



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

“METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA EL
DISEÑO TÉRMICO DE UN RECUPERADOR DE
CALOR PARA FLUJOS EN DOS FASES”

Que para obtener el Título de

INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

ARIS ITURBE HERNÁNDEZ

Director: M.I Eliseo Martínez Espinosa

Ciudad Universitaria Mayo 2010



AGRADECIMIENTOS:

A Dios.

A mis padres: Norma Hernández Rangel y Florencio Iturbe Gonzalez.

A mi hermano Adriot F. Iturbe Hernández y familia.

A mi director de tesis M.I Eliseo Martínez Espinosa, tutor Dr. William Vicente y Rodríguez, al
Dr. Martin Salinas Vázquez.

A mis amigos y compañeros de la carrera e instituto de ingeniería.

Y a todas los profesores que durante mi estancia en esta gran universidad se preocuparon y
ocuparon de que transmitir su conocimiento a personas que nos interesa.

Índice de contenido

NOMENCLATURA.....	1
OBJETIVOS.....	4
METAS.....	4
JUSTIFICACIÓN.....	5
CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN.....	7
CAPÍTULO 2 METODOLOGÍA DEL CÁLCULO.....	11
2. Modelos para la transferencia de calor y caída de presión del intercambiador.....	12
2.1. Modelado de dos fases aplicado a la parte interna.....	13
2.1.2 Transferencia de Calor.....	13
2.1.3 Caída de presión.....	15
2.1.3.1 Componente por fricción (ΔP_{fi}).....	15
2.1.3.2 Componente por aceleración (ΔP_a).....	18
2.1.3.3 Componente por retorno (ΔP_b).....	18
2.2 Modelado de una fase aplicado a la parte externa.....	19
2.2.2 Transferencia de Calor.....	19
2.2.3 Caída de Presión.....	20
CAPÍTULO 3 APLICACION DE LA METODOLOGÍA DE CÁLCULO.....	21
Generalidades del intercambiador considerando en el presente trabajo.....	26
CAPÍTULO 4 ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES.....	28
CONCLUSIONES:.....	34
TRABAJO FUTURO:.....	36
RECOMENDACIONES:.....	36
REFERENCIAS:.....	37
APENDICE A0.....	39
APENDICE A1.....	40
APENDICE B.....	41
APÉNDICE C.....	43
APENDICE D.....	47

OBJETIVOS

General.

- Desarrollar una metodología de cálculo para el diseño térmico de un recuperador de calor para flujos en dos fases, que permita su integración al diseño de una caldera de recuperación de calor de circulación forzada.

Particulares

- Desarrollo de un software de cálculo que permita su integración al diseño de calderas de recuperación de calor.
- Analizar diferentes dimensiones de aleta y configuraciones en el arreglo de tubos.

METAS

- La obtención de un software de cálculo.
- Presentación del trabajo en un congreso nacional.

JUSTIFICACIÓN

Actualmente existe una gran preocupación por la alteración del sistema climático mundial, ocasionado por la acumulación de gases de efecto invernadero. Una meta mundial es la reducción de estos gases en poco más de 5% en promedio respecto a los niveles que se tenían en 1990 durante el período de 2008-2012 (Protocolo de Kyoto [1]). Existen diversos mecanismos para minimizar las emisiones de GEI como la sustitución de combustibles fósiles por fuentes alternas de energía (solar, eólica, etc.) uso de combustibles con nulo contenido de carbono como el hidrógeno, el desarrollo de tecnologías nucleares como la fusión nuclear o la disminución en el consumo de combustibles fósiles mediante procesos de generación de energía más eficientes. Una opción de impacto inmediato que no requiere cambios importantes en la infraestructura del sector industrial es el planteamiento de proyectos de recuperación de energía térmica. En este tipo de proyectos se puede lograr el máximo aprovechamiento de la energía residual de los gases de combustión en recuperadores de calor compactos y se estima que se pueden llegar a eficiencias en los equipos de combustión de 86% (DOE Energy Tips-steam [2]).

Un recuperador de calor básicamente es un intercambiador de calor compacto (Figura 1 y 2) que utiliza los gases de combustión como fuente de energía para el calentamiento de fluidos de trabajo, precalentamiento de fluidos para combustión o generación de vapor.

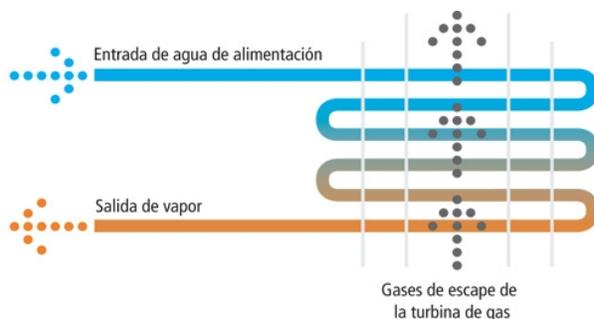


Fig. 1 Configuración de los fluidos



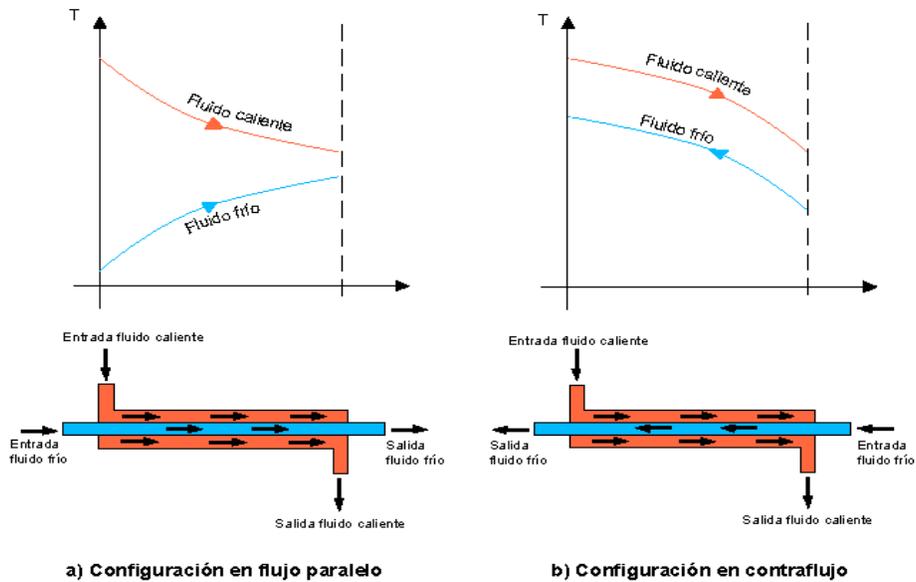
Fig. 2 Evaporador compacto

Los gases se enfrían a temperaturas mayores al punto de rocío de los gases ácidos para evitar problemas de corrosión. Sin embargo, en la mayoría de los casos las temperaturas en los tubos son superiores al punto de rocío de los gases y por ende, es viable una mayor recuperación de energía. Por lo tanto, en el presente trabajo se plantea el desarrollo de una metodología de cálculo de recuperadores de calor para flujos en dos fases (evaporador) que permita el diseño óptimo de estos equipos.

CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN

Conceptos y definiciones del intercambiador de calor.

Un recuperador de calor es un aparato que facilita el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes evitando que se mezclen entre sí. El recuperador de tubo doble está constituido por dos tubos concéntricos de diámetros diferentes. Uno de los fluidos fluye por el interior de menor diámetro a una temperatura menor (T_i) y el otro fluye por el espacio anular entre los dos tubos a una temperatura mayor (T_e). En este tipo de recuperadores son posibles dos configuraciones en cuanto a la dirección del flujo de los fluidos: contra flujo y flujo paralelo. En la configuración de flujo paralelo los fluidos entran por el mismo extremo y fluyen en el mismo sentido. En la configuración en contra flujo los fluidos entran por extremos opuestos y fluyen en sentidos opuestos. En un recuperador de calor en flujo paralelo la temperatura de salida del fluido de menor temperatura nunca puede ser superior a la temperatura de salida del fluido caliente. En un recuperador de calor en contra flujo la temperatura de salida del fluido interno (T_{i2}) puede ser superior a la temperatura de salida del fluido anular (T_{e2}). El caso límite se tiene cuando T_{i2} es igual a la T_{e1} . La temperatura de salida del fluido interno T_{i2} nunca puede ser superior a T_{e1} .



Los recuperadores de calor aprovechan la energía térmica contenida en los gases de escape, producto de la combustión en cualquier proceso industrial. Dentro de estos equipos se tienen superficies extendidas de intercambio de calor en forma de bancos de tubos. En las centrales de ciclo combinado los gases de escape de la turbina de gas se utilizan para generar vapor en las calderas de recuperación (HRSG, Fig.3). En la industria rara vez se dispone de espacios grandes por lo que el tamaño de la caldera de recuperación debe ser el menor posible, lo cual nos lleva a un diseño de recuperadores de calor compactos. El diseño de recuperadores de calor requiere un cálculo adecuado de los fenómenos de transferencia de calor y de la dinámica de fluidos. En la actualidad, existen dos métodos principales de diseño; el que utiliza técnicas de dinámica de fluidos computacional (CFD) y el que utiliza modelos semiempíricos. El método CFD proporciona información completa y detallada de las variables relevantes de los fenómenos termodinámicos y los evalúa con cierta precisión, dependiendo de los modelos usados. Sin embargo, esta técnica requiere una buena infraestructura computacional, teórica y de grandes tiempos de cálculo, no siempre disponibles en el sector industrial. Los modelos semiempíricos permiten una evaluación rápida y sencilla de los fenómenos termodinámicos, con una infraestructura computacional mínima. Sin embargo, la información proporcionada no es detallada y la precisión de los resultados esta en función de las correlaciones utilizadas. Por lo tanto, se analizará el método semiempírico para el análisis de recuperadores de calor a nivel industrial.

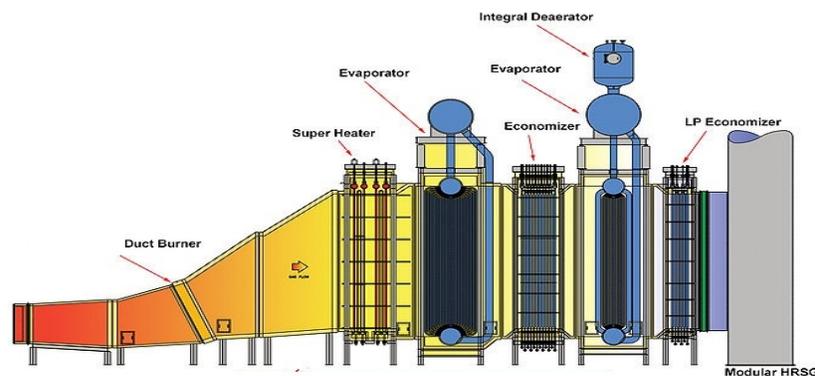


Fig. 3. Caldera de recuperación de vapor.

Los tubos aletados helicoidal mente (Fig.4) se han utilizado para obtener diseños de recuperadores de calor compactos porque la turbulencia y transferencia de calor de un flujo de gases calientes se incrementa. Sin embargo, la caída de presión de los gases también aumenta y puede presentarse un problema de contra presión. Por lo tanto, el uso de modelos predictivos adecuados permitirá la obtención de diseños más eficientes y con menor riesgo de que se presenten problemas operativos.



Figura 4. Tubo aletado helicoidalmente segmentado.

Existen algunos trabajos que se han enfocado al análisis de tubos aletados helicoidal mente o de recuperadores de calor compactos. La mayoría de los estudios, se han enfocado al análisis de tubos con aletas helicoidales sólidas como el trabajo desarrollado por Genic y col. [3]. Existen pocos trabajos enfocados al análisis de tubos con aletas helicoidales y segmentadas y por consiguiente hay pocos modelos para evaluar la transferencia de calor y caída de presión. Entre los estudios más utilizados para el análisis de tubos con aletas helicoidales y segmentadas, se encuentra el trabajo desarrollado por Weierman [4, 5], quien desarrolló correlaciones para la transferencia de calor y factor de fricción de arreglos de tubos en línea y estratificados. Estas correlaciones fueron modificadas por la empresa ESCOA [6, 7] (Extended Surface Corporation of America) para obtener mejores modelos predictivos. Posteriormente, Nir [8] presentó correlaciones de fácil aplicación pero con desviaciones del orden de 10%. Finalmente, Kawaguchi y col. [9] presentaron modelos más recientes pero que no han sido validados experimentalmente aún. Actualmente, algunos autores como Martin [10, 11] ha tratado de utilizar la ecuación generalizada de Lévêque [12] para geometrías complejas. Sin embargo, los resultados todavía no han sido concluyentes.

Algunos de los modelos descritos anteriormente han sido validados experimentales en equipos e instalaciones académicas como lo muestran los trabajos desarrollados por Hoffmann y col. [13], quienes validaron las correlaciones de Weierman [4, 5] and Lévêque [12]. Otros autores como Naess [14, 15] han validado experimentalmente el modelo de Weierman [4, 5] y Nir [8] con mejores resultados en las correlaciones de Weierman [4, 5].

En la parte interna el coeficiente convectivo fue calculado utilizando el modelo de Dumont y Heyen [24], este modelo se considera el cálculo de los coeficientes convectivos por separado para cada una de las fases. Para evaluar cada una de las fases se empleo el modelo de Geniliski, que de acuerdo con Bejan [20] es el mejor modelo disponible en la literatura abierta. Para la caída de presión interna el modelo de Beattie-Whalley corregido por Friedel, de acuerdo a Ghiaasiaan [19] es uno de los métodos mas precisos disponible hasta hoy en día. Esta correlación se basa en un banco de datos muy amplio y es aplicable para flujos de dos fases en uno o dos componentes.

Los modelos de Kaguaguchi y Weierman se emplearon para el calculo de la parte externa, que de acuerdo con Martínez [23] son los que tienen los mejores resultados. El modelo de Kaguaguchi es el que se adapta a las condiciones planteadas en el presente trabajo, por lo tanto es el que se utilizara. La caída de presión externa se calculó con el modelo de Weierman [6,7]. En el análisis se consideró un máximo valor permisible de 248.9 [Pa] (1 pulgada columna de agua) [22] para evitar problemas operacionales. Los resultados que se obtengan del presente estudio ayudarán a comprender mejor el comportamiento de este tipo de equipos y permitirán tener una base experimental para estudios más detallados como las simulaciones numéricas.

CAPÍTULO 2 METODOLOGÍA DEL CÁLCULO

La metodología de cálculo del RACHS se realizó con el método de la Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica (DTML) el flujo de calor (Q^*) del recuperador de calor es:

$$Q^* = A * U_0 * \Delta T \quad (A)$$

La diferencia de temperatura media logarítmica entre los fluidos anular (Te) e interno (Ti)

$$\Delta T = \frac{(Te1 - Ti2) - (Te2 - Ti1)}{\ln \frac{(Te1 - Ti2)}{(Te2 - Ti1)}} \quad (B)$$

El método DTML considera la evaluación de los coeficientes convectivos de transferencia de calor al interior y exterior de la tubería aletada, factores de ensuciamiento típicos dependientes de los materiales utilizados, geometría de la tubería y la resistencia térmica para la evaluación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor (U_0). Este coeficiente se determina en base a la superficie exterior del arreglo de tubos como se muestra en la siguiente ecuación:

$$U_0 = \frac{1}{\frac{A_0 + A_0 R_{f0}(h_0 + h_r)}{(h_0 + h_r)(\eta_f A_f + A_i)} + \frac{e_w A_0}{k_w A_i} + \left(\frac{1}{h_i} + R_{fi}\right) \frac{A_0}{A_i}} \quad (1)$$

El coeficiente por radiación de (h_r) puede despreciarse si la temperatura de los gases de combustión es menor a 300°C [8], como es el caso del presente estudio. El modelo propuesto por Shah [25] que son dependientes del tiempo y variables que no aplican en este caso, por lo cual dichos factores interno (R_{fi}) y externo (R_{f0}), considerados en el presente trabajo se determinaron mediante tablas (Apéndice D). En el caso de las propiedades térmicas de los materiales y gases de combustión se utilizaron tablas de Ganapathy [8] tales como k_w , que es la conductividad térmica del tubo.

2. Modelos para la transferencia de calor y caída de presión del intercambiador

En los recuperadores de Calor con tubos Aletados Helicoidalmente y Segmentados (RCAHS) se incrementa la transferencia de calor del flujo de externo, sin embargo la caída de presión de los gases aumenta y puede presentarse un problema de contra-presión. Por lo tanto, el uso de de los modelos predictivos adecuados permitirá la obtención de diseños mas eficientes y con menor riesgo de que se presente problemas operativos. A continuación, se presenta el análisis del RCAHS, considerando para su estudio la parte interna y externa del banco de tubos por separado.

Primero se analizara la parte interna, en donde los modelos para la transferencia de calor de Dumont – Heyen [24]. y el modelo de Geniliski , que de acuerdo con Bejan [20] es el mejor modelo disponible en la literatura abierta. Para la caída de presión el flujo en dos fases se obtiene con el modelo de Beattie - Whalley corregido por Friedel, que de acuerdo a Ghiaasiaan [19] es uno de los métodos mas precisos disponible en la literatura abierta. Esta correlación se basa en un banco de datos muy amplio. Es aplicable para flujos de dos fases en uno o dos componentes

A continuación, para la parte externa, en el calculo del coeficiente convectivo externo, se emplearon los modelos de Kaguaguchi y Weiermar , que de acuerdo con Martínez [23] son los que tienen los mejores resultados. La caída de presión externa se calculó con el modelo de Weierman[6,7], según Martínez es el mejor modelo predictivo ya que sus valores son siempre superiores a los datos experimentales, y tiene la mejor precisión (más del 89%). En el análisis de la caída de presión, se consideró un máximo valor permisible de 248.9 [Pa] (1 pulgada columna de agua) [22] para evitar problemas operacionales tales como contra flujo.

