

139
2ej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

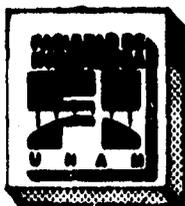
FACULTAD DE INGENIERIA

SISTEMA PARA OBTENER EXPERIMENTALMENTE
COEFICIENTES DE CONVECCION INTERNA"

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
(AREA MECANICA)
P R E S E N T A :
ARTURO PEÑALOZA ROSAS

DIRECTOR DE TESIS: ING. EDUARDO MEDINA HERNANDEZ



CD. UNIVERSITARIA,

1996

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

A mi Papá Matias Nicéforo P.M.:

Los principios que me enseñaste para convertirme en un hombre responsable y deseoso de superación quedan plasmados en la conclusión de mi tesis profesional. Yo sé cuanto anhelas este momento, que al fin ha llegado, momento que también te corresponde disfrutar plenamente, porque gracias a tu apoyo, comprensión y cariño se hizo posible.

Te agradezco de todo corazón el haberme guiado a través de mis primeros años de existencia,

con todo cariño y respeto para un hombre especial de su hijo:

Arturo.

A mi Mamá Fernanda R.P.

Ella es un ejemplo de ternura, constancia, esfuerzo, dedicación, que no podría hablar acerca de la mujer que para mí significa todo. Mamá te amo, siempre estaré eternamente agradecido por todo lo que me proporcionaste desde lo moral hasta lo material, tu apoyo me resulta inmensurable, pero sabes siempre estaré consciente de ello.

Una vez más te expreso el cariño que siento por ti.

Gracias Mamá de mi hijo:

Arturo

A mis hermanos:

Pablo, Victor Hugo, Salvador y Julio Cesar.

A veces resulta difícil convivir entre nosotros, sin embargo, creo que en todo momento hemos sido muy unidos. Me gustaría que nunca olvidáramos los momentos más gratos de nuestras vidas, aquellos momentos de la dulce infancia, por ello este trabajo se los dedico, esperando sólo una sonrisa de su parte.

De su hermano que los quiere:

Chimn.

Quisiera agradecer a todos aquellos que de una manera u otra manera colaboraron con su paciencia, apoyo, conocimiento y amistad, en el desarrollo de este trabajo. Quizá omita a algunos, pero ruego me disculpen:

*Universidad Nacional Autónoma de México.
Facultad de Ingeniería de la U.N.A.M.
Departamento de Termoenergía y Mejoramiento Ambiental.*

*Ing. Eduardo Mechna Hernández.
Dr. Francisco Solorio Ordez.*

Mis amigos:

Arturo Peñaloza Millán.

Oscar Galvez Peñaloza

Daniel Ibarra Piña.

Ricarda Pérez Palma.

Abel Téllez Bautista.

Mis sobrinos:

Pablito.

Ava Karen

CONTENIDO.

INDICE	i
OBJETIVOS	1
CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN	
1.1 Antecedentes	3
1.2 Intensificadores de calor	5
1.2.1 Clasificación	
1.2.2 Mecanismos	
CAPITULO 2 CONVECCIÓN INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR	
2.1 Convección interna natural, mixta y forzada	18
2.1.1 Conceptos básicos de convección interna	
2.1.2 Correlaciones en convección forzada para flujo interno	
2.1.3 Correlaciones en convección natural y mixta para flujo interno	
2.2 Convección interna con intensificadores de calor	34
2.3 Reseña de un estudio sobre intensificadores de calor	36
CAPITULO 3. ANALISIS DE TRANSPORTE DE CALOR Y CAIDA DE PRESION	
3.1 Análisis térmico de la sección de prueba	45
3.2 Análisis hidrodinámico de la sección de prueba	50

CAPITULO 4 DISEÑO DE LA INSTALACION

4.1 Alcance	54
4.2 Criterios	56
4.3 Diseño	59
4.4 Instrumentacion	99
4.5 Especificaciones	103
4.6 Costos	105
CONCLUSIONES	107
REFERENCIAS	109
APENDICE A	117

Objetivos.

