

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño térmico y mecánico de un condensador de CO₂ con
aletas integrales externas y microaletas internas, utilizando
normas ASME y TEMA"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Juan Alberto Palomino Pazmiño

Juan José Paredes Vásconez

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios porque de Él proviene toda inteligencia y sabiduría, dones que permiten la Santificación del estudio y del trabajo diario, a mi madre Lorena Elizabeth Vásconez Torres por su gran Amor expresado en su sacrificio constante, a mi Familia por impulsar mis metas y sueños, al M. Sc. Vicente Adum y la M. Sc. Carola Sánchez por todas sus enseñanzas y a mis amigos por su apoyo cotidiano en cada vivencia de esta etapa cumplida.

Juan José Paredes Vásconez

Agradezco por sobre todo a mi madre Martha Mary Pazmiño León y a mi padre Jaime Palomino García, y a mis hermanos por todo el apoyo incondicional durante todo mi desarrollo académico y profesional, al M.Sc. Vicente Adum y a la M. Sc. Carola Sánchez por brindar un total asesoramiento para el proyecto.

Juan Alberto Palomino Pazmiño

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Sr. Juan Alberto Palomino Pazmiño.

Sr. Juan José Paredes Vásconez.

M. Sc. Vicente Adum.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

Juan Alberto Palomino Pazmiño

AUTOR

Juan José Paredes Vásconez

AUTOR

M.Sc. Vicente Adum Gilbert

DIRECTOR

RESUMEN

El presente proyecto trata sobre el diseño térmico y mecánico de un condensador de CO₂ a partir de un diseño original de tubos lisos, elaborado por una empresa que manufactura y comercializa este tipo de intercambiadores de calor. Dicha empresa ha recibido la solicitud de diseñar un condensador, el cual tenga dimensiones reducidas que permita aprovechar el espacio en la instalación y sea una ventaja para ellos en la disminución de costo de material para la fabricación. Entre las especificaciones técnicas para su diseño, se encuentra que la presión de operación del CO₂ y del R22 son 252 psig y 8.85 psig, respectivamente. El refrigerante, antes de entrar al condensador, pasa por un sistema de refrigeración que opera a una presión de 210 psig, y a través de una válvula de expansión entrará al equipo. Ambos fluidos deben operar dentro de la campana de saturación, y el flujo másico de CO₂, que satisface la producción, es de 3520 lb/h. Se planteó la implementación de superficies extendidas, específicamente aletas integrales externas y microaletas internas, las cuales aumentan la eficiencia en la transferencia de calor mediante el coeficiente global y la disminución del área, de tal manera que la longitud del condensador resultante sea menor a la original. Para ello, mediante la herramienta computacional EES, utilizando las correlaciones de Eissenberg, Kandlikar y Wolverine, además de la teoría de superficies extendidas, se plantearon cuatro posibles configuraciones de tuberías: tubo liso, aleteado externo, microaletas internas y aletas integrales y microaletas combinadas, para conocer cual dará los resultados más óptimos. La hipótesis planteada resultó verdadera y se obtuvieron las mejores condiciones con la cuarta configuración, el coeficiente global de transferencia de calor fue 1184.29 W/m²K, teniendo una longitud resultante de 1.68 m y una mejoría del 35%, con respecto al modelo original que tuvo una longitud de 2.59. Finalmente, para realizar el diseño mecánico por la optimización de material se optó por tomar una longitud de 1.28 m, con 260 tubos y dos pases, con tubería con aletas integrales externas y microaletas internas.

Palabras clave: Condensador, microaletas, aletas integrales externas, coeficiente global de transferencia de calor, longitud.

ABSTRACT

The present project it is about the thermal and mechanical design of a CO₂ condenser from an original design of smooth tubes, produced by a company that manufactures and sells this type of heat exchangers. The company has been asked to design a capacitor, which has reduced dimensions to tap the installation space and is an advantage for them in reducing material cost for manufacturing. Among the technical specifications for the design, it is found that the operating pressure of CO₂ and R22 are 252 psig and 8.85 psig, respectively. The refrigerant, before entering the condenser, passes through a cooling system which operates at a pressure of 210 psig, and through an expansion valve enters to the equipment. Both fluids must operate inside the saturation bell, and the mass flow of CO₂, which satisfy production, is 3520 lb/h. The proposed was implement extended surfaces, specifically external integral fins and internal microfins, which increase the efficiency of heat transfer through the overall coefficient and transfer area, due this, the length of the resulting condenser is less than the original. To do this, by means of ESS computational tool, using correlations Eissenberg, Kandlikar and Wolverine, in addition of extended surfaces theory, four possible configurations of pipes were raised: smooth tube, finned external, internal microfins, and integral fins and combined microfins, to know which give the best results. The hypothesis was true and the best conditions were obtained with the fourth configuration, the overall coefficient of heat transfer was 1184.29 W/m²K, having a resulting length of 1.68 m and an improvement of 35% compared to the original model, which had a length of 2.59 m. Finally, for mechanical design and the optimization of material, the parameters chosen were a length of 1.28 m, with 260 tubes and two passes, with external integral fins and internal microfins.

Keywords: *condenser, microfins, external integral fins, overall heat transfer coefficient, length.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción.....	1
1.1. Descripción del problema.....	1
1.2. Objetivo general.....	2
1.3. Objetivos Específicos.....	2
1.4. Marco teórico.....	3
1.4.1. Convección en flujo externo.....	3
1.4.2. Convección en flujo interno.....	4
1.4.3. Condensación externa en tubos.....	4
1.4.4. Transferencia de calor en superficies extendidas.....	5
1.4.5. Ebullición forzada dentro de tubos microaleteados.....	6
CAPÍTULO 2.....	10
2. Metodología del Diseño.....	10
2.1 Matriz de decisión.....	10
2.2. Evaluación de las opciones en la matriz de decisión.....	13
2.3. Resultados de la matriz de decisión.....	13

2.4. Modelo de la metodología de diseño.....	14
2.5. Diseño.....	16
2.5.1. Diseño térmico.....	16
2.5.1.1. Análisis termodinámico.....	16
2.5.1.2. Análisis de transferencia de calor.....	17
2.5.1.3. Cálculo de coeficiente de convección forzada en condensación.....	19
2.5.1.4. Cálculo de coeficiente de convección forzada por ebullición.....	21
2.5.1.5. Método homogéneo para flujo bifásico.....	23
2.5.2. Diseño mecánico.....	23
2.5.2.1. Selección de materiales.....	23
2.5.2.2. Cálculo del espesor de la coraza.....	23
2.5.2.3. Diseño de los espejos.....	24
2.5.2.4. Diseño de los desviadores.....	25
2.5.2.5. Diseño de las cabezas.....	25
2.5.2.6. Diseño de los sellos.....	26
2.5.2.7. Diseño de los pernos.....	26
CAPÍTULO 3.....	28
3. Resultados.....	28
3.1. Diseño Térmico.....	28
3.1.1. Análisis termodinámico.....	28
3.1.2. Análisis de transferencia de calor.....	31
3.1.2.1. Tubería lisa externa y lisa interna.....	34
3.1.2.1.1. Correlación de Eissenberg.....	34
3.1.2.1.2. Correlación de Kandlikar.....	35
3.1.2.2. Tubería aletas integrales externa y lisa interna.....	39
3.1.2.2.1. Aletas integrales externas.....	40
3.1.2.3. Tubería lisa externa y microaletas interna.....	44
3.1.2.3.1. Correlación de Wolverine.....	44
3.1.2.4. Tubería con aletas integrales externa y microaletas interna.....	48
3.1.3. Comparación de resultados.....	51
3.1.4. Diseño térmico final.....	52

3.2. Diseño mecánico	56
3.2.1. Condiciones de diseño.....	56
3.2.2. Selección de materiales.....	57
3.2.3. Diseño para arreglo de tubos.....	57
3.2.4. Diseño de la coraza.....	58
3.2.5. Diseño de las boquillas.....	59
3.2.6. Selección de los empaques.....	60
3.2.7. Diseño de los espejos.....	61
3.2.8. Diseño de los desviadores.....	62
3.2.9. Diseño de las cabezas	63
3.2.10. Diseño de los pemos.....	63
3.3. Análisis de costo	64
3.3.1. Costo de materiales.....	64
3.3.2. Costo de manufacturas.....	64
3.3.3. Costo de ingenierías.....	65
3.3.4. Costo del proyecto.....	65
3.3.5. Cronograma de trabajo para construcción del equipo.....	66
CAPÍTULO 4.....	67
4. Discusión y Conclusiones.....	67
4.1. Conclusiones.....	70
4.2. Recomendaciones.....	72
BIBLIOGRAFÍA	73
APÉNDICES	74

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
NUT	Número de unidades de transferencia
DTLM	Diferencia de la temperatura media logarítmica
ASTM	American Society for Testing and Materials
ASME	American Society of Mechanical Engineers
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association

SIMBOLOGÍA

<i>kg</i>	kilogramo
<i>mm</i>	milímetro
<i>kW</i>	kilo watts
<i>m</i>	metro
<i>K</i>	kelvin
<i>S</i>	segundo
<i>N</i>	newton
<i>kJ</i>	kilo Joules
<i>mol</i>	moles
<i>kPa</i>	kilo pascales
A_b	Área real de los pernos mm^2
A_e	Área dentro del perímetro externo que se forma con los tubos periféricos del espejo mm^2
A_f	Área de una aleta mm^2
A_m	Área de la sección transversal mínima requerida por los pernos mm^2
A_o	Área total externa de transferencia de calor mm^2
A_p	Área de la sección del perno mm^2
A_t	Área total del cilindro incluyendo todas las aletas mm^2
α_f	Ángulo de hélice de la microaleta
α_{mf}	Coeficiente local de transferencia para superficie interna microaleteada $\frac{kW}{m^2K}$
α_{nb}	Coeficiente de transferencia por evaporación nucleada $\frac{kW}{m^2K}$
α_{cb}	Coeficiente de transferencia por evaporación convectiva $\frac{kW}{m^2K}$
B	Superficie efectiva de contacto del empaque mm
B_o	Número de evaporación
C	Perímetro externo que se forma con los tubos periféricos del espejo mm
C_{cab}	Constante determinada por la geometría de la tapa
C_o	Número de convección

C_1	Constante de Kandlikar 1
C_2	Constante de Kandlikar 2
C_3	Constante de Kandlikar 3
C_4	Constante de Kandlikar 4
C_5	Constante de Kandlikar 5
C_{2f}	Constante para eficiencia de una sola aleta
d_b	Diámetro medido de perno a perno de la sección bridada en la tapa <i>mm</i>
d_f	Diámetro interno máximo de la microaleta interna <i>mm</i>
D_L	Diámetro equivalente del espejo <i>mm</i>
d_o	Diámetro externo de la tubería <i>mm</i>
d_p	Diámetro nominal del perno <i>mm</i>
δ	Espesor local de la película anular de líquido <i>mm</i>
E	Eficiencia de la junta de soldadura
e_{cab}	Espesor de la cabeza frontal y posterior del intercambiador de calor <i>mm</i>
e_{coraza}	Espesor de la coraza <i>mm</i>
e_{ec}	Espesor del espejo para esfuerzos causados por cortante <i>mm</i>
e_{ef}	Espesor del espejo para esfuerzos causados por flexión <i>mm</i>
e_f	Altura de aleta microaleteada <i>mm</i>
E_{mf}	Factor de acrecentamiento
E_{RB}	Factor de costilla
ε	Fracción local de vacío
F	Constante para tipo de espejo
$F_{f,l}$	Factor de dependencia del fluido
$F_{r,l}$	Número de Froud
g	Gravedad $\frac{m}{s^2}$
G	Velocidad másica $\frac{kg}{s m^2}$
G_e	Diámetro medio del empaque <i>mm</i>
G_{ref}	Valor de prueba máximo para la velocidad másica $\frac{kg}{s m^2}$
σ	Es la tensión superficial del fluido $\frac{N}{m}$
ρ_{fCO_2}	Densidad líquida del CO ₂ $\frac{kg}{m^3}$

ρ_v	Densidad en fase gaseosa $\frac{kg}{m^3}$
ρ_{gCO_2}	Densidad gaseosa del CO ₂ $\frac{kg}{m^3}$
ρ_l	Densidad en fase líquida $\frac{kg}{m^3}$
ρ_{lR22}	Densidad de líquido del R22 $\frac{kg}{m^3}$
ρ_{vR22}	Densidad de vapor del R22 $\frac{kg}{m^3}$
$h_{ent,R22}$	Entalpía del R22 a la entrada del sistema $\frac{kJ}{kg}$
$h_{ent gR22}$	Diferencia de entalpias de vapor y de entrada del R22 $\frac{kJ}{kg}$
h_{f,CO_2}	Entalpía del CO ₂ en líquido saturado $\frac{kJ}{kg}$
h_{fgCO_2}	Diferencia de entalpias de vapor y líquido del CO ₂ $\frac{kJ}{kg}$
h'_{fgCO_2}	Calor latente de vaporización modificado $\frac{kJ}{kg}$
h_{fgR22}	Diferencia de entalpias de vapor y líquido del R22 $\frac{kJ}{kg}$
h_{g,CO_2}	Entalpía del CO ₂ en vapor $\frac{kJ}{kg}$
$h_{g,R22}$	Entalpía del R22 en el punto de vapor saturado $\frac{kJ}{kg}$
h_i	Coefficiente de convección interna de $\frac{kW}{m^2K}$
h_l	Coefficiente de convección interna de líquido $\frac{kW}{m^2K}$
h_o	Coefficiente de convección externo del tubo $\frac{kW}{m^2K}$
I_0	Función de Bessel de orden cero
I_1	Función de Bessel de primer orden
k	Coefficiente de conducción del material del tubo $\frac{kW}{m K}$
K_{fCO_2}	Coefficiente de conductividad del CO ₂ $\frac{kW}{m K}$
k_{lR22}	Conductividad líquida del R22 $\frac{kW}{m K}$
K_0	Funciones de Bessel de orden cero
K_1	Funciones de Bessel de primer orden
L_a	Longitud aleteada mm
L_f	Altura de la aleta mm

m	Coeficiente que relaciona la convección externa de las aletas con el material
\dot{m}_{CO_2}	Flujos máxicos de CO ₂ $\frac{kg}{s}$
\dot{m}_{evap}	Flujo máxico evaporado $\frac{kg}{s}$
m_p	Factor del empaque
\dot{m}_{R22}	Flujo máxico de R22 $\frac{kg}{s}$
n	Constante del modelo de DittusBoelter para calentamiento o enfriamiento
M	Peso molecular del fluido $\frac{kg}{mol}$
N_a	Número de aletas sobre la longitud del tubo
N_p	Número de pernos
$N_{t,pases}$	Número de tubos por pases
$Nu_{D,DittusBoltr}$	Número de Nusselt para el modelo de DittusBoelter
\bar{N}	Número promedio de tubos por columna
η	Constante del arreglo de tubos
η_f	Eficiencia de una sola aleta
η_o	Eficiencia global de las aletas
$pases$	Número de pases
$P_{diseño}$	Presión de diseño kPa
p_f	Paso axial entre microaletas mm
$P_{operación}$	Presión de saturación a la que operan los fluidos de trabajo kPa
Pr	Es el número de Prandtl
Pr_{lR22}	Número de Prandtl líquido del R22
\dot{Q}	Tasa de transferencia de calor kW
q_A	Calor transferido por unidad de área $\frac{kW}{m^2}$
R_{coraza}	Radio interno de la coraza mm
Re_D	Número de Reynolds del modelo de DittusBoelter
Re_{RB}	Número de Reynolds para la fase líquida tubular
Re_{Lfilm}	Número de Reynolds en la película del líquido
R''_{fi}	Coeficientes de ensuciamiento interno del cilindro $\frac{m^2 K}{W}$

R''_{fo}	Coeficientes de ensuciamiento externo del cilindro $\frac{m^2 K}{W}$
r_i	Radio interno del cilindro mm
r_o	Radio externo del cilindro mm
r_1	Radio interno equivalente de aletas mm
r_{2c}	Radio externo equivalente de aletas mm
S_a	Esfuerzo permisible del perno kPa
S_T	Distancia centro a centro de entre dos tubos del arreglo mm
S_y	Esfuerzo de fluencia del material kPa
t_f	Espesor de la aleta mm
T_{film}	Temperatura fílmica K
T_s	Temperatura de la superficie del tubo K
T_{satCO_2}	Temperaturas de saturación del CO ₂ K
T_{satR22}	Temperaturas de saturación del R22 K
ΔT_{LM}	Diferencial de temperatura media logarítmica entre los dos fluidos K
ΔT	Diferencial de temperatura entre los dos fluidos K
U_o	Coeficiente global de transferencia de calor $\frac{kW}{m^2 K}$
μ_{fCO_2}	Viscosidad líquida dinámica del CO ₂ $\frac{kg}{m s}$
μ_l	Es la viscosidad dinámica $\frac{kg}{m s}$
μ_{lR22}	Viscosidad líquida del R22 $\frac{kg}{ms}$
W_{m1}	Carga de perno necesaria para contener la fuerza hidrostática y mantener comprimido el empaque N
W_{m2}	Carga inicial que se le debe aplicar al perno N
x	Calidad de vapor del fluido
x_{R22}	Calidad del R22
Δx	Intervalo de diferencia de la calidad
y	Esfuerzo mínimo a la tensión del empaque kPa

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Esquema de arreglo para tubos de flujo cruzado	3
Figura 1.2. Transferencia de calor entre un fluido que corre sobre un tubo y un fluido que pasa por el tubo.....	4
Figura 1.3. Esquema de representación para flujo condensado	5
Figura 1.4. Configuraciones de aletas.....	5
Figura 1.5. Tubo Microaleteado.....	6
Figura 2.1. Metodología de diseño.....	15
Figura 2.2. Esquema de los volúmenes de control dentro del condensador	16
Figura 2.3. Resistencia térmica total del sistema	18
Figura 3.1. Curva termodinámica del proceso del R22	30
Figura 3.2. Diseño de forma de un condensador.....	56
Figura 3.3. Parámetros de arreglo para tubos en un intercambiador de calor.....	57
Figura 3.4. Esquema en CAD para estimación de diámetro de la coraza	59
Figura 3.5. Esquema en CAD para estimación de diámetro del espejo.....	62
Figura 3.6. Cronograma de construcción del equipo	66

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Ponderación porcentual de los parámetros para selección de diseño.....	11
Tabla 2.2. Matriz de decisión para intercambiadores de calor.....	13
Tabla 3.1. Variables para el Análisis Termodinámico.....	29
Tabla 3.2. Variables para el análisis de la transferencia de calor.....	31
Tabla 3.3. Cálculo preliminar de la longitud según el número de tubos.....	33
Tabla 3.4. Variables para el análisis de la correlación de Eissenberg.....	34
Tabla 3.5. Valores de las constantes para el análisis de la correlación de Kandlikar....	36
Tabla 3.6. Resultados de tubería lisa interna y lisa externa.....	38
Tabla 3.7. Dimensiones de las aletas.....	40
Tabla 3.8. Resultados de tubería con aletas integrales externas y lisa externa.....	42
Tabla 3.9. Dimensiones de las microaletas.....	44
Tabla 3.10. Resultados de tubería lisa externa y microaletas internas.....	48
Tabla 3.11. Resultados de tubería con aletas integrales externas y microaletas internas expuestas.....	50
Tabla 3.12. Comparación de resultados de los modelos.....	51
Tabla 3.13. Resultados del diseño térmico final.....	53
Tabla 3.14. Variables representativas del diseño térmico final.....	55
Tabla 3.15. Diámetros requeridos para alimentación de fluidos.....	59
Tabla 3.16. Resultados para espesores de boquillas.....	60
Tabla 3.17. Listado de costo de materiales para fabricación.....	64
Tabla 3.18. Costo total del proyecto.....	65

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1.00	CONJUNTO DEL CONDENSADOR
PLANO 1.01	ELEMENTO: TAPA FRONTAL
PLANO 1.02	ELEMENTO: BRIDA FRONTAL
PLANO 1.03	ELEMENTO: ESPEJO
PLANO 1.04	ELEMENTO: DESVIADOR
PLANO 1.05	ELEMENTO: CORAZA
PLANO 1.06	ELEMENTO: BRIDA POSTERIOR
PLANO 1.07	ELEMENTO: TAPA POSTERIOR
PLANO 1.S1	VISTA EXPLOSIONADA DEL CONDENSADOR

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción del problema

Una empresa que diseña, manufactura y comercializa intercambiadores de calor tiene el requerimiento de elaborar un condensador de CO₂, el cual será utilizado en la producción industrial de bebidas carbonatadas. Entre las especificaciones técnicas para su diseño se encuentran que la presión de operación del CO₂ y del R22 son 252 psig y 8.85 psig, respectivamente. El refrigerante antes de entrar al condensador pasa por un sistema de refrigeración que opera a una presión de 210 psig, y a través de una válvula de expansión ingresa al equipo. Ambos fluidos deben operar dentro de la campana de saturación, y el flujo másico de CO₂ que satisface la producción es de 3520 lb/h.

Este condensador es un intercambiador de calor de tubo y coraza que, según la experiencia de la empresa fabricante, es el diseño óptimo que cumple con los requerimientos. Sin embargo, las dimensiones resultantes son muy grandes, lo que conlleva a un gran uso de material en su manufactura. Por lo tanto, la Escuela Superior Politécnica del Litoral, por medio de la Materia Integradora, desarrollará el diseño térmico y mecánico de este equipo, planteando la hipótesis de que la aplicación de superficies extendidas (aletas) en el condensador logrará que el proceso de transferencia de calor sea más eficiente, lo que permitirá reducir sus dimensiones; pero satisfaciendo todos los parámetros de este proceso industrial.

Para realizar el diseño térmico se analizarán los procesos que se dan al exterior e interior de un tubo del condensador. En la parte externa se da la condensación del CO₂, la transferencia de calor se analizará mediante la correlación de Einssenberg para un banco de tubos, y las superficies extendidas en esta sección serán aletas integrales externas; mientras que en la parte interna se da la ebullición del refrigerante R22, y será analizado mediante el modelo de Kandiklar para tubos lisos, y para microaleteado interno las correlaciones desarrolladas en el Engineering Data Book III de la compañía WolverineTubes Inc., que fabrica las

tuberías con microaletas internas, que será el segundo tipo de superficies extendidas implementadas en el diseño del condensador de CO₂ de este proyecto. Todo este análisis será modelado mediante la herramienta computacional EES (EngineeringEquationSolver).

Posterior al desarrollo del análisis térmico, se realizará el diseño mecánico mediante la norma ASME Sección VIII División I para recipientes de presión, y la norma TEMA, enfocada en intercambiadores de calor de tubo y coraza; teniendo en cuenta que, según la hipótesis planteada, se espera que en la resolución de este problema la optimización en la transferencia de calor dé como resultado un diseño mecánico final con dimensiones reducidas con respecto a condensadores de CO₂ convencionales, lo que conllevará a disminuir los costos de material en la fabricación.

1.2. Objetivo general

- Reducir las dimensiones de un condensador de CO₂ que utiliza como refrigerante el R22, aplicando la teoría de superficies extendidas en la transferencia de calor.

1.3. Objetivos Específicos

- Establecer las dimensiones óptimas para el diseño del condensador de CO₂, tomando en cuenta la eficiencia en la transferencia de calor lograda por la combinación de microaletas internas con aletas integrales externas.
- Analizar la transferencia de calor de flujo externo mediante la correlación de Eissenberg para banco de tubos, y la de flujo interno mediante las correlaciones de Wolverine Tubes.
- Desarrollar el modelado del diseño térmico por medio de la herramienta computacional EES.

- Realizar el diseño mecánico del equipo mediante las normas ASME Sección VIII División I y TEMA.

1.4. Marco teórico

1.4.1. Convección en flujo externo

Para un arreglo de tubos, como el mostrado en la Figura 1.1, el flujo que se mueve por fuera lo hace de forma cruzada, mientras que dentro del tubo se transporta otro fluido, ambos a diferentes temperaturas, obteniendo así la transferencia de calor requerida.

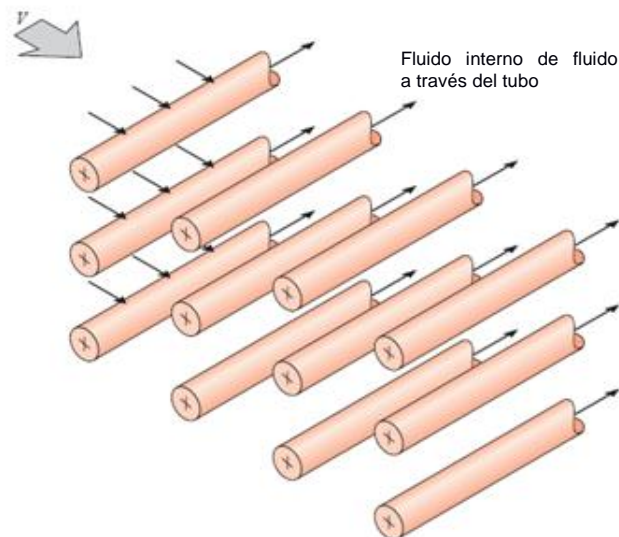


Figura 1.1. Esquema de arreglo para tubos de flujo cruzado

Fuente: Fundamentos de transferencia de calor y masa, Frank P. Incropera Séptima Edición, Capítulo 7

El coeficiente de transferencia de calor asociado a cada tubo dependerá de la posición que este tenga dentro del arreglo, la primera línea vertical de tubos se puede aproximar al caso de un tubo en flujo externo, pero a medida que se adentra en el arreglo, el coeficiente de transferencia converge y también hay que tomar en cuenta el proceso por el que atraviesa el flujo, que en este caso es condensación.

1.4.2. Convección en flujo interno

El flujo interno tiene una geometría tal que permite ser utilizado para calentar o enfriar fluidos usados en procesos industriales y químicos. En la Figura 1.2 se observa la interacción entre un flujo externo y flujo interno de un tubo, esta imagen sirve de guía tanto para cuando el flujo de calor superficial es constante, como para cuando la temperatura superficial es constante.

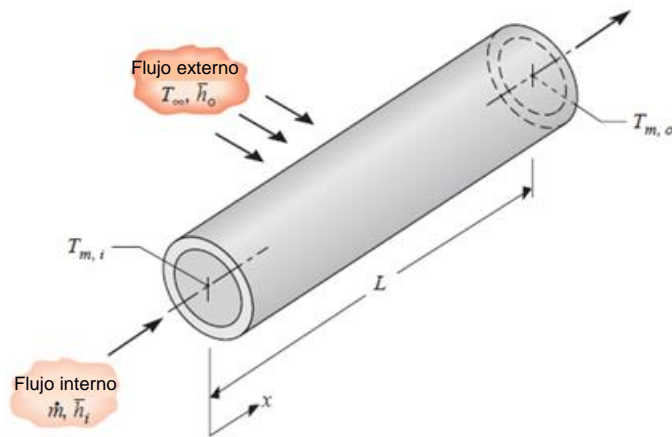


Figura 1.2. Transferencia de calor entre un fluido que corre sobre un tubo y un fluido que pasa por el tubo

Fuente: Fundamentos de transferencia de calor y masa, Frank P. Incropera Séptima Edición, capítulo 8

1.4.3. Condensación externa en tubos

Este fenómeno físico en un arreglo de tubos se puede presentar de 4 maneras, como se aprecia en la Figura 1.3. Los dos primeros casos son ideales, porque solo se considera la gravedad; mientras que los dos últimos representan casos más apegados a la realidad.

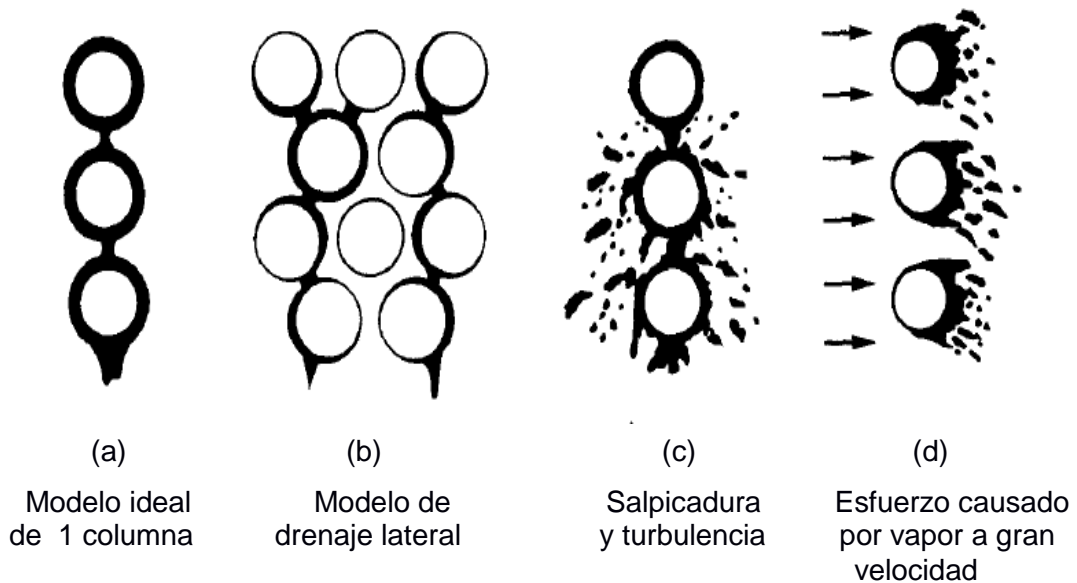


Figura 1.3. Esquema de representación para flujo condensado

Fuente: Heat Exchanger Selection rating and thermal Design, Sadik Kakac. Segunda Edición, capítulo 7

Para el presente estudio se enfocará en los casos (c) y (d), por razón de que al ser combinados presenta una situación muy próxima a la que ocurre con el CO_2 dentro del condensador.

1.4.4. Transferencia de calor en superficies extendidas

Las superficies extendidas o aletas aumentan la superficie de contacto entre un sólido y un fluido, lo que incrementa el coeficiente de transferencia de calor por convección. Algunos ejemplos se aprecian en la Figura 1.4.

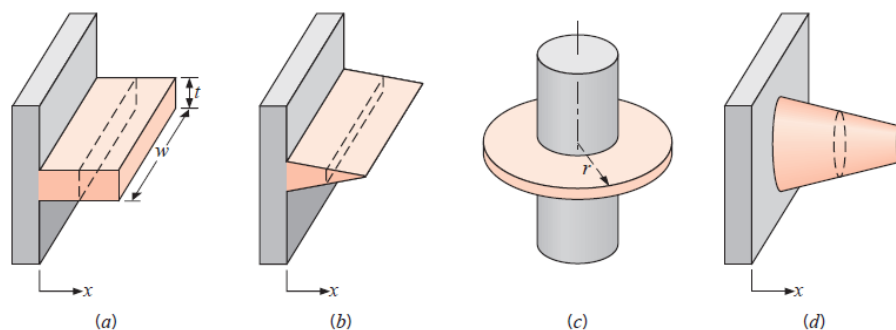


Figura 1.4. Configuraciones de aletas. (a) Aleta recta de sección transversal uniforme. (b) Aleta recta de sección transversal no uniforme. (c) Aleta anular. (d) Aleta de aguja.

Fuente: Fundamentos de transferencia de calor y masa, Frank P. Incropera Séptima Edición, capítulo 3

Para el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza se usa la geometría cilíndrica (c), acoplada en la tubería por donde fluye el refrigerante, y contará con una cantidad determinada de aletas, que dependerá de las dimensiones del equipo.

1.4.5. Ebullición forzada dentro de tubos microaleteados

Correlación de Wolverine (John R. Thome - Wolverine Tube, 2004-2010)

La compañía Wolverine ha desarrollado correlaciones para el uso de tubos microaleteados. Como se observa en la Figura 1.5, las microaletas aumentan el área de transferencia de calor y también permiten que el refrigerante permanezca en contacto con la pared interna del tubo, para que el régimen permanente sea de flujo anular haciendo eficiente la ebullición dentro del tubo.

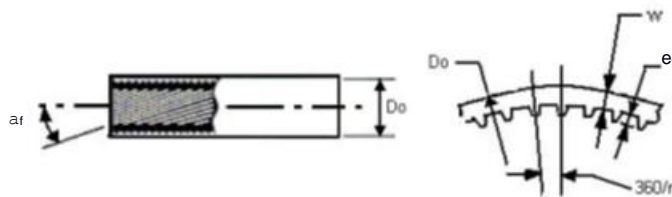


Figura1.5. Tubo Microaleteado

Fuente: Wolverine Tube, Engineering Data Book III, chapter one.

La correlación para determinar el coeficiente local de transferencia de calor para el tubo microaleteado viene dada por:

$$h_i = E_{mf} [(\alpha_{nb})^3 + (E_{RB} \alpha_{cb})^3]^{1/3} \quad \text{ec 1.1}$$

Donde h_i es el coeficiente local de transferencia para superficie interna microaleteada, E_{mf} es el factor de acrecentamiento, α_{nb} es el coeficiente de transferencia por evaporación nucleada, E_{RB} es el factor de costilla, y α_{cb} es el coeficiente de transferencia por evaporación convectiva.

La obtención de cada uno de estos parámetros está en función de la geometría del tubo microaleteado donde los principales elementos son la altura

microaletaada a e_f , el paso axial entre aletas p_f , el ángulo de hélice α_f y el diámetro interno máximo d_f .

El factor de costilla E_{RB} de la ec 1.1 cuantifica el efecto de crecimiento del coeficiente de transferencia por evaporación convectiva debido a las microaletas, su correlación para flujo turbulento monofásico lleva el nombre de Ravigururajan y Bergeles y es la siguiente:

$$E_{RB} = \left\{ 1 + \left[2.64 Re_{RB}^{0.036} Pr^{-0.024} \left(\frac{e_f}{d_f} \right)^{0.212} \left(\frac{p_f}{d_f} \right)^{-0.21} \left(\frac{\alpha_f}{90^\circ} \right)^{0.29} \right]^7 \right\}^{1/7} \quad \text{ec 1.2}$$

Donde Pr es el número de Prandtl, y α_f es el ángulo de la hélice. Dentro de esta ecuación se destaca el Número de Reynolds para la fase líquida tubular Re_{RB} definido de la siguiente manera:

$$Re_{RB} = \frac{G(1-x)d_f}{\mu_l} \quad \text{ec 1.3}$$

Donde G es la velocidad másica, x es la calidad de vapor del fluido interno, y μ_l es la viscosidad dinámica.

El siguiente factor a calcular es el coeficiente de transferencia por evaporación convectiva α_{cb} . por medio de la correlación de Kattan, Thome y Favrat para tubos lisos:

$$\alpha_{cb} = 0.0133 (Re_L)_{film}^{0.69} Pr^{0.4} \frac{k_l}{\delta} \quad \text{ec 1.4}$$

Dentro de esta ecuación se debe calcular el Número de Reynolds en la película del líquido:

$$(Re_L)_{film} = \frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_l} \quad \text{ec 1.5}$$

Dependiente de la fracción local de vacío ε el cual mide el efecto de la estratificación, la correlación para su cálculo fue modelada por Rouhani y Axelsson para tubos lisos, siendo de la forma de:

$$\varepsilon = \frac{\left(\frac{x}{\rho_l}\right)}{[1+0.12(1-x)]\left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l}\right) + \frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_l-\rho_v)]^{0.25}}{G^2\rho_l^{0.5}}} \quad \text{ec. 1.6}$$

Donde ρ_l es la densidad en fase líquida, ρ_v es la densidad en fase gaseosa, g es la gravedad, y σ es la tensión superficial del fluido.

Para completar los parámetros de la ec 1.4 se debe obtener el valor del espesor local de la película anular de líquido δ :

$$\delta = \frac{(1-\varepsilon)d_f}{4} \quad \text{ec 1.7}$$

Ahora se debe determinar el coeficiente de transferencia por evaporación nucleada α_{nb} :

$$\alpha_{nb} = 55pr^{0.12}(-\log pr)^{-0.55}M^{-0.5}q_A^{0.67} \quad \text{ec 1.8}$$

Donde M es el peso molecular del fluido, y q_A es el calor transferido por unidad de área, que está basado sobre el área total de transferencia, mas no en el área nominal calculada a partir del diámetro interno del tubo, si no se cuenta con el mismo, se puede estimar un valor inicial el cual deberá ser corregido posteriormente por medio de un método iterativo.

Para finalizar, se debe calcular el factor de acrecentamiento por flujo E_{mf} que toma en cuenta el efecto de la velocidad máxima de prueba desarrollada en el presente modelo:

$$E_{mf} = 1.89 \left(\frac{G}{G_{ref}}\right)^2 - 3.7 \left(\frac{G}{G_{ref}}\right) + 3.02 \quad \text{ec 1.9}$$

Donde G_{ref} es el valor de prueba máximo para la velocidad másica, y su valor es igual a 500 kg/m²s.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

Este proyecto ejecuta el diseño de un condensador de CO₂. Existen de diversos tipos y con muchas configuraciones, por eso es necesario especificar primero las posibles opciones con las cuales se puede responder a la problemática planteada.

Luego, se procederá a construir una matriz de decisión, en la que debido a la experiencia, se evaluarán los parámetros más importantes para la selección del equipo.

Después de escoger la solución que satisface los requerimientos, se definirá la metodología de diseño a seguir, la cual permitirá discernir claramente los pasos a seguir para obtener el diseño térmico y mecánico.

2.1 Matriz de decisión

Las posibles opciones escogidas para diseñar un condensador de CO₂ de tubo y coraza son las siguientes:

- Condensador de tubos lisos.
- Condensador de tubos con aletas integrales externas y superficie lisa interna.
- Condensador de tubos con superficie lisa externa y superficie microaleteada interna.
- Condensador de tubos con aletas integrales externas y superficie microaleteada interna (combinadas).

Siendo la primera opción la versión convencional, y las tres últimas son los equipos que entrarían a prueba dentro de la hipótesis planteada.

Ahora se procederá a comparar los parámetros, para la selección en la matriz de decisión. Dichos parámetros, en la Tabla 2.1, fueron escogidos de tal manera que se pueda determinar con mejor acierto la opción ganadora.

La comparación se basa en dar un valor entre los dos parámetros para representar la importancia de uno sobre otro. Como ejemplo se puede observar

en la Tabla 2.1, en la primera columna (vista de izquierda a derecha) tenemos al incremento en el coeficiente de transferencia de calor, y se le dará un valor con respecto a todos los parámetros sobre la primera fila. Al presentarse primero el mismo parámetro se le otorga un valor de 1, continuamos con el segundo, que es la disminución de las dimensiones, y se establece que el coeficiente es 1.5 veces más importante que la dimensión. De esta manera se procede a llenar toda la tabla teniendo a la diagonal llena de números 1, y por debajo de ella el inverso de todos los valores que se encuentren por encima. En la penúltima columna tenemos un sumatorio total de puntos de forma horizontal, y a partir del total de esta penúltima columna (25.501) se saca un valor porcentual para cada parámetro.

Tabla 2.1. Ponderación porcentual de los parámetros para selección de diseño

Parámetros	Incremento en el coeficiente de transferencia de calor	Disminución en las dimensiones	Reducción del costo de material	Menor costo de construcción	Facilidad de construcción	Total	Valor %
Incremento en el coeficiente de transferencia de calor	1	1.5	1.5	2	2	8	31.00
Disminución en las dimensiones	0.5	1	1	1.5	1.5	5.5	22.00
Reducción del costo de material	0.5	0.667	1	1.5	1.5	5.16	20.00
Reducción del costo de construcción	0.5	0.667	1	1	1	4.16	16.00
Facilidad de construcción	0.4	0.2	0.5	0.667	1	2.78	11.00
						25.6	100.00

Fuente: Elaboración propia

Una vez fijada la ponderación final para cada parámetro, se realizó la matriz de decisión, como se puede observar en la Tabla 2.2, comparando las 4 posibles opciones. A continuación se explicará cada parámetro y por qué la ponderación asignada a cada uno.

Coefficiente de transferencia de calor: La esencia de este proyecto se basa en la transferencia de calor, por lo que se espera que el diseño final sea eficiente en la propagación de energía, por esa razón se adjudicó el mayor peso a este parámetro.

Considerando la teoría de superficies extendidas, al aumentar la superficie de contacto empleando aletas se obtendría un mayor coeficiente de convección. Entonces, se tiene la hipótesis de que la adición de superficies extendidas, tanto internas como externas, hará que el coeficiente de transferencia de calor sea mayor.

Disminución en las dimensiones: Este parámetro está entre los de mayor relevancia, ya que fue seleccionado por ser parte del problema principal del proyecto.

Se le otorgó el mayor valor a la opción de aletas combinadas, ver Tabla 2.2, porque la hipótesis planteada es que se obtendrá un mayor coeficiente de transferencia al que tenga mayor superficie de transferencia, y se podrá reducir el volumen total del condensador.

Costo de material: Proyectando la construcción del condensador se debe pensar en los materiales que serán utilizados. Se le dio la mayor calificación a las aletas combinadas ya que al plantear como hipótesis que tendrá un mayor coeficiente de transferencia, se podrá manipular las dimensiones hasta el grado de reducir los costos considerablemente.

Costo de construcción: Aunque el alcance de este proyecto es hasta el diseño, la ingeniería está en función de la construcción. Se debe pensar en el tiempo, máquinas y recurso de personal que se va a invertir en la construcción del condensador.

Debido a que la opción 4, ver Tabla 2.2 tendrá menor cantidad de material el doblado del mismo, el maquinado, la soldadura invertida y otros factores de construcción serán menos costosos en la manufactura del equipo.

Facilidad en la construcción: Su valor representa importancia en tiempo empleado y mano de obra para la empresa al momento de la fabricación del equipo. La opción 1 por ser más sencilla de manufacturar tendrá la mejor ponderación en esta categoría.

2.2. Evaluación de las opciones en la matriz de decisión

Tabla 2.2. Matriz de decisión para intercambiadores de calor

		TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR			
		Tubos lisos	Tubos con microaletas internas	Tubo con aletas integrales externas	Tubo con microaletas internas y aletas integrales externas
Alternativas de selección	Parámetros				
Incremento en el coeficiente de transferencia de calor		17	27	22	31
Disminución de dimensiones		12	19	15	22
Reducción de costo de material		14	17	15	20
Menor costo de construcción		9	13	12	16
Facilidad en la construcción		11	8	5	3
TOTAL		63	84	69	92

Fuente: Elaboración propia

2.3. Resultados de la matriz de decisión

En la última fila de la Tabla 2.2, se observan las calificaciones finales de cada tipo de intercambiador de calor que fue comparado. Debido a las hipótesis

planteadas y a las calificaciones colocadas, el de mejor resultado fue el intercambiador de calor de tubo y coraza con microaletas internas y aletas integrales externas. Este resultado da como premisa que este condensador que se va a diseñar tendrá gran eficiencia en la transferencia de calor, dimensiones reducidas, sus costos en material y construcción serán relativamente bajos.

Para poder soportar la decisión tomada, se realizará el diseño térmico para todos los casos de la Tabla 2.2, empezando por el análisis termodinámico, transferencia de calor y mecánica fluidos, y de esa manera poder escoger la mejor opción para realizar el diseño mecánico.

2.4. Modelo de la metodología de diseño

Una vez definido la opción para resolver el problema planteado, se debe establecer de manera detallada del cómo se logrará diseño final del condensador. En la Figura 2.1 podemos apreciar la metodología de diseño propuesta para este proyecto, el cual empezará por medio de un diseño térmico basado en un diseño de forma, seguido por un análisis termodinámico y de transferencia de calor. Con ello se aspira obtener el coeficiente global del sistema y determinar las dimensiones del condensador del CO₂. Para luego realizar el diseño mecánico empleando las normas ASME para tanques a presión y TEMA para intercambiadores de calor.

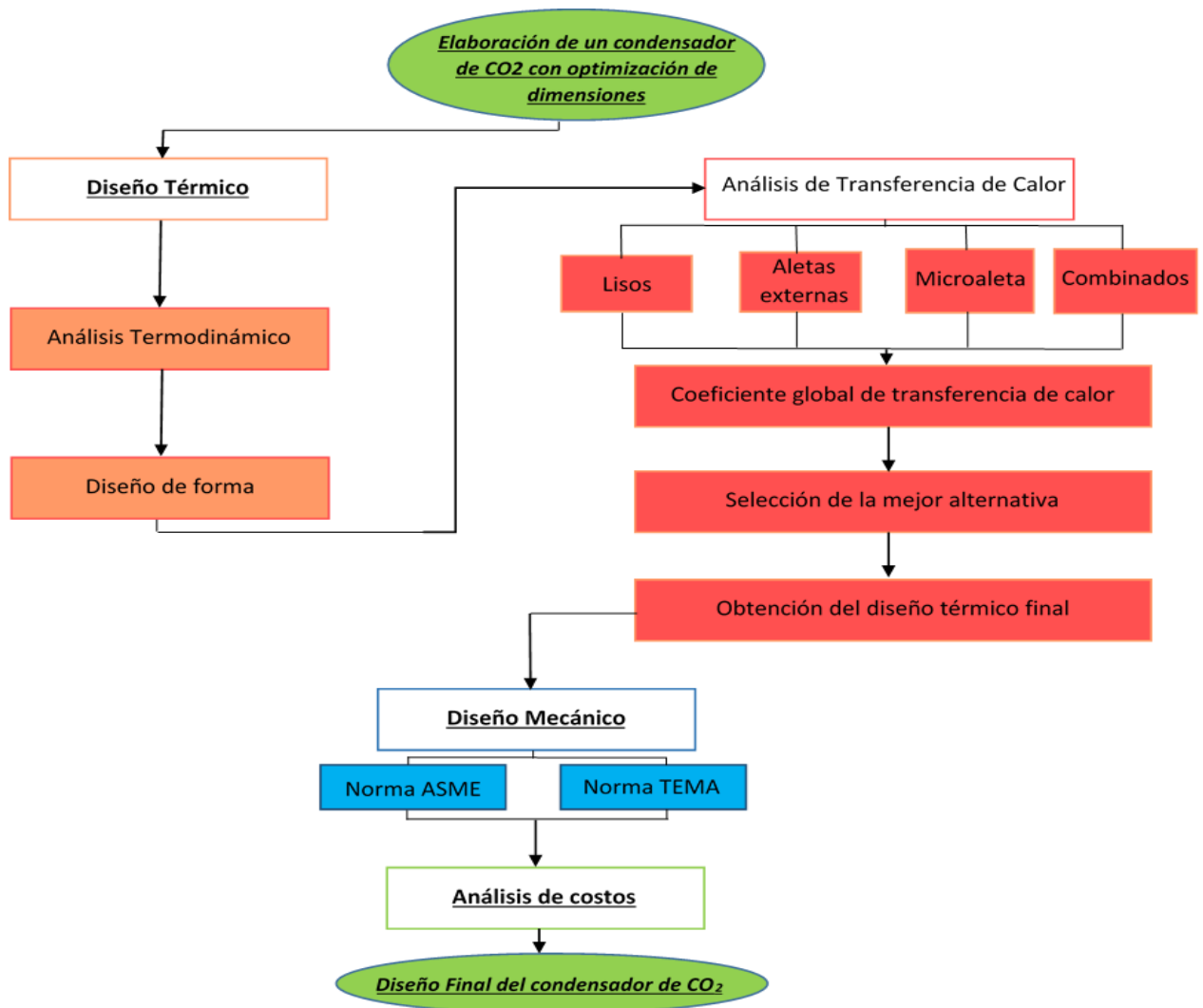


Figura 2.1. Metodología de diseño

Fuente: Elaboración propia

2.5. Diseño

2.5.1. Diseño térmico

2.5.1.1. Análisis termodinámico

El condensador propuesto será utilizado en la industria de elaboración de bebidas gaseosas; por lo tanto, su tiempo de operación diaria será de carga extensa y se puede analizar a partir de un volumen de control en condiciones estacionarias, como se ve en la Figura 2.2. Esto quiere decir que las propiedades de los fluidos en sus diferentes puntos de estado se asumirán como constantes, que los efectos de los cambios de la energía potencial y cinética son despreciables, y que no hay interacción de trabajo y calor entrante o saliente a través de la frontera del volumen de control.