Para determinar las propiedades térmicas de los fluidos del tubo aletado, se utilizaron tablas de propiedades (apéndice C) para los gases residuales, tablas de vapor de agua, así como tablas de propiedades para el agua disponibles en cualquier texto de mecánica de fluidos, transferencia de calor y termodinámica:

$$273 \text{ K} < T < 100 \text{ K}, P < 1000\text{bar}$$

$$1100 \text{ K} < T < 2000 \text{ K}, P < 100\text{bar}$$

2.1. Modelado de dos fases aplicado a la parte interna

2.1.2 Transferencia de Calor

El modelo de Dumont y Heyen [24] se utilizo para el cálculo del coeficiente convectivo interno (h_i), con la siguiente ecuación:

$$h_i = \sqrt[3]{h_{\text{conv}}^3 + h_B^3} \quad (2)$$

Para el coeficiente de convección tenemos:

$$\left(\frac{h_{\text{conv}}}{h_{10}}\right)^{-2} = \left[(1-x) + 1.2x^{0.4}(1-x)^{0.01} \left(\frac{\rho_{\text{liq}}}{\rho_{\text{vap}}}\right)^{0.37} \right]^{-2.2} + \left[\frac{h_{g0}}{h_{10}} x^{0.01} (1+8(1-x)^{0.7} \left(\frac{\rho_{\text{liq}}}{\rho_{\text{vap}}}\right)^{0.67}) \right]^{-2} \quad (3)$$

El modelo de Dumont considera el cálculo de los coeficientes convectivos por separado para cada una de las fases . El coeficiente convectivo de cada fase se determino con el modelo de Geniliski (ec.4), que de acuerdo con Bejan [20] es el mejor modelo disponible en la literatura abierta.

$$\text{Nu} = \frac{h d_i}{k} = \frac{(f_i/8)(Re-1000)\text{Pr}}{1+12.7\sqrt{(f_i/8)}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \quad (4)$$

$$f_i = \frac{1}{(1.82\log_{10} Re - 1.64)^2}$$

Reescribiendo la ecuación 4 se tiene:

$$h_{10} = \frac{k \left(\frac{1}{8\sqrt{(1.82\log_{10} Re_{10}) - 1.64}} \right) (Re_{10} - 1000) \text{Pr}}{d_i \left(1 + 12.7 \sqrt{\left(\frac{1}{8\sqrt{(1.82\log_{10} Re_{10}) - 1.64}} \right) (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \right)} \quad (5)$$

donde Re_{10} es el Reynols fase liquida, k es la conductividad térmica del liquido o vapor y Pr el número de Prandlt.

$$Re_{10} = \frac{G d_i}{\mu_l} \quad (6)$$

$$G = \frac{m_{interno}}{N_r A_i} \quad (7)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (8)$$

Para fase solo vapor tenemos:

$$h_{g0} = \frac{k \left(\frac{1}{8 \sqrt{(1.82 \log_{10} Re_{g0}) - 1.64}} \right) (Re_{g0} - 1000) Pr}{d_i \left(1 + 12.7 \sqrt{\left(\frac{1}{8 \sqrt{(1.82 \log_{10} Re_{g0}) - 1.64}} \right) (Pr^{2/3} - 1)} \right)} \quad (9)$$

Para la fase gaseosa el número de Reynolds se calcula:

$$Re_g = \frac{G d_i}{\mu_g} \quad (10)$$

En la etapa de ebullición se presentan distintos patrones de flujo que ocasionan un cambio en la tasa transferencia de calor. El coeficiente debido a la ebullición se obtuvo mediante a la ecuación (11):

$$h_B = \psi 18418 \left(\frac{q_o}{15 \times 10^4} \right)^{n(p_o)} \left[2.692 p_o^{0.43} + \frac{1.6 p_o^{6.5}}{1 - p_o^{4.4}} \right] \left(\frac{0.01}{d_i} \right)^{0.5} \left(\frac{R_a}{10^{-6}} \right)^{0.133} \left(\frac{G}{100} \right)^{0.25} \left[1 - p_o \left(\frac{q_o}{q_{PB}} \right) \right] \quad (11)$$

$$n = k(0.8 - 0.13) \times 10^{(0.66 p_o)} \quad (12)$$

$$q_{PB} = 9.19 \times 10^6 p_o^{0.4} (1 - p_o) \quad (13)$$

$$p_o = \frac{p}{p_c} = \frac{p}{220.34} \quad (14)$$

El cambio en la tasa de transferencia de calor ocasionada por los distintos patrones de flujo (presentados en el apéndice C) son considerados mediante el factor de corrección experimental Ψ y K para HRSG de la Tabla 1.

Tabla 1 Valores de coeficientes de corrección

	Valor Mínimo	Valor máximo	Valor para HRSG
K	0.72	1	0.81
Ψ (flujo anular	0.74	1	0.87
Ψ (flujo de tapón)	0.65	1	0.8
Ψ (estratificado - en ondas)	0.45	0.86	0.65

2.1.3 Caída de presión

La ecuación de momento para mezclas en dos fases [6], se utilizó para el cálculo la caída de presión de interna ΔP_{ifinal} , se consideran tres componentes: por fricción (ΔP_{fi}), aceleración (ΔP_a) y por retorno (ΔP_b).

$$\Delta P_{ifinal} = \Delta P_{fi} + \Delta P_a + \Delta P_b \quad (15)$$

2.1.3.1 Componente por fricción (ΔP_{fi}).

En el modelo para mezclas homogéneas (MH) se asume una mezcla homogénea en las dos fases y que se fluyen a una misma velocidad. Una manera simple para calcular la caída de presión en dos fases con el modelo para mezclas homogéneas (MH) puede obtenerse haciendo una analogía con el flujo para una sola fase.

En dicha analogía se considera un flujo homogéneo a lo largo de una tubería unidimensional y recordando que para un flujo turbulento en una fase tenemos la ecuación (17).

Del lado derecho de la ec. (16) tenemos el gradiente de presión en términos de una sola fase que resulta de la analogía anterior, multiplicada por un factor de corrección propuesto por Friedel, que de acuerdo con Ghiaasiaan [6] es el mejor factor de corrección para flujos en dos fases en tubos horizontales disponible en la literatura abierta. Mientras que en el lado izquierdo de la ec.(16) tenemos el gradiente de presión debido a la fricción en términos de las dos fases.

$$[\Delta P_{fi}]_{\text{fases}} = [\Delta P_{fi}] \Phi_{L0}^2 \quad (16)$$

$$\Delta P_{fi} = 4 f_p \frac{1}{d_i} \frac{G^2}{2 \rho_p} \quad (17)$$

El factor de fricción en dos fases, f_p es determinado con el modelo de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f_p}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re_p \sqrt{f_p}} \right) \quad (18)$$

donde ε/D es la rugosidad relativa, Re_p es el número de Reynolds para dos fases determinados por la expresión:

$$Re_p = \frac{G d_i}{\mu_p} \quad (19)$$

La viscosidad dinámica μ_{tp} de las dos fases es calculada con la correlación de McAdams [5], ampliamente utilizada en mezclas homogéneas para vapor- líquido en dos fases es:

$$\mu_{tp} = \left(\frac{x}{\mu_{g0}} + \frac{1-x}{\mu_{l0}} \right)^{-1} \quad (20)$$

de manera semejante se calcula ρ_{tp} que es la densidad de las dos fases:

$$\rho_{tp} = \left(\frac{x}{\rho_{g0}} + \frac{1-x}{\rho_{l0}} \right)^{-1} \quad (21)$$

El factor de corrección para el flujo horizontal en dos fases utilizado fue el de Friedel (Φ_{L0}^2),

$$\Phi_{L0}^2 = A + 3.24x^{0.78} (1-x)^{0.24} \left(\frac{\rho_{l0}}{\rho_{g0}} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_{g0}}{\mu_{l0}} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_{g0}}{\mu_{l0}} \right)^{0.7} Fr^{-0.0454} We^{-0.035} \quad (22)$$

donde We es el número de Weber definido como $We = \frac{G^2 d_i}{\rho_{tp} \sigma}$ y el número de Freud es definido como $Fr = \frac{G^2}{d_i g \rho_{tp}^2}$, mientras que el parámetro A se calcula con la ecuación:

$$A = (1-x)^2 + x^2 \rho_{l0} f_{g0} (\rho_{g0} f_{l0})^{-1} \quad (23)$$

donde los parámetros f_{g0} y f_{l0} son los factores de fricción monofásica, que son calculados usando la ecuación (24), considerando $Re_{j0} = \frac{G d_i}{\mu_{j0}}$ donde $j = l0$ o $g0$. Para régimen de flujo turbulento ($Re_{j0} > 1500$) Friedel [6] recomienda:

$$f_{j0} = 0.25 \left[0.86859 \ln \left\{ \frac{Re_{j0}}{1.964 \ln Re_{j0} - 3.8215} \right\} \right]^{-2} \quad (24)$$

Finalmente acoplando la ecuación (23) y la ec.(24) el factor de corrección de Friedel resulta:

$$\Phi_{L0}^2 = (1-x)^2 + x^2 \rho_{l0} f_{g0} (\rho_{g0} f_{l0})^{-1} + 3.24x^{0.78} (1-x)^{0.24} \left(\frac{\rho_{l0}}{\rho_{g0}}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_{g0}}{\mu_{l0}}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_{g0}}{\mu_{l0}}\right)^{0.7} Fr^{-0.0454} We^{-0.035} \quad (25)$$

2.1.3.2 Componente por aceleración (ΔP_a)

Los términos de aceleración son a menudo importantes en flujo de dos fases. En la ebullición en estado estable, la magnitud del término aceleración es comúnmente mayor que el gradiente de presión por fricción. Obtenido con la ecuación:

$$\Delta P_a = \frac{G^2}{\rho_g} - \frac{G^2}{\rho_l} \quad (26)$$

2.1.3.3 Componente por retorno (ΔP_b)

La componente para la caída de presión por retorno esta definido por:

$$\Delta P_b = \Phi_{L0} K \frac{G^2}{2\rho_g} \quad (27)$$

donde K es el coeficiente de pérdida obtenido de tablas (Apéndice A)

De manera similar a la caída de presión por fricción se utiliza un factor de corrección, la correlación de Chisholm, para dos fases en la caída de presión por retorno es:

$$\Phi_{L0} = (1-x)^2 \left(\frac{1+20}{X} + \frac{1}{X^2} \right) \quad (28)$$

donde X es el parámetro de Martinelli definido:

$$X = \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{liquido}}}{\Delta P_{\text{vapor}}}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.875} \left(\frac{\rho_{g0}}{\rho_{l0}}\right)^{0.5} \left(\frac{\eta_{l0}}{\eta_{g0}}\right)^{0.125} \quad (29)$$

2.2 Modelado de una fase aplicado a la parte externa

2.2.2 Transferencia de Calor

En la parte externa del tubo, la transferencia de calor se calculará con el modelo de Kawaguchi [5] para banco de tubos aletados helicoidalmente y segmentados. El modelo esta en términos del número Nusselt, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$Nu = A_2 R e_v^{0.784} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{s_f}{d_v}\right)^{-0.062} \quad (30)$$

para $7000 \leq Rev \leq 50000$ y $0.112 \leq sf/dv \leq 0.198$

donde A_2 es el coeficiente para fila de tubos aletados, depende de N_L , es el número de filas por las que pasa el flujo, los valores comerciales son en listados en la siguiente tabla 2. Re_v es el número Reynolds equivalente en volumen, sera determinado como sigue:

$$Re_v = \frac{G d_v}{\rho_{\text{aire}} v_{\text{aire}}} \quad (31)$$

El d_v es el diámetro equivalente en volumen d_v

$$d_v = \sqrt{t_f n_f \{(d_0 + 2 \cdot h_f)^2 - d_0^2\} + d_0^2} \quad (32)$$

donde t_f , n_f y h_f son el espesor, el número y altura de la aleta, respectivamente, d_0 es el diámetro exterior del tubo liso.

Tabla 2 Coeficiente para filas de tubos aletados segmentados

N_L	3	4	5	6
A2	0.0500	0.0576	0.0618	0.0635

2.2.3 Caída de Presión

La caída de presión de los gases se calculó con el modelo de Weierman [3]. En el análisis se consideró un máximo valor permisible de 248.9 [Pa] (1 pulgada columna de agua) [13] para evitar problemas operacionales.

Con la referencia anterior se determinó la caída de presión de los gases residuales mediante la siguiente correlación empírica:

$$\Delta P_0 = \frac{(f_0 + A)G^2 N_r}{1.083 \times 10^9 \rho_{gp}} \quad (34)$$

donde f_0 es el factor de fricción, ρ_{gp} es la densidad de la fase gaseosa y N_r número de líneas de tubos. A esta definida con la siguiente expresión:

$$A = \frac{(1 + B^2) \rho_{gp}}{4N_r} \quad (35)$$

donde B esta definido como el cuadrado de la relación entre el área libre de la superficie exterior del tubo y el área exterior total del superior de calentamiento.

El factor de fricción f para diño en el banco de estratificado es:

$$f_{0s} = 0.07 + 8R e^{-0.45} \left[0.11 \left(\frac{0.05 S_T}{d_0} \right)^{-0.7} \left(\frac{L}{s_f} \right)^{0.23} \right] \left[1.1 + (1.8 - 2.1 e^{-0.15 N_r^2}) e^{-2 \left(\frac{S_L}{S_T} \right)} - (0.7 - 0.8 e^{-0.15 N_r^2}) e^{-0.6 \left(\frac{S_L}{S_T} \right)} \right] \left(\frac{d_f}{d_0} \right)^{0.5} \left(\frac{T_b}{T_f} \right)^{-0.25} \quad (36)$$

CAPÍTULO 3 APLICACION DE LA METODOLOGÍA DE CÁLCULO

En este capítulo se presenta una galería de imágenes de uno de los entornos de trabajo que se utilizaron en el software realizado.

Modulo 1-A Menú de opciones

MENU DE OPCIONES	
Fluido Exterior	Diámetros de tubo nominales:
1 Aire	0.38
2 Gases de gas natural	0.5
3 Gases de fuel-oil	0.63
4 Gases de Turbogas	0.75
	1
Fluido Interior	
5 Agua líquida	1.25
6 Fluido térmico	1.5
7 Aire	1.75
8 Gases de fuel-oil	2
9 Vapor de agua	2.5
	3
Materiales:	
A Acero al carbón	
B Cobre	
C Aluminio	
Tipo de arreglo:	Tipo de Interccambiator
11 Sólido en Línea	P Paralelo
12 Sólido Estratificado	C Contracorriente
21 Serreteada en Línea	
22 Serreteada Estratificada	
Opciones	Elección
Elige el fluido exterior (1 - 4)	2 Gases-GN
Elige el fluido interior (5- 9)	5 Agua
Material del tubo (A o B)	A Acero al carbón
Material de la aleta (A o C)	A Acero al carbón
Diámetro nominal del tubo	2 ###
Elige un Arreglo (11, 12, 21, 22)	22 Estratificado
Tipo de aleta	Serreteada
Tipo de presión de trabajo (alta, baja)	baja Tubo Fluxing
Operación del equipo (C o P)	C Contracorriente

Figura 5 Modulo 1-A

Modulo 1-B Parámetros de diseño

PARÁMETROS DE DISEÑO			
Datos de Diseño	SI		
Longitud efectiva del tubo	m	3.4	
Número de tubos por línea		12	Nr
Número de líneas de tubos propuesto		6	Nt
Paso Transversal	m	0.1143	
Paso Longitudinal	m	0.0991	
Paso Diametral	in		
Datos capturados para base de datos			
Diámetro exterior del tubo	m	0.0508	
Espesor del tubo	m	0.00305	
Número de aletas por pulgada			
Altura de la aleta	m	0.02540	
Espesor de la aleta	m	0.00124	
Área de las obstrucciones (sección transversal)			
Segmento de la aleta	m	0.00394	
Area de la aleta	m ²	0.01000	
Condiciones de Operación			
Temperatura inicial del fluido exterior (Te1)	°C	450	
Temperatura final del fluido exterior (Te2)	°C	225	
Temperatura inicial del fluido interior (Ti1)	°C	100	
Flujo másico del fluido exterior	kg/s	9	
Flujo másico del fluido interior	kg/s	6.5	
Presión de los gases	kPa	100	
Temperatura de saturación del fluido interior	°C	114	
Temperatura final del fluido interior Ti2(propuesta)		150	
Radio de curvatura	m	0	

Figura 6 Modulo 1-B

Modulo 2-B Calculo del coeficiente convectivo interno

Cálculos para coeficiente convectivo solo vapor			Cálculo coeficiente debido a convección		
	(Prg0 ² /3)-1	0.003081133	numer	t*hl0 ² Z ^{1.1}	1387603.201
	Gdi	15.42752332 Kg/ms	denom3	raiz d t ² +2 ² .2.2	52.91291537
Reg0	Reynolds fase gas	1004660.059			
Prg0	Prandlt interno solo gas	1.004625258	hconv	Coeficiente convectivo	26224.28175 W/m ² C
	(Reg0-1000)Prg0	1008322.338			
Cálculo del coeficiente debido a ebullición					
fig0	Factor interno vapor (Gnielinski)	0.01160269	q*	Flujo de calor	2572.595468 BTU/s
	ξ/8	0.001450336			
	raiz d ξ/8	0.03808328	p*	Relacion de presiones	0.037472806
numerador	k*ξ/8*Reg0-100*Prg0	41.9700263	n	constante para nucleación	0.709262265
	(ξ/8)*(Prg0 ² /3)-1	4.46868E-06	d3	18418*(q*/15e4) ⁿ	310270.5606
	raiz d (ξ/8)*(Prg0 ² /3)-1	0.002113925	d4	2.692*p**0.43	0.655802442
	1+12.7*raiz d (ξ/8)*(Prg0 ² /3)-1	1.026846848	d5	1.6*p**6.5	8.57582E-10
denom	r6i ² di	0.045304161	d6	1-p**4.4	0.99999947
			d7	(0.01/di) ^{0.5}	0.472962609
hg0	Coeficiente conv. Fase vapor	914.296764 W/m ² C	d8	(Ra/10 ⁶ .6) ^{0.133}	0.219825092
	(1-x)	0.86	d9	(G/100) ^{0.25}	1.362973641
	(1-x) ^{0.01}	0.998492908	d10	1-p**0.1	0.279935132
	(1-x) ^{0.7}	0.899806064	qcorb	3.19 ⁶ *p**0.4*(1-p*)	155880.7778 W/m2
	1.2*x ^{0.4}	0.546553224	e0	(q ⁴ /qcorb)	0.016503609
grad	(ρ1000-g0) ^{0.37}	5.321270188	e1	d5/d6	8.57582E-10
	(1-x)+1.2*x ^{0.4} *(1-x) ^{0.01}	1.405729518	e2	d4+e1	0.655802443
Z	(1-x)+1.2*x ^{0.4} *(1-x) ^{0.01} *grad	7.480266575	e3	e2*d7	0.310170034
Aris N	relacion coeficientes gas-liquido	0.314125608	e4	d8*d9	0.299615806
	x ^{0.01}	0.980530891	e5	e4*d10*e0	0.001384207
dada	1+8(1-x) ^{0.7}	8.198448516	e6	e3*e5	0.00042934
grad2	(ρ1000-g0) ^{0.67}	20.63841655	hiB	e6*d3	133.2114245 W/m ² C
fru	Aris N*x ^{0.01}	0.308009862			
dash	dada*grad2	169.2029955	Cálculo de coeficiente convectivo interno final		
t	fru*dash	52.11619138	c1	hconv ³	1.80348E+13
			c2	hiB ³	2363874.509
			ct	c1+c2	1.80348E+13
Cálculo de coeficiente convectivo interno final					
	c1	hconv ³		1.8E+13	
	c2	hiB ³		2363875	
	ct	c1+c2		1.8E+13	
	hi	Coeficiente conv. interno final	26224.28	W/m ² C	

Figura 8 Cálculos para coeficiente convectivo interno.