El presente trabajo tiene como objetivo principal diseñar una instalación experimental que permita evaluar el comportamiento térmico e hidrodinámico de tubos con intensificadores de calor en su interior. Estos tienen la finalidad de mejorar la transferencia de calor, sin embargo, como también se incrementan los efectos de caída de presión a través de los tubos mejorados, se hace necesario no sólo obtener las correlaciones experimentales de transferencia de calor, sino también las que se refieren al incremento en el coeficiente de fricción. Con la futura puesta en marcha de la instalación experimental se podría definir la dirección a seguir en cuanto a las geometrías de tubos mejorados, para maximizar el índice de eficiencia, es decir, la razón entre el valor mejorado de la transferencia de calor al valor del factor de fricción generado. Esto tan sólo es un ejemplo de las varias líneas de investigación que se podrían empezar con el desarrollo y conclusión de este proyecto, además de apoyar a la investigación en el campo de estudio del transporte de calor que se realiza en la Facultad de Ingeniería de la U. N. A. M.

OBJETIVOS

Se pretende que en este dispositivo experimental se puedan lograr experimentos de convección natural, forzada o mixta en regímenes de flujo turbulento, de tubos con algún tipo de intensificadores de transferencia de calor, en posición vertical, horizontal o inclinada.

Se plantean las bases de la operación del sistema para obtener resultados confiables, los cuales serán comparados, en un momento dado, con los datos experimentales obtenidos en la literatura que se cita al final de este trabajo.

Así mismo el sistema e instalación experimental tendrá como fin obtener coeficientes convectivos de transferencia de calor con fines didácticos, apoyando a los cursos de transferencia de calor y dinámica de fluidos que se imparten en la Facultad de Ingeniería de la U.N.A.M.. Este punto es importante e interesante, ya que dará la oportunidad a los alumnos de la Facultad de Ingeniería de poder constatar ellos mismos el origen de las correlaciones del desempeño de la transferencia de calor y caída de presión, pues, en muchas ocasiones, el mirar tales expresiones en un libro no fomenta el deseo de investigar su procedencia, y con ello se pierde el espíritu al desarrollo de la investigación tecnológica. De aquí se concluye el valor de emprender el presente proyecto, ya que se fomentará el interés de los alumnos por el estudio experimental de la transferencia de calor, cuyo campo de aplicación es extremadamente extenso.

CAPITULO 1

INTRODUCCION

1.1 Antecedentes

El equipo térmico empleado en las industrias de transformación, del aire acondicionado, refrigeración y en todas aquellas donde se haga necesaria la transferencia de calor, requiere de una operación eficiente, sobre todo porque en la actualidad el ahorro y mejor aprovechamiento de la energía ha recobrado importancia.

Contar con los conocimientos acerca del principal fenómeno que se presenta en un equipo térmico, hace posible alcanzar las exigencias energéticas requeridas en el mismo. Pero, para desarrollar los conocimientos del comportamiento térmico en determinado equipo, es necesario cubrir los diferentes aspectos de los problemas, es decir, se tienen que resolver de manera analítica o numérica, y experimentalmente.

Sin embargo, un tema que presenta un gran rezago en el campo experimental en nuestro país, es el de la transferencia de calor.

