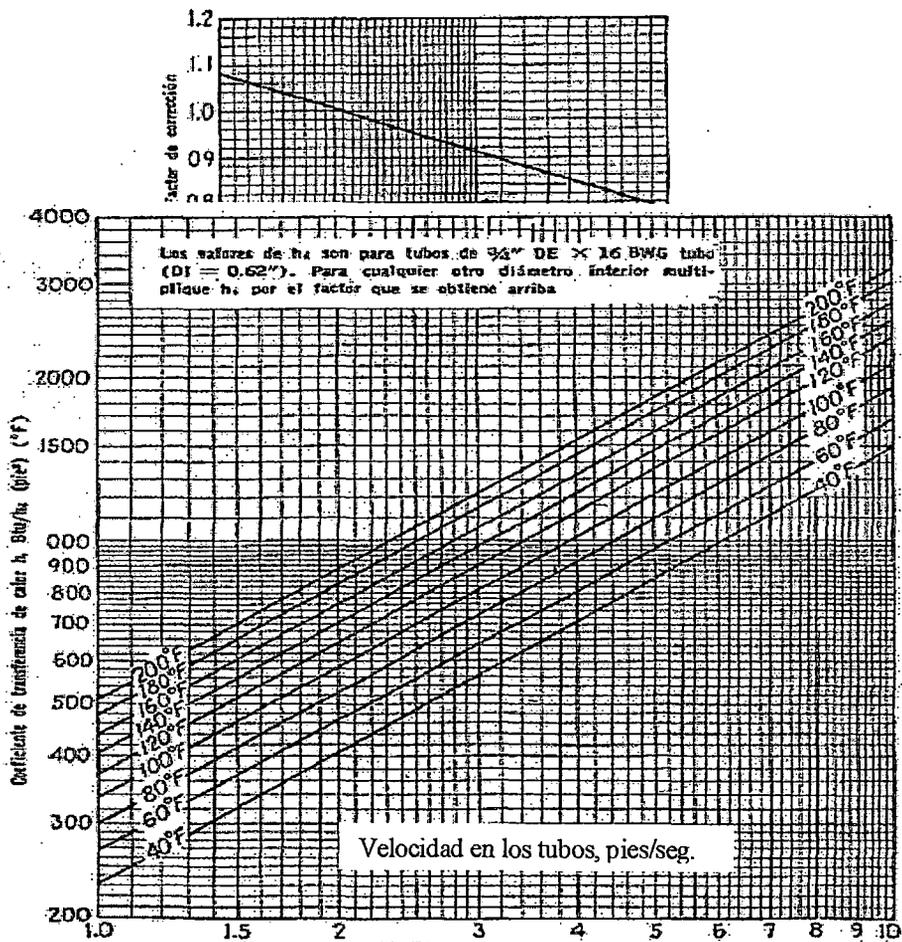


Fig. 3.9.1-1 Curva de transferencia de calor, agua en los tubos. [Adaptada de Eagle y Ferguson, Proc. Roy., Soc. A127, 540 (1930)] Ref. 47 F

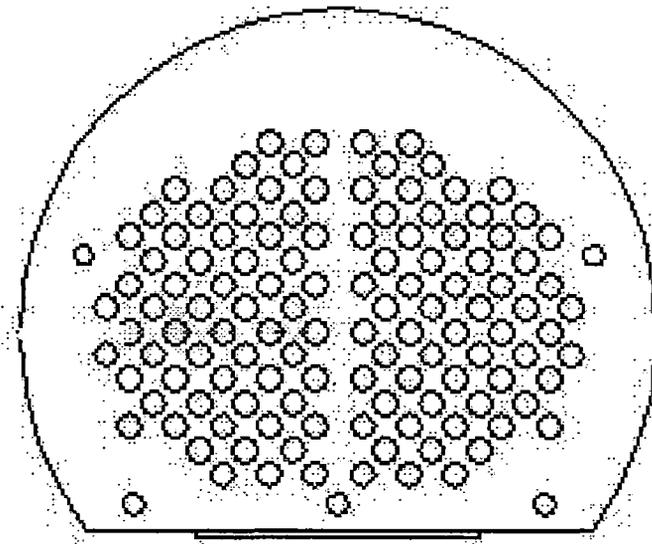


Fig. 3.9.1-2 Disposición de los Tubos en el Condensador

Fig. 3.9.1-3 Factores de Fricción

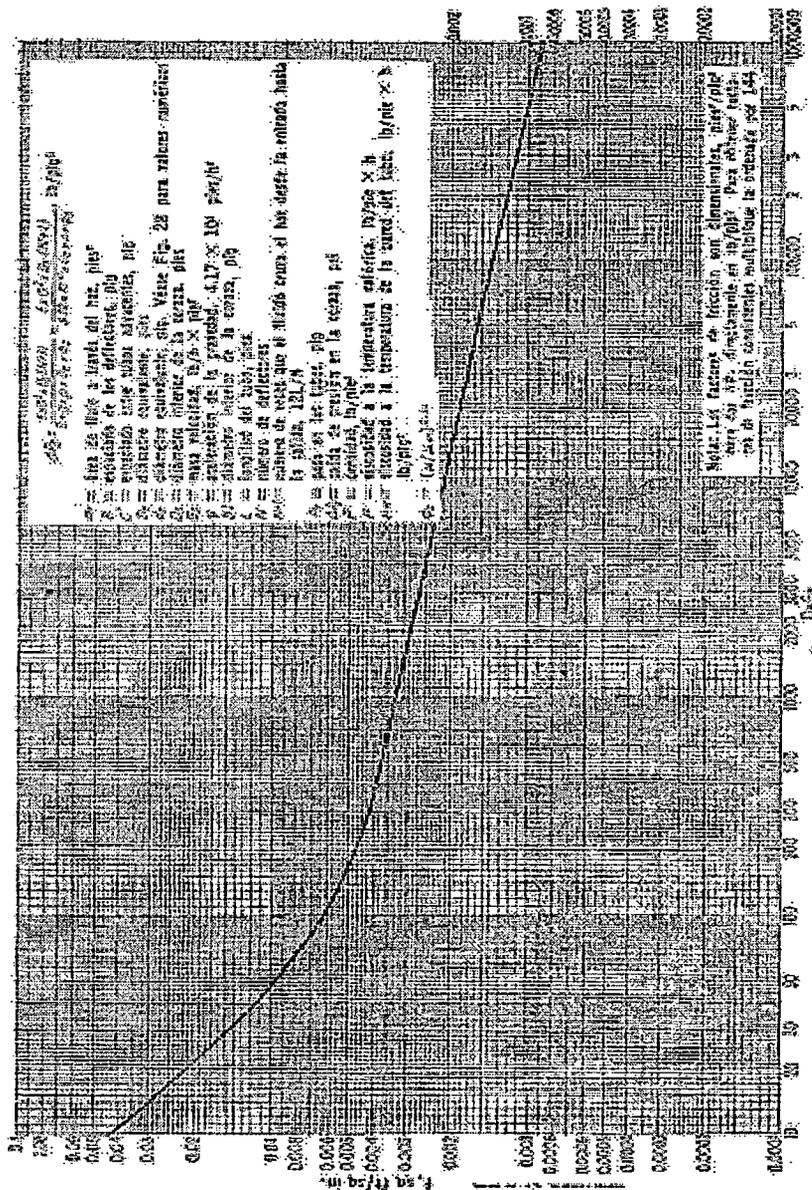


Fig. 28. Factores de fricción lado de la corona, para haces de tubos con defletores segmentados 25%

FIG. 3.9.1-4 REF. 47B

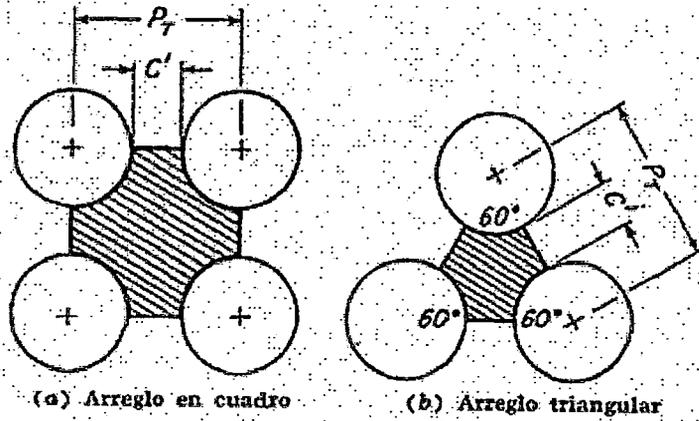
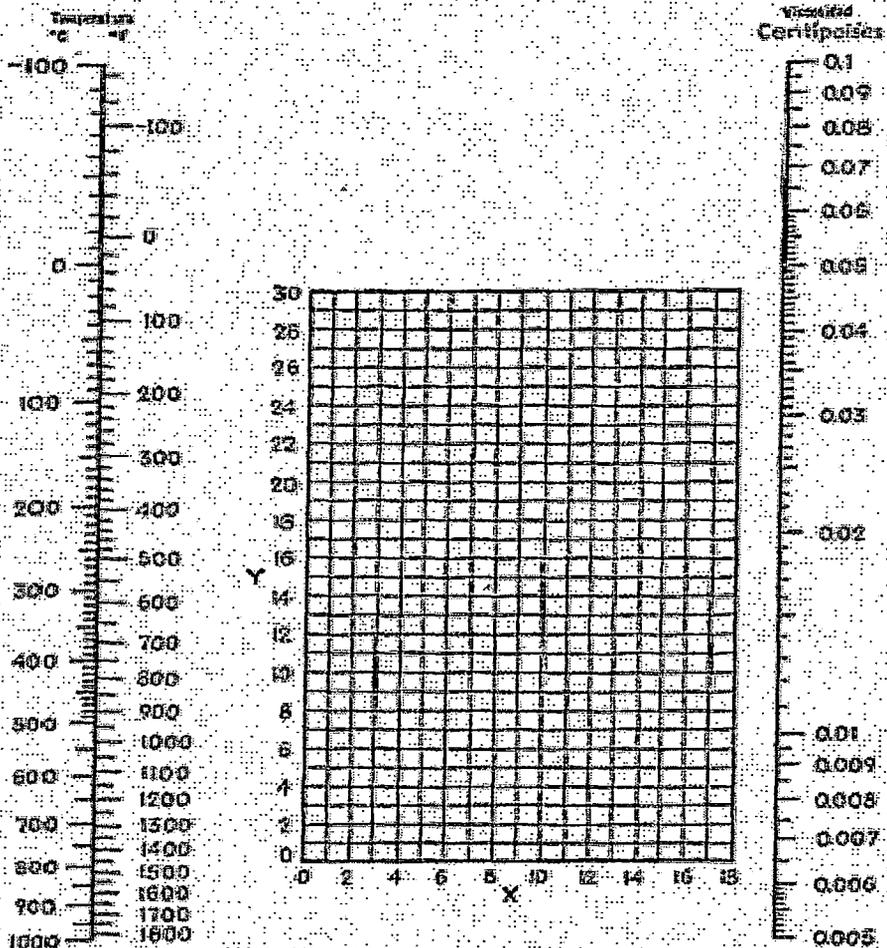


Fig. 7.19. Diámetro equivalente

FIG 3.9.1.5 REF 44 Y 47



Viscosidades de Gases. (Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950)

TABLA 3.9.1 - 1 REF. 47F

DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). ARREGLO EN CUADRO

Tubos de ¾" DE, arreglo en cuadro de 1 plg					Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de 1¼ plg						
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	66	60	12	48	45	40	38	36
13¼	97	90	82	76	70	13¼	61	60	52	48	44
15¼	137	124	116	108	108	15¼	81	76	68	66	64
17¼	177	166	158	150	142	17¼	112	112	96	90	82
19¼	224	220	204	192	188	19¼	138	132	128	122	116
21¼	277	270	246	240	234	21¼	177	166	158	152	148
23¼	341	324	308	302	292	23¼	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	528	496	488	484	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	590	580	31	406	388	360	368	358
33	749	718	688	678	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	868	860	838	37	586	574	542	544	532
39	1049	1024	982	968	948	39	605	644	624	612	600

Tubos de 1¼" DE, arreglo en cuadro de 1¼ plg Tubos de 1½" DE, arreglo en cuadro de 1¾ plg

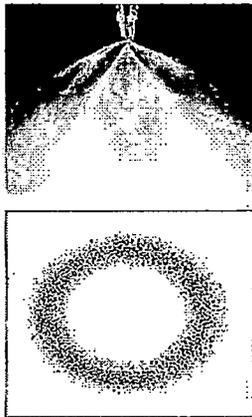
10	16	12	10			12	16	16	12	12	
12	30	24	22	16	16	12	16	16	12	12	
13¼	32	30	30	22	22	13¼	22	22	16	16	
15¼	44	40	37	35	31	15¼	29	29	25	24	22
17¼	60	58	51	48	44	17¼	39	39	34	32	29
19¼	78	73	71	64	58	19¼	50	48	43	43	39
21¼	96	90	86	82	78	21¼	62	60	57	54	50
23¼	127	112	106	102	96	23¼	78	74	70	66	62
25	140	135	127	123	115	25	94	90	82	84	78
27	166	160	151	146	140	27	112	108	102	98	94
29	193	188	178	174	166	29	131	127	120	116	112
31	226	220	209	202	193	31	151	146	141	138	134
33	258	252	244	238	226	33	176	170	164	160	154
35	293	287	275	268	259	35	202	196	188	182	170
37	324	322	311	304	293	37	224	220	217	210	202
39	370	362	348	342	336	39	252	246	237	230	224

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240-400°F †	
Temperatura del agua	125°F o menos		Más de 125°F	
Agua	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua de mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schuylkill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago	0.008	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

† Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F, y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

TABLA 3.9.1 - 2 REF. 47F: FACTORES DE OBSTRUCCION

TABLA 3.9.2 – 1.- ASPERSORES TIPO ESPIRAL



DESIGN FEATURES

The Type BSJ nozzle produces a hollow cone spray pattern with spray angles ranging from 50° to an extra wide angle of 180°. These compact nozzles permit maximum liquid throughput for a given pipe size, and the free passage design minimizes clogging. The compact size can be installed or retrofitted on most pipe systems, available in NPT or BSPT (M) threads.

Flow capacity at 40 psi (3 bar) ranges from 1.4 to 1050 gpm (5.5 to 4140 l/min.).

Sizes 1/4\" to 2\" are available in brass, cast 316 stainless steel, and TEFLON or PVC materials. Brass version is available with hex design. Stainless steel with flats. TEFLON and PVC nozzles with rounded design. In the larger 3\" and 4\" sizes, both brass and stainless steel are available with \"flats\" only.

COMMON APPLICATIONS

- Flue gas desulfurization
- Gas cooling
- Evaporative cooling
- Dust suppression

PERFORMANCE DATA

Pipe Size NPT or BSPT (M)	Spray Angle at 0.7 bar					Capacity Size	Orifice Diam. mm	Free Passage Diam. mm	CAPACITY (liters per minute)					Nozzle Length mm
	50°	60°	90°	120°	180°				0.7 bar	1.5 bar	3 bar	7 bar	25** bar	
1/4	●	●	●	●	●	07	2.4	2.4	2.6	3.9	5.5	8.4	16	47.6
	●	●	●	●	●	13	3.2	3.2	4.9	7.3	10.3	15.7	30	
	●	●	●	●	●	20	4.0	3.2	7.6	13.2	15.8	24	46	
3/8	●	●	●	●	●	30	4.8	3.2	11.4	16.7	24	36	68	47.6
	●	●	●	●	●	40	5.6	3.2	15.1	22	32	48	91	
	●	●	●	●	●	53	6.4	3.2	20	30	42	64	121	
1/2	●	●	●	●	●	82	7.9	3.2	31	46	65	99	187	63.5
	●	●	●	●	●	120	9.5	4.8	45	67	95	145	270	
3/4	●	●	●	●	●	164	11.1	4.8	62	92	129	198	370	68.9
	●	●	●	●	●	210	12.7	4.8	80	117	166	255	480	
1	●	●	●	●	●	340	15.9	6.4	130	190	270	410	775	92.1
	●	●	●	●	●	470	19.1	6.4	179	260	370	565	1070	
1-1/2	●	●	●	●	●	640	22.2	7.9	245	355	505	770	1460	111
	●	●	●	●	●	820	25.4	7.9	310	455	645	990	1870	
	●	●	●	●	●	950	28.6	7.9	365	535	755	1160	2190	
2	●	●	●	●	●	1400	34.9	11.1	535	780	1105	1690	3190	175
	●	●	●	●	●	1780	38.1	11.1	680	995	1405	2160	4060	
3	●	●	●	●	●	2560	44.5	14.3	980	1430	2020	3090	5830	203
	●	●	●	●	●	3360	50.8	14.3	1280	1880	2650	4050	7660	
4	●	●	●	●	●	5250	63.5	15.9	2000	2930	4140	6330	11960	229

**At higher pressures, Brass and Cast 316 Stainless Steel nozzles are required.

Material	Material Code
●	no material code = Brass
●	SS = Cast 316 Stainless Steel
●	TEF = TEFLON
●	PVC = Polyvinyl Chloride

3.9.3. Niples (coplas) de conexión

3.9.3.1. Para el agua desgasificada desde el tanque desgasificador

También servirá como agujero de entrada de hombre (manhole) para trabajos de construcción o de reparación. Se considera un diámetro exterior de 20 pulg (508mm), el espesor de la plancha será el mismo que se emplea para el tanque: 7/16 pulg. (11,1mm). Luego el diámetro interior es de (486mm), este tamaño es suficiente para descargar con facilidad el agua desgasificada.

Este cople se soldará en la parte central de la tapa inferior del tanque.

Luego, se comprobará que el diámetro interior requerido es de 7,2 pulg (183mm):

Características de operación:

- ◆ Líquido saturado a 115,32°C
- ◆ Flujo másico: 90900 kg/h (200000 lb/h)
- ◆ Densidad : 946,43 kg/m³ (59 lb/pie³)

La velocidad permisible para flujo por gravedad es de 1,2 a 2,1 m/s (Ref. 37-B); también para conducción general de agua la velocidad mínima es de 200 pie/min. (3,33 pie/s) (1,016 m/s)

La velocidad principal de cualquier líquido que fluye se calcula de la siguiente fórmula (Ref. 49-A) :

$$v = 0,0509 \frac{\dot{m}_L}{D_i^2 \times \rho_L} \dots\dots\dots 3.9.3.1$$

\dot{m}_L = flujo másico del líquido, lb/h

ρ_L = densidad del líquido, lb/pie³

D_i = diámetro interior, pulgadas (pulg)

v = Velocidad del líquido, pie/s

Luego, considerando $v = 3,33$ pie/s, de la Ec. 3.9.3.1:

$$D_i = \sqrt{\frac{0,0509 \times 200000}{3,33 \times 59}} = 7,2 \text{ pulg.}$$

(183 mm)

Luego $D_1 = 492\text{mm}$, asegura la descarga, sin problemas de aniego.



3.9.3.2. Para la tubería del agua de entrada al desgasificador térmico.

El agua que proviene del condensador de venteo tiene las siguientes características:

- ◆ Flujo másico : 21,417 kg/s
- ◆ Temperatura : 43,9°C
- ◆ Densidad : 990,7 kg/m³
- ◆ Velocidad: del manual de "Cameron Hidráulica Data", se recomienda que la velocidad esté comprendida de 300 a 600 pies/minuto. (Ref. 49-A)

El flujo volumétrico:

$$\dot{V} = \frac{21,417}{990,7} = 0,0216\text{m}^3 / \text{s} = 2748\text{pie}^3 / \text{h}$$

$$= 45,8 \text{pie}^3 / \text{min}$$

Si se asume una velocidad $v = 450$ pies/min, el área transversal del conducto requerido es:

$$A = \frac{45,8}{450} = 0,102 \text{ pie}^2 = 14,69 \text{ pulg}^2$$

el diámetro interior del niple D_i :

$$D_i = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 14,69}{\pi}} = 4,32 \text{ pulg}$$

Luego, será necesario un niple de tubería comercial de acero (Schedule) 80 S de la tabla 3.9.3-3:

Diámetro nominal: 4 pulg

$$D_i : 3,826 \text{ pulg} = 97,18 \text{ mm}$$

$$D_o : 4,500 \text{ pulg} = 114,3 \text{ mm}$$

$$t_e : 0,337 \text{ pulg} = 8,5 \text{ mm}$$

Recalculando

$$v = \frac{45,8}{\pi \frac{0,319^2}{4}} = 573 \text{ pies/min}$$

3.9.3.3. Para la tubería de descarga del agua desgasificada desde el tanque de almacenamiento.

El agua que se descarga del tanque de almacenamiento, que es succionada por la bomba y que es alimentada a la caldera, tiene las siguientes características:

Flujo másico: 25,25 kg/s (200000 lb/h)

Temperatura: 115,32°C

Densidad : 946,43 kg/m³ (59 lb/pie³)

La velocidad de conducción en la tubería de succión de la bomba está comprendida: 200 - 500 pie/min. Luego, si

$$v = \left(\frac{200 + 500}{2} \right) = 350 \text{ pie/min} (5,8 \text{ pie/s}), \text{ de Ec.3.9.3.1 :}$$

$$D_i = \sqrt{\frac{0,0509 \times 200000}{5,83 \times 59}} = 5,44 \text{ pulg.}$$

De la tabla 3.9.3-3 Ref. 49-B, el tamaño nominal requerido es diámetro 6 pulg. (Schedule 80):

$$D_i = 5,761 \text{ pulg} = 146 \text{ mm}$$

$$t_e = 0,432 \text{ pulg} = 11 \text{ mm}$$

$$D_e = 6,625 \text{ pulg} = 168 \text{ mm}$$

3.9.3.4 Tubo distribuidor del vapor de calentamiento.

Características de operación:

- ◆ Vapor saturado a 115,32°C y 0,95% de calidad
- ◆ Flujo másico : 3,839 kg/s (30405 lb/h)
- ◆ Volumen específico : 0,975 m³/kg (15,65 pie³/lb)

Para el dimensionado de la conexión, para entrada de vapor con una presión mayor que 0 PSIG, se recomienda una velocidad razonable para el flujo de vapor comprendida entre 125pie/s (7500 pie/min) y 175 pie/s (10500 pie/min.) Ref. 61

$$v = \frac{3,06m_v \cdot v_s}{D_i^2} \dots\dots\dots 3.9.3.2$$

v = Velocidad principal del fluido compresible, pie por minuto.

°
 m_v = Flujo másico de vapor, libras por hora

v_s = Volumen específico, pie³/lb

Si se toma $V = 9000$ pie/min. Luego, de la Ec: 3.9.3.2 :

$$D_i = \sqrt{\frac{3,06 \times 30405 \times 15,65}{9000}} = 12,72 \text{ pulg.}$$

Si se selecciona tubería de 12 pulg. de diámetro, SCH N° 40S:

Diámetro interno: 12,00 pulg (305mm)

Diámetro externo: 12,75 pulg (324mm)

Espesor : 0,375 pulg (9,53mm)

Luego de Ec.3.9.3.2:

$$v = \frac{3,06 \times 30405 \times 15,65}{(12,00)^2} = 10112 \text{ pie} / \text{min}$$

3.9.3.5. Para el vapor de venteo

Características de operación:

- ◆ Vapor saturado a 115,17°C con calidad de 95%
- ◆ Flujo másico : 0,75 kg/s (5940 lb/h)
- ◆ Volumen específico : 0,978 m³/kg (15,69pie³/lb)

Considerando $v = 6000$ pie/min. (Ref. 49-B) y de Ec.3.9.3.2

$$D_i = \sqrt{\frac{3,06 \times (5940) \times 15,69}{6000}} = 6,89 \text{ pulg.}$$

Se selecciona tubo de 8 pulg. de diámetro SCHEDULE 80S:

$$D_i = 7,625 \text{ pulg} = 193,7 \text{ mm}$$

$$T_e = 0,500 \text{ pulg} = 12,7 \text{ mm}$$

$$D_o = 8,625 \text{ pulg} = 219 \text{ mm}$$

3.9.3.6. Para los tubos de descarga del condensador de venteo en el interior del tanque desgasificador térmico.

Se requieren dos tubos de igual diámetro y cada uno con su trampa de agua para evitar que el vapor ascienda por ellos.

Características de operación:

- ◆ Líquido saturado a 115,17°C
- ◆ Flujo másico de agua por tubo : $0,749/2 = 0,375 \text{ kg/s}$
 $= 2070 \text{ lb/h}$
- ◆ Densidad : $946,84 \text{ kg/m}^3 = 58,98 \text{ lb/pe}^3$

Si se asume una velocidad mínima de 1,016 m/s (3,33pie/s). Luego de la Ec. 3.9.3.1:

$$3,33 = 0,0509 \frac{2070}{D_i^2 \times 58,98}$$

$$D_i = 0,73 \text{ pulg}$$

Se selecciona 1 pulg de diámetro SCHEDULE 160S:

- ◆ Diámetro nominal 1 pulg.
- ◆ Diámetro interior 0,815 pulg (20,7mm)
- ◆ Espesor 0,25 pulg. (6,35mm)
- ◆ Diámetro exterior 1,315 pulg. (33,4mm)

3.9.3.7. Para válvula de seguridad del tanque desgasificador térmico

Como dispositivo de seguridad mecánica se recomienda instalar una válvula de seguridad que como mínimo descargue el mismo flujo de vapor de venteo.