Se puede concluir que el calor que transfiere el fluido de mayor temperatura va a ser igual al calor que recibe el fluido de menor temperatura.

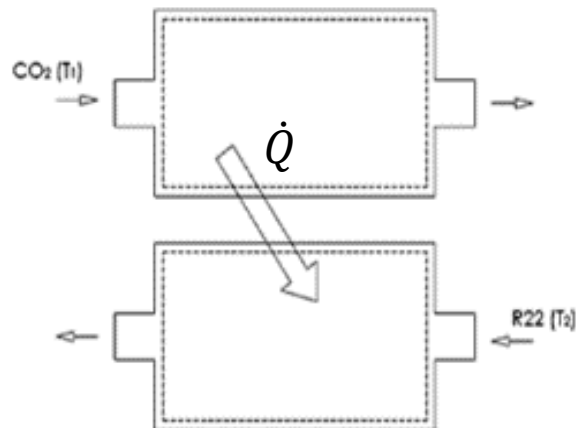


Figura 2.2. Esquema de los volúmenes de control dentro del condensador

Fuente: Elaboración propia

A partir de este criterio se puede definir, con un balance de masa y energía, a la tasa de transferencia de calor que se transmite como:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{CO_2}(h_{g,CO_2} - h_{f,CO_2}) \quad \text{ec.2.1}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{R22}(h_{g,R22} - h_{ent,R22}) \quad \text{ec.2.2}$$

Donde \dot{m}_{CO_2} y \dot{m}_{R22} son los flujos másicos de cada fluido, h_{g,CO_2} y h_{f,CO_2} son los valores de entalpías del CO₂ en los puntos de vapor y líquido saturado a la temperatura de operación, y $h_{g,R22}$ es la entalpía del R22 en el punto de vapor saturado a su temperatura de operación, y $h_{ent,R22}$ es la entalpía con la que el R22 ingresa al sistema. En este punto es necesario indicar que el R22, antes de ingresar al condensador, pasa por un sistema de refrigeración el cual trabaja a una presión de 210 psig, y el $h_{f,R22}$ a dicha presión será igual a la entalpía a la entrada del sistema.

2.5.1.2. Análisis de transferencia de calor

Existen dos métodos para analizar un intercambiador de calor, el NUT y el de Diferencia Media de Temperaturas Logarítmicas (DTLM, por sus siglas en inglés). El primero es empleado para determinar las propiedades térmicas óptimas de entrada y salida, tanto para el fluido como para el refrigerante del sistema, y así evaluar la eficiencia del equipo. El segundo se enfoca en el diseño a partir de los requerimientos específicos de operación, por esta razón se utilizará este método para el análisis térmico.

El objetivo de este estudio es reducir las dimensiones de un condensador, lo que se lograría obteniendo un mayor coeficiente global de transferencia de calor. La manera de relacionar este coeficiente con el calor transmitido es a partir de la tasa de calor total entre los fluidos, que viene dada por:

$$\dot{q} = U_o A_o \Delta T \quad \text{ec.2.3}$$

Donde U_o es el coeficiente global de transferencia de calor, A_o es el área total externa de transferencia de calor, y ΔT es el diferencial de temperatura entre los dos fluidos.

El coeficiente global de transferencia de calor se determinará a partir del modelo de resistencia térmica total de la Figura 2.3, lo que involucra las

propiedades de los fluidos y de los materiales empleados en la convección y conducción presentes en el proceso.

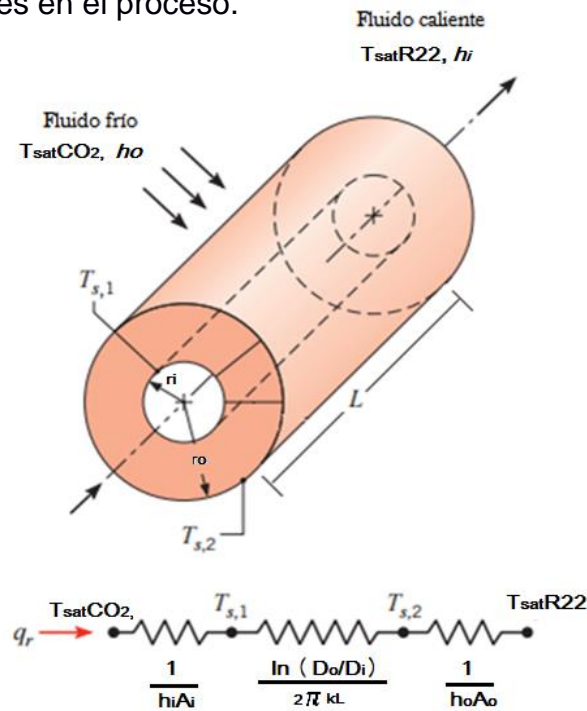


Figura 2.3. Resistencia térmica total del sistema

Fuente: Fundamentos de transferencia de calor y masa, Frank P. Incropera Séptima Edición, Capítulo 3

Donde el coeficiente global de transferencia para intercambiadores de calor, en términos del área superficial de transferencia, vendrá dada de la forma de:

$$U_0 = \frac{1}{\left(\frac{r_0}{r_i} \frac{1}{h_i} + \frac{r_0}{r_i} R''_{fi} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} R''_{fo} + \frac{1}{h_o} \right)} \quad \text{ec. 2.4}$$

Donde h_1 y h_o son los coeficientes de convección interno y externo del tubo, r_i y r_o son el radio interno y externo del cilindro, respectivamente, k es el coeficiente de conducción del material del tubo, R''_{fi} y R''_{fo} son los coeficientes de ensuciamiento interno y externo del cilindro.

Al utilizar el método de DTLM se hace una corrección en la ecuación 2.1, entonces la tasa de transferencia de calor queda de la forma de:

$$\dot{q} = UA_o \Delta T_{LM} \quad \text{ec.2.5}$$

Donde ΔT_{lm} , para el caso de condensación externa y evaporación interna, ambos a temperatura constante, es:

$$\Delta T_{lm} = T_{satCO_2} - T_{satR22} \quad \text{ec.2.6}$$

Sabiendo que T_{satCO_2} y T_{satR22} son las temperaturas de saturación del CO₂ y del R22, respectivamente.

2.5.1.3. Cálculo del coeficiente de convección forzada en condensación

La correlación empleada para un arreglo de tubos lisos escalonados es conocida como el Modelo de Eissenberg, ampliamente utilizada para casos reales, ya que considera los drenajes laterales y las salpicaduras causadas con el contacto de superficies, entonces el coeficiente de convección por condensación externa viene dado de la siguiente forma:

$$h_o = (0.6 + 0.42 \cdot \bar{N}^{-0.25}) \left[\frac{g \cdot \rho_{fCO_2} \cdot (\rho_{fCO_2} - \rho_{gCO_2}) \cdot K_{fCO_2}^3 \cdot h'_{fgCO_2}}{\mu_{fCO_2} \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot D} \right]^{1/4} \quad \text{ec.2.7}$$

y,

$$h'_{fg} = h_{fgCO_2} + 0.68 C_{pCO_2} (T_{sat} - T_s) \quad \text{ec.2.8}$$

Donde \bar{N} es el número promedio de tubos por columna, g es la gravedad, ρ_{fCO_2} y ρ_{gCO_2} son las densidades líquidas y gaseosa del CO₂, K_{fCO_2} es el coeficiente de conductividad del CO₂, μ_{fCO_2} es la viscosidad dinámica del CO₂, y h'_{fgCO_2} es el calor latente de vaporización modificado. Todas las propiedades en esta correlación son evaluadas a la temperatura fílmica.

$$T_{film} = \frac{T_{satCO_2} + T_s}{2} \quad \text{ec.2.9}$$

Donde T_s es la temperatura de la superficie del tubo.

Para el caso donde se desea analizar la parte externa del tubo con aletas, se deberá combinar la ecuación 2.4 con teoría de superficies extendidas, obteniendo así un nuevo coeficiente global de transferencia:

$$U_0 = \frac{1}{\left(\frac{r_0}{r_i h_i} + \frac{r_0 R''}{r_i f_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R'' f_0}{\eta_o} + \frac{1}{\eta_o h_o} \right)} \quad \text{ec.2.10}$$

Donde η_o es la eficiencia global de las aletas que viene dada de la forma de:

$$\eta_o = 1 - N_a \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad \text{ec.2.11}$$

Donde N_a es el número de aletas sobre la longitud del tubo, A_f es el área de una aleta, A_t es al área total de todo el cilindro incluyendo todas las aletas, η_f es la eficiencia de una sola aleta, y vienen dadas por:

$$A_f = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2) \quad \text{ec.2.12}$$

$$A_t = 2\pi r_1(L_a - N_a t_f) + 2\pi(r_o^2 - r_1^2)N_a + 2N_a \pi r_o t_f \quad \text{ec.2.13}$$

$$r_{2c} = r_o + \frac{t_f}{2} \quad \text{ec.2.14}$$

$$r_1 = r_o + L_f \quad \text{ec.2.15}$$

Donde L_a es la longitud aleteada, t_f es el espesor de la aleta, y L_f es la altura de la aleta.

Luego,

$$\eta_f = C_{2f} \left(\frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})} \right) \quad \text{ec.2.16}$$

$$C_{2f} = \frac{2r_1/m}{r_{2c}^2 - r_1^2} \quad \text{ec.2.17}$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{kt_f}} \quad \text{ec.2.18}$$

I_o y K_o son funciones de Bessel de orden cero, I_1 y K_1 son funciones de Bessel de primer orden.

2.5.1.4. Cálculo de coeficiente de convección forzada por ebullición

Para el caso de tubo liso interno con ebullición se utilizará la correlación de Kandlikar, que indica que el coeficiente de convección interna está dado por:

$$h_i = (C_1 C_o^{C_2} (25 F_{r,l})^{C_5} + C_3 B_o^{C_4} F_{f,l}) h_l \quad \text{ec.2.19}$$

Donde h_i es el coeficiente de convección interna de ebullición, C_1 , C_2 , C_3 , C_4 y C_5 son las constantes de Kandlikar, $F_{f,l}$ es el factor de dependencia del fluido, C_o es el número de convección, B_o es el número de evaporación, h_l es el coeficiente de convección interna de líquido, y $F_{r,l}$ es el número de Froud.

$$C_o = \left(\frac{1-x_{R22}}{x_{R22}} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_{vR22}}{\rho_{lR22}} \right)^{0.5} \quad \text{ec.2.20}$$

Sabiendo que x_{R22} es la calidad del R22, ρ_{lR22} y ρ_{vR22} son las densidades de líquido y vapor evaluadas a la temperatura de saturación del R22, respectivamente.

Luego:

$$F_{r,l} = \frac{G^2}{\rho_{lR22}^2 g d_i} \quad \text{ec.2.21}$$

$$G = \frac{\dot{m}_{R22}}{\pi d_i^2 / 4} \quad \text{ec.2.22}$$

Para este problema al existir más de un pase se procedió a calcular la velocidad másica con la siguiente ecuación:

$$G = \frac{\dot{m}_{R22} / N_{t,pase}}{\pi d_i^2 / 4} \quad \text{ec.2.23}$$

$$N_{t,pases} = \frac{N_t}{pases} \quad \text{ec.2.24}$$

Donde G es la velocidad másica, d_i es el diámetro interno de la tubería, g es la gravedad, \dot{m}_{evap} es el flujo másico evaporado, y $N_{t,pases}$ es el número de tubos por pases.

Después:

$$B_o = \frac{q_A}{G h_{fgR22}} \quad \text{ec.2.25}$$

$$h_{fgR22} = h_{gR22} - h_{fR22} \quad \text{ec.2.26}$$

$$q_A = \frac{\dot{q}}{\pi d_i L_{cond} N_t} \quad \text{ec.2.27}$$

Donde q_A es el calor transferido por unidad de área, L_{cond} es la longitud del condensador asumida.

Por último, para obtener h_l se utilizará el modelo planteado por DittusBoelter que indica que el número de Nusselt viene dado por la siguiente expresión:

$$Nu_{D,DittusBoelter} = \frac{h_l d_i}{k_{lR22}} = 0.023 Re_D^{0.8} Pr_{lR22}^n \quad \text{ec.2.28}$$

Donde Pr_{lR22} es el número de Prandtl líquido y k_{lR22} es la conductividad líquida del R22, ambas evaluadas a la temperatura de saturación del R22, la constante n que varía su valor dependiendo si es caso de calentamiento o enfriamiento, Re_D es el número de Reynolds, que para fluidos bifásicos (cambio de fase) se define como:

$$Re_D = \frac{G(1-x_{R22})d_i}{\mu_{lR22}} \quad \text{ec.2.29}$$

Donde μ_{lR22} es la viscosidad líquida del R22 a la temperatura de saturación.

Para el caso en que se desee calcular el coeficiente de convección interno de ebullición con microaletas internas se deberá utilizar la correlación de Wolverine, previamente definida en el capítulo 1 (ecuaciones 1.1 a 1.9).

2.5.1.5. Método homogéneo para flujo bifásico

La longitud del tubo para flujo bifásico debe analizársela por tramos diferenciales de calidad, entonces se define a los tramos como:

$$\Delta z = \frac{\dot{m}_{R22} h_{fgR22}}{\pi d_i U_o \Delta T_{lm}} \Delta x \quad \text{ec.2.30}$$

Donde Δx es el intervalo de diferencia de la calidad.

2.5.2. Diseño mecánico

El diseño mecánico del condensador de CO₂ se va a realizar tomando los resultados obtenidos en el diseño térmico, y además se seguirán todas las especificaciones de la norma ASME Sección VIII División I, especializada en recipientes de presión, y la norma TEMA, que contiene las regulaciones necesarias para la manufactura de intercambiadores de calor de tubo y coraza.

2.5.2.1. Selección de materiales

Se realiza primero la selección de materiales debido a que se tiene que conocer la resistencia de los mismos para poder encontrar las dimensiones principales del diseño. El Código ASME establece diversos valores de esfuerzos permisibles, dependiendo de la temperatura media a la cual se va a mantener la superficie del recipiente.

2.5.2.2. Cálculo del espesor de la coraza

La carcasa es diseñada como un cilindro de pared delgada donde el esfuerzo circunferencial es el doble que el esfuerzo longitudinal. De acuerdo al código ASME parte UG-26, se puede calcular el espesor de pared a partir de:

$$e_{coraza} = \frac{P_{diseño} R_{coraza}}{S_y E - 0.6 P_{diseño}} \quad \text{ec. 2.31}$$

Donde $P_{diseño}$ es la presión de diseño, R_{coraza} es el radio interno de la coraza, S_y es el esfuerzo de fluencia del material de la coraza, y E es la eficiencia de la junta soldada.

Según las recomendaciones de la norma ASME Sección VIII División I en la parte UG-99 literal b, en este cálculo se debe utilizar una presión de diseño en lugar de la presión de operación del condensador para evitar cualquier fallo del equipo. La presión de diseño viene dada a partir de la siguiente ecuación:

$$P_{diseño} = 1.3 P_{operación} \quad \text{ec. 2.32}$$

Donde $P_{operación}$ es la presión de saturación del fluido con mayor magnitud.

La norma también pone la ecuación 2.31 en función de la eficiencia de la junta soldada, que depende del tipo de examen con el que se evalúe dicha junta y la forma que ésta tenga, su valor se lo obtendrá de la tabla perteneciente a la norma ASME parte UW-12 (ver APÉNDICE A). Además del valor calculado, se debe considerar la corrosión que puede existir dentro del espesor de la pared, por lo que se puede aumentar su valor para tener un intervalo de seguridad.

Al momento de diseñar las boquillas de entrada y salida para ambos fluidos de trabajo se utilizará la ecuación 2.31, con la variación del diámetro, que será definido por los requerimientos del cliente de la empresa.

2.5.2.3. Diseño de los espejos

La norma TEMA en la sección A-131 modela a los espejos como una placa plana circular uniforme que ve sometida a esfuerzos de flexión y por cortante, por lo que su espesor se calcula a partir de la selección del mayor valor entre las siguientes ecuaciones:

:

$$e_{ef} = \frac{FG_e}{3} \sqrt{\frac{P_{diseñoCO_2}}{\eta S_y}} \quad \text{ec. 2.33}$$

$$e_{ec} = \left(\frac{0.31D_L}{1 - \frac{d_o}{S_T}} \right) \frac{P_{diseño}}{S_y} \quad \text{ec. 2.34}$$

Donde e_{ef} es el espesor de espejo por flexión, e_{ec} es el espesor de espejo por cortante, F es la constante para tipo de espejo, G_e es el diámetro medio del empaque, d_o es el diámetro externo de la tubería, S_T es la distancia centro a centro de entre dos tubos del arreglo, y se sabe que:

$$\eta = 1 - \frac{0.907}{\frac{S_T^2}{d_o}} \quad \text{ec. 2.35}$$

$$D_L = 4 \frac{A_e}{C} \quad \text{ec. 2.36}$$

En la cual η es la constante del arreglo, D_L es el diámetro equivalente del espejo, C es el perímetro externo que se forma con los tubos periféricos del espejo, y A_e es el área dentro de dicho perímetro.

2.5.2.4. Diseño de los desviadores

Los desviadores son opcionales porque este tipo de equipos utilizan trampas de vapor, el cual se encuentra en reposo dentro de la coraza. La distancia entre desviadores es recomendado en la norma TEMA, y viene dado por una relación de entre 0.4 a 0.6 veces el diámetro de la coraza. Su área de la sección debe ser el 25% de reducción a comparación con el espejo. Para el espesor la norma indica, en la sección RCB 4.41 en la tabla 4.41, ver APÉNDICE B, que dependerá del número de baffles.

2.5.2.5. Diseño de las cabezas

Para este tipo de condensador se utilizará cabeza de tapa plana, y con esto se logra una mayor reducción en la longitud del equipo.

La norma ASME parte UG-34 indica que el espesor de la tapa viene dado por la siguiente expresión:

$$e_{cab} = d_b \sqrt{\frac{C_{cab} P_{diseño}}{S_y E}} \quad \text{ec. 2.37}$$

Donde d_b es el diámetro medido de perno a perno de la sección bridada en la tapa, y C_{cab} es una constante determinada por la geometría de la tapa a partir del APÉNDICE C.

2.5.2.6. Diseño de los sellos

Los sellos son el material que debe seleccionarse para garantizar la estanqueidad entre los topes de los elementos, y serán colocados entre la brida, la brida del espejo y la brida de la cabeza. La norma TEMA sección RCB-6 será la que recomiende el tipo de material, y la selección se hará a partir del catálogo de juntas de LAMOS, ver APÉNDICE D, que está certificado por la norma ASME.

2.5.2.7. Diseño de los pernos

El objetivo de determinar el número de pernos, y la fuerza de apriete, no es solo el de garantizar sujeción en las tapas y las bridas, sino también certificar que los empaques mantengan su estanqueidad, soportar la presión de diseño y evitar todo tipo de fugas. La Norma ASME sección III división I recomienda las siguientes ecuaciones:

$$W_{m1} = \frac{\pi}{4} G_e^2 P_{diseño} + 2b\pi G_e m_p P_{diseño} \quad \text{ec. 2.35}$$

$$W_{m2} = \pi b G_e y \quad \text{ec. 2.36}$$

Donde W_{m1} es la carga de perno necesaria para contener la fuerza hidrostática y mantener comprimido el empaque, W_{m2} es la carga inicial que se le debe aplicar al perno. G_e es el diámetro del empaque, m_p es un factor del empaque,

y es el esfuerzo mínimo a la tensión del empaque, y b es la superficie efectiva de contacto del empaque, todos los parámetros del empaque se los obtienen de los APÉNDICES D, E y F.

Luego tenemos definida al área de la sección transversal mínima requerida por los pernos como:

$$A_m = \frac{W_m}{S_a} \quad \text{ec. 2.37}$$

Donde W_m será igual a W_{m1} si $W_{m1} > W_{m2}$, o W_m tendrá el valor de W_{m2} si $W_{m2} > W_{m1}$, y S_a es el esfuerzo permisible del perno, que dependerá de la clase de perno que se seleccione del APÉNDICE G.

Definiendo al área real requerida de los pernos como:

$$A_b = N_p A_p \quad \text{ec. 2.38}$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} d_p^2 \quad \text{ec. 2.39}$$

Donde N_p es el número de pernos, A_p es el área de la sección de un perno, y d_p es el diámetro nominal del perno.

Igualando las ecuaciones 2.35 y 2.36 se puede determinar el número de pernos requeridos para el diseño.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

En la presente sección se muestran los resultados alcanzados según el análisis del capítulo anterior. Este proyecto se basa principalmente en el diseño térmico del condensador de CO₂, por lo que serán presentados primero estos valores, para posteriormente abordar los resultados del diseño mecánico.

3.1. Diseño Térmico

El diseño térmico es la parte fundamental de este trabajo porque en él se desarrollaron cuatro diferentes tipos de configuraciones de tuberías: lisa, con aletas integrales externas, con microaletas internas y combinadas; para determinar cuál de estas da los mejores resultados en cuanto a eficiencia en transferencia de calor, así como en dimensiones finales del condensador.

Para ello mediante el software computacional EES (EngineeringEquationSolver), se desarrollaron los cuatro modelos comparables, se utilizó esta herramienta debido a que contiene datos sobre las propiedades de los fluidos utilizados, permite resolver sistemas de ecuaciones no lineales y además modela el comportamiento de los fluidos utilizados en el presente proceso.

Para iniciar con el diseño térmico se abordó el análisis termodinámico, donde se obtuvo el flujo de calor necesario en el proceso, el cual es el mismo en todas las configuraciones. Posterior a esto, se determinó el análisis de transferencia de calor en cada uno de los casos, para finalmente por medio del modelo de flujo homogéneo obtener las dimensiones del condensador, así como las variables térmicas a comparar para elegir la opción a acoger para implementar el diseño mecánico.

3.1.1. Análisis termodinámico

En el análisis termodinámico se necesitan como entrada algunas de las variables planteadas dentro de la descripción del problema, las cuales se encuentran enlistadas en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Variables para el Análisis Termodinámico

Variable	Valor [Inglés]	Valor [Internacional]
$P_{sat CO_2}$	252 psig	1839 kPa
$P_{sat R22}$	8.85 psig	162.4 kPa
\dot{m}_{CO_2}	3520 lbm/h	0.4435 kg/s
$P_{cond R22}$	210 psig	1549 kPa

Fuente: Elaboración propia

Las variables de entrada fueron dadas en el Sistema Inglés de Unidades, para mayor comodidad fueron transformadas al Sistema Internacional, de tal manera que todos los cálculos desde el inicio fueron trabajados en este último sistema.

Por medio de las presiones de saturación del CO₂ y del R22 se obtuvieron sus respectivas temperaturas de saturación al evaluarlas en EES, este software emite valores de temperaturas, presiones y demás propiedades termodinámicas de los fluidos a partir de variables de entrada; dichas funciones fueron utilizadas a lo largo de todo el diseño térmico. Utilizando la función de temperatura de saturación de cada uno de los dos fluidos se obtuvo:

$$T_{sat CO_2} = -22.21 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{sat R22} = -30.22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la misma manera se obtuvieron las entalpías de líquido y vapor saturado del CO₂, en sus condiciones respectivas de presión de saturación y calidad del fluido:

$$h_{fCO_2} = -357.1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{gCO_2} = -69.76 \text{ kJ/kg}$$

Una vez obtenidas estas entalpías, por medio de la ecuación 2.1, se obtuvo el flujo de calor necesario para el proceso:

$$\dot{q} = 127.4 \text{ kJ/s}$$

o

$$\dot{q} = 127.4 \text{ kW}$$

Posterior a esto se obtuvo el flujo másico del R22. Para ello, fue necesario determinar las entalpías del R22. Antes de ingresar a las tuberías, este fluido se va a condensar a una presión de 210 psig o 1549 kPa, la entalpía a esta presión a la calidad de líquido saturado es:

$$h_{condR22} = 251.5 \text{ kJ/kg}$$

El fluido pasa por una válvula de estrangulación, y su presión se reduce a la de saturación que es 8.85 psig o 162.4 kPa, por lo que conservó su entalpía. Debido a que este es el punto de partida en su proceso de ebullición, se la denominó h_{aR22} , es decir la entalpía en el punto a, como se observa en el diagrama termodinámico de la Figura 3.1.

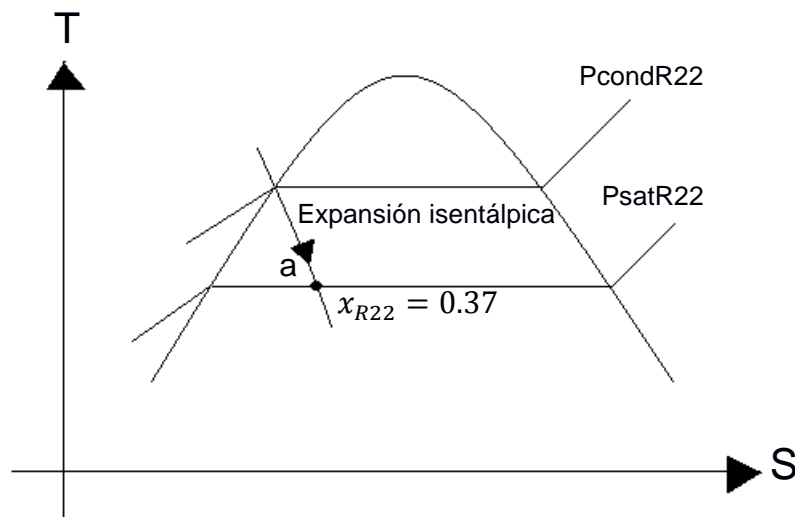


Figura 3.1. Curva termodinámica del proceso del R22

Fuente: Elaboración propia

El siguiente valor obtenido fue la entalpía del R22 en vapor saturado a su presión de saturación y calidad respectiva:

$$h_{gR22} = 395.6 \text{ kJ/kg}$$

Con estos datos, se utilizó la ecuación 2.2 para calcular el flujo másico del R22:

$$\dot{m}_{R22} = 0.9029 \text{ kg/s}$$

Para finalizar con el análisis termodinámico, se encontró la calidad del R22 en el ingreso a las tuberías del condensador por medio de la entalpía en el punto a, esto se observa en el diagrama termodinámico del Anexo.

$$x_{R22} = 0.37$$

Estos resultados encontrados en el análisis termodinámico fueron utilizados en todas las configuraciones de las tuberías que se desarrollaron en el análisis de transferencia de calor.

3.1.2. Análisis de transferencia de calor

Para desarrollar este análisis se deben tomar en cuenta ciertos aspectos ya que entran en consideración las dimensiones geométricas de los tubos, su material, la resistencia de ensuciamiento entre otros factores generales que se enlistan en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Variables para el análisis de la transferencia de calor

Variable	Valor [Inglés]	Valor [Internacional]
d_o	5/8"	15.88 mm
Material de la tubería	Cobre	Cobre
R''_{fi}	0.001 hr ft ² °F/BTU	0.176 m ² K/kW
R''_{fo}	0.001 hr ft ² °F/BTU	0.176 m ² K/kW

Fuente: Elaboración propia

El primer valor de la Tabla 3.2 es el diámetro exterior de la tubería, se escogió de 15.88 mm debido a que es el diámetro del condensador que ya fue construido por la empresa que manufactura los intercambiadores de calor, de la misma forma el material de la tubería, la cual es de cobre por su bondad en la transferencia de calor. Finalmente en esta tabla se muestran los valores de las resistencias por ensuciamiento (fouling), tanto exterior R''_{fo} como interior como interior R''_{fi} , estos

valores fueron obtenidos de la Norma TEMA Sección 10 RGP-T-2.4 Diseño de resistencias de fouling.

Para el valor de R''_{fo} se utilizó el de CO₂ en vapor y para el de R''_{fi} el de refrigerante en líquido, esto se muestra en el APÉNDICE I.

Las ecuaciones que rigen el análisis de transferencia de calor son la 2.3, que permite determinar el área externa de transferencia de calor, y la ecuación 2.4 que obtiene el coeficiente global de transferencia de calor; en esta última ecuación se despreció la conductividad térmica del cobre debido a que su valor es tan alto que hace que este término tienda a cero.

Dentro de este análisis se calculó la diferencia de temperaturas existentes entre los dos fluidos según la ecuación 2.6, dando como resultado:

$$\Delta T_{lm} = 8.015 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De forma preliminar se definió el número de tubos que se utilizaría en el condensador, para ello se usó un coeficiente global de transferencia de calor asumido, en el APÉNDICE J, obtenido del texto intercambiadores de calor de Kakac, de los valores mostrados en dicha tabla se escogió el rango señalado para condensadores de vapor y otros fluidos, este se encuentra entre 300 y 1000 W/m²K, el valor puntual escogido fue 900 W/m²K o 0.9 kW/m²K debido a que al ser CO₂ el fluido utilizado se esperaba que este valor sea alto e incluso mayor que los expuestos en este rango para algunas configuraciones. Por medio de la ecuación 2.3 se determinó la siguiente área de prueba para el análisis preliminar:

$$A_{o,prueba} = \frac{\dot{q}}{U_{o,prueba} \Delta T_{lm}}$$

$$A_{o,prueba} = \frac{127.4 \text{ kW}}{0.9 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{K}} 8.015 \text{ K}}$$

$$A_{o,prueba} = 17.66 \text{ m}^2$$

Después se realizó una tabla donde la longitud depende del valor del número de tubos para calcular un número aproximado que permita tener una longitud que

sea un submúltiplo de 6 metros debido a que esta es la dimensión comercial del tubo, de tal manera que se disminuya el desperdicio de material; en la Tabla 3.3 se detallan estos resultados obtenidos a través de la siguiente ecuación:

$$A_{o,prueba} = \pi d_o L N_t$$

Despejando para determinar L se obtuvo:

$$L = \frac{A_{o,prueba}}{\pi d_o N_t}$$

De esta última ecuación salieron todos los resultados de la Tabla 3.3:

Tabla 3.3. Cálculo preliminar de la longitud según el número de tubos

$A_{o,prueba}$ [m ²]	d_o [m]	N_t	L [m]
17.66	0.01588	100.00	3.54
17.66	0.01588	120.00	2.95
17.66	0.01588	140.00	2.53
17.66	0.01588	160.00	2.21
17.66	0.01588	180.00	1.97
17.66	0.01588	200.00	1.77
17.66	0.01588	220.00	1.61
17.66	0.01588	240.00	1.48
17.66	0.01588	260.00	1.36
17.66	0.01588	280.00	1.26

Fuente: Elaboración propia

Se escogió como número de tubos 200 debido a que la longitud preliminar encontrada fue de 1.77 metros que es aproximada a 2 metros el cual es múltiplo de 6 y además deja cierta medida para algún error al realizar el corte del tubo. Además se escogió que la tubería tenga 2 pases con el condensador debido a que por requerimiento de la planta de producción el retorno del R22 debía ser por el mismo lado de ingreso para que entre a la línea donde se iba a condensar el fluido.

Como ya ha sido mencionado, en este análisis de transferencia de calor se desarrollaron las diferentes combinaciones en las tuberías, cada una de ellas fue

evaluada por correlaciones específicas que hacen que difieran los valores a determinar. Entonces, las combinaciones que se analizaron fueron las siguientes:

1. Tubería lisa externa y lisa interna.
2. Tubería con aletas integrales externas y lisas interna.
3. Tubería lisa externa y microaletas internas
4. Tubería con aletas integrales externas y microaletas internas.

3.1.2.1. Tubería lisa externa y lisa interna.

En este caso se utilizó para el flujo externo las correlaciones de Eissenberg para condensación en banco de tubos y para el flujo interno la correlación para ebullición de Kandlikar.

3.1.2.1.1. Correlación de Eissenberg

El modelo de Eissenberg para condensación en banco de tubos, está determinado por la ecuación 2.7 que dio como resultado el valor del coeficiente externo de transferencia de calor por convección, para encontrarlo se utilizaron los valores que se enlistan en la Tabla 3.4

Tabla 3.4. Variables para el análisis de la correlación de Eissenberg

Variable	Valor
$g_{gravity}$	9.81 m/s ²
N_c	20 columnas

Fuente: Elaboración propia

Se da un número promedio de columnas, para este caso se escogió 20 columnas para que al obtener el número de tubos por columna de como resultado un valor entero:

$$\bar{N} = 10 \text{ tubos/columna}$$

Para calcular este coeficiente se debieron calcular varias propiedades de los fluidos como se detalla en la ecuación 2.7, todas estas propiedades se evalúan a

la temperatura de film de la ecuación 2.9, a excepción de ρ_{gCO_2} , la cual se evalúa a la temperatura de saturación del CO₂, T_{film} depende de la temperatura de la superficie del tubo T_s que se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{q} = h_o A_o (T_{satCO_2} - T_s) \quad \text{ec. 3.1}$$

Esta ecuación depende de h_o y de A_o , valores que son incógnitas del problema. En este momento comienza el proceso iterativo del sistema de ecuaciones no lineales, donde el software computacional EES examina los valores que toman estas variables.

Como se observa en el APÉNDICE M que es el programa para el primer caso, el software realiza los cálculos al tener igual número de ecuaciones que de incógnitas. Debido a que este análisis trabaja con flujo homogéneo, ecuación 2.30, se realizó una tabla paramétrica en la cual se varió el valor de la calidad, de ello se obtuvo un valor para cada punto dentro de la campana de saturación donde fue evaluado el R22 según su correspondiente calidad; debido a que el valor que toma T_s también depende de A_o se verán afectadas las propiedades dentro del modelo de Eissenberg.

Como existe esta iteración los valores mostrados tanto para este primer caso como para los demás serán los obtenidos en el valor final de la calidad, es decir $x_{R22} = 0.97$, para este primer caso estos resultados se muestran en el APÉNDICE M.

3.1.2.1.2. Correlación de Kandlikar

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interno h_i en tubería lisa, se utilizó la correlación de Kandlikar que se detalla en la ecuación 2.19; para ésta se utilizaron las constantes de Kandlikar que se detallan en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5. Valores de las constantes para el análisis de la correlación de Kandlikar

Constante	$C_o < 0.65$	$C_o > 0.65$
C_1	1.136	0.6683
C_2	-0.9	-0.2
C_3	667.2	1058.0
C_4	0.7	0.7
C_5	0.3	0.3

Fuente: Intercambiadores de calor 2da Edición Kakac Capítulo 7 Tabla 7.3

Los valores que tomen las constantes dependen del cálculo del número de convección C_o , ecuación 2.20 y la constante C_5 también depende del número de Froud ya que si su valor calculado por medio de la ecuación 2.21 es mayor a 0.04, C_5 tomará el valor de 0.

Como C_o depende a su vez de la calidad del R22, x_{R22} , la cual por flujo homogéneo es variable, su valor se muestra en el APÉNDICE M para el valor final de calidad.

Para determinar este número también se calcularon las propiedades del fluido a $T_{sat R22}$, y su valor de calidad en líquido y vapor saturado, respectivamente:

$$\rho_{lR22} = 1378 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{vR22} = 7.267 \text{ kg/m}^3$$

Para trabajar con el flujo de evaporado que pasaba por el tubo, se calculó el número de pases por tubo:

$$N_{t,pases} = 100 \text{ tubos/pase}$$

La velocidad másica del fluido se calculó mediante la ecuación 2.23:

$$G = 68.78 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Todo esto era necesario para poder calcular el número de Froud, con la ecuación 2.21:

$$F_{r,l} = 0.01965$$

Se calculó el flujo de calor superficial q_A a partir de la ecuación 2.27, asumiendo un valor de L_{cond} el cual se lo varía hasta que converja con el calculado por el programa, el valor de q_A para la última calidad se muestra en el APÉNDICE M.

El número de ebullición B_o se lo calculó a partir de la ecuación 2.25 y también se muestra en el APÉNDICE M.

Para culminar con el cálculo de los valores de la correlación de Kandlikar, se obtuvo el número de Nusselt de DittusBoelter con la ecuación 2.28, este depende de la calidad con la que se trabaja, por lo que se presenta su resultado en el APÉNDICE M. Finalmente, se calculó el coeficiente de transferencia de calor por convección mediante el Nusselt de DittusBoelter según la ecuación 2.28, lo que se muestra en el APÉNDICE M.

En la Tabla 3.6 se observan los resultados de la configuración lisa interna y lisa externa para cada valor de calidad de R22.

La última fila de la Tabla 3.6 contiene la suma de cada variable relevante. Para la comparación de modelos se va a trabajar con el promedio de cada uno de ellos.

Entonces:

Para h_o :

$$h_o = \frac{134.2}{21} \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$h_o = 6.39048 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

o

$$h_o = 6390.48 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Tabla 3.6. Resultados de tubería lisa interna y lisa externa

No.	x_{R22}	h_o <i>kW/m²K</i>	h_i <i>kW/m²K</i>	A_o <i>m²</i>	U_o <i>kW/m²K</i>	Δz <i>m</i>
1	0.37	6.403	1.613	20.82	0.7636	0.2476
2	0.4	6.391	1.629	20.71	0.7678	0.2462
3	0.43	6.381	1.643	20.61	0.7715	0.2451
4	0.46	6.373	1.655	20.52	0.7747	0.2441
5	0.49	6.366	1.666	20.45	0.7774	0.2432
6	0.52	6.359	1.674	20.39	0.7796	0.2425
7	0.55	6.355	1.681	20.35	0.7813	0.242
8	0.58	6.352	1.686	20.31	0.7826	0.2416
9	0.61	6.35	1.689	20.3	0.7834	0.2413
10	0.64	6.349	1.69	20.29	0.7836	0.2413
11	0.67	6.35	1.689	20.3	0.7833	0.2414
12	0.7	6.352	1.685	20.32	0.7823	0.2417
13	0.73	6.357	1.678	20.37	0.7806	0.2422
14	0.76	6.363	1.669	20.43	0.7782	0.2429
15	0.79	6.372	1.656	20.52	0.7748	0.244
16	0.82	6.385	1.638	20.64	0.7703	0.2454
17	0.85	6.401	1.616	20.8	0.7643	0.2474
18	0.88	6.423	1.586	21.02	0.7563	0.25
19	0.91	6.454	1.545	21.33	0.7453	0.2537
20	0.94	6.5	1.488	21.8	0.7293	0.2592
21	0.97	6.582	1.394	22.65	0.7018	0.2694
Suma	14.07	134.2	34.27	434.9	16.13	5.172

Fuente: Elaboración propia

Para h_i :

$$h_i = \frac{34.27}{21} \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$h_i = 1.631905 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

o

$$h_i = 1631.905 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para A_o :

$$A_o = \frac{434.9}{21} m^2$$

$$A_o = 20.71 m^2$$

Para U_o :

$$U_o = \frac{16.13}{21} kW/m^2K$$

$$U_o = 0.76810 kW/m^2K$$

o

$$U_o = 768.10 W/m^2K$$

La longitud total de tubería que se necesita es la suma de Δz , que tiene un valor de 5.172 m según la Tabla 3.6. Por lo tanto, la longitud del condensador será este valor dividido para el número de pases:

$$L_{cond} = \frac{5.172}{2} m$$

$$L_{cond} = 2.59 m$$

3.1.2.2. Tubería con aletas integrales externas y lisas interna.

Para este segundo caso se realizó el mismo análisis con las correlaciones de Eissenberg para el flujo externo, y la correlación de Kandlikar para el flujo interno; pero con la variante de la adición de aletas, la cual influyó directamente en la obtención del coeficiente global de transferencia de calor U_o , ya que en él se introducen los términos de eficiencia de aleta como se mostró en la ecuación 2.10, y de la misma manera se despreció la conductividad de la pared del tubo, porque al ser muy grande este término se volvió cero.

3.1.2.2.1. Aletas integrales externas

Para realizar el análisis de estas superficies extendidas se deberá definir sus dimensiones, como se muestra en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7. Dimensiones de las aletas

Variable	Valor
r_2	7.94 mm
t_f	0.80 mm
L_f	1.00 mm
N_a	4 aletas
L_a	5.28 mm

Fuente: Elaboración propia

Se escogió una sección de la tubería aleteada conocida dada por el fabricante de los condensadores de la cual se obtuvieron todas las medidas observadas en la Tabla 3.7 cuyas interpretaciones se explicaron en el Capítulo 2.

En la sección de tubería mencionada, el número de aletas era 4 y la longitud aleteada era 5.28 mm, ya que al trabajar con una proporción de esta tubería equivale a trabajar con toda la tubería en cuanto a la relación de número de aletas y longitud aleteada.

Se calculó el radio externo equivalente de aleta por medio de la ecuación 2.14:

$$r_{2c} = 8.34 \text{ mm}$$

Se obtuvo el radio interno equivalente de aleta por medio de la ecuación 2.15:

$$r_1 = 6.94 \text{ mm}$$

Se determinó el área de una sola aleta A_f mediante la ecuación 2.12:

$$A_f = 134.4 \text{ mm}^2$$

Posterior a esto, se obtuvo el área total del cilindro incluyendo todas las aletas mediante la ecuación 2.13:

$$A_f = 624.1 \text{ mm}^2$$

Se debe hallar el valor de la eficiencia para una sola aleta, para ello primero se determina m por medio de la ecuación 2.18, este valor depende de h_o , por lo que va a variar dependiendo del valor de calidad, su valor para la calidad final se muestra en el APÉNDICE N.

Después se calculó la constante para eficiencia de una sola aleta por medio de la ecuación 2.17, de igual manera se muestra en el APÉNDICE N.

Se hallaron las funciones de Bessel de orden 0 y de primer orden por medio de la función de EES, estas tenían como argumento el producto entre m y el radio interno equivalente de aleta y el radio externo equivalente de aleta, como se muestra en la ecuación 2.16, con esta finalmente se obtuvo el valor de la eficiencia de aleta. El resultado mostrado en el APÉNDICE N para la eficiencia de una aleta η_f es el determinado para el valor final de calidad.

Con estos resultados ya fue posible calcular la eficiencia de todas las aletas η_o mediante la ecuación 2.11, valor mostrado en el APÉNDICE N.

De la misma manera que en el caso anterior, se utilizó la teoría de flujo homogéneo para determinar las variables representativas en esta configuración, éstas se muestran en la Tabla 3.8.

Tabla 3.8. Resultados de tubería con aletas integrales externas y lisa externa

No.	x_{R22}	h_o <i>kW/m²K</i>	h_i <i>kW/m²K</i>	A_o <i>m²</i>	U_o <i>kW/m²K</i>	Δz <i>m</i>
1	0.37	6.185	1.667	18.73	0.8488	0.2227
2	0.4	6.177	1.681	18.65	0.8525	0.2218
3	0.43	6.169	1.693	18.58	0.8556	0.221
4	0.46	6.163	1.703	18.52	0.8583	0.2203
5	0.49	6.158	1.712	18.48	0.8605	0.2197
6	0.52	6.154	1.718	18.44	0.8622	0.2193
7	0.55	6.151	1.723	18.41	0.8634	0.219
8	0.58	6.15	1.725	18.4	0.8641	0.2188
9	0.61	6.149	1.726	18.4	0.8643	0.2188
10	0.64	6.15	1.725	18.4	0.8639	0.2188
11	0.67	6.152	1.721	18.42	0.8629	0.2191
12	0.7	6.156	1.715	18.46	0.8614	0.2195
13	0.73	6.161	1.706	18.51	0.859	0.2201
14	0.76	6.169	1.694	18.58	0.8559	0.2209
15	0.79	6.178	1.678	18.67	0.8518	0.222
16	0.82	6.191	1.658	18.78	0.8464	0.2234
17	0.85	6.207	1.633	18.94	0.8395	0.2252
18	0.88	6.229	1.6	19.14	0.8305	0.2276
19	0.91	6.26	1.557	19.43	0.8184	0.231
20	0.94	6.304	1.496	19.85	0.8008	0.2361
21	0.97	6.382	1.399	20.62	0.7711	0.2452
Suma	14.07	130	34.93	394.4	17.79	4.69

Fuente: Elaboración propia

Los siguientes valores son los promedios para cada variable de la Tabla 3.8:

Para h_o :

$$h_o = \frac{130}{21} \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$h_o = 6.19048 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

o

$$h_o = 6190.48 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para h_i :

$$h_i = \frac{34.93}{21} \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$h_i = 1.66333 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

o

$$h_i = 1663.33 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para A_o :

$$A_o = \frac{394.4}{21} \text{ m}^2$$

$$A_o = 18.78 \text{ m}^2$$

Para U_o :

$$U_o = \frac{16.13}{21} \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$U_o = 0.84714 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

o

$$U_o = 847.14 \text{ W/m}^2\text{K}$$

De la misma manera, la longitud total de tubería que se necesita es la suma de Δz , tiene un valor de 4.69 m, la longitud del condensador será este valor dividido para el número de pases:

$$L_{cond} = \frac{4.69}{2} \text{ m}$$

$$L_{cond} = 2.35 \text{ m}$$

3.1.2.3. Tubería lisa externa y microaletas internas

En este caso se utilizará para el lado externo la correlación de Eissenberg ya revisada en los dos casos anteriores para condensación en banco de tubos cuyos cálculo y resultados de esta configuración se pueden observar en el APÉNDICE O, y para el lado interno se utilizarán las correlaciones desarrolladas por la Compañía WolverineTubes para tubos microaleteados.

3.1.2.3.1. Correlación de Wolverine

Esta correlación fue explicada en el Capítulo 1, y se basa en la obtención del coeficiente interno de transferencia de calor por convección h_i a partir de la ecuación 1.1, para ello se necesitan principalmente las dimensiones de las microaletas que se detallan en la Tabla 3.9.