INTRODUCCION

La transferencia de calor es un tema que ha sido estudiado poco en nuestra Facultad y en los diferentes Institutos de la U.N.A.M., sobre todo en el campo experimental. Así lo demuestran los escasos trabajos que se han llevado a cabo ahí, por ejemplo: N. Chargoy [1] realizó un trabajo sobre intensificadores de transferencia de calor en el año de 1982; después de éste, M. A. Chávez y W. Zhixue [2] realizaron en el año de 1985 trabajo sobre transferencia de calor en serpentines. W. Zhixue [3] en 1988 lleva a cabo una investigación sobre conducción en estado transitorio. A. Rodríguez [4] publica en 1988 sus resultados sobre transferencia de calor en lechos empacados. En el primer caso mencionado se diseñó y construyó una instalación experimental que fue utilizada también en el caso de la ref. [3], pero a la fecha no ha sido usada. Para el trabajo de la ref. [2] se utilizó una instalación muy rudimentaria. A. Vallejo [5] presentó en 1990 un análisis teórico para el enfriamiento de una placa plana en flujo laminar y turbulento, tomando en cuenta la conducción de calor longitudinal a través de la placa. M. G. Vargas [6] efectuó en 1992 un trabajo en el que se incluye un estudio experimental y numérico de la convección natural en estado transitorio para una cavidad, la investigación se realizó para un número de Rayleigh de orden 10^9 y $Pr = 0.7$. G. del S. Alvarez [7] realizó un análisis teórico del comportamiento térmico de vidrios con controlador óptico solar, en el año de 1994. El modelo matemático presentado en una dimensión contiene análisis en estado permanente y transitorio. Finalmente en 1995, D. Palomino [8] lleva a cabo un estudio numérico para el problema de la convección natural laminar entre dos placas paralelas inclinadas separadas por aire, con calentamiento a temperatura y flujo de calor constantes sobre la placa superior.

INTRODUCCION

Teniendo en cuenta que el mayor porcentaje de la investigación nacional en el campo de la transferencia de calor se lleva a cabo en la U.N.A.M., se deduce que esta investigación en este aspecto ha sido escasa.

Si queremos dar solución a los problemas nacionales, en donde se encuentre involucrada la transferencia de calor, debemos atender de manera urgente la investigación experimental.

Por lo anterior, y también debido a que gran parte del equipo técnico, mencionado con anterioridad, emplea tubos con diversas características para llevar a cabo la transferencia de calor, en cuyos interiores y alrededor de ellos circulan fluidos que intercambian energía térmica, se desarrolla este trabajo el proyecto del diseño de una instalación experimental para determinar coeficientes convectivos internos en tubos con dispositivos intensificadores de transferencia de calor.

1.2 Intensificadores de Calor.

1.2.1 Clasificación.

Para llevar a cabo el diseño termohidráulico de un intercambiador de tubo y coraza deben estar disponibles las correlaciones de caída de presión y transferencia de calor para ambos lados, tubos y coraza. Inicialmente sólo se usaban tubos lisos en los intercambiadores. Sin embargo, conforme se incrementan los costos de energía y materiales éstos han motivado la necesidad de hacer más eficientes los intercambiadores de calor. Un énfasis considerable se ha localizado en el desarrollo de superficies que aumentan o mejoran la transferencia de calor.

INTRODUCCION

El uso de superficies mejoradas conduce o conlleva al diseñador a incrementar la carga de calor para un intercambiador dado; a reducir el tamaño del intercambiador para una carga de calor dada, a establecer un equilibrio más óptimo entre el incremento en la transferencia de calor y el aumento en la caída de presión o; a reducir la diferencia de temperatura en la entrada.

Mientras los orígenes de los tubos mejorados son bastantes oscuros, los tubos corrugados estuvieron en uso desde hace 60 años, lo cual da una idea clara de la preocupación en la transferencia de calor a través de este medio. Para propósitos de discusión es conveniente identificar los tubos con intensificadores de calor en los siguientes grupos:

- Superficies rugosas
- Superficies extendidas
- Insertos que crean flujo remolino
- Insertos que mezclan el flujo.

En la tabla 1.1 se muestran ejemplos más concretos de estos dispositivos.