En el presente caso si seleccionamos la válvula de seguridad de la tabla 1 Ref. (61) Tabla (3.9.3-1), se comprueba que dicha válvula debe ser de 4 pulg. de diámetro: por lo tanto se selecciona un cople (conexión) soldable de 4 pulg. de diámetro nominal con Schedule N° 80 S :

$$D_e = 4,5 \text{ pulg} = 114,3 \text{ mm}$$

$$T_e = 0,337 \text{ pulg} = 8,5 \text{ mm}$$

$$D_i = 3,826 \text{ pulg} = 97,18 \text{ mm}$$

3.9.3.8. Para la válvula rompedora de vacío del tanque desgasificador térmico

Según Tabla 2, para la selección del rompedor vacío (Ref 61), Ver Tabla 3.9.3-2. Se requiere uno de 3 pulgadas de tamaño, por lo tanto se requiere un cople de tubo de 3 pulgadas SCHEDULE 80:

$$D_e = 3,5 \text{ pulg} = 88,9 \text{ mm}$$

$$t_e = 0,3 \text{ pulg} = 7,62 \text{ mm}$$

$$D_i = 2,9 \text{ pulg} = 73,6 \text{ mm}$$

$$L_t = 250 \text{ mm}$$

3.9.3.9. Para el manómetro del desgasificador térmico

Se requiere uno de 1 pulgada de diámetro SCHEDULE 160S:

$$D_e = 1,315 \text{ pulg} = 33,4 \text{ mm}$$

$$t_e = 0,25 \text{ pulg} = 6,35 \text{ mm}$$

$$D_i = 0,815 \text{ pulg} = 20,7 \text{ mm}$$

Con rosca de ½ pulg. NPT x 150 PSI

3.9.3.10. Para el termómetro del desgasificador térmico

Se requiere uno de 1 pulgada NPT, SCHEDULE 160 S:

$$D_e = 33,4 \text{ mm}$$

$$t_e = 6,35 \text{ mm}$$

$$D_i = 20,7 \text{ mm}$$

Con rosca de ½ pulg. NPT x 150 PSI

3.9.3.11. Para el termómetro del tanque de almacenamiento

Se requiere uno de 1 pulgada NPT, SCHEDULE 160 S:

$$D_e = 33,4 \text{ mm}$$

$$t_e = 6,35 \text{ mm}$$

$$D_i = 20,7 \text{ mm}$$

Con rosca de ½ pulg. NPT x 150 PSI

3.9.3.12. Para el controlador de nivel

Se requiere uno de 2 pulgadas NPT, SCHEDULE 160 S:

$$D_e = 2,375 \text{ pulg} = 60,3 \text{ mm}$$

$$t_e = 0,344 \text{ pulg} = 8,74 \text{ mm}$$

$$D_i = 1,687 \text{ pulg} = 42,85 \text{ mm}$$

Con rosca de 1 pulg. NPT x 150 PSI vapor para instalar las columnas de nivel (Fuente McDONNELL MILLER) que comúnmente tienen dos conexiones de una pulg. de diámetro (REF. 64)

3.9.3.13. Para la tubería y controlador de sobreflujo (rebose)

Se requiere un tamaño de diámetro de 6 pulgadas, SCHEDULE 80:

$$D_e = 6,625 \text{ pulg} = 168,3 \text{ mm}$$

$$t_e = 0,432 \text{ pulg} = 10,97 \text{ mm}$$

$$D_i = 5,761 \text{ pulg} = 146,3 \text{ mm}$$

Tabla 3.9.3-1

TABLE 1
Minimum Sentinel Relief Valve Size

<u>Rated Capacity</u> <u>Lbs./Hr</u>	<u>Relief Valve</u> <u>Size - Inches</u>
0 - 19,999	1.5
20,000 - 44,999	2
45,000 - 99,999	2.5
100,000 - 199,999	3
200,000 - 599,999	4
600,000 - 1,199,999	6 (Quantity = 1)
1,200,000 and over	6 (Quantity = 2)

Tabla 3.9.3-2

TABLE 2
Vacuum Breaker Selection

<u>Rated Capacity</u> <u>Lbs./Hr</u>	<u>Vacuum Breaker</u> <u>Size - Inches</u>
0 - 19,999	1
20,000 - 44,999	1.5
45,000 - 99,999	2
100,000 - 199,999	2.5
200,000 - 599,999	3
600,000 - 899,999	4
900,000 - 1,199,000	6 (Quantity = 1)
1,200,000 and over	6 (Quantity = 2)

Tabla 3.9.3-3

APPENDIX E
PIPE DATA

Nominal Pipe Size Inches	Outside Diameter Inches	Identification			Wall Thickness (in) Inches	Inside Diameter (in) Inches	Transverse Internal Area (in) Square Feet	Weight Pipe Pounds per Foot	Weight Water Pounds per Foot of pipe
		Iron Pipe Size	Sched. No.	Steel Spec. No.					
1/8	0.625	---	---	105	0.042	0.507	0.00051	0.19	0.032
		STD	40	40S	0.069	0.569	0.00040	0.24	0.034
		XS	80	80S	0.083	0.518	0.00022	0.31	0.036
1/4	0.6875	---	---	105	0.058	0.410	0.00051	0.33	0.057
		STD	40	40S	0.058	0.564	0.00072	0.43	0.043
		XS	80	80S	0.118	0.502	0.00020	0.54	0.051
3/8	0.875	---	---	105	0.076	0.545	0.00152	0.43	0.077
		STD	40	40S	0.091	0.498	0.00152	0.57	0.053
		XS	80	80S	0.123	0.423	0.00090	0.74	0.061
1/2	1.0625	---	---	58	0.065	0.710	0.00225	0.54	0.172
		---	---	105	0.083	0.874	0.00448	0.67	0.155
		STD	40	40S	0.109	0.828	0.00811	0.85	0.132
		XS	80	80S	0.147	0.648	0.00363	1.09	0.102
		---	---	180	---	---	---	---	1.31
3/4	1.3125	---	---	58	0.080	0.820	0.00482	0.69	0.222
		---	---	105	0.083	0.854	0.00426	0.80	0.206
		STD	40	40S	0.113	0.824	0.00871	1.12	0.221
		XS	80	80S	0.154	0.742	0.00400	1.47	0.184
		---	---	180	---	---	---	---	1.84
1	1.5625	---	---	68	0.088	0.920	0.00785	0.97	0.272
		---	---	105	0.109	1.007	0.00826	1.40	0.209
		STD	40	40S	0.139	1.049	0.01500	1.83	0.272
		XS	80	80S	0.179	0.927	0.00669	2.17	0.212
		---	---	180	---	---	---	---	2.51
1 1/4	1.8125	---	---	68	0.088	1.390	0.01227	1.71	0.297
		---	---	105	0.109	1.442	0.01184	1.91	0.292
		STD	40	40S	0.140	1.380	0.01040	2.37	0.249
		XS	80	80S	0.201	1.278	0.00881	3.09	0.256
		---	---	180	---	---	---	---	3.79
1 1/2	2.0625	---	---	68	0.088	1.860	0.02036	2.21	0.273
		---	---	105	0.109	1.770	0.01709	1.23	0.282
		STD	40	40S	0.145	1.688	0.01545	2.69	0.282
		XS	80	80S	0.200	1.610	0.01414	3.72	0.282
		---	---	180	---	---	---	---	4.59
2	2.3125	---	---	68	0.088	2.330	0.03075	3.09	0.290
		---	---	105	0.109	2.240	0.02749	1.81	0.273
		STD	40	40S	0.154	2.157	0.02535	2.84	0.258
		XS	80	80S	0.218	2.037	0.02080	3.65	0.245
		---	---	180	---	---	---	---	4.52
2 1/2	2.5625	---	---	68	0.088	2.800	0.04128	3.46	0.27
		---	---	105	0.109	2.709	0.03802	2.48	0.250
		STD	40	40S	0.154	2.626	0.03789	3.53	0.255
		XS	80	80S	0.228	2.489	0.03222	4.79	0.247
		---	---	180	---	---	---	---	5.65
3	2.8125	---	---	68	0.088	3.270	0.05181	3.83	0.24
		---	---	105	0.109	3.180	0.04855	2.85	0.225
		STD	40	40S	0.154	3.097	0.04838	4.31	0.225
		XS	80	80S	0.228	2.960	0.04272	5.85	0.225
		---	---	180	---	---	---	---	6.71

Excerpted from *Flow of Fluids Through Valves, Pipes and Fittings* with the permission of Engineering Division, Crane Co.

Tabla 3.9.3-3

APPENDIX E (continued)

PIPE DATA

Nominal Pipe Size Inches	Outside Diameter Inches	Identification		Wall Thickness (t) Inches	Inside Diameter (ID) Inches	Transverse Internal Area (A) Square Feet	Weight Pounds per foot	Weight Pounds per foot of pipe
		Steel Pipe Size	Sched. No.					
3 1/2	3.400	---	---	5S	3.154	0.03027	3.38	4.00
		---	---	10S	3.201	0.03713	4.37	4.43
		STD	40	40S	3.248	0.04370	4.11	4.28
		XS	80	80S	3.294	0.05070	4.30	4.54
4	4.500	---	---	5S	4.051	0.10345	3.92	6.38
		---	---	10S	4.200	0.10888	5.61	6.18
		---	---	10S	4.247	0.11425	10.62	5.90
		STD	40	40S	4.294	0.11958	14.38	4.98
		XS	80	80S	4.341	0.12485	19.60	4.47
		XXS	160	---	4.388	0.13012	22.61	4.02
5	5.525	---	---	5S	4.648	0.15522	4.10	6.72
		---	---	10S	4.797	0.16059	7.77	6.51
		---	---	10S	4.844	0.16596	14.42	6.97
		STD	40	40S	4.891	0.17133	20.78	7.58
		XS	80	80S	4.938	0.17670	27.42	7.09
		XXS	160	---	4.985	0.18207	32.20	6.40
6	6.625	---	---	5S	5.445	0.22330	7.00	13.97
		---	---	10S	5.594	0.22867	9.38	13.75
		---	---	10S	5.641	0.23404	18.97	12.51
		STD	40	40S	5.688	0.23941	25.97	11.52
		XS	80	80S	5.735	0.24478	34.37	11.22
		XXS	160	---	5.782	0.25015	36.30	10.30
8	8.625	---	---	5S	6.442	0.30658	10.52	24.06
		---	---	10S	6.591	0.31195	13.93	23.51
		---	---	10S	6.638	0.31732	22.32	22.47
		STD	40	40S	6.685	0.32269	24.70	21.70
		XS	80	80S	6.732	0.32806	32.61	20.77
		XXS	160	---	6.779	0.33343	33.20	19.78
10	10.750	---	---	5S	7.439	0.38816	16.95	38.53
		---	---	10S	7.588	0.39353	20.71	37.58
		---	---	10S	7.635	0.39890	37.76	35.65
		STD	40	40S	7.682	0.40427	43.42	34.20
		XS	80	80S	7.729	0.40964	54.74	33.26
		XXS	160	---	7.776	0.41501	64.31	31.73
12	12.750	---	---	5S	8.436	0.46879	23.42	50.50
		---	---	10S	8.585	0.47416	28.20	48.50
		---	---	10S	8.632	0.47953	40.45	46.74
		STD	40	40S	8.679	0.48490	49.00	45.00
		XS	80	80S	8.726	0.49027	59.61	43.25
		XXS	160	---	8.773	0.49564	68.67	41.51

Reprinted from Flow of Fluids Through Valves, Fittings, and Pipe with the permission of Engineering Division, Crane Co.

Tabla 3.9.3-3

APPENDIX E (continued)

PIPE DATA

Nominal Pipe Size Inches	Outside Diameter Inches	Manufacture		Weight lb/ft	Inside Diameter Inches	Thickness Inches	Weight lb/ft	Weight lb/ft
		Steel Pipe Grade	Weight lb/ft					
34	34.00	A106	10	0.125	33.750	0.250	107.77	82.77
			20	0.250	33.500	0.500	137.77	112.77
			30	0.375	33.125	0.750	167.77	142.77
			40	0.500	32.625	1.000	197.77	172.77
			50	0.625	32.125	1.250	227.77	202.77
			60	0.750	31.500	1.500	257.77	232.77
			70	0.875	30.875	1.750	287.77	262.77
			80	1.000	30.125	2.000	317.77	292.77
			90	1.125	29.375	2.250	347.77	322.77
			100	1.250	28.625	2.500	377.77	352.77
			110	1.375	27.875	2.750	407.77	382.77
			120	1.500	27.125	3.000	437.77	412.77
36	36.00	A106	10	0.125	35.750	0.250	117.77	92.77
			20	0.250	35.500	0.500	147.77	122.77
			30	0.375	35.125	0.750	177.77	152.77
			40	0.500	34.625	1.000	207.77	182.77
			50	0.625	34.125	1.250	237.77	212.77
			60	0.750	33.500	1.500	267.77	242.77
			70	0.875	32.875	1.750	297.77	272.77
			80	1.000	32.125	2.000	327.77	302.77
			90	1.125	31.375	2.250	357.77	332.77
			100	1.250	30.625	2.500	387.77	362.77
			110	1.375	29.875	2.750	417.77	392.77
			120	1.500	29.125	3.000	447.77	422.77
38	38.00	A106	10	0.125	37.750	0.250	127.77	102.77
			20	0.250	37.500	0.500	157.77	132.77
			30	0.375	37.125	0.750	187.77	162.77
			40	0.500	36.625	1.000	217.77	192.77
			50	0.625	36.125	1.250	247.77	222.77
			60	0.750	35.500	1.500	277.77	252.77
			70	0.875	34.875	1.750	307.77	282.77
			80	1.000	34.125	2.000	337.77	312.77
			90	1.125	33.375	2.250	367.77	342.77
			100	1.250	32.625	2.500	397.77	372.77
			110	1.375	31.875	2.750	427.77	402.77
			120	1.500	31.125	3.000	457.77	432.77
40	40.00	A106	10	0.125	39.750	0.250	137.77	112.77
			20	0.250	39.500	0.500	167.77	142.77
			30	0.375	39.125	0.750	197.77	172.77
			40	0.500	38.625	1.000	227.77	202.77
			50	0.625	38.125	1.250	257.77	232.77
			60	0.750	37.500	1.500	287.77	262.77
			70	0.875	36.875	1.750	317.77	292.77
			80	1.000	36.125	2.000	347.77	322.77
			90	1.125	35.375	2.250	377.77	352.77
			100	1.250	34.625	2.500	407.77	382.77
			110	1.375	33.875	2.750	437.77	412.77
			120	1.500	33.125	3.000	467.77	442.77
42	42.00	A106	10	0.125	41.750	0.250	147.77	122.77
			20	0.250	41.500	0.500	177.77	152.77
			30	0.375	41.125	0.750	207.77	182.77
			40	0.500	40.625	1.000	237.77	212.77
			50	0.625	40.125	1.250	267.77	242.77
			60	0.750	39.500	1.500	297.77	272.77
			70	0.875	38.875	1.750	327.77	302.77
			80	1.000	38.125	2.000	357.77	332.77
			90	1.125	37.375	2.250	387.77	362.77
			100	1.250	36.625	2.500	417.77	392.77
			110	1.375	35.875	2.750	447.77	422.77
			120	1.500	35.125	3.000	477.77	452.77

Developed from Flows of Fluids Through Valves, Fittings and Pipes with the permission of Engineering Division, Crane Co.

Tabla 3.9.3-3

APPENDIX E (continued)

PIPE DATA

Nominal Pipe Size	Outside Diameter	Identification			Wall Thickness (t)	Inside Diameter (d)	Transverse Internal Area (A)	Weight Pipe Pounds per foot	Weight Water Pounds per foot of pipe
		Steel		Stainless Steel Schd. No.					
		Iron Pipe Size	Sched. No.						
Inches	Inches				Inches	Square Feet			
24	24.00	-	-	5S	0.218	23.664	3.0285	55.37	188.98
			-	10S	0.250	23.500	3.0121	63.41	187.95
		STD XS	20	-	0.375	23.250	2.9483	94.62	183.95
			-	-	0.500	23.000	2.8953	125.49	179.87
			30	-	0.562	22.876	2.8542	140.68	178.09
			-	-	0.688	22.624	2.7921	171.29	174.23
			40	-	0.969	22.062	2.6552	238.35	165.62
			-	-	1.219	21.562	2.5362	296.58	158.26
			60	-	1.531	20.938	2.3911	367.39	149.06
			-	-	1.812	20.376	2.2645	429.39	141.17
80	-	2.062	19.876	2.1547	483.12	134.45			
-	-	2.344	19.312	2.0346	542.13	126.64			
26	26.00	STD	10	-	0.312	25.376	3.5122	85.60	219.16
			-	-	0.375	25.250	3.4774	102.63	216.99
		XS	20	-	0.500	25.000	3.4038	136.17	212.71
28	28.00	STD	10	-	0.312	25.376	4.0876	92.26	255.07
			-	-	0.375	27.250	4.0501	110.64	252.73
		XS	20	-	0.500	27.000	3.9761	146.85	248.11
30	30.00	-	-	5S	0.250	29.500	4.7465	79.43	296.18
			-	10S	0.312	29.376	4.7067	98.93	293.70
		STD XS	-	-	0.375	29.250	4.6864	118.65	291.18
			20	-	0.500	29.000	4.5869	157.53	286.22
32	32.00	-	-	-	0.625	28.750	4.5082	196.08	281.31
			-	10	-	0.312	31.376	5.3894	105.59
		STD XS	20	-	0.375	31.250	5.3263	126.66	332.36
			-	-	0.500	31.000	5.2414	168.21	327.06
			30	-	0.625	30.750	5.1572	209.43	321.81
-	40	-	0.688	30.624	5.1151	230.08	319.18		
34	34.00	STD	10	-	0.344	33.312	6.0524	123.65	377.67
			-	-	0.375	33.250	6.0299	184.67	376.27
		XS	20	-	0.500	33.000	5.9396	178.89	370.63
			30	-	0.625	32.750	5.8499	222.78	365.03
36	36.00	-	-	-	0.688	32.624	5.5050	244.07	362.23
			-	10	-	0.312	35.376	6.8257	118.92
		STD XS	20	-	0.375	35.250	6.7771	142.68	422.69
			30	-	0.500	35.000	6.6813	189.57	416.91
-	40	-	0.625	34.750	6.5862	236.13	417.22		
-	-	-	0.750	34.500	6.4918	282.35	405.09		

3.9.3.14. Para el tubo balanceador (equalizador)

Se consideran sus dimensiones iguales a las del tubo distribuidor de vapor, de SCHEDULE 40:

$$D_e = 12,75 \text{ pulg} = 318 \text{ mm}$$

$$t_e = 0,406 \text{ pulg} = 10,3 \text{ mm}$$

$$D_i = 11,938 \text{ pulg} = 303,23 \text{ mm}$$

3.9.4. Uniones embridadas

3.9.4.1. Entre el desgasificador térmico y el tanque de almacenamiento

El diseño de la brida, se efectúa de acuerdo a las siguientes especificaciones:

- **Tipo de Brida:** anillo con cara plana, esquemas 8 – 8b de la Fig. 12.24 (Ref. 53), ver apéndice 3.9.4-1, Fig. 12.13, ver apéndice 3.9.4-2
- **Presión de diseño:** 73,2 psig, Sec. 3.81
- **Temperatura de diseño :** 170°C (338°F)
- **Material de la brida:** la brida que corresponde al tanque desgasificador es de acero inoxidable AISI 304, pero la que corresponde al tanque de almacenamiento

es de acero ASTM A-181, grado 1 ó SA-181 grado 1. (Ref. 32B). Datos de los materiales tomados de las normas ASME, secciones II y VIII.

- **Acero para los pernos:** ASTM-A-193, grado B-6 ó SA-193 B6.
- **Acero para las tuercas:** SA-194-2H, servicio a alta temperatura.
- **Material de la empaquetadura:** Asbesto comprimido, para temperaturas hasta 750°F (399°C), o aluminio blando corrugado.
- **Diámetro exterior del niple (cople) :** 20 pulg (508 mm)
- **Espesor del cople (cuello) :** 5/16 pulg. (7,94mm)
- **Esfuerzo permisible a la tracción, S_b , del material de la brida :** 15000 lb/pulg² para temperaturas de -20°F a 650°F.

- **Esfuerzo permisible a la tracción para el material de los pernos:** $S_b = 18500$ lb/pulg² (a 170°C), para pernos de diámetros menores ó iguales a 2 1/2 pulg. Ref. (32B).
- **Esfuerzo permisible de la tuerca similar o mejor.**

Si se elige un espesor de 1/16 pulg. para la empaquetadura, se tiene un factor de junta, m , es de 2,75; el esfuerzo mínimo de asentamiento, y , es 3700 lb/pulg², tabla 2-51 del código ASME, recipientes a presión (Ref.38), ver apéndice 3.9.4-3.

Si el diámetro interior de la empaquetadura, D_i , es de 20,5 pulg., luego se calcula el diámetro exterior, D_o , de la empaquetadura (Ref.53):

$$\frac{D_o}{D_i} = \sqrt{\frac{y - P.m}{y - P(m+1)}} \dots\dots\dots 3.9.4.0$$

Reemplazando valores

$$\frac{D_o}{20,5} = \sqrt{\frac{3700 - 73,2 \times 2,75}{3700 - 73,2 \times (2,75 + 1)}} = 1,011$$

$$D_o = 20,5 \times 1,011 = 20,73 \text{ pulg} = 526,5 \text{ mm}$$

El ancho mínimo de la empaquetadura es:

$$\frac{D_o - D_i}{2} = \frac{20,73 - 20,5}{2} = 0,12 \text{ pulg}$$

Luego, se usa una empaquetadura con un ancho, N, de 1/4 pulg.

$$D_o \text{ real es: } 20,5 + 2 \times \frac{1}{4} = 21 \text{ pulg.}$$

El diámetro promedio de la empaquetadura:

$$G = 20,5 + 1/4 = 20,75 \text{ pulg.}$$

La carga inicial de los pernos, que se requiere para asentar la empaquetadura, a las condiciones de presión atmosférica y presión interna, sin presión interna; se calcula de (Ref.53):

$$W_{m2} = H_y = b \cdot \pi \cdot G \cdot y \dots \dots \dots 3.9.4.1$$

De la Fig. 12-12 (Ref.53), ver apéndice 3.9.4-4, se tiene que b_o , el ancho básico de asentamiento de la empaquetadura es:

$$b_o = \frac{N}{2} = \frac{1/4}{2} = 0,25 \text{ pulg.}$$

El ancho efectivo, b , de asentamiento de la empaquetadura es:

$$b = \sqrt{b_o} / 2 \quad \text{Cuando } b_o > 1/4 \text{ pulg.}$$

$$b = b_o \quad b_o \leq 0,25$$

Luego, $b = b_o = 0,125$ pulg. de Ec. 3.9.4.1 :

$$\begin{aligned} W_{m2} = H_y &= 0,125 \times \pi \times 20,75 \times 3700 \\ &= 30150 \bar{b} \end{aligned}$$

La carga, H_p , para mantener apretada la junta bajo presión de operación (Ref.53):

$$H_p = 2 \times b \times \pi \times G \times m \times P \dots \dots \dots 3.9.4.2$$

Luego, reemplazando valores :

$$H_p = 2 \times 0,125 \times \pi \times 20,75 \times 2,75 \times 73,2 = 3281 \bar{b}$$

La carga hidrostática total perimétrica, H , provocada por la presión interna (Ref. 53) :

$$H = \frac{\pi G^2}{4} \times P \dots \dots \dots 3.9.4.3$$

Luego:

$$\frac{1,63}{0,1378} = 11,8$$

Por otro lado según (Ref.54): " para un primer estimado del número de pernos se puede considerar igual al valor más próximo entero y múltiplo de cuatro del diámetro del recipiente expresado en pulgadas". Luego se consideran inicialmente 20 pernos.

También el espaciamiento recomendado entre pernos (Ref. 54): está comprendido de 3 veces a 7 veces el diámetro del perno. Luego, considerando $7 \times 0,5 = 3,5$ como espaciamiento entre pernos, el diámetro del círculo de pernos es:

$$C = \frac{3,5 \times 20}{\pi} = 22,3 \text{ pulg.}$$

Se toma $C = 23$ pulg.

El margen mínimo recomendado para un diámetro de perno menor o igual a $\frac{5}{8}$ pulg., (Ref.54): diámetro del perno + $\frac{1}{8}$ pulg., o sea $0,5 + 0,125 = 0,625$ pulg. Luego el diámetro exterior de la brida, $A = C + 2 \times$

$$H = \frac{\pi x (20,75)^2 x 73,2}{4} = 24754 \bar{l}b$$

La carga total de los pernos que se requiere, W_{m1} , para una operación máxima de trabajo en que actúa la presión interna:

$$W_{m1} = H_p + H \dots \dots \dots 3.9.4.4$$

Luego:

$$W_{m1} = 3281 + 24754 = 28035 \bar{l}b$$

como $W_{m2} > W_{m1}$, la carga que controla es $30150 \bar{l}b$

Luego, el área mínima del empernado, A_{m1} , (Ref.53):

$$A_{m1} = \frac{W_{m2}}{S_b} = \frac{30150}{18500} = 1,63 \text{ pulg}^2$$

Según Bolt Data, ver apéndice 3.9.4-5, para un perno de ϕ 1/2 - UNC, le corresponde un área de raíz de $0,1378 \text{ pulg}^2$. Luego, el número de pernos requerido:

0,625; o sea $A = 23 + 1,25 = 24,25$ pulg.

Luego, si se toma en cuenta este último criterio: El ancho mínimo de la empaquetadura (Ref. 53) es:

$$\frac{A_{\text{Preal}} \times S_P}{2 \cdot y \cdot \pi \cdot G} \dots\dots\dots 3.9.4.5$$

A_{Preal} : área real de los pernos, $20 \times 0,1378 = 2,756$ pulg.²

Luego de Ec. 3.9.4.5 :

$$\frac{2,756 \times 18500}{2 \times 3700 \times \pi \times 20,75} = 0,106 \text{ pulg.}$$

Comparando un $\frac{1}{4}$ pulg. especificado, eso esta bien.

Luego, se calculan los momentos que actúan en la brida bajo la condición en que se ajustan los pernos sin presión interna. El código ASME especifica que la carga de los pernos, W, para el diseño de la brida (Ref.53):

$$W = \frac{1}{2} (A_P + A_{m1}) \cdot S_P \dots\dots\dots 3.9.4.6$$

$$W = \frac{1}{2}(2,756 + 1,65) \cdot 18500 = 40756 \bar{l}b$$

La distancia radial desde la reacción de la carga sobre la empaquetadura a la circunferencia de pernos, h_G , es decir el brazo de palanca correspondiente (Ref. 53) :

$$h_G = \frac{1}{2}(C - G) \dots\dots\dots 3.9.4.7$$

$$h_G = \frac{1}{2}(23 - 20,75) = 1,125 \text{ pulg.}$$

El momento que actúa en la brida, según tabla 12,4 de la Ref. 53, ver apéndice 3.9.4-6, es :

$$M_a = Wxh_G \dots\dots\dots 3.9.4.8$$

$$M_a = 40756x1,125 = 45851 \bar{l}b \text{ x pulg.}$$

Ahora la brida estará sometida a condiciones de operación: $W = W_{m1}$

La fuerza hidrostática periférica que se genera debido a la presión que actúa en el área interior que rodea la brida (Ref.53):

$$H_D = \frac{\pi}{4} B^2 P = 0,785 B^2 P \dots\dots\dots 3.9.4.9$$

B: diámetro interior de la brida, 20 pulg.

$$H_D = 0,785 \times 20^2 \times 73,2 = 22985 \bar{l}b$$

La distancia radial de la circunferencia de pernos a la circunferencia sobre la que actúa H_D , o sea, el brazo de palanca, h_D (Ref. 53) :

$$h_D = \frac{C - B}{2} \dots\dots\dots 3.9.4.10$$

El momento generado por la carga H_D (Ref. 53) :

$$M_D = M_D = H_D \times h_D \dots\dots\dots 3.9.4.11$$

$$M_D = 22985 \times \frac{23 - 20}{2} = 34478 \bar{l}b \times \text{pulg.}$$

La diferencia entre la carga sobre los pernos para el diseño de la brida y la fuerza hidrostática que actúa en el perímetro central de la empaquetadura, H_G , (Ref. 53) :

$$H_G = W - H = W_{m1} - H \dots\dots\dots 3.9.4.12$$

$$H_G = 28035 - 24754 = 3281 \bar{lb}$$

El momento generado por H_G :

$$M_G = H_G x h_G \dots\dots\dots 3.9.4.13$$

$$M_G = 3281 x 1,125 = 3691 \bar{lb} x pu \lg.$$

La diferencia entre la carga hidrostática total que actúa en el perímetro del centro de la empaquetadura y la fuerza hidrostática periférica que se genera en el área interior que rodea la brida es:

$$H_T = H - H_D \dots\dots\dots 3.9.4.14$$

$$H_T = 24754 - 22985 = 1769 \bar{lb}$$

El correspondiente brazo de palanca (Ref. 53) :

$$h_T = \frac{h_D + h_G}{2} \dots\dots\dots 3.9.4.15$$

$$h_T = \frac{1,5 + 1,125}{2} = 1,3125 \text{ pulg.}$$

El momento provocado por H_T :

$$M_T = H_T x h_T \dots\dots\dots 3.9.4.16$$

$$M_T = 1769 x 1,313 = 2323 \bar{\text{lb}} x \text{ pulg.}$$

El momento total que actúa sobre la brida para las condiciones de operación (Ref. 53) :

$$M_o = M_D + M_G + M_T \dots\dots\dots 3.9.4.17$$

$$M_o = 34478 + 3691 + 2323 = 40492 \bar{\text{lb}} x \text{ pulg.}$$

Luego, el espesor de la brida (Ref. 53) :

$$t_e = \sqrt{Y M_{\text{máx}} / S_b \cdot B} \dots\dots\dots 3.9.4.18$$

S_b : Esfuerzo de diseño, permisible, máximo para el material de la brida,

$$15000 \bar{t}b / pu lg^2$$

Y : Factor que depende de K y el coeficiente de Poisson, interviene en el máximo esfuerzo tangencial que soporta la brida.

Se obtiene de la Fig. 3.9.4-1, para un valor determinado de K.

$$K : A/B = \frac{24,25}{20} = 1,212$$

A : Diámetro exterior de la brida = C + 2E = 24,25 pulg.

E : Distancia radial entre la circunferencia de pernos y la circunferencia del borde exterior de la brida, ver tabla 10,4 de la Ref. 53, en el apéndice

3.9.4-5: 3/4pulg., el presente caso se tomó: $\frac{1}{2} + \frac{1}{8} = 0,625 pulg.$

Luego, con K = 1,21 de la Fig. 3.9.4-1

$$Y = 10,30$$

De la Ec. 3.9.4.18:

$$t_e = \sqrt{\frac{10,30 \times 45851}{15000 \times 20}} = 1,255 pu lg. = 32mm$$

Se toma $t_e = 1. \frac{3}{8} \text{ pulg.} = 35\text{mm}$.

El diámetro exterior de la cara resaltada $D = 21,5 \text{ pulg.} = 546\text{mm}$.

3.9.4.2. Para la tapa de la abertura - hombre (manhole) para acceso a la sección de rociado (aspersión) y el relleno.

ESPECIFICACIONES:

- **Tipo de brida :** anillo con cara plana
- **Presión de diseño :** 73,2 PSI G
- **Temperatura de diseño :** 170°C (338°F)
- **Material de la brida :** Acero inoxidable SA 240 304
- **Acero para los pernos:** ASTM A 193 grado B6 ó SA - 193 B6.
- **Material de la empaquetadura:** lámina de asbesto tejida con inserción de alambre de latón fino y láminas de teflón ó aluminio blando corrugado.
- **Esfuerzo permisible a la tracción para el material de los pernos :** $S_p = 18500 \bar{t}b / \text{pulg}^2$
- **Esfuerzo permisible a la tracción del material de la brida :** S_b

$$= 15000 \bar{b} / \text{pulg}^2$$

- **Espesor de la empaquetadura:** 1/16 pulg. con $m = 2,75$, $Y = 3700 \bar{b} / \text{pulg}^2$

Esta unión está conformada por una brida soldada al cople (cuello) del manhole y una tapa del mismo material de la brida (brida ciega). Como el diámetro exterior del cuello es 20 pulg., y las propiedades de los materiales y los parámetros de diseño son similares para el caso de la Sec.3.9.4.1:

$$t_e = 1\frac{3}{8}, \quad B = 20 \text{ pulg.}$$

$$C = 23 \text{ pulg.} \quad A = 24,25 \text{ pulg.}$$

20 agujeros para pernos de $\phi \frac{1}{2} - UNC$

$$\phi \text{ agujero} = 5/8 \text{ pulg.}$$

$$D = 21,5 \text{ pulg.} = 546 \text{ mm}$$

3.9.4.3. Entre el desgasificador térmico y el colector de agua portatoberas.

ESPECIFICACIONES:

- **Tipo de brida:** anillo con cara plana.
- **Presión de diseño :** 73,2 PSI G
- **Temperatura de diseño :** 170°C (338°F)
- **Material de la brida:** Acero inoxidable SA 240 304 Ref. (32B)
- **Acero para los pernos :** ASTM A 193 grado B6
- **Acero para las tuercas :** ASTM A 193 grado B6 ó SA-193 B6
- **Material de la empaquetadura:** Lámina de asbesto tejida con inserción de alambre de latón fino y láminas de teflón (Ref.55) ó aluminio blando corrugado.
- **Esfuerzo permisible a la tracción S_b del material de la brida:** 15000 lb/pulg. (Ref. 32B), interpolando, tomando un promedio de los datos, para la temperatura de 170°C (338°C)
- **Esfuerzo permisible a la tracción para el material de los pernos :** $S_p = 18500 \bar{l}b / pu lg^2$ a 170°C
- **Esfuerzo permisible de la tuerca similar o mejor.**
- **Espesor de la empaquetadura:** 1/16 pulg. con $m = 2,75$, $y = 3700 \bar{l}b / pu lg^2$

Luego, esta unión esta conformada por una brida soldada al cople del tanque desgasificador, y otra que está soldada al recipiente colector de

agua portatoberas.