Tabla 3.9. Dimensiones de las microaletas

Variable	Valor
e_f	0.1 mm
p_f	0.97 mm
α_f	18 °
d_f	12.93 mm

Fuente: Elaboración propia

Lo primero que se calculó fue el factor de costilla E_{RB} mediante la ecuación 1.2 para ello se obtuvo el Número de Reynolds para la fase líquida tubular Re_{RB} utilizando la ecuación 1.3, debido a que esta depende de la calidad, tomará un valor diferente para cada tramo donde esta vaya variando según el flujo homogéneo ya explicado, tanto para E_{mf} como para Re_{RB} los resultados para el valor final de calidad de R22 0.97 se muestran en el APÉNDICE O.

Después de esto se obtuvo coeficiente de transferencia por evaporación convectiva α_{cb} según la ecuación 1.4, determinando el Número de Reynolds en la película de líquido según la ecuación 1.5, esta también depende del valor de la calidad así que su valor es variable según el modelo homogéneo, en el APÉNDICE O se muestra el resultado para el último valor de calidad del R22.

Para hallar α_{cb} también se necesitó el número de Prandtl líquido, para la obtención del mismo se evaluó en la función de EES que da esta propiedad mediante la temperatura de saturación del R22 y la calidad igual a cero que corresponde a líquido saturado, se obtuvo el siguiente valor:

$$Pr_{lR22} = 2.969$$

También se obtuvo la conductividad térmica del R22 en fase líquida mediante la correspondiente función de EES a su temperatura y calidad de esta fase:

$$k_{lR22} = 0.1101 \text{ W/m K}$$

Otro valor que se calculó fue el espesor local de película anular de líquido δ mediante la ecuación 1.7, la cual es dependiente de la fracción local de vacío ε según la ecuación 1.6, esta depende de las siguientes propiedades calculadas mediante las funciones de EES para el R22, a la temperatura de saturación y calidad correspondiente según su calidad:

$$\rho_{vR22} = 7.267 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{lR22} = 1378 \text{ kg/m}^3$$

$$\sigma_{R22} = 0.01647 \text{ N/m}$$

Debido a que ε varía con la calidad así también lo hará δ , $(Re_L)_{film}$ y α_{cb} por lo que sus valores en la calidad final se presentan en el APÉNDICE O.

Posteriormente se obtuvo coeficiente de transferencia por evaporación nucleada α_{nb} según la ecuación 1.8, este depende de la presión reducida pr que se obtiene de la siguiente forma:

$$pr = \frac{P_{satR22}}{P_{cR22}}$$

P_{cR22} es la presión crítica del R22 que se obtuvo mediante la función de EES:

$$P_{cR22} = 4989 \text{ kPa}$$

Por lo tanto:

$$pr = \frac{162.4 \text{ kPa}}{4989 \text{ kPa}}$$

$$pr = 0.03255$$

También fue necesario obtener el peso molecular del fluido mediante la función de EES:

$$MW_{R22} = 86.47 \text{ kg/kmol}$$

Con estos datos y con la variación de la calidad en el modelo homogéneo se obtuvo α_{nb} , su valor en la calidad final se observa en el APÉNDICE O.

Finalmente se determinó el factor de acrecentamiento por flujo E_{mf} por la ecuación 1.9, esta depende del cociente entre la velocidad másica G , calculada anteriormente, y una velocidad másica referencial G_{ref} , que tiene un valor de 500 kg/m²s, el valor de E_{mf} fue:

$$E_{mf} = 2.547$$

Una vez completadas todas las ecuaciones y variables en este programa, se realizó la tabla paramétrica en función de la calidad como en los casos anteriores para que, mediante el modelo de flujo homogéneo, se pueda calcular la longitud del condensador, estos resultados se detallan en la Tabla 3.10.

Como en los casos anteriores se deben obtener los valores promedios de las variables de la Tabla 3.10 que serán los que se van a comparar.

Para h_o :

$$h_o = \frac{119,9}{21} \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$h_o = 5.70952 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

o

$$h_o = 5709.52 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para h_i :

$$h_i = \frac{72.81}{21} \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$h_i = 3.46714 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

o

$$h_i = 3467.14 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para A_o :

$$A_o = \frac{307.6}{21} \text{ m}^2$$

$$A_o = 14.65 \text{ m}^2$$

Para U_o :

$$U_o = \frac{22.79}{21} \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$U_o = 1.08524 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

o

$$U_o = 1085.24 \text{ W/m}^2\text{K}$$

En este caso la longitud total de tubería que se necesita, la sumatoria de Δz , tuvo un valor de 3.658 m, la longitud del condensador será:

$$L_{cond} = \frac{3.658}{2} \text{ m}$$

$$L_{cond} = 1.83 \text{ m}$$

Tabla 3.10. Resultados de tubería lisa externa y microaletas internas

No.	x_{R22}	h_o <i>kW/m²K</i>	h_i <i>kW/m²K</i>	A_o <i>m²</i>	U_o <i>kW/m²K</i>	Δz <i>m</i>
1	0.37	5.71	3.469	14.65	1.086	0.1742
2	0.4	5.71	3.469	14.65	1.086	0.1742
3	0.43	5.71	3.468	14.65	1.085	0.1742
4	0.46	5.71	3.468	14.65	1.085	0.1742
5	0.49	5.711	3.468	14.65	1.085	0.1742
6	0.52	5.711	3.468	14.65	1.085	0.1742
7	0.55	5.711	3.468	14.65	1.085	0.1742
8	0.58	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
9	0.61	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
10	0.64	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
11	0.67	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
12	0.7	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
13	0.73	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
14	0.76	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
15	0.79	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
16	0.82	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
17	0.85	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
18	0.88	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
19	0.91	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
20	0.94	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
21	0.97	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Suma	14.07	119.9	72.81	307.6	22.79	3.658

Fuente: Elaboración propia

3.1.2.4. Tubería con aletas integrales externas y microaletas internas

Finalmente se obtuvieron los resultados para la configuración donde se combinaron las aletas integrales externas y las microaletas internas, para ello se utilizó la correlación de Eissenberg para condensación en banco de tubos junto con las ecuaciones de superficie aleteada, y en la parte interior la correlación de Wolverine, debido a que en los casos anteriores ya fueron explicados los resultados de estas correlaciones y la forma de obtener los mismos; en este caso se muestran directamente los resultados de las variables representativas para la

comparación de los modelos en la Tabla 3.11. Los resultados para la calidad final del R22 de 0.97 se muestran en el APÉNDICE P.

En este último modelo también se va a proceder de la misma forma para obtener los valores promedios de las variables de la Tabla 3.11.

Para h_o :

$$h_o = \frac{116,6}{21} \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$h_o = 5.55238 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

o

$$h_o = 5552.38 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para h_i :

$$h_i = \frac{77.2}{21} \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$h_i = 3.67619 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

o

$$h_i = 3676.19 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para A_o :

$$A_o = \frac{281.9}{21} \text{ m}^2$$

$$A_o = 13.42 \text{ m}^2$$

Para U_o :

$$U_o = \frac{24.87}{21} \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$U_o = 1.18429 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

o

$$U_o = 1184.29 \text{ W/m}^2\text{K}$$

La sumatoria de Δz , tuvo un valor de 3.352 m, la longitud del condensador será:

$$L_{cond} = \frac{3.352}{2} \text{ m}$$

$$L_{cond} = 1.68 \text{ m}$$

Tabla 3.11. Resultados de tubería con aletas integrales externas y microaletas internas

No.	x_{R22}	h_o $\text{kW/m}^2\text{K}$	h_i $\text{kW/m}^2\text{K}$	A_o m^2	U_o $\text{kW/m}^2\text{K}$	Δz m
1	0.37	5.552	3.678	13.42	1.184	0.1596
2	0.4	5.552	3.677	13.42	1.184	0.1596
3	0.43	5.552	3.677	13.42	1.184	0.1596
4	0.46	5.552	3.677	13.42	1.184	0.1596
5	0.49	5.552	3.677	13.42	1.184	0.1596
6	0.52	5.552	3.677	13.42	1.184	0.1596
7	0.55	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
8	0.58	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
9	0.61	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
10	0.64	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
11	0.67	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
12	0.7	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
13	0.73	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
14	0.76	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
15	0.79	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
16	0.82	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
17	0.85	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
18	0.88	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
19	0.91	5.552	3.676	13.43	1.184	0.1596
20	0.94	5.552	3.675	13.43	1.184	0.1596
21	0.97	5.552	3.675	13.43	1.184	0.1596
Suma	14.07	116.6	77.2	281.9	24.87	3.352

Fuente: Elaboración propia

3.1.3. Comparación de resultados

Una vez planteados los cuatros modelos propuestos, se realizó una tabla comparativa con los resultados predominantes para elegir cuál es el más óptimo, y realizar según este el Diseño Mecánico. Esta comparación se la observa en la Tabla 3.12.

Tabla 3.12. Comparación de resultados de los modelos

No.	Modelo	h_o W/m ² K	h_i W/m ² K	A_o m ²	U_o W/m ² K	Δz m	L_{cond} m	% de Disminución
1	Liso	6390.48	1631.90	20.71	768.10	5.17	2.59	35%
2	Aleteado	6190.48	1663.33	18.78	847.14	4.69	2.35	29%
3	Microaleteado	5709.52	3467.14	14.65	1085.24	3.66	1.83	8%
4	Combinado	5552.38	3676.19	13.42	1184.29	3.35	1.68	

Fuente: Elaboración propia

En la Tabla 3.12 se plasmaron todas las variables representativas de los cálculos elaborados para cada modelo, la hipótesis planteada en este proyecto era que, al combinar las aletas integrales externas con las microaletas internas, se tendría la ventaja de disminuir las dimensiones del condensador según era la demanda de la empresa de bebidas carbonatadas debido al espacio donde deben realizar la instalación del equipo.

Entre los resultados de esta tabla están los coeficientes de transferencia de calor por convección, estos son inversamente proporcional a la resistencia térmica a la transferencia de calor, por lo que si su valor se eleva la resistencia tiende a disminuir; tanto para el flujo externo como para el flujo interno se nota que para cada modelo estos valores aumentan de forma continua por lo que la aplicación de superficies extendidas ayuda a disminuir la resistencia a la transferencia de calor.

El coeficiente global de transferencia de calor, que depende de los coeficientes de convección, también aumenta lo que a su vez ayuda a que se ceda el paso al calor que se tiene que transmitir para que se cumpla el proceso; lo que ha conllevado a disminución de la longitud del condensador.

En la columna final de la Tabla 3.12 se observa el porcentaje de disminución con respecto al último modelo, esta disminución es medida a partir de la longitud del condensador, el primer modelo de tubo liso tiene una disminución del 35%, el modelo aleteado externo del 29% de su longitud original, y al utilizar la tubería con microaletas internas se obtuvo un 8%.

Debido a estos resultados, el Diseño Mecánico se efectuará con la opción final, antes de tener las dimensiones finales se va a realizar una modificación en la longitud.

3.1.4. Diseño Térmico Final

Una vez demostrado que la opción de las tuberías combinadas, entre aletas integrales externas y microaletas internas, fue la mejor se procedió a realizar el diseño funcional a desarrollar, debido a que la longitud del modelo combinado fue de 1.69 metros como se muestra en la última fila de la Tabla 3.12, se modificó el número de tubos para poder tener una longitud del condensador más cercana a un múltiplo de 6 metros para que exista el menor desperdicio de material posible. En las iteraciones realizadas para conocer el número de tubos óptimos se tuvo como resultado 260 tubos, lo que se hizo fue variar el número de tubos hasta que el valor de la longitud del condensador sea un valor cercano a un múltiplo de 6, para este caso dicha longitud fue 1.28 metros, cercano a 1.50 metros. Todos los resultados de este diseño final se encuentran en el APÉNDICE Q. La Tabla 3.13 muestra los resultados de las variables determinantes en el diseño final.

Tabla 3.13. Resultados del diseño térmico final

No.	x_{R22}	h_o kW/m^2K	h_i kW/m^2K	A_o m^2	U_o kW/m^2K	Δz m
1	0.37	5.403	3.851	13.29	1.196	0.1216
2	0.4	5.403	3.851	13.29	1.196	0.1216
3	0.43	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
4	0.46	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
5	0.49	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
6	0.52	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
7	0.55	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
8	0.58	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
9	0.61	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
10	0.64	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
11	0.67	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
12	0.7	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
13	0.73	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
14	0.76	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
15	0.79	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
16	0.82	5.404	3.85	13.29	1.196	0.1216
17	0.85	5.404	3.849	13.29	1.196	0.1216
18	0.88	5.404	3.849	13.29	1.196	0.1216
19	0.91	5.404	3.849	13.29	1.196	0.1216
20	0.94	5.404	3.849	13.29	1.196	0.1216
21	0.97	5.404	3.849	13.29	1.196	0.1216
Suma	14.07	113.5	80.85	279.1	25.12	2.553

Fuente: Elaboración propia

Una vez más se calculan los valores promedios, en esta oportunidad de la Tabla 3.13.

Para h_o :

$$h_o = \frac{113.5}{21} kW/m^2K$$

$$h_o = 5.40476 kW/m^2K$$

o

$$h_o = 5404.76 W/m^2K$$

Para h_i :

$$h_i = \frac{80.85}{21} \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$h_i = 3.850 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

o

$$h_i = 3850 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para A_o :

$$A_o = \frac{279.1}{21} \text{ m}^2$$

$$A_o = 13.29 \text{ m}^2$$

Para U_o :

$$U_o = \frac{25.12}{21} \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$U_o = 1.19619 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

o

$$U_o = 1196.19 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para el diseño final la longitud total de tubería fue 2.55 m, la longitud del condensador será:

$$L_{cond} = \frac{2.55}{2} \text{ m}$$

$$L_{cond} = 1.28 \text{ m}$$

Para finalizar con la parte térmica, se expresan estos resultados en la Tabla 3.14.

Tabla 3.14. Variables representativas del diseño térmico final

Diseño Térmico Final					
$N_t = 260$ tubos			$pases = 2$ pases		
h_o W/m²K	h_i W/m²K	A_o m²	U_o W/m²K	Δz m	L_{cond} m
5404.76	3850	13.29	1196.19	2.55	1.28

Fuente: Elaboración propia

Con los valores de la Tabla 3.14 se procedió a realizar el Diseño Mecánico del condensador.

3.2. Diseño mecánico

En esta sección se piensa abordar de manera detallada las dimensiones de todos los elementos que conforman al tipo de condensador seleccionado en el diseño térmico. Todos los cálculos realizados fueron anexados en el APÉNDICE L. Pevio al desarrollo del diseño se presenta un bosquejo del diseño de forma de los elementos de un condensador, ver Figura 3.2.

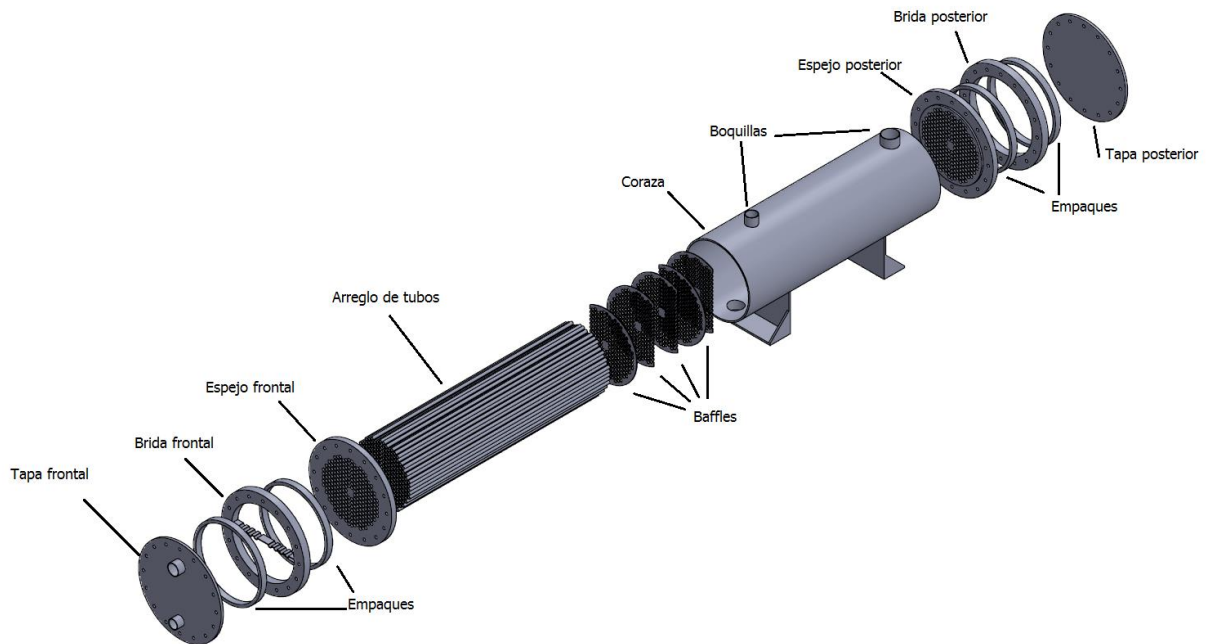


Figura 3.2. Diseño de forma de un condensador

Fuente: Elaboración propia

3.2.1. Condiciones de diseño

Como primer paso de deben definir las condiciones iniciales para el diseño mecánico, entre ellas tenemos la presión de diseño que se obtiene de la ecuación 2.32:

$$P_{diseñoCO_2} = 346.71 \text{ Psi}$$

3.2.2. Selección de materiales

La norma ASME en la sección de recipientes a presión recomienda para la coraza, cuando se trabaja a temperaturas de entre -20 a 500 °C, la utilización de acero ASTM 516 de grado 70, porque bajo las condiciones de operación del condensador, presenta un alto esfuerzo de fluencia con un valor de 20000 PSI, ver APÉNDICE H.

Para la diseño de las cabezas, espejos, bridas, boquillas y estructura de soporte, se empleó acero estructural ASTM A36 que, bajo las condiciones de operación del condensador, presenta un esfuerzo de fluencia de 16600 PSI, ver APÉNDICE H.

3.2.3. Diseño para arreglo de tubos

La norma TEMA en la sección 5 RCB-2.4, recomienda diferentes tipos de arreglo de tubos, como se puede ver en la Figura 3.3, y queda a disposición del diseñador escoger la manera en cómo se definirán los haces de tubos. Para este caso en particular el objetivo es el de reducir las dimensiones, por esa razón la opción (a) es la más óptima, ya que con una distribución de 30° se obtiene un mismo arreglo de tubos dentro de una menor porción de área transversal.

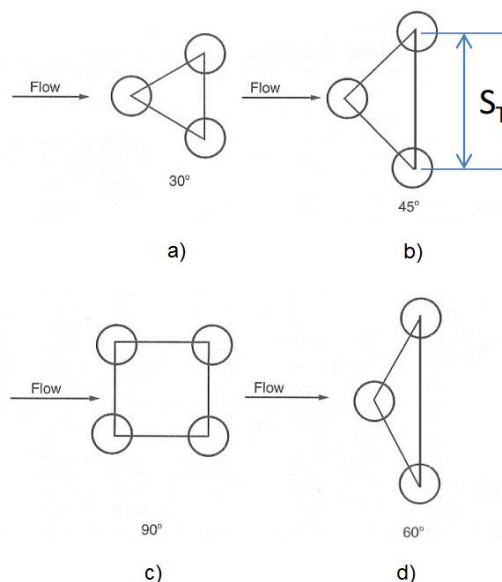


Figura 3.3. Parámetros de arreglo para tubos en un intercambiador de calor

Fuente: Editado, Heat Exchanger Selection rating and thermal Design, SadikKakac. Segunda Edición, capítulo 8

S_T (ver Figura 3.3) es la distancia de centro a centro entre tubos (también conocida como Pitch), y la norma TEMA en la sección 5 R-2.5 indica que viene dada de la siguiente forma:

$$S_T = 1.2d_o \quad \text{ec. 3.1}$$

Siendo d_o el diámetro exterior del tubo con un valor de 15.88 mm. Resolviendo la ecuación 3.1 se obtiene que el pitch es de 19.056 mm, y se lo redondeo a 20 mm para brindar mayores facilidades al momento de la construcción.

3.2.4. Diseño de la coraza

Una vez seleccionados los parámetros del diseño de forma del arreglo de las tuberías, se procede a obtener el diámetro de la coraza. Para esto se debe realizar un esquema visual del arreglo final de tubos, ver Figura 3.4.

$$D_{coraza} = 400 \text{ mm}$$

Para el cálculo del espesor de coraza se utiliza la ecuación 2.31, donde la eficiencia de la junta se la selecciona del APÉNDICE A, asumiendo el caso crítico donde no se realiza ninguna inspección, de esta marea se logra ser más conservador en el diseño:

$$E = 0.7$$

Y conociendo también que el fluido que está en contacto con la coraza es el CO_2 , se obtiene un valor de espesor:

$$e_{coraza} = 6.6 \text{ mm}$$

Y partir de las medidas estandarizadas comercialmente, se redondea a 8 mm.

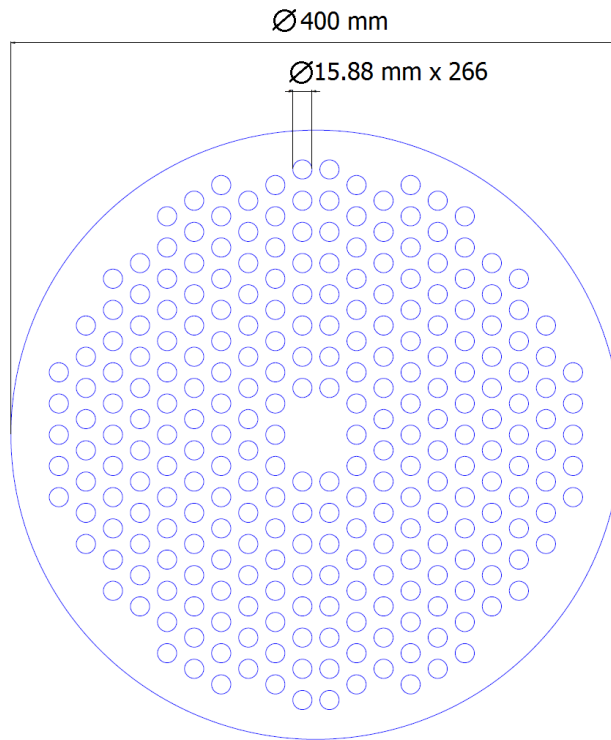


Figura 3.4. Esquema en CAD para estimación de diámetro de la coraza

Fuente: Elaboración propia

3.2.5. Diseño de las boquillas

Las boquillas facilitan la entrada y la salida de los fluidos de trabajo, y sus dimensiones dependen a los requerimientos, de la empresa que solicita el condensador, ver Tabla 3.15.

Tabla 3.15. Diámetros requeridos para alimentación de fluidos

Diámetro de boquilla de entrada de CO ₂	83 mm
Diámetro de boquilla de salida de CO ₂ vapor	58 mm
Diámetro de boquilla de salida de CO ₂ condensado	83 mm
Diámetro de boquilla de entrada de R22	63.6 mm
Diámetro de boquilla de salida de R22	51 mm

Fuente: Elaboración propia

La norma TEMA recomienda que para condensadores se empleen 3 boquillas para el fluido a condensar, y la tercera boquilla es para la salida de algún residuo de CO₂ que permanezca en estado gaseoso.

Para el líquido a condensar se colocarán las boquillas sobre la superficie de la coraza, y para el refrigerante a evaporar se colocarán las boquillas de entrada y salida sobre la cabeza frontal. Sus respectivas ubicaciones se encuentran en los planos 1.01 y 1.05.

Las boquillas se las modelaron como tanques a presión, y se empleó la ecuación 2.31 para el cálculo de sus espesores. En la Tabla 3.16 se observa los resultados para cada espesor.

Tabla 3.16. Resultados para espesores de boquillas

Espesor de la boquilla de entrada de CO ₂ vapor	2.51 mm
Espesor de la boquilla de salida de CO ₂ vapor	1.75 mm
Espesor de la boquilla de salida de CO ₂ líquido	2.51 mm
Espesor de la boquilla de entrada de R22	2.08 mm
Espesor de la boquilla de salida de R22	1.75 mm

Fuente: Elaboración propia

Para una optimización en el material, a todos los espesores se igualó al de mayor magnitud, y a ese valor se le aproximará a medidas de planchas estandarizadas, y cada boquilla tendrá el mismo espesor de la boquilla más crítica. Como resultado se obtuvo un valor de 3 mm.

3.2.6. Selección de los empaques

Para la selección de empaque se utilizó la norma TEMA sección 5 RC-6.31 para determinar los valores mínimos recomendados para espesor, el cual no debía ser menor a 3/8" (9.5mm), y el tipo de material debía ser de algún tipo de acero, debido a que la presión de diseño superaba los 300 Psi. A partir de estas condiciones, se recurrió a un catálogo certificado por la norma ASME donde se seleccionó el empaque RTJ ASME B16.20 con sección octogonal, con número de anillo R-61, ver APÉNDICE D, E, F, obteniendo los siguientes resultados:

$$G_e = 16.5 \text{ in}$$

$$b = 0.5\sqrt{0.438} = 0.3309$$

$$y = 18000 \text{ Psi}$$

$$m_p = 5.5$$

3.2.7. Diseño de los espejos

Los resultados obtenidos para espesor por flexión y espesor por cortante usando las ecuaciones 2.33 y 2.34 fueron:

$$e_{ef} = 30.84 \text{ mm}$$

$$e_{ec} = 6.53 \text{ mm}$$

Utilizando como constante para tipo de espejo el seleccionado en el APÉNDICE K. Se escogió el valor más crítico (por flexión), y se lo aproximó a la medida comercial estandarizada más próxima, para este caso fue de 40 mm.

El objetivo del espesor del espejo es para soportar la presión interna en el condensador, por esa razón una vez que la distancia radial iguala al radio interno de la coraza, el espejo disminuye en su espesor, con el fin de proporcionar un mejor acople entre la coraza y el espejo al momento de la construcción.

El diámetro externo del espejo fue determinado a partir de la Figura 3.5, donde d_{desg} es la distancia requerida para evitar desgarramiento por los pernos. En el libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley en el capítulo 8 sección 12 recomienda que esa distancia sea igual a 1.5 veces el diámetro del perno, en una sección posterior se realiza la selección de los pernos ($d_p = 16 \text{ mm}$), teniendo entonces que:

$$d_{espejo} = d_{coraza} + 4d_{desg} + 2d_p \quad \text{ec.3.2}$$

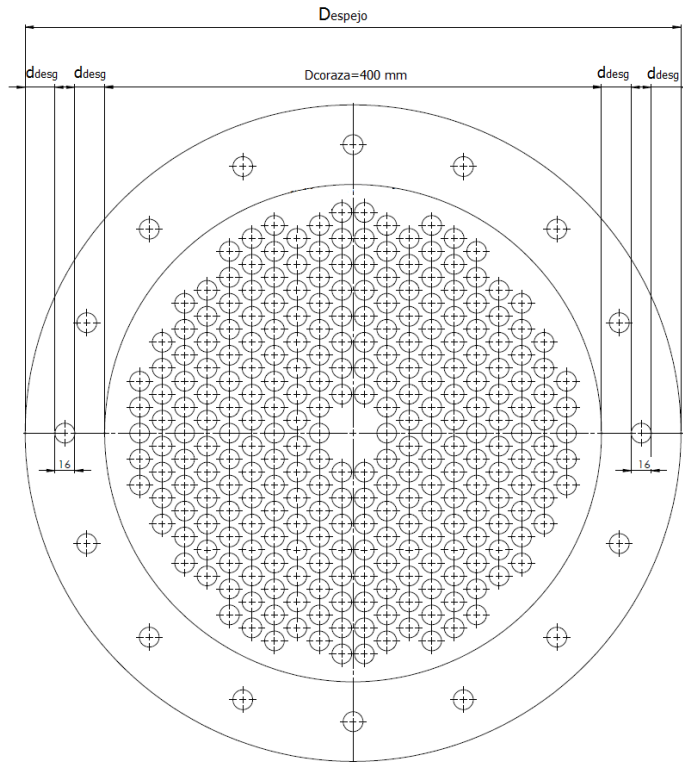


Figura 3.5. Esquema en CAD para estimación de diámetro del espejo

Fuente: Elaboración propia

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.2 se tiene que el diámetro del espejo es igual a:

$$d_{espejo} = 528 \text{ mm}$$

De aquí también se puede obtener la distancia de perno a perno:

$$d_b = 464 \text{ mm}$$

3.2.8. Diseño de los desviadores (baffles)

El espacio entre baffles se determinó a partir de la longitud total del condensador, cuyo valor fue de 1280 mm, y usando la relación de 0.5 veces el diámetro de la coraza se obtuvo que la distancia que mejor se acopla al equipo es de 200 mm, dando un total de 5 baffles dentro del condensador.

El espesor mínimo recomendado por la norma es dependiente del número de bafles, y a partir del APÉNDICE B se determinó que debe ser de 1/8" (3.2 mm). Y su diámetro debe ser el mismo al diámetro interno de la coraza.

3.2.9. Diseño de las cabezas

Para la cabeza frontal y posterior se utilizó la ecuación 2.37, donde se requería seleccionar la constante del tipo de tapa, cuyo valor a partir del APÉNDICE C fue de:

$$C_{cab} = 0.25$$

Se obtuvo un espesor de 50.25 mm, donde la medida comercial próxima es de 52mm.

Para el diámetro de las cabezas se seleccionó el mismo diámetro de los espejos, 528 mm, para tener una mejor sujeción de pernos.

3.2.10. Diseño de pernos

A partir de las ecuaciones 2.35 a la 2.39, y utilizando un perno de clase 9.8 M16, cuyo esfuerzo de fluencia es de:

$$S_a = 600 \text{ Mpa} = 94274 \text{ Psi}$$

Se obtuvo que el número de pernos es de un valor de 12.32, y TEMA indica que ese valor debe ser múltiplo de 4 para mejor estancamiento, dando un total de 16 pernos de 16 mm de diámetro.

3.3. Análisis de costos

3.3.1. Costo de materiales

En la Tabla 3.17 podemos observar cada material con su respectivo costo unitario y su costo total. El precio de cada material fue obtenido a partir de varios proveedores. En la parte inferior de la tabla se puede observar que el costo total del condensador fue de \$2388.99.

Tabla 3.17. Listado de costo de materiales para fabricación

Cantidad	Descripción del material	Costo unitario	Costo total
1	Plancha de acero ASTM A516 GR 70, 1220x2440x6 mm	\$178	\$178
50	Tubos importados por WolverineTubes Inc. Especificación: Turbo-Chill 56-264235, número de aleta/in = 26	\$20	\$1300
1	Plancha de acero ASTM A36, 1220x2440x3 mm	\$49,07	\$49,07
1	Plancha de acero ASTM A36, 1220x2440x40 mm	\$654,3	\$654,3
1	Plancha de acero ASTM A36, 1220x2440x4 mm	\$65.43	\$65,43
32	Juego de pernos clase 5.8 M16, con tuercas y arandelas	\$0.93	\$29,76
4	empaques RTJ ASME B16.20 con sección octogonal	\$15.84	\$63.36
			\$2388.99

Fuente: Elaboración propia

3.3.2. Costo de manufactura

Para poder realizar la construcción del equipo se requiere de la siguiente mano de obra:

- Soldador calificado
- Ensamblador
- Asistente

Donde el sueldo promedio diaria para cada uno es de \$23.33, y proyectando el tiempo de fabricación del condensador a 10 días laborales, se obtiene entonces un costo de mano de obra de \$233.00.

3.3.3. Costo de ingeniería

El precio depende de los requerimientos y dificultad del proyecto, a partir de eso se puede estimar el tiempo empleado por parte del ingeniero. Para el diseño térmico se estima un tiempo empleado de 8 días laborales, y en el diseño mecánico un total de 5 días laborales. Estimando un precio por día de \$80, se obtiene un costo de ingeniería total de \$1040.

3.3.4. Costo total del proyecto

En la Tabla 3.19 se puede ver desglosado los costos directos e indirectos que intervienen en el proyecto, donde los costos indirectos incluyen el costo de ingeniería y el 20% del costo directo, obteniendo así un total de \$ 3662.2

Tabla 3.18. Costo total del proyecto

Costos	
Costos directos	
Costos de materiales	\$2388.99
Costo de mano de obra	\$233.33
Costo indirectos	
(20% costos directos)	\$524.46
Costos de ingeniería	\$1040
Costo total	\$4186.78

Fuente: Elaboración propia

3.3.5. Cronograma de trabajo para construcción del diseño

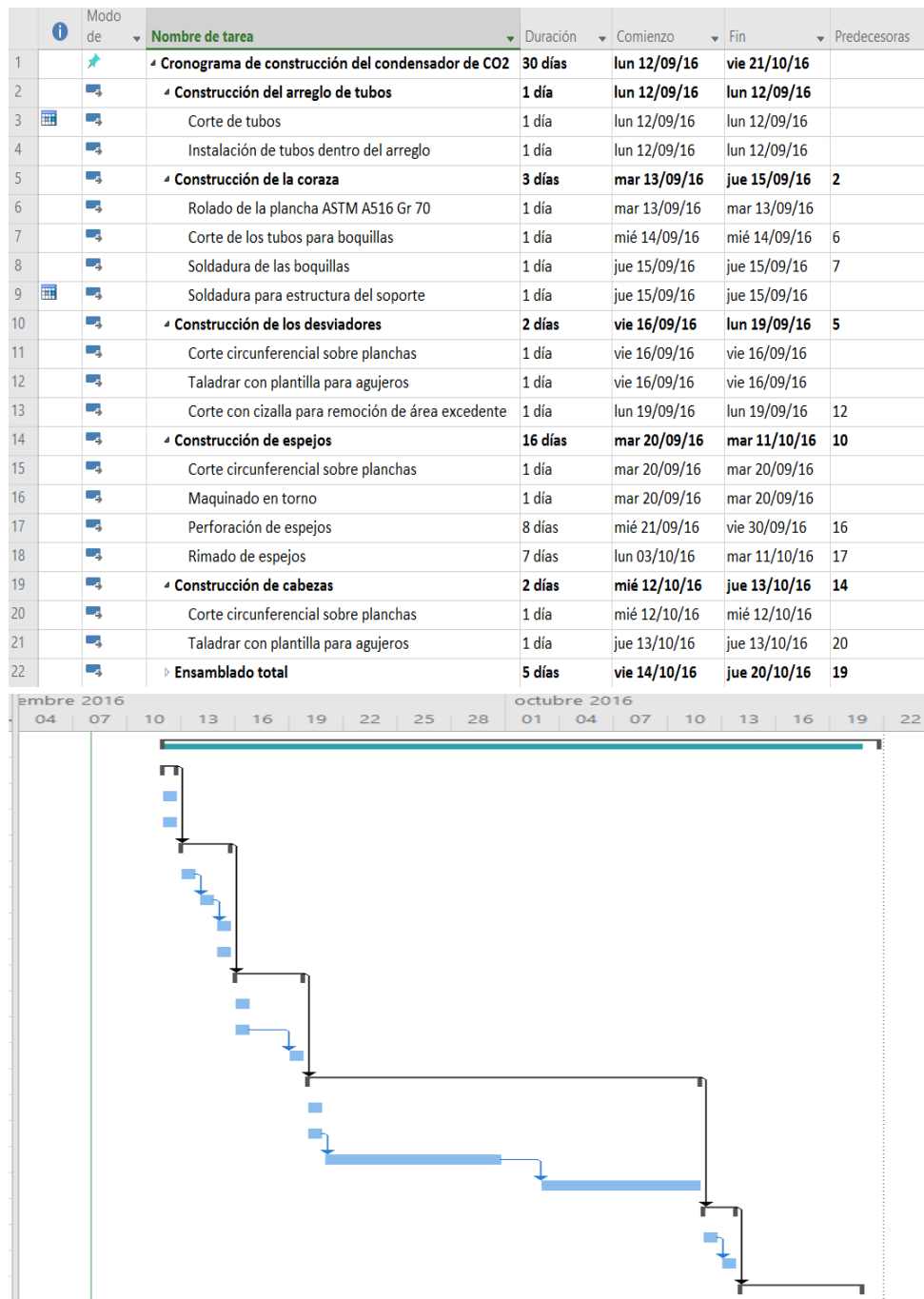


Figura 3.6. Cronograma de construcción del equipo

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

En esta sección del proyecto se discuten los resultados obtenidos tanto en el diseño térmico como en el mecánico, esta discusión da la pauta de observar los resultados obtenidos con el fin de establecer las conclusiones del proyecto y compararlos con los objetivos planteados al inicio; así como para establecer recomendaciones que sirvan para tópicos similares en el futuro.

En el diseño térmico se obtuvieron resultados comparables de los cuatro modelos planteados, las variables de relevancia fueron las descritas en la Tabla 3.12, donde se comparan sus resultados para obtener el modelo a realizar.

Los primeros valores que se deben discutir son los coeficientes de transferencia de calor por convección, externo h_o e interno h_i . En los dos primeros casos, liso y aleteado, estos valores son similares debido a que para su obtención se realizó a partir de las mismas correlaciones; en el caso del aleteado, el aumento de superficie de transferencia de calor hizo que descienda el h_o ; pero con un incremento de h_i , estas variaciones permitieron que el coeficiente global de transferencia de calor aumente a un valor de $847.14 \text{ W/m}^2\text{K}$

En la tercera geometría, los tubos microaletados, los valores de h_o y h_i tuvieron variaciones más representativas con respecto a sus predecesores, en el caso de h_o este disminuyó a un valor de $5709.52 \text{ W/m}^2\text{K}$, debido a que vuelve a ser tubería lisa y a su vez h_i aumentó a más del doble del valor de tubos lisos y del valor con aletas externas llegando a $3467.14 \text{ W/m}^2\text{K}$. Esto produjo que el coeficiente global de transferencia de calor aumente a $1085.24 \text{ W/m}^2\text{K}$. Estos resultados eran los esperados, debido a que el agregar las microaletas hace que el área de transferencia de calor disminuya por el aumento del coeficiente global de transferencia de calor.

Con el último caso, la combinación de las aletas externas y las microaletas internas se esperaba tener la mejor longitud de tubería, y por consiguiente del condensador. Para esta configuración, el h_o tuvo un valor de $5552.38 \text{ W/m}^2\text{K}$, siendo menor a todos los anteriores; pero el h_i resultó ser el dominante y obtuvo un valor de $3676.19 \text{ W/m}^2\text{K}$. Por medio de estos, el coeficiente global de transferencia de calor fue el mayor, $1184.29 \text{ W/m}^2\text{K}$ y por consiguiente el área de transferencia de calor la menor 13.42 m^2 .

Debido a que la resistencia del sistema a la transferencia de calor debe mantenerse constante porque los valores del flujo de calor y de la diferencia de temperatura no varían, las variables para obtener una longitud óptima será la disminución del área de transferencia de calor, debido al aumento del coeficiente global de transferencia de calor, para el caso que obtuvo el mejor resultado el área fue la menor con 13.42 m^2 , y el coeficiente global el mayor, siendo éste $1184.29 \text{ W/m}^2\text{K}$. Estos valores fueron obtenidos debido a que el aumento de las superficies extendidas externas mejoran la transferencia de energía, y las microaletas internas optimizan el proceso de evaporación del refrigerante haciendo que se necesite menor longitud para que se cumpla la operación de condensación planteada.

El porcentaje de disminución de la Tabla 13.12 está medido con respecto al caso de la combinación de aletas, comparándolo con el primer caso se tuvo una disminución en la longitud de 35%, que fue la mayor lograda debido a que en el primer caso no se aplica ningún mecanismo adicional que mejore este proceso, con respecto al segundo y tercer caso, este porcentaje disminuye al 29% y 8%, respectivamente, ya que en estos dos casos sí fueron implementadas estos tipos de superficies extendidas; pero solo por un lado a la vez, externo e interno, respectivamente.

Posterior a este análisis, observando las ventajas alcanzadas debido a la combinación de las aletas integrales externas y de las microaletas internas se procedió a realizar el diseño mecánico. Debido a que la longitud de cada uno de los 200 tubos, con la cual se realizó el cálculo debía ser de 1.68 m, se decidió que

para el diseño final esto debía ser recalculado, Y por medio de iteraciones se obtuviera una longitud más cercana a un múltiplo de 6 metros (medida de la longitud estandarizada comercialmente para tuberías). Si se disminuía el número de tubos, la longitud iba a aumentar y lo razonable hubiera sido llegar a la longitud de 2 m; pero en la descripción del problema se planteó que el diseño del condensador debía ser reducida con respecto a los convencionales de tubos lisos, porque era necesario una longitud menor para su instalación, por lo tanto se aumentó el número de tubos, lo que a su vez aumentaría el área de sección transversal; pero disminuiría la longitud, la más cercana para ser múltiplo de 6 m sería 1.5 m; se decidió buscar una longitud un poco menor a ésta, para que exista un margen de error en los cortes de la tubería y también para que al aumentar, el espejo, las tapas y demás componentes mecánicos del condensador, su longitud total sea alrededor de 1.5 m. Iterando se consiguió que, con 260 tubos y 2 pases, la longitud de cada tubo fuera de 1.28 m, con lo cual se prosiguió a realizar el diseño mecánico.

4.1. Conclusiones

El objetivo principal de este proyecto estuvo enfocado en la optimización en la eficiencia de la transferencia de calor en un condensador de CO₂ y en la consecución de dimensiones reducidas en su diseño, de tal manera que permitan disminuir el gasto de material y aprovechar mejor esta medida en su instalación.

Como el proyecto estuvo dividido en diseño térmico y diseño mecánico las conclusiones estarán propuestas para estos dos tópicos:

- Para la propuesta planteada de utilizar tubería con aletas integrales externas y microaletas internas se obtuvieron coeficientes de transferencia de calor por convección $h_o = 5552.38 \text{ W/m}^2\text{K}$ y $h_i = 3676.19 \text{ W/m}^2\text{K}$, el valor de h_o fue el menor de todos y h_i el mayor de todos los modelos posibles, esta diferencia entre estos coeficientes fue la que permitió que la implementación de las aletas y microaletas sea efectiva debido a que si hubieran sido semejantes, su aplicación habría sido inútil ya que se hubiera mantenido las condiciones de transferencia de calor, y las dimensiones serían similares a la de tubos lisos.
- En el caso planteado de aletas externas y microaletas internas el coeficiente global de transferencia de calor $U_o = 1184.29 \text{ W/m}^2\text{K}$. Al ser éste el mayor valor de todas las configuraciones, su respectiva área de transferencia de calor fue la menor $A_o = 13.42 \text{ m}^2$. Estos resultados permitieron que la hipótesis planteada sea verdadera, al obtener la menor longitud entre todas las configuraciones teniendo un valor de 1.68 m, siendo un 39% mas óptimo con respecto al modelo original de tubos lisos.
- Debido a que el diseño se debe ajustar a las dimensiones de tuberías disponibles en el mercado, se optimizó de mejor manera la longitud calculada, teniendo el diseño final del condensador de CO₂ con una longitud de calculada en la parte térmica de 1.28 m con 260 tubos. con aletas integrales externas y microaletas internas.

- Las correlaciones de Eissenberg para condensación del CO₂ en el banco de tubos y de WolverineTubes para la ebullición del refrigerante dieron los resultados físicamente esperados, ya que al combinarlas con el flujo homogéneo se obtuvieron longitudes diferenciales, que al sumarlas su resultado era la longitud total de tubería necesaria para que se realice el proceso. Como estas dimensiones disminuyeron al aplicar las superficies extendidas, que fue el razonamiento propuesto, se puede concluir que las correlaciones utilizadas tuvieron un comportamiento convergente.
- La herramienta computacional EES, en la cual se analizó el diseño térmico, fue de gran ayuda para el proceso iterativo del sistema de ecuaciones no lineales, debido a que sus resultados y las propiedades de los fluidos obtenidos de ésta sirvieron para verificar la hipótesis planteada.
- El diseño final del condensador de CO₂ ayudará a disminuir el gasto de material por sus menores dimensiones.

4.2. Recomendaciones

- No siempre es aplicable el uso de superficies extendidas, depende de los valores de los coeficientes de transferencia de calor externo e interno, se recomienda que para utilizar aletas se verifique que la resistencia térmica interna o externa sea mínimo el doble que la otra, debido a que si sus valores son similares su aplicación no va ser notoria.
- Para el prediseño del condensador se debe realizar una investigación exhaustiva de coeficientes globales de transferencia de calor que se asemejen al proceso que se va a efectuar y que contengan los fluidos involucrados, ya que esta aproximación permite tener un número de tubos o longitud referencial ideal con respecto a las longitudes nominales que existen en el mercado.
- La herramienta computacional EES favorece el cálculo y análisis de problemas térmicos, se recomienda que en su utilización cuando se quiera realizar este tipo de diseño ya que facilita los cálculos por medio de su biblioteca de propiedades, además de las iteraciones que realiza para la consecución de todas las variables dentro del sistema de ecuaciones no lineales.