Tabla 1.1 Intensificadores de Calor

Superficies rugosas	Superficies extendidas	Insertos-Flujo remolino	Insertos- Mezcladores
Granos de arena	Alaleta circunferencial	Turbulador	Mezclador estático
Ranurado circunferencial	Alaleta forjada	Cinta torcida	Inserto bandera
Grabado espiral	Multipasaje	Insertos alambre	Inserto estrella
Realzado espiral	Alaleta longitudinal		

En adición a los tubos disponibles comercialmente, hay otro tipo de dispositivo el cual es de considerable interés para intercambiadores de tubos y coraza, llamado inserto de cinta torcida. Estos intensificadores se usan dentro de los tubos,

INTRODUCCION

frecuentemente como un arreglo para los intercambiadores que fueron subestimados. Sin embargo, puesto que son tan fáciles de hacer, la mayoría de los fabricantes de equipo térmico manufacturan sus propios tubos con cintas torcidas.

En la figura 1.1 se muestran las secciones transversales de 8 tubos disponibles comercialmente con dispositivos internos para incrementar la transferencia de calor, así mismo en la figura 1.2 se muestran un par de tubos con mejoramientos externos. Cabe hacer mención que algunos tubos, semejantes al mostrado en la figura 1.2, tienen mejoramiento en ambos lados. Los diámetros son definidos como sigue: [71]

- D_i , diámetro interior máximo para el mejoramiento interior.
- D_o , diámetro exterior máximo para el mejoramiento exterior.

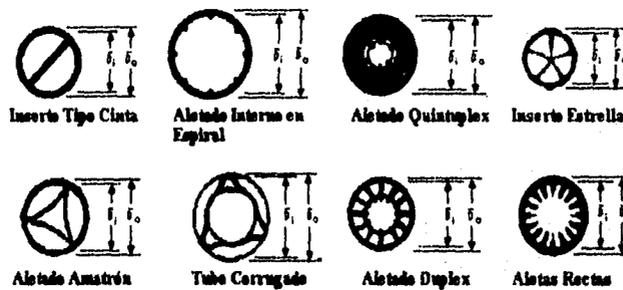


Fig. 1.1 Tubos con Intensificadores de Calor

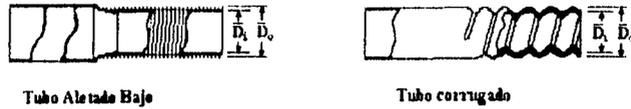


Fig. 1.2 Tubo con intensificadores de calor externos

1.2.2 Mecanismos

Los dispositivos intensificadores de transferencia de calor dentro de tubos, tales como costillas, aletas, ranuras, etc., son una técnica comprobada para incrementar la operación térmica de equipo de transferencia de calor. Existe una buena cantidad de tales dispositivos, pero todos ellos se pueden describir mediante cinco diferentes mecanismos de mejoramiento de transferencia de calor, ellos son:

- a) Adelgazamiento de la capa límite
- b) Adición de superficie
- c) Separación y recirculación
- d) Separación y reacercamiento
- e) Remolino

La figura 1.3 muestra ejemplos de tubos que generan estos mecanismos. [10]

a) Adelgazamiento de la capa límite.

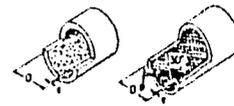
Este mecanismo está asociado con superficies rugosas tridimensionales R T Kukreja et al [42] estudió el efecto sobre la transferencia de calor logrado con diferentes configuraciones de rugosidad en canales, utilizando la técnica de sublimación de naftalina. Sin embargo, lo más estudiado acerca de este mecanismo es el empleo de granos de arena empacados que fueron usados en las investigaciones de Nikuradse (1933) y Dipprey y Sabersky (1963). Otros tipos de rugosidades tridimensionales se forman mediante procesos de maquinado. El mecanismo para el incremento en la transferencia de calor es la reducción del espesor de la subcapa laminar, como claramente lo discutió Dawson y Trass (1972).