- Para la primera brida, el diámetro $B = 25$ pulg.: luego, se puede tomar un $D_i = 25,5$ pulg. como diámetro interior de la empaquetadura y de la Ec. 3.9.4.1:

$$\frac{D_o}{25,5} = \sqrt{\frac{3700 - 73,2 \times 2,75}{3700 - 73,2 \times (2,75 + 1)}} = 1,011$$

$$D_o = 25,78 \text{ pulg} = 655 \text{ mm}$$

El ancho mínimo de la empaquetadura:

$$\frac{25,78 - 25,5}{2} = 0,14 \text{ pulg}$$

Luego, se usa una empaquetadura de $N = \frac{1}{4}$ pulg.

$$D_o \text{ real} = 25,5 + 2x\frac{1}{4} = 26 \text{ pulg.}$$

$$G = 25,5 + \frac{1}{4} = 25,75 \text{ pulg.}$$

$$b_o = \frac{N}{2} = \frac{1/4}{2} = 0,125 \text{ pulg.}$$

$$b = b_o = 0,125 \text{ pulg.}$$

$$W_{m2} = H_y = 0,125x\pi x 25,75x3700 = 37415\bar{b}$$

$$H_p = 2x0,125x\pi x 25,75x2,75x73,2 = 4071\bar{b}$$

$$H = \frac{\pi x (25,75)^2 x 73,2}{4} = 38120\bar{b}$$

$$W_{m1} = 4071 + 38120 = 42191\bar{b}$$

$$W_{m1} > W_{m2} \text{ , la carga que controla es: } 42191\bar{b}$$

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{S_b} = \frac{42191}{18500} = 2,28 \text{ pulg}^2$$

Si se eligen pernos de ϕ 1/2 - UNC, el número de pernos requerido:

$$\frac{2,28}{0,1378} = 16,5 ; 20 \text{ pernos.}$$

Luego, por otro criterio (Sec.3.9.4-1), se considera inicialmente 24 pernos. Si se considera que el espaciamento recomendado entre pernos es $7 \times 0,5 = 3,5$ pulg.

$$C = \frac{3,5 \times 24}{\pi} = 26,74 \text{ pulg.}$$

$$C - G = 26,74 - 25,75 = 0,99$$

$$\text{Si } C - G = 2,25, \quad C = 2,25 + 25,75 = C = 28 \text{ pulg.}$$

Luego el espaciamento entre pernos:

$$\frac{\pi C}{24} = \frac{\pi \times 28}{24} = 3,6 \text{ pulg. cerca de } 3,5 \text{ pulg.}$$

$$A_{\text{Preal}} = 28 \times 0,1378 = 3,86 \text{ pulg}^2$$

Luego de Ec.3.9.4.5: el ancho mínimo de la empaquetadura :

$$\frac{3,86 \times 18500}{2 \times 3700 \times \pi \times 25,75} = 0,12 \text{ pulg.}$$

Comparando con 1/4 pulg. especificado, eso está bien.

La carga de los pernos para el diseño de la brida:

$$W = \frac{1}{2} (3,86 + 2,28) \times 18500 = 56795 \bar{l}b$$

$$h_G = \frac{1}{2} (28 - 25,75) = 1,125 \text{ pulg.}$$

$$h_D = \frac{1}{2} (28 - 25) = 1,5 \text{ pulg.}$$

$$h_T = (1,5 + 1,125) / 2 = 1,3125 \text{ pulg.}$$

El momento en la brida bajo la condición en que se ajustan los pernos sin presión interna Ec.3.9.4.8:

$$M_a = 56795 \times 1,125 = 63894 \overline{1b} \text{ xpul g.}$$

de Ec. 3.9.4.9:

$$H_D = 0,785 \times 25^2 \cdot 73,2 = 35914 \overline{1b}$$

de Ec.3.9.4.11:

$$M_D = 35914 \times 1,5 = 53871 \overline{1b} \text{ xpul g.}$$

de Ec.3.9.4.12:

$$H_G = 42191 - 38120 = 4071 \overline{1b}$$

de Ec.3.9.4.13:

$$M_G = 4071 \times 1,125 = 4580 \overline{1b} \text{ xpul g.}$$

de Ec.3.9.4.14:

$$H_T = 38120 - 35914 = 2206\overline{lb}$$

de Ec. 3.9.4.16..... :

$$M_T = 2206 \times 1,3125 = 2895\overline{lb} \text{pu lg.}$$

de Ec. 3.9.4.17:

$$M_o = 53871 + 4580 + 2895 = 61346\overline{lb} \text{pu lg.}$$

Según Ref. 54:

$$A = 28 + 2\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{8}\right) = 29,25 \text{pu lg.} (743\text{mm})$$

$$K = \frac{29,25}{25} = 1,17$$

De la Fig. 3.9.4.1. con $K = 1,2$ $Y = 11,5$

$$M_a > M_o$$

de la Ec. 3.9.4.18:

$$t_e = \sqrt{\frac{11,5 \times 63894}{15000 \times 25}} = 1,4 \text{ pulg.}$$

$$= 1\frac{3}{8} \text{ pulg.} = 35 \text{ mm}$$

El diámetro exterior de la cara resaltada $D = 26,5 \text{ pulg.} = 673 \text{ mm}$.

- Para la segunda brida: $B = 24 \text{ pulg.}$:

$$h_D = \frac{1}{2}(28 - 24) = 2 \text{ pulg.}, h_G = 1,125$$

$$h_T = (2 + 1,125) / 2 = 1,5625 \text{ pulg.}$$

$$M_a = 63894 \bar{l} b x \text{ pulg.}, M_G = 4680$$

de Ec.3.9.4.9:

$$H_D = 0,785 \times 24^2 \times 73,2 = 33098 \bar{l}b$$

de Ec. 3.9.4.11:

$$M_D = 33098 \times 2 = 66196 \bar{l}b \times pu \lg.$$

de Ec. 3.9.4.14:

$$H_T = 5022 \times 1,5625 = 7847 \bar{l}b \times pu \lg.$$

$$M_o = 66196 + 4580 + 7847 = 78623 \bar{l}b \times pu \lg.$$

$$A = 29,25$$

$$K = \frac{29,25}{24} = 1,22$$

con K de la Fig. 3.9.4-1, Y = 10

$$t_e = \sqrt{\frac{10 \times 78623}{15000 \times 24}} = 1,48 \text{ pulg} = 1\frac{1}{2} \text{ pulg.}$$
$$= 38 \text{ mm.}$$

$$D = 26,5 \text{ pulg} = 673 \text{ mm}$$

3.9.4.4. Entre el condensador de venteo y el desgasificador térmico.

ESPECIFICACIONES:

- **Tipo de brida :** anillo con cara plana
- **Presión de diseño :** 73,2 PSI G
- **Temperatura de diseño :** 170°C (338°F)
- **Material de la brida :** acero inoxidable SA 240 304
- **Acero para los pernos :** SA - 193 B6
- **Material de la empaquetadura:** Lámina de asbesto tejida con inserción de alambre de latón fino y láminas de teflón ó aluminio blando corrugado.
- **Esfuerzo permisible a la tracción para el material de los**

$$D_{o,real} = 9 + 2\left(\frac{1}{4}\right) = 9,5 \text{ pulg.}$$

$$G = 9 + \frac{1}{4} = 9,25 \text{ pulg.}$$

$$b_o = \frac{N}{2} = \frac{1/4}{2} = 0,125 \text{ pulg.}$$

$$b = b_o = 0,125 \text{ pulg.}$$

$$W_{m2} = H_y = 0,125 \times \pi \times 9,25 \times 3700 = 13440 \bar{lb}$$

$$H_p = 2 \times 0,125 \times \pi \times 9,25 \times 2,75 \times 73,2 = 1462 \bar{lb}$$

$$H = \frac{\pi \times 9,25^2 \times 73,2}{4} = 4919 \bar{lb}$$

$$W_{m1} = 1462 + 4919 = 6381$$

$$W_{m2} > W_{m1}, \text{ la carga que controla es } 13440 \bar{lb}$$

pernos : $S_p = 18500 \bar{t}b / \text{pulg}^2$

- **Esfuerzo permisible a la tracción del material de la brida :**

$$S_b = 15000 \bar{t}b / \text{pulg}^2$$

- **Espesor de la empaquetadura 1/16 pulg. con $m = 2,75$, $y = 3700$**

$$\bar{t}b / \text{pulg}^2$$

$$B = 8,625 \text{ pulg.} \quad D_i = 9$$

Luego de Ec. 3.9.4.1:

$$\frac{D_o}{9,125} = \sqrt{\frac{3700 - 73,2 \times 2,75}{3700 - 73,2 \times (2,75 + 1)}} = 1,011$$

$$D_o = 9 \times 1,011 = 9,1 \text{ pulg.}$$

El ancho mínimo de la empaquetadura:

$$\frac{9,1 - 9}{2} = 0,05$$

Se toma $N = \frac{1}{4} = 0,25 \text{ pulg.}$

$$A_{m1} = \frac{13440}{18500} = 0,726 \text{ pulg}^2$$

Para pernos $\phi \frac{1}{2}$ - UNC. el número de pernos requerido es:

$$\frac{0,726}{0,1378} = 5,2$$

Si se considera 12 pernos, luego si el espaciamento recomendado es 2,78 pulg.

$$C = \frac{2,78 \times 12}{\pi} = 10,625 \text{ pulg.}$$

$$C - G = 10,625 - 9,25 = 1,375 \text{ pulg.}$$

$$A_p \text{ real} = 12 \times 0,1378 = 1,65 \text{ pulg}^2$$

El ancho mínimo de la empaquetadura (Ec.3.9.4.5):

$$\frac{1,65 \times 18500}{2 \times 3700 \times \pi \times 9,25} = 0,142 \text{ pulg.}$$

Comparando con 1/4 pulg. especificado, eso está bien.

La carga de diseño de la brida (Ec.3.9.4.6)

$$W = \frac{1}{2}(1,65 + 0,726) \times 18500 = 21978 \bar{l}b$$

$$h_G = \frac{1}{2}(10,625 - 9,25) = 0,6875 \text{ pulg.}$$

$$h_D = \frac{1}{2}(10,625 - 8,625) = 1 \text{ pulg.}$$

$$h_T = \left(\frac{0,6875 + 1}{2} \right) = 0,844 \text{ pulg.}$$

$$M_a = 21978 \times 0,6875 = 15110 \bar{l}b \text{ x pulg.}$$

$$H_D = 0,785 \times 8,625^2 \times 73,2 = 4275 \bar{l}b$$

$$M_D = 4275 \times 1 = 4275 \bar{l}b \text{ x pulg.}$$

$$H_G = 13440 - 4919 = 8521 \bar{l}b$$

$$M_G = 8521 \times 0,6875 = 5858 \bar{l}b \text{ x pulg.}$$

$$H_T = 4919 - 4275 = 644 \bar{l}b$$

$$M_T = 644 \times 0,844 = 544 \bar{l}b \text{ x pulg.}$$

$$M_o = 4275 + 5858 + 544 = 10677 \bar{l}b \text{ x pulg.}$$

$$M_a > M_o$$

$$A = 10,625 + 2\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{8}\right) = 11,875 \text{ pulg.} = 302 \text{ mm.}$$

$$K = \frac{11,875}{8,625} = 1,38$$

$Y = 6,25$ de la Fig.3.9.4-1

$$t_e = \sqrt{\frac{6,25 \times 15110}{15000 \times 8,625}} = 0,85$$

Se toma $t_e = \frac{7}{8} \text{ pulg} = 22 \text{ mm.}$

El diámetro exterior de la cara resaltada

$$D = 9,75 \text{ pulg} = 248 \text{ mm}$$

3.9.4.5. En el tubo de balance para el ingreso del vapor de calentamiento.

El diseño de la brida, se efectúa de acuerdo a las siguientes especificaciones:

- **Tipo de brida :** anillo con cara plana
- **Presión de diseño :** 73,2 PSI G, Sec.3.81
- **Temperatura de diseño :** 170°C (338°F)
- **Material de la brida:** Acero ASTM A-1841, grado I ó SA-181 grado I (Ref.32B).
- **Acero para los pernos :** ASTM-A-193, grado B-6 ó SA-193 B6
- **Acero para las tuercas:** SA-194-2H, servicio a alta temperatura.
- **Material de la empaquetadura:** aluminio blando corrugado.
- **Diámetro exterior del niple (cople):** 12,75 pulg.
- **Esfuerzo permisible a la tracción, S_b , del material de la brida:** $15000 \bar{t}b / \text{pulg}^2$, para temperaturas de -20°F a 650°F.
- **Esfuerzo permisible a la tracción para el material de los pernos:** $S_b = 18500 \bar{t}b / \text{pulg}^2$, a 170°C, para pernos de diámetros menores o iguales a 2 1/2 pulg.
- **Esfuerzo permisible de la tuerca similar o mejor.**

Luego, si el espesor de la empaquetadura es 1/16pulg., $m = 2,75$, $Y=3700 \bar{t}b \text{pulg}^2$, tabla 2-51 del código ASME, recipientes a presión (Ref.38), ver apéndice 3.9.4-3.

Si el diámetro interior de la empaquetadura es D_i , de 13,25. Luego de Ec.3.9.4.1:

$$\frac{D_o}{13,25} = \sqrt{\frac{3700 - 73,2 \times 2,15}{3700 - 73,2 \times (2,75 + 1)}} = 1,011$$

$$D_o = 13,25 \times 1,011 = 13,39 \text{ pulg} = 340 \text{ mm}.$$

ancho mínimo de la empaquetadura:

$$\frac{D_o - D_i}{2} = \frac{13,39 - 13,25}{2} = 0,07 \text{ pulg}.$$

Luego si $N = \frac{1}{4} \text{ pulg}.$

$$G = 13,25 + \frac{1}{4} = 13,5 \text{ pulg}.$$

$$b_o = \frac{N}{2} = \frac{\frac{1}{4}}{2} = 0,125 \text{ pulg}.$$

$b = b_o = 0,125 \text{ pulg}$ Luego, de Ec.3.9.4.1:

$$W_{m2} = H_y = 0,125 \times \pi \times 13,5 \times 3700 = 19615 \bar{lb}$$

De Ec. 3.9.4.2. :

$$H_p = 2 \times 0,125 \times \pi \times 13,5 \times 2,75 \times 73,2 = 2134 \bar{lb}$$

De Ec. 3.9.4.3. :

$$H = \frac{\pi \times 13,5^2 \times 73,2}{4} = 20956 \overline{lb}$$

De 3.9.4.4:

$$W_{m1} = 2134 + 20956 = 23090 \overline{lb}$$

como $W_{m1} > W_{m2}$, la carga que controla es : $23090 \overline{lb}$

$$A_{m1} = \frac{23090}{18500} = 1,25 \text{ pulg}^2$$

Si se selecciona pernos de $\phi \frac{1}{2} - UNC$. Luego el número de pernos:

$$\frac{1,25}{0,1378} = 9$$

Luego, según (Ref.54), " el número de pernos se considera igual al valor más próximo entero y múltiplo de cuatro del diámetro del recipiente expresado en pulgadas", entonces inicialmente se necesitan 12 pernos.

El espaciamiento recomendado entre pernos: $7 \times 0,5 = 3,5$, Luego:

$$C = \frac{3,5 \times 12}{\pi} = 13,4 \text{ pulg.}$$

Esto no es posible ya que $G = 13,5$, entonces si se eligen 16 pernos y $6 \times 0,5 = 3$:

$$C = \frac{3 \times 16}{\pi} = 15,25 \text{ pulg.}, \text{ eso está bien}$$

(387,3 mm)

$$A = 15,25 + 2(0,5 + 0,125) = 16,5 \text{ pulg.}$$

$$A_{\text{Préal}} = 16 \times 0,1378 = 2,205 \text{ pulg}^2$$

Luego, de Ec. 3.9.4.5:

El ancho mínimo de la empaquetadura:

$$\frac{2,205 \times 18500}{2 \times 3700 \times \pi \times 13,5} = 0,13 \text{ pulg.}$$

Comparando con $1/4$ pulg. especificado, eso está bien.

De Ec. 3.9.4.6:

$$W = \frac{1}{2} (2,205 + 1,25) 18500 = 1,73 \times 18500 = 32005 \bar{b}$$

De Ec. 3.9.4.7:

$$h_G = \frac{1}{2} (15,25 - 13,5) = 0,875 \text{ pulg.}$$

De Ec. 3.9.4.8. :

$$M_a = 32005 \times 0,875 = 28004 \bar{1} b x p u l g .$$

Cuando la brida está sometida a condiciones de operación: $W = W_{m1}$

De Ec.3.9.4.9, con $B = 12,75$:

$$H_D = \frac{\pi}{4} \times 12,75^2 \cdot 73,2 = 9346 \bar{1} b$$

De Ec.3.9.4.10:

$$h_D = \frac{15,25 - 12,75}{2} = 1,25$$

De Ec.3.9.4.11:

$$M_D = 9346 \times 1,25 = 11683 \bar{1} b x p u l g .$$

De Ec. 3.9.4.12:

$$H_G = 23090 - 20956 = 2134 \bar{1} b$$

De Ec.3.9.4.13:

$$M_G = 2134 \times 0,875 = 1867 \bar{1} b x p u l g .$$

De Ec.3.9.4.14:

$$H_T = 20956 - 9346 = 11610\bar{b}$$

De Ec.3.9.4.15:

$$h_T = \frac{1,25 + 0,875}{2} = 1,063\text{pulg.}$$

De Ec.3.9.4.16:

$$M_T = 11610 \times 1,063 = 12341\bar{b}\text{xpulg.}$$

De Ec. 3.9.4.17:

$$M_o = 11683 + 1867 + 12341 = 25891\bar{b}\text{xpulg.}$$

Con : $M_a > M_o$

$$K = \frac{A}{B} = \frac{16,5}{12,75} = 1,29$$

De la Fig.3.9.4-1:

$$Y = 8,3$$

De Ec. 3.9.4.18:

$$t_e = \sqrt{\frac{8,3 \times 28004}{15000 \times 12,75}} = 1,02 \text{ pulg.}$$

Se toma $t_e = 1 \text{ pulg} = 25 \text{ mm}$

El diámetro exterior de la cara resaltada:

$$D = 14,125 \text{ pulg} = 360 \text{ mm}$$

3.9.4.6. En la entrada de vapor en el tubo distribuidor

Material: Acero inoxidable SA 240 Grado 304

A : 16,5 pulg = 419mm

B : 12,75 pulg = 324mm

C : 15,25 pulg = 388mm

G : 13,5 pulg = 343mm

t_e : 1 pulg = 25mm

D : 14,125 pulg = 359mm

Pernos: 16 de acero SA-193 grado B6 de $\phi \frac{1}{2}$ UNC.

Tuercas: del mismo material o mejor SA-193 grado B6

Empaquetadura: de aluminio blando corrugado de 1/16 pulg. de espesor por 1/4 pulg. de ancho, 16 agujeros de $\phi \frac{5}{8}$ pulg (15,9mm).

3.9.4.7. En la entrada de vapor en el tubo de balance

Material: Acero al carbono forjado SA 181 grado 1

A : 16,5 pulg = 419mm

B : 12,75 pulg = 324mm

C : 15,25 pulg = 388mm

G : 13,5 pulg = 343mm

t_e : 1 pulg = 25mm

D : 14,125 pulg = 359mm

Pernos: 16 de acero SA-193 grado B6 de $\phi \frac{1}{2}$ UNC.

Tuercas : SA 193 B7 ó SA 194 2H

Empaquetadura: de aluminio blando corrugado de 1/16 pulg. de espesor

por 1/4 pulg. de ancho, 16 agujeros de ϕ 5/8 pulg (15,9mm).

O se selecciona una brida tipo cuello soldable (150 lb) de 12 pulgadas de diámetro, con 12 agujeros de 1 pulgada, material: ASTM A-181 grado 1

3.9.4.8. En la conexión tubo de balance y tanque de almacenamiento

Material: Acero al carbono forjado SA 181 grado 1.

A	: 16,5 pulg = 419mm
B	: 12,75 pulg = 324mm
C	: 15,25 pulg = 388mm
G	: 13,5 pulg = 343mm
t_c	: 1 pulg = 25mm
D	: 14,125 pulg = 359mm

Pernos: 16 de acero SA-193 grado B6 de ϕ 1/2 UNC.

Tuercas : SA 193 B7 ó SA 194 2H

Empaquetadura: de aluminio blando corrugado de 1/16 pulg. de espesor por 1/4 pulg. de ancho, 16 agujeros de ϕ 5/8 pulg (15,9mm).

3.9.4.9. Para la descarga de condensado del condensador de venteo

Las bridas son de acero inoxidable SA 240 304, los pernos de acero aleado A 193 B6.

$$B = 1,36 \text{ pulg}, A = 4,25 \text{ pulg}, C = 3,25 \text{ pulg}.$$

D = diámetro exterior de la cara resaltada = 2,00 pulg.

$$t_e = 1/2 = 0,5 \text{ pulg}, 4 \text{ agujeros de } \phi \text{ } 5/8 \text{ pulg}.$$

Resalte: 1/16 pulg.

Las medidas anteriores han sido tomadas del catálogo de bridas "CRANE WELD FITTINGS" (Ref. 66) y tablas de bridas de 150lb, Norma ANSI B 16.5 (Ref.) ver apéndice 3.9.4-7

Empaquetadura de aluminio blando corrugado de 1/16 pulg. de espesor por 1/8 pulg. de ancho.

$$G = \frac{2,00 + 1,36}{2} = 1,68 \text{ pulg} = 42,7 \text{ mm}$$

$$b_o = \frac{1/8}{2} = \frac{1}{16} = 0,0625 \text{ pulg} = b$$

$$W_{m2} = H_y = 0,0625 \times \pi \times 1,68 \times 3700 = 1221 \bar{b}$$

$$H_p = 2 \times 0,0625 \times \pi \times 1,68 \times 3,25 \times 73,2 = 157 \bar{b}$$

$$H = \frac{\pi (1,68)^2 \times 73,2}{4} = 162,3 \bar{b}$$

$$W_{m1} = 157 + 162,3 = 319,3\bar{lb}$$

La carga que controla es $1221 \bar{lb}$

$$A_{m1} = \frac{1221}{18500} = 0,066 \text{ pulg}^2$$

El número de pernos requeridos:

$$\frac{0,066}{0,1378} = 0,8 \text{ pernos}$$

Por lo tanto los 4 pernos son más que suficiente y representan un área real de $4 \times 0,1378 = 0,551 \text{ pulg}^2$

$$W = \frac{1}{2} (0,054 + 0,551) \times 18500 = 5596\bar{lb}$$

Cada perno debe tomarse a $5596/4 = 1399\bar{lb}$

3.9.4.10. En la entrada de agua al colector (caja) de agua portatoberas.

Las bridas son de acero inoxidable SA 240 304, según catálogo "CRANE WELD FITTINGS" para brida tipo "SLIPON" de 150 lb :

B = 4,57 pulg = 116 mm; A = 9 pulg = 229 mm

C = 7,5 pulg = 191 mm; D = 6,1875 pulg = 157mm

$t_e = 1\frac{5}{16} = 33,3mm$; 8 agujeros de 3/4 pulg.

3.9.4.11. En la salida de agua calentada del condensador de venteo.

Las bridas son de acero inoxidable AISI 304, y según catálogo de "CRANE WELD FITTING" , tipo "SLIPON" de 150 PSI sus dimensiones son :

B = 4,75 pulg = 116 mm; A = 9 pulg = 229 mm

C = 7,5 pulg = 191 mm; D = 6,1875 pulg = 157mm

$t_e = 1\frac{5}{16} = 33,3mm$; 8 agujeros de 3/4 pulg.

3.9.4.12. En la entrada de agua al condensador de venteo

Las bridas son de acero inoxidable AISI 304, y según catálogo de "CRANE WELD FITTING" , tipo "SLIPON" de 150 PSI sus dimensiones son :

B = 4,75 pulg = 116 mm; A = 9 pulg = 229 mm

C = 7,5 pulg = 191 mm; D = 6,1875 pulg = 157mm

$t_e = 1\frac{5}{16} = 33,3mm$; 8 agujeros de 3/4 pulg.

3.9.4.13. Del cabezal fijo del condensador de venteo

- **Tipo de brida** : anillo con cara plana
- **Presión de diseño** : 73,2 PSI G
- **Temperatura de diseño** : 170°C (338°F)
- **Material de la brida** : Acero inoxidable SA 240 304
- **Acero para los pernos** : ASTM-A-193, grado B-6 ó SA-193 B6
- **Material de la empaquetadura**: aluminio blando corrugado.
- **Espesor de empaquetadura**: 1/16 pulg. con $m = 2,75$,
 $y = 3700\bar{b}$

Sus dimensiones son similares a las de la brida para la tapa del manhole:

$$A = 24,25 \text{ pulg (616mm)}$$

$$C = 23 \text{ pulg (584mm)}$$

$$D = 21,5 \text{ pulg (546mm)}$$

$$B = 20 \text{ pulg (508mm)}$$

$$t_e = 35mm$$

3.9.4.14. Del cabezal flotante del condensador de venteo.

ESPECIFICACIONES:

- **Tipo de brida :** anillo con cara plana
- **Presión de diseño :** 73,2 PSI G
- **Temperatura de diseño :** 170°C (338°F)
- **Material de la brida :** Acero inoxidable SA 240 304
- **Acero para los pernos :** SA - 193 B8C ó B8T
- **Material de la empaquetadura:** lámina de asbesto tejida con inserción de alambre de latón fino y láminas de teflón ó aluminio blando corrugado.
- **Esfuerzo permisible a la tracción para el material de los pernos:** $S_p = 8,9 \overline{Kg} / mm^2 \quad 12632 \overline{lb} / pulg^2$ (Ref. 54)
- **Esfuerzo permisible a la tracción del material de la brida :**
 $S_b = 15000 \overline{lb} / pulg^2$
- **Espesor de la empaquetadura:** 1/16 pulg. con $m = 2,75,$
 $Y = 3700 \overline{lb} / pulg^2$

Esta unión está conformada por una brida soldada a la parte rebordeada (pestaña cilíndrica recta) de la cabeza del tipo bridada y alabeada (bombeada y rebordeada, según código API-ASME) (Ref.32A), de 16 pulg. de diámetro exterior. La brida teóricamente debe tener un $B = 16$

pulg., aunque por razones de montaje debe medir 16,16 pulg. , según catálogo de fabricante "CRANE WELD FITTINGS" (Ref.66).

Luego si $D_i = 16,5$ pulg.

Según Ec.3.9.4.1:

$$D_o = 1,011 \times 16,5 = 16,68$$

El ancho mínimo de la empaquetadura es:

$$\frac{16,68 - 16,5}{2} = 0,09 \text{ pulg.}$$

Luego, por cuestiones prácticas $N = \frac{1}{4}$ pulg.

$$D_{\text{real}} = 16,5 + 2 \times \frac{1}{4} = 17 \text{ pulg.}$$

$$G = 16,5 + \frac{1}{4} = 16,75 \text{ pulg.}$$

$$b_o = \frac{N}{2} = \frac{\frac{1}{4}}{2} = 0,125 \text{ pulg.}$$

$$b = b_o = 0,125 \text{ pulg.}$$

$$W_{m2} = 0,125 \times \pi \times 16,75 \times 3700 = 24338 \bar{lb}$$

$$H_p = 2 \times 0,125 \times \pi \times 16,75 \times 2,75 \times 73,2 = 2678$$

$$H = \frac{\pi \times 16,75^2 \times 73,2}{4} = 16130 \text{ lb}$$

$$W_{m1} = 16130 + 2648 = 18778 \text{ lb}$$

$$\bar{W}_{m2} > W_{m1}, \text{ la carga que controla es: } 24338 \bar{\text{lb}}$$

$$A_{m1} = \frac{24338}{12632} = 1,927 \text{ pulg}^2$$

Se va emplear pernos de $\phi \frac{1}{2}$ -UNC.