Modulo 3 Calculo de caída de presión y coeficiente convectivo externos

CALCULOS PARA LA CAIDA DE PRESION EXTERNA Y COEFICIENTE EXTERNO				Para diseño escalonado	
		0.147ft	SI		
di	diametro interno	1.760in	4.47% m	C2	0.2
Ai	Area interna de un tubo	0.461ft ² /ft	14.04% m²/m	C4	1.2
Aitotal	Area interna de los tubos	2.765ft ² /ft	25.68% m²/m	C6	0.96
df	diametro exterior de aleta	3.250in ²	0.21% m²	f	0.28
sf	espacio entre aletas	0.118in	0.30% m²	B	0.39
Ap0	Area libre de la sup ext del tubo	0.370ft ² /ft	11.27% m²/m	a	-0.02
A0	Area exterior total del superior calentamiento/L	5.787ft ² /ft	176.39% m²/m	Apext	0.87
Af0	Superficie de la aleta por longitud	5.418ft ² /ft	165.12% m²/m	Dh	Diametro hidraulico 1.54% m
AC	Area proyectada de la aleta por longitud	0.197ft ² /ft	6.01% m²/m	Ga	velocidad masica entre tubos 566.71% Kg/m²s
An	Area neta en una línea de tubos por longitud	17.099ft ² /ft	521.16% m²/m	Ln(Si-Ac)	158.81% m²
dv	diametro equivalente (en Volumen)	0.203ft	6.18% m	Gn	velocidad masica de flujo Ext 2035407.57% Kg/hrm²
f*mf	0.294	29.40%		Rev	#Reynolds equivalente h EXT 1259532.23%
(do+2bt)/²	0.073ft ²	0.68% m²		Cp	120.61% KJ/KgC
do²	0.028ft ²	0.26% m²		viscosidad	0.00% Kg/sm
(do+2bt)/²-do²	0.046ft ²	0.42% m²		do	5.08% m
f*mf/(do+2bt/²-do²)	0.013	0.12% m²		k gases	4.19% KJ/smC
				SiSi	0.98% m²
				Adv	0.30% m²
				Aa	176.40% m²/m
Dh	Diametro hidraulico	0.051ft	1.54% m	Reh	#Reynolds hidraulico (ΔP) EXTERNA 3144.0475
Ga	velocidad masica entre tubos	1.161Lb/ft ² s	566.71% Kg/m²s	Rei	#Reynolds ext 10320.9692
		17.095ft ²	158.81% m²	Pr	#Prandl tubo
Gn	velocidad masica de flujo Ext	4168.637 lb/hr ft ²	2035407.57% Kg/hrm²	Prf	#Prandl Aleta
Rev	#Reynolds equivalente h EXT	12594.199	1259532.23%	Nuss	#Nusseit (7000≤Rev≤50000)
Cp	0.288BTU/lb °F	120.61% KJ/KgC		Ad	Area ducto transversal
viscosidad	0.067lb/hr ft	0.00% Kg/sm		f	factor de fricción (flam)
do	0.167ft	5.08% m		sf/ft	factor de fricción (fturb)
k gases	0.024BTU/hr.ft °F	4.19% KJ/smC		f	factor de fricción (fturb)
SiSi	0.106ft ²	0.98% m²		hext	coef EXT de transf de calor 78.9563W/m ² °C
Adv	0.032ft ²	0.30% m²			
Aa	5.787ft ² /ft	176.40% m²/m			
Reh	#Reynolds hidraulico (ΔP) EXTERNA	3143.7672	3144.0475		
Rei	#Reynolds ext	10319.9814	10320.9692		

Figura 9 Cálculos para caída de presión y coeficiente convectivo externo.

Generalidades del intercambiador considerando en el presente trabajo

El tipo de intercambiador que se consideró en el estudio es de circulación forzada con tubos horizontales acuatubular a contracorriente.

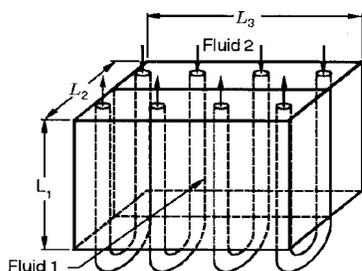


Fig. 5 Intercambiador a contracorriente

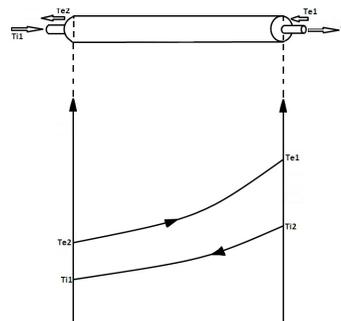
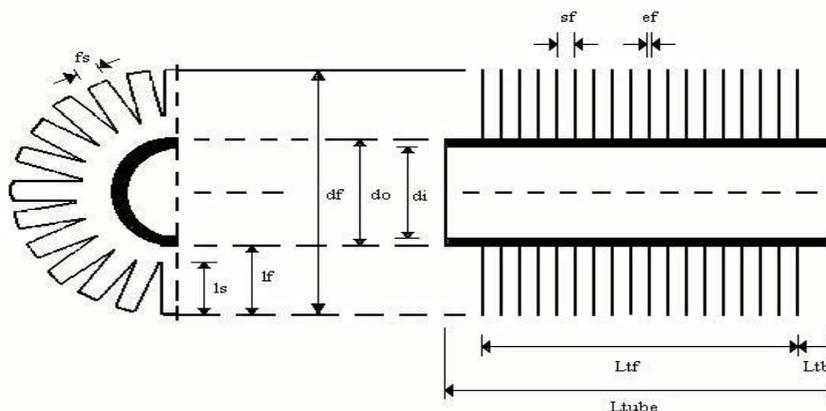


Fig. 6 Temperaturas en Contracorriente



Tubos	[mm]	Aletas	[mm]	Arreglo tubos	[mm]
d_0	50,8	l_f	30	S_T	114,3
e_w	3,05	L_s	20	S_L	99,1
d_i	47,75	e_f	1,2	Nr	12
L_{tf}	3400	s_f	3,94	Nt	6
L_{tb}	1	f_s	2	Arreglo estratificado	
L_{tube}	3500	f_d	1,2		
		d_f	50		

El conjunto de ecuaciones siguientes del apéndice A0 y los modelos para el cálculo de las propiedades termodinámicas con los valores en parámetros de diseño del recuperador de calor forman parte del programa realizado en OpenCalc V 3.1.

Dicho programa considera tres módulos, y tres librerías, el primer modulo comprende los parámetros de diseño (Figura 5) y el menú de opciones (Figura 6) en donde se capturan los datos de entrada. En el modulo 2-A se tiene los cálculos para la caída de presión interna (Fig. 7), y en el modulo 2-B los cálculos para el coeficiente convectivo interno (Fig.8). En el modulo 3 (Fig.9) se tienen los cálculos para la caída de presión y el coeficiente convectivo externos.

Cada una de las librerías contiene los datos y tablas de propiedades termodinámicas presentadas en el apéndice D

Para determinar el impacto de los coeficientes convectivo interno y externo en el coeficiente global, se partió de un valor en el coeficiente convectivo externo de 86 [W/m²K] aumentando un 10% su valor hasta llegar a un 90%, Posteriormente se dejó constante el coeficiente convectivo externo y se inició con un valor en el coeficiente convectivo interno de 25,000 [W/m²K] se incrementó porcentualmente hasta un 90%. A continuación se realizó un análisis en la relación de pasos (pitch) variando dicha relación a partir de un valor igual a 1, ya que valores menores a 1 son físicamente inviables.

Ya elegido un pitch, se procedió a un análisis para determinar una altura de aleta óptima, para poder observar el comportamiento de las variables como coeficiente de transferencia global y caída de presión externa, se propuso una adimensionalización de estas como sigue:

$$\Delta P^* = \frac{\Delta P_{calc}}{\Delta P_{max}} \quad ; \quad U^* = \frac{U_{calc}}{U_{max}}$$

donde ΔP_{calc} es la caída de presión calculada y ΔP_{max} es el valor máximo en la caída de presión.

A continuación se realizó un análisis de la parte interna referido al coeficiente convectivo, en la caída de presión con un máximo permisible de 3×10^5 [Pa], la calidad es uno de los principales

parámetros que rigen el desempeño interno, por lo cual se realizó una variación de esta en un rango del 1 al 95%, con el fin de obtener un rango de calidades óptimo para las condiciones del presente trabajo.

CAPÍTULO 4 ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Los coeficientes convectivos interno y externo impactan en distinta proporción al coeficiente global de transferencia de calor, como se muestra en la Tabla 3.1. En la tabla se presenta el impacto de cada coeficiente convectivo (interno y externo) sobre el coeficiente global de transferencia de calor. Por ejemplo, un incremento en el coeficiente convectivo interno un 100% se refleja en un aumento del coeficiente global del 4.39%. Por otra parte, al incrementar el valor del coeficiente externo en un 100% el coeficiente global aumentó un 34.87%. Los resultados muestran que la fase gaseosa es la que tiene un mayor impacto en la transferencia de calor. Por lo tanto, el coeficiente convectivo de transferencia de calor externo tiene un mayor impacto en el coeficiente global de transferencia de calor y por consiguiente domina la transferencia de calor

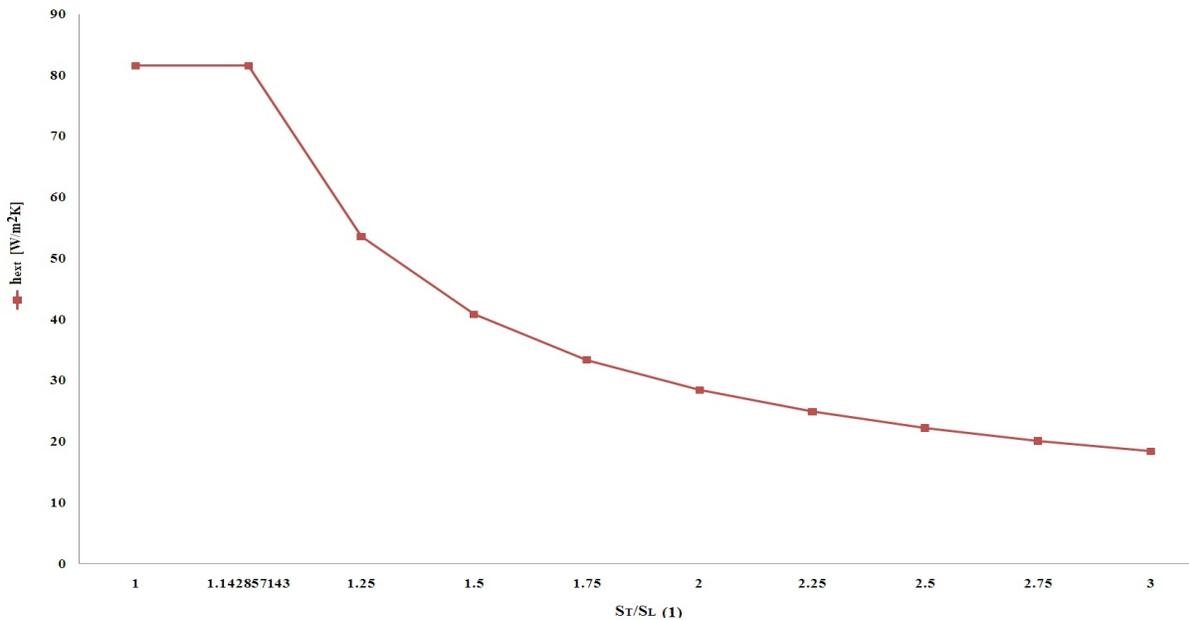
TABLA 3.1

Incremento en h_i [%]	Incremento de U [%]	Incremento en h_{ext} [%]	Incremento de U [%]
10	0.7720	10	4.9325
20	1.4245	20	9.4305
30	1.9833	30	13.5490
40	2.4672	40	17.3341
50	2.8902	50	20.8247
60	3.2633	60	24.0539
70	3.5948	70	24.0539
80	3.8912	80	29.8374
90	4.1578	90	32.4370

Tabla 3.1 Impacto de los coeficientes convectivos en el coeficiente global

A continuación se realizará un análisis enfocado a la parte externa, en donde las variables principales son: la caída de presión, coeficiente de transferencia de calor convectivo y global. En lo que se refiere al coeficiente convectivo externo algunos de los parámetros relevantes del coeficiente convectivo externo, son la altura de aleta, la proporción de pasos transversal (pitch) y longitudinal.

El análisis en la relación de pasos se realizó una variación a partir de un valor igual a 1, ya que valores menores a 1 son físicamente inviables, en la gráfica siguiente (4.1) se presenta la relación de pasos y su impacto en uno de los parámetros principales de este estudio, el coeficiente convectivo externo.



Gráfica 4.1 Coeficiente convectivo externo a distintos rangos de pasos

En la gráfica 4.1 se observa que el máximo coeficiente convectivo de transferencia externo se encuentra constante para un relación de pasos entre 1 y 1.143. Por lo tanto se seleccionara este rango para continuar con el análisis de la parte externa. En las tablas 3.2, 3.3 y en la gráfica 4.2 se presentan los resultados para la caída de presión externa y coeficiente de transferencia de calor adimensionalizados ante un aumento en la altura de aleta.

En las tablas 3.2 y 3.3 se encuentran las principales variables de este estudio, en donde la diferencia radica en la relación elegido para su evaluación. A una relación de pasos de 1.14 corresponde un ángulo de 60 grados, en su configuración dentro del banco de tubos.

En la tabla 3.4 se puede observar que los rangos en la caída de presión calculada que van desde 32 hasta los 176.47 [Pa], a diferencia de los rangos en la caída de presión calculada para un relación entre pasos longitudinal y transversal de 1 (al cual corresponde un ángulo de 45 grados) que van desde 44.8 hasta los 194.47 [Pa] .

Es decir, para un máximo en el coeficiente convectivo externo, tenemos una menor caída de presión con una relación de 1.14 (con un ángulo de 60 grados). Por lo tanto se elige esta relación para continuar con el análisis de la parte externa.