Es bien conocido que el porcentaje de caída de temperatura a través de la subcapa laminar crece incrementando el número de Prandtl. Por ejemplo, Sabin et al. (1980) mostró que este valor cambia de 24.6 a 65.7 % cuando el número de Prandtl cambia de 1 a 10 en $Re=50000$ para un tubo liso. Estos números sugieren que cambios pequeños al espesor de la subcapa laminar con una rugosidad tridimensional incrementará el coeficiente de transferencia de calor en un índice más rápido que la caída de presión cuando el número de Prandtl es mayor que uno. Sin embargo, ya se ha demostrado que este no es el caso y tal comportamiento puede explicarse como sigue: el espesor medio de la subcapa laminar no se reduce fácilmente (Hinze, 1959), y solamente es eliminado por completo cuando el número de Reynolds rugoso llega a ser cerca de 60 o aproximado al límite de la región completamente rugosa. Para la región de transición, la subcapa límite está todavía presente y encimada sobre la superficie rugosa (Dawson, and Tross, 1972).

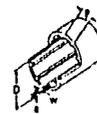
INTRODUCCION

Ellos especularon que el espesor de la subcapa laminar no es uniforme, siendo más grueso entre las interrupciones y más delgado en las puntas de la superficie rugosa del tubo. Conforme el Re crece, el espesor medio de la subcapa decrece, y eventualmente la subcapa es penetrada en las puntas. Entonces ocurre la separación y la turbulencia generada mediante la separación, se transmite dentro de los valles, lo cual fomenta la reducción del espesor de la subcapa. La ruptura de la subcapa y la penetración de la turbulencia dentro de las regiones huecas propicia un incremento rápido tanto en la transferencia de momentum como en la de calor y/o masa. Un mayor incremento en este último se debería esperar para fluidos con un número de Prandtl mayor que la unidad.

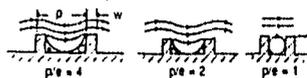
Conforme el número de Reynolds se incrementa al valor requerido para alcanzar la región completamente rugosa, la subcapa laminar desaparece en las cavidades. Por lo tanto, adicionando rugosidad del mismo orden de magnitud del espesor de la subcapa laminar no modifica, de manera significativa, el espesor de la subcapa.



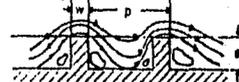
a) Adelgazamiento de la Capa Límite.



b) Adición de superficie



c) Separación y Recirculación



d) Separación y Reacercamiento ($p/e > 6$)



e) Remolino

Fig. 1.3 Ejemplos de tipos de tubos con intensificadores de calor y los correspondientes mecanismos de transferencia.

b) Adición de superficie

En este caso el aumento de transferencia de calor es solamente el resultado del área adicional de transferencia, tal como costillas longitudinales o casi longitudinales en el interior del tubo comúnmente llamadas aletas.

Carnavos (1979, 1980) desarrolló correlaciones para la transferencia de calor y caída de presión de tubos aletados internamente basados sobre datos de aire, agua y una solución de etilenglicol y agua al 50 %. Estas correlaciones son las siguientes:¹

$Nu_{e,h} = 0.023 Re_h^{0.8} Pr^{0.4} F_{11}$	<u>Nota:</u>
$F_{11} = (A_{fs} / A_{fc})^{0.1} (A_p / A_c)^{0.5} (\sec \alpha)^{3.0}$	A_{fc} = Área del núcleo del flujo.
$f_{e,h} = 0.046 F_F / Re_h^{0.2}$	A_p = Área de transferencia de un tubo liso.
$F_F = (A_h / A_{hi})^{0.5} (\sec \alpha)^{0.75}$	A_e = Área de transf. de un tubo mejorado.

donde $Nu_{e,h} = (h_e d_h) / k$, $Re_h = (\rho u d_h) / \mu$ están basados en el diámetro hidráulico y u es la velocidad basada sobre el área de flujo real, A_{fs} , y no el valor nominal, A_{fn} , la cual se calcula con el diámetro interior máximo.

Carnavos usó el diámetro hidráulico del canal mejorado en estas correlaciones. Este diámetro hidráulico se consideraría como un parámetro adecuado de correlación de superficies aletadas internamente si los valores de F_{11} y F_F son cercanos a la unidad. Sin embargo, los valores de F_{11} y F_F , para los tubos probados por Carnavos, oscilaron entre 0.68 - 1.14 y 0.9 - 1.07, respectivamente. Estas grandes variaciones demostraron que el diámetro hidráulico, por sí mismo, no es un parámetro de correlación exitoso, lo cual fue también anunciado por Hilding and Coogan (1964), Bergles et al. (1970), y Bergles et al. (1971).