Luego el número de pernos requerido es:

$$\frac{1,927}{0,1378} = 13,9$$

Se toma 16 pernos, C = 18 pulg.

$$A = 19,25 \text{ pulg.} =$$

$$A_{Préal} = 16 \times 0,1378 = 2,205 \text{ pulg}^2$$

El ancho mínimo de la empaquetadura:

(Ec.3.9.4.5):

$$\frac{2,205 \times 12632}{2 \times 3700 \times \pi \times 16,75} = 0,072$$

Comparando con 1/4 especificado, eso está bien

$$W = \frac{1}{2} (2,205 + 1,927) \times 12632 = 26098 \bar{b}$$

$$h_G = \frac{18 + 16,75}{2} = 0,625$$

$$M_a = 26098 \times 0,625 = 16311 \bar{b} \text{ xpu lg.}$$

$$H_D = \frac{\pi}{4} \times 16^2 \times 73,2 = 14718 \bar{b}$$

$$M_D = 14718 \times \left(\frac{18 - 16}{2} \right) = 14718 \bar{b} \text{ xpu lg.}$$

$$H_G = W - H = 26098 - 16130 = 9968$$

$$M_G = 9968 \times 0,625 = 6230 \bar{b} \text{ xpu lg.}$$

$$H_T = 16130 - 14718 = 1412 \bar{b}$$

$$M_T = 1412 \times \left(\frac{0,625 + 1}{2} \right) = 1147,3 \bar{b} \text{ xpu lg.}$$

$$M_o = 14718 + 6230 + 1147 = 22095 \bar{b} \text{ xpu lg.}$$

$$M_o > M_a \quad M_{\text{máx}} = 22095 \bar{l} b x p u l g .$$

$$K = 1,2 \quad Y = 10,3$$

De la Ec.3.9.4.18 :

$$t_e = \sqrt{\frac{10,3 \times 22095}{15000 \times 16}} = 0,97 p u l g .$$

$$t_e = 1 p u l g .$$

Esta brida estará acompañada con la placa de tubos, que en su borde presenta una zona bridada y con cara resaltada para la empaquetadura. Como esta placa tiene un espesor uniforme y como la zona bridada soporta los mismos esfuerzos que la brida de la cabeza, entonces $t_e = 1 p u l g .$

Luego se verificará este espesor si soporta esfuerzos provocados por la flexión que son los que predominan en placas de espesores medianos, cargadas simétricamente y uniformemente distribuidos. También se considera que la placa está simplemente apoyada sobre todos sus bordes. Luego, se toman en cuenta los siguientes parámetros:

G = diámetro interior considerado para la brida = 0,75 pulg.

$$W_{\text{máx}} = W_{m2} = 24338 \bar{l}b$$

$$KU = 0,3$$

$$C = 0,039 \text{ pulg} = 1 \text{ mm}$$

$$h_G = 0,625 \text{ pulg.}$$

Luego según Ec.3.9.4.18:

$$t_s = 16,75 \sqrt{\frac{0,3 \times 73,2}{15000} + \frac{1,78 \times 24338 \times 0,625}{15000 \times (16,75)^3}} + 0,02$$

$$t_e = 0,72 + 0,02 = 0,74 \text{ pulg.}$$

3.9.5. BAFFLE interno en la salida del vapor de venteo de la columna de aspersion.

Para evitar que el vapor de venteo se escape directamente al condensador de venteo, se soldará un baffle (deflector) tipo anular del mismo material y espesor del tanque desgasificador.

$$D_e = 1959mm , \quad D_i = 1000mm$$
$$t_e = 7,94mm$$

3.9.6. Tapa del Manhole del desgasificador térmico.

La tapa de la brida se calcula considerando inicialmente que tiene un espesor igual al de la brida del cuello. Luego se realiza el cálculo de verificación, según fórmula de la Ref.56:

$$t_e = G \sqrt{\frac{KU.P}{S_b} + \frac{1,78xW_m x h_G}{S_b x G^3}} + C \dots\dots\dots 3.9.4.18$$

G = 20,75 pulg.

W_{m1} = carga inicial de los pernos que se requieren para asentar la empaquetadura, se toma el mayor de W_{m1} ó W_{m2} o sea

$$W_m = W_{m2} = 30150\bar{b} \quad \text{de la sección 3.9.4.1}$$

KU = factor que depende del método de unión 0,3.

C = tolerancia por corrosión 1mm. (0,039pulg)

$$h_G = 1,125 \text{ pulg.}$$

$$S_b = 15000 \bar{I}b / \text{pulg}^2$$

$$T_e = 20,75 \sqrt{\frac{0,3 \times 73,2}{15000} + \frac{1,78 \times 30150 \times 1,125}{15000 \times (20,75)^3}} = 0,91 \text{ pulg}$$

Se toma $t_e = 1 \text{ pulg} = 25 \text{ mm}$.

También la tapa (brida ciega), se considera como una placa que soporta una carga uniformemente distribuida que provoca flexión, según teoría del cálculo de tapas o fondos planos para recipientes a presión interior (Ref.57); y las recomendaciones de la referencia 58:

t_e : espesor uniforme de la placa

P : presión de diseño $73,2 \bar{I}b / \text{pulg}^2$

D_i : diámetro interior considerado, $G = 20,75 \text{ pulg}$.

La sección peligrosa al esfuerzo por flexión se supone una diametral de tamaño $G \times t_e$ y con un modulo de resistencia (Razón entre el momento de inercia y distancia desde el centro de gravedad hacia la fibra exterior de la sección de referencia):

$$WR = \frac{Gxt_2^2}{6} \dots\dots\dots 3.9.4.19$$

La fuerza que actúa sobre media placa, debido a la presión interior es:

$$F_1 = \frac{1}{2} x \frac{\pi G^2}{4} . P \dots\dots\dots 3.9.4.20$$

En los bordes, el apoyo que ofrecen las paredes del cilindro y/o brida tiene igual valor: $F_2 = F_1$

Respecto al centro de la media placa, el centro de acción de la fuerza F_1 , se localiza en:

$$Z1 = \frac{2 G}{3 \pi}$$

El centro de acción de la fuerza periférica F_2 , se localiza en:

$$Z2 = \frac{G}{\pi}$$

El brazo de palanca de la cupla existente será:

$$Z = Z_2 - Z_1 = \frac{G}{3\pi}$$

El momento flector:

$$M_f = \left(\frac{1}{2} x \frac{\pi G^2}{4} x P \right) \cdot \frac{G}{3\pi}$$

$$M_f = \frac{G^3 P}{24} \dots\dots\dots 3.9.4.21$$

$$M_f = S_b x WR \dots\dots\dots 3.9.4.22$$

Igualando:

$$t_e = \frac{G}{2} \sqrt{\frac{P}{S_b}} \dots\dots\dots 3.9.4.23$$

$$t_e = \frac{20,75}{2} \sqrt{\frac{73,2}{15000}} = 0,72 \text{ pulg.}$$

$$t_e = 0,72 + 0,039 = 0,76 \text{ pulg.}$$

Finalmente, el espesor de la tapa del manhole del desgasificador se tomará con un valor de 1 pulg. (25mm).

3.9.7. Soportes y fijadores del relleno menudo.

Los soportes son de Ángulos de 2 x 2 x ¼ pulg. Con 8 agujeros de 5/8pulg. de diámetro para fijar la malla de 1pulg. X ¼ con pernos de $\phi \frac{1}{2}$ pulg-UNC. Todos de acero inoxidable SA 240 tipo 304.

3.9.8. Tapa del Manhole del tanque de almacenamiento.

El diámetro es similar al de la brida del manhole del desgasificador, pero tiene un espesor igual a $25\text{mm} + 3,17\text{mm} = 28\text{mm}$, considerando $1/8$ pulg = 3,17mm, como tolerancia por corrosión:

$$D_e = 24,25 \text{ pulg} = 616\text{mm}$$

$$t_e = 28\text{mm}$$

3.9.9. Bases del tanque de almacenamiento.

El código ASME recomienda que para una caldera de 42pulg. de diámetro, su bases debe tener una altura mínima de 12pulg. desde la parte interior del casco al piso.

Debe estar hecha de planchas de acero estructural calidad ASTM 283, de 1/4 pulg. de espesor, dejando un buen acceso para la instalación de las tuberías de los drenajes (Ref.64).

Tratándose de un tanque fabricado con acero para caldera de 1/2 pulg. de espesor y un diámetro exterior de 84 pulg., se considera emplear plancha de acero estructural ASTM 283 o plancha de caldero ASTM 285C de 1/2 pulg de espesor. La altura mínima desde la parte interior del casco al piso $> R/3$ (Ref. 32) o sea $(84/2)/3 = 14$ pulg; luego se elige 16 pulg = 406 mm.

3.9.10. Parrilla enmallada para soporte del Relleno

La parrilla esta construida de Ángulo de 2 x 2 x 1/4 pulg., canal de 50 x 100 x 6,35 mm con agujeros para fijar la malla de 1 pulg x 1/4 pulg, con pernos de 1/2 pulg. UNC. Todos de acero inoxidable SA 240 tipo 304.

3.9.11. Soportes del tanque desgasificador

Se fabricaran 4 soportes superiores de perfil en I ala ancha de 200 x 200 x 7,94 mm de acero inoxidable SA 240 tipo 304.

También 4 soportes inferiores de acero ASTM 283 o acero ASTM 285C de

200 x 200 x 12,7 mm.

Un soporte superior se fija sobre un soporte inferior, con un perno de 1 pulg, tuerca y arandela, de acero SA-193 B6.

3.10 Eficiencia del Desgasificador Térmico

La eficiencia de desgasificación, o sea, el grado de separación del oxígeno contenido en el agua que ingresa; queda definido por la relación entre la cantidad de oxígeno separado y la cantidad de oxígeno disuelto contenido en el agua de ingreso.

Para ello es necesario conocer los siguientes parámetros calculados en la sección 3.3.1:

Cantidad de oxígeno que ingresa disuelto en el agua de reposición:

$$4,030 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

Cantidad de oxígeno que ingresa disuelto en el condensado:

$$1,299 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

Cantidad de oxígeno que sale disuelto en el agua desgasificada:

$$4,017 \times 10^{-7} \text{ kg/s}$$

Luego la eficiencia de desgasificación del agua, η , con respecto al oxígeno es:

$$\eta = \frac{\left[(4,030 \times 10^{-4} + 1,299 \times 10^{-4}) - 4,017 \times 10^{-7} \right]}{4,030 \times 10^{-4} + 1,299 \times 10^{-4}}$$

$$\eta = 99.92\%$$

Fig. 3.9.4-1

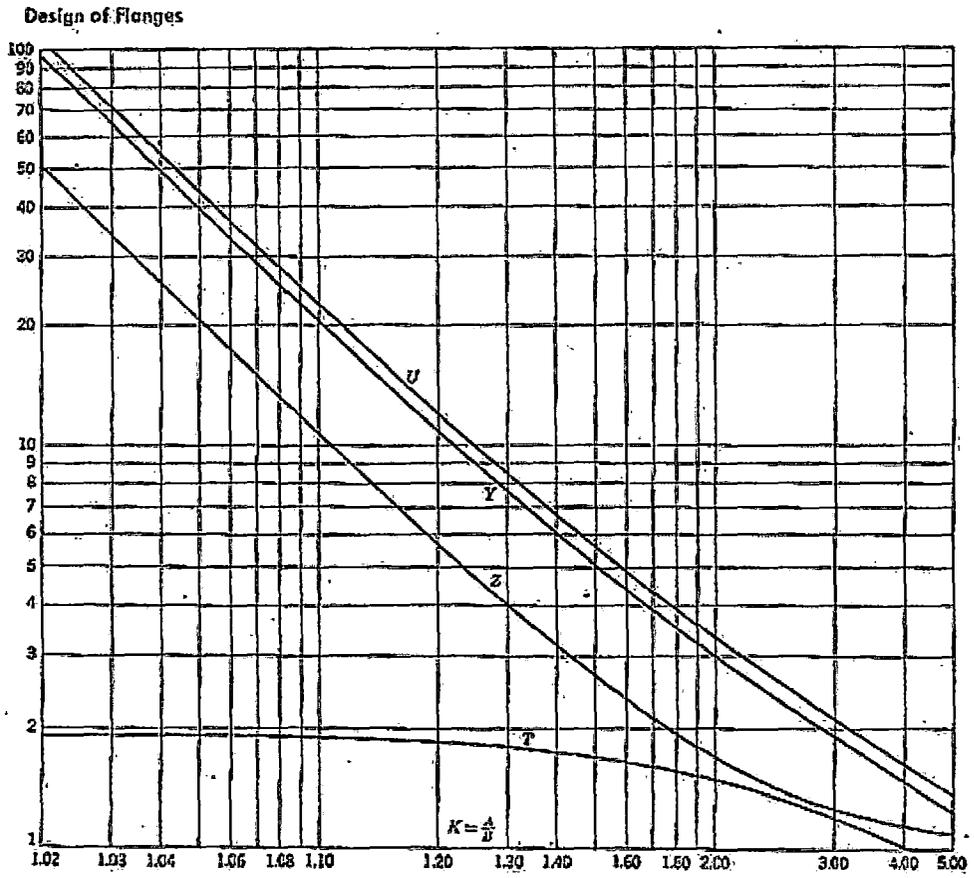


Fig. 12.22. Values of T, U, Y, and Z when $\mu = 0.3$ (188). (Courtesy of Taylor Forge and Pipe Works.)

CAPITULO IV

ESPECIFICACIONES TECNICAS Y CRITERIOS DE MANTENIMIENTO

Algunas especificaciones acerca de los materiales recomendados para los diferentes elementos del equipo desgasificador térmico y tanque de almacenamiento se han ido mencionado a lo largo del desarrollo del presente trabajo. Sin embargo, es preciso dar especificaciones en forma completa, tomando en cuenta aspectos acerca de los materiales, el conformado de los componentes con estos, las uniones soldadas y las juntas con bridas que llevan empaquetadura.

También en este capítulo se mencionan criterios de mantenimiento referidos a las partes importantes del desgasificador térmico.

4.1 Especificaciones Técnicas

TABLA 4.1: APLICACIÓN DE LOS MATERIALES DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL			
DESCRIPCION	CANT.	MATERIAL	APLICACION
PLACA	1 de 1/4x4'x8' 7 de 5/16x4'x8' 5 de 7/16x4'x8'	ASTM A -240 GRADO 304 (SA -240 GRADO 304)	TANQUE DESGASIFICADOR TERMICO.
PLACA	2 de 7/16x4'x8'	ASTM A -240 GRADO 304 (SA -240 GRADO 304)	COLECTOR DE AGUA PORTATOVERAS.
PLACA	2 de 1/4x4'x8'	ASTM A -240 GRADO 304 (SA -240 GRADO 304)	CONDENSADOR DE VENTEO, EXCEPTO LOS TUBOS.
TUBO	1 de 4" SCH80	SA -312 GRADO 304	TANQUE DESGASIFICADOR TERMICO
TUBO	1 de 4" SCH80	SA -312 GRADO 304	COLECTOR DE AGUA PORTATOVERAS
TUBO	1 de 4" SCH80	SA -312 GRADO 304	CONDENSADOR DE VENTEO, EXCEPTO LOS TUBOS
TOBERA	31	SA -182 GRADO F316	TOBERAS DE ASPERSION
TUBO SIN COSTURA	1 de 1" SCH160	SA -312 GRADO 304	CONDENSADOR DE VENTEO
TUBO SIN COSTURA	41 de 3/4" BWG16	SB -111 C2800	CONDENSADOR DE VENTEO.
PLACA	4 DE 1/2"X6"X24'	SA -285 GRADO C	TANQUE DE ALMACENAMIENTO
PLACA	1 DE 1 1/8"X4'X8'	SA -285 GRADO C	TAPA DEL MANHOLE
PLACA	1 DE 1/2"X4'X8'	SA -285 GRADO C	BASES DE LOS SOPORTES DEL TANQUE DESGASIFICADOR
PLACA	1 DE 1/2"X6"X24'	SA -285 GRADO C	SOPORTES TIPO SILLETA DEL TANQUE DESGASIFICADOR
PLACA PARA BRIDA	1 DE 1 1/2"X4'X8'	SA -181 CLASE 60 SA -182 F12, CLASE 1	BRIDAS Y TAPAS DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO
TUBO	1 de 12" SCH40	SA -106 GRADO B	TUBO BALANCEADOR
TUBO	1 de 12" SCH40	SA -106 GRADO B	TEE DEL BALANCEADOR
TUBO	1 de 6" SCH80	SA -106 GRADO B	COPLES
PLACA	4 DE 1/16"X0,5X1	ASTM B345-1060	EMPAQUETADURA

TABLA 4.1.1: MATERIALES DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL											
ESPECIFICACION	RESIST. A LA TRACCION (kpsi)	RESIST. A LA FLUENCIA Min. (kpsi)	COMPOSICION QUIMICA (%)							MATERIAL	USO
			CR	NI	AL	MN	SI	MG	OTRO		
ASTM A240 GRADO 304	73	32	27	35		<2	<1	9		ACERO INOXIDABLE	PLACA, LÁMINA, PLATINA
ASTM B241-3003	39	19	14	6		1-1,5	0,6		0,7 FE	ALUMINIO	EMPAQUE
ASTM B345-1060	39	19	9	2,5	99,6	0,03	0,25	0,03	0,35 FE	ALUMINIO	EMPAQUE
SA -105 K03504	70	36	ACERO AL CARBONO							ACERO	BRIDAS, COPLES, ETC.
SA -106 GRADO B	60	35	ACERO AL CARBONO							ACERO PARA TUBO	TEE, TUBO, COPLE
SA -181 CLASE 60 SA -182 F12, CLASE 1	60 60	30 32	1						0,5 MO	ACERO PARA BRIDAS, COPLES	BRIDAS, COPLES, ETC.
SA -182 GRADO F316	75	30	16	12					2 MO	ACERO INOXIDABLE FORJADO	TOBERA
SA -240 GRADO 304	73	32	27	35				9		ACERO INOXIDABLE	PLACA, LÁMINA, PLATINA
SA -285 GRADO C	55	-	ACERO AL CARBONO							ACERO	PLACA
SA -312 GRADO 304	75	30	18	8						ACERO PARA TUBO	TUBO SIN COSTURA
SB -111 C2800	30	28	METAL ADMIRALTY, ARSENICAL						71 CU 28 ZN	METAL MUNTZ, COBRE ARSENICAL	TUBO SIN COSTURA

TABLA 4.2 : MATERIALES DE SOLDADURA

ESPECIFICACION	RESIST. A LA TRACCION (kpsi)	LIMITE ELASTICO (kpsi)	NOMBRE/ PUNTO	AMPERAJE MINIMO/MAXIMO SEGÚN EL TAMAÑO DEL ELECTRODO				APLICACION
				1/8 "	5/32"	3/16"	1/4"	
AWS/ASME E-7018 PUNTO NARANJA	81-85	70-74	SUPERCITO/ NARANJA	90/160	110/230	160/310	230/410	CODIGO ASME SECCION IX ESPECIF.: A-1, F-4
AWS E308-15	85-93	50-57	INOX A/--	70/100	100/130	140/180	200/275	PARA SOLDAR AISI 301,302,304,308
AWS E308-16	85-93	50-57	INOX AW/--	70/100	100/130	140/180	200/275	PARA SOLDAR AISI 301,302,304,308
AWS E-6011	65-77	55-65	CELLOCORD API/AZUL	80/110	115/150	150/170	170/250	ESTRUCTURAS Y BASTIDORES PARA MAQUINARIAS
FONTARGEN AG11	4-5 KG/MM2							PARA ACERO INOX, COBRE Y ALFACIONES

TABLA 4.2.1: MATERIALES DE SOLDADURA

ESPECIFICACION	DIAMETO DEL ELECTRODO)	NUMERO DE ELECTRODOS POR KG.	CANTIDAD (KG)	USO
AWS/ASME E-7018	5/32"	19	20	
	3/16"	19	50	
AWS E308-16	5/32"	19	10	COLECTOR DE AGUA PORTATOVERAS.
	3/16"	19	15	
AWS E308-16	5/32"	19	40	TANQUE DE ALMACENAMIENTO
	3/16"	19	110	
FONTARGEN AG11	PASTA	PASTA	3	TUBOS CONDENSADOR DE VENTEO
AWS E6011	5/32"	19	3	BASES DE LOS SOPORTES DEL TANQUE
AWS E7018	3/16"	19	6	DESGASIFICADOR
AWS E6011	5/32"	19	10	SOPORTES TIPO SILLETA DEL TANQUE
AWS E7018	3/16"	19	25	DESGASIFICADOR

TABLA 4.3 : EMPAQUETADURAS					
ESPECIFICACION	TEMP./PRESION (°C) / bar	CANTIDAD	DIMENSIONES	ESPESOR (PULG)	APLICACION
LAMINA DE ASBESTO, MARCA :SEALCO, REFERENCIA 1000	500/110		PLANCHA 1,5M X 1,5 M	1/16"	Para uso industrial en servicio pesado. Se utiliza en vapor, agua, álcalis, gases, combustibles y productos químicos en general
LAMINA DE NO ASBESTO, MARCA: SEALCO, REFERENCIA 800	500/130		PLANCHA 1,5M X 1,5 M	1/16"	Diseñada para sellar condiciones extremas de presión y temperatura en vapor, derivados del petróleo, gases inertes, álcalis fuertes, etc. Aglutinada con NBR.
ALUMINIO CORRUGADO ASTM B241-3003	550/150		PLANCHA DE 1,2 M X 2.4 M.	1/16"	Vapor Saturado
ALUMINIO CORRUGADO ASTM B345-1060	550/150		PLANCHA DE 1,2 M X 2.4 M.	1/16"	Vapor Saturado

TABLA 4.4 : TORNILLOS Y TUERCAS				
ESPECIFICACION	RESIST. A LA TRACCION (kpsi)	CANTIDAD	MATERIAL	APLICACION
PERNO HEXAGONAL 1/2"-13X4", GRADO B6	125	44	ASTM A193 Grade 6	BRIDAS
TUERCA HEXAGONAL 1/2"-13X4", GRADO B6	125	44	ASTM A193 Grade 6	BRIDAS
PERNO 1/2"-13X3	125	72	ASTM A193 Grade 6	BRIDAS
PERNO 1/2"-13X5	125	20	ASTM A193 Grade 6	BRIDAS
PERNO 5/8"X3	125	16	ASTM A193 Grade 6	BRIDAS
PERNO 3/4"X3	125	8	ASTM A193 Grade 6	BRIDAS

TABLA 4.5: AISLANTES TERMICOS						
ESPECIFICACION	CONDUCTIVIDAD TERMICA k-(W / m °K)	ESPESOR (MM)	DIMENSIONES	DENSIDAD (KG/M3)	CANTIDAD	APLICACION
LANA DE VIDRIO EN MANTA	0,051	50	ROLLO DE 15M X 1,2 M	22	6 ROLLOS	AISLAMIENTO TERMICO
PLANCHA DE ALUMINIO 1/20" O MALLA GALVANIZADA 1" X 1" X 22	237	1/20"	0,5 X 1,00 M	2700	200	SOPORTE DE MANTA AISLANTE

TABLA 4.6: VÁLVULAS Y DISPOSITIVOS DE CONTROL

NOMBRE	MARCA	MODELO	TAMAÑO	CANT	APLICACION
VÁLVULA REGULADORA DE PRESION DE ACCION DIRECTA	SPENCE ENGINEERING	D50	1"	01	REGULA EL VENDEO
VÁLVULA DE SEGURIDAD	FARRIS ENGINEERING	64NA12-170	4"X6" ORIFICIO: 4,822 PULG2	01	SEGURIDAD
VÁLVULA ROMPEDORA DE VACIO	DFT VALVE	BSSV6-3"	3"	01	PROTEGER DEL VACIO AL TANQUE
INDICADOR DE NIVEL	PENBERTHY	2N6-TL-2210	½"NPT 5/8" VIDRIO	02	INDICA NIVEL
REGULADOR DE NIVEL DE AGUA	FISCHER	345-RTY	6"	01	REGULA NIVEL
MANOMETRO TIPO BOURDON	ASHCROFT 0-150 PSI	1188	DIAL:4½", RANGO: (0-50 PSI) CONEXIÓN: ½" NPT	02	MEDIR PRESION
TERMOMETRO	OMEGA500	TI500			PARA TERMOCUPLA TIPO K Y J

TABLA 4.6.1: MATERIALES DE LAS VÁLVULAS Y DISPOSITIVOS DE CONTROL

NOMBRE	MATERIALES							APLICACION
	CUERPO	VASTAGO	DISCO	ASIENTO	EMPAQ.	DIAFRAG.	RESORTE	
VÁLVULA REGULADORA DE PRESION DE ACCION DIRECTA	ASTM B61-80	ASTM B61-80	BUNA N	AISI 304	NYLATRON	BUNA N	AISI 302	REGULA EL VENTEO
VÁLVULA DE SEGURIDAD	SA-217 GR. WC6	316 S.S.	S.S. DURO	S.S. DURO	-	-	S.S.	SEGURIDAD
VÁLVULA ROMPEDORA DE VACIO	DFT VALVE	BSSV6-3"	3"					
VÁLVULA DE COMPUERTA								CONTROL DE REBOSE
INDICADOR DE NIVEL	BRONCE	-	-	-	-	-	-	
MANOMETRO DE BOURDON	S.S	-	-	-	-	-	-	MEDIR PRESION
TERMOMET.	PLASTIC Y METAL							MEDIR TEMPERATURA

- **Uniones soldadas para el tanque desgasificador térmico y tanque de almacenamiento.**

Según recomendaciones de ASME y AWS, en general todas las uniones soldadas en el casco del tanque y tapas deben ser diseñados para ser soldaduras a tope doble. Donde no se pueda, se diseñara la unión soldada a tope simple.

Luego, según Tabla UW-12 de la referencia 38 (ver Apéndice 4.1-1), para el primer caso se selecciona la junta de tipo 1 la que tiene una eficiencia de 85 %; y para el segundo caso el tipo 2 con platina curvada al reverso la que tiene una eficiencia de 80%.

En la construcción de ambos tanques, se presentan uniones soldadas de todas las categorías, según Figura UW-3 de las normas ASME de la sección VIII (referencia 38, ver Apéndice 4.1-2), estas son:

Uniones Soldadas de Categoría A

Uniones Soldadas de Categoría B

Uniones Soldadas de Categoría C

Uniones Soldadas de Categoría D.

Se debe realizar una correcta conformación y todo el tratamiento térmico de las juntas soldadas según párrafo UW-40 de la Sección VIII, normas ASME.

La preparación de las uniones, debe conseguir el perfil par los cordones longitudinales y circunferenciales de las planchas, por el método de oxicorte o plasma, y luego se deben limpiar los bordes a soldar con disco esmeril.

Se debe emplear el proceso de fabricación de rolado de las planchas para conformar las virolas de los cascos cilíndricos, y el proceso de bombeo o embutido para conformar las tapas toriesféricas, en el caso de no disponer tapas embutidas de una sola pieza. Se pueden usar tapas semiesféricas fabricadas con paños bombeados y soldados.

El proceso de soldadura en el casco y estructuras se realiza según indicaciones de los manuales de OERLIKON, referencia 68: "los aceros especiales al carbono ASTM-ASME (aceros estructurales) que se emplean comúnmente para la fabricación de calderas, puentes, recipientes y otras estructuras; todos estos aceros son fácilmente soldables tanto por soldadura manual como por el método automático"

Los códigos al respecto especifican que el metal depositado por los electrodos debe tener las propiedades según las necesidades requeridas. En el caso de emplearse la soldadura por arco manual, con los electrodos AWS: E-6011 y E-7010 se pueden soldar en todas las posiciones. Para soldar en posición plana a alta velocidad en bisel profundo, uniones soldadas de calidad se consiguen con el E-6027 a los más bajos costos.

El número de capas de una pasada de las uniones soldadas por arco manual se recomienda de 3 a 4, pudiendo estar compuesto la última capa de 2

pasadas, las pasadas se depositan alternadas primero de un lado y luego del otro para controlar mejor la distorsión (ver tablas de la citada referencia).

La soldadura recomendada es:

Electrodo AWS-E 6011, DIAM. 5/32"

Electrodo AWS-E 308-16, DIAM. 3/16"

Electrodo AWS-E 6027, DIAM. 3/16"

Electrodo AWS-E 7018, DIAM. 3/16"

El control de calidad recomendado puede ser:

La prueba de ultrasonido, visual con tintes penetrantes o partículas magnéticas o inspección radiográfica si es necesario.

Se recomienda efectuar tratamiento térmico sobre todo al conjunto soldado, ya que según el párrafo UW-2 "Cuando los tanques son fabricados de acero al carbono o acero de baja aleación, tales tanques serán tratados térmicamente posterior a la soldadura".

También según el párrafo UW-10: "Los tanques a presión y las partes de estos deberán ser tratados térmicamente posterior a la soldadura tal como esta indicado en el párrafo UW-40. El tratamiento térmico que se requiere es el recocido para eliminar tensiones.

La prueba hidrostática se debe realizar a una presión de prueba de 110 psi durante 30 segundos como mínimo según recomendaciones de la ASME y de acuerdo a las condiciones que se indican como ejemplo, ver Apéndice 4.1-3

El marcado del recipiente debe ser con el símbolo U de la norma ASME, figura UG-118, ver Apéndice 4.1-5.

Los trabajos de acabado y aislamiento consisten en el arenado, pintado anticorrosivo, pintado con esmalte y finalmente lana de vidrio para el aislamiento térmico.