BIBLIOGRAFÍA

- Fundamentos de transferencia de calor y masa, Frank P. Incropera Séptima Edición. Prentice Hall
- Heat Exchanger Selection Rating and Thermal Design, Sadik Kakac. Second Edition.
- Wolverine Tubes, Engineering Data Book III, Chapter 11.
- Norma ASME sección VIII división II, códigos para recipientes a presión, edición 2001.
- Norma TEMA, Novena Edición.
- Manual de recipientes a presión, Eugene F. Megyesy.
- Termodinámica. Yunes A Cengel , Michael A. Boles. Séptima Edición. Mc Graw Hill. 2012.
- Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley. Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. Novena Edición. Mc Graw Hill. 2012.
- Diseño de máquinas. Robert L. Norton. Cuarta Edición. Prentice Hall. 2011.
- Manual de juntas. Guía técnica de estanqueidad. Lamons.
- Evaluación y modificación de correlaciones para Transferencia de Calor para R22 en ebullición forzada dentro de tubos lisos y microalettados. Rubén Darío Miranda Idrovo. FIMCP – ESPOL. 2008
- Apuntes de clase de la materia Sistemas Térmicos – Ing. Vicente Adum – FIMCP – ESPOL – 2016

APÉNDICES

APÉNDICE A

Tabla para la eficiencia de la junta

TABLE UW-12
MAXIMUM ALLOWABLE JOINT EFFICIENCIES^{1,5} FOR ARC AND GAS WELDED JOINTS

Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Degree of Radiographic Examination		
				(a) Full ²	(b) Spot ³	(c) None
(1)	Butt joints as attained 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 (b) Circumferential butt joints with one plate offset; see UW-13(b)(4) and Fig. UW-13.1, sketch (k)	A, B, C, & D A, B, & C	0.90 0.90	0.80 0.80	0.65 0.65
(3)	Single-welded butt joint without use of backing strip	Circumferential butt joints only, not over 2/8 in. (6.10 mm) thick and not over 24 in. (610 mm) outside diameter	A, B, & C	N/A	N/A	0.60
(4)	Double full fillet lap joint	(a) Longitudinal joints not over 3/8 in. (10 mm) thick (b) Circumferential joints not over 3/8 in. (16 mm) thick	A B & C ⁶	MA MA	MA MA	0.55 0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17	(a) Circumferential joints ⁴ for attachment of heads not over 24 in. (610 mm) outside diameter to shells not over 1/2 in. (13 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over 3/8 in. (16 mm) 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.	B C	N/A MA	N/A MA	0.50 0.50
(6)	Single full fillet lap joints without plug welds	(a) For the attachment of heads to shells to pressure to shells not over 3/8 in. (16 mm) required thickness, only with use of fillet weld on inside of shell; or (b) for attachment of heads having pressure on either side, to shells not over 24 in. (610 mm) inside diameter and not over 3/4 in. (6 mm) required thickness with fillet weld on outside of head flange only	A & B A & B	MA MA	MA MA	0.45 0.45
(7)	Corner joints, full penetration, partial penetration, and/or fillet welded	As limited by Fig. UW-13.2 and Fig. UW-16.1	C ⁷ & D ⁷	MA	MA	MA
(8)	Angle joints	Design per U-2(g) for Category B and C joints	B, C, & D	MA	MA	MA

Fuente: Norma ASME 2001 para tanques de recipientes a presión, sección VII división I, parte UW,

APÉNDICE B

Tabla para espesores de los desviadores

TABLE R-4.41
BAFFLE OR SUPPORT PLATE THICKNESS
 Dimensionis in Inches (mm)

Nominal Shell ID	Plate Thickness									
	Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.									
	24 (610) and Under		Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive		Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive		Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive		Over 60 (1524)	
6-14 (152-356)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
15-28 (381-711)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
29-38 (737-965)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
39-60 (991-1524)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61-100 (1549-2540)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

Fuente: Norma TEMA, sección 5 clase RCB 4.4, 9ena Edición.

APÉNDICE C

Constantes de la geometría de la tapa

PART UG — GENERAL REQUIREMENTS

Fig. UG-34

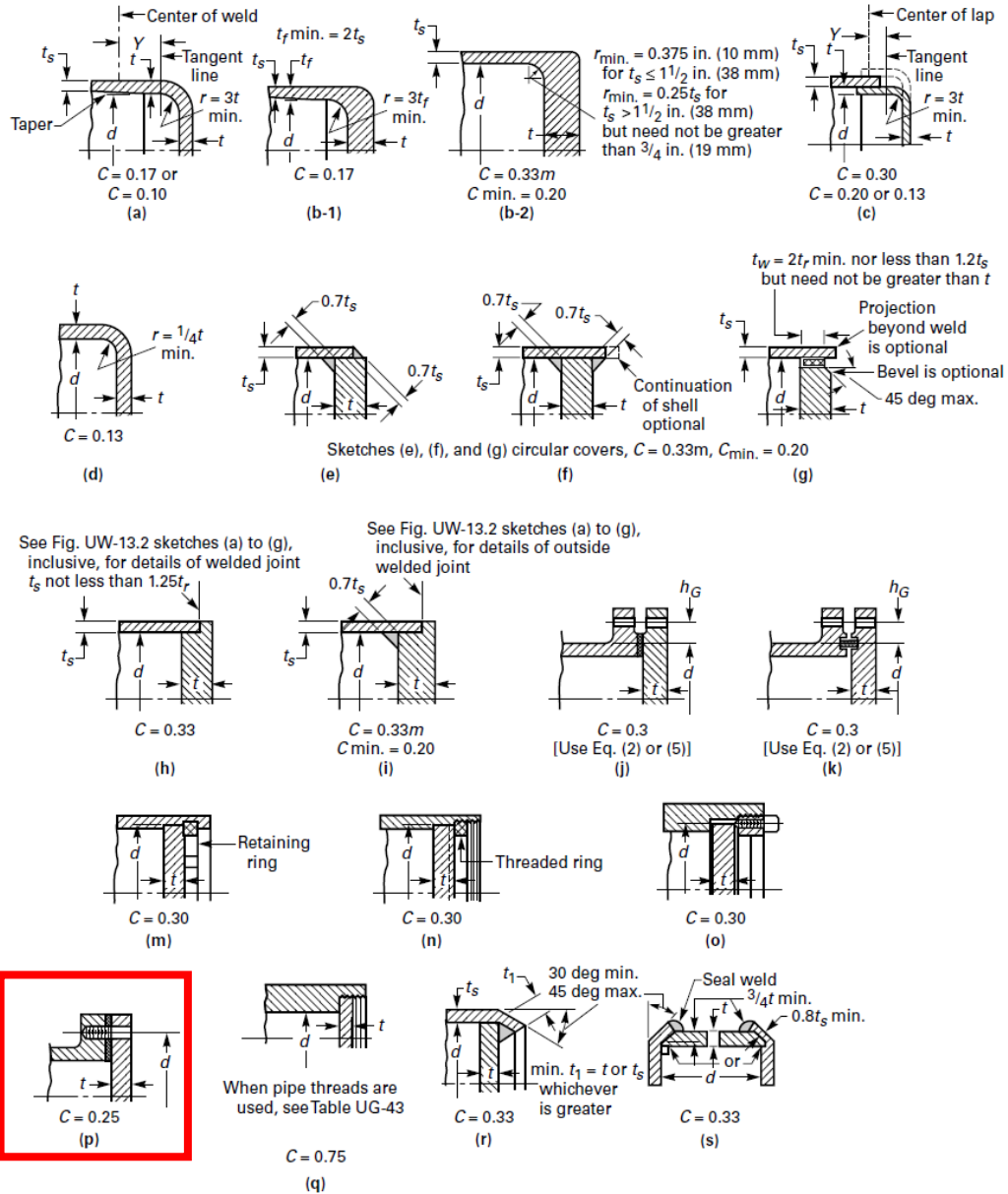


FIG. UG-34 SOME ACCEPTABLE TYPES OF UNSTAYED FLAT HEADS AND COVERS
The Above Illustrations Are Diagrammatic Only. Other Designs That Meet the Requirements of UG-34 Are Acceptable.

Fuente: Norma ASME 2001 para tanques de recipientes a presión, sección VII división I, parte UG,

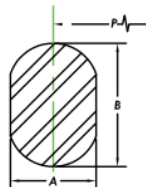
APÉNDICE D

Catálogo para selección de empaques

MEDIDAS DE LAS JUNTAS RTJ OCTOGONAL Y OVAL
SEGÚN ASME B16.20 Y API 6A

Número de anillo	Diámetro del paso del anillo (P)		Ancho del anillo (A)		Altura del anillo				Ancho plano del anillo octogonal (C)		Radio del anillo octogonal (R1)	
					Oval (B)		Octogonal (H)					
	Pulgadas	mm	Pulgadas	mm	Pulgadas	mm	Pulgadas	mm	Pulgadas	mm	Pulgadas	mm
R-58	15.000	381.00	0.875	22.23	1.130	28.7	1.060	26.9	0.583	14.81	0.060	1.5
R-59	15.625	396.88	0.313	7.95	0.560	14.2	0.500	12.7	0.206	5.23	0.060	1.5
R-60	16.000	406.40	1.250	31.75	1.560	39.6	1.500	38.1	0.879	22.33	0.090	2.3
R-61	16.500	419.10	0.438	11.13	0.690	17.5	0.630	16.0	0.305	7.75	0.060	1.5
R-62	16.500	419.10	0.625	15.88	0.880	22.4	0.810	20.6	0.413	10.49	0.060	1.5
R-63	16.500	419.10	1.000	25.40	1.310	33.3	1.250	31.8	0.681	17.30	0.090	2.3
R-64	17.875	454.03	0.313	7.95	0.560	14.2	0.500	12.7	0.206	5.23	0.060	1.5
R-65	18.500	469.90	0.438	11.13	0.690	17.5	0.630	16.0	0.305	7.75	0.060	1.5
R-66	18.500	469.90	0.625	15.88	0.880	22.4	0.810	20.6	0.413	10.49	0.060	1.5
R-67	18.500	469.90	1.125	28.58	1.440	36.6	1.380	35.1	0.780	19.81	0.090	2.3
R-68	20.375	517.53	0.313	7.95	0.560	14.2	0.500	12.7	0.206	5.23	0.060	1.5
R-69	21.000	533.40	0.438	11.13	0.690	17.5	0.630	16.0	0.305	7.75	0.060	1.5
R-70	21.000	533.40	0.750	19.05	1.000	25.4	0.940	23.9	0.485	12.32	0.060	1.5
R-71	21.000	533.40	1.125	28.58	1.440	36.6	1.380	35.1	0.780	19.81	0.090	2.3
R-72	22.000	558.80	0.313	7.95	0.560	14.2	0.500	12.7	0.206	5.23	0.060	1.5
R-73	23.000	584.20	0.500	12.70	0.750	19.1	0.690	17.5	0.341	8.66	0.060	1.5
R-74	23.000	584.20	0.750	19.05	1.000	25.4	0.940	23.9	0.485	12.32	0.060	1.5
R-75	23.000	584.20	1.250	31.75	1.560	39.6	1.500	38.1	0.879	22.33	0.090	2.3
R-76	26.500	673.10	0.313	7.95	0.560	14.2	0.500	12.7	0.206	5.23	0.060	1.5
R-77	27.250	692.15	0.625	15.88	0.880	22.4	0.810	20.6	0.413	10.49	0.060	1.5
R-78	27.250	692.15	1.000	25.40	1.310	33.3	1.250	31.8	0.681	17.30	0.090	2.3
R-79	27.250	692.15	1.375	34.93	1.750	44.5	1.630	41.4	0.977	24.82	0.090	2.3
R-80	24.250	615.95	0.313	7.95	--	--	0.500	12.7	0.206	5.23	0.060	1.5
R-81	25.000	635.00	0.563	14.30	--	--	0.750	19.1	0.377	9.58	0.060	1.5
R-82	2.250	57.15	0.438	11.13	--	--	0.630	16.0	0.305	7.75	0.060	1.5
R-84	2.500	63.50	0.438	11.13	--	--	0.630	16.0	0.305	7.75	0.060	1.5
R-85	3.125	79.38	0.500	12.70	--	--	0.690	17.5	0.341	8.66	0.060	1.5
R-86	3.563	90.50	0.625	15.88	--	--	0.810	20.6	0.413	10.49	0.060	1.5
R-87	3.938	100.03	0.625	15.88	--	--	0.810	20.6	0.413	10.49	0.060	1.5
R-88	4.875	123.83	0.750	19.05	--	--	0.940	23.9	0.485	12.32	0.060	1.5
R-89	4.500	114.30	0.750	19.05	--	--	0.940	23.9	0.485	12.32	0.060	1.5
R-90	6.125	155.58	0.875	22.23	--	--	1.060	26.9	0.583	14.81	0.060	1.5
R-91	10.250	260.35	1.250	31.75	--	--	1.500	38.1	0.879	22.33	0.090	2.3
R-92	9.000	228.60	0.438	11.13	0.690	--	0.630	16.0	0.305	7.75	0.060	1.5
R-93	29.500	749.30	0.750	19.05	--	--	0.940	23.9	0.485	12.32	0.060	1.5
R-94	31.500	800.10	0.750	19.05	--	--	0.940	23.9	0.485	12.32	0.060	1.5
R-95	33.750	857.25	0.750	19.05	--	--	0.940	23.9	0.485	12.32	0.060	1.5
R-96	36.000	914.40	0.875	22.23	--	--	1.060	26.9	0.583	14.81	0.060	1.5
R-97	38.000	965.20	0.875	22.23	--	--	1.060	26.9	0.583	14.81	0.060	1.5
R-98	40.250	1022.35	0.875	22.23	--	--	1.060	26.9	0.583	14.81	0.060	1.5
R-99	9.250	234.95	0.438	11.13	--	--	0.630	16.0	0.305	7.75	0.060	1.5
R-100	29.500	749.30	1.125	28.58	--	--	1.380	35.1	0.780	19.81	0.090	2.3
R-101	31.500	800.10	1.250	31.75	--	--	1.500	38.1	0.879	22.33	0.090	2.3
R-102	33.750	857.25	1.250	31.75	--	--	1.500	38.1	0.879	22.33	0.090	2.3
R-103	36.000	914.40	1.250	31.75	--	--	1.500	38.1	0.879	22.33	0.090	2.3
R-104	38.000	965.20	1.375	34.93	--	--	1.630	41.4	0.977	24.82	0.090	2.3
R-105	40.250	1022.35	1.375	34.93	--	--	1.630	41.4	0.977	24.82	0.090	2.3

SELECCIÓN DE JUNTAS



Oval

Tolerancias:

P = Promedio de la distancia del diámetro del anillo, ±0.18 mm (±0.007")

A = Ancho del anillo, ±0.20 mm (±0.008")

B, H = Altura del anillo (+1.3 mm, -0.5 mm) (+0.05", -0.02"). La variación de la altura en toda la circunferencia de cualquier anillo no excederá de 0.02" dentro de las tolerancias.

C = Ancho plano del anillo octogonal, ± 0.20 mm (±0.008")

B1 = Radio del anillo, ±0.5 mm (±0.02")

23° = ángulo de ±1/2 grado (±0 grados, 30 minutos)

APÉNDICE E

Tabla para materiales de junta y sus propiedades

Factores de juntas (m) para condiciones de operación y un mínimo de tensión de diseño de asientos (y) Nota: Esta tabla proporciona una lista de muchos materiales de juntas de uso común y superficies de contacto con los valores de diseño sugeridos de (m) e (y) que, por lo general, han dado resultados satisfactorios en servicios efectivos cuando se utilizan anchos de asiento de juntas (b) de la Tabla 2-5.1. Los valores de diseño y otros detalles que figuran en este cuadro son sugerencias y no son obligatorios..				Referencia a tabla 2-5.1			
Material de junta		Factor de junta m	Mínimo de tensión de diseño de asientos y (psi)	Bocetos y notas	Utilizar contactos	Utilizar columna	
Juntas tóricas, autoenergizantes, metálicas, elastómeros, otros tipo de juntas consideradas de auto-asiento		0	0	---	---	---	
Elastómeros sin fibra. Por debajo de Dureza Shore 75 75 o por encima de Dureza Shore		0.50 1.00	0 200		1 (a, b, c, d) 4, 5	II	
Elastómeros con la inserción de tela de algodón		1.25	400				
Fibras vegetales		1.75	1100				
Espirimetálicas, con relleno no metálico		Acero carbono o Monel	3.00	10000			1 (a,b)
Metal corrugado, doble encamisado con relleno no metálico	Aluminio	2.50	2900		1 (a,b)		
	Cobre o latón	2.75	3700				
	Hierro o acero blando	3.00	4500				
	Monel o 4 - 6% Cromo	3.25	5500				
	Aceros inoxidables	3.50	6500				
Metal corrugado	Aluminio	2.75	3700		1 (a,b,c,d)		
	Cobre o latón	3.00	4500				
	Hierro o acero blando	3.25	5500				
	Monel o 4 - 6% Cromo	3.50	6500				
	Aceros inoxidables	3.75	7600				
Lisa simple encamisado con relleno metálico	Aluminio	3.25	5500		1a, 1b, 1c*, 1d*, 2*		
	Cobre o latón	3.50	6500				
	Hierro o acero blando	3.75	7600				
	Monel	3.50	8000				
	4 - 6% Cromo Aceros inoxidables	3.75 3.75	9000 9000				
Metal estriado	Aluminio	3.25	5500		1 (a, b, c, d) 2, 3		
	Cobre o latón	3.50	6500				
	Hierro o acero blando	3.75	7600				
	Monel o 4 - 6% Cromo	3.75	9000				
	Aceros inoxidables	4.25	10100				
Metal sólido liso	Aluminio	4.00	8800		1 (a, b, c, d) 2,3,4,5		
	Cobre o latón	4.75	13000				
	Hierro o acero blando	5.50	18000				
	Monel o 4 - 6% Cromo	6.00	21800				
	Aceros inoxidables	6.50	26000				
RTJ	Hierro o acero blando	5.5	18000		6		
	Monel o 4 - 6% Cromo	6.00	21800				
	Aceros inoxidables	6.50	26000				

*La superficie de una junta que tiene una vuelta debe estar contra la superficie lisa y no contra el saliente.

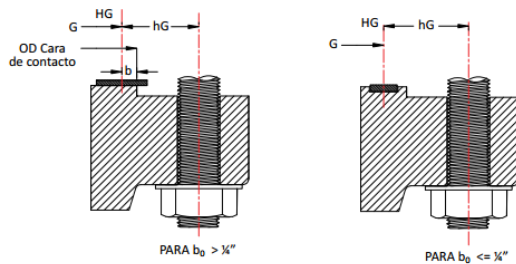
Reproducido con permiso de ASME

APÉNDICE F

Tabla para ancho efectivo del asiento de la junta

Esquema	Esquema de las superficies (aumentado)	Ancho básico de asiento de la junta, b_0	
		Columna I	Columna II
1(a)			
1(b) Ver nota (1)		$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
1(c)		$\frac{w+T}{2}; \left(\frac{w+N}{4}\right) \text{ max.}$	$\frac{w+T}{2}; \left(\frac{w+N}{4}\right) \text{ max.}$
1(d) Ver nota (1)			
2		$\frac{w+N}{4}$	$\frac{w+3N}{8}$
3		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
4 Ver nota (1)		$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
5 Ver nota (1)		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
6		$\frac{w}{8}$...
Ancho eficaz de asiento de la junta, b $b = b_0$, cuando $b_0 \leq \frac{1}{4}$ " ; $b = 0.5 \sqrt{b_0}$, cuando $b_0 > \frac{1}{4}$ "			

INFORMACIÓN TÉCNICA Y DE DISEÑO



- NOTAS:**
- (1) Donde las estrías no excedan de 1/64" de profundidad y 1/32" de ancho, se utilizarán los esquemas (1b) y (1d).
 - (2) Los factores de juntas enumerados sólo se aplican en las uniones con bridas en las que la junta está contenida totalmente dentro de los bordes interiores de los taladros de los pernos.



Fuente: Manual de juntas, guía técnica de estanqueidad, LAMONS, Edición junio 2012.

APÉNDICE G

Tabla para selección de pernos

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, † MPa	Resistencia mínima a la tensión, † MPa	Resistencia mínima a la fluencia, † MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de shigley, capítulo 8, Octava edición.

APÉNDICE H

Tabla para esfuerzo de fluencia según la temperatura

MATERIAL	TEMPERATURA (°F)			
	-20 a 500	700	900	1000
ASTM-A36	16.600	15.600	-	-
ASTM-A283 C	15.700	-	-	-
ASTM-A285 C	15.700	14.300	5.900	-
ASTM-A516 Gr. 70	20.000	18.100	6.700	2.500

MATERIAL	-20 a 200	300	600	1000
AISI-304	20.000	18.900	16.600	10.100
AISI-316	20.000	20.000	17.000	11.100

Fuente: Norma ASME 2001 para tanques de recipientes a presión, sección VIII división I, tabla UCS-23

APÉNDICE I

Tabla para coeficientes de ensuciamiento interno y externo (Fouling)

RECOMMENDED GOOD PRACTICE

SECTION 10

Fouling Resistances for Industrial Fluids

Oils:	
Fuel Oil #2	0.002
Fuel Oil #6	0.005
Transformer Oil	0.001
Engine Lube Oil	0.001
Quench Oil	0.004
Gases And Vapors:	
Manufactured Gas	0.010
Engine Exhaust Gas	0.010
Steam (Non-Oil Bearing)	0.0005
Exhaust Steam (Oil Bearing)	0.0015-0.002
Refrigerant Vapors (Oil Bearing)	0.002
Compressed Air	0.001
Ammonia Vapor	0.001
CO ₂ Vapor	0.001
Chlorine Vapor	0.002
Coal Flue Gas	0.010
Natural Gas Flue Gas	0.005
Liquids:	
Molten Heat Transfer Salts	0.0005
Refrigerant Liquids	0.001
Hydraulic Fluid	0.001
Industrial Organic Heat Transfer Media	0.002
Ammonia Liquid	0.001
Ammonia Liquid (Oil Bearing)	0.003
Calcium Chloride Solutions	0.003
Sodium Chloride Solutions	0.003
CO ₂ Liquid	0.001
Chlorine Liquid	0.002
Methanol Solutions	0.002
Ethanol Solutions	0.002
Ethylene Glycol Solutions	0.002

Fuente: Norma TEMA, sección 10 clase RGP-T-2.4, 9ena Edición.

APÉNDICE J

Tabla para estimación del coeficiente global de transferencia

Approximate Overall Heat Transfer Coefficients for Preliminary Analysis

Fluids	U (W/m ² · K)
Water to water	1300–2500
Ammonia to water	1000–2500
Gases to water	10–250
Water to compressed air	50–170
Water to lubricating oil	110–340
Light organics ($\mu < 5 \times 10^{-4}$ Ns/m ²) to water	370–750
Medium organics ($5 \times 10^{-4} < \mu < 10 \times 10^{-4}$ Ns/m ²) to water	240–650
Heavy organics ($\mu > 10 \times 10^{-4}$ Ns/m ²) to lubricating oil	25–400
Steam to water	2200–3500
Steam to ammonia	1000–3400
Water to condensing ammonia	850–1500
Water to boiling Freon-12	280–1000
Steam to gases	25–240
Steam to light organics	490–1000
Steam to medium organics	250–500
Steam to heavy organics	30–300
Light organics to light organics	200–350
Medium organics to medium organics	100–300
Heavy organics to heavy organics	50–200
Light organics to heavy organics	50–200
Heavy organics to light organics	150–300
Crude oil to gas oil	130–320
Plate heat exchangers: water to water	3000–4000
Evaporators: steam/water	1500–6000
Evaporators: steam/other fluids	300–2000
Evaporators of refrigeration	300–1000
Condensers: steam/water	1000–4000
Condensers: steam/other fluids	300–1000
Gas boiler	10–50
Oil bath for heating	30–550

Fuente: Heat Exchanger Selection rating and thermal Design, Sadik Kakac. Segunda Edición, capítulo 8

APÉNDICE K

Tabla para selección de coeficiente de espejo

TUBESHEETS

TABLE A.131

TUBESHEET THICKNESS FOR BENDING				
$T = \frac{FG}{3} \sqrt{\frac{P}{\eta S}}$		Note: Must be calculated for shell side or tube side pressure, whichever is controlling.		
For Tube pattern $\square \diamond$, $\eta = 1 - \left[\frac{0.785}{(Pitch/Tube\ OD)^2} \right]$ For integrally finned tubes, the OD of the tube in the tubesheet shall be used		For Tube pattern $\triangleright \triangle$, $\eta = 1 - \left[\frac{0.907}{(Pitch/Tube\ OD)^2} \right]$ For integrally finned tubes, the OD of the tube in the tubesheet shall be used		S = Code allowable stress in tension, psi (kPa), for tubesheet material at design metal temperature. (See Paragraph RCB-1.42.)
F		G		P
		Shell Side Pressure	Tube Side Pressure	
(a)	1.0	Gasket G shell side See note 1	Gasket G tube side See note 1	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, per Paragraph A.131 corrected for vacuum when present on opposite side or differential pressure when specified by customer.
(b)	1.25	Gasket G shell side See note 1	Gasket G tube side See note 1	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, per Paragraph A.131 corrected for vacuum when present on opposite side or differential pressure when specified by customer.
(c)	See Figure A.131 $F = \frac{17 - 100 \left(\frac{1}{ID} \right)}{15}$	Gasket G shell side See note 1	Channel ID	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, per A.131 corrected for vacuum when present on opposite side or differential pressure when specified by customer, or fixed tubesheet type units, as defined in Paragraphs A.153 thru A.155
(d)	Note: F Max = 1.0 F Min = 0.8	Shell ID or port inside diameter for kettle type exchangers	Gasket G (shell ID if fixed tubesheet type unit) See note 1	
(e)		Shell ID or port inside diameter for kettle type exchangers	Channel ID (shell ID if fixed tubesheet type unit)	

Fuente: Norma TEMA, sección A Tabla A.131, 9ena Edición.

APÉNDICE L

Cálculos

Espesor de la coraza

$$e_{coraza} = \frac{P_{diseñoCO_2} R_{coraza}}{S_{yA516} E - 0.6P_{diseño}}$$
$$e_{coraza} = \frac{(346.71Psi)(7.87in)}{20000Psi(0.7) - 0.6(346.71Psi)}$$
$$e_{coraza} = 0.1978 in = 5.024 mm$$

Espesor de la boquilla de entrada de CO₂ gaseoso y salida de CO₂ condensado

$$e_{boquilla CO_2} = \frac{P_{diseñoCO_2} R_{boquilla CO_2}}{S_{yA36} E - 0.6P_{diseño}}$$
$$e_{boquilla CO_2} = \frac{(346.71Psi)(3.27in)}{16600Psi(0.7) - 0.6(346.71Psi)}$$
$$e_{boquilla CO_2} = 0.099 in = 2.51 mm$$

Espesor de la boquilla de salida de CO₂ residual gaseoso

$$e_{boquilla CO_2} = \frac{P_{diseñoCO_2} R_{boquilla CO_2}}{S_{yA36} E - 0.6P_{diseño}}$$
$$e_{boquilla CO_2} = \frac{(346.71Psi)(2.28in)}{16600Psi(0.7) - 0.6(346.71Psi)}$$
$$e_{boquilla CO_2} = 0.069 in = 1.75 mm$$

Espesor de la boquilla de entrada de R22

$$e_{boquilla R22} = \frac{P_{diseñoR22} R_{boquilla R22}}{S_{yA36} E - 0.6P_{diseño}}$$
$$e_{boquilla R22} = \frac{(30.615Psi)(2.71in)}{16600Psi(0.7) - 0.6(30.615Psi)}$$
$$e_{boquilla R22} = 0.0071 in = 0.18 mm$$

Espesor de la boquilla de salida de R22

$$e_{boquilla R22} = \frac{P_{diseñoR22} R_{boquilla R22}}{S_{yA36} E - 0.6 P_{diseño}}$$

$$e_{boquilla R22} = \frac{(30.615 Psi)(2.28 in)}{16600 Psi(0.7) - 0.6(30.615 Psi)}$$

$$e_{boquilla R22} = 0.006 in = 0.15 mm$$

Espesor de espejos

$$e_{ef} = \frac{F G_e}{3} \sqrt{\frac{P_{diseñoCO_2}}{\eta S_{yA36}}}$$

$$F = 1$$

$$G_e = 16.5 in$$

$$S_T = 0.7874 in$$

$$\eta = 1 - \frac{0.907}{\frac{S_T^2}{d_o}} = 1 - \frac{0.907}{\left(\frac{0.7874}{\frac{5}{8}}\right)^2} = 0.4285$$

$$e_{ef} = \frac{(1)(16.5)}{3} \sqrt{\frac{346.71}{(0.4285)(16600)}}$$

$$e_{cf} = 1.21 in = 30.84 mm$$

$$e_{ec} = \left(\frac{0.31 D_L}{1 - \frac{d_o}{S_T}} \right) \frac{P_{diseñoCO_2}}{S_y}$$

$$D_L = 4 \frac{A}{C} = 4 \frac{248.95 in^2}{64.92 in}$$

$$D_L = 15.34 in$$

$$e_{ec} = \left(\frac{0.31(15.34 in)}{1 - \frac{5/8 in}{1.018 in}} \right) \frac{346.7 Psi}{16600 Psi}$$

$$e_{ec} = 0.257 in = 6.53 mm$$

Cálculo de espesor de cabezas

$$e_{cab} = d_b \sqrt{\frac{C_{cab} P_{diseñoR22}}{E S_{yA36}}}$$

$$e_{cab} = 18.26in \sqrt{\frac{0.25(30.615psi)}{0.7(16600psi)}}$$

$$e_{cab} = 0.49 in = 12.45 mm$$

Cálculo del número de pernos

$$W_{m1} = \frac{\pi}{4} G_e^2 P_{diseñoR22} + 2b\pi G_e m_p P_{diseñoR22}$$

$$W_{m1} = \frac{\pi}{4} (23in)^2 (30.615Psi) + 2(0.3309in)\pi(23in)(5.5)(30.615Psi)$$

$$W_{m1} = 20771.74 Lbf$$

$$W_{m2} = \pi b G_e y$$

$$W_{m2} = \pi(0.3309in)(23in)(18000Psi)$$

$$W_{m2} = 430374.9 Lbf$$

$$W_{m2} > W_{m1}$$

$$W_{m2} = W_m$$

$$A_m = \frac{W_m}{S_a}$$

Con pernos clase 9.8 M 16 y S_a 600 MPa= 94274 Psi

$$A_m = \frac{430374.9 \text{ Lbf}}{94274 \text{ Psi}}$$

$$A_m = 4.56 \text{ in}^2$$

$$A_b = N_p \frac{\pi}{4} d_{np}^2$$

$$A_b = N_p \frac{\pi}{4} \left(\frac{5}{8}\right)^2$$

$$A_m = A_b$$

$$4.56 = N_p \frac{\pi}{4} \left(\frac{5}{8}\right)^2$$

$$N_p = 14.88$$

Apéndice M

Diseño térmico de un condensador de CO₂ con tubos lisos externos y lisos internos

"ANÁLISIS TERMODINÁMICO"

"Datos conocidos"

P_satCO2_prima=252 "psig"

P_satR22_prima=8.85 "psig"

m_dot_CO2_prima=3520 "lbm/h"

g_gravity=9.81 "m/s²"

"Conversión de los datos conocidos al Sistema Internacional de Unidades"

P_satCO2=(P_satCO2_prima+14.7)*convert(psi,kPa) "kPa"

P_satR22=(P_satR22_prima+14.7)*convert(psi,kPa) "kPa"

m_dot_CO2=(m_dot_CO2_prima)*convert(lbm/h,kg/s) "kg/s"

"Cálculo de la Temperatura de Saturación del CO₂"

T_satCO2=T_sat(CarbonDioxide,P=P_satCO2) "°C"

"Cálculo de la Temperatura de Saturación del R22"

T_satR22=T_sat(R22,P=P_satR22) "°C"

"Cálculo de la entalpías del CO₂"

"Entalpía del CO₂ en líquido saturado"

h_fCO2=Enthalpy(CarbonDioxide,P=P_satCO2,x=0) "kJ/kg"

"Entalpía del CO₂ en vapor saturado"

h_gCO2=Enthalpy(CarbonDioxide,P=P_satCO2,x=1) "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías del CO₂"

h_fgCO2=h_gCO2-h_fCO2 "kJ/kg"

"Cálculo de la transferencia de calor"

q_dot=m_dot_CO2*h_fgCO2 "kJ/s"

"Análisis del fluido R22"

"Presión de condensación del R22"

P_condR22_prima=210 "psig"

P_condR22=(P_condR22_prima+14.7)*convert(psi,kPa) "kPa"

"Entalpía del R22 a la presión de condensación"

h_condR22=Enthalpy(R22,P=P_condR22,x=0) "kJ/kg"

"Entalpía en el punto a de entrada del fluido a la presión de evaporación del R22"

h_aR22=h_condR22 "kJ/kg"

"Entalpía del R22 en vapor saturado"

h_gR22=Enthalpy(R22,P=P_satR22,x=1) "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías de R22 en el proceso de evaporación"

h_agR22=h_gR22-h_aR22 "kJ/kg"

"Entalpía del en líquido saturado"

h_fR22=Enthalpy(R22,P=P_satR22,x=0) "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías del R22"

h_fgR22=h_gR22-h_fR22 "kJ/kg"

"Cálculo de flujo másico del R22"

q_dot=m_dot_R22*h_agR22 "kJ/s"

"DISEÑO DE FORMA"

"Diámetro exterior del tubo"

d_0_prima=5/8 "in"

d_0=d_0_prima*convert(inch,m) "m"

"Espesor del tubo de 5/8 Tabla D-7 TEMA Gauge 17"

e_prima=0.058 "in"

e=e_prima*convert(in,m) "m"

"Diámetro interior del tubo"

$$d_i = d_o - (2 \cdot e) \text{ "m"}$$

"Radio exterior del tubo"

$$r_o = d_o / 2 \text{ "m"}$$

"Radio interior del tubo"

$$r_i = d_i / 2 \text{ "m"}$$

"Número de tubos"

$$N_t = 200 \text{ "tubos"}$$

"Número de pases"

$$\text{pases} = 2 \text{ "pases"}$$

"ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR"

"Diferencia de temperatura media logarítmica para el caso especial de temperaturas dentro de la campana de saturación"

$$\Delta T_{lm} = T_{satCO2} - T_{satR22} \text{ "°C"}$$

"Transferencia de calor en el condensador"

"Calor transferido"

$$\dot{q} = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T_{lm} \text{ "kJ/s"}$$

"Coeficiente global de transferencia de calor"

$$U_o = \frac{1}{\left(\frac{r_o}{r_i} \right) \left(\frac{1}{h_i} \right) + \left(\frac{r_o}{r_i} \right) (R_{f_i}) + R_{f_o} + \frac{1}{h_o}} \text{ "kW/m}^2\text{-K"}$$

"Resistencia por ensuciamiento (fouling)"

"Fouling para el CO2 vapor"

$$R_{f_o_prima} = 0.000176 \text{ "m}^2\text{-K/W"}$$

$$R_{f_o} = R_{f_o_prima} \cdot \text{convert}(\text{m}^2\text{-K/W}, \text{m}^2\text{-K/kW}) \text{ "m}^2\text{-K/kW"}$$

"Fouling para líquido refrigerante R22"

$$R_{f_i_prima} = 0.000176 \text{ "m}^2\text{-K/W"}$$

$$R_{f_i} = R_{f_i_prima} \cdot \text{convert}(\text{m}^2\text{-K/W}, \text{m}^2\text{-K/kW}) \text{ "m}^2\text{-K/kW"}$$

"FLUJO EXTERNO"

"Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo por convección. Modelo de Eissenberg. Condensación en banco de tubos"

"Modelo de Eissenberg"

$$h_o = \frac{0.6 + 0.42 \cdot N_{bar}^{-0.25}}{\left(\frac{g \cdot \rho_{CO2} \cdot (\rho_{CO2} - \rho_{gCO2}) \cdot k_{CO2}^3 \cdot h_{prima_fgCO2}}{\mu_{CO2} \cdot (T_{satCO2} - T_s) \cdot d_o} \right)^{1/4}} \text{ "kW/m}^2\text{-K"}$$

"Promedio del número de tubos por columna"

$$N_{bar} = N_t / N_c \text{ "tubos/columna"}$$

"Número de Columnas N_c"

$$N_c = 20 \text{ "columnas"}$$

"Cálculo de la Temperatura de superficie Ts"

$$\dot{q} = h_o \cdot A_o \cdot (T_{satCO2} - T_s) \text{ "kJ/s"}$$

"Temperatura de film"

$$T_{film} = (T_s + T_{satCO2}) / 2 \text{ "°C"}$$

"Cálculo de propiedades del CO2"

"Densidad de líquido comprimido a Tfilm"

$$\rho_{fCO2} = \text{Density}(\text{CarbonDioxide}, T = T_{film}, x = 0) \text{ "kg/m}^3\text{"}$$

"Densidad de vapor saturado a TsatCO2"

$\rho_{gCO2} = \text{Density}(\text{CarbonDioxide}, T = T_{\text{satCO2}}, x = 1)$ "kg/m3"

"Conductividad de líquido comprimido a Tfilm"

$k_{fCO2_prima} = \text{Conductivity}(\text{CarbonDioxide}, T = T_{\text{film}}, x = 0)$ "W/m-K"

$k_{fCO2} = k_{fCO2_prima} * \text{convert}(W/m-K, kW/m-K)$ "kW/m-K"

"Calor latente de vaporización modificado (Rohsenow)"

$h_{prima_fgCO2} = h_{fgCO2} + 0.68 * C_{p_fCO2} * (T_{\text{satCO2}} - T_s)$ "kJ/kg"

"Calor específico a TsatCO2"

$C_{p_fCO2} = \text{Cp}(\text{CarbonDioxide}, T = T_{\text{film}}, x = 0)$ "kJ/kg-K"

"Viscosidad dinámica de líquido comprimido a TsatCO2"

$\mu_{fCO2} = \text{Viscosity}(\text{CarbonDioxide}, T = T_{\text{film}}, x = 0)$ "kg/m-s"

"FLUJO INTERNO"

"Coeficiente de transferencia de calor por convección para flujo interno. Modelo de Kandlikar. Ebullición"

"Modelo de Kandlikar"

$h_i = (C_1 * ((C_0)^{C_2}) * ((25 * F_{r_I})^{C_5}) + C_3 * (B_0^{C_4}) * F_{f_I}) * h_{i_l}$ "kW/m2-K"

"Número de Nusselt para el modelo de Dittus - Boelter"

$\text{Nusselt}_{D_DittusBoelter} = 0.023 * (Re_{D_I})^{0.8} * (Pr_{IR22})^n$

$n = 0.4$ "Exponente n para calentamiento"

"Número de Reynolds"

$Re_{D_I} = (G * (1 - x_{R22}) * d_i) / \mu_{IR22}$

"Viscosidad del R22 en fase líquida"

$\mu_{IR22} = \text{Viscosity}(R22, T = T_{\text{satR22}}, x = 0)$ "kg/m-s"

"Velocidad másica del R22"

$G = m_{\text{dot}}_{R22} / ((N_{\text{t_pase}} * (\pi * (d_i)^2) / 4))$ "kg/m2-s"

"Número de tubos por pase"

$N_{\text{t_pase}} = N_{\text{t}} / \text{pases}$ "tubos/pase"

"Número de Prandtl del R22 en fase líquida"

$Pr_{IR22} = \text{Prandtl}(R22, T = T_{\text{satR22}}, x = 0)$

"Coeficiente de transferencia para la fase líquida"

$h_{i_l} = (\text{Nusselt}_{D_DittusBoelter} * k_{IR22}) / d_i$ "kW/m2-K"

"Conductividad térmica del R22"

$k_{IR22_prima} = \text{Conductivity}(R22, T = T_{\text{satR22}}, x = 0)$ "W/m-K"

$k_{IR22} = k_{IR22_prima} * \text{convert}(W/m-K, kW/m-K)$ "kW/m-K"

"F_{f_I} Factor de dependencia del fluido"

$F_{f_I} = 2.2$

"Número de Froud"

$F_{r_I} = (G^2) / ((\rho_{IR22})^2 * g_{\text{gravity}} * d_i)$

"Densidad del R22 en fase líquida"

$\rho_{IR22} = \text{Density}(R22, T = T_{\text{satR22}}, x = 0)$ "kg/m3"

"Número de Convección"

$C_0 = ((1 - x_{R22}) / x_{R22})^{0.8} * (\rho_{vR22} / \rho_{IR22})^{0.5}$

"Densidad del R22 en fase gaseosa"

$\rho_{vR22} = \text{Density}(R22, T = T_{\text{satR22}}, x = 1)$ "kg/m3"

"Número de Evaporación"

$$B_0 = q_A / (G \cdot h_{fgR22})$$

"Calor transferido por unidad de área"

$$q_A = q_{\dot{}} / (\pi \cdot L_{\text{cond}} \cdot d_i \cdot N_t) \quad \text{"kW/m}^2\text{"}$$
$$L_{\text{cond}} = 2.586 \quad \text{"m"}$$

"Constantes de Kandlikar"

$$C_1 = \text{if}(C_0, 0.65, 1.136, 1.136, 0.6683)$$

$$C_2 = \text{if}(C_0, 0.65, -0.9, -0.9, -0.2)$$

$$C_3 = \text{if}(C_0, 0.65, 667.2, 667.2, 1058)$$

$$C_4 = \text{if}(C_0, 0.65, 0.7, 0.7, 0.7)$$

$$C_5 = \text{if}(C_0, 0.65, 0.3, 0.3, 0.3) \cdot \text{if}(F_{r_l}, 0.04, 1, 1, 0)$$

"Calidad en el punto a"

$$\{x_{R22} = \text{Quality}(R22, P = P_{\text{satR22}}, h = h_{aR22})\}$$

"Flujo bifásico"

$$\text{DELTA}z = (((m_{\dot{}}_{R22} / N_t \cdot \text{pase}) \cdot h_{fgR22}) / (\pi \cdot d_i \cdot U_0 \cdot \text{DELTA}T_{lm})) \cdot \text{DELTA}x \quad \text{"m"}$$

"Diferencial de Calidad"

$$\text{deltax} = 0.03$$

DISEÑO TÉRMICO DE UN CONDENSADOR DE CO2 CON TUBOS LISOS EXTERNOS Y LISOS INTERNOS

ANÁLISIS TERMODINÁMICO

Datos conocidos

$$P_{\text{satCO2,prima}} = 252 \quad \text{psig}$$

$$P_{\text{satR22,prima}} = 8.85 \quad \text{psig}$$

$$\dot{m}_{\text{CO2,prima}} = 3520 \quad \text{lbm/h}$$

$$g_{\text{gravity}} = 9.81 \quad \text{m/s}^2$$

Conversión de los datos conocidos al Sistema Internacional de Unidades

$$P_{\text{satCO2}} = [P_{\text{satCO2,prima}} + 14.7] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \quad \text{kPa}$$

$$P_{\text{satR22}} = [P_{\text{satR22,prima}} + 14.7] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \quad \text{kPa}$$

$$\dot{m}_{\text{CO2}} = \dot{m}_{\text{CO2,prima}} \cdot \left| 0.000125998 \cdot \frac{\text{kg/s}}{\text{lbm/h}} \right| \quad \text{kg/s}$$

Cálculo de la Temperatura de Saturación del CO2

$$T_{\text{satCO2}} = T_{\text{sat}} \left[\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{\text{satCO2}} \right] \quad \text{°C}$$

Cálculo de la Temperatura de Saturación del R22

$$T_{\text{satR22}} = T_{\text{sat}} \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{satR22}} \right] \quad \text{°C}$$

Cálculo de la entalpías del CO2

Entalpía del CO2 en líquido saturado

$$h_{fCO_2} = h \left[\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{satCO_2}, x = 0 \right] \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del CO2 en vapor saturado

$$h_{gCO_2} = h \left[\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{satCO_2}, x = 1 \right] \text{ kJ/kg}$$

Diferencia de entalías del CO2

$$h_{fgCO_2} = h_{gCO_2} - h_{fCO_2} \text{ kJ/kg}$$

Cálculo de la transferencia de calor

$$\dot{q} = \dot{m}_{CO_2} \cdot h_{fgCO_2} \text{ kJ/s}$$

Análisis del fluido R22

Presión de condensación del R22

$$P_{condR22,prima} = 210 \text{ psig}$$

$$P_{condR22} = \left[P_{condR22,prima} + 14.7 \right] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \text{ kPa}$$

Entalpía del R22 a la presión de condensación

$$h_{condR22} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{condR22}, x = 0 \right] \text{ kJ/kg}$$

Entalpía en el punto a de entrada del fluido a la presión de evaporación del R22

$$h_{aR22} = h_{condR22} \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del R22 en vapor saturado

$$h_{gR22} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{satR22}, x = 1 \right] \text{ kJ/kg}$$

Diferencia de entalpías de R22 en el proceso de evaporación

$$h_{agR22} = h_{gR22} - h_{aR22} \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del en líquido saturado

$$h_{fR22} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{satR22}, x = 0 \right] \text{ kJ/kg}$$

Diferencia de entalpías del R22

$$h_{fgR22} = h_{gR22} - h_{fR22} \text{ kJ/kg}$$

Cálculo de flujo másico del R22

$$\dot{q} = \dot{m}_{R22} \cdot h_{agR22} \text{ kJ/s}$$

DISEÑO DE FORMA

Diámetro exterior del tubo

$$d_{0,prima} = 5 / 8 \text{ in}$$

$$d_0 = d_{0,prima} \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{m}{inch} \right| \text{ m}$$

Espesor del tubo de 5/8 Tabla D-7 TEMA Gauge 17

$$e_{prima} = 0.058 \text{ in}$$

$$e = e_{prima} \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{m}{in} \right| \text{ m}$$

Diámetro interior del tubo

$$d_i = d_0 - 2 \cdot e \text{ m}$$

Radio exterior del tubo

$$r_0 = \frac{d_0}{2} \text{ m}$$

Radio interior del tubo

$$r_i = \frac{d_i}{2} \text{ m}$$

Número de tubos

$$N_t = 200 \text{ tubos}$$

Número de pases

$$\text{pases} = 2 \text{ pases}$$

ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Diferencia de temperatura media logarítmica para el caso especial de temperaturas dentro de la campana de saturación

$$\Delta T_{lm} = T_{satCO2} - T_{satR22} \text{ } ^\circ\text{C}$$

Transferencia de calor en el condensador

Calor transferido

$$\dot{q} = U_0 \cdot A_0 \cdot \Delta T_{lm} \text{ kJ/s}$$

Coefficiente global de transferencia de calor

$$U_0 = \frac{1}{\frac{r_0}{r_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{r_0}{r_i} \cdot R_{f,i} + R_{f,0} + \frac{1}{h_0}} \text{ kW/m}^2\text{-K}$$

Resistencia por ensuciamiento (fouling)

Fouling para el CO2 vapor

$$R_{f,0,prima} = 0.000176 \text{ m}^2\text{-K/W}$$

$$R_{f,0} = R_{f,0,prima} \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{m}^2\text{-K/kW}}{\text{m}^2\text{-K/W}} \right| \text{ m}^2\text{-K/kW}$$

Fouling para líquido refrigerante R22

$$R_{f,i,prima} = 0.000176 \text{ m}^2\text{-K/W}$$

$$R_{f,i} = R_{f,i,prima} \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{m}^2\text{-K/kW}}{\text{m}^2\text{-K/W}} \right| \text{ m}^2\text{-K/kW}$$

FLUJO EXTERNO

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo por convección. Modelo de Eissenberg. Condensación en banco de tubos

Modelo de Eissenberg

$$h_0 = \left[0.6 + 0.42 \cdot \bar{N}^{-0.25} \right] \cdot \left[\frac{g_{\text{gravity}} \cdot \rho_{f\text{CO}_2} \cdot (\rho_{f\text{CO}_2} - \rho_{g\text{CO}_2}) \cdot k_{f\text{CO}_2}^3 \cdot h_{\text{prima,fgCO}_2}}{\mu_{f\text{CO}_2} \cdot (T_{\text{satCO}_2} - T_s) \cdot d_0} \right]^{1/4} \text{ kW/m}^2\text{-K}$$