¹ El ángulo de hélice α se mide a partir del eje longitudinal del tubo y hasta la inclinación de la espiral formada por la configuración, la cual se utiliza para incrementar la transferencia de calor.

INTRODUCCION

El punto más importante revelado por estas correlaciones es que los factores de correlación para el ángulo de hélice en los términos F_H y F_f ($(\sec \alpha)^{3.0}$ y $(\sec \alpha)^{0.7}$, respectivamente) indican que el aumento de transferencia de calor crece en un índice mucho más rápido que el factor de fricción o caída de presión. Watkinson et al (1974) también descubrieron que el número de Nusselt crece más rápidamente con aletas espirales que como lo hace la caída de presión con un conjunto diferente de experimentos. Como resultado de esto, el índice de eficiencia termohidráulica debe crecer con el ángulo de hélice, por lo que la recomendación a seguir es que las aletas longitudinales o cercanamente longitudinales no se deben usar, pues solamente se fían del aumento en el área de superficie de transferencia y, no toman ventaja del resultado mejorado de transferencia de calor del mecanismo de remolino, el cual se explicará más adelante. También se nota que el mecanismo de remolino es aparentemente activado en ángulos de hélice pequeños.

En 1993 Nae-Hyun Kim y R.L. Webb [56] hicieron una predicción analítica para flujo turbulento utilizando los perfiles de temperatura y velocidad logarítmicos para determinar la fricción y transferencia de calor en ductos aletados axialmente. Los resultados se aproximaron en $\pm 10\%$ en cuanto a caída de presión y en $\pm 15\%$ en transferencia de calor con respecto a datos experimentales de Carnavos (1979).

Algunos insertos de superficies extendidas fueron propuestos como un tipo de aumento viable por Hilding y Coogan (1964). El dispositivo de inserto está formado por un proceso de extrudir con cuatro o seis posiciones de contacto a lo largo de la pared interior del tubo. Este tipo de dispositivo no se considera eficiente, a menos que el extrudido sea torcido para promover el flujo remolino.

INTRODUCCION

Con respecto a una aplicación directa de este mecanismo de superficie extendida, S.S. Hsieh y C.C. Lin [57] llevaron a cabo un estudio de transferencia de calor en la región de entrada para un intercambiador de calor de doble tubo en régimen laminar con el tubo interno aletado

c) Separación y recirculación.

El mecanismo de flujo de separación y recirculación existe cuando la relación paso-altura de la interrupción, P_t/e , de un intensificador bidimensional es menor al intervalo 4-8 y cuando el ángulo de la hélice es más grande que 60 a 70 grados. El valor de transición P_t/e de 4 a 8 se comprobó firmemente mediante mediciones de flujo local y transferencia de calor, y el valor real del intervalo depende de la forma de la interrupción o rompimiento, número de Reynolds, y el perfil del pasaje.

Con estos ángulos de hélice grandes el flujo no puede seguir el ajuste de la espiral y debe fluir sobre los rompimientos y separarse de la pared como se muestra en la figura 3. Sin embargo, existe una zona de recirculación entre los rompimientos debido a que el paso es menor que la longitud de adherencia.

Casi todos los experimentos de tubos con características geométricas del mecanismo de separación y recirculación se desarrollaron antes de 1970, y en los últimos veinte años no ha recibido mucho interés, lo cual se explica por la dificultad que presenta en su maquinado y, también, a que no es un mecanismo que opere eficientemente mejor que otros.

d) Separación y reaceramiento.

El mecanismo de separación y reaceramiento también ocurre en interrupciones bidimensionales con ángulos de hélice mas grandes que de 60 a 70 grados, sin embargo, el valor P_1/ϵ es ahora mayor que la longitud de acercamiento.