La certificación de la fabricación e inspección de la soldadura debe ser de acuerdo al formato U-1 o U-1A del código ASME, sección VIII, firmado por el fabricante e inspector.

A continuación se dan las especificaciones de las uniones soldadas que se requieren para la fabricación del conjunto desgasificador-tanque de almacenamiento:

- 1) Unión soldada: tapa superior del desgasificador - cuello de la brida para el colector de agua porta-toberas.

Pertenece a la categoría D, debe realizarse una soldadura de penetración profunda que se extiende a través del espesor de la pared de la tapa del desgasificador.

La preparación de la junta debe ser con borde semi "V" (bisel simple), soldada por un lado. Los detalles de preparación de la junta y

la soldadura se deben efectuar según AWS-API-ASME. El detalle final de la soldadura aparece en el plano de despiece.

- 2) Unión soldada: cuello de la tapa de acceso al tanque desgasificador manhole.

Se puede catalogar como que pertenece a la categoría "D", debe realizarse una soldadura de penetración profunda que se extiende a través del espesor de la pared del tanque desgasificador. La preparación de la junta será con borde en semi "V" (bisel simple), soldadura por un lado. Los detalles de preparación de la junta y soldadura se debe efectuar según el caso anterior.

- 3) Unión soldada: tubo de entrada de vapor de calefacción y venteo – tanque desgasificador.

Esta unión pertenece a la categoría "D", debe realizarse una soldadura de penetración profunda que se extiende a través de del espesor de la pared del tanque desgasificador. La preparación de la junta será con borde en semi "V" (bisel simple), soldadura por un lado. Se aplicará un anillo de refuerzo, según especificación ASME (Ref. 38).

- 4) Unión soldada: Cuello de manhole – tapa del tanque de almacenamiento.

Pertenece a la categoría "D", la soldadura deberá ser de penetración profunda que se extiende a través del espesor de la pared de la tapa del tanque de almacenamiento. Se le aplicará un anillo de refuerzo, según recomendaciones que se indican en los párrafos de la referencia 31:

UG- 76, UW-15, UW-16, Fig. UW-16.1, UG-37, UG-40, UG-41, UG-82, UW-14, UA-280.

- 5) Unión soldada: Cuello soporte para el tanque desgasificador-tanque de almacenamiento.

Pertenece a la categoría "D", la soldadura deberá ser de penetración profunda que se extiende a través del espesor de la pared del tanque de almacenamiento. Esta unión requiere un anillo de refuerzo, porque en el párrafo 32.11.1, se indica que los requisitos de refuerzo se aplican a aberturas que no exceden de las siguientes dimensiones: Para envolturas de 1525 mm (60 pulg) de diámetro o menos, 1/2 del diámetro de la envoltura, pero no sobre 508 mm (20 pulg). Para envolturas sobre 1525 mm (60 pulg) de diámetro, 1/3 del diámetro de la envoltura pero no sobre 1016 mm (40 pulg). Ver Detalle A de la Fig. UW-16.1 de la Ref. 38, ver Apéndice 4.1-6.

- 6) Unión Soldada: Tapa superior del desgasificador-casco cilíndrico

Pertenece a la categoría "A", la soldadura deberá ser de penetración profunda que se extiende a través del espesor de las paredes de la tapa y del tanque desgasificador, Ver plano de despiece (fabricación).

Esta unión circunferencial soldada se efectuará según los párrafos: UW-3, UW-33 y UW-35 de la Ref. 38.

Se le aplicará una platina de respaldo removible.

- 7) Unión Soldada: Tapas-Tanque de almacenamiento.

Pertenece a la categoría "A" según Fig. UW-3 (Ref. 38), ver Apéndice 11.1-2. La soldadura deberá ser de penetración profunda que se extiende a través del espesor de las paredes de las tapas y del tanque de almacenamiento. Necesita platina de respaldo removible, según las dimensiones se puede sacar esta y rellenar la raíz del cordón de soldadura.

8) Unión Soldada: Brida del Colector-casco cilíndrico.

Pertenece a la categoría "C". Luego según el párrafo UW-2 del código ASME (Ref. 38): Todas las juntas de categoría "C" deben de ser soldaduras de penetración total que se extiende a través de la sección entera de la junta.

La preparación y la sección del cordón de soldadura se deben efectuar, según especificaciones del código ASME conforme al tipo 8 de la figura 12.24 (ver apéndice 3.9.4-1) , según lo anterior el espesor mínimo del cordón sería:

$$0.7 \times t_e \text{ mínimo} = 0,7 \times 11,1 = 8 \text{ mm.}$$

9) Unión soldada: Brida la tapa de acceso (Manhole) – Cuello.

Con especificación igual que el anterior

10) Unión soldada: Brida del tanque desgasificador – Casco cilíndrico del tanque.

Con especificación igual que el anterior

11) Unión soldada: Brida-Cuello soporte para el tanque desgasificador.

Con especificación similar al el anterior, pero con un espesor mínimo del cordón: $0,7 \times 9,5 = 6,6 \cong 7 \text{ mm.}$

12) Unión soldada: Brida-Cuello del manhole.

Con especificación similar a la anterior.

13) Unión soldada: Cilindro del colector de agua portatoberas – tapa bombeada portatoberas.

Con especificación similar al caso 7.

14) Uniones soldadas en los Soportes Tipo caballetes.

Los componentes del caballete se soldarán mediante uniones en “T” con cordones tipo filete (angular) doble con ancho mínimo de cordón de soldadura de 6,35 mm. La deposición de los cordones será en forma discontinua (intermitente).

15) Uniones soldadas: Soporte en general –tanques.

Estas uniones se efectuarán conforme indican los párrafos: UG-6, UG-54, UG-82 y el Apéndice G del código ASME.

16) Las uniones soldadas longitudinales de las virolas de los tanques, se realizaran conforme se indica en los párrafos: UW-3, UW-9, UW-33 y UW-35 de la referencia 38. Las uniones longitudinales son de la categoría “A”

- **Especificaciones del aislante térmico del desgasificador**

Para el aislamiento térmico de superficies planas o curvadas se emplean acolchonamientos de lana de vidrio o lana mineral. Par superficies de forma irregular se aíslan por medio de tablillas o cemento plástico aislante ligados (asbesto, fibras minerales y refractarios con mezcla de arcilla y silicato de calcio).

El material que se especifica para el aislamiento térmico es el más común para el caso de aislamientos a las temperaturas de vapor

El calentador desgasificador y todo el equipo que almacena y transporta agua caliente o vapor deben quedar bien aislados para evitar la condensación del vapor y pérdida del calor. Las conexiones para muestreos y los nipples y conexiones para termómetros y manómetros no deben estar cubiertos.

4.2 Criterios de Mantenimiento:

Para garantizar un mantenimiento apropiado que asegure un máximo de tiempo de operación del equipo desgasificador, a un costo mínimo y en condiciones óptimas de seguridad para el personal de operaciones y mantenimiento; se recomienda emplear el mantenimiento programado en forma ordenada, uniforme y continua, el que debe consistir en un programa de inspección, cuidado y reparación del equipo desgasificador térmico.

Este es un mantenimiento preventivo, que permite analizar los pasos futuros y también estudiar los puntos débiles del equipo para lograr con ello su rediseño o reubicación. Se trata pues de un buen mantenimiento que se deba practicar con medidas preventivas, el cual debe asegurar un mínimo de tiempo en paros no previstos, un máximo de tiempo de funcionamiento productivo eficiente para el equipo y el proceso de producción de agua desgasificada, larga vida del equipo y una reducción del costo real de producción.

Un hecho importante que se debe considerar para la planificación del mantenimiento, es el uso del equipo, o sea, carga necesaria, conservación y cuidado.

Si los operarios sobrecargan el equipo, si no se les ha instruido bien o no se les controla y si la conservación diaria es inadecuada o no se verifica, los encargados de mantenimiento estarán innecesariamente sobrecargados en el trabajo.. la probabilidad del paro aumentará y causará problemas tanto en la producción como en el mantenimiento.

Tomando en cuenta lo anterior, se proporciona las instrucciones precisas para el correcto uso del equipo desde su puesta en funcionamiento:

1. El período de iniciación debe ser cuidadosamente planeado de modo que el desperdicio del agua y vapor al desague no sobrecargue inmediatamente las facilidades existentes, tales como bombas, motores, calentadores, etc.
2. Se lavarán todas las líneas conductoras y tanques con agua hasta que no quede ninguna materia extraña ni oxidación.
3. Revisar el funcionamiento de las toberas rociadoras.
4. Accionar manualmente cada uno de los controles siguientes para asegurarse que trabajan libremente:
 - a) Control del equipo de entrada de agua y nivel de agua, tanto la válvula como el brazo de palanca del flotador.

- b) El control del equipo de nivel de derrames de agua, tanto de la válvula como del brazo de palanca del flotador; si se emplea de este tipo; o llenar el cierre del rebosamiento con agua; si se emplea el otro equipo.
 - c) Control de la válvula de seguridad
 - d) Control de la válvula interruptora de vacío.
5. Abrir la válvula respiradora del condensador de venteo a la atmósfera en forma muy amplia.
 6. Abrir la válvula interruptora de vacío.
 7. Cerrar las válvulas que permiten la salida del agua, desde el tanque de almacenamiento del desgasificador a las bombas de alimentación de las calderas.
 8. Comenzar el paso del agua de reposición obturando la válvula de compuerta que se encuentra mas alejada de la válvula de entrada de agua y controladora de nivel. Lentamente aumentar el paso del agua entre el 50 % hasta el 60 % del caudal requerido.
 9. Abrir la válvula de entrada de vapor al tanque, muy lentamente. Posiblemente ocurra alguna dificultad y ruido pero esto no es de mucha importancia. Revisar el manómetro de la línea del vapor que se encuentra más adelante del desgasificador y asegurarse absolutamente que hay siempre disponible la presión de vapor requerida. Si el suministro de vapor es insuficiente, conectar otra fuente de vapor tal como vapor vivo con válvula reductora y escape adecuado.

10. Permitir el llenado de agua a manera de purga de modo que escape la mayor parte del aire del tanque, aumentando el paso del vapor a medida que el agua se aproxima al nivel de funcionamiento.

Es importante llenar el tanque en gran parte con vapor, luego rociar el agua fría que se sepa inunda todo el tanque por el vacío repentino creado debido a la rápida condensación. Normalmente la válvula interruptora de vacío abierta o la válvula de gases de venteo abierta, aliviará esta condición pero se debe tener en cuenta la correspondiente precaución.

11. A medida que el agua llega al nivel de funcionamiento, revisar la ubicación y funcionamiento del control del nivel de entrada. Como una aproximación, la válvula debe ser puesta al 50 % o 70 % del nivel de funcionamiento, antes de hacer reajustes más finos. Posteriormente en forma manual.

12. Abrir la válvula de entrada de agua en forma manual y permitir que el agua continúe ingresando hasta que empiece a rebosar. Revisar el nivel de funcionamiento de la válvula de rebosamiento o al cierre del circuito de rebose.

13. Entonces una cantidad considerable de vapor debe salir de la descarga de la válvula interruptora de vacío o del tubo de descarga de gases de venteo.

14. Quitar el sujetador que mantiene abierta la válvula interruptora de vacío, asegurándose de que cierra bien apretado. El escape de vapor puede ser debido a la presencia de materias extrañas en el asentamiento.

15. Comenzar a obturar la válvula de gases de venteo hasta que solamente un débil escape de vapor se vea saliendo de la cañería de descarga.

16. Revisar la temperatura en el espacio de vapor de la sección primaria precalentadora, que debe elevarse hasta dentro de 2 °F (1°C) de la temperatura de saturación del vapor a la presión que existe en el tanque desgasificador. Una temperatura baja puede indicar que bolsas de aire no han sido purgadas todavía. Si eso ocurre, abrir bien la válvula del vapor. Abrir la válvula del tubo de escape de los gases de venteo lo mas que se pueda y mantenerla así durante unos pocos segundos. Luego obturar de nuevo para forzar dichas bolsas de aire a la atmósfera.
17. Manteniendo la válvula de vapor bien abierta, cerrar la válvula de entrada manual, de tal modo, que el agua de reposición de entrada al desgasificador pase únicamente por la válvula controladora de nivel.
18. Abrir la válvula de salida del agua desgasificada del tanque para que escurra lentamente, dejando que gradualmente aumente hasta 50 % del caudal nominal establecido.
19. Mantener controlado la temperatura del agua de tal modo que se eleve hasta dentro de 2 °F (1°C) de la temperatura de saturación del vapor a la presión que existe en el tanque desgasificador.
20. Realizar reajustes mas precisos hasta aproximarse a los parámetros de funcionamiento establecidos para el desgasificador del presente trabajo. Analizar el agua desgasificada para comprobar que la concentración de oxígeno es la deseada. El equipo desgasificador estará entonces listo para el servicio.

El mantenimiento del equipo desgasificador es de gran importancia. Luego se considerarán las siguientes acciones a realizar:

1) Controlar la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor a la presión de operación del desgasificador térmico y la temperatura de salida del agua desaerada de tal modo que esta diferencia se encuentre comprendida entre 0 – 2°F (0 – 1°C) con esta acción se controla la eficiencia del desgasificador. Esto debe realizarse diariamente.

2) Tomar muestras del agua desgasificada, analizarlas para determinar la concentración de O₂ que existe en esta y anotar el resultado. Esta acción debe realizarse diariamente.

3) Ajustar y regular la válvula de obturación del tubo de gases de venteo. Esta acción debe realizarse diariamente.

4) Inspeccionar las empaquetaduras de las juntas embridadas a intervalos regulares, al menos una vez por semana, ya que de encontrarse fallas en estas se producirán fugas de vapor o agua, también es de esperarse que aire ingrese al equipo; lo que haría disminuir la eficiencia del desgasificador térmico y humedecer la zona en cuestión y aumentar la carga de trabajo de limpieza.

5) Limpieza y verificación de las mirillas de las cámaras de flotador de los controles de los niveles del agua y del rebose. Esta acción debe realizarse al menos cada quince días.

6) Inspección y limpieza del relleno y la parte colectora de vapor de venteo y gases. Esta acción debe realizarse en forma semestral (cada 6 meses).

7) Inspección, limpieza y verificación de las toberas rociadoras y la caja colectora de agua de rociado. Esta acción debe realizarse en forma semestral (cada 6 meses).

8) Comprobación y calibración de la válvula de seguridad. Esta acción debe realizarse en forma semestral (cada 6 meses).

9) Comprobación y ajuste de la válvula interruptora de vacío. Esta acción debe realizarse en forma semestral (cada 6 meses).

El mantenimiento del condensador de venteo es también importante pues actúa en todo momento para que el equipo desgasificador logre su objetivo. Tomando en cuenta esto, se dan a continuación las siguientes acciones a realizar:

1. Controlar la temperatura del agua de salida del condensador semanalmente, para asegurarse que no sobrepase de 45 °C (113°F). Si sobrepasa puede ocurrir grana cantidad de escamas en las superficies de contacto para el calentamiento. Esto puede ocurrir cuando el equipo funciona durante largos períodos a proporciones de paso de agua muy bajos.
2. Revisión de la limpieza de los tubos del condensador de venteo, en forma indirecta, anotando la diferencia de lecturas de los termómetros en el equipo de entrada de agua al condensador de venteo y en el de salida de este. Si la diferencia entre las dos lecturas de los termómetros ha disminuido en 25 % los tubos deben ser limpiados.

3. Regular las condiciones de funcionamiento del condensador de venteo, para que sean iguales a las condiciones de prueba originales, cada tres meses.
4. Limpieza del haz de tubos del condensador de venteo cada seis meses.
5. Durante la operación se deben reducir las fluctuaciones y esfuerzos térmicos.
6. Realizar un examen de partículas magnéticas fluorescentes después de un servicio máximo de 4 años, en las superficies internas sometidas a concentraciones de esfuerzos. Preparar la superficie apropiadamente y examinar las siguientes áreas:
 - 100 % de áreas sometidas a concentración de esfuerzos
 - Soldadura cercana a soportes.
 - Superficies soldadas externas e internas.
 - Aberturas, uniones soldadas en T (100 %)
 - 50 % de la longitud de costura soldada.
7. Las reparaciones de soldaduras deberán ser chequeadas después de 1 a 2 años de operación.

CAPITULO V

COSTO DIRECTO DE FABRICACION

En el presente capítulo, se determinan los costos directos de fabricación de los componentes principales del equipo desgasificador térmico y del tanque de almacenamiento de agua desgasificada; con el fin de estimar el costo directo de fabricación del producto.

Los costos indirectos de fabricación no se toman en cuenta, ya que dependen del tipo y capacidad de la fábrica.

El costo de la mano de obra directa toma en cuenta también el uso de las máquinas, equipos y herramientas. Dicho costo se ha estimado considerando procesos de fabricación convencionales que se emplean en la producción a pequeña o mediana escala.

A continuación se presenta el listado de las piezas principales, donde se indica el resultado de este análisis.

TABLA DE COSTOS DE FABRICACION

CODIGO	CANT.	DESCRIPCION	MATERIAL	COSTO DIRECTO DE FABRICACION (\$)
CONJUNTO 01: CONDENSADOR DE VENTEO				
01-01	01	Condensador de Venteo	AISI 304 y tubos de cobre	12980.00
01-23	01	Tubería de venteo	SA-312 TIPO 304	1500.00
SUB-TOTAL CONJUNTO 01				14480.00
CONJUNTO 02 : TANQUE DESGASIFICADOR TERMICO				
02-02	01	Tapa tipo ASME, bombeada, rebordeada y perforada.	SA-240 GRADO 304	2500.00
02-03	01	Casco cilíndrico del Desgasificador Térmico	SA-240 GRADO 304	13000.00
02-04	01	Tapa tipo ASME, bombeada, rebordeada y perforada	SA-240 GRADO 304	4300.00
02-05	01	Colector de Agua portatoberas, embridado, con 31 perforaciones radiales roscadas	SA-240 GRADO 304	3200.00
02-06	31	Toberas de aspersion tipo "Spiral Jet" : 3/8" BSJ-SS-50-07, Marca: Spraying Systems	AISI 316	4215.79
02-07	01	Deflector del vapor de venteo	SA-240 GRADO 304	2800.00
02-08	01	Soporte superior y malla fijadora del relleno	SA-240 GRADO 304	2500.00
02-09	01	Relleno de anillos Raschig de 2"	AISI 304	24400.00
02-10	01	Soporte inferior y malla de retén del relleno	SA-240 GRADO 304	4500.00
02-11	01	Tubo embridado distribuidor de vapor	SA-312 TIPO 304	1800.00
02-12	01	Tubo embridado de Balance y toma de vapor	SA-106GRADO B	2200.00
02-13	04	Soportes del Tanque Desgasificador Térmico	SA-240 GRADO 304	2200.00
02-14	01	Manguera flexible entre el Condensador de Venteo y el Colector de Agua portatoberas.	AISI 304 / TEFLON	2400.00
02-15	01	Tapa del Manhole del Tanque Desgasificador	SA-240 GRADO 304	1400.00
SUB-TOTAL CONJUNTO 02				71415.79

TABLA DE COSTOS DE FABRICACION

CODIGO	CANT.	DESCRIPCION	MATERIAL	COSTO DIRECTO DE FABRICACION (\$)
CONJUNTO 03 :TANQUE DE ALMACENAMIENTO				
03-16	01	Casco Cilíndrico del Tanque de Almacenamiento	SA-285-C	5600.00
03-17	01	Tapa tipo ASME, bombeada, rebordeada y perforada	SA-285-C	2800.00
03-18	02	Soporte tipo caballete (silleta) del Tanque de almacenamiento, deslizable	SA-285-C	3700.00
03-19	04	Base del Soporte del Tanque Desgasificador	SA-285-C	1900.00
03-20	01	Tapa tipo ASME, bombeada, rebordeada y perforada, con Manhole	SA-285-C	2800.00
03-21	01	Tapa del Manhole	SA-285-C	1500.00
03-22	02	Soporte tipo caballete (silleta) del Tanque de almacenamiento, fija	SA-285-C	3800.00
SUB-TOTAL CONJUNTO 03				22100.00
OTROS ELEMENTOS DE UNION Y TRABAJOS DE ENSAMBLE, PINTADO Y AISLAMIENTO.				5600.00
OTROS ACCESORIOS, COMPONENTES E INSTRUMENTOS.				8000.00
COSTO TOTAL DE FABRICACION				121595.79

-421 -

CONCLUSIONES

Se ha concluído con el desarrollo de los cinco capítulos que conforman la presente tesis, a continuación se señalarán las conclusiones y recomendaciones necesarias.

Conclusiones

1. El Desarrollo del presente trabajo ha servido para formular un método de diseño que debe ser usado para un aparato térmico de este tipo; y consta de los siguientes pasos:
 - a. Definición y determinación precisa de las funciones que debe cumplir el aparato.
 - b. Elaboración de esquemas mecánicos - térmicos que cumplan con las funciones solicitadas fijando parámetros de operación requeridos, y tomando otros que son recomendados y comunes en el funcionamiento de otros aparatos similares.
 - c. Cálculo o estimado simplificado de los elementos principales de las secciones de funcionamiento establecidas en el paso anterior, para conocer sus dimensiones.
 - d. Efectuar un diseño preliminar del aparato, considerando las dimensiones obtenidas en el paso anterior, limitaciones de espacio, limitaciones de flujo, balance térmico y condiciones de operación establecidas.

- e. Cálculos e iteraciones de transferencia de calor y de masa, comprobándolos con las dimensiones preliminares, balance térmico y condiciones de operaciones establecidas.
- f. Cálculos de resistencia de esfuerzos de los componentes principales del equipo desgasificador térmico y del tanque de almacenamiento.
- g. Ubicación de las conexiones de entrada y salida de flujos, así como de aquellas conexiones destinadas para los dispositivos de control de flujo, temperatura y presión.
- h. Ubicación de los elementos de acceso para inspección y/o mantenimiento.
- i. Elaboración de los planos del diseño definitivo tomando en cuenta los resultados obtenidos en los pasos anteriores.

Los pasos d, e, e i se trasladan para satisfacer los resultados de los cálculos con materiales disponibles en el mercado (características, formas y tamaños disponibles), procesos de manufactura y especificaciones ASME, ASTM, ANSI, DIN, API, TEMA, AWS, HEI, etc.

La experiencia en la aplicación de este proceso, elimina rápidamente la incertidumbre referente a las dimensiones, formas, ubicaciones, materiales, etc. de cada componente del aparato. Todo esto hace que la iteración de los cálculos se reduzca notablemente.

- 2. "HEI" DEAERATORS STANDARDS AND TYPICAL ESPECIFICATIONS Y EL "ASME " BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE, SECCION VIII, DIVISION (UNFIRED PRESSURE VESSEL CODE), han demostrado ser valiosas fuentes de consulta para relizar el diseño del desgasificador térmico. Sus normas y

especificaciones garantizan idoneidad en el cálculo y diseño y sobre todo garantía en la operación confiable y eficiente de las partes que conforman la unidad.

Las fórmulas desarrolladas por la "ASME" y "HEI", son similares a las de los libros especializados en cada tema, pero estas son ajustadas mediante factores adecuados y la adición o sustracción de apropiadas expresiones que son resultados de la práctica de años de diseño y operación de modo que se tengan cada vez más, conforme pasan los años, resultados operativos más confiables.

Los materiales que se han especificado para los diferentes componentes del desgasificador son los que se encuentran disponibles en el mercado globalizado, y son de composiciones iguales o semejantes a las de los materiales especificados y recomendados por las normas pertinentes.

3. En cuanto a los cálculos termodinámicos, de propiedades físicas y transferencia de calor, están muy cercanos cuando se comparan con los que presentan las publicaciones especializadas, como los que se indican en las revistas Power, ASME POWER TEST CODE FOR DEARATORS, Manual del Ingeniero Químico , PERRY 5^{ta} edición. Por ejemplo el cálculo de la concentración de oxígeno en el agua y en el vapor dentro del aparato es similar a los precisados en ciertos gráficos que presentan las referencias anteriores. Esto es importante, ya que las consideraciones y cálculos realizados, demuestran coherencia y acercamiento a situaciones reales.
4. Para los cálculos de los componentes del equipo desgasificador térmico, se presentaron dificultades por la poca información disponible en nuestro medio.

Se tomó en cuenta información de antiguas formas constructivas, y también las construcciones actuales según HEI y fabricantes especializados. Se han tomado en cuenta procedimientos de cálculo para situaciones semejantes a las del presente trabajo, considerando resultados de ensayo de este tipo de aparato. Se han obtenido dimensiones de las partes que concuerdan con las que aparecen en los planos que presentan los fabricantes en sus catálogos de información.

Claro, es conveniente comprobar la validez de dichos resultados, mediante ensayos en el laboratorio, estos resultan muy costosos y las empresas que se dediquen a su fabricación deben tener instalado un Banco de Pruebas. No obstante, hay confianza que las suposiciones hechas y los resultados obtenidos se acercan razonablemente a los que la realidad demanda, tanto por un cuidadoso manejo de los parámetros y correlaciones, y también por la experiencia adquirida en las observaciones del comportamiento de este equipo.

Luego, se concluye que solo efectuando abundante trabajo de investigación adecuada a las características de los equipos similares a las del presente trabajo, se puede disponer de un especializado y confiable banco de información tecnológica. Claro, esto requiere una inversión que depende de un marco legal y también de un permanente y creciente desarrollo del mercado energético nacional, y sobre todo en estos años los inversionistas privados que están muy interesados en la producción de energía y el aprovechamiento de esta y sobre todo en el sector específico de generadores de vapor y equipos de protección.

5. En lo que se refiere a equipos especializados, tales como las toberas de aspersión, anillos Raschig, instrumentos y sistemas de control, el diseño de los mismos lo realizan las empresas especializadas que existen en el mundo, y que dedican exclusivamente su tecnología e investigación científica en desarrollar estos. Como ejemplo se tiene "Spraying Systems Co.", empresa norteamericana que solo se dedica al diseño y fabricación de toberas aspersoras y accesorios para sistemas industriales., esta empresa cuenta por lo tanto con tecnología de alto nivel, por lo que resultaría iluso desarrollar en este tesis un diseño completo de aquellas unidades especializadas. Esto también sucede con los anillos Raschig que lo fabrica "Raschig GMBH", por ejemplo. Los Instrumentos de medición de Temperatura y Presión de la marca "Dwyer", los Sistemas de Control de la marca "McDonell".

Sin embargo es importante señalar correctamente la técnica de su operación y los parámetros necesarios suficientes para la selección respectiva.

6. En las secciones correspondientes a los cálculos de transferencia de calor y masa y el de diseño mecánico. Se pretende en el desarrollo de la tesis considerar convenientemente aquellos temas que deben ser desarrollados detalladamente y aquellos que solo implican la selección de equipos y/o accesorios. Esta situación en los cálculos hace que los resultados reflejen realidades operativas de acuerdo con el mercado nacional e internacional de las partes, accesorios y materias primas.

7. Se observa que el costo de fabricación estimado del equipo desgasificador térmico es de 121595,79.00 DÓLARES AMERICANOS, monto que es financiable bajo las reglas de tipo financiero actual, utilizando por ejemplo las

el contexto de un mercado global. El plazo de fabricación y montaje de sus partes es de 2 meses. Esta inversión inicial se recupera al disminuir los gastos de mantenimiento y reparación del generador de vapor y planta de vapor en general, que depende del agua calentada y desgasificada.

Recomendaciones

- 1.** Es necesario emplear el HEI STANDARDS AND SPECIFICATIONS, el ASME UNFIRED PRESSURE VESSEL CODE, cuando se proyecten desgasificadores térmicos similares al del presente trabajo. La facultad debe promover la utilización de estos manuales en los cursos de la especialidad que se refieren al diseño de intercambiadores de calor, tanques a presión y otros aparatos térmicos de separación.
- 2.** Este trabajo se puede emplear como herramienta de consulta para poder diseñar desgasificadores térmicos u otros aparatos similares, más modernos y más compactos para poder separar el oxígeno y otros gases del agua de alimentación para calderas.
- 3.** Dada la deficitaria coyuntura energética nacional, sobre todo referente a la energía térmica que en muchos casos depende de generadores de vapor y la gran cantidad de vapor que se pierde al medio ambiente, lo que significa una pérdida de eficiencia térmica; sería conveniente emplear este vapor para el calentamiento del agua de alimentación a calderas y separar los gases que se encuentran disueltos en ella en el desgasificador térmico; y sobre todo

recomendar el empleo de un equipo desgasificador térmico para generadores con capacidad superior a 33000 lb/h.