TABLA 3.2

Con ST/SL=1

haleta [mm]	U*	Ucalc [W/m2K]	ΔP^*	ΔP calc [Pa]
9.53	1.0000	224.42	0.2412	44.8
12.7	0.7625	171.11	0.3146	58.4
15.88	0.5729	128.56	0.4319	80.16
19.05	0.4454	99.96	0.5923	109.92
22.23	0.8764	87.61	0.7105	131.9
25.4	0.3469	77.85	0.8454	156.90
28.58	0.3127	69.95	0.9785	186
31.75	0.3037	68.15	1.0000	194.47

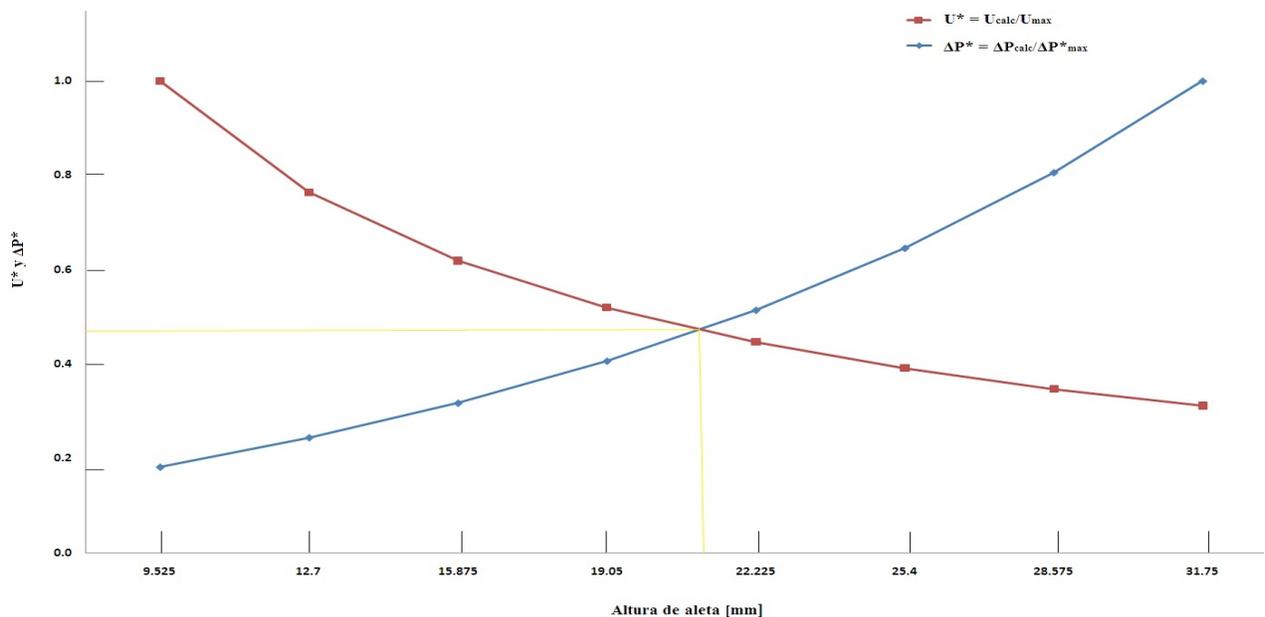
TABLA 3.3

Con ST/SL=1.14

haleta [mm]	U*	Ucalc [W/m2K]	ΔP^*	ΔP calc [Pa]
9.53	1.0000	218.81	0.1818	32.0
12.7	0.7641	167.19	0.2443	43.0
15.88	0.6187	135.38	0.3174	55.87
19.05	0.5194	113.64	0.4065	71.54
22.23	0.4468	97.76	0.5144	90.5
25.4	0.3912	85.59	0.6457	113.65
28.58	0.3472	75.97	0.8060	142
31.75	0.3114	68.15	1.0000	176.47

Una vez elegido una relación de pasos de 1.14, se procede a un análisis para determinar una altura de aleta óptima, como se puede observar en las tablas 3.2 y 3.3 En las tablas se observa que el coeficiente de transferencia de calor global disminuye mientras que las caída de presión aumenta, ya que estas variables no tienen las mismas dimensiones se propuso una adimensionalización de estas para observar su comportamiento ante un aumento en la altura de aleta ya que se suponía un posible cruce.

En la gráfica 4.2 se observa que ante un aumento en la altura de aleta, la caída de presión externa adimensionalizada aumenta, mientras que el coeficiente global de transferencia de calor adimensionalizado disminuye. El comportamiento de las curvas conllevan a el cruce antes supuesto y ahora confirmado en la gráfica 4.2 que corresponden una altura de aleta de 22 [mm], para un arreglo de tubos estratificado, el cual es propuesto para estudios posteriores con técnicas de mecánica de fluidos computacional.



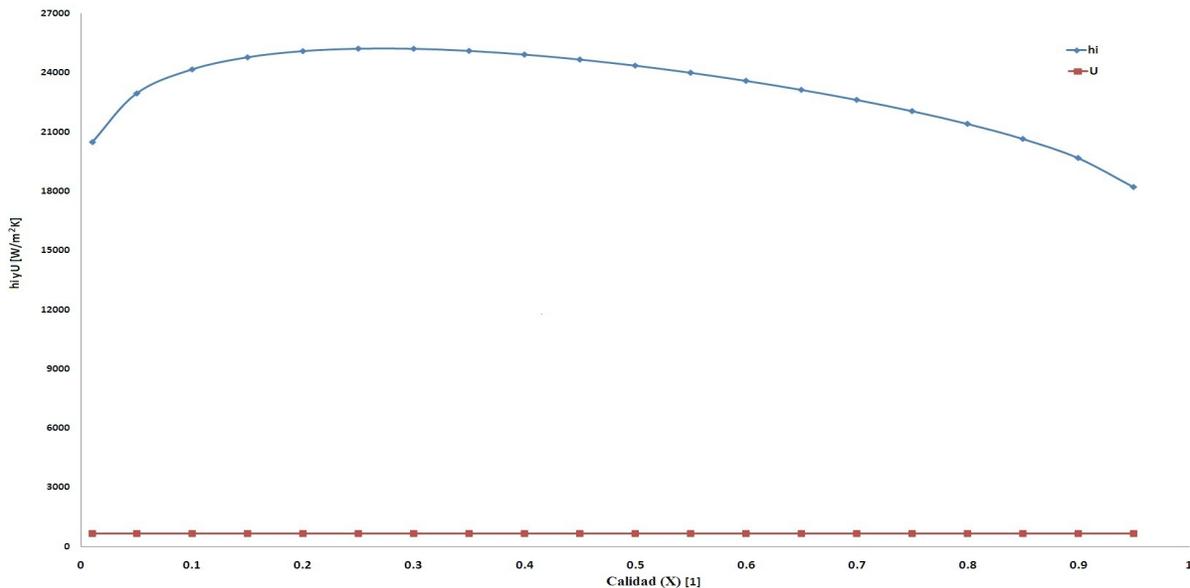
Gráfica 4.2 Coeficiente convectivo externo a distintos rangos de pasos

A continuación se presenta un análisis de la parte interna referido al coeficiente convectivo y caída de presión, para asegurar un rango de operación óptimo y evitar problemas operacionales tales como contra-presión, se considero un máximo de 3×10^5 [Pa] en la caída de presión interna.

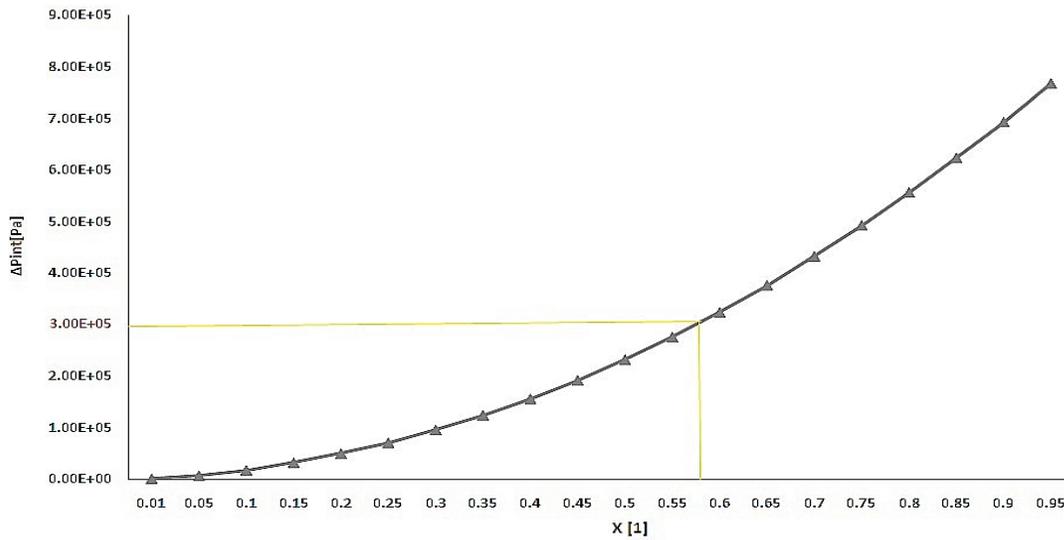
La calidad es un parámetro que nos permite analizar las variables como la caída de presión y coeficiente convectivo interno. Por lo cual para el análisis del la parte interna se vario dicho parámetro para observar el desempeño de la caída de presión y coeficiente convectivo.

En la gráfica 4.3 se observa el coeficiente convectivo interno tiene sus mayores valores para un rango de calidades del 20 - 40% , por otro lado el coeficiente de transferencia global permanece constante, este comportamiento se debe a la magnitud del coeficiente convectivo interno (alrededor de los 18,000 - 26,000 [W/m²K]), que de acuerdo a la ecuación (1), el inverso de dicho valor es muy pequeño (.00005555 – 0.00003846 [m²K/W]).

En lo que refiere al desempeño de la caída de presión en el interior, en la gráfica 4.4 se observa un comportamiento exponencial, por lo tanto se recomienda un análisis en los rangos de calidad para no sobrepasar el máximo permisible en la caída de presión interna de 300 [kPa].



Gráfica 4.3 Coeficiente convectivo externo a distintos rangos de pasos



Gráfica 4.4. Caída de presión interna contra calidad

En la tabla 3.4 se tienen los resultados de algunas de las principales variables involucradas en la parte interna como lo son el coeficiente convectivo y caída de presión interna con su impacto en el coeficiente de transferencia de calor global, las tres variables se encuentran en función del incremento de la calidad.

En la tabla 3.4 se observa un rango máximo del coeficiente de transferencia de calor global de 224.91 a 224.8[W/m²K] correspondiente a un rango de calidad de 20-40% y una caída de presión interna dentro de un rango de 50 – 156 [kPa], el cual se encuentra dentro del máximo permisible de 300 [kPa]. Por lo tanto se recomienda un rango de calidades de 20 – 40%

TABLA 3.4

Calidad [X]	hi[W/m²k]	U[W/m²K]	ΔPint[Pa]
0.01	20481.71	221.49	1155.66
0.05	22956.11	223.48	6939.34
0.1	24173.72	224.32	17816.03
0.15	24788.48	224.71	32217.57
0.2	25102.53	224.91	50007.28
0.25	25228.34	224.98	71199.93
0.3	25221.88	224.98	95876.32
0.35	25115.47	224.91	124149.12
0.4	24929.40	224.80	156144.47
0.45	24677.09	224.64	191989.41
0.5	24367.46	224.44	231801.36
0.55	24006.23	224.21	275677.30
0.6	23596.40	223.93	323681.05
0.65	23138.23	223.61	375826.62
0.7	22628.55	223.24	432054.75
0.75	22058.96	222.81	492199.11
0.8	21411.54	222.29	555939.53
0.85	20647.80	221.64	622761.24
0.9	19675.00	220.75	692143.17
0.95	18201.83	219.23	766995.27

Tabla 3.8. Desempeño de la parte interna a distintas calidades

CONCLUSIONES:

Se encontró una metodología para el cálculo del diseño térmico de un recuperador de calor para flujos en dos fases bajo un análisis integral determinando las condiciones óptimas de la altura en aleta que resultó ser 2.2 [cm] con una relación de pasos (pitch) de 1.14, la cual corresponde un ángulo de 60 grados. Dicha configuración nos permite tener un máximo en el coeficiente convectivo externo de 80[W/m²K] con un mínimo en la caída de presión (por ejemplo para un coeficiente global adimensionalizado (U^*) de 1 la caída de presión de $S_T/S_L = 1.14$ es 25% menor a la caída de presión de un $S_T/S_L = 1$) para un diseño en el banco de tubos estratificado. La metodología consiste en la evaluación de:

Los coeficientes convectivos interno y externo, que impactan en distinta proporción al coeficiente global de transferencia de calor. El coeficiente de transferencia externo (h_0) impacta de manera significativa a el coeficiente global (U) en un 35%, mientras que el coeficiente convectivo interno solo lo hace en un 4.1%, es decir, la fase gaseosa es la dominante en la transferencia de calor. Por lo tanto, se concluye que el coeficiente convectivo externo es el que domina en el coeficiente global de transferencia de calor.

Algunos de los parámetros relevantes que intervienen en el coeficiente convectivo externo, son: la altura de aleta, la proporción de pasos transversal (pitch) y longitudinal. El análisis del pitch se realizó una variación a partir de un valor igual a 1, ya que valores menores a 1 son físicamente inviables.

La altura de aleta se analizó para medidas dentro del rango 0.9525-3.175 [cm], para fines prácticos se adimensionalizó el coeficiente de transferencia de calor global y la caída de presión externa para determinar un punto de equilibrio y una altura de aleta, resultando ser esta de 2.2 [cm], considerando los valores para los parámetros de altura de aleta y configuración de pasos mencionados anteriormente, se analizó la parte interna mediante la evaluación del coeficiente convectivo y caída de presión.

En el análisis de la parte interna, la calidad es un importante parámetro involucrado en el fenómeno de la transferencia de calor y la caída de presión en el interior, en la gráfica 4.4 se observa un comportamiento exponencial en la caída de presión interna a medida que aumenta la calidad.

La máxima caída de presión dentro del rango permisible se tiene para una calidad del 57%, en la tabla 3.8 se muestran los coeficientes convectivo interno y de transferencia global, para los cuales se tiene un máximo en el coeficiente convectivo interno en un rango de 20-40% y una caída de presión interna permisible (3×10^5 [Pa]), en un rango dentro de 1-55% de calidad, en base a estos rangos, se recomienda un rango de calidades entre el 20-40%, lo que concuerda con el rango experimental observado por Dumont-Heyes [24] que resulta ser de 20-40% .

TRABAJO FUTURO:

Utilizar técnicas de dinámica de fluidos computacional (CFD) para obtener información completa y detallada de variables tales como la caída de presión y coeficiente global para la altura de aleta y configuraciones propuestas anteriormente

RECOMENDACIONES:

Para temperaturas mayores a 460°C o con post-combustión se recomienda evaluar el coeficiente radiactivo mediante algún modelo y/o proponerlo.

Realizar corridas del programa para diferentes condiciones del flujo como el número de Reynolds para validar el ángulo (60 °) propuesto en este estudio, para poder generalizarlo como el óptimo para el tipo de banco de tubos aletados y segmentados helicoidalmente.

NOMENCLATURA

A_{p0}	área libre de la superficie exterior del tubo (m^2/m)
A_0	área exterior total del tubo aletado (m^2/m)
A_f	área de la aleta (m^2/m)
A_C	área proyectada (m^2/m)
A_n	área libre de flujo (m^2/m)
A_1, A_2	Coefficiente experimental para columna de tubos aletados
A_w	área promedio homogénea de la pared del tubo (m^2/m)
A_i	área interior del tubo (m^2/m)
A_{itotal}	área interior del banco de tubos (m^2)
A_n	área libre de flujo(m^2/m)
C_p	calor específico a presión constante (J/kgK)
d_v	diámetro equivalente en volumen (m)
d_0	diámetro exterior del tubo liso (m)
d_f	diámetro exterior del tubo aletado (m)
d_i	diámetro interior del tubo (m)
e_w	espesor del tubo (m)
e_f	espesor de aleta (m)
f_s	ancho de aleta (m)
Fr	número de Froude
g	aceleración debida a la gravedad(m^2/s)
G	flujo másico por unidad de área (kg/sm^2)

h_i	Coefficiente convectivo interno (W/mK)
h_0	Coefficiente convectivo externo (W/mK)
h_r	Coefficiente de transferencia por radiación (W/mK)
k	conductividad térmica del flujo (W/mK)
k_w	conductividad térmica del material del tubo (W/mK)
l_f	longitud de aleta (m)
L_e	longitud efectiva de tubos (m)
N_r	número de tubos por línea
N_t	número de líneas de tubos
p	presión (Pa)
T_s	temperatura promedio en la aleta (K)
T_{e1}, T_{e2}	temperaturas de entrada y salida del fluido de mayor temp-
T_{i1}, T_{i2}	temperaturas de entrada y salida del fluido de menor temp.
n_f	número de aletas (1/m)
Nu	número de Nusselt
Pr	número de Prandlt
R_a	rugosidad media (m)
Re	número de Reynolds
R_{fo}	factor de ensuciamiento externo (m^2K/W)
R_{fi}	factor de ensuciamiento interno (m^2K/W)
Re_0	número de Reynolds dos fases
S_D	paso diametral (m)

S_L	paso longitudinal (m)
S_T	paso transversal (m)
S_f	espacio entre aletas (m)
T_b	temperatura promedio de los gases (K)...
T_s	temperatura promedio en la aleta (K)
T_w	temperatura en la pared de tubo (K)
t_w	espesor en la pared (m)
t_f	espesor de aleta (m)
U	Coefficiente global de transferencia de calor (W/m ² K)
ν_b	viscosidad cinemática promedio (gases)
We	número de Weber
w_f	anchura de aleta (m)
X_c	factor de obstrucción
x	calidad (%)

Griego

ρ	densidad de los flujos (kg/m ³)
η	eficiencia de aleta
μ	viscosidad dinámica de los flujos (kg/(ms))
ψ	factor de corrección en tipo de fase
ν	viscosidad cinemática
σ	tensión superficial
ϕ	Factor de corrección para caídas de presión

APENDICE A0

Ecuaciones generales del programa para el cálculo de áreas.

$$d_i = d_0 - (2 * t_w)$$

$$A_{i\text{total}} = \frac{3.1416 * d_i}{12} * N_t$$

$$A_0 = \frac{3.1416 * d_0}{12}$$

$$A_i = 3.1416 \frac{(d_i - t_w)}{12}$$

$$d_f = d_0 + (2 * l_f)$$

$$s_f = \left(\frac{1}{n_f} \right) - t_f$$

$$A_{p0} = \frac{3.1416 * d_0 (1 - n_f * t_f)}{12}$$

$$A_0 = \frac{3.1416 * d_0 (1 - n_f * t_f)}{12} + \frac{3.5416 * n_f (d_0 + 0.2)}{12 + 3.1416 * n_f (d_0 + 0.2) [(2 * l_f - 0.4) w_s * t_f]}$$

$$A_f = A_0 - A_{p0}$$

$$A_C = \frac{d_0 + 2 * l_f * t_f * n_f}{12}$$

$$A_n = A_d - (A_C * L_e * N_t - X_C)$$

$$G = \frac{W_0}{A_n}$$

$$Re = \frac{G_n * d}{\mu}$$

$$DTML = \frac{(Te1 - Ti2) - (Te2 - Ti1)}{\ln \frac{(Te1 - Ti2)}{(Te2 - Ti1)}}$$

APENDICE A1

Valores de resistencia de ensuciamiento para fluidos industriales (Tabla A1) y agua (Tabla A2).