Promedio del número de tubos por columna

$$\bar{N} = \frac{N_t}{N_c} \text{ tubos/columna}$$

Número de Columnas N_c

$$N_c = 20 \text{ columnas}$$

Cálculo de la Temperatura de superficie T_s

$$\dot{q} = h_0 \cdot A_0 \cdot [T_{\text{satCO}_2} - T_s] \text{ kJ/s}$$

Temperatura de film

$$T_{\text{film}} = \frac{T_s + T_{\text{satCO}_2}}{2} \text{ }^\circ\text{C}$$

Cálculo de propiedades del CO2

Densidad de líquido comprimido a T_{film}

$$\rho_{f\text{CO}_2} = \rho \left[\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0 \right] \text{ kg/m}^3$$

Densidad de vapor saturado a T_{satCO_2}

$$\rho_{g\text{CO}_2} = \rho \left[\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{satCO}_2}, x = 1 \right] \text{ kg/m}^3$$

Conductividad de líquido comprimido a T_{film}

$$k_{f\text{CO}_2,prima} = k \left[\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0 \right] \text{ W/m-K}$$

$$k_{fCO2} = k_{fCO2,prima} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{kW/m-K}{W/m-K} \right| \quad kW/m-K$$

Calor latente de vaporización modificado (Rohsenow)

$$h_{prima,fgCO2} = h_{fgCO2} + 0.68 \cdot C_{p,fCO2} \cdot [T_{satCO2} - T_s] \quad kJ/kg$$

Calor específico a TsatCO2

$$C_{p,fCO2} = C_p ['CarbonDioxide', T=T_{film}, x=0] \quad kJ/kg-K$$

Viscosidad dinámica de líquido comprimido a TsatCO2

$$\mu_{fCO2} = \mathbf{Visc} ['CarbonDioxide', T=T_{film}, x=0] \quad kg/m-s$$

FLUJO INTERNO

Coefficiente de transferencia de calor por convección para flujo interno. Modelo de Kandlikar. Ebullición

Modelo de Kandlikar

$$h_i = [C_1 \cdot C_0^{C_2} \cdot (25 \cdot F_{r,i})^{C_3} + C_3 \cdot B_0^{C_4} \cdot F_{f,i}] \cdot h_l \quad kW/m^2-K$$

Número de Nusselt para el modelo de Dittus - Boelter

$$Nusselt_{D,DittusBoelter} = 0.023 \cdot Re_D^{0.8} \cdot Pr_{IR22}^n$$

$$n = 0.4 \quad \text{Exponente } n \text{ para calentamiento}$$

Número de Reynolds

$$Re_D = \frac{G \cdot [1 - x_{R22}] \cdot d_i}{\mu_{IR22}}$$

Viscosidad del R22 en fase líquida

$$\mu_{IR22} = \mathbf{Visc} ['R22', T=T_{satR22}, x=0] \quad kg/m-s$$

Velocidad másica del R22

$$G = \frac{\dot{m}_{R22}}{N_{t,pase} \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}} \quad kg/m^2-s$$

Número de tubos por pase

$$N_{t,pase} = \frac{N_t}{pases} \quad \text{tubos/pase}$$

Número de Prandtl del R22 en fase líquida

$$Pr_{IR22} = \mathbf{Pr} ['R22', T=T_{satR22}, x=0]$$

Coefficiente de transferencia para la fase líquida

$$h_i = \frac{\text{Nusselt}_{D,\text{DittusBoelter}} \cdot k_{\text{IR22}}}{d_i} \quad \text{kW/m}^2\text{-K}$$

Conductividad térmica del R22

$$k_{\text{IR22,prima}} = k \left[\text{'R22'}, T = T_{\text{satR22}}, x = 0 \right] \quad \text{W/m-K}$$

$$k_{\text{IR22}} = k_{\text{IR22,prima}} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{\text{kW/m-K}}{\text{W/m-K}} \right| \quad \text{kW/m-K}$$

F_{f,i} Factor de dependencia del fluido

$$F_{f,i} = 2.2$$

Número de Froud

$$F_{r,i} = \frac{G^2}{\rho_{\text{IR22}}^2 \cdot g_{\text{gravity}} \cdot d_i}$$

Densidad del R22 en fase líquida

$$\rho_{\text{IR22}} = \rho \left[\text{'R22'}, T = T_{\text{satR22}}, x = 0 \right] \quad \text{kg/m}^3$$

Número de Convección

$$C_0 = \left[\frac{1 - X_{\text{R22}}}{X_{\text{R22}}} \right]^{0.8} \cdot \left[\frac{\rho_{\text{vR22}}}{\rho_{\text{IR22}}} \right]^{0.5}$$

Densidad del R22 en fase gaseosa

$$\rho_{\text{vR22}} = \rho \left[\text{'R22'}, T = T_{\text{satR22}}, x = 1 \right] \quad \text{kg/m}^3$$

Número de Evaporación

$$B_0 = \frac{q_A}{G \cdot h_{\text{fgR22}}}$$

Calor transferido por unidad de área

$$q_A = \frac{\dot{q}}{\pi \cdot L_{\text{cond}} \cdot d_i \cdot N_t} \quad \text{kW/m}^2$$

$$L_{\text{cond}} = 2.586 \quad \text{m}$$

Constantes de Kandlikar

$$C_1 = \text{If} [C_0, 0.65, 1.136, 1.136, 0.6683]$$

$$C_2 = \text{If} [C_0, 0.65, -0.9, -0.9, -0.2]$$

$$C_3 = \text{If} [C_0, 0.65, 667.2, 667.2, 1058]$$

$$C_4 = \text{If} [C_0, 0.65, 0.7, 0.7, 0.7]$$

$$C_5 = \text{If} [C_0, 0.65, 0.3, 0.3, 0.3] \cdot \text{If} [F_{r,i}, 0.04, 1, 1, 0]$$

Calidad en el punto a

Flujo bifásico

$$\Delta Z = \frac{\dot{m}_{R22}}{N_{t,pase}} \cdot h_{fgR22} \cdot \Delta X \quad m$$
$$\Delta Z = \frac{\dot{m}_{R22}}{\pi \cdot d_i \cdot U_0 \cdot \Delta T_{lm}} \cdot \Delta X \quad m$$

Diferencial de Calidad

$$\Delta X = 0.03$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

(Table 1, Run 21)

$$A_0 = 22.65 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$C_0 = 0.004502$$

$$C_2 = -0.9$$

$$C_4 = 0.7$$

$$C_{p,fcO2} = 2.137 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$\Delta X = 0.03$$

$$d_0 = 0.01588 \text{ [m]}$$

$$d_i = 0.01293 \text{ [m]}$$

$$e_{prima} = 0.058 \text{ [in]}$$

$$F_{r,i} = 0.01965$$

$$g_{gravity} = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$h_{agR22} = 141.1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{condR22} = 251.5 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{fgCO2} = 287.3 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{fR22} = 165.4 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{gR22} = 392.6 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_i = 0.01117 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$$

$$k_{fCO2} = 0.0001371 \text{ [kW/m-K]}$$

$$k_{fR22} = 0.0001101 \text{ [kW/m-K]}$$

$$L_{cond} = 2.586 \text{ [m]}$$

$$\mu_{fR22} = 0.0002934 \text{ [kg/m-s]}$$

$$\dot{m}_{CO2,prima} = 3520 \text{ [lbm/h]}$$

$$n = 0.4$$

$$\bar{N} = 10$$

$$N_t = 200$$

$$pases = 2$$

$$P_{condR22} = 1549 \text{ [kPa]}$$

$$P_{satCO2} = 1839 \text{ [kPa]}$$

$$P_{satR22} = 162.4 \text{ [kPa]}$$

$$q_A = 6.066 \text{ [kW/m}^2\text{]}$$

$$Re_D = 90.91$$

$$\rho_{gCO2} = 48.11 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\rho_{vR22} = 7.267 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$R_{f,0} = 0.176 \text{ [m}^2\text{-K/kW]}$$

$$R_{f,i} = 0.176 \text{ [m}^2\text{-K/kW]}$$

$$r_i = 0.006464 \text{ [m]}$$

$$T_s = -23.06 \text{ [C]}$$

$$T_{satR22} = -30.22 \text{ [C]}$$

$$B_0 = 0.0003882$$

$$C_1 = 1.136$$

$$C_3 = 667.2$$

$$C_5 = 0.3$$

$$\Delta T_{lm} = 8.015 \text{ [C]}$$

$$\Delta Z = 0.2694 \text{ [m]}$$

$$d_{0,prima} = 0.625 \text{ [in]}$$

$$e = 0.001473 \text{ [m]}$$

$$F_{r,i} = 2.2$$

$$G = 68.78 \text{ [kg/s-m}^2\text{]}$$

$$h_0 = 6.582 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$$

$$h_{aR22} = 251.5 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{fCO2} = -357.1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{fgR22} = 227.2 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{gCO2} = -69.76 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_i = 1.394 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$$

$$h_{prima,fgCO2} = 288.5 \text{ [kJ/kg]}$$

$$k_{fCO2,prima} = 0.1371 \text{ [W/m-K]}$$

$$k_{fR22,prima} = 0.1101 \text{ [W/m-K]}$$

$$\mu_{fCO2} = 0.0001455 \text{ [kg/m-s]}$$

$$\dot{m}_{CO2} = 0.4435 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_{R22} = 0.9029 \text{ [kg/s]}$$

$$Nusselt_{D,DittusBoelter} = 1.311$$

$$N_c = 20$$

$$N_{t,pase} = 100$$

$$Pr_{fR22} = 2.969$$

$$P_{condR22,prima} = 210 \text{ [psi]}$$

$$P_{satCO2,prima} = 252 \text{ [psi]}$$

$$P_{satR22,prima} = 8.85 \text{ [psi]}$$

$$\dot{q} = 127.4 \text{ [kJ/s]}$$

$$\rho_{fCO2} = 1044 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\rho_{fR22} = 1378 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$r_0 = 0.007938 \text{ [m]}$$

$$R_{f,0,prima} = 0.000176 \text{ [m}^2\text{-K/W]}$$

$$R_{f,i,prima} = 0.000176 \text{ [m}^2\text{-K/W]}$$

$$T_{film} = -22.64 \text{ [C]}$$

$$T_{satCO2} = -22.21 \text{ [C]}$$

$$U_0 = 0.7018 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$$

$x_{R22} = 0.97$

No unit problems were detected.

Parametric Table: Table 1

	x_{R22}	h_0 [kW/m ² -K]	h_i [kW/m ² -K]	A_0 [m ²]	U_0 [kW/m ² -K]	Δz [m]
Run 1	0.37	6.403	1.613	20.82	0.7636	0.2476
Run 2	0.4	6.391	1.629	20.71	0.7678	0.2462
Run 3	0.43	6.381	1.643	20.61	0.7715	0.2451
Run 4	0.46	6.373	1.655	20.52	0.7747	0.2441
Run 5	0.49	6.366	1.666	20.45	0.7774	0.2432
Run 6	0.52	6.359	1.674	20.39	0.7796	0.2425
Run 7	0.55	6.355	1.681	20.35	0.7813	0.242
Run 8	0.58	6.352	1.686	20.31	0.7826	0.2416
Run 9	0.61	6.35	1.689	20.3	0.7834	0.2413
Run 10	0.64	6.349	1.69	20.29	0.7836	0.2413
Run 11	0.67	6.35	1.689	20.3	0.7833	0.2414
Run 12	0.7	6.352	1.685	20.32	0.7823	0.2417
Run 13	0.73	6.357	1.678	20.37	0.7806	0.2422
Run 14	0.76	6.363	1.669	20.43	0.7782	0.2429
Run 15	0.79	6.372	1.656	20.52	0.7748	0.244
Run 16	0.82	6.385	1.638	20.64	0.7703	0.2454
Run 17	0.85	6.401	1.616	20.8	0.7643	0.2474
Run 18	0.88	6.423	1.586	21.02	0.7563	0.25
Run 19	0.91	6.454	1.545	21.33	0.7453	0.2537
Run 20	0.94	6.5	1.488	21.8	0.7293	0.2592
Run 21	0.97	6.582	1.394	22.65	0.7018	0.2694
Sum	14.07	134.2	34.27	434.9	16.13	5.172

Apéndice N

Diseño térmico de un condensador de CO₂ con aletas externas y liso interno

"ANÁLISIS TERMODINÁMICO"

"Datos conocidos"

P_satCO2_prima=252 "psig"

P_satR22_prima=8.85 "psig"

m_dot_CO2_prima=3520 "lbm/h"

g_gravity=9.81 "m/s²"

"Conversión de los datos conocidos al Sistema Internacional de Unidades"

P_satCO2=(P_satCO2_prima+14.7)*convert(psi,kPa) "kPa"

P_satR22=(P_satR22_prima+14.7)*convert(psi,kPa) "kPa"

m_dot_CO2=(m_dot_CO2_prima)*convert(lbm/h,kg/s) "kg/s"

"Cálculo de la Temperatura de Saturación del CO₂"

T_satCO2=T_sat(CarbonDioxide,P=P_satCO2) "°C"

"Cálculo de la Temperatura de Saturación del R22"

T_satR22=T_sat(R22,P=P_satR22) "°C"

"Cálculo de la entalpías del CO₂"

"Entalpía del CO₂ en líquido saturado"

h_fCO2=Enthalpy(CarbonDioxide,P=P_satCO2,x=0) "kJ/kg"

"Entalpía del CO₂ en vapor saturado"

h_gCO2=Enthalpy(CarbonDioxide,P=P_satCO2,x=1) "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías del CO₂"

h_fgCO2=h_gCO2-h_fCO2 "kJ/kg"

"Cálculo de la transferencia de calor"

q_dot=m_dot_CO2*h_fgCO2 "kJ/s"

"Análisis del fluido R22"

"Presión de condensación del R22"

P_condR22_prima=210 "psig"

P_condR22=(P_condR22_prima+14.7)*convert(psi,kPa) "kPa"

"Entalpía del R22 a la presión de condensación"

h_condR22=Enthalpy(R22,P=P_condR22,x=0) "kJ/kg"

"Entalpía en el punto a de entrada del fluido a la presión de evaporación del R22"

h_aR22=h_condR22 "kJ/kg"

"Entalpía del R22 en vapor saturado"

h_gR22=Enthalpy(R22,P=P_satR22,x=1) "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías de R22 en el proceso de evaporación"

h_agR22=h_gR22-h_aR22 "kJ/kg"

"Entalpía del en líquido saturado"

h_fR22=Enthalpy(R22,P=P_satR22,x=0) "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías del R22"

h_fgR22=h_gR22-h_fR22 "kJ/kg"

"Cálculo de flujo másico del R22"

q_dot=m_dot_R22*h_agR22 "kJ/s"

"DISEÑO DE FORMA"

"Diámetro exterior del tubo"

$d_0_{\text{prima}}=5/8$ "in"

$d_0=d_0_{\text{prima}}*\text{convert}(\text{inch},\text{m})$ "m"

"Espesor del tubo de 5/8 según la Tabla D-7 de TEMA Gauge 17"

$e_{\text{prima}}=0.058$ "in"

$e=e_{\text{prima}}*\text{convert}(\text{in},\text{m})$ "m"

"Diámetro interior del tubo"

$d_i=d_0-(2*e)$ "m"

"Radio exterior del tubo"

$r_0=d_0/2$ "m"

"Radio interior del tubo"

$r_i=d_i/2$ "m"

"Número de tubos"

$N_t=200$ "tubos"

"Número de pases"

$\text{pases}=2$ "pases"

"ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR"

"Diferencia de temperatura media logarítmica para el caso especial de temperaturas dentro de la campana de saturación"

$\text{DELTA}T_{\text{lm}}=T_{\text{satCO2}}-T_{\text{satR22}}$ "°C"

"Transferencia de calor en el condensador"

"Calor transferido"

$q_{\text{dot}}=U_0*A_0*\text{DELTA}T_{\text{lm}}$ "kJ/s"

"Coeficiente global de transferencia de calor con aletas"

$U_0=(1)/(((r_0-L_f)/r_i)*(1/h_i))+(((r_0-L_f)/r_i)*(R_{f_i})+(R_{f_0}/\eta_0)+(1/(h_0*\eta_0)))$ "kW/m²-K"

"Resistencia por ensuciamiento (fouling) TEMA Página 10.29"

"Fouling para el CO2 vapor"

$R_{f_0_{\text{prima}}}=0.000176$ "m²-K/W"

$R_{f_0}=R_{f_0_{\text{prima}}}* \text{convert}(\text{m}^2\text{-K/W},\text{m}^2\text{-K/kW})$ "m²-K/kW"

"Fouling para líquido refrigerante R22"

$R_{f_i_{\text{prima}}}=0.000176$ "m²-K/W"

$R_{f_i}=R_{f_i_{\text{prima}}}* \text{convert}(\text{m}^2\text{-K/W},\text{m}^2\text{-K/kW})$ "m²-K/kW"

"FLUJO EXTERNO"

"Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo por convección. Modelo de Eissenberg. Condensación en banco de tubos"

"Modelo de Eissenberg"

$h_0=(0.6+0.42*N_{\text{bar}}^{(-0.25)})*((g_{\text{gravity}}*\rho_{\text{fCO2}}*(\rho_{\text{fCO2}}-\rho_{\text{gCO2}})*k_{\text{fCO2}}^3*h_{\text{prima}}_{\text{fgCO2}})/((\mu_{\text{fCO2}}*(T_{\text{satCO2}}-T_s)*d_0)))^{(1/4)}$ "kW/m²-K"

"Promedio del número de tubos por columna"

$N_{\text{bar}}=N_t/N_c$ "tubos/columna"

"Número de Columnas N_c "

$N_c=20$ "columnas"

"Cálculo de la Temperatura de superficie T_s "

$q_{\text{dot}}=h_0*A_0*(T_{\text{satCO2}}-T_s)$ "kJ/s"

"Temperatura de film"

$$T_{\text{film}}=(T_{\text{s}}+T_{\text{satCO2}})/2 \text{ "°C"}$$

"Cálculo de propiedades del CO2"

"Densidad de líquido comprimido a Tfilm"

$$\rho_{\text{fCO2}}=\text{Density}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "kg/m}^3\text{"}$$

"Densidad de vapor saturado a TsatCO2"

$$\rho_{\text{gCO2}}=\text{Density}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{satCO2}}, x=1) \text{ "kg/m}^3\text{"}$$

"Conductividad de líquido comprimido a Tfilm"

$$k_{\text{fCO2_prima}}=\text{Conductivity}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "W/m-K"}$$

$$k_{\text{fCO2}}=k_{\text{fCO2_prima}}*\text{convert}(\text{W/m-K}, \text{kW/m-K}) \text{ "kW/m-K"}$$

"Calor latente de vaporización modificado (Rohsenow)"

$$h_{\text{prima_fgCO2}}=h_{\text{fgCO2}}+0.68*C_{\text{p_fCO2}}*(T_{\text{satCO2}}-T_{\text{s}}) \text{ "kJ/kg"}$$

"Calor específico a TsatCO2"

$$C_{\text{p_fCO2}}=C_{\text{p}}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "kJ/kg-K"}$$

"Viscosidad dinámica de líquido comprimido a TsatCO2"

$$\mu_{\text{fCO2}}=\text{Viscosity}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "kg/m-s"}$$

"Cálculo de la eficiencia de las aletas integrales externas"

$$\eta_{\text{a0}}=1-((N_{\text{a}}*A_{\text{f}})/A_{\text{t}})*(1-\eta_{\text{f}})$$

"Cálculo del número de aletas"

$$N_{\text{a}}=4 \text{ "aletas"}$$

"Longitud proporcional para el número de aletas"

$$L_{\text{a}}=0.00528 \text{ "m"}$$

"Cálculo del área de una aleta"

$$A_{\text{f}}=2*\pi*((r_{\text{2c}}^2)-(r_{\text{1}}^2)) \text{ "m}^2\text{"}$$

$$r_{\text{2c}}=r_{\text{2}}+(t_{\text{f}}/2) \text{ "m"}$$

"Dimensiones de las aletas"

$$r_{\text{2}}=r_{\text{0}} \text{ "m"}$$

$$t_{\text{f}}=0.0008 \text{ "m"}$$

$$L_{\text{f}}=0.001 \text{ "m"}$$

$$r_{\text{1}}=r_{\text{2}}-L_{\text{f}} \text{ "m"}$$

"Cálculo de la eficiencia para una aleta"

$$\eta_{\text{af}}=C_{\text{2f}}*((K_{\text{1}}*l_{\text{1_2}}-l_{\text{1}}*K_{\text{1_2}})/(l_{\text{0}}*K_{\text{1_2}}+K_{\text{0}}*l_{\text{1_2}}))$$

$$C_{\text{2f}}=(((2*r_{\text{1}})/m)/(r_{\text{2c}}^2-r_{\text{1}}^2))$$

"Funciones de Bessel"

$$l_{\text{0}}=\text{Bessel_I0}(m*r_{\text{1}})$$

$$l_{\text{1}}=\text{Bessel_I1}(m*r_{\text{1}})$$

$$l_{\text{1_2}}=\text{Bessel_I1}(m*r_{\text{2c}})$$

$$K_{\text{0}}=\text{Bessel_K0}(m*r_{\text{1}})$$

$$K_{\text{1}}=\text{Bessel_K1}(m*r_{\text{1}})$$

$$K_{\text{1_2}}=\text{Bessel_K1}(m*r_{\text{2c}})$$

$$m=((2*h_{\text{0}})/(k_{\text{Cu}}*t_{\text{f}}))^{1/2} \text{ "1/m"}$$

{Conductividad del cobre}

$$k_{\text{Cu_prima}}=k_{\text{'Copper'}}(T=T_{\text{s}}) \text{ "W/m-K"}$$

$$k_{\text{Cu}}=k_{\text{Cu_prima}}*\text{convert}(\text{W/m-K}, \text{kW/m-K}) \text{ "kW/m-K"}$$

"Área total de transferencia de calor entre la tubería y las aletas"

$$A_{\text{t}}=2*\pi*(r_{\text{1}})*(L_{\text{a}}-N_{\text{a}}*t_{\text{f}})+2*\pi*(r_{\text{2}}^2-r_{\text{1}}^2)*N_{\text{a}}+2*N_{\text{a}}*\pi*r_{\text{2}}*t_{\text{f}} \text{ "m}^2\text{"}$$

"FLUJO INTERNO"

"Coeficiente de transferencia de calor por convección para flujo interno. Modelo de Kandlikar. Ebullición"

"Modelo de Kandlikar"

$$h_i = (C_1 * ((C_0)^{C_2}) * ((25 * F_{r_l})^{C_5}) + C_3 * (B_0^{C_4}) * F_{f_l}) * h_l \text{ "kW/m2-K"}$$

"Número de Nusselt para el modelo de Dittus - Boelter"

$$\text{Nusselt_D_DittusBoelter} = 0.023 * (\text{Re_D}^{0.8}) * (\text{Pr_IR22}^n)$$

$n = 0.4$ "Exponente n para calentamiento"

"Número de Reynolds"

$$\text{Re_D} = (G * (1 - x_{R22}) * d_i) / \mu_{IR22}$$

"Viscosidad del R22 en fase líquida"

$$\mu_{IR22} = \text{Viscosity}(\text{R22}, T = T_{\text{satR22}}, x = 0) \text{ "kg/m-s"}$$

"Velocidad másica del R22"

$$G = m_{\text{dot}}_{R22} / ((N_{\text{t_pase}} * \pi * (d_i^2)) / 4) \text{ "kg/m2-s"}$$

"Número de tubos por pase"

$$N_{\text{t_pase}} = N_{\text{t}} / \text{pases} \text{ "tubos/pase"}$$

"Número de Prandtl del R22 en fase líquida"

$$\text{Pr_IR22} = \text{Prandtl}(\text{R22}, T = T_{\text{satR22}}, x = 0)$$

"Coeficiente de transferencia para la fase líquida"

$$h_l = (\text{Nusselt_D_DittusBoelter} * k_{IR22}) / d_i \text{ "kW/m2-K"}$$

"Conductividad térmica del R22"

$$k_{IR22_prima} = \text{Conductivity}(\text{R22}, T = T_{\text{satR22}}, x = 0) \text{ "W/m-K"}$$
$$k_{IR22} = k_{IR22_prima} * \text{convert}(\text{W/m-K}, \text{kW/m-K}) \text{ "kW/m-K"}$$

"F_{f_l} Factor de dependencia del fluido"

$$F_{f_l} = 2.2$$

"Número de Froud"

$$F_{r_l} = (G^2) / ((\rho_{IR22}^2) * g_{\text{gravity}} * d_i)$$

"Densidad del R22 en fase líquida"

$$\rho_{IR22} = \text{Density}(\text{R22}, T = T_{\text{satR22}}, x = 0) \text{ "kg/m3"}$$

"Número de Convección"

$$C_0 = ((1 - x_{R22}) / x_{R22})^{0.8} * (\rho_{vR22} / \rho_{IR22})^{0.5}$$

"Densidad del R22 en fase gaseosa"

$$\rho_{vR22} = \text{Density}(\text{R22}, T = T_{\text{satR22}}, x = 1) \text{ "kg/m3"}$$

"Número de Evaporación"

$$B_0 = q_A / (G * h_{fgR22})$$

"Calor transferido por unidad de área"

$$q_A = q_{\text{dot}} / (\pi * L_{\text{cond}} * d_i * N_{\text{t}})$$
$$L_{\text{cond}} = 2.345 \text{ "m"}$$

"Constantes de Kandlikar"

$$C_1 = \text{if}(C_0, 0.65, 1.136, 1.136, 0.6683)$$

$$C_2 = \text{if}(C_0, 0.65, -0.9, -0.9, -0.2)$$

$$C_3 = \text{if}(C_0, 0.65, 667.2, 667.2, 1058)$$

$$C_4 = \text{if}(C_0, 0.65, 0.7, 0.7, 0.7)$$

$$C_5 = \text{if}(C_0, 0.65, 0.3, 0.3, 0.3) * \text{if}(F_{r_l}, 0.04, 1, 1, 0)$$

"Calidad en el punto a"
{x_R22=Quality(R22,P=P_satR22,h=h_aR22)}

"Flujo bifásico"
 $\Delta z = \left(\frac{\dot{m}_{R22}/N_{t_pase} \cdot h_{fgR22}}{\pi \cdot d_i \cdot U_0 \cdot \Delta T_{lm}} \right) \cdot \Delta x$ "m"

"Diferencial de Calidad"
 $\Delta x = 0.03$

DISEÑO TÉRMICO DE UN CONDENSADOR DE CO2 CON TUBOS LISOS EXTERNOS Y LISOS INTERNOS

ANÁLISIS TERMODINÁMICO

Datos conocidos

$$P_{\text{satCO2,prima}} = 252 \text{ psig}$$

$$P_{\text{satR22,prima}} = 8.85 \text{ psig}$$

$$\dot{m}_{\text{CO2,prima}} = 3520 \text{ lbm/h}$$

$$g_{\text{gravity}} = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Conversión de los datos conocidos al Sistema Internacional de Unidades

$$P_{\text{satCO2}} = \left[P_{\text{satCO2,prima}} + 14.7 \right] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \text{ kPa}$$

$$P_{\text{satR22}} = \left[P_{\text{satR22,prima}} + 14.7 \right] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \text{ kPa}$$

$$\dot{m}_{\text{CO2}} = \dot{m}_{\text{CO2,prima}} \cdot \left| 0.000125998 \cdot \frac{\text{kg/s}}{\text{lbm/h}} \right| \text{ kg/s}$$

Cálculo de la Temperatura de Saturación del CO2

$$T_{\text{satCO2}} = T_{\text{sat}} \left[\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{\text{satCO2}} \right] \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de la Temperatura de Saturación del R22

$$T_{\text{satR22}} = T_{\text{sat}} \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{satR22}} \right] \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de la entalpías del CO2

Entalpía del CO2 en líquido saturado

$$h_{f\text{CO2}} = h \left[\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{\text{satCO2}}, x = 0 \right] \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del CO2 en vapor saturado

$$h_{g\text{CO2}} = h \left[\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{\text{satCO2}}, x = 1 \right] \text{ kJ/kg}$$

Diferencia de entalías del CO2

$$h_{fg\text{CO2}} = h_{g\text{CO2}} - h_{f\text{CO2}} \text{ kJ/kg}$$

Cálculo de la transferencia de calor

$$\dot{q} = \dot{m}_{\text{CO}_2} \cdot h_{\text{fgCO}_2} \quad \text{kJ/s}$$

Análisis del fluido R22

Presión de condensación del R22

$$P_{\text{condR22,prima}} = 210 \quad \text{psig}$$

$$P_{\text{condR22}} = \left[P_{\text{condR22,prima}} + 14.7 \right] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \quad \text{kPa}$$

Entalpía del R22 a la presión de condensación

$$h_{\text{condR22}} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{condR22}}, x = 0 \right] \quad \text{kJ/kg}$$

Entalpía en el punto a de entrada del fluido a la presión de evaporación del R22

$$h_{\text{aR22}} = h_{\text{condR22}} \quad \text{kJ/kg}$$

Entalpía del R22 en vapor saturado

$$h_{\text{gR22}} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{satR22}}, x = 1 \right] \quad \text{kJ/kg}$$

Diferencia de entalpías de R22 en el proceso de evaporación

$$h_{\text{agR22}} = h_{\text{gR22}} - h_{\text{aR22}} \quad \text{kJ/kg}$$

Entalpía del en líquido saturado

$$h_{\text{fR22}} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{satR22}}, x = 0 \right] \quad \text{kJ/kg}$$

Diferencia de entalpías del R22

$$h_{\text{fgR22}} = h_{\text{gR22}} - h_{\text{fR22}} \quad \text{kJ/kg}$$

Cálculo de flujo másico del R22

$$\dot{q} = \dot{m}_{\text{R22}} \cdot h_{\text{agR22}} \quad \text{kJ/s}$$

DISEÑO DE FORMA

Diámetro exterior del tubo

$$d_{0,\text{prima}} = 5 / 8 \quad \text{in}$$

$$d_0 = d_{0,\text{prima}} \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{inch}} \right| \quad \text{m}$$

Espesor del tubo de 5/8 según la Tabla D-7 de TEMA Gauge 17

$$e_{\text{prima}} = 0.058 \quad \text{in}$$

$$e = e_{\text{prima}} \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad \text{m}$$

Diámetro interior del tubo

$$d_i = d_o - 2 \cdot e \quad m$$

Radio exterior del tubo

$$r_o = \frac{d_o}{2} \quad m$$

Radio interior del tubo

$$r_i = \frac{d_i}{2} \quad m$$

Número de tubos

$$N_t = 200 \quad \text{tubos}$$

Número de pases

$$\text{pases} = 2 \quad \text{pases}$$

ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Diferencia de temperatura media logarítmica para el caso especial de temperaturas dentro de la campana de saturación

$$\Delta T_{lm} = T_{satCO2} - T_{satR22} \quad ^\circ C$$

Transferencia de calor en el condensador

Calor transferido

$$\dot{q} = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T_{lm} \quad kJ/s$$

Coefficiente global de transferencia de calor con aletas

$$U_o = \frac{1}{\left[\frac{r_o - L_f}{r_i} \right] \cdot \frac{1}{h_i} + \left[\frac{r_o - L_f}{r_i} \right] \cdot R_{f,i} + \frac{R_{f,o}}{\eta_o} + \frac{1}{h_o \cdot \eta_o}} \quad kW/m^2-K$$

Resistencia por ensuciamiento (fouling) TEMA Página 10.29

Fouling para el CO2 vapor

$$R_{f,o,prima} = 0.000176 \quad m^2-K/W$$

$$R_{f,o} = R_{f,o,prima} \cdot \left| 1000 \cdot \frac{m^2-K/kW}{m^2-K/W} \right| \quad m^2-K/kW$$

Fouling para líquido refrigerante R22

$$R_{f,i,prima} = 0.000176 \quad m^2-K/W$$

$$R_{f,i} = R_{f,i,prima} \cdot \left| 1000 \cdot \frac{m^2-K/kW}{m^2-K/W} \right| \quad m^2-K/kW$$

FLUJO EXTERNO

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo por convección. Modelo de Eissenberg. Condensación en banco de tubos

Modelo de Eissenberg

$$h_0 = [0.6 + 0.42 \cdot \bar{N}^{-0.25}] \cdot \left[\frac{g_{\text{gravity}} \cdot \rho_{\text{fCO}_2} \cdot (\rho_{\text{fCO}_2} - \rho_{\text{gCO}_2}) \cdot k_{\text{fCO}_2}^3 \cdot h_{\text{prima,fgCO}_2}}{\mu_{\text{fCO}_2} \cdot (T_{\text{satCO}_2} - T_s) \cdot d_0} \right]^{1/4} \quad \text{kW/m}^2\text{-K}$$

Promedio del número de tubos por columna

$$\bar{N} = \frac{N_t}{N_c} \quad \text{tubos/columna}$$

Número de Columnas N_c

$$N_c = 20 \quad \text{columnas}$$

Cálculo de la Temperatura de superficie T_s

$$\dot{q} = h_0 \cdot A_0 \cdot [T_{\text{satCO}_2} - T_s] \quad \text{kJ/s}$$

Temperatura de film

$$T_{\text{film}} = \frac{T_s + T_{\text{satCO}_2}}{2} \quad ^\circ\text{C}$$

Cálculo de propiedades del CO2

Densidad de líquido comprimido a T_{film}

$$\rho_{\text{fCO}_2} = \rho [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0] \quad \text{kg/m}^3$$

Densidad de vapor saturado a T_{satCO_2}

$$\rho_{\text{gCO}_2} = \rho [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{satCO}_2}, x = 1] \quad \text{kg/m}^3$$

Conductividad de líquido comprimido a T_{film}

$$k_{\text{fCO}_2,\text{prima}} = k [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0] \quad \text{W/m-K}$$

$$k_{\text{fCO}_2} = k_{\text{fCO}_2,\text{prima}} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{\text{kW/m-K}}{\text{W/m-K}} \right| \quad \text{kW/m-K}$$

Calor latente de vaporización modificado (Rohsenow)

$$h_{\text{prima,fgCO}_2} = h_{\text{fgCO}_2} + 0.68 \cdot C_{p,\text{fCO}_2} \cdot [T_{\text{satCO}_2} - T_s] \quad \text{kJ/kg}$$

Calor específico a T_{satCO_2}

$$C_{p,\text{fCO}_2} = C_p [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0] \quad \text{kJ/kg-K}$$

Viscosidad dinámica de líquido comprimido a T_{satCO_2}

$$\mu_{\text{fCO}_2} = \text{Visc} [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0] \quad \text{kg/m-s}$$

Cálculo de la eficiencia de las aletas integrales externas

$$\eta_0 = 1 - \frac{N_a \cdot A_f}{A_t} \cdot [1 - \eta_f]$$

Cálculo del número de aletas

$$N_a = 4 \text{ aletas}$$

Longitud proporcional para el número de aletas

$$L_a = 0.00528 \text{ m}$$

Cálculo del área de una aleta

$$A_f = 2 \cdot \pi \cdot [r_{2c}^2 - r_1^2] \text{ m}^2$$

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t_f}{2} \text{ m}$$

Dimensiones de las aletas

$$r_2 = r_0 \text{ m}$$

$$t_f = 0.0008 \text{ m}$$

$$L_f = 0.001 \text{ m}$$

$$r_1 = r_2 - L_f \text{ m}$$

Cálculo de la eficiencia para una aleta

$$\eta_f = C_{2f} \cdot \left[\frac{K_1 \cdot I_{1,2} - I_1 \cdot K_{1,2}}{I_0 \cdot K_{1,2} + K_0 \cdot I_{1,2}} \right]$$

$$C_{2f} = \frac{\frac{2 \cdot r_1}{m}}{r_{2c}^2 - r_1^2}$$

Funciones de Bessel

$$I_0 = I_0 [m \cdot r_1]$$

$$I_1 = I_1 [m \cdot r_1]$$

$$I_{1,2} = I_1 [m \cdot r_{2c}]$$

$$K_0 = K_0 [m \cdot r_1]$$

$$K_1 = K_1 [m \cdot r_1]$$

$$K_{1,2} = K_1 [m \cdot r_{2c}]$$

$$m = \left[\frac{2 \cdot h_0}{k_{Cu} \cdot t_f} \right]^{1/2} \quad 1/m$$

$$k_{Cu,prima} = k ['Copper', T_s] \quad W/m-K$$

$$k_{Cu} = k_{Cu,prima} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{kW/m-K}{W/m-K} \right| \quad kW/m-K$$

Área total de transferencia de calor entre la tubería y las aletas

$$A_t = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot [L_a - N_a \cdot t_f] + 2 \cdot \pi \cdot [r_2^2 - r_1^2] \cdot N_a + 2 \cdot N_a \cdot \pi \cdot r_2 \cdot t_f \quad m^2$$

FLUJO INTERNO

Coefficiente de transferencia de calor por convección para flujo interno. Modelo de Kandlikar. Ebullición

Modelo de Kandlikar

$$h_i = [C_1 \cdot C_0^{C_2} \cdot (25 \cdot F_{r,i})^{C_5} + C_3 \cdot B_0^{C_4} \cdot F_{f,i}] \cdot h_l \quad kW/m^2-K$$

Número de Nusselt para el modelo de Dittus - Boelter

$$\text{Nusselt}_{D,DittusBoelter} = 0.023 \cdot \text{Re}_D^{0.8} \cdot \text{Pr}_{IR22}^n$$

$$n = 0.4 \quad \text{Exponente } n \text{ para calentamiento}$$

Número de Reynolds

$$\text{Re}_D = \frac{G \cdot [1 - x_{R22}] \cdot d_i}{\mu_{IR22}}$$

Viscosidad del R22 en fase líquida

$$\mu_{IR22} = \text{Visc} ['R22', T = T_{\text{satR22}}, x = 0] \quad kg/m-s$$

Velocidad másica del R22

$$G = \frac{\dot{m}_{R22}}{\frac{N_{t,pase} \cdot \pi \cdot d_i^2}{4}} \quad kg/m^2-s$$

Número de tubos por pase

$$N_{t,pase} = \frac{N_t}{\text{pases}} \quad \text{tubos/pase}$$

Número de Prandtl del R22 en fase líquida

$$\text{Pr}_{IR22} = \text{Pr} ['R22', T = T_{\text{satR22}}, x = 0]$$

Coefficiente de transferencia para la fase líquida

$$h_l = \frac{\text{Nusselt}_{D,DittusBoelter} \cdot k_{IR22}}{d_i} \quad kW/m^2-K$$

Conductividad térmica del R22

$$k_{iR22,prima} = k ['R22' , T = T_{satR22} , x = 0] \quad W/m-K$$

$$k_{iR22} = k_{iR22,prima} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{kW/m-K}{W/m-K} \right| \quad kW/m-K$$

F_{f,i} Factor de dependencia del fluido

$$F_{f,i} = 2.2$$

Número de Froud

$$F_{r,i} = \frac{G^2}{\rho_{iR22}^2 \cdot g_{gravity} \cdot d_i}$$

Densidad del R22 en fase líquida

$$\rho_{iR22} = \rho ['R22' , T = T_{satR22} , x = 0] \quad kg/m^3$$

Número de Convección

$$C_0 = \left[\frac{1 - X_{R22}}{X_{R22}} \right]^{0.8} \cdot \left[\frac{\rho_{vR22}}{\rho_{iR22}} \right]^{0.5}$$

Densidad del R22 en fase gaseosa

$$\rho_{vR22} = \rho ['R22' , T = T_{satR22} , x = 1] \quad kg/m^3$$

Número de Evaporación

$$B_0 = \frac{q_A}{G \cdot h_{fgR22}}$$

Calor transferido por unidad de área

$$q_A = \frac{\dot{q}}{\pi \cdot L_{cond} \cdot d_i \cdot N_t}$$

$$L_{cond} = 2.345 \quad m$$

Constantes de Kandlikar

$$C_1 = \text{If} [C_0 , 0.65 , 1.136 , 1.136 , 0.6683]$$

$$C_2 = \text{If} [C_0 , 0.65 , -0.9 , -0.9 , -0.2]$$

$$C_3 = \text{If} [C_0 , 0.65 , 667.2 , 667.2 , 1058]$$

$$C_4 = \text{If} [C_0 , 0.65 , 0.7 , 0.7 , 0.7]$$

$$C_5 = \text{If} [C_0 , 0.65 , 0.3 , 0.3 , 0.3] \cdot \text{If} [F_{r,i} , 0.04 , 1 , 1 , 0]$$

Calidad en el punto a

Flujo bifásico

$$\Delta Z = \frac{\dot{m}_{R22} \cdot h_{fgR22}}{\pi \cdot d_i \cdot U_0 \cdot \Delta T_{lm}} \cdot \Delta X \quad m$$

Diferencial de Calidad

$$\Delta X = 0.03$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

(Table 1, Run 21)

A ₀ = 20.62 [m ²]	A _r = 0.0001344 [m ²]
A _t = 0.0006241 [m ²]	B ₀ = 0.000428
C ₀ = 0.004502	C ₁ = 1.136
C ₂ = -0.9	C _{2f} = 3.277
C ₃ = 667.2	C ₄ = 0.7
C ₅ = 0.3	C _{p,fgCO2} = 2.137 [kJ/kg-K]
ΔT _{lm} = 8.015 [C]	ΔX = 0.03
ΔZ = 0.2452 [m]	d ₀ = 0.01588 [m]
d _{0,prima} = 0.625 [in]	d _i = 0.01293 [m]
e = 0.001473 [m]	η ₀ = 0.9766
η _f = 0.9728	e _{prima} = 0.058 [in]
F _{f,i} = 2.2	F _{r,i} = 0.01965
G = 68.78 [kg/s-m ²]	g _{gravity} = 9.81 [m/s ²]
h ₀ = 6.382 [kW/m ² -K]	h _{agR22} = 141.1 [kJ/kg]
h _{aR22} = 251.5 [kJ/kg]	h _{condR22} = 251.5 [kJ/kg]
h _{rCO2} = -357.1 [kJ/kg]	h _{fgCO2} = 287.3 [kJ/kg]
h _{fgR22} = 227.2 [kJ/kg]	h _{fR22} = 165.4 [kJ/kg]
h _{gCO2} = -69.76 [kJ/kg]	h _{gR22} = 392.6 [kJ/kg]
h _i = 1.399 [kW/m ² -K]	h _i = 0.01117 [kW/m ² -K]
h _{prima,fgCO2} = 288.7 [kJ/kg]	l ₀ = 1.53
l ₁ = 0.862	l _{1,2} = 1.14
K ₀ = 0.2523	K ₁ = 0.3336
K _{1,2} = 0.2241	k _{Cu} = 0.407 [kW/m-K]
k _{Cu,prima} = 407 [W/m-K]	k _{rCO2} = 0.0001372 [kW/m-K]
k _{rCO2,prima} = 0.1372 [W/m-K]	k _{rR22} = 0.0001101 [kW/m-K]
k _{rR22,prima} = 0.1101 [W/m-K]	L _a = 0.00528 [m]
L _{cond} = 2.345 [m]	L _f = 0.001 [m]
m = 198 [1/m]	μ _{fCO2} = 0.0001456 [kg/m-s]
μ _{rR22} = 0.0002934 [kg/m-s]	ṁ _{CO2} = 0.4435 [kg/s]
ṁ _{CO2,prima} = 3520 [lbm/h]	ṁ _{R22} = 0.9029 [kg/s]
n = 0.4	Nusselt _{D,DittusBoelter} = 1.311
N _a = 4	N̄ = 10
N _c = 20	N _t = 200
N _{t,pase} = 100	pases = 2
P _{rR22} = 2.969	P _{condR22} = 1549
P _{condR22,prima} = 210 [psi]	P _{satCO2} = 1839 [kPa]
P _{satCO2,prima} = 252 [psi]	P _{satR22} = 162.4 [kPa]
P _{satR22,prima} = 8.85 [psi]	q _A = 6.689 [kW/m ²]
q̇ = 127.4 [kJ/s]	Re _D = 90.91
ρ _{rCO2} = 1044 [kg/m ³]	ρ _{gCO2} = 48.11 [kg/m ³]
ρ _{rR22} = 1378 [kg/m ³]	ρ _{vR22} = 7.267 [kg/m ³]

$r_0 = 0.007938$ [m]
 $r_2 = 0.007938$ [m]
 $R_{f,0} = 0.176$ [m²-K/kW]
 $R_{f,i} = 0.176$ [m²-K/kW]
 $r_i = 0.006464$ [m]
 $T_{film} = -22.69$ [C]
 $T_{satCO2} = -22.21$ [C]
 $U_0 = 0.7711$ [kW/m²-K]

$r_1 = 0.006938$ [m]
 $r_{2c} = 0.008338$ [m]
 $R_{f,0,prima} = 0.000176$ [m²-K/W]
 $R_{f,i,prima} = 0.000176$ [m²-K/W]
 $t_r = 0.0008$ [m]
 $T_s = -23.18$ [C]
 $T_{satR22} = -30.22$ [C]
 $x_{R22} = 0.97$

No unit problems were detected.