BIBLIOGRAFIA

- ABBOTT MICHAEL M.-VANNESSS HENDRICK C. TERMODINAMICA
- AGUILAR RODRIGUEZ MARTINIANO. CRITERIOS DE DISEÑO DE PLANTAS TERMoeLECTRICAS. PRIMERA EDICION. ED. LIMUSA S.A., MEJICO 1981. ISBN 968-18-1275-1. 380 PAGINAS.
- ALONSO MARCELO FISICA TOMO II.
- AMERICAN BUREAU OF SHIPPING. RULES FOR BUILDING AND CLASSING STEEL VESSELS. PRINTED BY R.R. DONNELLEY AND SONS COMPANY, CHICAGO, 1971. 697 PAGINAS.
- ARANDA TOLEDO, MARCO ANTONIO – TESIS PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO “CALCULO TERMICO, DISEÑO MECANICO E INSTALACION DE UNA CALDERA ACUOTUBULAR PARA LA PLANTA TERMICA DE HIERRO PERU” – LIMA-PERU, 1992 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA-FIM
- ASHRAE (AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, INC.). HANDBOOK 1981.
- ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE, AN AMERICAN NATIONAL STANDARD, SECTION VIII. RULES FOR CONSTRUCTION OF PRESSURE VESSELS, DIVISION 1. 2001 EDITION.
- ASME CODE FOR PRESSURE PIPING, B31 AN AMERICAN NATIONAL STANDARD, CHEMICAL PLANT AND PETROLEUM REFINERY PIPING. ANSI/ASME B31. 3-1984 EDITION, NEW YORK 10017. 246 PAGES.
- BAEHR, TRATADO MODERNO DE TERMODINAMICA
- BAUMEISTER THEODORE AND MARKS. STANDARD HANDBOOK FOR MECHANICAL ENGINEERS. SETIMA EDICION, Mc GRAW HILL BOOK COMPANY, NEW YORK, 1967. 2350 PAGINAS.
- BIBLIOTECA AGRICOLA AEDOS-EL RIEGO, PLANIFICACION Y PRACTICAS.
- BROWNELL LLOYD E.-EDWIN H. YOUNG. PROCESOS EQUIPMENT DESIGN-VESSEL DESIGN. NEW YORK, JOHN WILEY AND SONS, INC., 1959, ISBN 0 471 113190. 352 PAGINAS.
- CHUSE ROBERT- UNFIRED PRESSURE VESSELS – THE ASME CODE SIMPLIFIED.
- DEGREMONT GILBERT. MANUAL TECNICO DEL AGUA. ED. SOCIETE DEGREMONT, FRANCIA, 1973. ISBN 84-400-6039-4. 1142 PAGINAS.
- FAIRES VIRGIL M. THERMODINAMICS.
- FOUST A.S. WENZEL LEONARD A. PRINCIPIOS DE OPERACIONES UNITARIAS. PRIMERA EDICION EN ESPAÑOL. ED. CÉCSA 1985

MEJICO, AUTORIZADO POR JOHN WILEY AND SONS INC., 704 PAGINAS.

- GREENE RICHARD W – SELECCION, USO Y MANTENIMIENTO DE VALVULAS.
- GREGORIG ROMANO. ENCICLOPEDIA DE LA TECNOLOGIA QUIMICA, TOMO 2, INTERCAMBIADORES DE CALOR. ED. URMO, BILBAO ESPAÑA, 1968. 566 PAGINAS.
- GONZALES DEL TANAGO JOSE. TRANSMISION DE CALOR E INSTALACIONES DE INTERCAMBIO TERMICO EMPLEADAS EN LA INGENIERIA QUIMICA.
- GAFFERT, G.A. CENTRALES DE VAPOR. ED. BARCELONA REVERTÉ S.A. 1954, 593 PAGES.
- HEAT EXCHANGER INSTITUTE- STANDARDS AND TYPICAL SPECIFICATIONS FOR TRAY TYPE DEAERATORS. SEVENTH EDITION.
- HICKS. TYLER G. MANUEL PRACTICO DE CALCULOS DE INGENIERIA. ED. REVERTE S.A., ESPAÑA, 1981. ISBN – 84-291-4835-3. 1264 PAGES.
- HORI ASANO JUAN J. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS.
- JEFFERSON TED B. THE WELDING ENCYCLOPEDIA. EDICION 17, ED. MONTICELLO BOOKS INC, MORTON GROVE, ILLINOIS U.S.A., 1974. 1047 PAGES.
- KARLEKAR B.V.-DESMOND R.M. TRANSFERENCIA DE CALOR. SEGUNDA EDICION, PRIMERA EDICION EN ESPAÑOL, ED. INTERAMERICANA S.A. DE C.V., MEJICO, D.F. 1985. ISBN 968-25-0895-9. 794 PAGES.
- KEMMER FRANK N - Mc CALLION JOHN, NALCO CHEMICAL COMPANY. MANUAL DEL AGUA – SU NATURALEZA, TRATAMIENTOS Y APLICACIONES. ED. Mc RAW HILL BOOK CO., U.S.A. 19. ISBN 0-07-045868-5. 600 PAGES.
- KERN DONALD Q. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. EDF. CONTINENTAL S.A. MEJICO, 1974, AUTORIZADA POR Mc GRAW-HILL CO. INC. N.Y. 980 PAGES.
- KING C. JUDSON. PROCESOS DE SEPARACION. ED. REVERTÉ S.A. BARCELONA ESPAÑA, 1980. EDICION ORIGINAL: ED. Mc GRAW HILL BOOK CO., NEW YORK U.S.A. ISBN-84-291-73091-3. 914 PAGINAS.
- KNEULE FRIEDRICH. ENCICLOPEDIA DE LA TECNOLOGIA QUIMICA - EL SECADO. PRIMERA EDICION EN ESPAÑOL, ED. URMO S.A. BILBAO ESPAÑA, 1976. ISBN 84-314-0016-1. 414 PÁGINAS.
- KREITH FRANK. PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. PRIMERA EDICION EN ESPAÑOL, 1970. ED. HERMANOS HERRERA, SUCESORES S.A., MEJICO. 672 PAGINAS.

- LICENI FRANCO. CENTRALES ELECTRICAS A VAPOR. ED. ALSINA, ARGENTINA, 1951. 592 PÁGINAS.
- MARKS MANUAL DEL INGENIERO MECANICO.
- MC ADAMS WILLIAM H. TRANSMISION DE ACLOR. ED. MC GRAW HILL DE MEJICO S.A. DE C.V., 1978. 560 PÁGINAS.
- MEGYESY EUGENE F. MANUAL DE RECIPIENTES A PRESION, DISEÑO Y CALCULO.
- MORSE M. FREDERICK T. CENTRALES ELECTRICAS. ED. CONTINENTAL S.A., MEJICO, 1984. 953 PÁGINAS.
- ORLOV P. INGENIERIA DE DISEÑO. ED. MIR MOSCU, RUSIA, 1974. 722 PÁGINAS.
- PEÑARANDA C. WALDO. MANUAL PARA PROYECTOS DE PLANTAS DE TRATAMIENTOS DE AGUAS POTABLES.
- PERRY ROBERT H. CHILTON CECIL. MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO. ED. Mc GRAW HILL DE MEJICO, 1985. ISBN 968-451-647-9 OBRA COMPLETA, 3 VOLUMENES.
- PERRY JOHN H. MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO. TOMO II. ED. UTEHA MEJICO 1982. 3076 PÁGINAS.
- PEZZANO PASCUAL Y KLEIN ALBERTO. ELEMENTOS DE MAQUINAS V, CONSTRUCCION DE LOS MOTORES TERMICOS (PRIMERA PARTE). SEGUNDA EDICION, ED. EL ATENEO, BUENOS AIRES, ARGENTINA, 1964. 233 PÁGINAS.
- PONS MUZZO GASTON. FISICOQUIMICA
- POWELL SHEPPARD T. ACONDICIONAMIENTOS DE AGUAS PARA LA INDUSTRIA. ED. LIMUSA, MEJICO 1986. ISBN 968-18-0495-3. 631 PÁGINAS.
- RASE HOWARD F. DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTA DE PROCESO. ED. H. BLUME, MADRID ESPAÑA.
- RASE HOWARD F. – BARROW M.H. INGENIERIA DEL PROYECTO PARA PLANTAS DE PROCESO. PRIMERA EDICION EN ESPAÑOL. ED. COMPAÑÍA EDITORIAL CONTINENTAL S.A., 1973 MEJICO. AUTORIZADA POR JOHN WILEY AND SONS INC. 781 PÁGINAS.
- REID ROBERT - SHERWOOD THOMAS K. PROPIEDADES DE LOS LIQUIDOS Y GASES. ED. UTEHA, MEJICO, 1968. 719 PÁGINAS.
- RIZHKIN V. YA. CENTRALES TERMoeLECTRICAS – PRIMERA PARTE. ED. MIR, MOSCU, RUSIA
- SEVERNS W.H. – DEGLER H.E. – MILES J.C. LA PRODUCCION DE ENERGIA MEDIANTE EL VAPOR DE AGUA, EL AIRE Y LOS GASES.
- SCHIMPKE P. - HORN H.A. TRATADO GENERAL DE LA SOLDADURA - PROYECTO Y CALCULO DE LAS CONSTRUCCIONES SOLDADAS, TOMO II. ED. GUSTAVO GILI S.A., BARCELONA ESPAÑA, 1979 ISBN 84-252-0931-5. 394 PÁGINAS.

- SEYMOUR DOOLITTLE JESSE. EL LABORATORIO DEL INGENIERO MECANICO.
- SHIELD CARL D. CALDERAS: TIPOS, CARACTERISTICAS Y SUS FUNCIONES. ED. CONTINENTAL S.A., MEJICO.
- STREETER VICTOR L. MECANICA DE FLUIDOS.
- THE BABCOCK AND WILCOX COMPANY. STEAM ITS GENERATION AND USE. ED. THE BABCOCK AND WILCOX CO., THIRTY-NINTH EDITION, 1978, NEW YORK, U.S.A. 592 PÁGINAS.
- THIELSCH HELMUT. DEFECTOS Y ROTURAS EN RECIPIENTES A PRESION Y TUBERIAS. ED. URMO S.A., BILBAO ESPAÑA, 1982. ISBN: 84-304-0101-X. 440 PÁGINAS.
- TORRICO GONZALES, HUMBERTO, INGENIERO GERENTE GENERAL DE BOILER H.I., ALBUJAR ESCUDERO, MASIAS, INGENIERO Jefe DEL DEPARTAMENTO DE DISEÑO DE EQUIPOS TERMICOS S.A. -"DISEÑO DE CALDERAS INDUSTRIALES PIROTUBULARES, CALCULO Y DISEÑO DE UN CALDERO DE 30 BHP", CURSO ORGANIZADO POR LA FIME DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO-BELLAVISTA, NOVIEMBRE 1999.
- TREYBAL ROBERT E. OPERACIONES DE TRANSFERENCIA DE MASA. ED. MC GRAW HILL DE MEJICO, S.A., 1981. ISBN 968-6046-34-8. 858 PÁGINAS.
- VAN WYLEN GORDON J. FUNDAMENTOS DE TERMODINAMICA. ED. LIMUSA, MEJICO, 1976. 734 PÁGINAS.
- VERGARA YAYON FRANCISCO. TRATAMIENTO DE AGUAS INDUSTRIALES.
- VICENTE DEL ARCO LUIS. TERMOTECNIA
- WELTY JAMES R. TRANSFERENCIA DE CALOR APLICADA
- WUITHIER PIERRE. EL PETROLEO REFINO Y TRATAMIENTO QUIMICO. PUBLICACIONES DEL INSTITUTO FRANCES DEL PETROLEO, TOMO II. ED. VICTORIA REGUEROS, MADRID ESPAÑA, 1973. ISBN 84-300-5806-0. 1708 PÁGINAS.

CATALOGOS Y REVISTAS

- AMERICAN WELDING SOCIETY. REVISTA MENSUAL: WELDING JOURNAL. DECEMBER 1992-VOLUME 71-NUMBER 12. ED. AWS MIAMI U.S.A. 144 PÁGINAS.
- ARMCO. MANUAL FOR SHEET METAL SHOPS, STAINLESS STEEL FABRICATING TIPS
- CRANE CO. CHICAGO: FLOW FLUIDS THROUGH VALVES, FITTINGS AND PIPE. CRANE CO., CHICAGO
- CRANE CO. CHICAGO: FITTINGS FORGED FLANGES
- CHEMICAL ENGINEERING. LA REVISTA DEL INGENIERO QUIMICO. ED. NC GRAW HILL PUBLICATION COMPANY, VOL 32 N°8. APRIL 14, 1975. 110 PÁGINAS.
- CHEMICAL ENGINEERING. LA REVISTA DEL INGENIERO QUIMICO. ED. NC GRAW HILL PUBLICATION COMPANY, VOL 77 N°6. MARCH 23, 1970. 218 PÁGINAS.
- CHEMICAL ENGINEERING. LA REVISTA DEL INGENIERO QUIMICO. ED. NC GRAW HILL PUBLICATION COMPANY, VOL 84 N°19. SEPTEMBER 12 1977. 242 PÁGINAS.
- CHESTERTON CO. EMPAQUETADURAS-JUNTAS-SELLOS-CATALOGO.
- EXPLOSIVOS S.A. DIVISION DE SOLDADURA OERLIKON. MANUAL DE SOLDADURA. CUARTA EDICION. 1985. 154 PÁGINAS.
- ESSEX WATER TREATMENT SALES LIMITED. CATALOGO 1984
- EMPRO INCORPORATED. CATALOGO 1972: ENGINEER – MANUFACTURE WATER CONDITIONING EQUIPMENT FOR GENERAL INDUSTRY AND STEAM POWER PLANTS.
- GRAVER WATER CONDITIONING CO., MANUAL DE INSTRUCCIONES PARA EL FUNCIONAMIENTO DEL CALENTADOR ROCIADOR DESAIREADOR DE DOS ETAPAS Y ALIMENTADOR DE PRODUCTOS QUIMICOS. NEW YORK. U.S.A. 1955. 65 PÁGINAS.
- HYDROCARBON PROCESSING. REVISTA TECNICA MENSUAL ESPECIAL REPORT: PRESSURE VESSEL CODE. EDICION INTERNACIONAL, GULF PUBLISHING CO., HOUSTON TEXAS U.S.A., DECEMBER 1975. 192 PÁGINAS.
- HYDROCARBON PROCESSING. 14 NOMOGRAF HANDBOOK. GULF PUBLISHING COMPANY, HOUSTON TEXAS U.S.A, 1971. 80 PÁGINAS.
- INDUSTRIAL STEAM INC. CATALOGO 1972.
- PETROPERU S.A. ESPECIFICACIONES, BASES TECNICAS Y FISICAS DE LA LICITACION PÚBLICA LIP-LOG-019-83.

- POWER. LA REVISTA DE INGENIERIA, OCTUBRE 1942.
- POWER ENGINEERING. LA REVISTA DE INGENIERIA. CHICAGO ILLINOIS. DICIEMBRE 1951.
- POWER. LA REVISTA DE INGENIERIA. VOLUME 102. NUMBER 4.
- SPRAYING SYSTEMS CO., INDUSTRIAL SPRAY PRODUCTS (PRODUCTOS PARA ASPERSION INDUSTRIAL) CATALOGO 55M (ISO 9000 CERTIFIED BY BVQI)

REFERENCIAS

- 1) MORSE M. FREDERICK T. CENTRALES ELECTRICAS Pags: 729 a 760
- 2) VERGARA YAYON FRANCISCO. TRATAMIENTO DE AGUAS INDUSTRIALES. Pags: 228 a 247.
- 3) RIZHKIN V. YA. CENTRALES TERMOELECTRICAS – PRIMERA PARTE. Pags: 228 a 247.
- 4) JOSE GONZALES DEL TANAGO. TRANSMISION DE CALOR E INSTALACIONES DE INTERCAMBIO TERMICO EMPLEADAS EN LA INGENIERIA QUIMICA. Pags: 225 a 228.
- 5) POWER. LA REVISTA DE INGENIERIA. Vol 102 N^o 4, Pags: 88 a 90 y 204 a 224.
- 6) POWEL SHEPPARD T. ACONDICIONAMIENTO DE AGUAS PARA LA INDUSTRIA. Pags: A(17 a 23), B(261 a 286), C(568 a 573).
- 7) KING C. JUDSON. PROCESOS DE SEPARACION. Pags: A(139 a 142), B(163 a 180), C(295 a 332), D(339 a 350), E(611 a 650).

- 8) KEMMER FRANK N. Mc CALLION JOHN, NALCO CHEMICAL COMPANY.
MANUAL DEL AGUA-SU NATURALEZA, TRATAMIENTO Y APLICACIONES. Pags: A(14-1 a 14-8), B(39-1 a 39-25), C(41-6).
- 9) SEVERNS W-H-DEGLER, H.E.-MILES, J.C. LA PRODUCCION DE ENERGIA MEDIANTE EL VAPOR DE AGUA, EL AIRE Y LOS GASES.
Pags: 184 a 206.
- 10) EMPRO INCORPORATED. CATALOGO: ENGINEERS-MANUFACTURE WATER CONDITIONING EQUIPMENT FOR GENERAL INDUSTRY AND STEAM POWER PLANTS (Desde 1957). 1972. SERIES "A" COMPACT SPRAY DEAERATOR ASSEMBLY.
- 11) ESSEX WATER TREATMENT SALES LIMITED, CATALOGO 1984.
RANGE OF PACKAGED SPRAY TYPE DEAERATORS.
- 12) INDUSTRIAL STEAM INC. CATALOGO 1972. SPRAY FLOW DEAERATORS. Pag. 20.
- 13) HICKS TYLER G. MANUAL PRACTICO DE CALCULOS DE INGENIERIA.
Pags: 3-244 a 3-245
- 14) TREYBAL ROBERT E. OPERACIONES DE TRANSFERENCIA DE MASA.
Pags: A(157 a 237), B(306 a 318), C(333 a 346).
- 15) GAFFERT, G.A. CENTRALES DE VAPOR. Pags: A(92), B(136 a 142), C(147), D(382).
- 16) FOUST A.S. WENZEL LEONARD A. PRINCIPIOS DE OPERACIONES UNITARIAS. Pags: A(249 a 254), B(343 - 362), C(371 - 372), D(433 - 445), E (565 - 569).

- 17) DEGREMONT GILBERT. MANUAL TECNICO DEL AGUA. Pags: A(644 a 653), B(903 a 910), C(1069).
- 18) PONS MUZZO GASTON. FISICOQUIMICA. Pags: A(21 a 92), B(295 a 298).
- 19) ABBOTT MICHAEL M. VANNESS HENDRICK C. TERMODINAMICA. Pags. 144 a 192
- 20) GREGORIG ROMANO. ENCICLOPEDIA DE LA TECNOLOGIA QUIMICA. TOMO 2, CAMBIADORES DEL CALOR. Pags: A(271 a 273), B(156 a 250), C(527 a 558).
- 21) PERRY- CHILTON. MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO VOL. III, Pags:(20 – 70).
- 22) PERRY- CHILTON. MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO VOL. I, Pags: A(5 – 16), B(6-99 a 6-114).
- 23) PERRY. MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO TOMO V. Pags:(18-52 a 18-62).
- 24) PERRY- CHILTON. MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO VOL. II, Pags:(18-3 a 18-72).
- 25) CHEMICAL ENGINEERING. LA REVISTA DEL INGENIERO QUIMICO. VOL. 32 N^o 8, Pag. 102.
- 26) FAIRES VIRGIL M. THERMODYNAMICS. APPENDIX Pags: (651 – 660)
- 27) PERRY JOHN H. MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO. TOMO I, Pags: A(5 – 16), B(6-99 a 6-114).

- 28) KREITH FRANK. PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Pags:
A(1 a 33), B(135 a 166), (135 a 166), C(211 a 246), D (352 a 373), D (352 a 373), D (352 a 373), E (500 a 507), F(645 a 656)
- 29) WELTY JAMES R. TRANSFERENCIA DE CALOR APLICADA Pags: 121 a 134 y 160.
- 30) SEYMOUR DOLITTLE JESSE. EL LABORATORIO DEL INGENIERO MECANICO. Pags. 338 a 349.
- 31) BROWNELL LLOYD E. – YOUNG EDWIN H. PROCESS EQUIPMENT DESIGN – VESSEL DESIGN. CAPITULO 5. Pags. A(76 a 97), B(203 – 218).
- 32) MEGYESY EUGENE F. MANUAL DE RECIPIENTES A PRESION DISEÑO Y CÁLCULO. Pags. A(324 a 331), B(156 – 163), C(84 a 117), D(13 – 38).
- 33) AGUILAR RODRIGUEZ MARTINIANO. CRITERIOS DE DISEÑO DE PLANTAS TERMOELECTRICAS. Pags. A(195 a 206), B(260 – 265).
- 34) VICENTE DEL ARCO LUIS. TERMOTECNIA Pags. 420 – 430.
- 35) MARCELO ALONSO. FISICA TOMO II. Pags. 149 – 287.
- 36) MARKS. MANUAL DEL INGENIERO MECANICO VOLUMEN II, Pags. 9-63 a 9-82.
- 37) RASE HOWARD F. INGENIERIA DE PROYECTO PARA PLANTAS DE PROCESO. Pags. A(223 a 250), B(103), C(274 a 281), D(539 – 566).
- 38) ASME. BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE. SECCION 8, DIVISION 1. FIGURAS, TABLAS Y PARAGRAFOS QUE SE INDIQUEN.

- 39) SCHIMPKE P.- HORN H.A. TRATADO GENERAL DE LA SOLDADURA, PROYECTO Y CALCULO DE LAS CONSTRUCCIONES SOLDADAS. TOMO III. PAGES.: 323 a 348.
- 40) BROWNELL LLOYD E. – YOUNG EDWIN H. PROCESS EQUIPMENT DESIGN – VESSEL DESIGN. CAPITULO 5. Pags.: 76-79
- 41) JEFFERSON TED B. THE WELDING ENCYCLOPEDIA. Pags.: T-1 a T-13
- 42) GRAVER WATER CONTIONING CO. MANUAL DE INSTRUCCIONES PARA EL FUNCIONAMIENTO DEL CALENTADOR ROCIADOR DESGASIFICADOR DE DOS ETAPAS Y ALIMENTADOR PARA PRODUCTOS QUIMICOS. (PARA RAYON PERUANAS.A. LIMA PERU). Pags. 10 a 11.
- 43) WUITHIER PIERRE. EL PETROLEO, REFINO Y TRATAMIENTO QUIMICO. Pags.: Pags. A(1043 a 1078), B(1110), C(1233), D(1374 – 1376).
- 44) PERRY JOHN H. MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO TOMO II. Pags. A(741), B(1831-1841).
- 45) MARKS. MANUAL DEL INGENIERO MECANICO VOLUMEN I
- 46) BAEHR, TRATADO MODERNO DE TERMODINAMICA, Pags. 397 – 411.
- 47) KERN DONALD Q., PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, Pags. A(397 - 410), B(118-184), C(13 - 41), D(243-264), E(310-368), E(941-952),
- 48) Mc ADAMS Pags. A(343-386)

- 49) CRANE CO., CHICAGO. FLOW FLUIDS THROUGH VALVES, FITTINGS AND PIPE – CAPITULO III. A(Pag. 6), B (Pag. 16).
- 50) CHUSE ROBERT. UNFIRED PRESSURE VESSELS – THE ASME CODE SIMPLIFIED. Pags. A , B (32-40).
- 51) SPRAYING SYSTEMS CO., INDUSTRIAL SPRAY PRODUCTS (PRODUCTOS PARA ASPERSION INDUSTRIAL) – CATALOGO SM (ISO 9001 CERTIFIED BY BVQI)
- 52) BIBLIOTECA AGRICOLA AEDOS – EL RIEGO PLANIFICACION Y PRACTICAS Pags. 134-178.
- 53) BROWNELL LLOYD E. YOUNG EDWIN H. PROCESS EQUIPMENT DESIGN – DESIGN OF FLANGES – CAPITULO 12. Pags. 219-248.
- 54) HORI ASANO JUAN J. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS - Pags. 1-25.
- 55) CHESTERTON CO. EMPAQUETADURAS – JUNTAS – SELLOS – CATALOGO. Pag. 3-64.
- 56) AMERICAN BUREAU OF SHIPPING. RULES FOR BUILDING AND BUREAU AND CLASSING STEEL VESSELS 1971. SECTION 32. Pags. 257 a 295.
- 57) PEZZANO PASCUAL Y KLEIN ALBERTO. ELEMENTOS DE MAQUINAS Y CONSTRUCCION DE LOS MOTORES TERMICOS, PRIMERA PARTE, CAPITULO VI: TAPAS, CULATAS Y PRENSAESTOPAS. Pags. 123 a 133

- 58) BAUMEISTER AND MARKS: STANDARD HANDBOOK FOR MECHANICAL ENGINEERS – MECHANICS OF MATERIALS – FLAT PLATES. Pags. 5-68 a 5-70.
- 59) GREENE RICHARD W.- SELECCION, USO Y MANTENIMIENTO DE VALVULAS. Pags A(125 – 127)
- 60) BROWNELL LLOYD E. – YOUNG EDWIN H., PROCESS EQUIPMENT DESIGN – VESSEL DESIGN. CAPITULO 10, Pags. 183 a 202.
- 61) HEAT EXCHANGE INSTITUTE - STANDARDS AND TYPICAL SPECIFICATIONS FOR TRAY TYPE DEAERATORS. SEVENTH EDITION. Pags. 1 a 44.
- 62) KARLEKAR B-V-DESMOND R.M. TRANSFERENCIA DE CALOR. Pags.: A(657-666), B(750-778).
- 63) MARCO ANTONIO ARANDA TOLEDO-TESIS PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA “Cálculo Térmico, Diseño Mecánico e instalación de una caldera acuotubular para la Planta térmica de HIERRO PERU” – Lima PERU 1992 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA. Pags.: A(161-164).
- 64) ING. HUMBERTO TORRICO GONZALES, Gerente General de BOILER H.T. ING MASIAS ALBUJAR ESCUDERO, Jefe del Departamento de Diseño de Equipos Térmicos S.A.- “Diseño de Calderas Industriales pirotubulares, Cálculo y Diseño de un Caldero de 30 H.P.” Curso organizado por la FIME de la UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO-Bellavista-Noviembre 1999.

- 65) ASHRAE (AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS , INC,) HANDBOOK 1981 FUNDAMENTALS, CAPITULO DOS, TRANSFERENCIA DE CALOR. Pags.: 2.25 y 2.26
- 66) CRANE CO., WELDING FITTINGS AND FORGED FLANGES. Pags: 1-172.
- 67) BROWNELL LLOYD E. YOUNG EDWIN H., PROCESS EQUIPMENT DESIGN. CAPITULO. Pags.: 120-140

APENDICE

APPENDIX C (continued)
PROPERTIES OF SATURATED STEAM

Vacuum, Inches of Mercury	Absolute Pressure Lbs. per Sq. In.	Tempera- ture, Fahren- heit	Total Heat Above 32°F		Latent Heat, L-H-h Heat- Units	Volume, Cu. Ft. in 1 Lb. of Steam	Weight of 1 Cu. Ft. Steam, Lb.	Entropy of the Water	Entropy of Evap- oration
			In the Water & Heat- Units	In the Steam H Heat- Units					
29.74	0.0886	32	0.00	1073.4	1073.4	3294	0.000304	0.0000	2.1832
29.67	0.1217	40	8.05	1078.9	1058.9	2128	0.000110	0.0162	2.1394
29.50	0.1789	50	18.08	1081.4	1053.3	1702	0.000567	0.0261	2.0855
29.30	0.2562	60	28.08	1085.9	1037.8	1208	0.001923	0.0356	2.0358
29.18	0.3626	70	38.06	1090.3	1022.3	871	0.001148	0.0746	1.9868
29.80	0.505	80	48.03	1094.8	1016.7	686.8	0.001570	0.0932	1.9396
28.50	0.696	90	58.00	1099.2	1011.2	469.3	0.002131	0.1114	1.8914
28.00	0.946	100	67.97	1103.6	1005.6	390.8	0.002351	0.1296	1.8505
27.88	1	101.85	69.8	1104.3	1004.6	383.0	0.00300	0.1327	1.8497
25.85	2	126.16	94.0	1116.0	1021.0	173.5	0.00576	0.1749	1.7431
23.81	3	141.62	109.4	1121.6	1012.3	138.5	0.00815	0.2068	1.6819
21.78	4	154.01	120.9	1126.5	1005.7	90.5	0.01107	0.2198	1.6116
19.74	6	162.26	130.1	1130.5	1000.3	73.33	0.01304	0.2346	1.6084
17.70	6	170.06	137.9	1133.7	995.8	61.89	0.01616	0.2471	1.5814
16.67	7	176.85	144.7	1136.5	991.8	53.56	0.01807	0.2679	1.5582
13.62	8	182.86	150.8	1139.0	988.2	47.27	0.02116	0.2673	1.5389
11.60	9	188.27	156.2	1141.1	985.0	43.26	0.02301	0.2756	1.5202
9.56	10	193.22	161.1	1143.1	982.0	38.38	0.02606	0.2832	1.5012
7.62	11	197.75	165.7	1144.9	979.2	35.10	0.02819	0.2902	1.4825
5.49	12	201.96	169.9	1146.5	976.8	32.36	0.03060	0.2967	1.4700
3.45	13	205.87	173.8	1148.0	974.2	30.04	0.03330	0.3026	1.4639
1.42	14	209.55	177.5	1149.4	971.9	28.02	0.03639	0.3081	1.4623
Gauge Pressure Lbs. per Sq. In.	Absolute Pressure	Tempera- ture	h	H	Latent Heat	Volume	Weight of 1 Cu. Ft. Steam	Entropy of the Water	Entropy of Evap- oration
0	14.70	212	180.0	1150.4	970.1	26.79	0.03732	0.3118	1.4447
0.3	15	213.0	181.0	1150.7	969.7	26.27	0.03806	0.3133	1.4416
1.3	16	216.3	184.4	1152.0	967.6	24.79	0.04042	0.3183	1.4311
2.3	17	219.4	187.5	1153.1	965.6	23.38	0.04277	0.3229	1.4215
3.3	18	222.4	190.6	1154.3	963.7	22.16	0.04512	0.3273	1.4127
4.3	19	225.2	193.4	1155.2	961.9	21.07	0.04746	0.3315	1.4045
5.3	20	228.0	196.1	1156.2	960.0	20.03	0.04980	0.3355	1.3963
6.3	21	230.6	198.8	1157.1	958.3	19.18	0.05213	0.3393	1.3887
7.3	22	233.1	201.3	1158.0	956.7	18.37	0.05445	0.3430	1.3811
8.3	23	235.5	203.8	1158.8	955.1	17.62	0.05676	0.3465	1.3739
9.3	24	237.6	206.1	1159.6	953.5	16.93	0.05907	0.3499	1.3670
10.3	25	240.1	208.4	1160.4	952.0	16.30	0.06141	0.3532	1.3604
11.3	26	242.2	210.6	1161.2	950.6	15.72	0.06366	0.3564	1.3542
12.3	27	244.1	212.7	1161.9	949.2	15.18	0.0659	0.3594	1.3483
13.3	28	246.4	214.8	1162.6	947.8	14.67	0.0682	0.3623	1.3425
14.3	29	248.4	216.8	1163.3	946.4	14.19	0.0705	0.3652	1.3367
15.3	30	250.3	218.8	1163.9	945.1	13.74	0.0728	0.3680	1.3311
16.3	31	252.2	220.7	1164.5	943.8	13.32	0.0751	0.3707	1.3257
17.3	32	254.1	222.6	1165.1	942.5	12.93	0.0773	0.3733	1.3205
18.3	33	255.8	224.4	1165.7	941.3	12.57	0.0795	0.3759	1.3155
19.3	34	257.6	226.2	1166.3	940.1	12.22	0.0818	0.3784	1.3107
20.3	35	259.3	227.9	1166.8	938.9	11.89	0.0841	0.3808	1.3060

Tabla A.6. Propiedades termofísicas del agua saturada.