TABLA A1 TEMA Desing Fouling Resistances for Industrial Fluids

Industrial Fluid	Rf [m ² K/W]
Fuel Oil No. 2	0,000352
Trasformer oil	0,000176
Engine lube oil	0,000176
Gas and vapors	
Manufactured gas	0,001761
Engine exhaust gas	0,001761
Steam (nonoil bearing)	0,000088
Exhaust steam (oil bearing)	0,000270
Refrigerant vapors (oil bearing)	0,000352
Compressed air	0,000176
CO2 vapor	0,000176
Coal flue gas	0,000176
Natural gas flue gas	0,000881

TABLA A2 Fouling Resistences for Water

	Rf [m ² K/W]	
Seawater	0,000088	0,000176
Cooling tower treated make up	0,000176	0,000352
untreated	0,000528	0,000705
City or well water	0,000176	0,000352
Treated boiler feedwater	0,000176	0,000176
Boiler blowdown	0,000352	0,000352

Tablas de: Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association (1998) by Tubular Heat Exchanger Manufacturers Association

APENDICE B

Temperaturas en la pared del tubo y aleta.

Para el cálculo de la temperatura en la aleta se usará la siguiente ecuación, que de acuerdo con Ganaphaty es una buena estimación [17].

$$T_s = T_{fb} + (T_b - T_{fb}) \times (1.42 - 1.4 \eta_f) \quad (1)$$

donde T_s , T_{fb} , T_b , son respectivamente las temperatura promedio en la aleta, la base de la aleta y los gases. η_f es la eficiencia de aleta determinada con la ecuación:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mh)}{mh} \quad (1)$$

Donde h es altura de aleta y el factor m se calcula :

$$m = \left[\frac{h_0(b+ws)}{Kbsw} \right]^{0.5} \quad (1)$$

h_0 es el coeficiente de transferencia del fluido exterior, b el espesor de la aleta, w es el flujo por cada tubo, s la holgura en la aleta y K es la conductividad térmica de aleta.

T_{fb} es la temperatura en la base y se determina como sigue:

$$T_{fb} = T_i + q(R_3 + R_4 + R_5) \quad (1)$$

donde R_3 , R_4 y R_5 son las resistencias a la transferencia de calor en la película interior, en la capa de ensuciamiento y en la pared del tubo, respectivamente. q es el flujo de calor dado por:

$$q = A * U (T_b - T_i) \quad (1)$$

U es el coeficiente global de transferencia de calor, A el área total de transferencia. R_3 , R_4 y R_5 se calculan con las siguientes expresiones:

$$R_3 = \frac{1}{C_i}; R_4 = \frac{1}{h_0}; R_5 = \frac{d}{24K_m} \ln \frac{d}{d_i} \quad (1)$$

donde C_i es la constante del lado del vapor, K_m es la conductividad térmica del tubo, d y d_i son los diámetros externo e interno respectivamente.

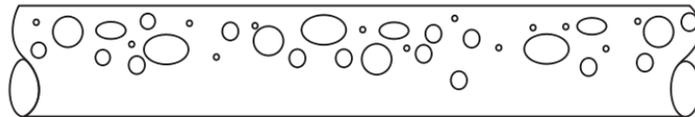
APÉNDICE C

Patrones de flujo en tubos horizontales

Para los patrones de flujo en dos fases, la distribución de la fase líquida y vapor en el canal de flujo es un aspecto importante su descripción. Cuando se presenta dicha distribución es necesario recordar que los fluidos que se manejan pueden estarse desplazando con los patrones de flujo a continuación presentados:

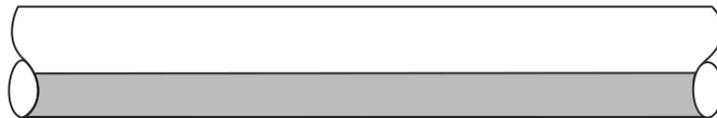
Flujo con burbujas (*Bubbly flow*).

Las burbujas se encuentran dispersas en el líquido, con una alta concentración de estas en la mitad superior del tubo debido a su flotabilidad. Cuando las fuerzas de corte son dominantes, las burbujas tienden a dispersarse de manera uniforme en el tubo. En los flujos horizontales, el régimen en general, sólo se produce a altas velocidades de flujo.



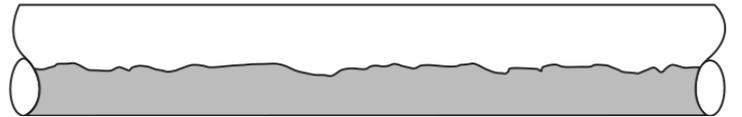
Flujo estratificado (*Stratified flow*).

A velocidades del líquido y gas reducidas, la separación completa de las dos fases se produce. El gas va a la cima y el líquido a la parte inferior del tubo, separados por una interfaz horizontal inalterada. Por lo tanto el líquido y el gas son plenamente estratificados en este régimen.



Flujo estratificado ondulado (*Stratified-wavy flow*).

Debido a un aumento en la velocidad del gas del flujo en el régimen estratificado se forman olas en la interfaz que viajan en la dirección del flujo. La amplitud de las olas es notable, y depende de la velocidad relativa de las dos fases, sin embargo no empapan la cima del tubo. Se presenta cuando la velocidad del líquido es menor a la velocidad del gas.



Flujo intermitente.

Un nuevo aumento de la velocidad del gas, estas ondas se interfaciales suficientemente grandes para empapar la parte superior del tubo. Este régimen se caracteriza por la gran amplitud de las ondas intermitente mente lavado la parte superior del tubo con menor amplitud de las ondas en el medio. Gran amplitud de las ondas con frecuencia arrastrado contener burbujas. La parte superior de pared es casi continuamente mojada por la gran amplitud de las olas y la delgada película de líquido detrás de la izquierda. Intermitente de flujo es también un compuesto de la clavija y babosas regímenes de flujo. Estas sub-categorías se caracterizan como sigue:

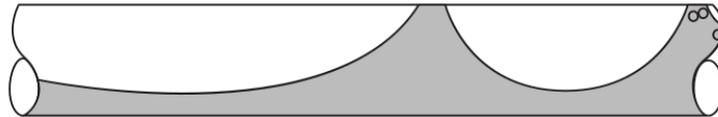
Flujo e tapón (*Plug flow*)

Este régimen de flujo de líquido ha tapones que están separados por alargadas burbujas de gas. Los diámetros de las burbujas alargadas son más pequeños que el tubo de tal forma que la fase líquida es continuo a lo largo de la parte inferior del tubo por debajo de la alargada burbujas. Enchufe el flujo también es denominado a veces el flujo de burbuja alargada.



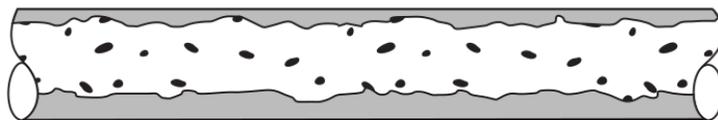
Flujo de pastoso (Slug flow).

De gas a altas velocidades, los diámetros de las burbujas de ser alargada similar en tamaño a la altura de canal. El líquido que separan estos babosas alargada burbujas también pueden ser descritos como grandes olas de amplitud.



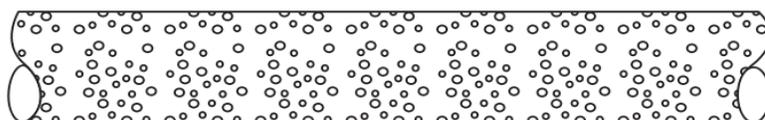
Flujo anular (Annular flow).

Aún mayor en las tasas de flujo de gas, el líquido forma una película continua de anular todo el perímetro del tubo, similar a la de flujo vertical, pero la película líquida es más grueso en la parte inferior de la parte superior. La interfaz entre el líquido y el vapor anular básico es perturbado por las pequeñas gotas de las olas y la amplitud puede ser disperso en la central de gas. En fracciones de gas de alta, la parte superior del tubo delgado con su película seca se convierte en primer lugar, a fin de que la película se refiere a anular sólo una parte del perímetro del tubo y, por tanto, ésta se clasifica como flujo estratificado-ondulado.



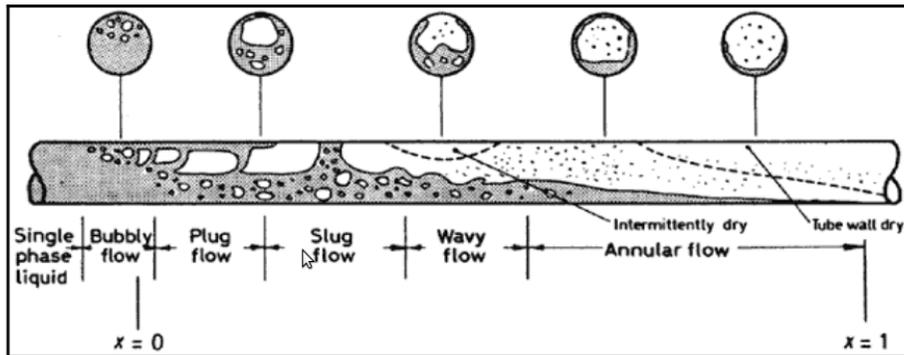
Flujo de niebla (Mist flow)

Similar al flujo vertical, a muy altas velocidades del gas, todo el líquido puede ser despojado de la pared y arrastrado como pequeñas gotas en la actualidad continua en fase gaseosa.



Mapa del patrón de flujo para evaporación en tubos horizontales.

Para la evaporación en tubos horizontales, Figura 1 de Collier y Thome (1994) representa los típicos patrones de flujo, incluyendo la sección transversal. Para la condensación, los regímenes de flujo son similares con la salvedad de que la parte superior de la pared del tubo no está seca en tipos de flujo estratificados, sino que está recubierto con una fina película de condensado.

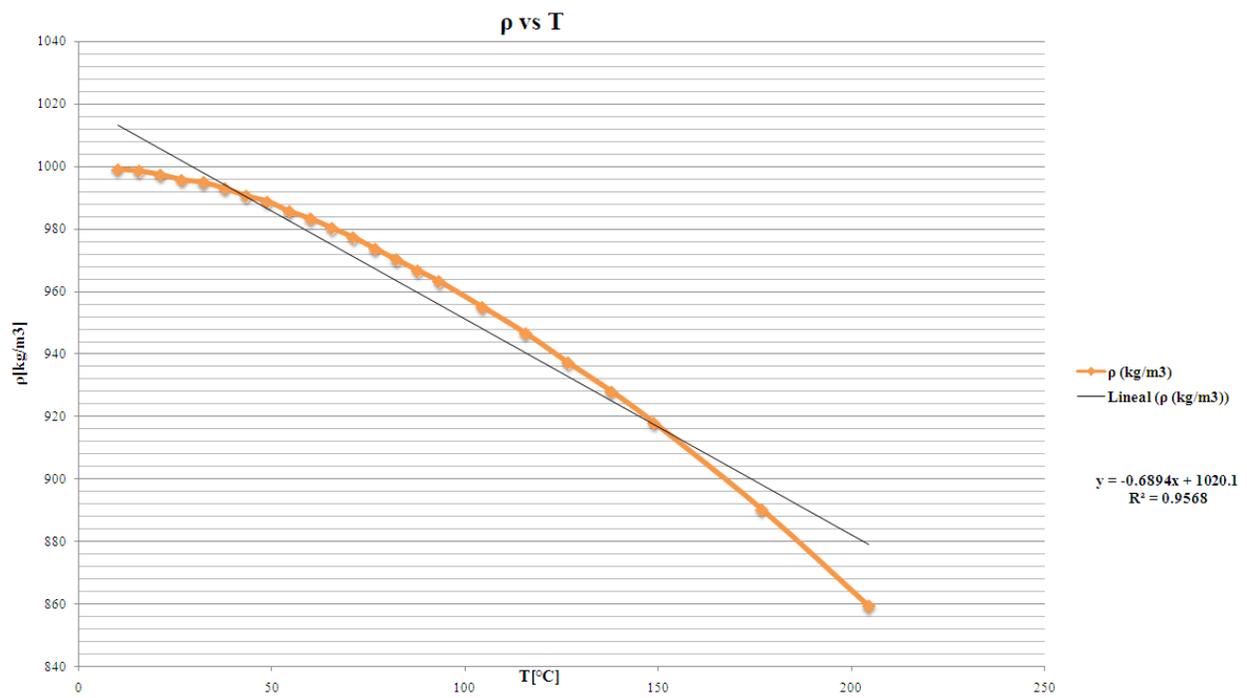


APENDICE D

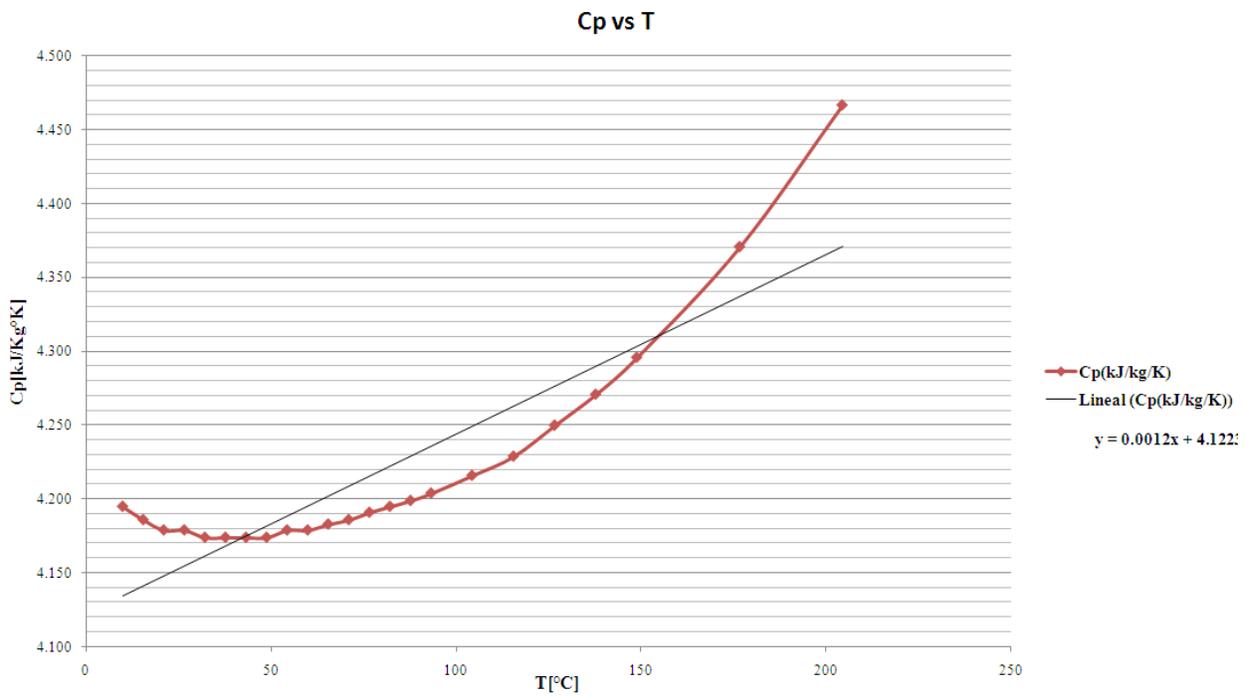
A continuación se presenta las tablas, gráficas y modelos que fueron utilizadas para determinar las propiedades termodinámicas de los fluidos en el programa, los datos de las tablas se obtuvieron de Industrial boilers and Heat recovery steam generators, V. Ganapathy y Termodinámica de Cengel 5^{ta} edición.