Parametric Table: Table 1

	x_{R22}	h_0 [kW/m ² -K]	h_i [kW/m ² -K]	A_0 [m ²]	U_0 [kW/m ² -K]	Δz [m]
Run 1	0.37	6.185	1.667	18.73	0.8488	0.2227
Run 2	0.4	6.177	1.681	18.65	0.8525	0.2218
Run 3	0.43	6.169	1.693	18.58	0.8556	0.221
Run 4	0.46	6.163	1.703	18.52	0.8583	0.2203
Run 5	0.49	6.158	1.712	18.48	0.8605	0.2197
Run 6	0.52	6.154	1.718	18.44	0.8622	0.2193
Run 7	0.55	6.151	1.723	18.41	0.8634	0.219
Run 8	0.58	6.15	1.725	18.4	0.8641	0.2188
Run 9	0.61	6.149	1.726	18.4	0.8643	0.2188
Run 10	0.64	6.15	1.725	18.4	0.8639	0.2188
Run 11	0.67	6.152	1.721	18.42	0.8629	0.2191
Run 12	0.7	6.156	1.715	18.46	0.8614	0.2195
Run 13	0.73	6.161	1.706	18.51	0.859	0.2201
Run 14	0.76	6.169	1.694	18.58	0.8559	0.2209
Run 15	0.79	6.178	1.678	18.67	0.8518	0.222
Run 16	0.82	6.191	1.658	18.78	0.8464	0.2234
Run 17	0.85	6.207	1.633	18.94	0.8395	0.2252
Run 18	0.88	6.229	1.6	19.14	0.8305	0.2276
Run 19	0.91	6.26	1.557	19.43	0.8184	0.231
Run 20	0.94	6.304	1.496	19.85	0.8008	0.2361
Run 21	0.97	6.382	1.399	20.62	0.7711	0.2452
Sum	14.07	130	34.93	394.4	17.79	4.69

Apéndice O

Diseño térmico de un condensador de CO₂ con tubos lisos externos y microaletas internas

"ANÁLISIS TERMODINÁMICO"

"Datos conocidos"

P_satCO2_prima=252 "psig"

P_satR22_prima=8.85 "psig"

m_dot_CO2_prima=3520 "lbm/h"

g_gravity=9.81 "m/s²"

"Conversión de los datos conocidos al Sistema Internacional de Unidades"

P_satCO2=(P_satCO2_prima+14.7)*convert(psi,kPa) "kPa"

P_satR22=(P_satR22_prima+14.7)*convert(psi,kPa) "kPa"

m_dot_CO2=(m_dot_CO2_prima)*convert(lbm/h,kg/s) "kg/s"

"Cálculo de la Temperatura de Saturación del CO₂"

T_satCO2=T_sat(CarbonDioxide,P=P_satCO2) "°C"

"Cálculo de la Temperatura de Saturación del R22"

T_satR22=T_sat(R22,P=P_satR22) "°C"

"Cálculo de la entalpías del CO₂"

"Entalpía del CO₂ en líquido saturado"

h_fCO2=Enthalpy(CarbonDioxide,P=P_satCO2,x=0) "kJ/kg"

"Entalpía del CO₂ en vapor saturado"

h_gCO2=Enthalpy(CarbonDioxide,P=P_satCO2,x=1) "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías del CO₂"

h_fgCO2=h_gCO2-h_fCO2 "kJ/kg"

"Cálculo de la transferencia de calor"

q_dot=m_dot_CO2*h_fgCO2 "kJ/s"

"Análisis del fluido R22"

"Presión de condensación del R22"

P_condR22_prima=210 "psig"

P_condR22=(P_condR22_prima+14.7)*convert(psi,kPa) "kPa"

"Entalpía del R22 a la presión de condensación"

h_condR22=Enthalpy(R22,P=P_condR22,x=0) "kJ/kg"

"Entalpía en el punto a de entrada del fluido a la presión de evaporación del R22"

h_aR22=h_condR22 "kJ/kg"

"Entalpía del R22 en vapor saturado"

h_gR22=Enthalpy(R22,P=P_satR22,x=1) "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías de R22 en el proceso de evaporación"

h_agR22=h_gR22-h_aR22 "kJ/kg"

"Entalpía del en líquido saturado"

h_fR22=Enthalpy(R22,P=P_satR22,x=0) "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías del R22"

h_fgR22=h_gR22-h_fR22 "kJ/kg"

"Cálculo de flujo másico del R22"

q_dot=m_dot_R22*h_agR22 "kJ/s"

"DISEÑO DE FORMA"

"Diámetro exterior del tubo"

$d_0_{\text{prima}}=5/8$ "in"

$d_0=d_0_{\text{prima}}*\text{convert}(\text{inch},\text{m})$ "m"

"Espesor del tubo de 5/8 según la Tabla D-7 de TEMA Gauge 17"

$e_{\text{prima}}=0.058$ "in"

$e=e_{\text{prima}}*\text{convert}(\text{in},\text{m})$ "m"

"Diámetro interior del tubo"

$d_i=d_0-(2*e)$ "m"

"Radio exterior del tubo"

$r_0=d_0/2$ "m"

"Radio interior del tubo"

$r_i=d_i/2$ "m"

"Número de tubos"

$N_t=200$ "tubos"

"Número de pases"

$\text{pases}=2$ "pases"

"ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR"

"Diferencia de temperatura media logarítmica para el caso especial de temperaturas dentro de la campana de saturación"

$\text{DELTA}T_{\text{lm}}=T_{\text{satCO2}}-T_{\text{satR22}}$ "°C"

"Transferencia de calor en el condensador"

"Calor transferido"

$q_{\text{dot}}=U_0*A_0*\text{DELTA}T_{\text{lm}}$ "kJ/s"

"Coeficiente global de transferencia de calor"

$U_0=(1)/(((r_0/r_i)*(1/h_i))+((r_0/r_i)*(R_{f_i}))+R_{f_0}+(1/h_0))$ "kW/m²-K"

"Resistencia por ensuciamiento (fouling) TEMA Página 10.29"

"Fouling para el CO2 vapor"

$R_{f_0_{\text{prima}}}=0.000176$ "m²-K/W"

$R_{f_0}=R_{f_0_{\text{prima}}}* \text{convert}(\text{m}^2\text{-K/W},\text{m}^2\text{-K/kW})$ "m²-K/kW"

"Fouling para líquido refrigerante R22"

$R_{f_i_{\text{prima}}}=0.000176$ "m²-K/W"

$R_{f_i}=R_{f_i_{\text{prima}}}* \text{convert}(\text{m}^2\text{-K/W},\text{m}^2\text{-K/kW})$ "m²-K/kW"

"FLUJO EXTERNO"

"Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo por convección. Modelo de Eissenberg. Condensación en banco de tubos"

"Modelo de Eissenberg"

$h_0=(0.6+0.42*N_{\text{bar}}^{(-0.25)})*((g_{\text{gravity}}*\rho_{\text{fCO2}}*(\rho_{\text{fCO2}}-\rho_{\text{gCO2}})*k_{\text{fCO2}}^3*h_{\text{prima}}*fg_{\text{CO2}})/((\mu_{\text{fCO2}}*(T_{\text{satCO2}}-T_s)*d_0)))^{(1/4)}$ "kW/m²-K"

"Promedio del número de tubos por columna"

$N_{\text{bar}}=N_t/N_c$ "tubos/columna"

"Número de Columnas N_c "

$N_c=20$ "columnas"

"Cálculo de la Temperatura de superficie T_s "

$q_{\text{dot}}=h_0*A_0*(T_{\text{satCO2}}-T_s)$ "kJ/s"

"Temperatura de film"

$$T_{\text{film}}=(T_{\text{s}}+T_{\text{satCO2}})/2 \text{ "C"}$$

"Cálculo de propiedades del CO2"

"Densidad de líquido comprimido a Tfilm"

$$\rho_{\text{fCO2}}=\text{Density}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "kg/m3"}$$

"Densidad de vapor saturado a TsatCO2"

$$\rho_{\text{gCO2}}=\text{Density}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{satCO2}}, x=1) \text{ "kg/m3"}$$

"Conductividad de líquido comprimido a Tfilm"

$$k_{\text{fCO2_prima}}=\text{Conductivity}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "W/m-K"}$$

$$k_{\text{fCO2}}=k_{\text{fCO2_prima}}*\text{convert}(\text{W/m-K}, \text{kW/m-K}) \text{ "kW/m-K"}$$

"Calor latente de vaporización modificado (Rohsenow)"

$$h_{\text{prima_fgCO2}}=h_{\text{fgCO2}}+0.68*C_{\text{p_fCO2}}*(T_{\text{satCO2}}-T_{\text{s}}) \text{ "kJ/kg"}$$

"Calor específico a TsatCO2"

$$C_{\text{p_fCO2}}=\text{Cp}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "kJ/kg-K"}$$

"Viscosidad dinámica de líquido comprimido a TsatCO2"

$$\mu_{\text{fCO2}}=\text{Viscosity}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "kg/m-s"}$$

"FLUJO INTERNO"

"Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interno. Wolverine. Ebullición"

"Modelo de Wolverine corregido para microaletas internas"

$$h_{\text{i_prima}}=E_{\text{mf}}*(((\alpha_{\text{nb}})^3)+((E_{\text{RB}}*\alpha_{\text{cb}})^3))^{1/3} \text{ "W/m2-K"}$$

$$h_{\text{i}}=h_{\text{i_prima}}*\text{convert}(\text{W/m}^2\text{-K}, \text{kW/m}^2\text{-K}) \text{ "kW/m2-K"}$$

"Factor de acrecentamiento del flujo"

$$E_{\text{mf}}=1.89*((G/G_{\text{ref}})^2)-3.7*(G/G_{\text{ref}})+3.02$$

"Velocidad másica de referencia (Máximo valor de prueba)"

$$G_{\text{ref}}=500 \text{ "kg/m2-s"}$$

"Velocidad másica"

$$G=m_{\text{dot_R22}}/((N_{\text{t_pase}}*\pi*(d_{\text{i}}^2))/4) \text{ "kg/m2-s"}$$

"Número de tubos por pase"

$$N_{\text{t_pase}}=N_{\text{t}}/\text{pases} \text{ "tubos/pase"}$$

"Coeficiente de transferencia de calor por evaporación nucleada"

$$\alpha_{\text{nb}}=55*(p_{\text{r}}^{0.12})*(((1)*\log_{10}(p_{\text{r}})^{-0.55})*((MW_{\text{R22}})^{-0.5})*(q_{\text{A}}^{0.67}) \text{ "W/m2-K"}$$

"Presión reducida"

$$p_{\text{r}}=P_{\text{satR22}}/P_{\text{cR22}}$$

"Presión crítica del R22"

$$P_{\text{cR22}}=P_{\text{crit}}(\text{R22}) \text{ "kPa"}$$

"Peso molecular del fluido"

$$MW_{\text{R22}}=\text{MolarMass}(\text{R22}) \text{ "kg/kmol"}$$

"Calor transferido por unidad de área"

$$q_{\text{A_prima}}=q_{\text{dot}}/(L_{\text{cond}}*\pi*N_{\text{t}}*d_{\text{i}}) \text{ "kW/m2"}$$

$$L_{\text{cond}}=1.829 \text{ "m"}$$

$$q_{\text{A}}=q_{\text{A_prima}}*\text{convert}(\text{kW/m}^2, \text{W/m}^2) \text{ "W/m2"}$$

"Factor de Costilla"

$$E_{\text{RB}}=(1+((2.64*(Re_{\text{RB}}^{0.036})*(Pr_{\text{IR22}}^{-0.024}))*((e_{\text{f}}/d_{\text{f}})^{0.212})*((p_{\text{f}}/d_{\text{f}})^{-0.21}))*((\alpha_{\text{f}}/90)^{0.29})))^{1/7}$$

"Número de Reynolds para la fase líquida tubular"

$$Re_{RB} = (G \cdot (1 - x_{R22}) \cdot d_f) / \mu_{IR22}$$

"Viscosidad del R22 en fase líquida"

$$\mu_{IR22} = \text{Viscosity}(R22, T = T_{\text{satR22}}, x = 0) \text{ "kg/m-s"}$$

"Número de Prandtl del R22"

$$Pr_{IR22} = \text{Prandtl}(R22, T = T_{\text{satR22}}, x = 0)$$

"Dimensiones de las microaletas"

"Altura de la microaleta"

$$e_f = 0.0001 \text{ "m"}$$

"Paso axial entre aletas"

$$p_f = 0.00097 \text{ "m"}$$

"Ángulo de hélice"

$$\alpha_f = 18 \text{ "°"}$$

"Diámetro interno máximo"

$$d_f = d_i \text{ "m"}$$

"Coeficiente de transferencia de calor por evaporación convectiva"

$$\alpha_{cb} = (0.0133) \cdot ((Re_{L_film})^{0.69}) \cdot (Pr_{IR22})^{0.4} \cdot (k_{IR22} / \Delta T) \text{ "W/m}^2\text{-K"}$$

"Número de Reynolds de película"

$$Re_{L_film} = (4 \cdot G \cdot (1 - x_{R22}) \cdot \Delta T) / ((1 - \epsilon) \cdot \mu_{IR22})$$

"Conductividad térmica del R22 en fase líquida"

$$k_{IR22} = \text{Conductivity}(R22, T = T_{\text{satR22}}, x = 0) \text{ "W/m-K"}$$

"Espesor de la película anular de líquido"

$$\Delta T = ((1 - \epsilon) \cdot d_f) / 4 \text{ "m"}$$

"Fracción local de vacío"

$$\epsilon = (x_{R22} / \rho_{IR22}) / ((1 + 0.12 \cdot (1 - x_{R22})) \cdot (x_{R22} / \rho_{vR22} + (1 - x_{R22}) / \rho_{IR22}) + (1.18 \cdot (1 - x_{R22}) \cdot (g \cdot \text{gravity} \cdot \sigma_{R22} \cdot (\rho_{IR22} - \rho_{vR22}))^{0.25}) / ((G^2 \cdot (\rho_{IR22})^{0.5})))$$

"Densidad del R22 en fase gaseosa"

$$\rho_{vR22} = \text{Density}(R22, T = T_{\text{satR22}}, x = 1) \text{ "kg/m}^3\text{"}$$

"Densidad del R22 en fase líquida"

$$\rho_{IR22} = \text{Density}(R22, T = T_{\text{satR22}}, x = 0) \text{ "kg/m}^3\text{"}$$

"Tensión superficial del fluido"

$$\sigma_{R22} = \text{SurfaceTension}(R22, T = T_{\text{satR22}}) \text{ "N/m"}$$

"Calidad en el punto a"

$$\{x_{R22} = \text{Quality}(R22, P = P_{\text{satR22}}, h = h_{aR22})\}$$

"Flujo bifásico"

$$\Delta T_{az} = (((m_{\dot{R22}} / N_{t_pase}) \cdot h_{fgR22}) / (\pi \cdot d_i \cdot U_0 \cdot \Delta T_{Im})) \cdot \Delta T_{ax} \text{ "m"}$$

"Diferencial de calidad"

$$\Delta x = 0.03$$

DISEÑO TÉRMICO DE UN CONDENSADOR DE CO2 CON TUBOS LISOS EXTERNOS Y LISOS INTERNOS

ANÁLISIS TERMODINÁMICO

Datos conocidos

$$P_{\text{satCO2,prima}} = 252 \text{ psig}$$

$$P_{\text{satR22,prima}} = 8.85 \text{ psig}$$

$$\dot{m}_{\text{CO2,prima}} = 3520 \text{ lbm/h}$$

$$g_{\text{gravity}} = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Conversión de los datos conocidos al Sistema Internacional de Unidades

$$P_{\text{satCO2}} = [P_{\text{satCO2,prima}} + 14.7] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \text{ kPa}$$

$$P_{\text{satR22}} = [P_{\text{satR22,prima}} + 14.7] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \text{ kPa}$$

$$\dot{m}_{\text{CO2}} = \dot{m}_{\text{CO2,prima}} \cdot \left| 0.000125998 \cdot \frac{\text{kg/s}}{\text{lbm/h}} \right| \text{ kg/s}$$

Cálculo de la Temperatura de Saturación del CO2

$$T_{\text{satCO2}} = T_{\text{sat}} [\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{\text{satCO2}}] \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de la Temperatura de Saturación del R22

$$T_{\text{satR22}} = T_{\text{sat}} [\text{'R22'}, P = P_{\text{satR22}}] \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de la entalpías del CO2

Entalpía del CO2 en líquido saturado

$$h_{\text{fCO2}} = h [\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{\text{satCO2}}, x = 0] \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del CO2 en vapor saturado

$$h_{\text{gCO2}} = h [\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{\text{satCO2}}, x = 1] \text{ kJ/kg}$$

Diferencia de entalías del CO2

$$h_{\text{fgCO2}} = h_{\text{gCO2}} - h_{\text{fCO2}} \text{ kJ/kg}$$

Cálculo de la transferencia de calor

$$\dot{q} = \dot{m}_{\text{CO2}} \cdot h_{\text{fgCO2}} \text{ kJ/s}$$

Análisis del fluido R22

Presión de condensación del R22

$$P_{\text{condR22,prima}} = 210 \text{ psig}$$

$$P_{\text{condR22}} = [P_{\text{condR22,prima}} + 14.7] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \text{ kPa}$$

Entalpía del R22 a la presión de condensación

$$h_{\text{condR22}} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{condR22}}, x = 0 \right] \text{ kJ/kg}$$

Entalpía en el punto a de entrada del fluido a la presión de evaporación del R22

$$h_{\text{aR22}} = h_{\text{condR22}} \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del R22 en vapor saturado

$$h_{\text{gR22}} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{satR22}}, x = 1 \right] \text{ kJ/kg}$$

Diferencia de entalpías de R22 en el proceso de evaporación

$$h_{\text{agR22}} = h_{\text{gR22}} - h_{\text{aR22}} \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del líquido saturado

$$h_{\text{fR22}} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{satR22}}, x = 0 \right] \text{ kJ/kg}$$

Diferencia de entalpías del R22

$$h_{\text{fgR22}} = h_{\text{gR22}} - h_{\text{fR22}} \text{ kJ/kg}$$

Cálculo de flujo másico del R22

$$\dot{q} = \dot{m}_{\text{R22}} \cdot h_{\text{agR22}} \text{ kJ/s}$$

DISEÑO DE FORMA

Diámetro exterior del tubo

$$d_{0,\text{prima}} = 5 / 8 \text{ in}$$

$$d_0 = d_{0,\text{prima}} \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{inch}} \right| \text{ m}$$

Espesor del tubo de 5/8 según la Tabla D-7 de TEMA Gauge 17

$$e_{\text{prima}} = 0.058 \text{ in}$$

$$e = e_{\text{prima}} \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \text{ m}$$

Diámetro interior del tubo

$$d_i = d_0 - 2 \cdot e \text{ m}$$

Radio exterior del tubo

$$r_0 = \frac{d_0}{2} \text{ m}$$

Radio interior del tubo

$$r_i = \frac{d_i}{2} \text{ m}$$

Número de tubos

$$N_t = 200 \text{ tubos}$$

Número de pases

$$\text{pases} = 2 \text{ pases}$$

ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Diferencia de temperatura media logarítmica para el caso especial de temperaturas dentro de la campana de saturación

$$\Delta T_{lm} = T_{satCO2} - T_{satR22} \text{ } ^\circ\text{C}$$

Transferencia de calor en el condensador

Calor transferido

$$\dot{q} = U_0 \cdot A_0 \cdot \Delta T_{lm} \text{ kJ/s}$$

Coefficiente global de transferencia de calor

$$U_0 = \frac{1}{\frac{r_0}{r_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{r_0}{r_i} \cdot R_{f,i} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o}} \text{ kW/m}^2\text{-K}$$

Resistencia por ensuciamiento (fouling) TEMA Página 10.29

Fouling para el CO2 vapor

$$R_{f,o,prima} = 0.000176 \text{ m}^2\text{-K/W}$$

$$R_{f,o} = R_{f,o,prima} \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{m}^2\text{-K/kW}}{\text{m}^2\text{-K/W}} \right| \text{ m}^2\text{-K/kW}$$

Fouling para líquido refrigerante R22

$$R_{f,i,prima} = 0.000176 \text{ m}^2\text{-K/W}$$

$$R_{f,i} = R_{f,i,prima} \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{m}^2\text{-K/kW}}{\text{m}^2\text{-K/W}} \right| \text{ m}^2\text{-K/kW}$$

FLUJO EXTERNO

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo por convección. Modelo de Eissenberg. Condensación en banco de tubos

Modelo de Eissenberg

$$h_o = \left[0.6 + 0.42 \cdot \bar{N}^{-0.25} \right] \cdot \left[\frac{g_{gravity} \cdot \rho_{fCO2} \cdot (\rho_{fCO2} - \rho_{gCO2}) \cdot k_{fCO2}^3 \cdot h_{prima,fgCO2}}{\mu_{fCO2} \cdot (T_{satCO2} - T_s) \cdot d_0} \right]^{[1/4]} \text{ kW/m}^2\text{-K}$$

Promedio del número de tubos por columna

$$\bar{N} = \frac{N_t}{N_c} \text{ tubos/columna}$$

Número de Columnas N_c

$$N_c = 20 \text{ columnas}$$

Cálculo de la Temperatura de superficie T_s

$$\dot{q} = h_0 \cdot A_0 \cdot [T_{\text{satCO}_2} - T_s] \text{ kJ/s}$$

Temperatura de film

$$T_{\text{film}} = \frac{T_s + T_{\text{satCO}_2}}{2} \text{ }^\circ\text{C}$$

Cálculo de propiedades del CO2

Densidad de líquido comprimido a T_{film}

$$\rho_{\text{fCO}_2} = \rho [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0] \text{ kg/m}^3$$

Densidad de vapor saturado a T_{satCO_2}

$$\rho_{\text{gCO}_2} = \rho [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{satCO}_2}, x = 1] \text{ kg/m}^3$$

Conductividad de líquido comprimido a T_{film}

$$k_{\text{fCO}_2, \text{prima}} = k [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0] \text{ W/m-K}$$

$$k_{\text{fCO}_2} = k_{\text{fCO}_2, \text{prima}} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{\text{kW/m-K}}{\text{W/m-K}} \right| \text{ kW/m-K}$$

Calor latente de vaporización modificado (Rohsenow)

$$h_{\text{prima, fgCO}_2} = h_{\text{fgCO}_2} + 0.68 \cdot C_{p, \text{fCO}_2} \cdot [T_{\text{satCO}_2} - T_s] \text{ kJ/kg}$$

Calor específico a T_{satCO_2}

$$C_{p, \text{fCO}_2} = C_p [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0] \text{ kJ/kg-K}$$

Viscosidad dinámica de líquido comprimido a T_{satCO_2}

$$\mu_{\text{fCO}_2} = \text{Visc} [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0] \text{ kg/m-s}$$

FLUJO INTERNO

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interno. Wolverine. Ebullición

Modelo de Wolverine corregido para microaletas internas

$$h_{i, \text{prima}} = E_{\text{mf}} \cdot [\alpha_{\text{nb}}^3 + (E_{\text{RB}} \cdot \alpha_{\text{cb}})^3]^{[1 / 3]} \text{ W/m}^2\text{-K}$$

$$h_i = h_{i, \text{prima}} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{\text{kW/m}^2\text{-K}}{\text{W/m}^2\text{-K}} \right| \text{ kW/m}^2\text{-K}$$

Factor de acrecentamiento del flujo

$$E_{mf} = 1.89 \cdot \left[\frac{G}{G_{ref}} \right]^2 - 3.7 \cdot \frac{G}{G_{ref}} + 3.02$$

Velocidad másica de referencia (Máximo valor de prueba)

$$G_{ref} = 500 \text{ kg/m}^2\text{-s}$$

Velocidad másica

$$G = \frac{\dot{m}_{R22}}{\frac{N_{t,pase} \cdot \pi \cdot d_i^2}{4}} \text{ kg/m}^2\text{-s}$$

Número de tubos por pase

$$N_{t,pase} = \frac{N_t}{pases} \text{ tubos/pase}$$

Coefficiente de transferencia de calor por evaporación nucleada

$$\alpha_{nb} = 55 \cdot p_r^{0.12} \cdot [-1 \cdot \log(p_r)]^{-0.55} \cdot MW_{R22}^{-0.5} \cdot q_A^{0.67} \text{ W/m}^2\text{-K}$$

Presión reducida

$$p_r = \frac{P_{satR22}}{P_{cR22}}$$

Presión crítica del R22

$$P_{cR22} = P_{Crit} ['R22'] \text{ kPa}$$

Peso molecular del fluido

$$MW_{R22} = \text{MolarMass} ['R22'] \text{ kg/kmol}$$

Calor transferido por unidad de área

$$q_{A,prima} = \frac{\dot{q}}{L_{cond} \cdot \pi \cdot N_t \cdot d_i} \text{ kW/m}^2$$

$$L_{cond} = 1.829 \text{ m}$$

$$q_A = q_{A,prima} \cdot \left| 1000 \cdot \frac{W/m^2}{kW/m^2} \right| \text{ W/m}^2$$

Factor de Costilla

$$E_{RB} = \left[1 + \left(2.64 \cdot Re_{RB}^{0.036} \cdot Pr_{R22}^{-0.024} \cdot \left[\frac{e_f}{d_f} \right]^{0.212} \cdot \left[\frac{p_f}{d_f} \right]^{-0.21} \cdot \left[\frac{\alpha_f}{90} \right]^{0.29} \right)^7 \right]^{1/7}$$

Número de Reynolds para la fase líquida tubular

$$\text{Re}_{\text{RB}} = \frac{G \cdot [1 - x_{\text{R22}}] \cdot d_f}{\mu_{\text{IR22}}}$$

Viscosidad del R22 en fase líquida

$$\mu_{\text{IR22}} = \text{Visc} [\text{'R22'}, T = T_{\text{satR22}}, x = 0] \text{ kg/m-s}$$

Número de Prandtl del R22

$$\text{Pr}_{\text{IR22}} = \text{Pr} [\text{'R22'}, T = T_{\text{satR22}}, x = 0]$$

Dimensiones de las microaletas

Altura de la microaleta

$$e_f = 0.0001 \text{ m}$$

Paso axial entre aletas

$$p_f = 0.00097 \text{ m}$$

Ángulo de hélice

$$\alpha_f = 18^\circ$$

Diámetro interno máximo

$$d_f = d_i \text{ m}$$

Coefficiente de transferencia de calor por evaporación convectiva

$$\alpha_{\text{cb}} = 0.0133 \cdot \text{Re}_{\text{L, film}}^{0.69} \cdot \text{Pr}_{\text{IR22}}^{0.4} \cdot \frac{k_{\text{IR22}}}{\delta} \text{ W/m}^2\text{-K}$$

Número de Reynolds de película

$$\text{Re}_{\text{L, film}} = \frac{4 \cdot G \cdot [1 - x_{\text{R22}}] \cdot \delta}{[1 - \varepsilon] \cdot \mu_{\text{IR22}}}$$

Conductividad térmica del R22 en fase líquida

$$k_{\text{IR22}} = \mathbf{k} [\text{'R22'}, T = T_{\text{satR22}}, x = 0] \text{ W/m-K}$$

Espesor de la película anular de líquido

$$\delta = \frac{[1 - \varepsilon] \cdot d_f}{4} \text{ m}$$

Fracción local de vacío

$$\varepsilon = \frac{\frac{x_{\text{R22}}}{\rho_{\text{IR22}}}}{[1 + 0.12 \cdot (1 - x_{\text{R22}})] \cdot \left[\frac{x_{\text{R22}}}{\rho_{\text{vR22}}} + \frac{1 - x_{\text{R22}}}{\rho_{\text{IR22}}} \right] + \frac{1.18 \cdot [1 - x_{\text{R22}}] \cdot [g_{\text{gravity}} \cdot \sigma_{\text{R22}} \cdot (\rho_{\text{IR22}} - \rho_{\text{vR22}})]^{0.25}}{G^2 \cdot \rho_{\text{IR22}}^{0.5}}}$$

Densidad del R22 en fase gaseosa

$$\rho_{vR22} = \rho \left['R22', T = T_{\text{satR22}}, x = 1 \right] \text{ kg/m}^3$$

Densidad del R22 en fase líquida

$$\rho_{lR22} = \rho \left['R22', T = T_{\text{satR22}}, x = 0 \right] \text{ kg/m}^3$$

Tensión superficial del fluido

$$\sigma_{R22} = \text{SurfaceTension} \left['R22', T = T_{\text{satR22}} \right] \text{ N/m}$$

Calidad en el punto a

Flujo bifásico

$$\Delta Z = \frac{\frac{\dot{m}_{R22}}{N_{t,pase}} \cdot h_{fgR22}}{\pi \cdot d_i \cdot U_0 \cdot \Delta T_{lm}} \cdot \Delta X \quad m$$

Diferencial de calidad

$$\Delta X = 0.03$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

(Table 1, Run 21)

$$\alpha_{cb} = 15.82 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$\alpha_{nb} = 1361 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$C_{p,fCO2} = 2.134 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$\Delta T_{lm} = 8.015 \text{ [C]}$$

$$\Delta Z = 0.1742 \text{ [m]}$$

$$d_{0,prima} = 0.625 \text{ [in]}$$

$$d_i = 0.01293 \text{ [m]}$$

$$\varepsilon = 0.005256$$

$$E_{mf} = 2.547$$

$$E_{RB} = 1.216$$

$$g_{gravity} = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$h_0 = 5.711 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$$

$$h_{aR22} = 251.5 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{fCO2} = -357.1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{fgR22} = 227.2 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{gCO2} = -69.76 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_i = 3.467 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$$

$$h_{prima,fgCO2} = 289.5 \text{ [kJ/kg]}$$

$$k_{fCO2,prima} = 0.1375 \text{ [W/m-K]}$$

$$L_{cond} = 1.829 \text{ [m]}$$

$$\alpha_f = 18 \text{ [}^\circ\text{]}$$

$$A_0 = 14.65 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\delta = 0.003215 \text{ [m]}$$

$$\Delta X = 0.03$$

$$d_0 = 0.01588 \text{ [m]}$$

$$d_f = 0.01293 \text{ [m]}$$

$$e = 0.001473 \text{ [m]}$$

$$e_f = 0.0001 \text{ [m]}$$

$$e_{prima} = 0.058 \text{ [in]}$$

$$G = 68.78 \text{ [kg/s-m}^2\text{]}$$

$$G_{ref} = 500 \text{ [kg/s-m}^2\text{]}$$

$$h_{agR22} = 141.1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{condR22} = 251.5 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{fCO2} = 287.3 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{fR22} = 165.4 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{gR22} = 392.6 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{i,prima} = 3467 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

$$k_{fCO2} = 0.0001375 \text{ [kW/m-K]}$$

$$k_{lR22} = 0.1101 \text{ [W/m-K]}$$

$$\mu_{fCO2} = 0.0001463 \text{ [kg/m-s]}$$

$\mu_{R22} = 0.0002934$ [kg/m-s]
 $\dot{m}_{CO2} = 0.4435$ [kg/s]
 $\dot{m}_{R22} = 0.9029$ [kg/s]
 $N_c = 20$
 $N_{t,pase} = 100$
 $Pr_{R22} = 2.969$
 $P_{condR22,prima} = 210$ [psi]
 $p_f = 0.00097$ [m]
 $P_{satCO2} = 1839$ [kPa]
 $P_{satR22} = 162.4$ [kPa]
 $q_A = 8576$ [W/m²]
 $\dot{q} = 127.4$ [kJ/s]
 $Re_{RB} = 90.91$
 $\rho_{gCO2} = 48.11$ [kg/m³]
 $\rho_{vR22} = 7.267$ [kg/m³]
 $R_{f,0} = 0.176$ [m²-K/kW]
 $R_{f,i} = 0.176$ [m²-K/kW]
 $r_i = 0.006464$ [m]
 $T_{film} = -22.97$ [C]
 $T_{satCO2} = -22.21$ [C]
 $U_0 = 1.085$ [kW/m²-K]

$MW_{R22} = 86.47$ [kg/kmol]
 $\dot{m}_{CO2,prima} = 3520$ [lbm/h]
 $\bar{N} = 10$
 $N_t = 200$
 $pases = 2$
 $P_{condR22} = 1549$
 $P_{cR22} = 4989$ [kPa]
 $p_r = 0.03255$
 $P_{satCO2,prima} = 252$ [psi]
 $P_{satR22,prima} = 8.85$ [psi]
 $q_{A,prima} = 8.576$ [kW/m²]
 $Re_{L,film} = 90.91$
 $\rho_{fCO2} = 1045$ [kg/m³]
 $\rho_{lR22} = 1378$ [kg/m³]
 $r_0 = 0.007938$ [m]
 $R_{f,0,prima} = 0.000176$ [m²-K/W]
 $R_{f,i,prima} = 0.000176$ [m²-K/W]
 $\sigma_{R22} = 0.01647$ [N/m]
 $T_s = -23.73$ [C]
 $T_{satR22} = -30.22$ [C]
 $XR22 = 0.97$

No unit problems were detected.

Parametric Table: Table 1

	x_{R22}	h_0 [kW/m ² -K]	h_i [kW/m ² -K]	A_0 [m ²]	U_0 [kW/m ² -K]	Δz [m]
Run 1	0.37	5.71	3.469	14.65	1.086	0.1742
Run 2	0.4	5.71	3.469	14.65	1.086	0.1742
Run 3	0.43	5.71	3.468	14.65	1.085	0.1742
Run 4	0.46	5.71	3.468	14.65	1.085	0.1742
Run 5	0.49	5.711	3.468	14.65	1.085	0.1742
Run 6	0.52	5.711	3.468	14.65	1.085	0.1742
Run 7	0.55	5.711	3.468	14.65	1.085	0.1742
Run 8	0.58	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Run 9	0.61	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Run 10	0.64	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Run 11	0.67	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Run 12	0.7	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Run 13	0.73	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Run 14	0.76	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Run 15	0.79	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Run 16	0.82	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Run 17	0.85	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Run 18	0.88	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Run 19	0.91	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Run 20	0.94	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Run 21	0.97	5.711	3.467	14.65	1.085	0.1742
Sum	14.07	119.9	72.81	307.6	22.79	3.658

Apéndice P

Diseño térmico de un condensador de CO₂ con aletas externas y microaletas internas

"ANÁLISIS TERMODINÁMICO"

"Datos conocidos"

$P_{\text{satCO2_prima}}=252$ "psig"

$P_{\text{satR22_prima}}=8.85$ "psig"

$m_{\text{dot_CO2_prima}}=3520$ "lbm/h"

$g_{\text{gravity}}=9.81$ "m/s²"

"Conversión de los datos conocidos al Sistema Internacional de Unidades"

$P_{\text{satCO2}}=(P_{\text{satCO2_prima}}+14.7)*\text{convert}(\text{psi},\text{kPa})$ "kPa"

$P_{\text{satR22}}=(P_{\text{satR22_prima}}+14.7)*\text{convert}(\text{psi},\text{kPa})$ "kPa"

$m_{\text{dot_CO2}}=(m_{\text{dot_CO2_prima}})*\text{convert}(\text{lbm}/\text{h},\text{kg}/\text{s})$ "kg/s"

"Cálculo de la Temperatura de Saturación del CO₂"

$T_{\text{satCO2}}=T_{\text{sat}}(\text{CarbonDioxide},P=P_{\text{satCO2}})$ "°C"

"Cálculo de la Temperatura de Saturación del R22"

$T_{\text{satR22}}=T_{\text{sat}}(\text{R22},P=P_{\text{satR22}})$ "°C"

"Cálculo de la entalpías del CO₂"

"Entalpía del CO₂ en líquido saturado"

$h_{\text{fCO2}}=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide},P=P_{\text{satCO2}},x=0)$ "kJ/kg"

"Entalpía del CO₂ en vapor saturado"

$h_{\text{gCO2}}=\text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide},P=P_{\text{satCO2}},x=1)$ "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías del CO₂"

$h_{\text{fgCO2}}=h_{\text{gCO2}}-h_{\text{fCO2}}$ "kJ/kg"

"Cálculo de la transferencia de calor"

$q_{\text{dot}}=m_{\text{dot_CO2}}*h_{\text{fgCO2}}$ "kJ/s"

"Análisis del fluido R22"

"Presión de condensación del R22"

$P_{\text{condR22_prima}}=210$ "psig"

$P_{\text{condR22}}=(P_{\text{condR22_prima}}+14.7)*\text{convert}(\text{psi},\text{kPa})$ "kPa"

"Entalpía del R22 a la presión de condensación"

$h_{\text{condR22}}=\text{Enthalpy}(\text{R22},P=P_{\text{condR22}},x=0)$ "kJ/kg"

"Entalpía en el punto a de entrada del fluido a la presión de evaporación del R22"

$h_{\text{aR22}}=h_{\text{condR22}}$ "kJ/kg"

"Entalpía del R22 en vapor saturado"

$h_{\text{gR22}}=\text{Enthalpy}(\text{R22},P=P_{\text{satR22}},x=1)$ "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías de R22 en el proceso de evaporación"

$h_{\text{agR22}}=h_{\text{gR22}}-h_{\text{aR22}}$ "kJ/kg"

"Entalpía del en líquido saturado"

$h_{\text{fR22}}=\text{Enthalpy}(\text{R22},P=P_{\text{satR22}},x=0)$ "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías del R22"

$h_{\text{fgR22}}=h_{\text{gR22}}-h_{\text{fR22}}$ "kJ/kg"

"Cálculo de flujo másico del R22"

$q_{\text{dot}}=m_{\text{dot_R22}}*h_{\text{agR22}}$ "kJ/s"

"DISEÑO DE FORMA"

"Diámetro exterior del tubo"

$d_0_{\text{prima}}=5/8$ "in"

$d_0=d_0_{\text{prima}}*\text{convert}(\text{inch},\text{m})$ "m"

"Espesor del tubo de 5/8 según la Tabla D-7 de TEMA Gauge 17"

$e_{\text{prima}}=0.058$ "in"

$e=e_{\text{prima}}*\text{convert}(\text{in},\text{m})$ "m"

"Diámetro interior del tubo"

$d_i=d_0-(2*e)$ "m"

"Radio exterior del tubo"

$r_0=d_0/2$ "m"

"Radio interior del tubo"

$r_i=d_i/2$ "m"

"Número de tubos"

$N_t=200$ "tubos"

"Número de pases"

$\text{pases}=2$ "pases"

"ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR"

"Diferencia de temperatura media logarítmica para el caso especial de temperaturas dentro de la campana de saturación"

$\text{DELTA}T_{\text{lm}}=T_{\text{satCO2}}-T_{\text{satR22}}$ "°C"

"Transferencia de calor en el condensador"

"Calor transferido"

$q_{\text{dot}}=U_0*A_0*\text{DELTA}T_{\text{lm}}$ "kJ/s"

"Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor"

$U_0=(1)/(((r_0-L_f)/(r_i))*(1/h_i))+(((r_0-L_f)/(r_i))*(R_{f_i}))+R_{f_0}/\eta_0+(1/(h_0*\eta_0)))$ {kW/m²-K}

"Resistencia por ensuciamiento (fouling) TEMA Página 10.29"

"Fouling para el CO2 vapor"

$R_{f_0_{\text{prima}}}=0.000176$ "m²-K/W"

$R_{f_0}=R_{f_0_{\text{prima}}}* \text{convert}(\text{m}^2\text{-K/W},\text{m}^2\text{-K/kW})$ "m²-K/kW"

"Fouling para líquido refrigerante R22"

$R_{f_i_{\text{prima}}}=0.000176$ "m²-K/W"

$R_{f_i}=R_{f_i_{\text{prima}}}* \text{convert}(\text{m}^2\text{-K/W},\text{m}^2\text{-K/kW})$ "m²-K/kW"

"FLUJO EXTERNO"

"Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo por convección. Modelo de Eissenberg. Condensación en banco de tubos"

"Modelo de Eissenberg"

$h_0=(0.6+0.42*N_{\text{bar}}^{(-0.25)})*((g_{\text{gravity}}*\rho_{\text{fCO2}}*(\rho_{\text{fCO2}}-\rho_{\text{gCO2}})*k_{\text{fCO2}}^3*h_{\text{prima}}_{\text{fgCO2}})/((\mu_{\text{fCO2}}*(T_{\text{satCO2}}-T_s)*d_0)))^{(1/4)}$ "kW/m²-K"

"Promedio del número de tubos por columna"

$N_{\text{bar}}=N_t/N_c$ "tubos/columna"

"Número de Columnas N_c "

$N_c=20$ "columnas"

"Cálculo de la Temperatura de superficie T_s "

$q_{\text{dot}}=h_0*A_0*(T_{\text{satCO2}}-T_s)$ "kJ/s"

"Temperatura de film"

$$T_{\text{film}}=(T_{\text{s}}+T_{\text{satCO2}})/2 \text{ "°C"}$$

"Cálculo de propiedades del CO2"

"Densidad de líquido comprimido a Tfilm"

$$\rho_{\text{fCO2}}=\text{Density}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "kg/m}^3\text{"}$$

"Densidad de vapor saturado a TsatCO2"

$$\rho_{\text{gCO2}}=\text{Density}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{satCO2}}, x=1) \text{ "kg/m}^3\text{"}$$

"Conductividad de líquido comprimido a Tfilm"

$$k_{\text{fCO2_prima}}=\text{Conductivity}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "W/m-K"}$$

$$k_{\text{fCO2}}=k_{\text{fCO2_prima}}*\text{convert}(\text{W/m-K}, \text{kW/m-K}) \text{ "kW/m-K"}$$

"Calor latente de vaporización modificado (Rohsenow)"

$$h_{\text{prima_fgCO2}}=h_{\text{fgCO2}}+0.68*C_{\text{p_fCO2}}*(T_{\text{satCO2}}-T_{\text{s}}) \text{ "kJ/kg"}$$

"Calor específico a TsatCO2"

$$C_{\text{p_fCO2}}=C_{\text{p}}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "kJ/kg-K"}$$

"Viscosidad dinámica de líquido comprimido a TsatCO2"

$$\mu_{\text{fCO2}}=\text{Viscosity}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "kg/m-s"}$$

"Cálculo de la eficiencia de las aletas integrales externas"

$$\eta_{\text{a}}=1-((N_{\text{a}}*A_{\text{f}})/A_{\text{t}})*(1-\eta_{\text{f}})$$

"Cálculo del número de aletas"

$$N_{\text{a}}=4 \text{ "aletas"}$$

"Longitud proporcional para el número de aletas"

$$L_{\text{a}}=0.00528 \text{ "m"}$$

"Cálculo del área de una aleta"

$$A_{\text{f}}=2*\pi*((r_{\text{2c}}^2)-(r_{\text{1}}^2)) \text{ "m}^2\text{"}$$

$$r_{\text{2c}}=r_{\text{2}}+(t_{\text{f}}/2) \text{ "m"}$$

"Dimensiones de las aletas"

$$r_{\text{2}}=r_{\text{0}} \text{ "m"}$$

$$t_{\text{f}}=0.0008 \text{ "m"}$$

$$L_{\text{f}}=0.001 \text{ "m"}$$

$$r_{\text{1}}=r_{\text{2}}-L_{\text{f}} \text{ "m"}$$

"Cálculo de la eficiencia para una aleta"

$$\eta_{\text{f}}=C_{\text{2f}}*((K_{\text{1}}*I_{\text{1_2}}-I_{\text{1_1}}*K_{\text{1_2}})/(I_{\text{0}}*K_{\text{1_2}}+K_{\text{0}}*I_{\text{1_2}}))$$

$$C_{\text{2f}}=(((2*r_{\text{1}})/m)/(r_{\text{2c}}^2-r_{\text{1}}^2))$$

"Funciones de Bessel"

$$I_{\text{0}}=\text{Bessel_I0}(m*r_{\text{1}})$$

$$I_{\text{1}}=\text{Bessel_I1}(m*r_{\text{1}})$$

$$I_{\text{1_2}}=\text{Bessel_I1}(m*r_{\text{2c}})$$

$$K_{\text{0}}=\text{Bessel_K0}(m*r_{\text{1}})$$

$$K_{\text{1}}=\text{Bessel_K1}(m*r_{\text{1}})$$

$$K_{\text{1_2}}=\text{Bessel_K1}(m*r_{\text{2c}})$$

$$m=((2*h_{\text{0}})/(k_{\text{Cu}}*t_{\text{f}}))^{(1/2)} \text{ "1/m"}$$

"Conductividad del cobre"

$$k_{\text{Cu_prima}}=k_{\text{'Copper'}}(T=T_{\text{s}}) \text{ "W/m-K"}$$

$$k_{\text{Cu}}=k_{\text{Cu_prima}}*\text{convert}(\text{W/m-K}, \text{kW/m-K}) \text{ "kW/m-K"}$$

"Área total de transferencia de calor entre la tubería y las aletas"

$$A_{\text{t}}=2*\pi*(r_{\text{1}})*(L_{\text{a}}-N_{\text{a}}*t_{\text{f}})+2*\pi*(r_{\text{2}}^2-r_{\text{1}}^2)*N_{\text{a}}+2*N_{\text{a}}*\pi*r_{\text{2}}*t_{\text{f}} \text{ "m}^2\text{"}$$

"FLUJO INTERNO"

"Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interno. Wolverine. Ebullición"

"Modelo de Wolverine corregido para microaletas internas"

$$h_{i_prima} = E_{mf} * (((\alpha_{nb})^3) + ((E_{RB} * \alpha_{cb})^3))^{1/3} \text{ "W/m2-K"}$$

$$h_i = h_{i_prima} * \text{convert}(W/m^2-K, kW/m^2-K) \text{ "kW/m2-K"}$$

"Factor de acrecentamiento del flujo"

$$E_{mf} = 1.89 * ((G/G_{ref})^2) - 3.7 * (G/G_{ref}) + 3.02$$

"Velocidad másica de referencia (Máximo valor de prueba)"

$$G_{ref} = 500 \text{ "kg/m2-s"}$$

"Velocidad másica"

$$G = m_dot_R22 / ((N_t_pase * \pi * (d_i^2)) / 4) \text{ "kg/m2-s"}$$

"Número de tubos por pase"

$$N_t_pase = N_t / \text{pases} \text{ "tubos/pase"}$$

"Coeficiente de transferencia de calor por evaporación nucleada"

$$\alpha_{nb} = 55 * (p_r^{0.12}) * (((-1) * \log_{10}(p_r))^{-0.55}) * ((MW_R22)^{-0.5}) * (q_A^{0.67}) \text{ "W/m2-K"}$$

"Presión reducida"

$$p_r = P_satR22 / P_cR22$$

"Presión crítica del R22"

$$P_cR22 = P_crit(R22) \text{ "kPa"}$$

"Peso molecular del fluido"

$$MW_R22 = \text{MolarMass}(R22) \text{ "kg/kmol"}$$

"Calor transferido por unidad de área"

$$q_{A_prima} = q_dot / (L_cond * \pi * N_t * d_i) \text{ "kW/m2"}$$

$$L_cond = 1.676 \text{ "m"}$$

$$q_A = q_{A_prima} * \text{convert}(kW/m^2, W/m^2) \text{ "W/m2"}$$

"Factor de Costilla"

$$E_{RB} = (1 + (((2.64 * (Re_{RB}^{0.036}) * (Pr_{IR22}^{-0.024})) * ((e_f/d_f)^{0.212}) * ((p_f/d_f)^{-0.21})) * ((\alpha_f/90)^{0.29})))^{1/7})^{1/7}$$

"Número de Reynolds para la fase líquida tubular"

$$Re_{RB} = (G * (1 - x_{R22}) * d_f) / \mu_{IR22}$$

"Viscosidad del R22 en fase líquida"

$$\mu_{IR22} = \text{Viscosity}(R22, T = T_satR22, x = 0) \text{ "kg/m-s"}$$

"Número de Prandtl del R22"

$$Pr_{IR22} = \text{Prandtl}(R22, T = T_satR22, x = 0)$$

"Dimensiones de las microaletas"

"Altura de la microaleta"

$$e_f = 0.0001 \text{ "m"}$$

"Paso axial entre aletas"

$$p_f = 0.00097 \text{ "m"}$$

"Ángulo de hélice"

$$\alpha_f = 18 \text{ "°"}$$

"Diámetro interno máximo"

$$d_f = d_i \text{ "m"}$$

"Coeficiente de transferencia de calor por evaporación convectiva"

$$\alpha_{cb} = (0.0133) \cdot (\text{Re}_{L_film})^{0.69} \cdot (\text{Pr}_{IR22})^{0.4} \cdot (k_{IR22}/\delta) \text{ "W/m}^2\text{-K"}$$

"Número de Reynolds de película"

$$\text{Re}_{L_film} = (4 \cdot G \cdot (1-x_{R22}) \cdot \delta) / ((1-\epsilon) \cdot \mu_{IR22})$$