T (K)	$v \cdot 10^3$ (m ³ /kg)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	Pr	$\beta \cdot 10^6$ (K ⁻¹)
285	1,000	4,189	1.225	590	8,61	114,1
290	1,001	4,184	1.080	598	7,56	174,0
295	1,002	4,181	959	606	6,62	227,5
300	1,003	4,179	855	613	5,83	276,1
305	1,005	4,178	769	620	5,20	320,6
310	1,007	4,178	695	628	4,62	361,9
315	1,009	4,179	631	634	4,16	400,4
320	1,011	4,180	577	640	3,77	436,7
325	1,013	4,182	528	645	3,42	471,2
330	1,016	4,184	489	650	3,15	504,0
335	1,018	4,186	453	656	2,88	535,5
340	1,021	4,188	420	660	2,66	566,0
345	1,024	4,191	389	668	2,45	595,4
350	1,027	4,195	365	668	2,29	624,2
355	1,030	4,199	343	671	2,14	652,3
360	1,034	4,203	324	674	2,02	697,9
365	1,038	4,209	306	677	1,91	707,1
500	1,203	4,660	118	642	0,86	-

Tabla A.4. Propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica.

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
250	1,3947	1,006	159,6	11,44	22,3	15,9	0,720
300	1,1614	1,007	184,6	15,89	26,3	22,5	0,707
350	0,9950	1,009	208,2	20,92	30,0	29,9	0,700
400	0,8711	1,014	230,1	26,41	33,8	38,3	0,690
450	0,7740	1,021	250,7	32,39	37,3	47,2	0,686
500	0,6964	1,030	270,1	38,79	40,7	56,7	0,684
550	0,6329	1,040	288,4	45,57	43,9	66,7	0,683
600	0,5804	1,051	305,8	52,69	46,9	76,9	0,685
800	0,4354	1,099	369,8	84,93	57,3	120	0,709
1.400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703

APENDICE 3.8-1

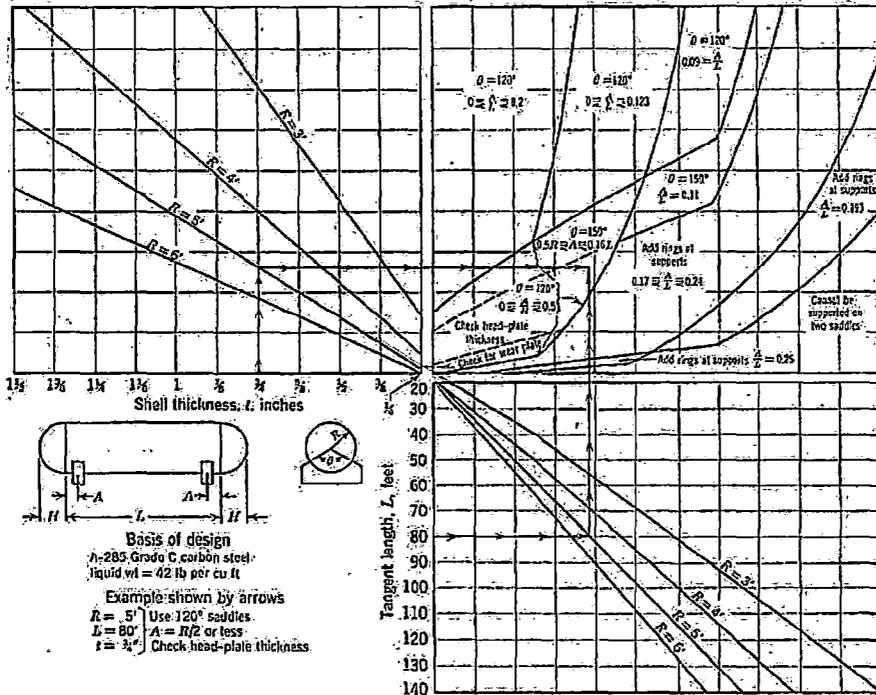


Fig. 11.22: Location and type of support for horizontal pressure vessels on two supports by L. P. Zick (165). (Courtesy of American Welding Society)

APENDICE 3.8-2

Circumferential Stress at Horn of Saddle 209

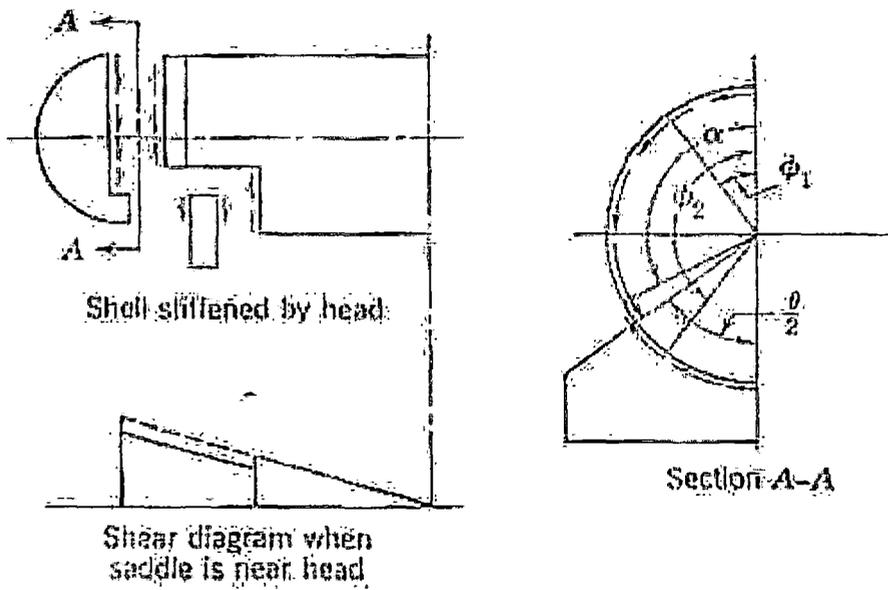


Fig. 11.11. Shear in shell stiffened by head (165). (Courtesy of American Welding Society.)

APENDICE 3.8-3

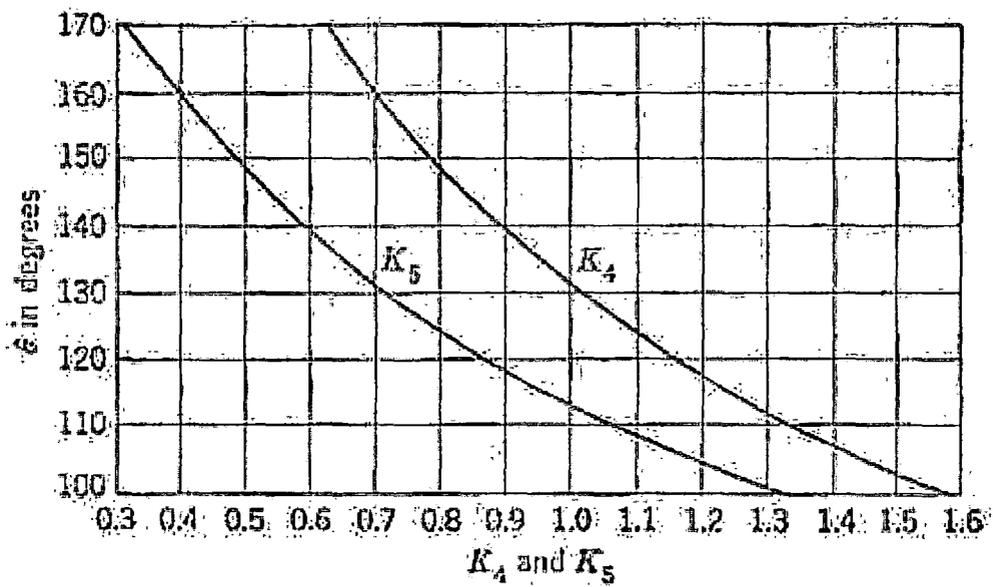


Fig. 11.10. Values of K_4 and K_5 as a function of saddle angle θ .

APENDICE 3.8-4

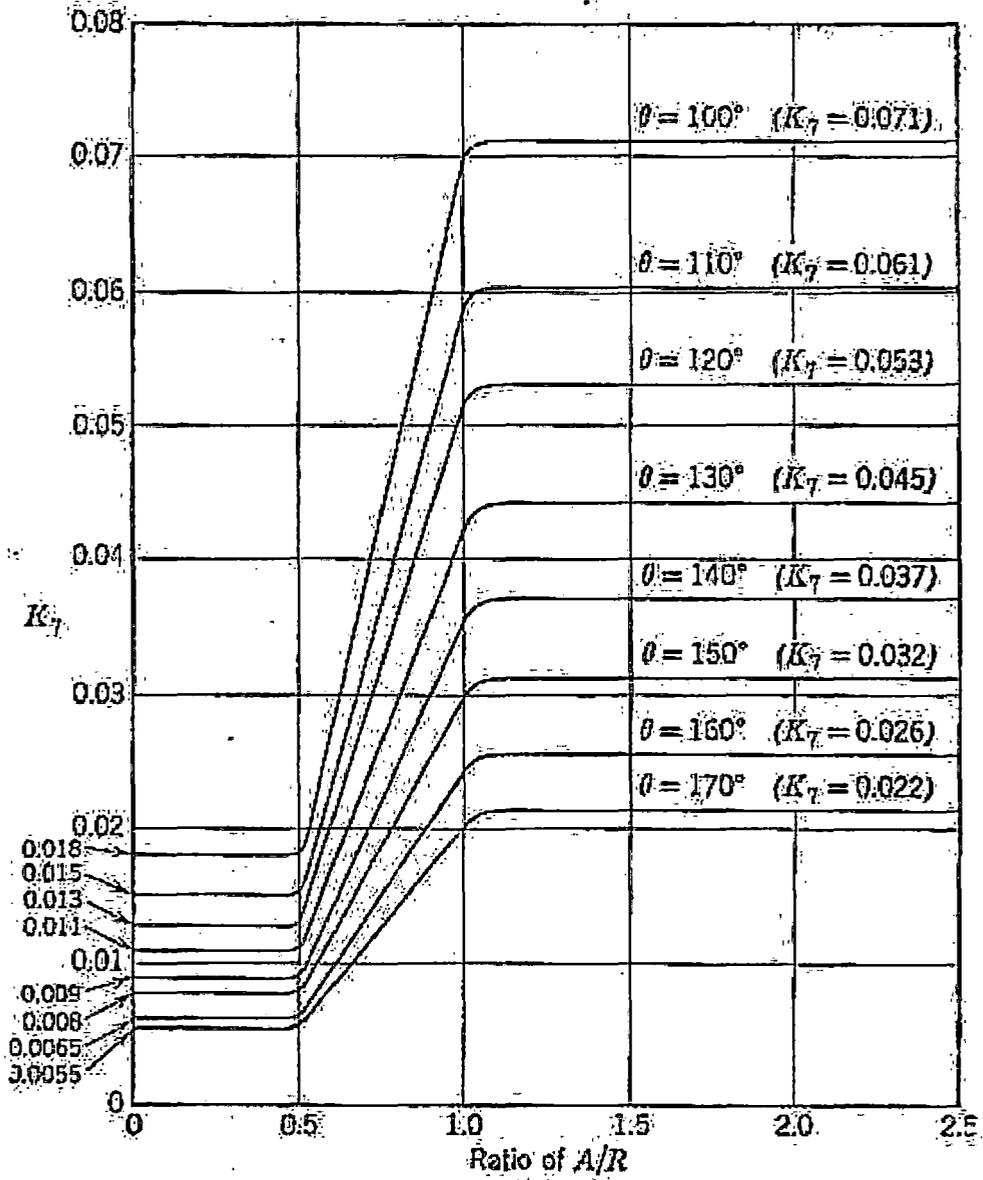


Fig. 11.16. Plot of circumferential bending moment constant K_T .

APENDICE 3.8-5

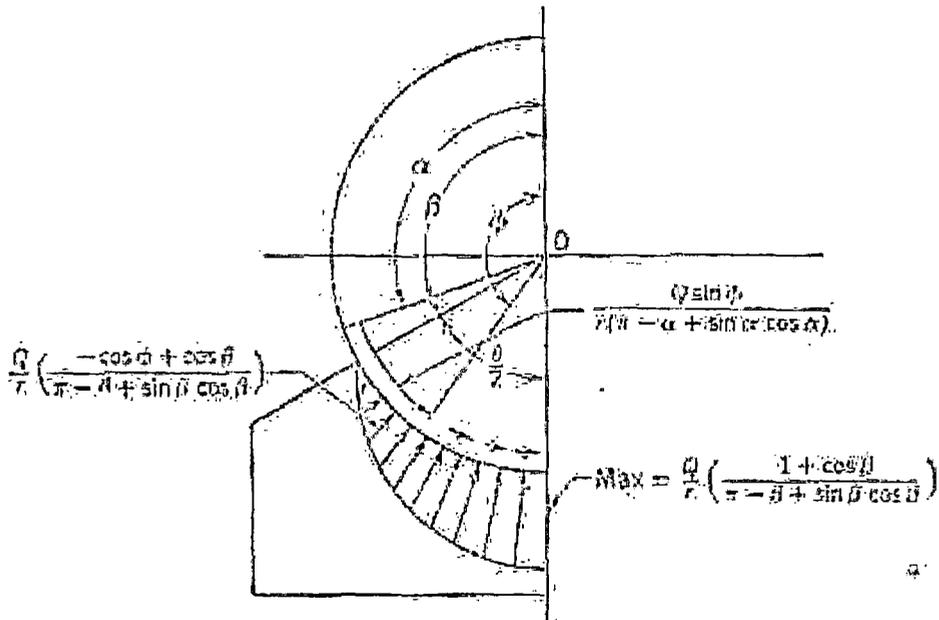


Fig. 1).18. loads and reactions on saddles [163]. [Courtesy of American Welding Society.]

APENDICE 3.8-6

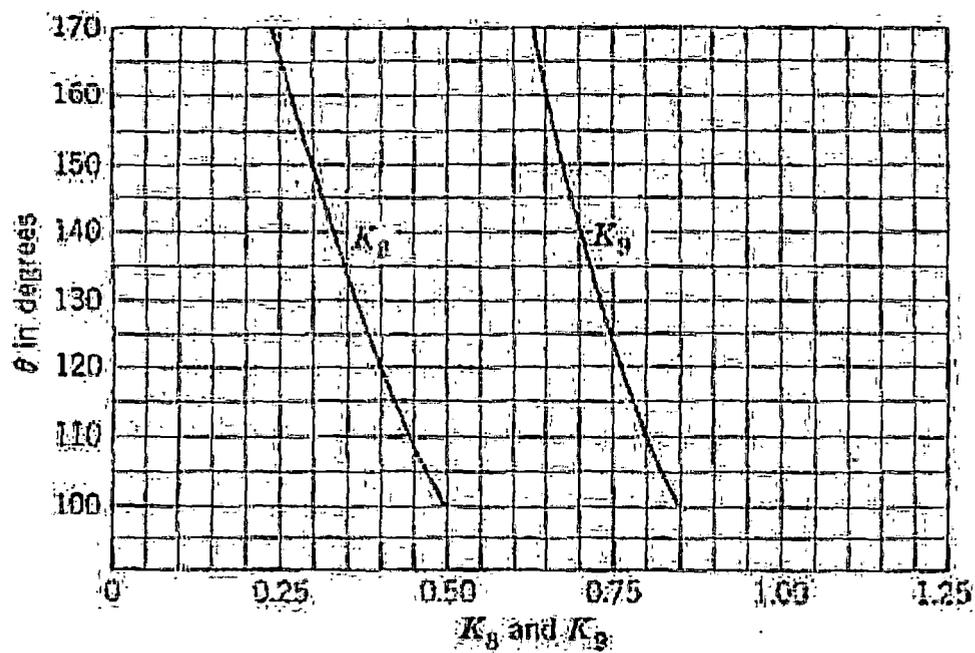


Fig. 11.17. Values of K_1 and K_2 as a function of the saddle angle θ .

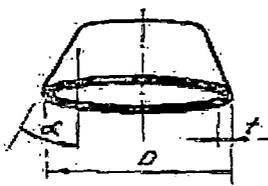
APENDICE 3.8-7

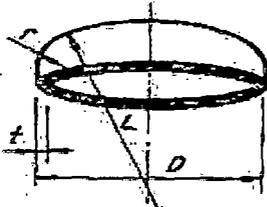
24

PRESION INTERNA

FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES EXTERIORES

- P = Presión de diseño o presión máxima de trabajo permitida, lb/pulg²
- S = Valor de esfuerzo del material, lb/pulg², página 129
- E = Eficiencia de junta, página 142
- R = Radio exterior, pulgadas
- D = Diámetro exterior, pulgadas
- α = 1/2 la mitad del ángulo en el vértice, grados
- L = Radio exterior de la pieza abombada, pulgadas
- r = Radio interior de curvatura de la pieza abombada, pulgadas
- t = Espesor de pared, pulgadas
- C.A. = Margen por corrosión, pulgadas

	CÓNICO Y SECCION CONICA	
	$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE + 0.4P)}$	$P = \frac{2SEt \cos \alpha}{D - 0.8t \cos \alpha}$
<p>1. La mitad del ángulo apex en el vértice, α no es mayor de 30°</p> <p>2. Cuando α es mayor de 30°, se requiere un análisis especial (apéndice de las normas 1-5(e)).</p>		

	CABEZA ASME BRIDADA Y ALABEADA (CABEZA TORISFERICA)	
	(Cuando L/r = 16 2/3)	
	$t = \frac{0.885PL}{SE + 0.8P}$	$P = \frac{SEt}{0.885L - 0.8t}$
Cuando L/r menor de 16 2/3		
$t = \frac{PLM}{2SE + P(M - 0.2)}$	$P = \frac{2SEt}{ML - t(M - 0.2)}$	

VALORES DEL FACTOR M

L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39
L/r	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16.5	*
M	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77	

* LA RAZON MAXIMA PERMITIDA:

APENDICE 3.8-8

96

DISEÑO DE SILLETAS

1. En su sección más baja, la silleta debe resistir la fuerza horizontal (F). La sección transversal eficaz de la silleta que resiste esta carga es igual a la tercera parte del radio del recipiente (R).

$F = K_{11}Q$ En donde: Q = carga sobre una silleta, lb
 K_{11} = constante (tabulada)

El esfuerzo medio no debe ser mayor de dos tercios del esfuerzo a la tensión permitido del material (ver ejemplo a continuación).

VALORES DE LA CONSTANTE K_{11}							
Angulo de contacto, θ	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
K_{11}	.204	.222	.241	.259	.279	.298	.318

EJEMPLO:

Diámetro del recipiente = 8' -6"
 Peso del recipiente: 375,000 lb
 $Q = 187,500$ lb
 Material de la silleta: SA 285 C
 Espesor de la placa del alma = 0.25 pulg
 Angulo de contacto = 120°
 $K_{11} = 0.204$, de la tabla anterior
 $R/3 = 51/3 = 17$ pulgadas

Fuerza, $F = K_{11} \times Q = 0.204 \times 187,500 = 38,250$ lb.

Para soportar esta fuerza el área efectiva de la placa del alma debe ser: $R/3 \times 0.25 = 4.25$ pulg
 $38,250/4.25 = 9,000$ lb/pulg²

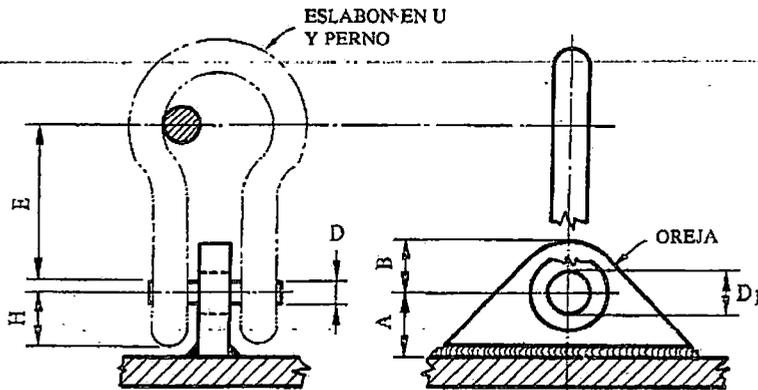
Esfuerzo permitido = $2/3 \times 13,750 = 9,166$ lb/pulg²

El espesor de la placa del alma es satisfactorio para la fuerza horizontal (F)

2. La placa de base y la de desgaste deben tener suficiente espesor para resistir la flexión longitudinal sobre el alma.
3. La placa del alma debe reforzarse con nervaduras contra el pandeo.

APENDICE 3.8-9

ACCESORIOS PARA IZAJE



DIMENSIONES MINIMAS DE LAS OREJAS PARA LEVANTAR UTILIZANDO GRILLETES

Carga, lb	Diám. del perno del grillete, D	Diám. del agujero de la oreja, D ₁	H	A	Borde cortado a cizalla	Corte a gas rolado	Brazo del momento, E
710	5/16	3/8	.50	.65			.84
1060	3/8	7/16	.56	.73			.97
1600	7/16	1/2	.63	.82	7/8	3/4	1.16
2170	1/2	5/8	.69	.90	1-1/8	7/8	1.44
2820	5/8	3/4	.94	1.22	1-1/4	1	1.75
4420	3/4	7/8	1.13	1.47	1-1/2	1-1/8	2.12
6375	7/8	1	1.19	1.55	1-3/4	1-1/4	2.25
8650	1	1-1/8	1.31	1.70	2	1-1/2	2.59
11300	1-1/8	1-1/4	1.50	1.95	2-1/4	1-5/8	2.94
13400	1-1/4	1-3/8	1.63	2.12	2-7/16	1-3/4	3.06
16500	1-3/8	1-1/2	1.75	2.28	2-5/8	1-7/8	3.62
20000	1-1/2	1-5/8	1.88	2.45	2-7/8	2	4.06
23750	1-5/8	1-3/4			3-1/16	2-3/16	4.19
32350	2	2-1/8	2.25	2.93	3-3/4	2-5/8	4.75
42500	2-1/4	2-3/8	2.56	3.33	4-1/8	3	5.25
54000	2-1/2	2-5/8	2.81	3.66	4-9/16	3-1/4	6.00
67600	2-3/4	2-7/8	2.94	3.82	5	3-9/16	7.00
81000	3	3-1/8			5-7/16	3-7/8	8.61
97000	3-1/4	3-3/8			5-7/8	4-1/4	9.74

Todas las dimensiones expresadas en pulgadas.

APENDICE 3.9.4-1

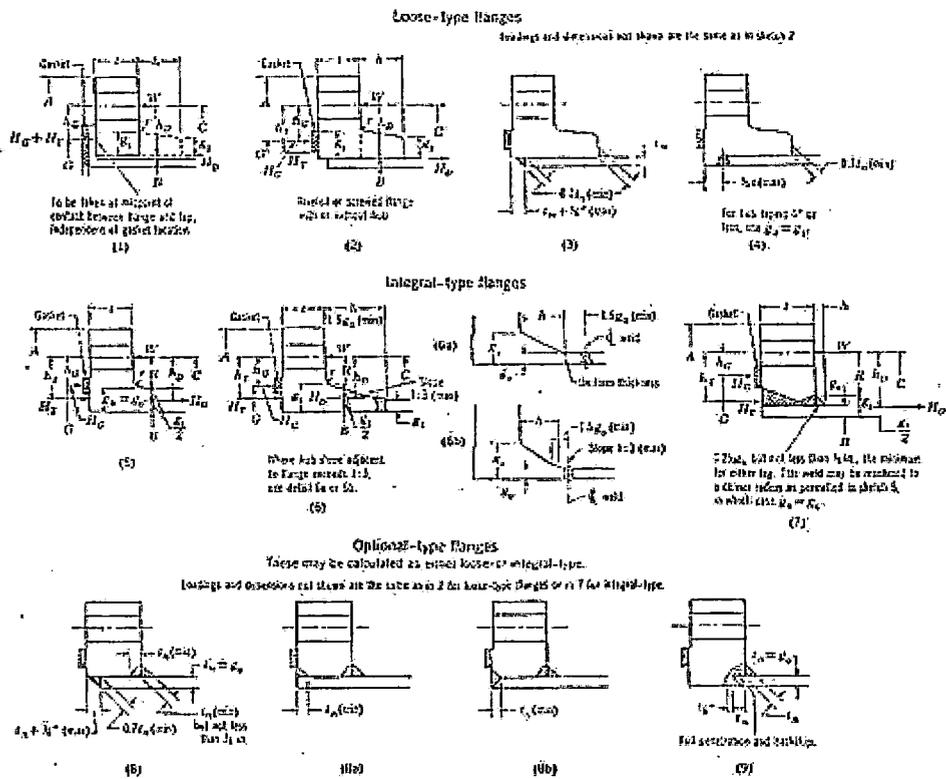


Fig. 12.34. Types of flanges permitted by the ASME Code. [Extracted from the 1956 edition of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Uniform Pressure Vessels, with permission of the publisher, the American Society of Mechanical Engineers (11)].

APENDICE 3.9.4-2

Design of Special Flanges 229

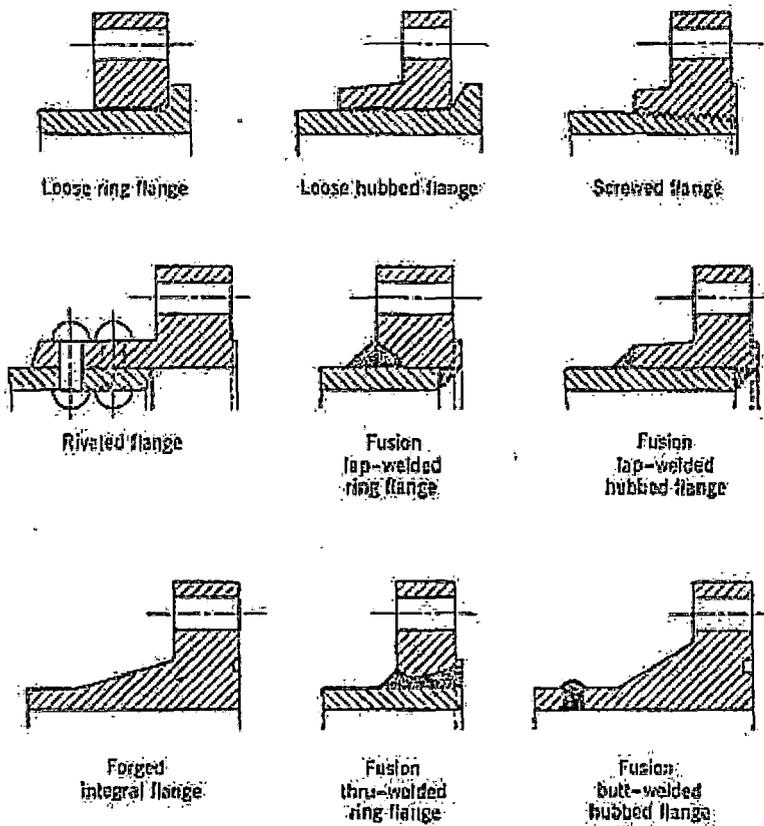


Fig. 12.13. Various types of flanges subject to the method of analysis of Waters, et al. (Extracted from *Transactions of the ASME* with permission of the publisher, the American Society of Mechanical Engineers [174].)