T1. Agua (liquido)
(Densidad y calor específico)

Temperatura (°C)	ρ (kg/m ³)	C _p (kJ/kg°K)
10	999.2	4.195
15.56	998.6	4.186
21.11	997.4	4.179
26.67	995.8	4.179
32.22	994.9	4.174
37.78	993	4.174
43.33	990.6	4.174
48.89	988.8	4.174
54.44	985.7	4.179
60	983.3	4.179
65.55	980.3	4.183
71.11	977.3	4.186
76.67	973.7	4.191
82.22	970.2	4.195
87.78	966.7	4.199
93.33	963.2	4.204
104.4	955.1	4.216
115.6	946.7	4.229
126.7	937.2	4.250
137.8	928.1	4.271
148.9	918	4.296
176.7	890.4	4.371
204.4	859.4	4.47



T1 Gráfica1. Densidad vs Temperatura para el agua líquida

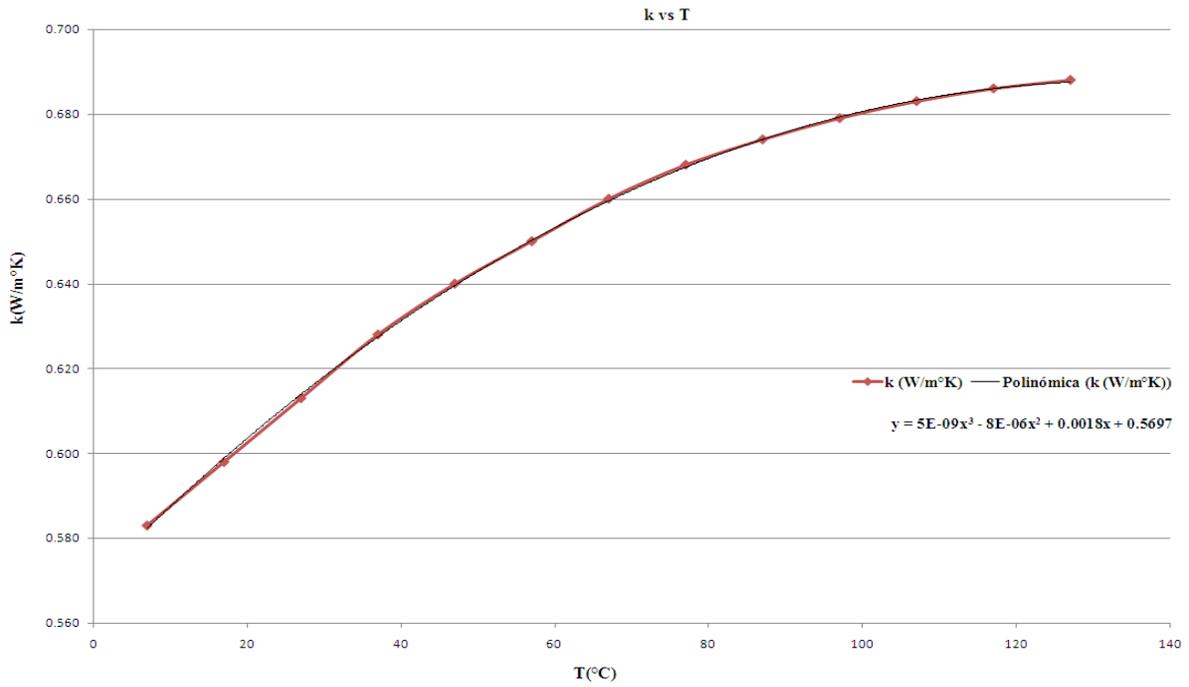


T1 Gráfica 2. Calor específico vs Temperatura para el agua líquida.

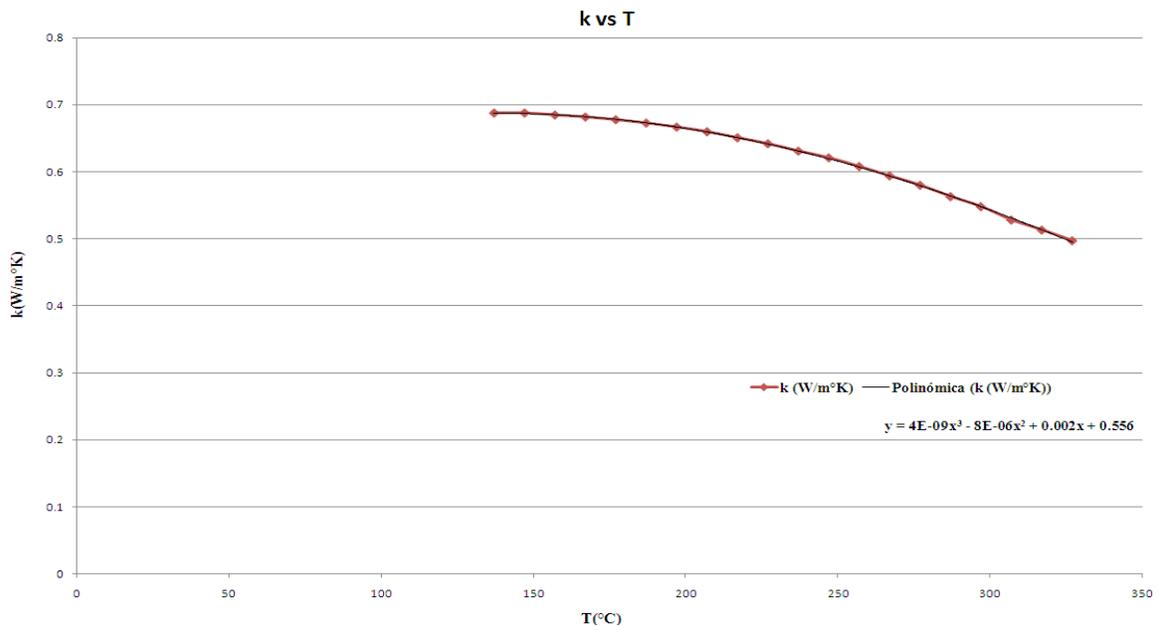
T2. Agua (liquido)

(Viscosidad dinámica y conductividad térmica)

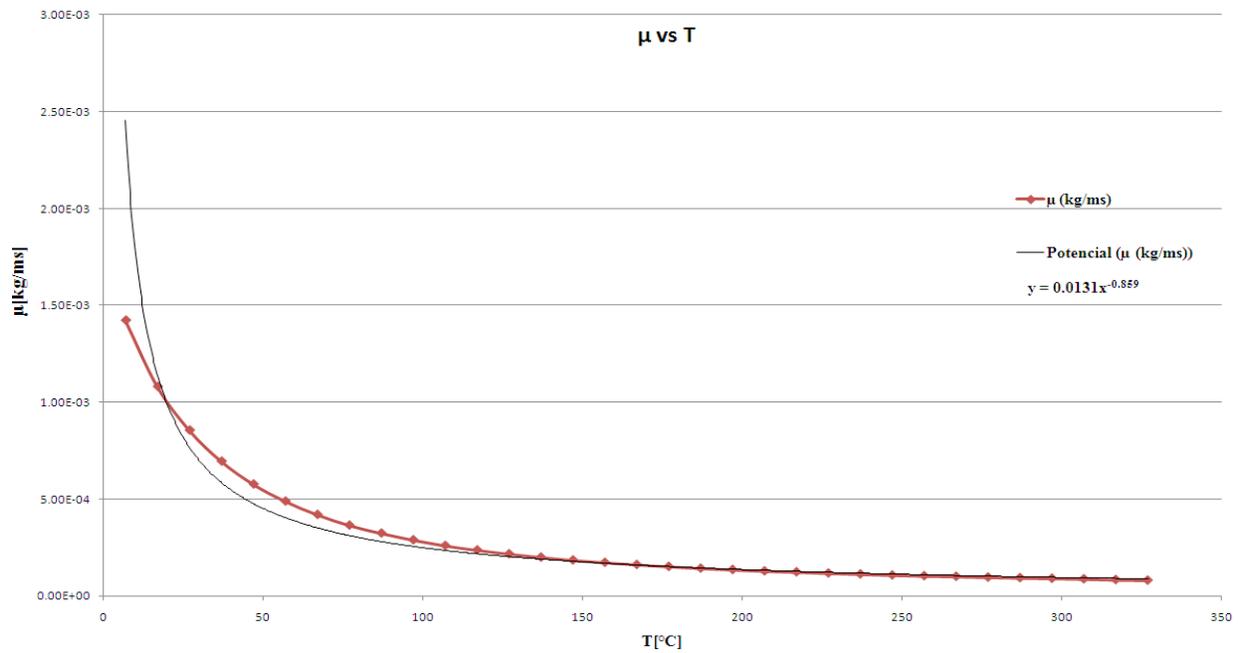
T (°K)	T (°C)	μ (kg/ms)	K (W/m°K)
280	7	1.42E-03	0.583
290	17	1.08E-03	0.598
300	27	8.55E-04	0.613
310	37	6.95E-04	0.628
320	47	5.77E-04	0.640
330	57	4.89E-04	0.65
340	67	4.20E-04	0.66
350	77	3.65E-04	0.668
360	87	3.24E-04	0.674
370	97	2.89E-04	0.679
380	107	2.60E-04	0.683
390	117	2.37E-04	0.686
400	127	2.17E-04	0.688
410	137	2.00E-04	0.688
420	147	1.85E-04	0.688
430	157	1.73E-04	0.685
440	167	1.62E-04	0.682
450	177	1.52E-04	0.678
460	187	1.43E-04	0.673
470	197	1.36E-04	0.667
480	207	1.29E-04	0.66
490	217	1.24E-04	0.651
500	227	1.18E-04	0.642
510	237	1.13E-04	0.631
520	247	1.08E-04	0.621
530	257	1.04E-04	0.608
540	267	1.01E-04	0.594
550	277	9.70E-05	0.58
560	287	9.40E-05	0.563
570	297	9.10E-05	0.548
580	307	8.80E-05	0.528
590	317	8.40E-05	0.513
600	327	8.10E-05	0.497



T2 Gráfica 1. Conductividad térmica vs temperatura (rango de temperatura: 7-127°C)



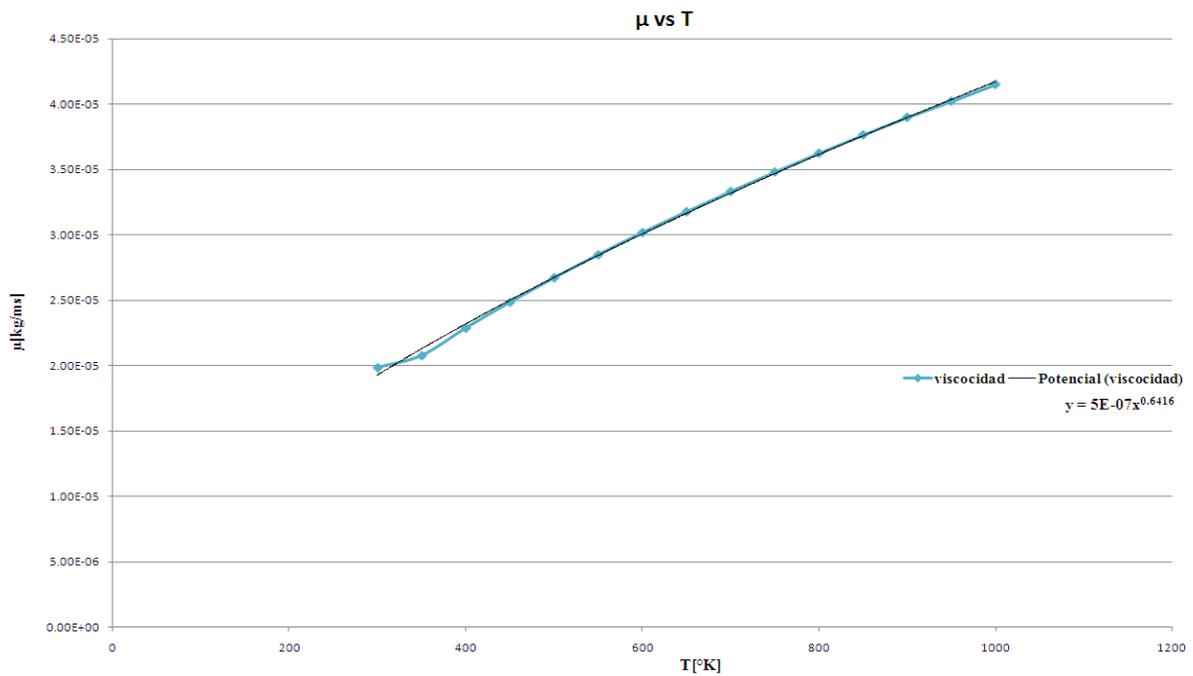
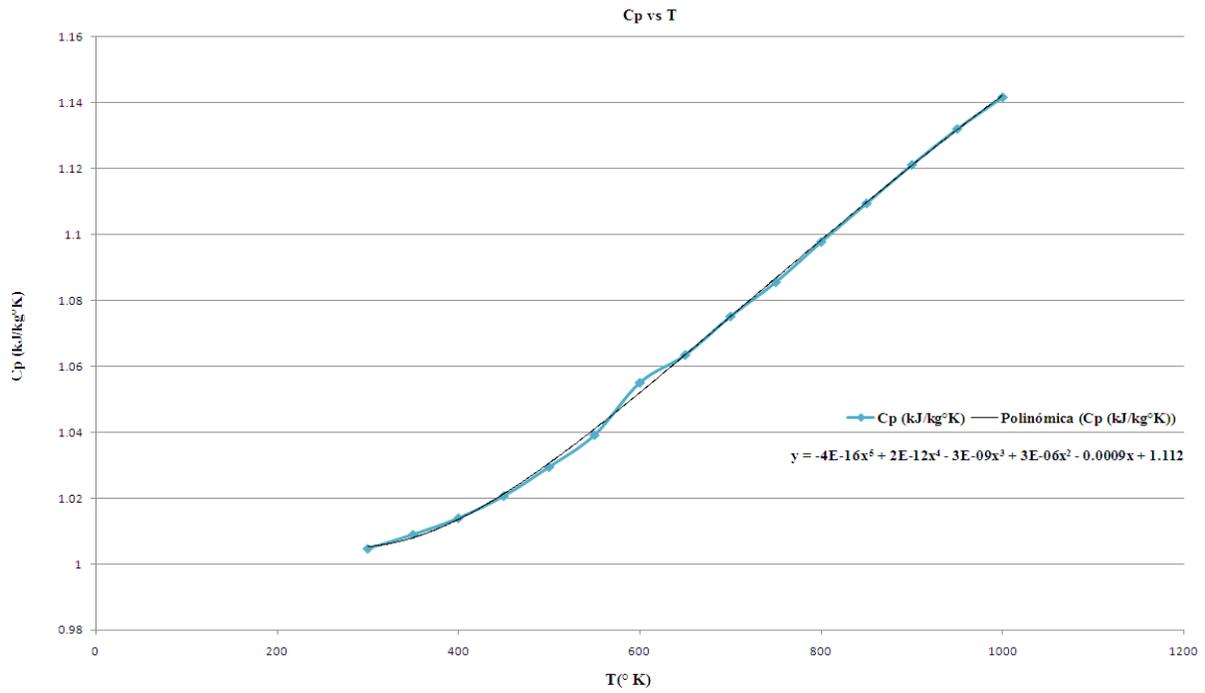
T2 Gráfica 2. Conductividad térmica vs temperatura (rango de temperatura: 137-327°C)

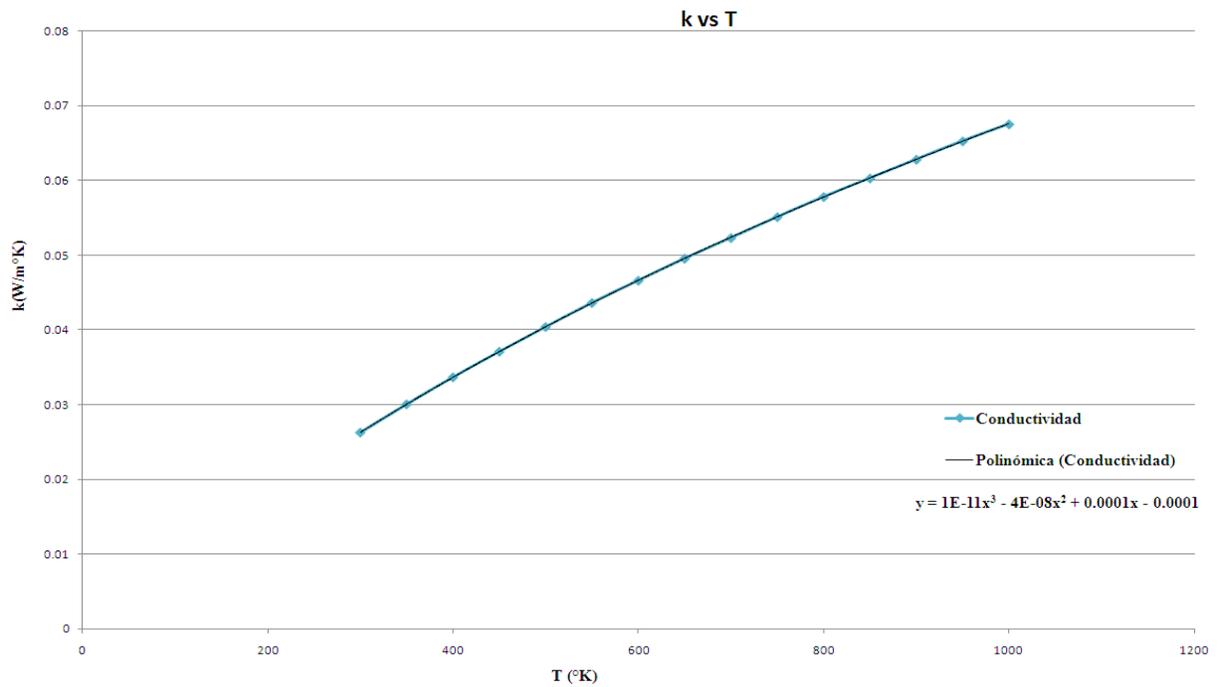


T2 Gráfica 3. Viscosidad dinámica vs temperatura

T3. Propiedades del aire

Temperatura (K)	C_p (kJ/kg $^{\circ}\text{C}$)	μ (Kg/ms)	k (W/m $^{\circ}\text{C}$)
300	1.0047	1.98E-05	0.02624
350	1.009	2.08E-05	0.03003
400	1.014	2.29E-05	0.03365
450	1.0207	2.48E-05	0.03707
500	1.0295	2.67E-05	0.04038
550	1.0392	2.85E-05	0.0436
600	1.0551	3.02E-05	0.04659
650	1.0635	3.18E-05	0.04953
700	1.0752	3.33E-05	0.0523
750	1.0856	3.48E-05	0.05509
800	1.0978	3.63E-05	0.05779
850	1.1095	3.77E-05	0.06028
900	1.1212	3.90E-05	0.06279
950	1.1321	4.02E-05	0.06525
1000	1.1417	4.15E-05	0.07