"Conductividad térmica del R22 en fase líquida"

$$k_{IR22} = \text{Conductivity}(\text{R22}, T=T_{\text{satR22}}, x=0) \text{ "W/m-K"}$$

"Espesor de la película anular de líquido"

$$\delta = ((1-\epsilon) \cdot d_f) / (4) \text{ "m"}$$

"Fracción local de vacío"

$$\epsilon = (x_{R22}/\rho_{IR22}) / ((1+0.12 \cdot (1-x_{R22})) \cdot (x_{R22}/\rho_{vR22} + (1-x_{R22})/\rho_{IR22}) + (1.18 \cdot (1-x_{R22}) \cdot (g_{gravity} \cdot \sigma_{R22} \cdot (\rho_{IR22} - \rho_{vR22}))^{0.25}) / ((G^2) \cdot (\rho_{IR22})^{0.5})))$$

"Densidad del R22 en fase gaseosa"

$$\rho_{vR22} = \text{Density}(\text{R22}, T=T_{\text{satR22}}, x=1) \text{ "kg/m}^3\text{"}$$

"Densidad del R22 en fase líquida"

$$\rho_{IR22} = \text{Density}(\text{R22}, T=T_{\text{satR22}}, x=0) \text{ "kg/m}^3\text{"}$$

"Tensión superficial del fluido"

$$\sigma_{R22} = \text{SurfaceTension}(\text{R22}, T=T_{\text{satR22}}) \text{ "N/m"}$$

"Calidad en el punto a"

$$\{x_{R22} = \text{Quality}(\text{R22}, P=P_{\text{satR22}}, h=h_{aR22})\}$$

"Flujo bifásico"

$$\text{DELTA}z = (((m_{\dot{R22}}/N_{t_fase}) \cdot h_{fgR22}) / (\pi \cdot d_i \cdot U_0 \cdot \text{DELTA}T_{lm})) \cdot \text{DELTA}x \text{ "m"}$$

"Diferencial de calidad"

$$\text{deltax} = 0.03$$

DISEÑO TÉRMICO DE UN CONDENSADOR DE CO2 CON TUBOS LISOS EXTERNOS Y LISOS INTERNOS

ANÁLISIS TERMODINÁMICO

Datos conocidos

$$P_{\text{satCO2,prima}} = 252 \text{ psig}$$

$$P_{\text{satR22,prima}} = 8.85 \text{ psig}$$

$$\dot{m}_{\text{CO2,prima}} = 3520 \text{ lbm/h}$$

$$g_{gravity} = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Conversión de los datos conocidos al Sistema Internacional de Unidades

$$P_{\text{satCO2}} = [P_{\text{satCO2,prima}} + 14.7] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \text{ kPa}$$

$$P_{\text{satR22}} = [P_{\text{satR22,prima}} + 14.7] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \text{ kPa}$$

$$\dot{m}_{\text{CO2}} = \dot{m}_{\text{CO2,prima}} \cdot \left| 0.000125998 \cdot \frac{\text{kg/s}}{\text{lbm/h}} \right| \text{ kg/s}$$

Cálculo de la Temperatura de Saturación del CO2

$$T_{\text{satCO2}} = T_{\text{sat}} \left[\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{\text{satCO2}} \right] \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de la Temperatura de Saturación del R22

$$T_{\text{satR22}} = T_{\text{sat}} \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{satR22}} \right] \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de la entalpías del CO2

Entalpía del CO2 en líquido saturado

$$h_{\text{fCO2}} = h \left[\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{\text{satCO2}}, x = 0 \right] \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del CO2 en vapor saturado

$$h_{\text{gCO2}} = h \left[\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{\text{satCO2}}, x = 1 \right] \text{ kJ/kg}$$

Diferencia de entalías del CO2

$$h_{\text{fgCO2}} = h_{\text{gCO2}} - h_{\text{fCO2}} \text{ kJ/kg}$$

Cálculo de la transferencia de calor

$$\dot{q} = \dot{m}_{\text{CO2}} \cdot h_{\text{fgCO2}} \text{ kJ/s}$$

Análisis del fluido R22

Presión de condensación del R22

$$P_{\text{condR22,prima}} = 210 \text{ } \textit{psig}$$

$$P_{\text{condR22}} = \left[P_{\text{condR22,prima}} + 14.7 \right] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \text{ kPa}$$

Entalpía del R22 a la presión de condensación

$$h_{\text{condR22}} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{condR22}}, x = 0 \right] \text{ kJ/kg}$$

Entalpía en el punto a de entrada del fluido a la presión de evaporación del R22

$$h_{\text{aR22}} = h_{\text{condR22}} \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del R22 en vapor saturado

$$h_{\text{gR22}} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{satR22}}, x = 1 \right] \text{ kJ/kg}$$

Diferencia de entalpías de R22 en el proceso de evaporación

$$h_{\text{agR22}} = h_{\text{gR22}} - h_{\text{aR22}} \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del en líquido saturado

$$h_{\text{fR22}} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{satR22}}, x = 0 \right] \text{ kJ/kg}$$

Diferencia de entalpías del R22

$$h_{fgR22} = h_{gR22} - h_{fR22} \quad \text{kJ/kg}$$

Cálculo de flujo másico del R22

$$\dot{q} = \dot{m}_{R22} \cdot h_{agR22} \quad \text{kJ/s}$$

DISEÑO DE FORMA

Diámetro exterior del tubo

$$d_{0,prima} = 5 / 8 \quad \text{in}$$

$$d_0 = d_{0,prima} \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{inch}} \right| \quad \text{m}$$

Espesor del tubo de 5/8 según la Tabla D-7 de TEMA Gauge 17

$$e_{prima} = 0.058 \quad \text{in}$$

$$e = e_{prima} \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad \text{m}$$

Diámetro interior del tubo

$$d_i = d_0 - 2 \cdot e \quad \text{m}$$

Radio exterior del tubo

$$r_0 = \frac{d_0}{2} \quad \text{m}$$

Radio interior del tubo

$$r_i = \frac{d_i}{2} \quad \text{m}$$

Número de tubos

$$N_t = 200 \quad \text{tubos}$$

Número de pases

$$\text{pases} = 2 \quad \text{pases}$$

ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Diferencia de temperatura media logarítmica para el caso especial de temperaturas dentro de la campana de saturación

$$\Delta T_{lm} = T_{\text{satCO2}} - T_{\text{satR22}} \quad ^\circ\text{C}$$

Transferencia de calor en el condensador

Calor transferido

$$\dot{q} = U_0 \cdot A_0 \cdot \Delta T_{lm} \quad kJ/s$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

$$U_0 = \frac{1}{\left[\frac{r_0 - L_f}{r_i} \right] \cdot \frac{1}{h_i} + \left[\frac{r_0 - L_f}{r_i} \right] \cdot R_{f,i} + \frac{R_{f,0}}{\eta_0} + \frac{1}{h_0 \cdot \eta_0}}$$

Resistencia por ensuciamiento (fouling) TEMA Página 10.29

Fouling para el CO2 vapor

$$R_{f,0,prima} = 0.000176 \quad m^2-K/W$$

$$R_{f,0} = R_{f,0,prima} \cdot \left| 1000 \cdot \frac{m^2-K/kW}{m^2-K/W} \right| \quad m^2-K/kW$$

Fouling para líquido refrigerante R22

$$R_{f,i,prima} = 0.000176 \quad m^2-K/W$$

$$R_{f,i} = R_{f,i,prima} \cdot \left| 1000 \cdot \frac{m^2-K/kW}{m^2-K/W} \right| \quad m^2-K/kW$$

FLUJO EXTERNO

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo por convección. Modelo de Eissenberg. Condensación en banco de tubos

Modelo de Eissenberg

$$h_0 = \left[0.6 + 0.42 \cdot \bar{N}^{-0.25} \right] \cdot \left[\frac{g_{gravity} \cdot \rho_{fCO2} \cdot (\rho_{fCO2} - \rho_{gCO2}) \cdot k_{fCO2}^3 \cdot h_{prima,fgCO2}}{\mu_{fCO2} \cdot (T_{satCO2} - T_s) \cdot d_0} \right]^{[1/4]} \quad kW/m^2-K$$

Promedio del número de tubos por columna

$$\bar{N} = \frac{N_t}{N_c} \quad tubos/columna$$

Número de Columnas N_c

$$N_c = 20 \quad columnas$$

Cálculo de la Temperatura de superficie T_s

$$\dot{q} = h_0 \cdot A_0 \cdot [T_{satCO2} - T_s] \quad kJ/s$$

Temperatura de film

$$T_{film} = \frac{T_s + T_{satCO2}}{2} \quad ^\circ C$$

Cálculo de propiedades del CO2

Densidad de líquido comprimido a T_{film}

$$\rho_{\text{CO2}} = \rho \left[\text{'CarbonDioxide'} , T = T_{\text{film}} , x = 0 \right] \text{ kg/m}^3$$

Densidad de vapor saturado a TsatCO2

$$\rho_{\text{gCO2}} = \rho \left[\text{'CarbonDioxide'} , T = T_{\text{satCO2}} , x = 1 \right] \text{ kg/m}^3$$

Conductividad de líquido comprimido a Tfilm

$$k_{\text{fCO2,prima}} = k \left[\text{'CarbonDioxide'} , T = T_{\text{film}} , x = 0 \right] \text{ W/m-K}$$

$$k_{\text{fCO2}} = k_{\text{fCO2,prima}} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{\text{kW/m-K}}{\text{W/m-K}} \right| \text{ kW/m-K}$$

Calor latente de vaporización modificado (Rohsenow)

$$h_{\text{prima,fgCO2}} = h_{\text{fgCO2}} + 0.68 \cdot C_{\text{p,fCO2}} \cdot [T_{\text{satCO2}} - T_{\text{s}}] \text{ kJ/kg}$$

Calor específico a TsatCO2

$$C_{\text{p,fCO2}} = C_{\text{p}} \left[\text{'CarbonDioxide'} , T = T_{\text{film}} , x = 0 \right] \text{ kJ/kg-K}$$

Viscosidad dinámica de líquido comprimido a TsatCO2

$$\mu_{\text{fCO2}} = \text{Visc} \left[\text{'CarbonDioxide'} , T = T_{\text{film}} , x = 0 \right] \text{ kg/m-s}$$

Cálculo de la eficiencia de las aletas integrales externas

$$\eta_0 = 1 - \frac{N_a \cdot A_f}{A_t} \cdot [1 - \eta_f]$$

Cálculo del número de aletas

$$N_a = 4 \text{ aletas}$$

Longitud proporcional para el número de aletas

$$L_a = 0.00528 \text{ m}$$

Cálculo del área de una aleta

$$A_f = 2 \cdot \pi \cdot [r_{2c}^2 - r_1^2] \text{ m}^2$$

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t_f}{2} \text{ m}$$

Dimensiones de las aletas

$$r_2 = r_0 \text{ m}$$

$$t_f = 0.0008 \text{ m}$$

$$L_f = 0.001 \text{ m}$$

$$r_1 = r_2 - L_f \text{ m}$$

Cálculo de la eficiencia para una aleta

$$\eta_f = C_{2f} \cdot \left[\frac{K_1 \cdot I_{1,2} - I_1 \cdot K_{1,2}}{I_0 \cdot K_{1,2} + K_0 \cdot I_{1,2}} \right]$$

$$C_{2f} = \frac{2 \cdot r_1}{m \cdot (r_{2c}^2 - r_1^2)}$$

Funciones de Bessel

$$I_0 = I_0 [m \cdot r_1]$$

$$I_1 = I_1 [m \cdot r_1]$$

$$I_{1,2} = I_1 [m \cdot r_{2c}]$$

$$K_0 = K_0 [m \cdot r_1]$$

$$K_1 = K_1 [m \cdot r_1]$$

$$K_{1,2} = K_1 [m \cdot r_{2c}]$$

$$m = \left[\frac{2 \cdot h_0}{k_{Cu} \cdot t_f} \right]^{1/2} \quad 1/m$$

Conductividad del cobre

$$k_{Cu,prima} = k ['Copper', T_s] \quad W/m-K$$

$$k_{Cu} = k_{Cu,prima} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{kW/m-K}{W/m-K} \right| \quad kW/m-K$$

Área total de transferencia de calor entre la tubería y las aletas

$$A_t = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot [L_a - N_a \cdot t_f] + 2 \cdot \pi \cdot [r_2^2 - r_1^2] \cdot N_a + 2 \cdot N_a \cdot \pi \cdot r_2 \cdot t_f \quad m^2$$

FLUJO INTERNO

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interno. Wolverine. Ebullición

Modelo de Wolverine corregido para microaletas internas

$$h_{i,prima} = E_{mf} \cdot [\alpha_{nb}^3 + (E_{RB} \cdot \alpha_{cb})^3]^{1/3} \quad W/m^2-K$$

$$h_i = h_{i,prima} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{kW/m^2-K}{W/m^2-K} \right| \quad kW/m^2-K$$

Factor de acrecentamiento del flujo

$$E_{mf} = 1.89 \cdot \left[\frac{G}{G_{ref}} \right]^2 - 3.7 \cdot \frac{G}{G_{ref}} + 3.02$$

Velocidad másica de referencia (Máximo valor de prueba)

$$G_{\text{ref}} = 500 \text{ kg/m}^2\text{-s}$$

Velocidad másica

$$G = \frac{\dot{m}_{R22}}{N_{t,\text{pase}} \cdot \pi \cdot d_i^2} \text{ kg/m}^2\text{-s}$$

Número de tubos por pase

$$N_{t,\text{pase}} = \frac{N_t}{\text{pases}} \text{ tubos/pase}$$

Coefficiente de transferencia de calor por evaporación nucleada

$$\alpha_{\text{nb}} = 55 \cdot p_r^{0.12} \cdot [-1 \cdot \log(p_r)]^{-0.55} \cdot MW_{R22}^{-0.5} \cdot q_A^{0.67} \text{ W/m}^2\text{-K}$$

Presión reducida

$$p_r = \frac{P_{\text{satR22}}}{P_{\text{cR22}}}$$

Presión crítica del R22

$$P_{\text{cR22}} = P_{\text{Crit}} ['R22'] \text{ kPa}$$

Peso molecular del fluido

$$MW_{R22} = \text{MolarMass} ['R22'] \text{ kg/kmol}$$

Calor transferido por unidad de área

$$q_{A,\text{prima}} = \frac{\dot{q}}{L_{\text{cond}} \cdot \pi \cdot N_t \cdot d_i} \text{ kW/m}^2$$

$$L_{\text{cond}} = 1.676 \text{ m}$$

$$q_A = q_{A,\text{prima}} \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{W/m}^2}{\text{kW/m}^2} \right| \text{ W/m}^2$$

Factor de Costilla

$$E_{\text{RB}} = \left[1 + \left(2.64 \cdot \text{Re}_{\text{RB}}^{0.036} \cdot \text{Pr}_{\text{IR22}}^{-0.024} \cdot \left[\frac{e_f}{d_f} \right]^{0.212} \cdot \left[\frac{p_f}{d_f} \right]^{-0.21} \cdot \left[\frac{\alpha_f}{90} \right]^{0.29} \right)^7 \right]^{1/7}$$

Número de Reynolds para la fase líquida tubular

$$\text{Re}_{\text{RB}} = \frac{G \cdot [1 - x_{R22}] \cdot d_f}{\mu_{\text{IR22}}}$$

Viscosidad del R22 en fase líquida

$$\mu_{\text{IR22}} = \text{Visc} ['R22', T = T_{\text{satR22}}, x = 0] \text{ kg/m-s}$$

Número de Prandtl del R22

$$Pr_{IR22} = Pr ['R22' , T = T_{satR22} , x = 0]$$

Dimensiones de las microaletas

Altura de la microaleta

$$e_f = 0.0001 \text{ m}$$

Paso axial entre aletas

$$p_f = 0.00097 \text{ m}$$

Ángulo de hélice

$$\alpha_f = 18^\circ$$

Diámetro interno máximo

$$d_f = d_i \text{ m}$$

Coefficiente de transferencia de calor por evaporación convectiva

$$\alpha_{cb} = 0.0133 \cdot Re_{L, \text{film}}^{0.69} \cdot Pr_{IR22}^{0.4} \cdot \frac{k_{IR22}}{\delta} \text{ W/m}^2\text{-K}$$

Número de Reynolds de película

$$Re_{L, \text{film}} = \frac{4 \cdot G \cdot [1 - x_{R22}] \cdot \delta}{[1 - \varepsilon] \cdot \mu_{IR22}}$$

Conductividad térmica del R22 en fase líquida

$$k_{IR22} = k ['R22' , T = T_{satR22} , x = 0] \text{ W/m-K}$$

Espesor de la película anular de líquido

$$\delta = \frac{[1 - \varepsilon] \cdot d_f}{4} \text{ m}$$

Fracción local de vacío

$$\varepsilon = \frac{\frac{x_{R22}}{\rho_{IR22}}}{[1 + 0.12 \cdot (1 - x_{R22})] \cdot \left[\frac{x_{R22}}{\rho_{VR22}} + \frac{1 - x_{R22}}{\rho_{IR22}} \right] + \frac{1.18 \cdot [1 - x_{R22}] \cdot [g_{gravity} \cdot \sigma_{R22} \cdot (\rho_{IR22} - \rho_{VR22})]^{0.25}}{G^2 \cdot \rho_{IR22}}}$$

0.5

Densidad del R22 en fase gaseosa

$$\rho_{vR22} = \rho \left['R22', T = T_{\text{satR22}}, x = 1 \right] \text{ kg/m}^3$$

Densidad del R22 en fase líquida

$$\rho_{lR22} = \rho \left['R22', T = T_{\text{satR22}}, x = 0 \right] \text{ kg/m}^3$$

Tensión superficial del fluido

$$\sigma_{R22} = \text{SurfaceTension} \left['R22', T = T_{\text{satR22}} \right] \text{ N/m}$$

Calidad en el punto a

Flujo bifásico

$$\Delta z = \frac{\dot{m}_{R22}}{N_{t,pase}} \cdot h_{fgR22} \cdot \Delta x \text{ m}$$

$$\Delta z = \frac{\dot{m}_{R22}}{\pi \cdot d_i \cdot U_0 \cdot \Delta T_{lm}} \cdot \Delta x \text{ m}$$

Diferencial de calidad

$$\Delta x = 0.03$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

(Table 1, Run 21)

$\alpha_{cb} = 15.82 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$
 $\alpha_{nb} = 1443 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$
 $A_f = 0.0001344 \text{ [m}^2\text{]}$
 $C_{2f} = 3.514$
 $\delta = 0.003215 \text{ [m]}$
 $\Delta x = 0.03$
 $d_o = 0.01588 \text{ [m]}$
 $d_f = 0.01293 \text{ [m]}$
 $e = 0.001473 \text{ [m]}$
 $\eta^0 = 0.9795$
 $e_f = 0.0001 \text{ [m]}$
 $e_{prima} = 0.058 \text{ [in]}$
 $G = 68.78 \text{ [kg/s-m}^2\text{]}$
 $G_{ref} = 500 \text{ [kg/s-m}^2\text{]}$
 $h_{agR22} = 141.1 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{condR22} = 251.5 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{fgCO2} = 287.3 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{fR22} = 165.4 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{gR22} = 392.6 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{i,prima} = 3675 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$
 $l_0 = 1.454$
 $l_{1,2} = 1.021$
 $K_1 = 0.3835$
 $k_{Cu} = 0.4071 \text{ [kW/m-K]}$
 $k_{fCO2} = 0.0001376 \text{ [kW/m-K]}$
 $k_{lR22} = 0.1101 \text{ [W/m-K]}$

$\alpha_f = 18 \text{ [}^\circ\text{]}$
 $A_o = 13.43 \text{ [m}^2\text{]}$
 $A_t = 0.0006241 \text{ [m}^2\text{]}$
 $C_{p,fCO2} = 2.133 \text{ [kJ/kg-K]}$
 $\Delta T_{lm} = 8.015 \text{ [C]}$
 $\Delta z = 0.1596 \text{ [m]}$
 $d_{o,prima} = 0.625 \text{ [in]}$
 $d_i = 0.01293 \text{ [m]}$
 $\varepsilon = 0.005256$
 $\eta^f = 0.9762$
 $E_{mf} = 2.547$
 $E_{RB} = 1.216$
 $g_{gravity} = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$
 $h_o = 5.552 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$
 $h_{aR22} = 251.5 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{fCO2} = -357.1 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{fgR22} = 227.2 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{gCO2} = -69.76 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_i = 3.675 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$
 $h_{prima,fgCO2} = 289.8 \text{ [kJ/kg]}$
 $l_1 = 0.7812$
 $K_o = 0.2854$
 $K_{1,2} = 0.2621$
 $k_{Cu,prima} = 407.1 \text{ [W/m-K]}$
 $k_{fCO2,prima} = 0.1376 \text{ [W/m-K]}$
 $L_a = 0.00528 \text{ [m]}$

$L_{cond} = 1.676$ [m]
 $m = 184.7$ [1/m]
 $\mu_{IR22} = 0.0002934$ [kg/m-s]
 $\dot{m}_{CO2} = 0.4435$ [kg/s]
 $\dot{m}_{R22} = 0.9029$ [kg/s]
 $\bar{N} = 10$
 $N_t = 200$
 $pases = 2$
 $P_{condR22} = 1549$
 $P_{cR22} = 4989$ [kPa]
 $p_r = 0.03255$
 $P_{satCO2,prima} = 252$ [psi]
 $P_{satR22,prima} = 8.85$ [psi]
 $q_{A,prima} = 9.359$ [kW/m²]
 $Re_{L,filin} = 90.91$
 $\rho_{fCO2} = 1046$ [kg/m³]
 $\rho_{IR22} = 1378$ [kg/m³]
 $r_0 = 0.007938$ [m]
 $r_2 = 0.007938$ [m]
 $R_{f,0} = 0.176$ [m²-K/kW]
 $R_{f,i} = 0.176$ [m²-K/kW]
 $r_i = 0.006464$ [m]
 $t_f = 0.0008$ [m]
 $T_s = -23.92$ [C]
 $T_{satR22} = -30.22$ [C]
 $x_{R22} = 0.97$

$L_f = 0.001$ [m]
 $\mu_{fCO2} = 0.0001465$ [kg/m-s]
 $MW_{R22} = 86.47$ [g/gmol]
 $\dot{m}_{CO2,prima} = 3520$ [lbm/h]
 $N_a = 4$
 $N_c = 20$
 $N_{t,pase} = 100$
 $Pr_{IR22} = 2.969$
 $P_{condR22,prima} = 210$ [psi]
 $p_r = 0.00097$ [m]
 $P_{satCO2} = 1839$ [kPa]
 $P_{satR22} = 162.4$ [kPa]
 $q_A = 9359$ [W/m²]
 $\dot{q} = 127.4$ [kJ/s]
 $Re_{RB} = 90.91$
 $\rho_{gCO2} = 48.11$ [kg/m³]
 $\rho_{vR22} = 7.267$ [kg/m³]
 $r_1 = 0.006938$ [m]
 $r_{2c} = 0.008338$ [m]
 $R_{f,0,prima} = 0.000176$ [m²-K/W]
 $R_{f,i,prima} = 0.000176$ [m²-K/W]
 $\sigma_{R22} = 0.01647$ [N/m]
 $T_{film} = -23.06$ [C]
 $T_{satCO2} = -22.21$ [C]
 $U_0 = 1.184$ [kW/m²-K]

No unit problems were detected.

Parametric Table: Table 1

	x_{R22}	h_0 [kW/m ² -K]	h_i [kW/m ² -K]	A_0 [m ²]	U_0 [kW/m ² -K]	Δz [m]
Run 1	0.37	5.552	3.678	13.42	1.184	0.1596
Run 2	0.4	5.552	3.677	13.42	1.184	0.1596
Run 3	0.43	5.552	3.677	13.42	1.184	0.1596
Run 4	0.46	5.552	3.677	13.42	1.184	0.1596
Run 5	0.49	5.552	3.677	13.42	1.184	0.1596
Run 6	0.52	5.552	3.677	13.42	1.184	0.1596
Run 7	0.55	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
Run 8	0.58	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
Run 9	0.61	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
Run 10	0.64	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
Run 11	0.67	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
Run 12	0.7	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
Run 13	0.73	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
Run 14	0.76	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
Run 15	0.79	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
Run 16	0.82	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
Run 17	0.85	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
Run 18	0.88	5.552	3.676	13.42	1.184	0.1596
Run 19	0.91	5.552	3.676	13.43	1.184	0.1596
Run 20	0.94	5.552	3.675	13.43	1.184	0.1596
Run 21	0.97	5.552	3.675	13.43	1.184	0.1596
Sum	14.07	116.6	77.2	281.9	24.87	3.352

Apéndice Q

Diseño térmico final de un condensador de CO₂ con tubos aleteados externos y microaleteados internos

"ANÁLISIS TERMODINÁMICO"

"Datos conocidos"

P_satCO2_prima=252 "psig"
P_satR22_prima=8.85 "psig"
m_dot_CO2_prima=3520 "lbm/h"
g_gravity=9.81 "m/s²"

"Conversión de los datos conocidos al Sistema Internacional de Unidades"

P_satCO2=(P_satCO2_prima+14.7)*convert(psi,kPa) "kPa"
P_satR22=(P_satR22_prima+14.7)*convert(psi,kPa) "kPa"
m_dot_CO2=(m_dot_CO2_prima)*convert(lbm/h,kg/s) "kg/s"

"Cálculo de la Temperatura de Saturación del CO₂"

T_satCO2=T_sat(CarbonDioxide,P=P_satCO2) "°C"

"Cálculo de la Temperatura de Saturación del R22"

T_satR22=T_sat(R22,P=P_satR22) "°C"

"Cálculo de la entalpías del CO₂"

"Entalpía del CO₂ en líquido saturado"

h_fCO2=Enthalpy(CarbonDioxide,P=P_satCO2,x=0) "kJ/kg"

"Entalpía del CO₂ en vapor saturado"

h_gCO2=Enthalpy(CarbonDioxide,P=P_satCO2,x=1) "kJ/kg"

"Diferencia de entalías del CO₂"

h_fgCO2=h_gCO2-h_fCO2 "kJ/kg"

"Cálculo de la transferencia de calor"

q_dot=m_dot_CO2*h_fgCO2 "kJ/s"

"Análisis del fluido R22"

"Presión de condensación del R22"

P_condR22_prima=210 "psig"
P_condR22=(P_condR22_prima+14.7)*convert(psi,kPa) "kPa"

"Entalpía del R22 a la presión de condensación"

h_condR22=Enthalpy(R22,P=P_condR22,x=0) "kJ/kg"

"Entalpía en el punto a de entrada del fluido a la presión de evaporación del R22"

h_aR22=h_condR22 "kJ/kg"

"Entalpía del R22 en vapor saturado"

h_gR22=Enthalpy(R22,P=P_satR22,x=1) "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías de R22 en el proceso de evaporación"

h_agR22=h_gR22-h_aR22 "kJ/kg"

"Entalpía del en líquido saturado"

h_fR22=Enthalpy(R22,P=P_satR22,x=0) "kJ/kg"

"Diferencia de entalpías del R22"

h_fgR22=h_gR22-h_fR22 "kJ/kg"

"Cálculo de flujo másico del R22"

q_dot=m_dot_R22*h_agR22 "kJ/s"

"DISEÑO DE FORMA"

"Diámetro exterior del tubo"

$d_{0_prima}=5/8$ "in"

$d_0=d_{0_prima}*\text{convert}(\text{inch},m)$ "m"

"Espesor del tubo de 5/8 según la Tabla D-7 de TEMA Gauge 17"

$e_{prima}=0.058$ "in"

$e=e_{prima}*\text{convert}(\text{in},m)$ "m"

"Diámetro interior del tubo"

$d_i=d_0-(2*e)$ "m"

"Radio exterior del tubo"

$r_0=d_0/2$ "m"

"Radio interior del tubo"

$r_i=d_i/2$ "m"

"Número de tubos"

$N_t=260$ "tubos"

"Número de pases"

$pases=2$ "pases"

"ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR"

"Diferencia de temperatura media logarítmica para el caso especial de temperaturas dentro de la campana de saturación"

$\Delta T_{lm}=T_{satCO2}-T_{satR22}$ "°C"

"Transferencia de calor en el condensador"

"Calor transferido"

$q_{dot}=U_0*A_0*\Delta T_{lm}$ "kJ/s"

"Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor"

$U_0=(1)/(((r_0-L_f)/(r_i))*(1/h_i))+(((r_0-L_f)/(r_i))*(R_{f_i}))+R_{f_0}/\eta_0+(1/(h_0*\eta_0)))$ {kW/m²-K}

"Resistencia por ensuciamiento (fouling) TEMA Página 10.29"

"Fouling para el CO2 vapor"

$R_{f_0_prima}=0.000176$ "m²-K/W"

$R_{f_0}=R_{f_0_prima}*\text{convert}(m^2-K/W,m^2-K/kW)$ "m²-K/kW"

"Fouling para líquido refrigerante R22"

$R_{f_i_prima}=0.000176$ "m²-K/W"

$R_{f_i}=R_{f_i_prima}*\text{convert}(m^2-K/W,m^2-K/kW)$ "m²-K/kW"

"FLUJO EXTERNO"

"Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo por convección. Modelo de Eissenberg. Condensación en banco de tubos"

"Modelo de Eissenberg"

$h_0=(0.6+0.42*N_{bar}^{-0.25})*((g_{gravity}*rho_{fCO2}*(rho_{fCO2}-rho_{gCO2})*k_{fCO2}^3*h_{prima_fgCO2})/((mu_{fCO2}*(T_{satCO2}-T_s)*d_0)))^{1/4}$ "kW/m²-K"

"Promedio del número de tubos por columna"

$N_{bar}=N_t/N_c$ "tubos/columna"

"Número de Columnas N_c "

$N_c=20$ "columnas"

"Cálculo de la Temperatura de superficie T_s "

"Temperatura de film"

$$T_{\text{film}}=(T_{\text{s}}+T_{\text{satCO2}})/2 \text{ "°C"}$$

"Cálculo de propiedades del CO2"

"Densidad de líquido comprimido a Tfilm"

$$\rho_{\text{fCO2}}=\text{Density}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "kg/m}^3\text{"}$$

"Densidad de vapor saturado a TsatCO2"

$$\rho_{\text{gCO2}}=\text{Density}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{satCO2}}, x=1) \text{ "kg/m}^3\text{"}$$

"Conductividad de líquido comprimido a Tfilm"

$$k_{\text{fCO2_prima}}=\text{Conductivity}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "W/m-K"}$$

$$k_{\text{fCO2}}=k_{\text{fCO2_prima}}*\text{convert}(\text{W/m-K}, \text{kW/m-K}) \text{ "kW/m-K"}$$

"Calor latente de vaporización modificado (Rohsenow)"

$$h_{\text{prima_fgCO2}}=h_{\text{fgCO2}}+0.68*C_{\text{p_fCO2}}*(T_{\text{satCO2}}-T_{\text{s}}) \text{ "kJ/kg"}$$

"Calor específico a TsatCO2"

$$C_{\text{p_fCO2}}=\text{Cp}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "kJ/kg-K"}$$

"Viscosidad dinámica de líquido comprimido a TsatCO2"

$$\mu_{\text{fCO2}}=\text{Viscosity}(\text{CarbonDioxide}, T=T_{\text{film}}, x=0) \text{ "kg/m-s"}$$

"Cálculo de la eficiencia de las aletas integrales externas"

$$\eta_{\text{a0}}=1-((N_{\text{a}}*A_{\text{f}})/A_{\text{t}})*(1-\eta_{\text{af}})$$

"Cálculo del número de aletas"

$$N_{\text{a}}=4 \text{ "aletas"}$$

"Longitud proporcional para el número de aletas"

$$L_{\text{a}}=0.00528 \text{ "m"}$$

"Cálculo del área de una aleta"

$$A_{\text{f}}=2*\pi*((r_{\text{2c}}^2)-(r_{\text{1}}^2)) \text{ "m}^2\text{"}$$

$$r_{\text{2c}}=r_{\text{2}}+(t_{\text{f}}/2) \text{ "m"}$$

"Dimensiones de las aletas"

$$r_{\text{2}}=r_{\text{0}} \text{ "m"}$$

$$t_{\text{f}}=0.0008 \text{ "m"}$$

$$L_{\text{f}}=0.001 \text{ "m"}$$

$$r_{\text{1}}=r_{\text{2}}-L_{\text{f}} \text{ "m"}$$

"Cálculo de la eficiencia para una aleta"

$$\eta_{\text{af}}=C_{\text{2f}}*((K_{\text{1}}*I_{\text{1_2}}-I_{\text{1_1}}*K_{\text{1_2}})/(I_{\text{0}}*K_{\text{1_2}}+K_{\text{0}}*I_{\text{1_2}}))$$

$$C_{\text{2f}}=(((2*r_{\text{1}})/m)/(r_{\text{2c}}^2-r_{\text{1}}^2))$$

"Funciones de Bessel"

$$I_{\text{0}}=\text{Bessel_I0}(m*r_{\text{1}})$$

$$I_{\text{1}}=\text{Bessel_I1}(m*r_{\text{1}})$$

$$I_{\text{1_2}}=\text{Bessel_I1}(m*r_{\text{2c}})$$

$$K_{\text{0}}=\text{Bessel_K0}(m*r_{\text{1}})$$

$$K_{\text{1}}=\text{Bessel_K1}(m*r_{\text{1}})$$

$$K_{\text{1_2}}=\text{Bessel_K1}(m*r_{\text{2c}})$$

$$m=((2*h_{\text{0}})/(k_{\text{Cu}}*t_{\text{f}}))^{(1/2)} \text{ "1/m"}$$

"Conductividad del cobre"

$$k_{\text{Cu_prima}}=k_{\text{'Copper'}}(T=T_{\text{s}}) \text{ "W/m-K"}$$

$$k_{\text{Cu}}=k_{\text{Cu_prima}}*\text{convert}(\text{W/m-K}, \text{kW/m-K}) \text{ "kW/m-K"}$$

"Área total de transferencia de calor entre la tubería y las aletas"

$$A_t=2*\pi*(r_1)*(L_a-N_a*t_f)+2*\pi*(r_2^2-r_1^2)*N_a+2*N_a*\pi*r_2*t_f \text{ "m}^2\text{"}$$

"FLUJO INTERNO"

"Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interno. Wolverine. Ebullición"

"Modelo de Wolverine corregido para microaletas internas"

$$h_i_prima=E_mf*((\alpha_nb)^3)+((E_RB*\alpha_cb)^3))^{1/3} \text{ "W/m}^2\text{-K"}$$

$$h_i=h_i_prima*\text{convert}(W/m^2-K,kW/m^2-K) \text{ "kW/m}^2\text{-K"}$$

"Factor de acrecentamiento del flujo"

$$E_mf=1.89*((G/G_ref)^2)-3.7*(G/G_ref)+3.02$$

"Velocidad másica de referencia (Máximo valor de prueba)"

$$G_ref=500 \text{ "kg/m}^2\text{-s"}$$

"Velocidad másica"

$$G=m_dot_R22/((N_t_pase*\pi*(d_i^2))/4) \text{ "kg/m}^2\text{-s"}$$

"Número de tubos por pase"

$$N_t_pase=N_t/pases \text{ "tubos/pase"}$$

"Coeficiente de transferencia de calor por evaporación nucleada"

$$\alpha_nb=55*(p_r^{0.12})*((-1)*\log_{10}(p_r))^{(-0.55)}*((MW_R22)^{(-0.5)})*(q_A^{0.67}) \text{ "W/m}^2\text{-K"}$$

"Presión reducida"

$$p_r=P_satR22/P_cR22$$

"Presión crítica del R22"

$$P_cR22=P_crit(R22) \text{ "kPa"}$$

"Peso molecular del fluido"

$$MW_R22=MolarMass(R22) \text{ "kg/kmol"}$$

"Calor transferido por unidad de área"

$$q_A_prima=q_dot/(L_cond*\pi*N_t*d_i) \text{ "kW/m}^2\text{"}$$

$$L_cond=1.2765 \text{ "m"}$$

$$q_A=q_A_prima*\text{convert}(kW/m^2,W/m^2) \text{ "W/m}^2\text{"}$$

"Factor de Costilla"

$$E_RB=(1+((2.64*(Re_RB^{0.036})*(Pr_IR22^{(-0.024)}))*((e_f/d_f)^{0.212})*((p_f/d_f)^{(-0.21)})*((\alpha_f/90)^{(0.29)}))^{7}))^{1/7}$$

"Número de Reynolds para la fase líquida tubular"

$$Re_RB=(G*(1-x_R22)*d_f)/\mu_IR22$$

"Viscosidad del R22 en fase líquida"

$$\mu_IR22=Viscosity(R22,T=T_satR22,x=0) \text{ "kg/m-s"}$$

"Número de Prandtl del R22"

$$Pr_IR22=Prandtl(R22,T=T_satR22,x=0)$$

"Dimensiones de las microaletas"

"Altura de la microaleta"

$$e_f=0.0001 \text{ "m"}$$

"Paso axial entre aletas"

$$p_f=0.00097 \text{ "m"}$$

"Ángulo de hélice"

$$\alpha_f=18 \text{ "°"}$$

"Diámetro interno máximo"

$$d_f=d_i \text{ "m"}$$

"Coeficiente de transferencia de calor por evaporación convectiva"

$$\alpha_{cb} = (0.0133) \cdot (\text{Re}_{L_film})^{0.69} \cdot (\text{Pr}_{IR22})^{0.4} \cdot (k_{IR22}/\delta) \text{ "W/m}^2\text{-K"}$$

"Número de Reynolds de película"

$$\text{Re}_{L_film} = (4 \cdot G \cdot (1 - x_{R22}) \cdot \delta) / ((1 - \epsilon) \cdot \mu_{IR22})$$

"Conductividad térmica del R22 en fase líquida"

$$k_{IR22} = \text{Conductivity}(\text{R22}, T = T_{\text{satR22}}, x = 0) \text{ "W/m-K"}$$

"Espesor de la película anular de líquido"

$$\delta = ((1 - \epsilon) \cdot d_f) / (4) \text{ "m"}$$

"Fracción local de vacío"

$$\epsilon = (x_{R22}/\rho_{IR22}) / ((1 + 0.12 \cdot (1 - x_{R22})) \cdot (x_{R22}/\rho_{vR22} + (1 - x_{R22})/\rho_{IR22}) + (1.18 \cdot (1 - x_{R22}) \cdot (g_{gravity} \cdot \sigma_{R22} \cdot (\rho_{IR22} - \rho_{vR22})^{0.25})) / ((G^2) \cdot (\rho_{IR22}^{0.5})))$$

"Densidad del R22 en fase gaseosa"

$$\rho_{vR22} = \text{Density}(\text{R22}, T = T_{\text{satR22}}, x = 1) \text{ "kg/m}^3\text{"}$$

"Densidad del R22 en fase líquida"

$$\rho_{IR22} = \text{Density}(\text{R22}, T = T_{\text{satR22}}, x = 0) \text{ "kg/m}^3\text{"}$$

"Tensión superficial del fluido"

$$\sigma_{R22} = \text{SurfaceTension}(\text{R22}, T = T_{\text{satR22}}) \text{ "N/m"}$$

"Calidad en el punto a"

$$\{x_{R22} = \text{Quality}(\text{R22}, P = P_{\text{satR22}}, h = h_{aR22})\}$$

"Flujo bifásico"

$$\text{DELTA}z = (((m_{\dot{}}_{R22}/N_{t_pase}) \cdot h_{fgR22}) / (\pi \cdot d_i \cdot U_0 \cdot \text{DELTA}T_{lm})) \cdot \text{DELTA}x \text{ "m"}$$

"Diferencial de calidad"

$$\text{deltax} = 0.03$$

DISEÑO TÉRMICO DE UN CONDENSADOR DE CO2 CON TUBOS ALETEADOS EXTERNOS Y MICROALETEADOS INTERNOS

ANÁLISIS TERMODINÁMICO

Datos conocidos

$$P_{\text{satCO2,prima}} = 252 \text{ psig}$$

$$P_{\text{satR22,prima}} = 8.85 \text{ psig}$$

$$\dot{m}_{\text{CO2,prima}} = 3520 \text{ lbm/h}$$

$$g_{gravity} = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Conversión de los datos conocidos al Sistema Internacional de Unidades

$$P_{\text{satCO2}} = [P_{\text{satCO2,prima}} + 14.7] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \text{ kPa}$$

$$P_{\text{satR22}} = [P_{\text{satR22,prima}} + 14.7] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \text{ kPa}$$

$$\dot{m}_{\text{CO2}} = \dot{m}_{\text{CO2,prima}} \cdot \left| 0.000125998 \cdot \frac{\text{kg/s}}{\text{lbm/h}} \right| \text{ kg/s}$$

Cálculo de la Temperatura de Saturación del CO2

$$T_{\text{satCO2}} = T_{\text{sat}} \left[\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{\text{satCO2}} \right] \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de la Temperatura de Saturación del R22

$$T_{\text{satR22}} = T_{\text{sat}} \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{satR22}} \right] \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de la entalpías del CO2

Entalpía del CO2 en líquido saturado

$$h_{\text{fCO2}} = h \left[\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{\text{satCO2}}, x = 0 \right] \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del CO2 en vapor saturado

$$h_{\text{gCO2}} = h \left[\text{'CarbonDioxide'}, P = P_{\text{satCO2}}, x = 1 \right] \text{ kJ/kg}$$

Diferencia de entalías del CO2

$$h_{\text{fgCO2}} = h_{\text{gCO2}} - h_{\text{fCO2}} \text{ kJ/kg}$$

Cálculo de la transferencia de calor

$$\dot{q} = \dot{m}_{\text{CO2}} \cdot h_{\text{fgCO2}} \text{ kJ/s}$$

Análisis del fluido R22

Presión de condensación del R22

$$P_{\text{condR22,prima}} = 210 \text{ psig}$$

$$P_{\text{condR22}} = \left[P_{\text{condR22,prima}} + 14.7 \right] \cdot \left| 6.895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right| \text{ kPa}$$

Entalpía del R22 a la presión de condensación

$$h_{\text{condR22}} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{condR22}}, x = 0 \right] \text{ kJ/kg}$$

Entalpía en el punto a de entrada del fluido a la presión de evaporación del R22

$$h_{\text{aR22}} = h_{\text{condR22}} \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del R22 en vapor saturado

$$h_{\text{gR22}} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{satR22}}, x = 1 \right] \text{ kJ/kg}$$

Diferencia de entalpías de R22 en el proceso de evaporación

$$h_{\text{agR22}} = h_{\text{gR22}} - h_{\text{aR22}} \text{ kJ/kg}$$

Entalpía del en líquido saturado

$$h_{\text{fR22}} = h \left[\text{'R22'}, P = P_{\text{satR22}}, x = 0 \right] \text{ kJ/kg}$$

Diferencia de entalpías del R22

$$h_{fgR22} = h_{gR22} - h_{fR22} \quad \text{kJ/kg}$$

Cálculo de flujo másico del R22

$$\dot{q} = \dot{m}_{R22} \cdot h_{agR22} \quad \text{kJ/s}$$

DISEÑO DE FORMA

Diámetro exterior del tubo

$$d_{0,prima} = 5 / 8 \quad \text{in}$$

$$d_0 = d_{0,prima} \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{inch}} \right| \quad \text{m}$$

Espesor del tubo de 5/8 según la Tabla D-7 de TEMA Gauge 17

$$e_{prima} = 0.058 \quad \text{in}$$

$$e = e_{prima} \cdot \left| 0.0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \quad \text{m}$$

Diámetro interior del tubo

$$d_i = d_0 - 2 \cdot e \quad \text{m}$$

Radio exterior del tubo

$$r_0 = \frac{d_0}{2} \quad \text{m}$$

Radio interior del tubo

$$r_i = \frac{d_i}{2} \quad \text{m}$$

Número de tubos

$$N_t = 260 \quad \text{tubos}$$

Número de pases

$$\text{pases} = 2 \quad \text{pases}$$

ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Diferencia de temperatura media logarítmica para el caso especial de temperaturas dentro de la campana de saturación

$$\Delta T_{lm} = T_{\text{satCO2}} - T_{\text{satR22}} \quad ^\circ\text{C}$$

Transferencia de calor en el condensador

Calor transferido

$$\dot{q} = U_0 \cdot A_0 \cdot \Delta T_{lm} \quad kJ/s$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

$$U_0 = \frac{1}{\left[\frac{r_0 - L_f}{r_i} \right] \cdot \frac{1}{h_i} + \left[\frac{r_0 - L_f}{r_i} \right] \cdot R_{f,i} + \frac{R_{f,0}}{\eta_0} + \frac{1}{h_0 \cdot \eta_0}}$$

Resistencia por ensuciamiento (fouling) TEMA Página 10.29

Fouling para el CO2 vapor

$$R_{f,0,prima} = 0.000176 \quad m^2-K/W$$

$$R_{f,0} = R_{f,0,prima} \cdot \left| 1000 \cdot \frac{m^2-K/kW}{m^2-K/W} \right| \quad m^2-K/kW$$

Fouling para líquido refrigerante R22

$$R_{f,i,prima} = 0.000176 \quad m^2-K/W$$

$$R_{f,i} = R_{f,i,prima} \cdot \left| 1000 \cdot \frac{m^2-K/kW}{m^2-K/W} \right| \quad m^2-K/kW$$

FLUJO EXTERNO

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo por convección. Modelo de Eissenberg. Condensación en banco de tubos

Modelo de Eissenberg

$$h_0 = \left[0.6 + 0.42 \cdot \bar{N}^{-0.25} \right] \cdot \left[\frac{g_{gravity} \cdot \rho_{fCO2} \cdot (\rho_{fCO2} - \rho_{gCO2}) \cdot k_{fCO2}^3 \cdot h_{prima,fgCO2}}{\mu_{fCO2} \cdot (T_{satCO2} - T_s) \cdot d_0} \right]^{[1/4]} \quad kW/m^2-K$$

Promedio del número de tubos por columna

$$\bar{N} = \frac{N_t}{N_c} \quad tubos/columna$$

Número de Columnas N_c

$$N_c = 20 \quad columnas$$

Cálculo de la Temperatura de superficie T_s

$$\dot{q} = h_0 \cdot A_0 \cdot [T_{satCO2} - T_s] \quad kJ/s$$

Temperatura de film

$$T_{film} = \frac{T_s + T_{satCO2}}{2} \quad ^\circ C$$

Cálculo de propiedades del CO2

Densidad de líquido comprimido a T_{film}

$$\rho_{\text{CO2}} = \rho [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0] \text{ kg/m}^3$$

Densidad de vapor saturado a TsatCO2

$$\rho_{\text{gCO2}} = \rho [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{satCO2}}, x = 1] \text{ kg/m}^3$$