APENDICE 3.9.4-3

Table 2-5.1

SECTION VIII—DIVISION 1

TABLE 2-5.1
GASKET MATERIALS AND CONTACT FACINGS (NOTE (1))
Gasket Factors m for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress y

Gasket Material	Gasket Factor m	Min. Design Seating Stress y , psi	Sketches	Facing Sketch and Column in Table 2-5.2
Self-energizing types (O rings, metallic, elastomer, other gasket types considered as self-sealing)	0	0
Elastomers without fabric or high percent of asbestos fiber: Below 75A Shore Durometer	0.50	0		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5); Column II
75A or higher Shore Durometer	1.00	200		
Asbestos with suitable binder for operating conditions: 3/8 in. thick	2.00	1600		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5); Column II
1/4 in. thick	2.75	3700		
1/2 in. thick	3.50	6500		
Elastomers with cotton fabric insertion	1.25	400		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5); Column II
Elastomers with asbestos fabric insertion (with or without wire reinforcement):				
3-ply	2.25	2200		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5); Column II
2-ply	2.50	2900		
1-ply	2.75	3700		
Vegetable fiber	1.75	1100		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5); Column II
Spiral-wound metal, asbestos filled: Carbon	2.50	10,000		(1a), (1b); Column II
Stainless or Monel	3.00	10,000		
Corrugated metal, asbestos inserted, or corrugated metal, jacketed asbestos filled: Soft aluminum	2.50	2900		(1a), (1b); Column II
Soft copper or brass	2.75	3700		
Iron or soft steel	3.00	4500		
Monel or 4%–6% chrome	3.25	5500		
Stainless steels	3.50	6500		

APENDICE 3.9.4-3

Table 2-5.1

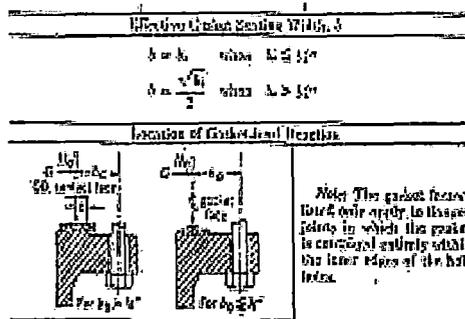
SECTION VIII — DIVISION 1

TABLE 2-5.1
GASKET MATERIALS AND CONTACT FACINGS (NOTE (1))
Gasket Factors m for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress y

Gasket Material	Gasket Factor m	Min. Design Seating Stress y , psi	Sketches	Facing Sketch and Column in Table 2-5.2
Self-energizing types (O rings, metallic, elastomer, other gasket types considered as self-sealing)	0	0
Elastomers without fabric or high percent of asbestos fiber: Below 75A Shore Durometer	0.50	0		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5); Column II
75A or higher Shore Durometer	1.00	200		
Asbestos with suitable binder for operating conditions: 3/8 in. thick	2.00	1600		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5); Column II
1/4 in. thick	2.75	3700		
1/2 in. thick	3.50	6500		
Elastomers with cotton fabric insertion	1.25	400		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5); Column II
Elastomers with asbestos fabric insertion (with or without wire reinforcement):				
3-ply	2.25	3200		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5); Column II
2-ply	2.50	2900		
1-ply	2.75	3700		
Vegetable fiber	1.75	1100		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5); Column II
Spiral-wound metal, asbestos filled:				
Carbon	2.50	10,000		(1a), (1b); Column II
Stainless or Monel	3.00	10,000		
Corrugated metal, asbestos inserted, or corrugated metal, jacketed asbestos filled:				
Soft aluminum	2.50	2900		(1a), (1b); Column II
Soft copper or brass	2.75	3700		
Iron or soft steel	3.00	4500		
Monel or 4%–6% chrome	3.25	5500		
Stainless steels	3.50	6500		

APENDICE 3.9.4-4

Facts Nicht Eingetragen	Zug (Lasten) Seilzug (Units, Δ)	
	Observed	Calculated
1a	$\frac{W}{2}$	$\frac{N}{2}$
1b	$\frac{W + T}{2} \left(\frac{W + N}{4} \max \right)$	$\frac{W + T}{2} \left(\frac{W + N}{4} \max \right)$
2	$\frac{W + N}{4}$	$\frac{W + 3N}{4}$
3	$\frac{W}{2} \left(\frac{N}{4} \max \right)$	$\frac{W + N}{4} \left(\frac{3N}{4} \max \right)$
4	$\frac{3N}{4}$	$\frac{3N}{4}$
5	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{4}$
6	$\frac{W}{2}$	$\frac{3W}{4}$



The Δ values and other details given are suggested only and are not mandatory.

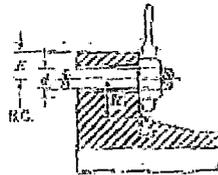
Fig. 12.25. Effective gasket width and location of gasket load reaction. Extracted from the 1950 edition of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Unfired Pressure Vessels, with permission of the publisher, the American Society of Mechanical Engineers [11].

APENDICE 3.9.4-5

Table 10.4. Bolt Data (F57)
(Courtesy of Taylor Forge & Pipe Works)

Bolt Size d	Standard Thread		B-thread Series		Bolt Spacing*		Minimum Radial Distance R	Edge Distance E	Nut Dimension (across flats)	Maximum Fillet Radius r
	No. of Threads	Root Area	No. of Threads	Root Area	Minimum R	Preferential				
$\frac{1}{2}$ "	13	0.126	No. 8 thread series		$1\frac{1}{4}$ "	2"	$1\frac{1}{2}$ "	$\frac{5}{8}$ "	$\frac{3}{4}$ "	$\frac{1}{8}$ "
$\frac{5}{8}$ "	11	0.202			$1\frac{1}{2}$ "	3	$1\frac{3}{4}$ "	$\frac{3}{4}$ "	$1\frac{1}{4}$ "	$\frac{3}{16}$ "
$\frac{3}{4}$ "	10	0.302			$1\frac{3}{4}$ "	3	1 $\frac{3}{4}$ "	$1\frac{3}{4}$ "	$1\frac{1}{2}$ "	$\frac{3}{8}$ "
$\frac{7}{8}$ "	9	0.419	Inch 4"		$2\frac{1}{4}$ "	3	1 $\frac{1}{2}$ "	$1\frac{3}{4}$ "	$1\frac{1}{2}$ "	$\frac{3}{8}$ "
1"	8	0.551	0	0.551	$2\frac{1}{2}$ "	3	1 $\frac{3}{4}$ "	$1\frac{3}{4}$ "	$1\frac{3}{8}$ "	$\frac{3}{16}$ "
$1\frac{1}{4}$ "	7	0.693	0	0.728	$2\frac{1}{2}$ "	3	1 $\frac{3}{4}$ "	1 $\frac{3}{4}$ "	$1\frac{3}{4}$ "	$\frac{3}{16}$ "
$1\frac{1}{2}$ "	7	0.890	0	0.929	$2\frac{3}{4}$ "	3	1 $\frac{3}{4}$ "	1 $\frac{3}{4}$ "	2	$\frac{3}{16}$ "
$1\frac{3}{8}$ "	6	1.051	0	1.155	$3\frac{1}{2}$ "		1 $\frac{3}{4}$ "	1 $\frac{3}{4}$ "	$2\frac{1}{4}$ "	$\frac{3}{16}$ "
$1\frac{1}{2}$ "	6	1.291	0	1.405	$3\frac{1}{2}$ "		1 $\frac{3}{4}$ "	2	$2\frac{1}{2}$ "	$\frac{3}{8}$ "
$1\frac{3}{8}$ "	$5\frac{1}{2}$	1.515	0	1.690	$3\frac{1}{2}$ "		$2\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{3}{4}$ "	$2\frac{1}{4}$ "	$\frac{3}{8}$ "
$1\frac{3}{4}$ "	5	1.741	0	1.959	$3\frac{3}{4}$ "		$2\frac{1}{2}$ "	$1\frac{3}{4}$ "	$2\frac{1}{4}$ "	$\frac{3}{8}$ "
$1\frac{1}{2}$ "	5	2.019	0	2.301	4		$2\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{3}{4}$ "	$2\frac{1}{2}$ "	$\frac{3}{8}$ "
2"	$4\frac{1}{2}$	2.389	0	2.652	4 $\frac{1}{2}$ "		$2\frac{1}{2}$ "	2	$3\frac{1}{2}$ "	$1\frac{1}{4}$ "
$2\frac{1}{4}$ "	$4\frac{1}{2}$	3.020	0	3.423	4 $\frac{1}{2}$ "		$2\frac{1}{2}$ "	$2\frac{1}{2}$ "	$3\frac{1}{2}$ "	$1\frac{1}{4}$ "
$2\frac{1}{2}$ "	4	3.715	0	4.292	$5\frac{1}{2}$ "		$3\frac{1}{4}$ "	$2\frac{1}{2}$ "	$3\frac{1}{2}$ "	$1\frac{1}{4}$ "
$2\frac{3}{4}$ "	4	4.618	0	5.259	$5\frac{1}{2}$ "		$3\frac{3}{8}$ "	$2\frac{1}{2}$ "	4 $\frac{1}{2}$ "	$\frac{3}{4}$ "
3"	4	5.621	0	6.321	6 $\frac{1}{2}$ "		$3\frac{3}{4}$ "	$2\frac{1}{2}$ "	4 $\frac{1}{2}$ "	$1\frac{1}{2}$ "

* R = center-to-center distance between bolts, inches



APENDICE 3.9.4-6

Table 12.4. Nomenclature
From the 1959-19511S Unified-Purpose-Flange Code
with Permission of the American Society
of Mechanical Engineers
(See Fig. 12.21)

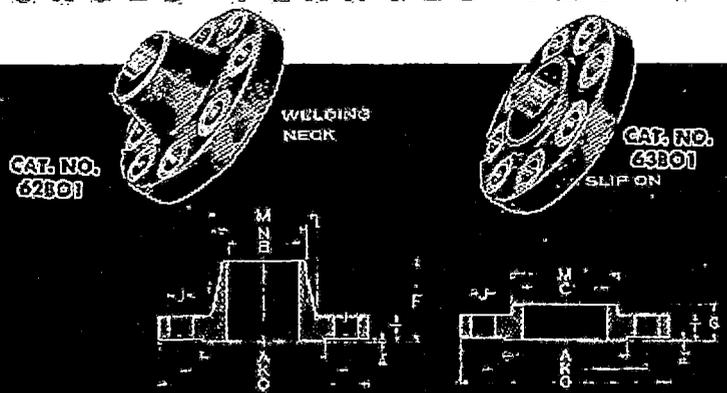
d	= outside diameter of flange or, where slotted holes are used with cone bolts, diameter to bottom of slots, inches.
A_s	= actual total cross-sectional area of bolts at root of thread or section of least diameter under stress, square inches.
A_n	= actual nominal cross-sectional area of bolts, taken as the greater of A_{n1} and A_{n2} , square inches.
A_{n1}	= total required cross-sectional area of bolts at root of thread or section of least diameter under stress for operating or working conditions, square inches.
A_{n2}	= total required cross-sectional area of bolts at root of thread or section of least diameter under stress for atmospheric-temperature conditions without internal pressure, square inches.
B	= inside diameter of flange, inches. When B is less than $2d_p$, it will be optimal for the designer to substitute $2d_p$ for B in the formula for longitudinal hub stress, <i>etc.</i>
B_1	= $B + g_1$ for loose-type hubbed flanges and for integral-type flanges when f is less than 1.
B_2	= $B + g_2$ for integral-type flanges when f is equal to or greater than 1.
b	= effective gasket or joint-contact-surface seating width, inches (see Figs. 12.11 and 12.12).
g	= effective gasket or joint-contact-surface protrusion width, inches.
g_1	= basic gasket seating width, inches (see Figs. 12.11 and 12.12).
G	= hub-stem diameter, inches (see Fig. 12.21).
h	= factor
	for integral-type flanges $h = \frac{E}{E_1} \frac{A_1}{A_2} \frac{1}{f}$
	for loose-type flanges $h = \frac{E}{E_1} \frac{A_1}{A_2} \frac{1}{f}$
i	= factor:
	for loose-type flanges $i = \frac{E}{E_1}$
	for integral-type flanges $i = \frac{E}{E_1}$
F	= factor for integral-type flanges; obtain from Fig. 12.22.
F_1	= factor for loose-type flanges; obtain from Fig. 12.22.
f	= hub stress-concentration factor (for integral flanges); obtain from Fig. 12.23. For values below chart use $f = 1$.
G	= diameter at location of gasket-seat section. Design as noted in sketch 1 of Fig. 12.21. G is defined as follows (see Fig. 12.12): When $d_1 \leq \frac{3}{4} d_2$, $G =$ mean diameter of gasket seating face, inches. When $d_1 > \frac{3}{4} d_2$, $G =$ outside diameter of gasket contact face, minus $2b$, inches.
g_0	= thickness of hub at small end, inches.
g_1	= thickness of hub at back of flange, inches.
H	= total hydrostatic end force, pounds = $0.785G^2p$.
H_0	= hydrostatic end force on area inside of flange = $0.785D^2p$.

H_1	= difference between flange-design bolt head and total hydrostatic end force, pounds = $H - H_0$.
H_2	= total joint-contact-surface seating load, pounds.
H_3	= difference between total hydrostatic end force and hydrostatic end force on area inside of flange, pounds = $H - H_0$.
H	= total joint-contact-surface seating load, pounds.
h	= hub length, inches.
h_0	= radial distance from bolt circle to circle on which H_0 acts.
h_1	= radial distance from gasket-seat section to bolt circle, inches = $(H - H_0)/2$.
h_2	= factor = $\sqrt{h_0/h_1}$, inches.
h_3	= radial distance from bolt circle to circle on which H_3 acts.
K	= ratio of outside diameter of flange to inside diameter of flange = d_2/d_1 .
L	= factor = $\frac{B + 1}{f} + \frac{f}{2}$.
M_0	= component of moment due to H_0 , inch-pounds = H_0h_0 .
M_1	= component of moment due to H_1 , inch-pounds = H_1h_1 .
M_2	= total moment acting upon the flange, inch-pounds.
M_3	= component of moment due to H_3 , inch-pounds = H_3h_3 .
M_4	= moment under bolting-up conditions, inch-pounds = W_0h_0 .
M_{max}	= maximum moment, greater of M_2 or M_4 , inch-pounds.
m	= gasket factor; obtain from Fig. 12.11.
N	= possible contact width of gasket, inches (see Fig. 12.12).
p	= maximum allowable working pressure, pounds per square inch.
R	= radial distance from bolt circle to point of interest section of hub and back of flange, inches (through and hubbed flanges) (see Table 10.1).
S_1	= maximum allowable bolt stress at atmospheric temperature, pounds per square inch.
S_2	= maximum allowable bolt stress at operating temperature, pounds per square inch.
S_3	= maximum allowable design stress for flange material or pipe neck, pounds per square inch.
S_4	= longitudinal stress in hub, pounds per square inch.
S_5	= radial stress in flange, pounds per square inch.
S_6	= tangential stress in flange, pounds per square inch.
T	= factor involving K ; obtain from Fig. 12.22.
t	= flange thickness, inches.
U	= factor involving K ; obtain from Fig. 12.22.
V	= factor for integral-type flanges; obtain from Fig. 12.20.
V_1	= factor for loose-type flanges; obtain from Fig. 12.22.
W	= flange-design bolt load, pounds.
W_{n1}	= required bolt load for maximum operating or working conditions, pounds (see Eq. 12.91).
W_{n2}	= required initial bolt load at atmospheric-temperature conditions without internal pressure, pounds (see Eq. 12.92).
Y	= factor involving K ; obtain from Fig. 12.22.
z	= gasket or joint-contact-surface seal seating load, pounds per square inch (see Fig. 12.11).
Z	= factor involving K ; obtain from Fig. 12.22.

APENDICE 3.9.4-7

FORGED FLANGES IMPROV

150-lb.
ASA
FLANGES



Nom. Pipe Size	Flange Outside Diam.	Flange Thkn.	Raised Face Diam.	Bore			Length thru Hub			Drilling			Depth of Socket
				Welding Neck, and Socket Widg. Face	Slip-On, and Socket Welding	Lap Joint.	Welding Neck	Slip-On, Screwed, and Socket Welding	Lap Joint.	No. of Holes	Diam. of Holes	Diam. of Bolt Circle	
				B	C	D	F	G	H	J	K	L	
1/2	3 1/2	7/8	1 3/8	0.62	0.88	0.90	1 1/8	3/8	5/8	4	5/8	2 3/4	5/8
3/4	3 7/8	7/8	1 1/2	0.82	1.09	1.11	2 1/8	3/8	3/4	4	5/8	2 3/4	3/4
1	4 1/4	7/8	2	1.05	1.36	1.38	2 3/8	1/2	7/8	4	3/4	3 1/2	3/4
1 1/4	4 3/4	5/8	2 1/2	1.38	1.70	1.72	2 1/4	1 1/8	1 1/4	4	3/4	3 1/2	5/8
1 1/2	5	1 1/8	2 3/4	1.61	1.95	1.97	2 3/8	7/8	3/4	4	3/4	3 3/4	5/8
2	6	3/4	3 3/8	2.07	2.44	2.46	2 1/2	1	1	4	3/4	4 3/4	1 1/8
2 1/2	7	3/4	4 1/8	2.47	2.94	2.97	2 3/8	1 1/8	1 1/8	4	3/4	5 1/2	3/4
3	7 1/2	1 1/8	5	3.07	3.57	3.60	2 3/8	1 3/8	1 3/8	4	3/4	6	1 1/8
3 1/2	8 1/2	1 1/8	5 1/2	3.55	4.07	4.10	2 7/8	1 1/4	1 1/4	8	3/4	7	3/4
4	9	1 1/8	6 1/8	4.03	4.57	4.60	3	1 1/8	1 1/8	8	3/4	7 3/4	1 1/8
5	10	1 3/8	7 1/8	5.05	5.66	5.69	3 1/2	1 3/8	1 3/8	8	7/8	8 3/4	1 3/8
6	11	1	8 1/2	6.07	6.72	6.75	3 1/2	1 3/8	1 3/8	8	3/4	9 3/4	1 3/8
8	13 1/2	1 3/8	10 3/4	7.58	8.72	8.75	4	1 3/4	1 3/4	8	3/4	11 3/4	1 3/8
10	16	1 3/8	12 3/4	10.02	10.88	10.92	4	1 1/2	1 1/2	12	1	14 1/4	1 3/8
12	19	1 3/4	15	12.00	12.88	12.92	4 1/2	2 1/8	2 1/8	12	1	17	1 3/8
14	21	1 3/4	16 1/4	13.25	14.14	14.18	5	2 1/4	3 3/8	12	1 1/8	18 3/4	1 3/8
16	23 1/2	1 3/4	18 1/4	15.25	16.16	16.19	5	2 1/4	3 3/8	16	1 1/8	21 1/4	1 3/8
18	25	1 3/4	21	17.25	18.18	18.20	5 1/2	2 1/4	3 3/8	16	1 1/8	22 3/4	1 3/8
20	27 1/2	1 1/2	23	19.25	20.20	20.23	5 1/2	2 1/4	4 1/8	20	1 1/4	25	2 1/8
24	32	1 3/8	27 1/4	23.25	24.25	24.25	6	3 1/8	4 3/8	20	1 3/8	29 1/4	2 1/8

PRICE SHEETS furnished on application.

DIMENSIONS are shown in inches. Tolerances are given on page 116.

SPECIFICATIONS: Flanges conform to ASTM

Specification A-181 and to ASA Standard B16.3 (see pages 113-116), except socket welding flanges 3 1/2" and larger, which are not covered by the ASA Standard.

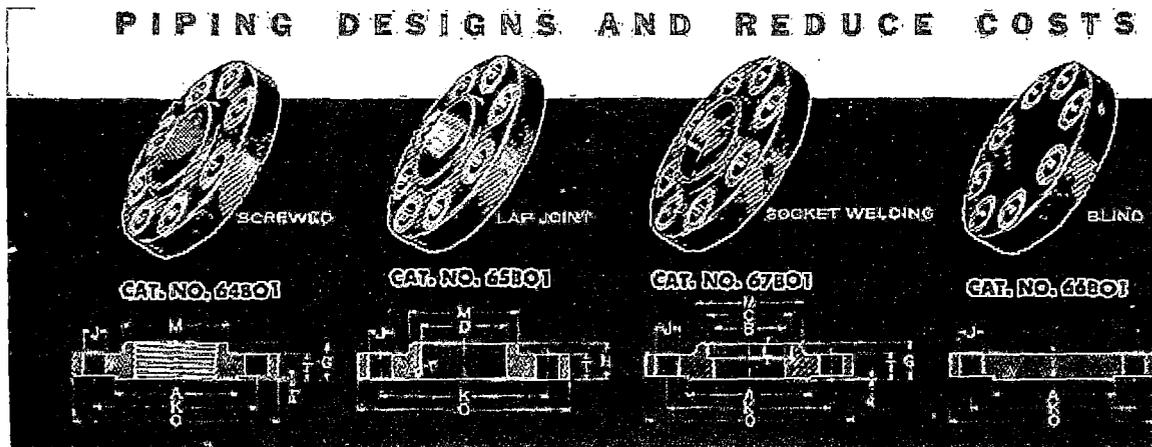
MATERIALS: Flanges are stocked in Forged Car-

bon Steel (ASTM A-181, Grade I or II); and other metals (see page 111).

REDUCING FLANGES: In ordering, specify smaller pipe size and outside diameter of flange.

APENDICE 3.9.4-7

PIPING DESIGNS AND REDUCE COSTS



Diam. of Hub			Approx. Weight (lb.)				Part Numbers						Nom. Pipe Size
At Base	At Chamfer	Lap Joint Fillet Radius	Welding Neck	Slip-On, Screwed, and Socket Welding	Blind	Lap Joint	Welding Neck	Slip-On	Blind	Lap Joint	Screwed	Socket Welding	
M.	N	r											
1 3/8	0.84	1/4	2	2	2	2	21000	22000	23000	24000	25000	29510	1/2
1 1/2	1.05	1/4	2	2	2	2	21001	22001	23001	24001	25001	29511	3/4
1 3/4	1.32	1/4	2	2	2	2	21002	22002	23002	24002	25002	29512	1
2 1/8	1.64	3/8	3	3	3	3	21003	22003	23003	24003	25003	29513	1 1/4
2 1/4	1.90	1/2	4	3	3	3	21004	22004	23004	24004	25004	29514	1 1/2
2 3/8	2.36	5/8	6	5	4	5	21005	22005	23005	24005	25005	29515	2
3 1/8	2.89	3/4	8	7	7	7	21006	22006	23006	24006	25006	29516	2 1/2
4 1/4	3.50	3/4	10	8	9	8	21007	22007	23007	24007	25007	29517	3
4 3/4	4.00	3/4	12	11	13	11	21008	22008	23008	24008	25008	29518	3 1/2
5 1/2	4.50	3/4	15	13	17	13	21009	22009	23009	24009	25009	29519	4
6 3/4	5.56	3/4	19	15	20	15	21010	22010	23010	24010	25010	29520	5
7 3/4	6.63	1/2	24	19	26	19	21011	22011	23011	24011	25011	29521	6
9 1/2	8.63	1/2	39	30	45	30	21012	22012	23012	24012	25012	29522	8
12	10.75	1/2	52	43	70	43	21013	22013	23013	24013	25013	29523	10
14 3/4	12.75	1/2	80	64	110	64	21014	22014	23014	24014	25014	29524	12
15 3/4	14.00	1/2	102	85	131	99	21015	22015	23015	24015	25015	29525	14
18	16.00	1/2	127	93	170	128	21016	22016	23016	24016	25016	29526	16
19 3/4	18.00	1/2	140	120	209	146	21017	22017	23017	24017	25017	29527	18
22	20.00	3/4	170	155	272	185	21018	22018	23018	24018	25018	29528	20
24 1/2	24.00	3/4	260	210	411	260	21020	22020	23020	24020	25020	29530	24

E.g., for a 6" to 4" reduction, specify a 4 x 11" O. D. 150 lb. slip-on (or screwed) reducing flange.

PAINTING AND FINISH: See pages 26-27.

BEVEL of welding-neck flange: See page 114.

GASKET dimensions: See pages 130-131.

SMALLER BORE: See page 134 for minimum dimensions.

BOLTING dimensions: See page 135.

PRESSURE-TEMPERATURE RATINGS: See pages 161-167.

TABLE UW-12
MAXIMUM ALLOWABLE JOINT EFFICIENCIES^{1,5} FOR ARC AND GAS WELDED JOINTS (CONT'D)

Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Degree of Radiographic Examination:		
				(a) Full ²	(b) Spot ³	(c) None
(a)	Single full fillet lap joints without plug welds	(a) For the attachment of heads convex to pressure to shells not over 1/2 in. (12.7 mm) required thickness, only with use of fillet weld on inside of shell; or	A & B	NA	NA	0.45
		(b) For attachment of heads having pressure on either side, to shells not over 24 in. (610 mm) inside diameter and not over 1/2 in. (12.7 mm) required thickness with fillet weld on outside of head flange only	A & B	NA	NA	0.45

NOTES:

- (1) The single factor shown for each combination of joint category and degree of radiographic examination replaces both the stress reduction factor and the joint efficiency factor considerations previously used in this Division.
- (2) See UW-12(a) and UW-51.
- (3) See UW-12(b) and UW-52.
- (4) Joints attaching hemispherical heads to shells are excluded.
- (5) $E = 1.0$ for butt joints in compression.
- (6) For Type No. A Category C joint, limitation not applicable for bolted flange connections.

APENDICE 4.1-3

Metal Empresa sa

PRUEBA HIDROSTATICA

Nº _____

NOMBRE _____

FECHA _____

PRESSION DE PRUEBA _____

DURACION DE LA PRUEBA _____

REALIZADA LA INSPECCION NO SE HA ENCON= TRADO DEFORMACIONES PERMANENTES NI GRIETAS.

LOS ACABADOS Y DIMENSIONES DE CONSTRUCCION SON CORRECTOS.

INSPECCIONADO POR:

METAL EMPRESA

APENDICE 4.1-4

 (Name of manufacturer)
 (Max. allowable working pressure)
 (Manufacturer's serial number)
 (Year built)
Division 1 W (if arc or gas welded) WP (if mill-annealed) HT (if postweld heat treated)	

FIG. 06-112 FORM OF STAMPING

APPENDICE 4.1-5

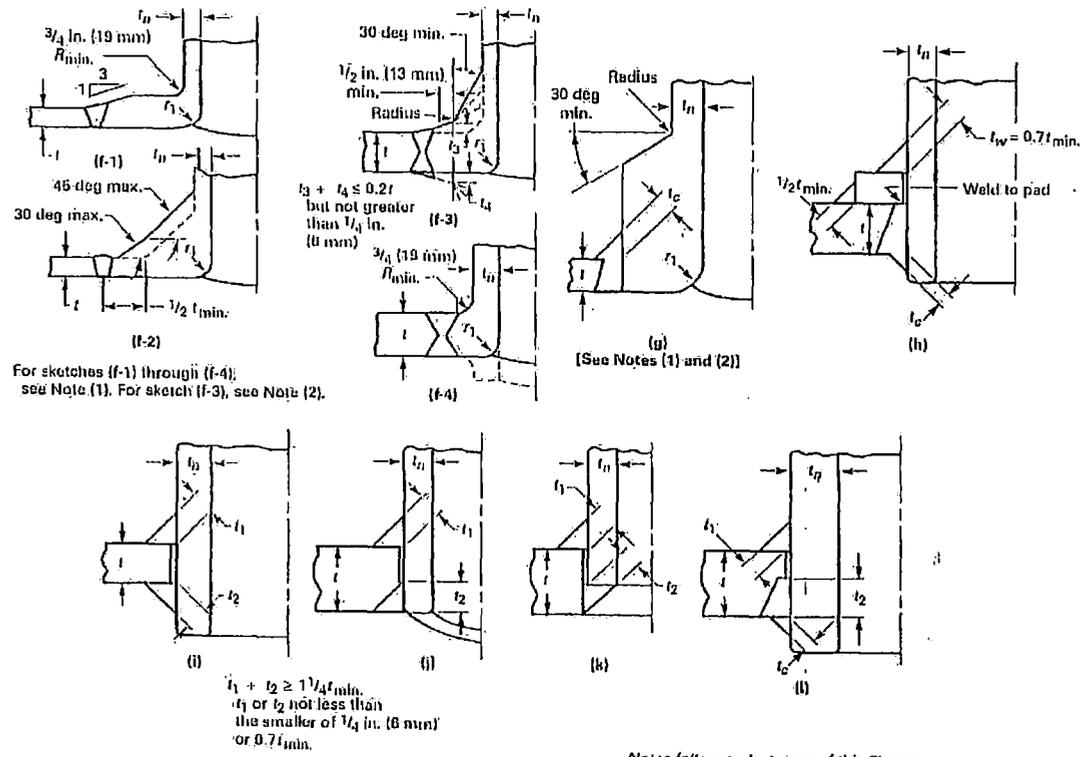


FIG. UW-16.1 SOME ACCEPTABLE TYPES OF WELDED NOZZLES AND OTHER CONNECTIONS TO SHELLS, HEADS, ETC. (CONT'D)

Fig. UW-16.1

2001 SECTION VIII — DIVISION 1

61-6