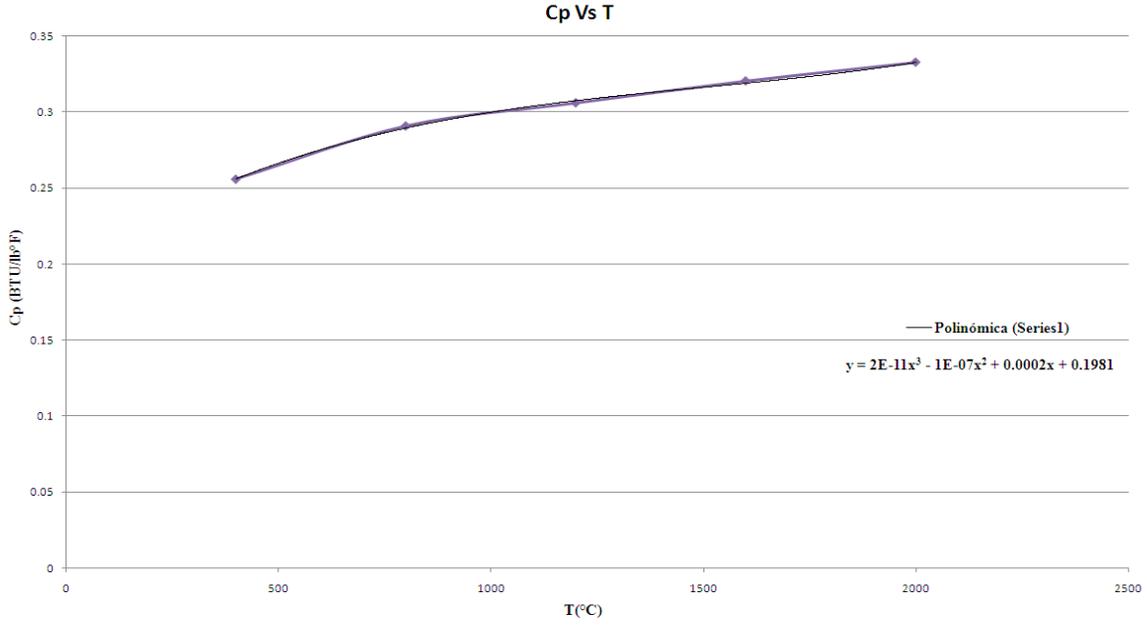




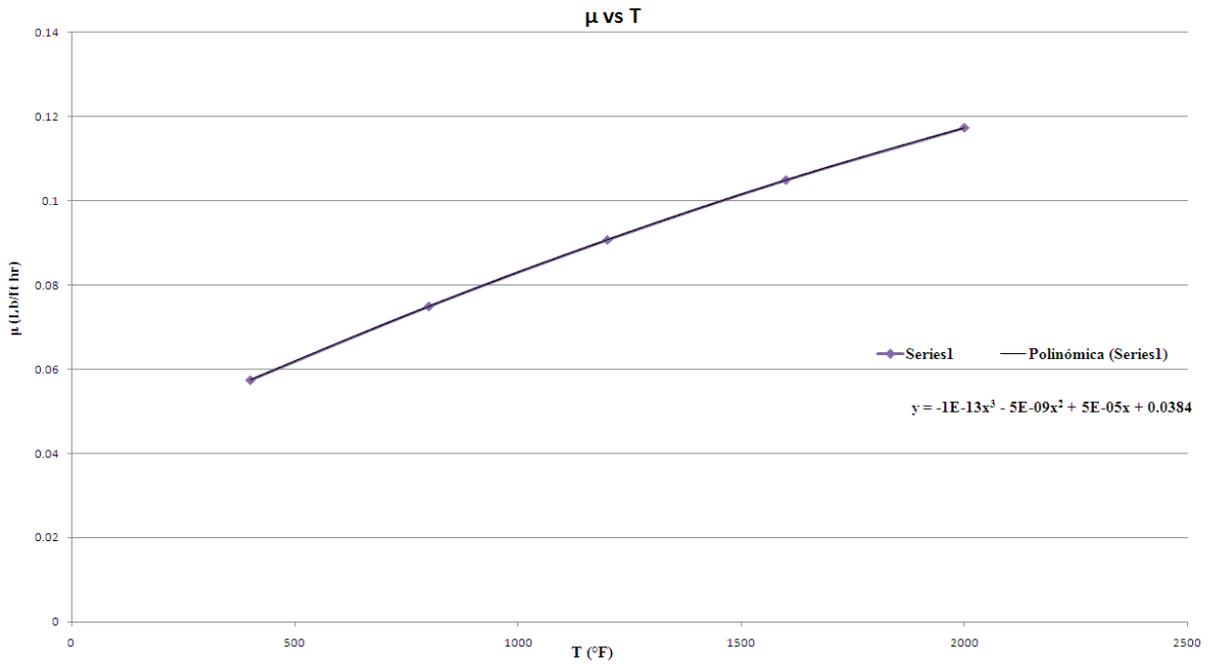
T3 Gráfica 3. Conductividad térmica vs temperatura

T4. Propiedades del Gas Natural

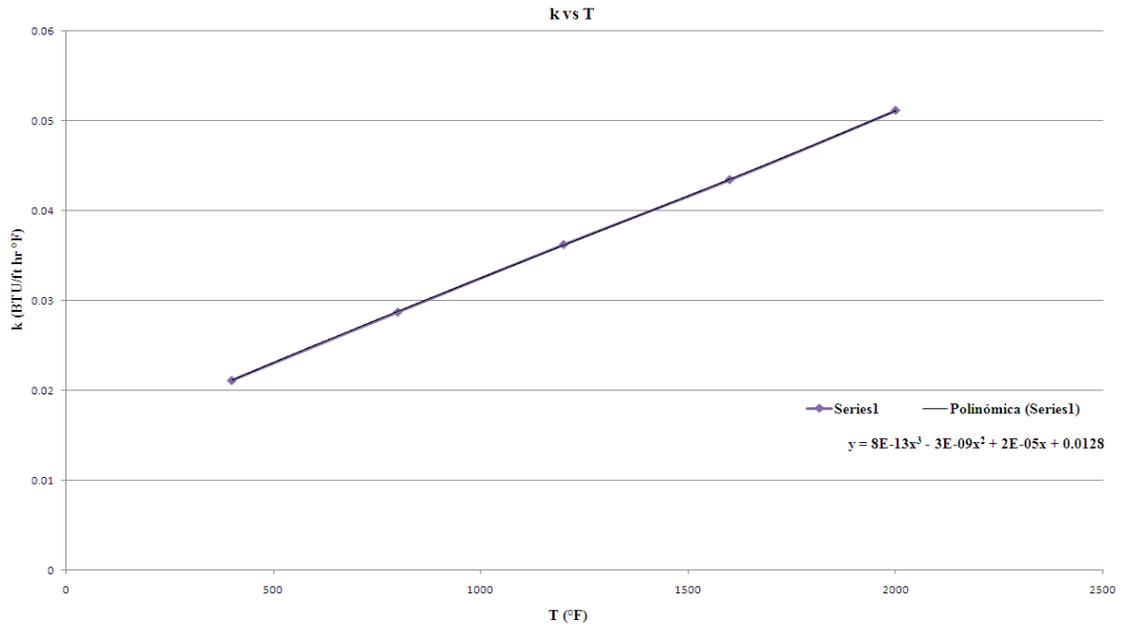
Temperatura (°F)	Cp (BTU/lb°F)	μ (Lb/ft hr)	k (BTU/ft hr °F)
400	0.2557	0.0575	0.0211
800	0.2907	0.075	0.0287
1200	0.3059	0.0908	0.0362
1600	0.3203	0.105	0.0434
2000	0.3326	0.1174	0.0511



T4 Gráfica 1. Calor específico vs temperatura.



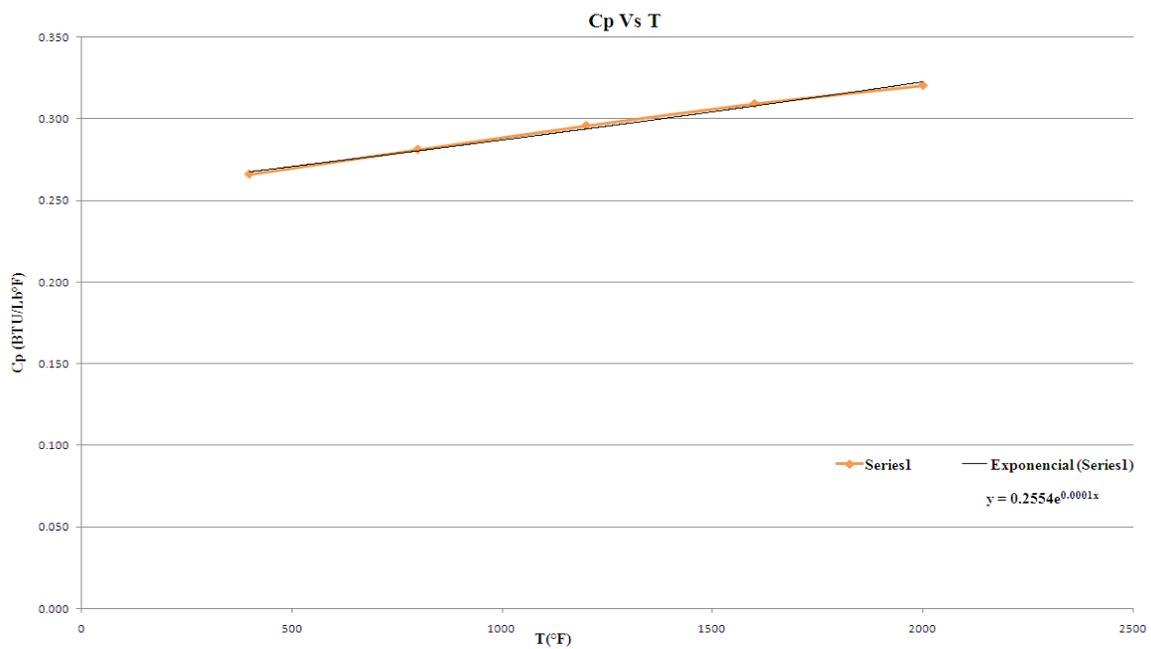
T4 Gráfica 2. Viscosidad dinámica vs temperatura.



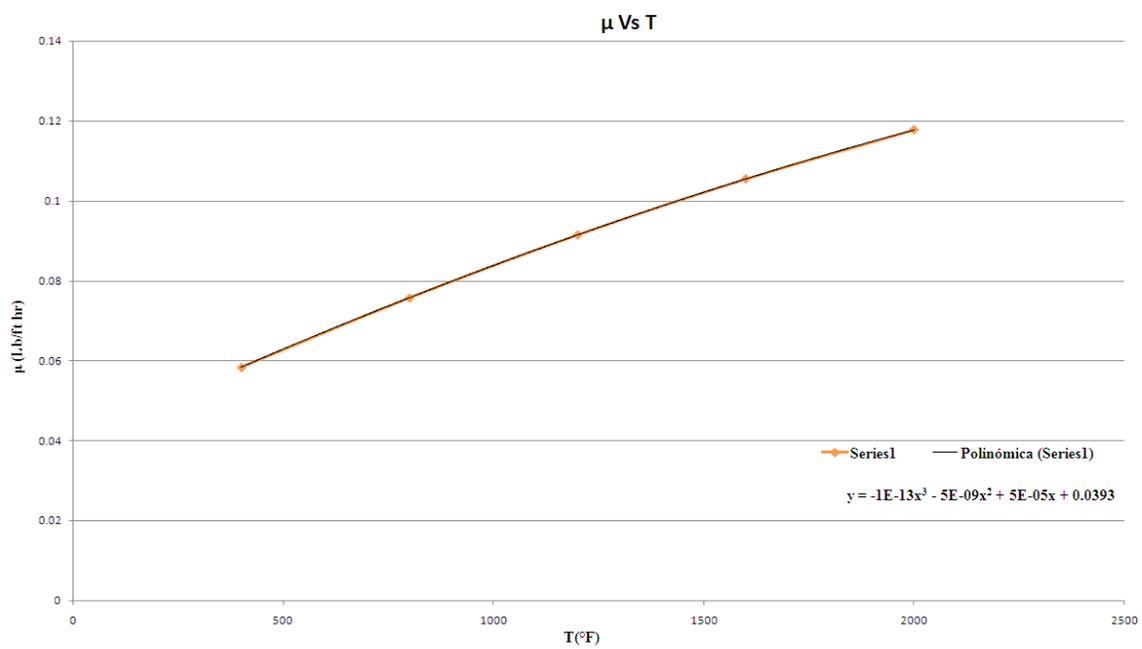
T4 Gráfica 3. Conductividad térmica vs temperatura.

T5. Propiedades del Fuel-Oil

Temperatura (°F)	Cp (BTU/lb°F)	μ (Lb/ft h)	k (BTU/ft h °F)
400	0.266	0.0583	0.0211
800	0.2812	0.0757	0.0284
1200	0.2959	0.0915	0.0400
1600	0.3094	0.1055	0.0427
2000	0.3206	0.1178	0.0497



T5 Gráfica 1. Calor específico vs temperatura.



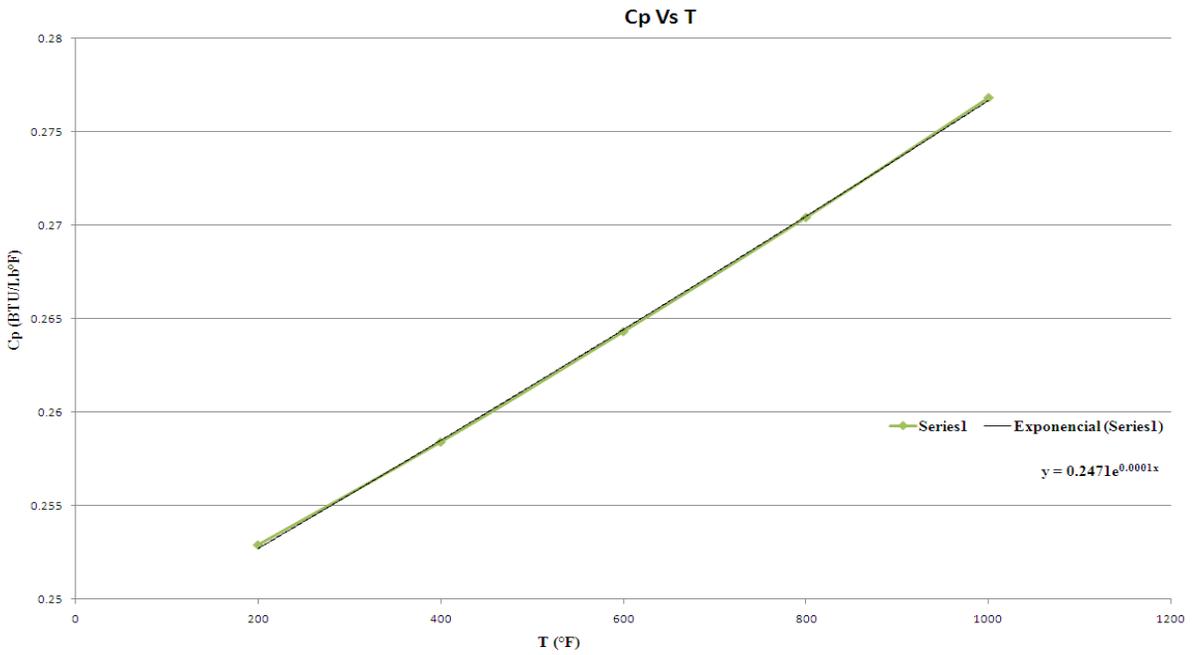
T5 Gráfica 2. Viscosidad dinámica vs temperatura.



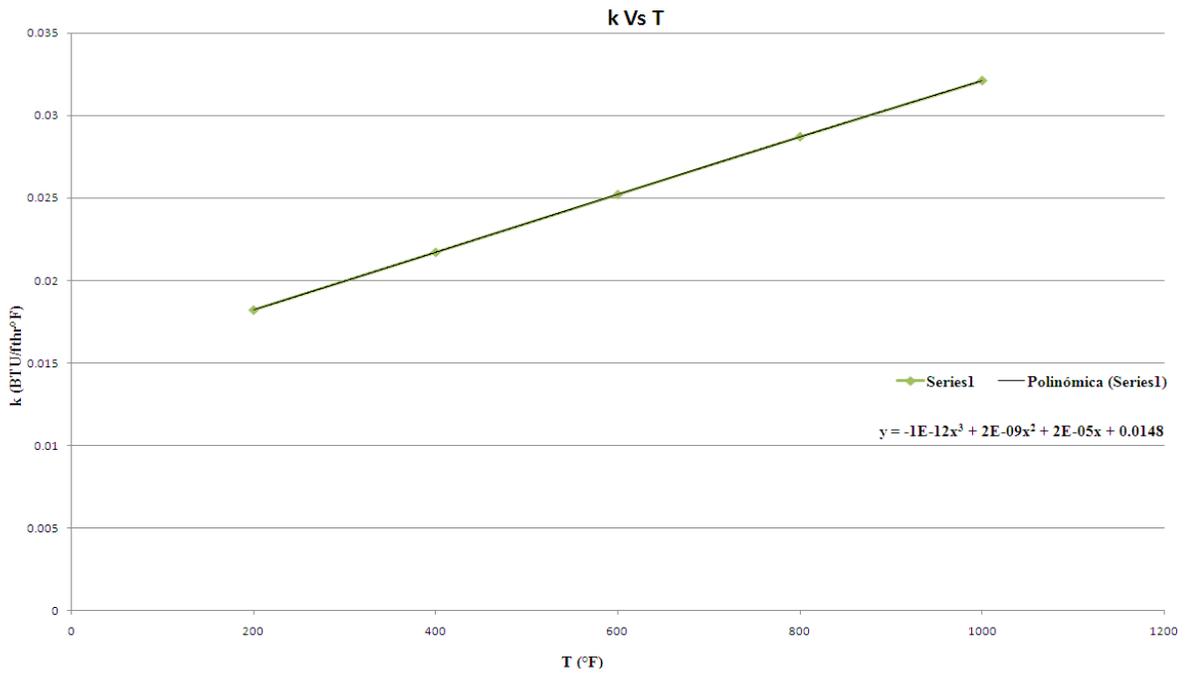
T5 Gráfica 3. Conductividad térmica vs temperatura.