Conductividad de líquido comprimido a Tfilm

$$k_{\text{fCO2,prima}} = k [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0] \text{ W/m-K}$$

$$k_{\text{fCO2}} = k_{\text{fCO2,prima}} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{\text{kW/m-K}}{\text{W/m-K}} \right| \text{ kW/m-K}$$

Calor latente de vaporización modificado (Rohsenow)

$$h_{\text{prima,fgCO2}} = h_{\text{fgCO2}} + 0.68 \cdot C_{\text{p,fCO2}} \cdot [T_{\text{satCO2}} - T_s] \text{ kJ/kg}$$

Calor específico a TsatCO2

$$C_{\text{p,fCO2}} = C_p [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0] \text{ kJ/kg-K}$$

Viscosidad dinámica de líquido comprimido a TsatCO2

$$\mu_{\text{fCO2}} = \text{Visc} [\text{'CarbonDioxide'}, T = T_{\text{film}}, x = 0] \text{ kg/m-s}$$

Cálculo de la eficiencia de las aletas integrales externas

$$\eta_0 = 1 - \frac{N_a \cdot A_f}{A_t} \cdot [1 - \eta_f]$$

Cálculo del número de aletas

$$N_a = 4 \text{ aletas}$$

Longitud proporcional para el número de aletas

$$L_a = 0.00528 \text{ m}$$

Cálculo del área de una aleta

$$A_f = 2 \cdot \pi \cdot [r_{2c}^2 - r_1^2] \text{ m}^2$$

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t_f}{2} \text{ m}$$

Dimensiones de las aletas

$$r_2 = r_0 \text{ m}$$

$$t_f = 0.0008 \text{ m}$$

$$L_f = 0.001 \text{ m}$$

$$r_1 = r_2 - L_f \text{ m}$$

Cálculo de la eficiencia para una aleta

$$\eta_f = C_{2f} \cdot \left[\frac{K_1 \cdot I_{1,2} - I_1 \cdot K_{1,2}}{I_0 \cdot K_{1,2} + K_0 \cdot I_{1,2}} \right]$$

$$C_{2f} = \frac{2 \cdot r_1}{m \cdot (r_{2c}^2 - r_1^2)}$$

Funciones de Bessel

$$I_0 = I_0 [m \cdot r_1]$$

$$I_1 = I_1 [m \cdot r_1]$$

$$I_{1,2} = I_1 [m \cdot r_{2c}]$$

$$K_0 = K_0 [m \cdot r_1]$$

$$K_1 = K_1 [m \cdot r_1]$$

$$K_{1,2} = K_1 [m \cdot r_{2c}]$$

$$m = \left[\frac{2 \cdot h_0}{k_{Cu} \cdot t_f} \right]^{1/2} \quad 1/m$$

Conductividad del cobre

$$k_{Cu,prima} = k ['Copper', T_s] \quad W/m-K$$

$$k_{Cu} = k_{Cu,prima} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{kW/m-K}{W/m-K} \right| \quad kW/m-K$$

Área total de transferencia de calor entre la tubería y las aletas

$$A_t = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot [L_a - N_a \cdot t_f] + 2 \cdot \pi \cdot [r_2^2 - r_1^2] \cdot N_a + 2 \cdot N_a \cdot \pi \cdot r_2 \cdot t_f \quad m^2$$

FLUJO INTERNO

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interno. Wolverine. Ebullición

Modelo de Wolverine corregido para microaletas internas

$$h_{i,prima} = E_{mf} \cdot [\alpha_{nb}^3 + (E_{RB} \cdot \alpha_{cb})^3]^{1/3} \quad W/m^2-K$$

$$h_i = h_{i,prima} \cdot \left| 0.001 \cdot \frac{kW/m^2-K}{W/m^2-K} \right| \quad kW/m^2-K$$

Factor de acrecentamiento del flujo

$$E_{mf} = 1.89 \cdot \left[\frac{G}{G_{ref}} \right]^2 - 3.7 \cdot \frac{G}{G_{ref}} + 3.02$$

Velocidad másica de referencia (Máximo valor de prueba)

$$G_{\text{ref}} = 500 \text{ kg/m}^2\text{-s}$$

Velocidad másica

$$G = \frac{\dot{m}_{\text{R22}}}{\frac{N_{\text{t,pase}} \cdot \pi \cdot d_i^2}{4}} \text{ kg/m}^2\text{-s}$$

Número de tubos por pase

$$N_{\text{t,pase}} = \frac{N_{\text{t}}}{\text{pases}} \text{ tubos/pase}$$

Coefficiente de transferencia de calor por evaporación nucleada

$$\alpha_{\text{nb}} = 55 \cdot p_r^{0.12} \cdot [-1 \cdot \log(p_r)]^{-0.55} \cdot MW_{\text{R22}}^{-0.5} \cdot q_A^{0.67} \text{ W/m}^2\text{-K}$$

Presión reducida

$$p_r = \frac{P_{\text{satR22}}}{P_{\text{cR22}}}$$

Presión crítica del R22

$$P_{\text{cR22}} = P_{\text{Crit}} ['\text{R22}'] \text{ kPa}$$

Peso molecular del fluido

$$MW_{\text{R22}} = \text{MolarMass} ['\text{R22}'] \text{ kg/kmol}$$

Calor transferido por unidad de área

$$q_{\text{A,prima}} = \frac{\dot{q}}{L_{\text{cond}} \cdot \pi \cdot N_{\text{t}} \cdot d_i} \text{ kW/m}^2$$

$$L_{\text{cond}} = 1.2765 \text{ m}$$

$$q_A = q_{\text{A,prima}} \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{W/m}^2}{\text{kW/m}^2} \right| \text{ W/m}^2$$

Factor de Costilla

$$E_{\text{RB}} = \left[1 + \left(2.64 \cdot \text{Re}_{\text{RB}}^{0.036} \cdot \text{Pr}_{\text{IR22}}^{-0.024} \cdot \left[\frac{e_f}{d_f} \right]^{0.212} \cdot \left[\frac{p_f}{d_f} \right]^{-0.21} \cdot \left[\frac{\alpha_f}{90} \right]^{0.29} \right)^7 \right]^{1/7}$$

Número de Reynolds para la fase líquida tubular

$$\text{Re}_{\text{RB}} = \frac{G \cdot [1 - x_{\text{R22}}] \cdot d_f}{\mu_{\text{IR22}}}$$

Viscosidad del R22 en fase líquida

$$\mu_{\text{IR22}} = \text{Visc} ['\text{R22}', T = T_{\text{satR22}}, x = 0] \text{ kg/m-s}$$

Número de Prandtl del R22

$$Pr_{IR22} = Pr \left['R22', T = T_{satR22}, x = 0 \right]$$

Dimensiones de las microaletas

Altura de la microaleta

$$e_f = 0.0001 \text{ m}$$

Paso axial entre aletas

$$p_f = 0.00097 \text{ m}$$

Ángulo de hélice

$$\alpha_f = 18^\circ$$

Díámetro interno máximo

$$d_f = d_i \text{ m}$$

Coefficiente de transferencia de calor por evaporación convectiva

$$\alpha_{cb} = 0.0133 \cdot Re_{L, \text{film}}^{0.69} \cdot Pr_{IR22}^{0.4} \cdot \frac{k_{IR22}}{\delta} \text{ W/m}^2\text{-K}$$

Número de Reynolds de película

$$Re_{L, \text{film}} = \frac{4 \cdot G \cdot [1 - x_{R22}] \cdot \delta}{[1 - \varepsilon] \cdot \mu_{IR22}}$$

Conductividad térmica del R22 en fase líquida

$$k_{IR22} = k \left['R22', T = T_{satR22}, x = 0 \right] \text{ W/m-K}$$

Espesor de la película anular de líquido

$$\delta = \frac{[1 - \varepsilon] \cdot d_f}{4} \text{ m}$$

Fracción local de vacío

$$\varepsilon = \frac{\frac{x_{R22}}{\rho_{IR22}}}{[1 + 0.12 \cdot (1 - x_{R22})] \cdot \left[\frac{x_{R22}}{\rho_{VR22}} + \frac{1 - x_{R22}}{\rho_{IR22}} \right] + \frac{1.18 \cdot [1 - x_{R22}] \cdot [g_{gravity} \cdot \sigma_{R22} \cdot (\rho_{IR22} - \rho_{VR22})]^{0.25}}{G^2 \cdot \rho_{IR22}}}$$

0.5

Densidad del R22 en fase gaseosa

$$\rho_{vR22} = \rho \left['R22', T = T_{\text{satR22}}, x = 1 \right] \text{ kg/m}^3$$

Densidad del R22 en fase líquida

$$\rho_{lR22} = \rho \left['R22', T = T_{\text{satR22}}, x = 0 \right] \text{ kg/m}^3$$

Tensión superficial del fluido

$$\sigma_{R22} = \text{SurfaceTension} \left['R22', T = T_{\text{satR22}} \right] \text{ N/m}$$

Calidad en el punto a

Flujo bifásico

$$\Delta Z = \frac{\dot{m}_{R22}}{N_{t,pase}} \cdot h_{fgR22} \cdot \Delta X \text{ m}$$

$$\Delta Z = \frac{\dot{m}_{R22}}{\pi \cdot d_i \cdot U_0 \cdot \Delta T_{lm}} \cdot \Delta X \text{ m}$$

Diferencial de calidad

$$\Delta X = 0.03$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

(Table 1, Run 21)

$\alpha_{cb} = 13.2 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$
 $\alpha_{nb} = 1453 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$
 $A_f = 0.0001344 \text{ [m}^2\text{]}$
 $C_{2f} = 3.562$
 $\delta = 0.003215 \text{ [m]}$
 $\Delta X = 0.03$
 $d_0 = 0.01588 \text{ [m]}$
 $d_f = 0.01293 \text{ [m]}$
 $e = 0.001473 \text{ [m]}$
 $\eta_0 = 0.9801$
 $e_f = 0.0001 \text{ [m]}$
 $e_{prima} = 0.058 \text{ [in]}$
 $G = 52.91 \text{ [kg/s-m}^2\text{]}$
 $G_{ref} = 500 \text{ [kg/s-m}^2\text{]}$
 $h_{agR22} = 141.1 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{condR22} = 251.5 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{fgCO2} = 287.3 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{fR22} = 165.4 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{gR22} = 392.6 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{i,prima} = 3849 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$
 $l_0 = 1.441$
 $l_{1,2} = 1$
 $K_1 = 0.3937$
 $k_{Cu} = 0.4071 \text{ [kW/m-K]}$
 $k_{fCO2} = 0.0001377 \text{ [kW/m-K]}$
 $k_{lR22} = 0.1101 \text{ [W/m-K]}$

$\alpha_f = 18 \text{ [}^\circ\text{]}$
 $A_0 = 13.29 \text{ [m}^2\text{]}$
 $A_i = 0.0006241 \text{ [m}^2\text{]}$
 $C_{p,fCO2} = 2.132 \text{ [kJ/kg-K]}$
 $\Delta T_{lm} = 8.015 \text{ [C]}$
 $\Delta Z = 0.1216 \text{ [m]}$
 $d_{0,prima} = 0.625 \text{ [in]}$
 $d_i = 0.01293 \text{ [m]}$
 $\varepsilon = 0.005256$
 $\eta_f = 0.9769$
 $E_{mf} = 2.65$
 $E_{RB} = 1.207$
 $g_{gravity} = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$
 $h_0 = 5.404 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$
 $h_{aR22} = 251.5 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{fCO2} = -357.1 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{fgR22} = 227.2 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{gCO2} = -69.76 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_i = 3.849 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$
 $h_{prima,fgCO2} = 289.9 \text{ [kJ/kg]}$
 $l_1 = 0.7667$
 $K_0 = 0.2921$
 $K_{1,2} = 0.27$
 $k_{Cu,prima} = 407.1 \text{ [W/m-K]}$
 $k_{fCO2,prima} = 0.1377 \text{ [W/m-K]}$
 $L_a = 0.00528 \text{ [m]}$

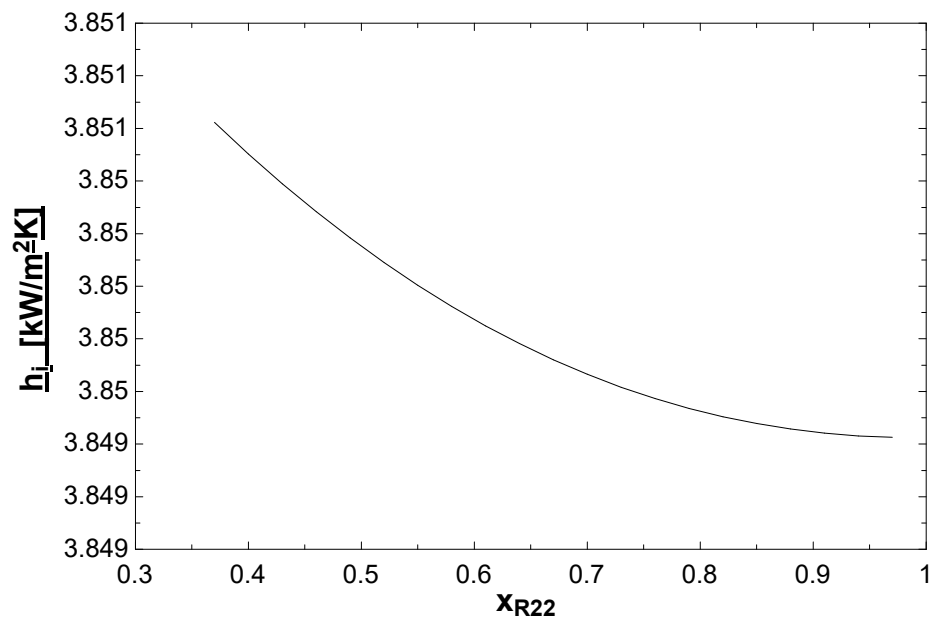
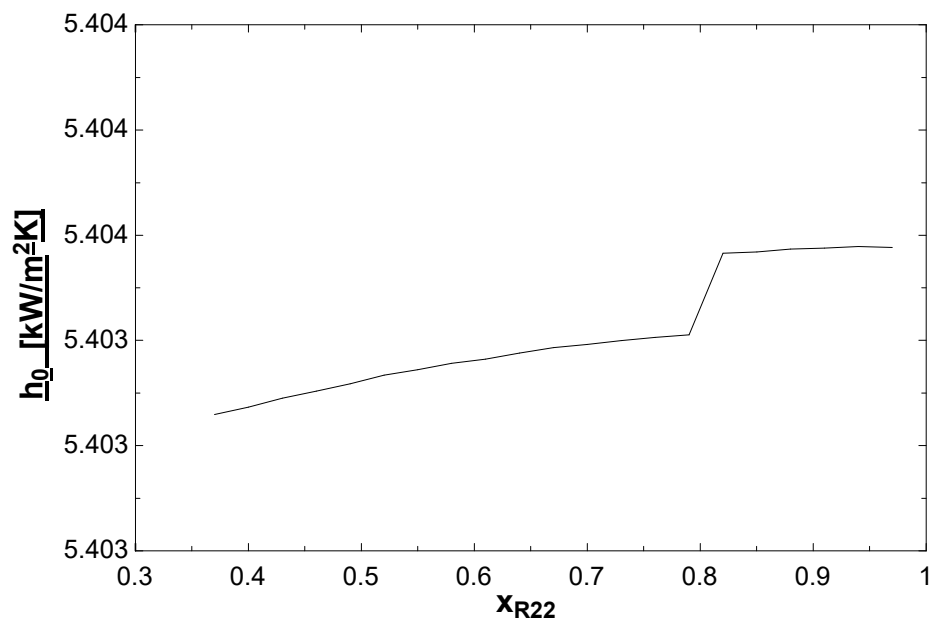
$L_{\text{cond}} = 1.277 \text{ [m]}$
 $m = 182.2 \text{ [1/m]}$
 $\mu_{\text{IR22}} = 0.0002934 \text{ [kg/m-s]}$
 $\dot{m}_{\text{CO2}} = 0.4435 \text{ [kg/s]}$
 $\dot{m}_{\text{R22}} = 0.9029 \text{ [kg/s]}$
 $\bar{N} = 13$
 $N_t = 260$
 $\text{pases} = 2$
 $P_{\text{condR22}} = 1549$
 $P_{\text{cR22}} = 4989 \text{ [kPa]}$
 $p_f = 0.03255$
 $P_{\text{satCO2,prima}} = 252 \text{ [psi]}$
 $P_{\text{satR22,prima}} = 8.85 \text{ [psi]}$
 $q_{\text{A,prima}} = 9.452 \text{ [kW/m}^2\text{]}$
 $Re_{\text{L,filin}} = 69.93$
 $\rho_{\text{fCO2}} = 1046 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{\text{IR22}} = 1378 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $r_0 = 0.007938 \text{ [m]}$
 $r_2 = 0.007938 \text{ [m]}$
 $R_{\text{f,0}} = 0.176 \text{ [m}^2\text{-K/kW]}$
 $R_{\text{f,i}} = 0.176 \text{ [m}^2\text{-K/kW]}$
 $r_i = 0.006464 \text{ [m]}$
 $t_f = 0.0008 \text{ [m]}$
 $T_s = -23.98 \text{ [C]}$
 $T_{\text{satR22}} = -30.22 \text{ [C]}$
 $x_{\text{R22}} = 0.97$

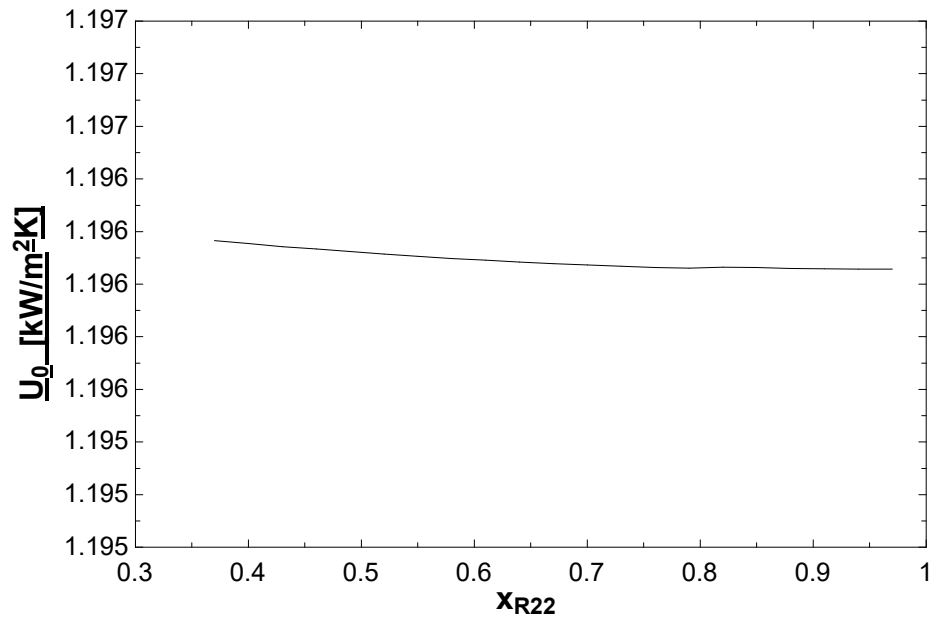
$L_f = 0.001 \text{ [m]}$
 $\mu_{\text{rCO2}} = 0.0001466 \text{ [kg/m-s]}$
 $MW_{\text{R22}} = 86.47 \text{ [g/gmol]}$
 $\dot{m}_{\text{CO2,prima}} = 3520 \text{ [lbm/h]}$
 $N_a = 4$
 $N_c = 20$
 $N_{\text{t,pase}} = 130$
 $Pr_{\text{IR22}} = 2.969$
 $P_{\text{condR22,prima}} = 210 \text{ [psi]}$
 $p_f = 0.00097 \text{ [m]}$
 $P_{\text{satCO2}} = 1839 \text{ [kPa]}$
 $P_{\text{satR22}} = 162.4 \text{ [kPa]}$
 $q_{\text{A}} = 9452 \text{ [W/m}^2\text{]}$
 $\dot{q} = 127.4 \text{ [kJ/s]}$
 $Re_{\text{RB}} = 69.93$
 $\rho_{\text{gCO2}} = 48.11 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{\text{vR22}} = 7.267 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $r_1 = 0.006938 \text{ [m]}$
 $r_{2c} = 0.008338 \text{ [m]}$
 $R_{\text{f,0,prima}} = 0.000176 \text{ [m}^2\text{-K/W]}$
 $R_{\text{f,i,prima}} = 0.000176 \text{ [m}^2\text{-K/W]}$
 $\sigma_{\text{R22}} = 0.01647 \text{ [N/m]}$
 $T_{\text{film}} = -23.1 \text{ [C]}$
 $T_{\text{satCO2}} = -22.21 \text{ [C]}$
 $U_0 = 1.196 \text{ [kW/m}^2\text{-K]}$

No unit problems were detected.

Parametric Table: Table 1

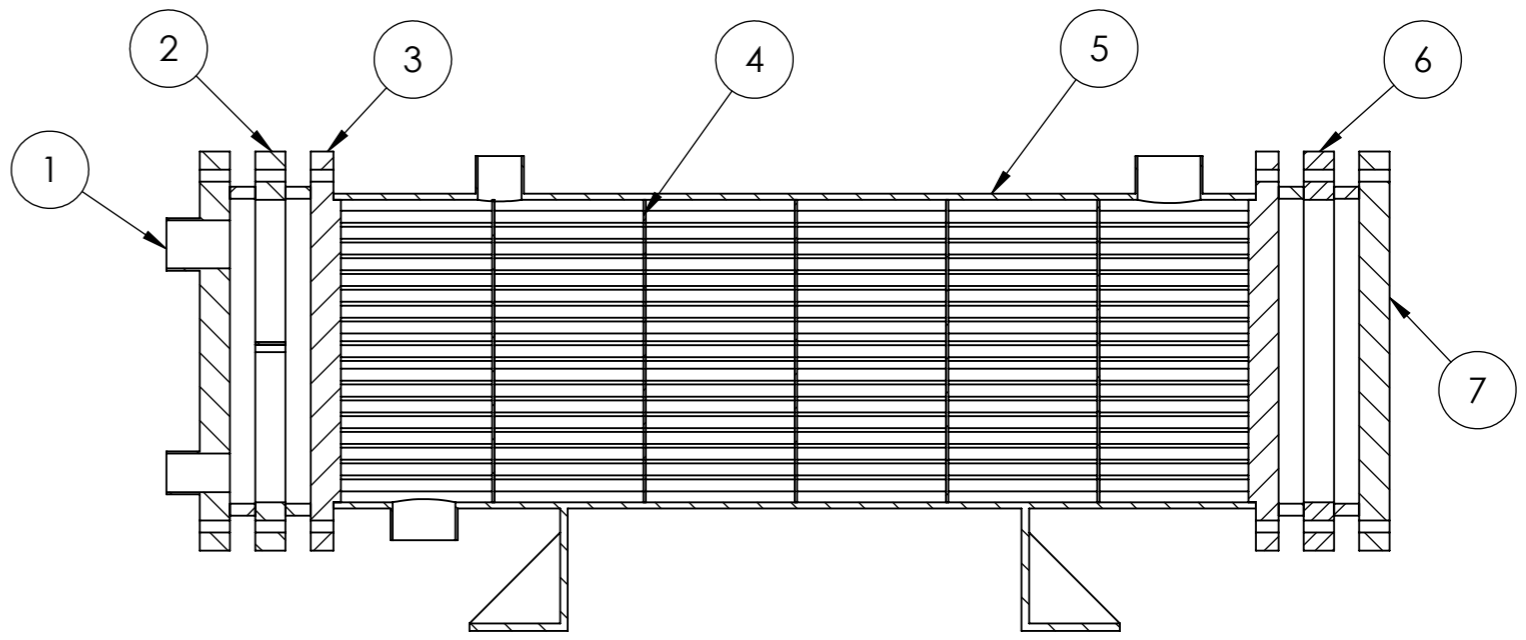
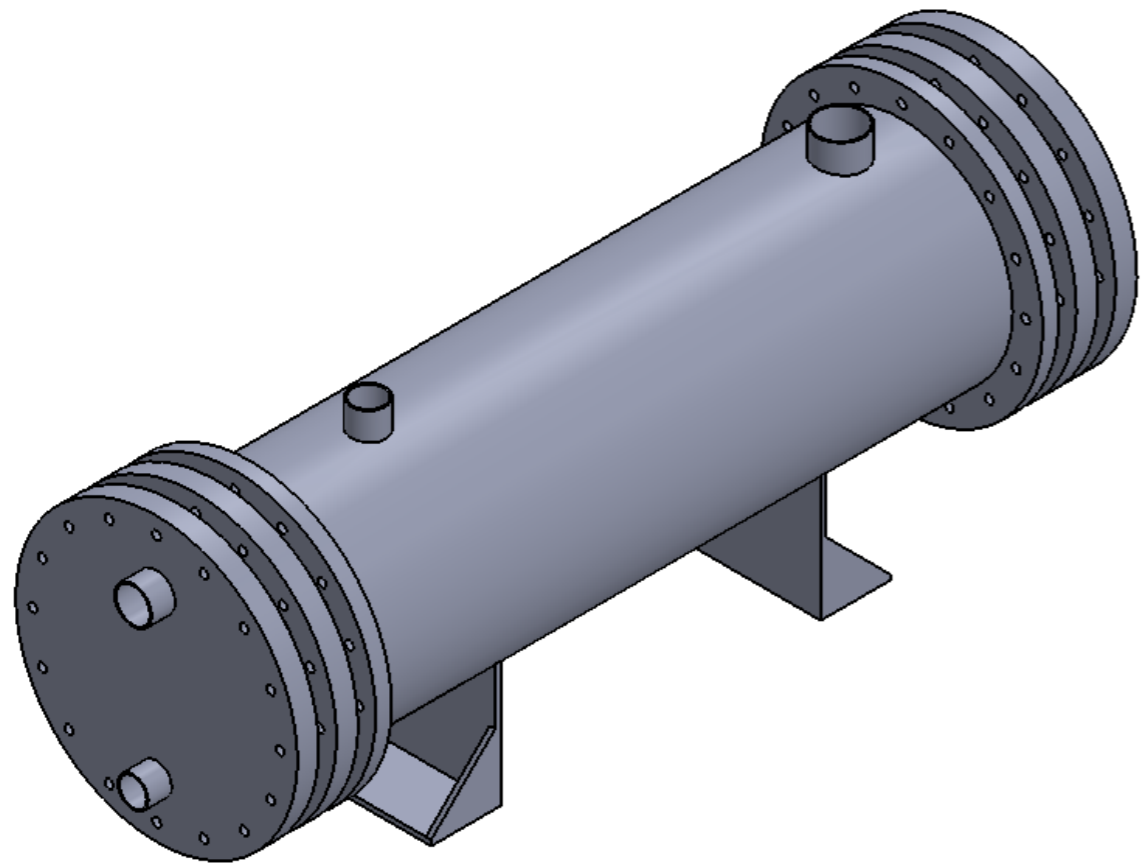
	x_{R22}	h_0 [kW/m ² -K]	h_i [kW/m ² -K]	A_0 [m ²]	U_0 [kW/m ² -K]	Δz [m]
Run 1	0.37	5.403	3.851	13.29	1.196	0.1216
Run 2	0.4	5.403	3.851	13.29	1.196	0.1216
Run 3	0.43	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 4	0.46	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 5	0.49	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 6	0.52	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 7	0.55	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 8	0.58	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 9	0.61	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 10	0.64	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 11	0.67	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 12	0.7	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 13	0.73	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 14	0.76	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 15	0.79	5.403	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 16	0.82	5.404	3.85	13.29	1.196	0.1216
Run 17	0.85	5.404	3.849	13.29	1.196	0.1216
Run 18	0.88	5.404	3.849	13.29	1.196	0.1216
Run 19	0.91	5.404	3.849	13.29	1.196	0.1216
Run 20	0.94	5.404	3.849	13.29	1.196	0.1216
Run 21	0.97	5.404	3.849	13.29	1.196	0.1216
Sum	14.07	113.5	80.85	279.1	25.12	2.553





8 7 6 5 4 3 2 1

N.- DE ELEMENTO	NOMBRE DEL ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Tapa frontal	Acero ASTM A36	1
2	Brida frontal	Acero ASTM A36	1
3	Espejo	Acero ASTM A36	2
4	Desviador	Acero ASTM A36	5
5	Coraza	Acero ASTM 516 Gr 70	1
6	Brida posterior	Acero ASTM A36	1
7	Tapa posterior	Acero ASTM A36	1



B

ESPOL	PROYECTO: Diseño térmico y mecánico de un condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas, utilizando normas ASME y TEMA.			
	DIBUJ.	NOMBRE	CONJUNTO:	
		Juan Palomino P. Juan Paredes V.	Condensador de CO ₂ con microaletas internas y aletas integrales externas.	
	VERIF.	M.Sc. Carola Sánchez	TÍTULO:	A3
APROB.	M.Sc. Vicente Adum	Plano de conjunto	1.00	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			ESCALA 1:10	Hoja 1 de 9

8 7 6 5 4 3 2 1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

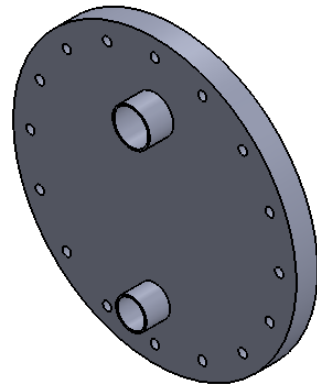
C

B

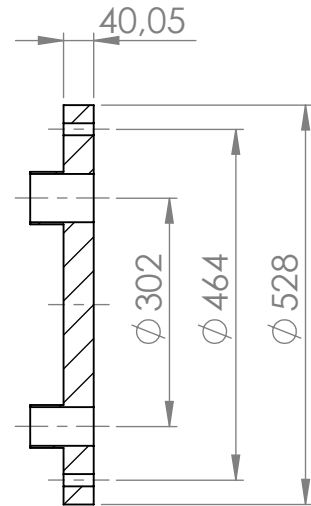
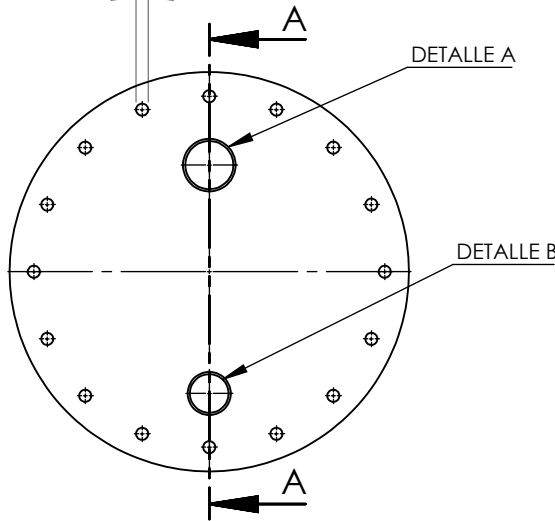
B

A

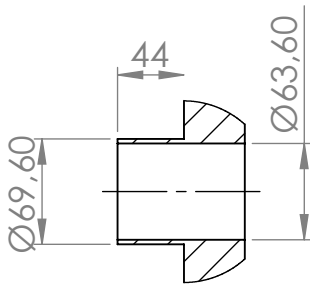
A



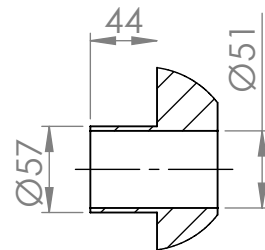
16 x Ø16 espaciados equidistantemente



SECCIÓN A-A



DETALLE A
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
ESCALA 1 : 5

ESPOL

PROYECTO:

Diseño térmico y mecánico de un condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas, utilizando normas ASME y TEMA.

NOMBRE

Juan Palomino P.

DIBUJ.

Juan Paredes V.

CONJUNTO:

Condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas.

MATERIAL:

Acero A36

TÍTULO:

Tapa frontal

A4

1.01

APROB

M.Sc. Vicente Adum

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

ESCALA 1:10

Hoja 2 de 9

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

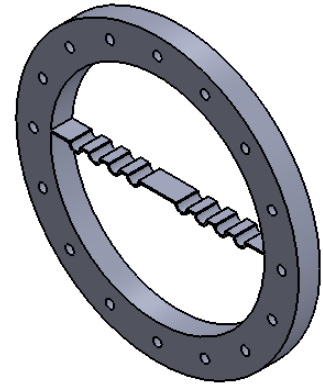
C

B

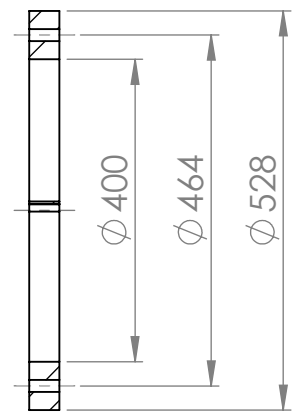
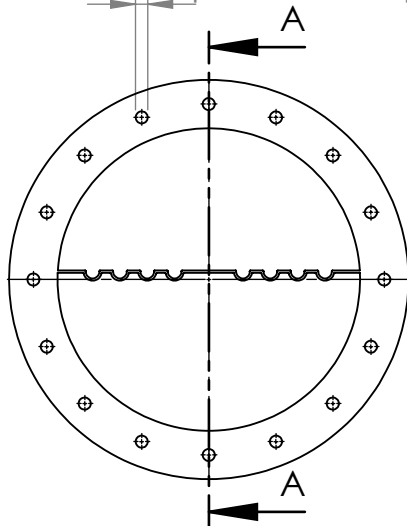
B

A

A



16 x $\phi 16$ espaciados equidistantemente



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

ESPOL

PROYECTO:

Diseño térmico y mecánico de un condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas, utilizando normas ASME y TEMA.

NOMBRE

Juan Palomino P.

DIBUJ.

Juan Paredes V.

CONJUNTO:

Condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas.

MATERIAL:

Acero A36

TÍTULO:

Brida frontal

A4

1.02

APROB

M.Sc. Vicente Adum

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

ESCALA 1:10

Hoja 3 de 9

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

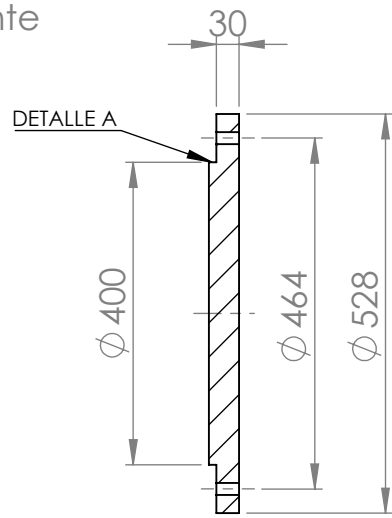
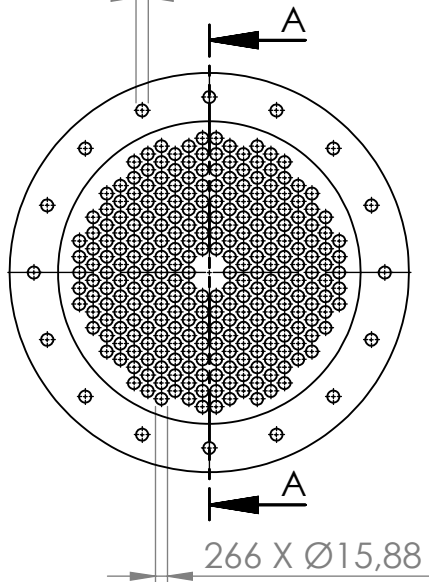
C

B

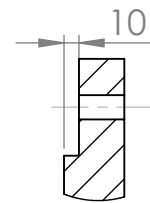
B



16 X $\phi 16$ espaciados esquidistantemente



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10



DETALLE A

ESPOL

PROYECTO:

Diseño térmico y mecánico de un condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas, utilizando normas ASME y TEMA.

NOMBRE

Juan Palomino P.

DIBUJ.

Juan Paredes V.

CONJUNTO:

Condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas.

MATERIAL:

Acero A36

TÍTULO:

Espejo

A4

1.03

APROB

M.Sc. Vicente Adum

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

ESCALA 1:10

Hoja 4 de 9

4

3

2

1

A

A

4

3

2

1

F

F

E

E

D

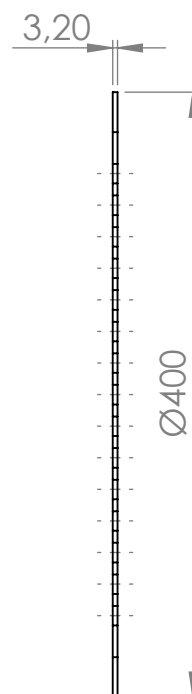
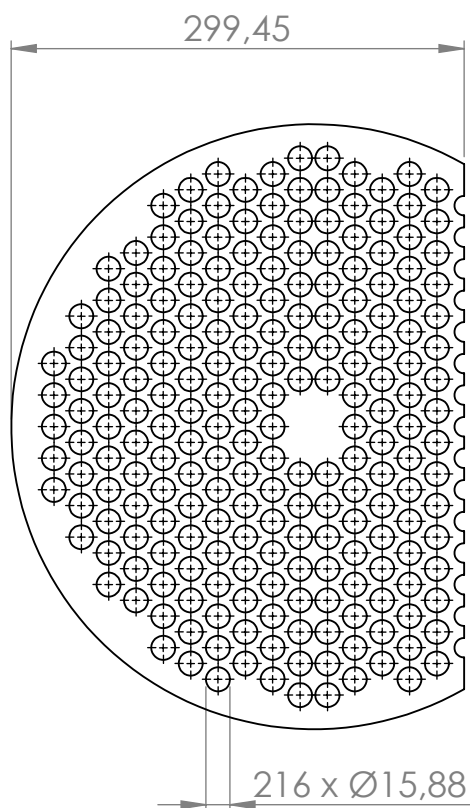
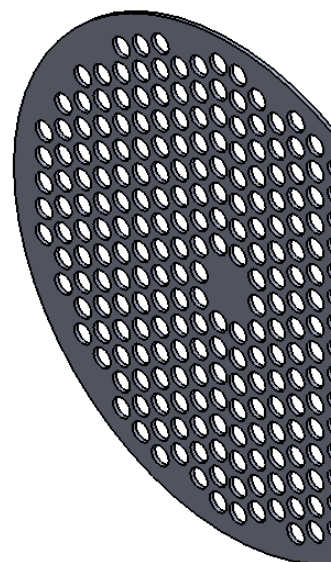
D

C

C

B

B



ESPOL

PROYECTO:

Diseño térmico y mecánico de un condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas, utilizando normas ASME y TEMA.

NOMBRE

Juan Palomino P.

DIBUJ.

Juan Paredes V.

CONJUNTO:

Condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas.

MATERIAL:

Acero A36

TÍTULO:

Desviador

A4

1.04

A

APROB

M.Sc. Vicente Adum

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

ESCALA 1:5

Hoja 5 de 9

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

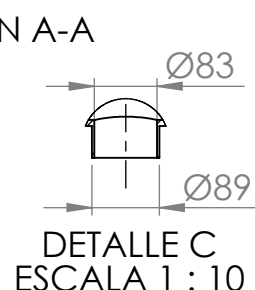
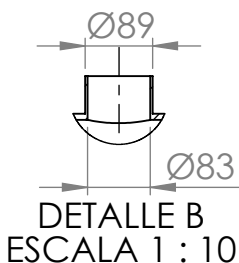
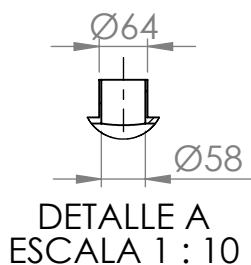
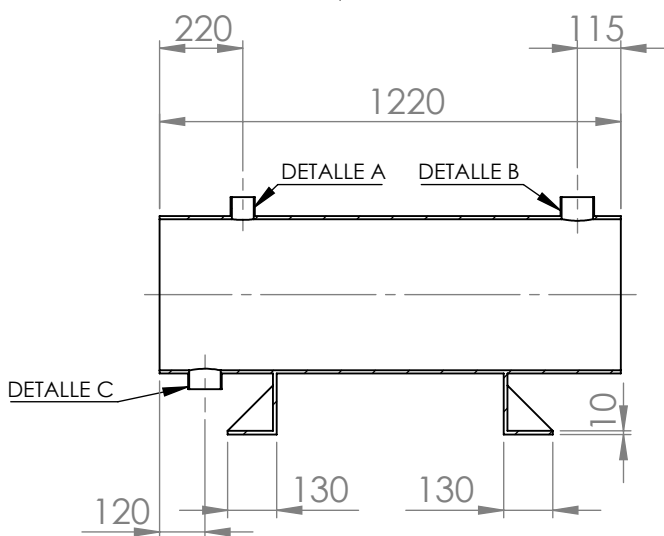
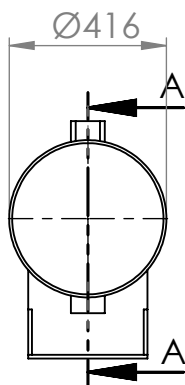
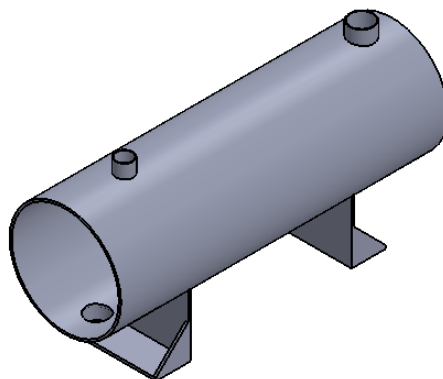
C

B

B

A

A



SECCIÓN A-A

ESPOL

PROYECTO:

Diseño térmico y mecánico de un condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas, utilizando normas ASME y TEMA.

NOMBRE

Juan Palomino P.

DIBUJ.

Juan Paredes V.

CONJUNTO:

Condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas.

MATERIAL:

Acero ASTM 516
Gr 70

TÍTULO:

Coraza

A4

1.05

APROB

M.Sc. Vicente Adum

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

ESCALA 1:10

Hoja 6 de 9

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

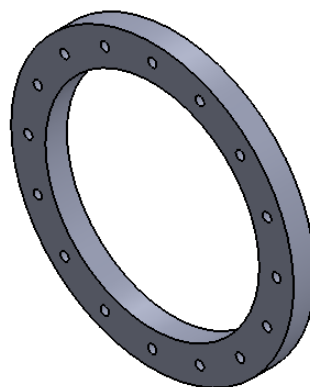
D

C

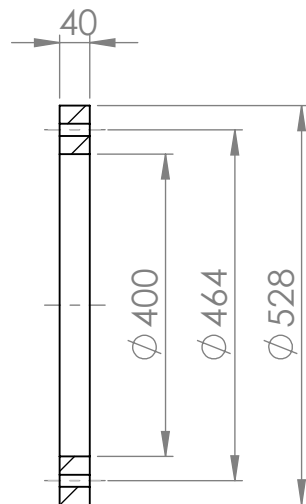
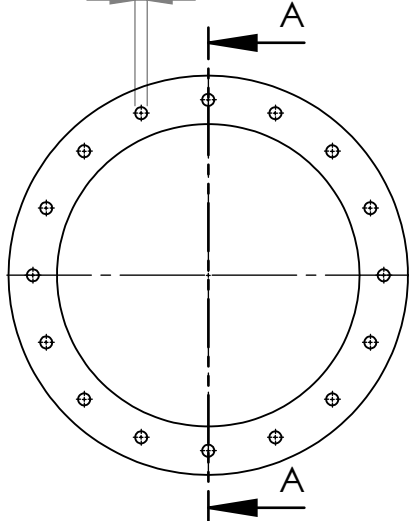
C

B

B



16 x $\varnothing 16$ espaciados equidistantemente



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

ESPOL

PROYECTO:

Diseño térmico y mecánico de un condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas, utilizando normas ASME y TEMA.

NOMBRE

Juan Palomino P.

DIBUJ.

Juan Paredes V.

CONJUNTO:

Condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas.

MATERIAL:

Acero A36

TÍTULO:

Brida posterior

A4

1.06

A

APROB

M.Sc. Vicente Adum

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

ESCALA 1:10

Hoja 7 de 9

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

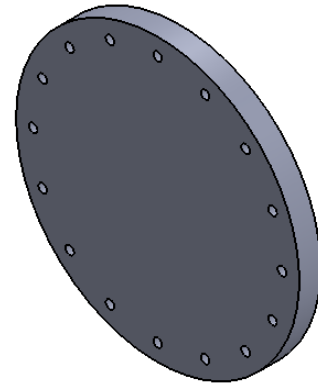
D

C

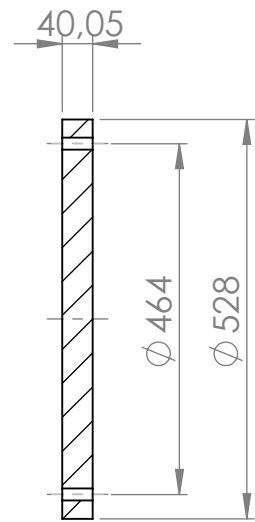
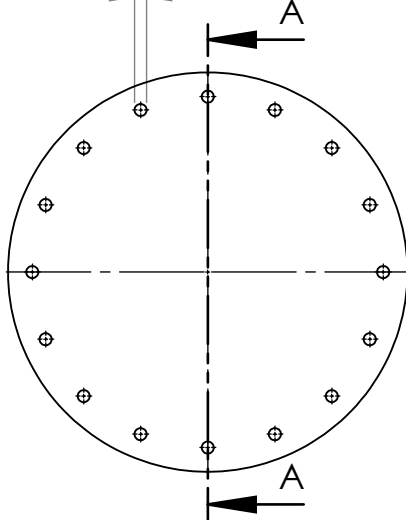
C

B

B



16 x $\varnothing 16$ espaciados equidistantemente



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

ESPOL

PROYECTO:

Diseño térmico y mecánico de un condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas, utilizando normas ASME y TEMA.

NOMBRE

Juan Palomino P.

DIBUJ.

Juan Paredes V.

CONJUNTO:

Condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas.

MATERIAL:

Acero A36

TÍTULO:

Tapa posterior

A4

1.07

APROB

M.Sc. Vicente Adum

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

ESCALA 1:10

Hoja 8 de 9

4

3

2

1

A

A



ESPOL

PROYECTO:
Diseño térmico y mecánico de un condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas, utilizando normas ASME y TEMA.

NOMBRE
Juan Palomino P.

DIBUJ.
Juan Paredes V.

CONJUNTO:
 Condensador de CO₂ con microaletas internas y aletas integrales externas.

VERIF.
M.Sc. Carola Sánchez

TÍTULO:
Vista en explosión

A3

1.S1

APROB.
M.Sc. Vicente Adum

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

ESCALA 1:10

Hoja 9 de 9