T6. Propiedades de Turbogas

Temperatura (°F)	Cp (BTU/lb°F)	μ (Lb/ft h)	k (BTU/ft h °F)
200	0.2529	0.0517	0.0182
400	0.2584	0.0612	0.0217
600	0.2643	0.0702	0.0252
800	0.2704	0.0789	0.0287
1000	0.2768	0.087	0.0321



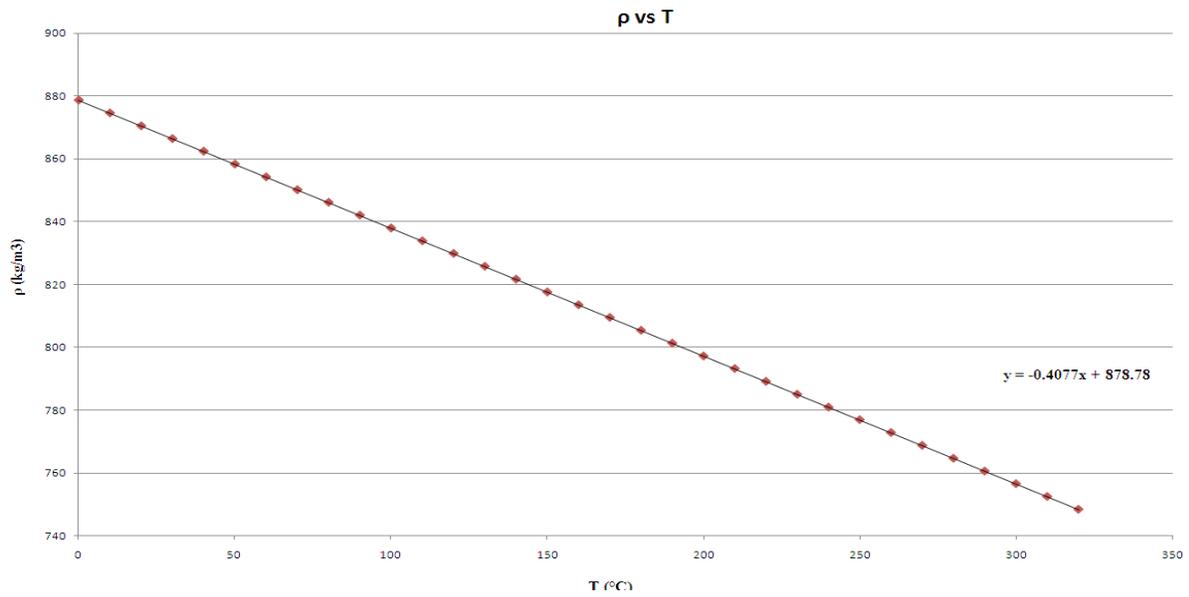
T6 Gráfica 1. Calor específico vs temperatura.



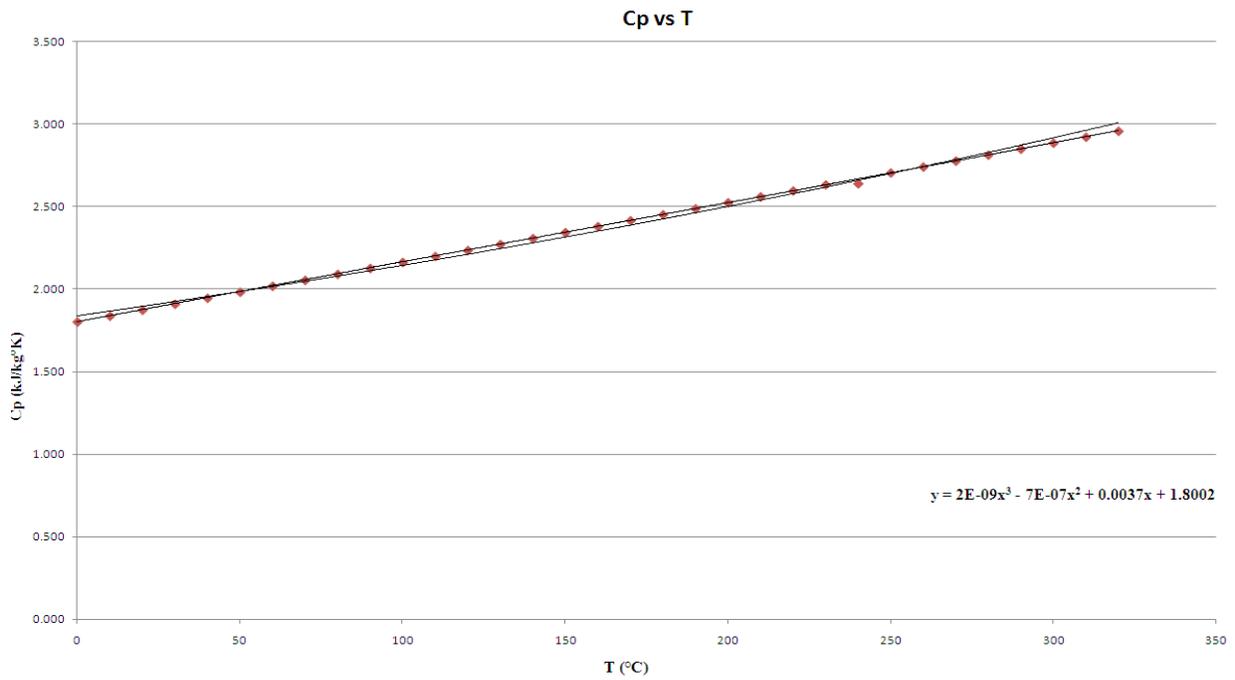
T6 Gráfica 3. Conductividad térmica vs temperatura

T7. Propiedades del Fluido térmico

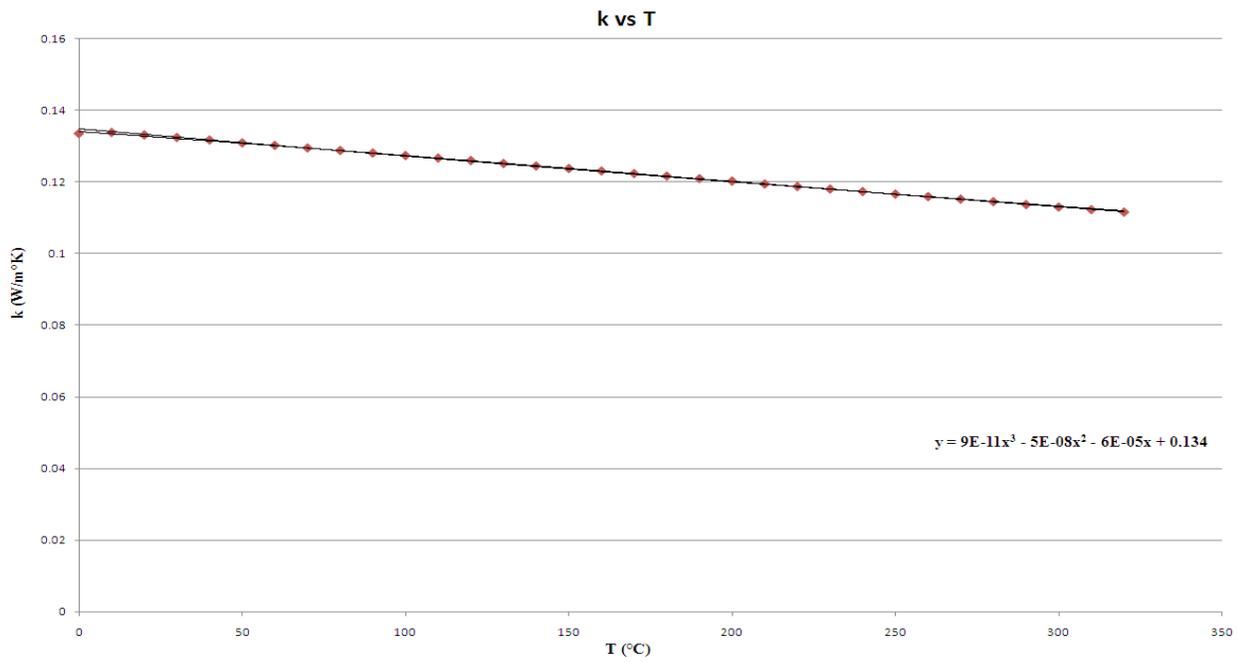
Temperatura (°C)	ρ (kg/m ³)	Cp (cal/g°C)	Cp (kJ/kg°C)	μ (mPa*s)	μ (Pa*s)	k (W/m°C)
0	878.8	0.4304	1.802	195		0.1334
10	874.7	0.439	1.838	87		0.1337
20	870.6	0.4476	1.874	43.2		0.133
30	866.5	0.4563	1.910	23.4		0.1323
40	862.5	0.4649	1.946	14.8		0.1316
50	858.4	0.4736	1.982	10.4	0.010400	0.1308
60	854.3	0.4822	2.018	7.5	0.007500	0.1301
70	850.2	0.4908	2.054	5.66	0.005660	0.1294
80	846.2	0.4995	2.091	4.45	0.004450	0.1287
90	842.1	0.5081	2.127	3.68	0.003680	0.128
100	838	0.5168	2.163	3.09	0.003090	0.1273
110	833.9	0.5254	2.199	2.64	0.002640	0.1266
120	829.9	0.534	2.235	2.29	0.002290	0.1259
130	825.8	0.5427	2.272	2	0.002000	0.1251
140	821.7	0.5513	2.308	1.78	0.001780	0.1244
150	817.6	0.56	2.344	1.58	0.001580	0.1237
160	813.5	0.5686	2.380	1.43	0.001430	0.123
170	809.5	0.5772	2.416	1.28	0.001280	0.1223
180	805.4	0.5859	2.453	1.16	0.001160	0.1216
190	801.3	0.5945	2.489	1.05	0.001050	0.1209
200	797.2	0.6032	2.525	0.96	0.000960	0.1202
210	793.2	0.6118	2.561	0.87	0.000870	0.1194
220	789.1	0.6204	2.597	0.8	0.000800	0.1187
230	785	0.6291	2.633	0.74	0.000740	0.118
240	780.9	0.6307	2.640	0.67	0.000670	0.1173
250	776.9	0.6464	2.706	0.62	0.000620	0.1166
260	772.8	0.655	2.742	0.57	0.000570	0.1159
270	768.7	0.6636	2.778	0.53	0.000530	0.1152
280	764.6	0.6723	2.814	0.5	0.000500	0.1145
290	760.5	0.6809	2.850	0.46	0.000460	0.1137
300	756.5	0.6896	2.887	0.43	0.000430	0.113
310	752.4	0.6982	2.923	0.39	0.000390	0.1123
320	748.3	0.7068	2.959	0.35	0.000350	0.1116



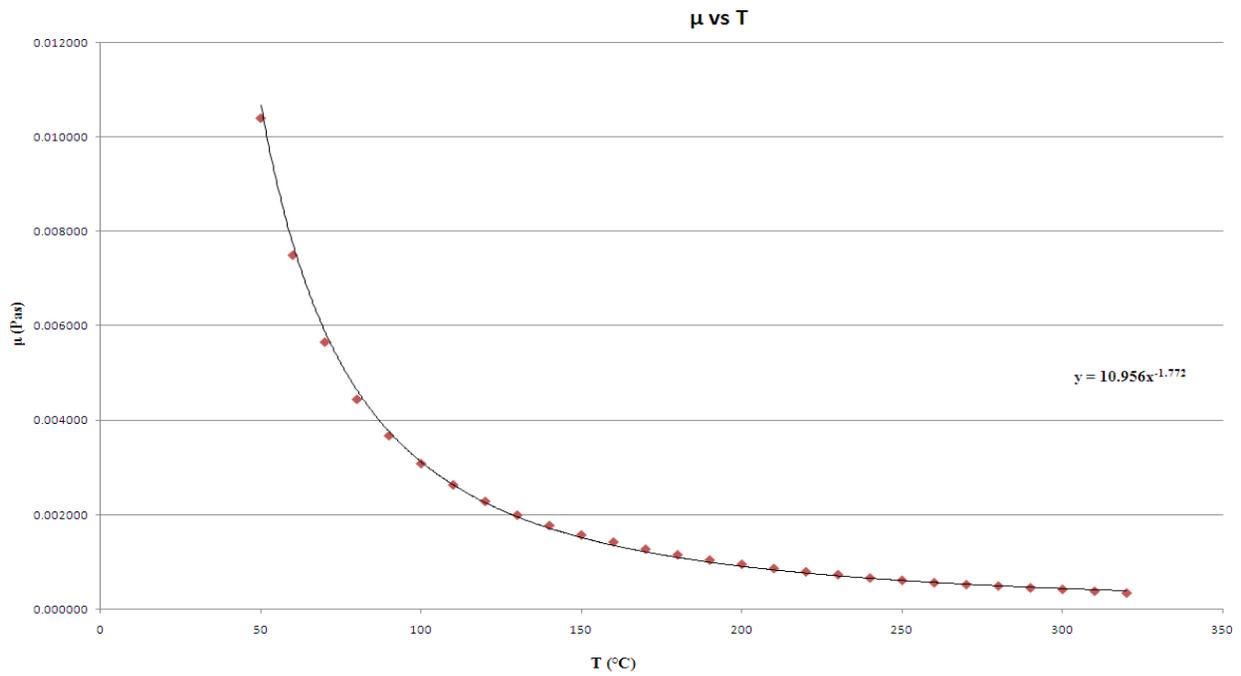
T7 Gráfica 1. Densidad vs temperatura.



T7 Gráfica 2. Calor específico vs temperatura.



T7 Gráfica 3. Conductividad térmica vs temperatura.



T7 Gráfica 4. Viscosidad dinámica vs temperatura.

REFERENCIAS:

- [1] Protocolo de Kyoto de la convención marco de las naciones unidas sobre el cambio climático. ONU, 1998.
- [2] DOE Energy Tips, Steam tip sheet 26A, 2007. 20 de junio de 2008.
- [3] Srblislav B. Genic, Branislav M. Jacimovic, Boris R. Latinovic. Research on air pressure drop in helically-finned tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 478-485.
- [4] Weierman, C. "Correlations Ease The Selection of Finned Tubes". *Oil and Gas Journal* 74:36 (1976) 94-100.
- [5] Weierman C. and Taborek J. Comparison of the performance of in-line and staggered banks of tubes with segmented fins, *Chem. Engineers* 74:174 (1978) 39-46.
- [7] ESCOA,
- [8] Nir A. Nir. Heat Transfer and Friction Factor Correlations for Crossflow over Staggered Finned Tube Banks. *Heat Transfer Engineering* 12-1 (1991) 43-58.
- [9] Kiyoshi Kawaguchi, Kenichi Okui, Takaharu Kashi. Heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection. *Journal of Enhanced Heat Transfer* 12-1 (2005) 1-20.
- [10] Martin Holger Martin. The generalized Lévêque equation and its practical use for the prediction of heat and mass transfer rates from pressure drop. *Chemical Engineering Science* 57 (2002) 3217–3223.
- [11] Martin Holger Martin. How to Predict Heat and Mass Transfer from Fluid Friction. 4th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics HEFAT 2005. Cairo, Egypt.
- [12] Lévêque, A. Les lois de la transmission de chaleur par convection. *Annales des Mines* 13 (1928) 201–299, 305–362, 381–415.
- [13] R. Hofmann, F. Frasz, K. Ponweiser, Performance evaluation of solid and serrated finned-tube bundles with different fin geometries in forced convection, in: *Fifth European Thermal-Sciences Conference*, 2008.
- [14] Erling Naess. Heat Transfer in Serrated-Fin Tube Bundles with Staggered Tube Layouts. 9th U.K. National Heat Transfer Conference. Manchester, U.K, 2005.
- [15] Erling Naess. Heat Transfer and Pressure Drop in Serrated-Fin Tube Bundles for Waste Heat Recovery Applications. 6th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, Miyagi, Japan, 2005.
- [16] Ramesh K. Saha Fundamentals of Heat Exchangers Desing. Wiley and sons (2003)
- [17] Ganapathy, V. Industrial boilers and heat recovery steam generators: design, applications and calculations. Marcel Dekker, 2003.
- [18] Gnielinski, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.* 16 (1976) 359-366.

- [19] S. Mostafa Giaasiaan, *Two Phase Flow Boiling and Condensation in Conventional and Miniature Systems* Cambridge 2008
- [20] Bejan, A. *Convection Heat Transfer*, 2nd ed., Wiley, 1995.
- [21] Mc Adams
- [22] Jonh Weale, P.E., Peter H. Rumsey, P.E., Dale Sartor, P.E., and Lee Eng Lock. Laboratory Low-Pressure Drop Design. *ASHRAE Journal* August (2002) 38-42.
- [23] E. Martínez, W. Vicente, M. Salinas, G. Soto. Single-phase experimental analysis of heat transfer in helically finned heat exchangers. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 2205-2210.
- [24] Marie-Noelle Dumont, George Heyen. Mathematical modelling and desing of an advanced once-through heat recovery steam generator. *Computers and Chemical and Engineering* 28 (2004) 651-660
- [25] Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic Heyen. *Fundamentals of Heat Exchanger Desing* (2003) 863-890