El fluido separado de la pared a causa de la interrupción se puede ahora pegar de nuevo a la pared del tubo causando un incremento substancial en el coeficiente local de transferencia de calor alrededor del acercamiento. Aguas abajo del punto de unión la capa límite comienza a formarse hasta que el proceso de separación se repite con la siguiente interrupción. Las superficies intensificadoras que caen en esta categoría son las más comunes; siendo ejemplos las superficies abolladas espiralmente (también llamadas tubos corrugados) y tubos ribeteados.

Una gran familia de intercambiadores de calor comerciales que se están mejorando confían en el mecanismo de intensificación de separación y reaceramiento. Estos tubos se hacen por medio del gravado en relieve de un tubo liso a través de presión externa concentrada. Estos tubos tambien son llamados tubos abollados o corrugados debido a su apariencia.

Bajo el esquema anterior, V.D. Zimparov et al [37 y 38] realizaron experimentos en tubos corrugados, obteniéndose datos del comportamiento de caída de presión y transporte de calor. Los rangos de estudio fueron $10 < Re < 6 \times 10^4$ y $2.2 \leq Pr \leq 3.4$.

Hay otro tipo de intensificador con ribeteado de sección transversal rectangular, el cual ha recibido considerable atención tanto experimental como analiticamente, aunque no son comercialmente viables debido a dificultades de manufactura.

INTRODUCCION

Es bien conocido que existe un incremento substancial en el coeficiente de transferencia de calor cerca del punto de reatercamiento para un fluido separado, siendo la causa de separación una interrupción en la superficie o una expansión abrupta. En particular, el coeficiente de transferencia de calor empieza a crecer en el punto de separación a un valor máximo cerca y antes del punto de reatercamiento y entonces decrece. Existen dos posibles explicaciones para este fenómeno físico:

1. lo delgado de la capa límite térmica a causa del impacto oblicuo del flujo cerca de la localización del punto de reatercamiento, y/o;
2. los altos niveles de turbulencia generados en la capa cortante que siguen a la separación y se transportan a la superficie.

El mecanismo de transferencia de calor no depende de manera importante de la forma de la interrupción, mientras que la caída de presión mantiene una relación estrecha con la configuración de la ruptura. Para la aleta pequeña de sección rectangular, el nivel de intensidad de turbulencia generada por la separación es más grande que el producido por una aleta de sección contomeada, sin embargo el efecto se produce más lejos de la superficie. Como un resultado, podemos decir que, el comportamiento térmico de ambas formas de aletas es casi similar debido al mismo nivel de turbulencia que se genera con ambas configuraciones, aunque en diferentes zonas de la superficie del tubo.

INTRODUCCION

e) Remolino.

Los detalles de cómo el mecanismo de remolino incrementa la transferencia de calor hasta ahora no se han resuelto completamente. En la actualidad hay, quizá, una combinación de mecanismos de remolino tal como los mecanismos de separación y recirculación, y el de separación y reacercamiento. Se proponen dos mecanismos:

1. Remolino en tubos con índices de paso a altura grandes en la ruptura y;
2. Remolino y recirculación en tubos con índices de paso a altura pequeños en la ruptura.

La mayor parte de tubos con costillas en espiral y tubos espiralmente estriados caen dentro de la categoría remolino, mientras que los tubos profundamente ranurados, conformados mediante una operación de torsión caen dentro de la categoría remolino y recirculación.

Existen tres razones propuestas para el aumento en la transferencia de calor a través del mecanismo de remolino. Algunas mediciones hechas por Smith et al. (1968) sugieren que el mejoramiento es el resultado de la reducción en la resistencia térmica en el centro del flujo a causa de la acción remolino. Otros mecanismos para el incremento en la transferencia de calor son el aumento en la velocidad a causa de la extensión de la longitud en la trayectoria del flujo, como propuso Newson and Hodgson (1974) y/o flujos secundarios inducidos entre las rupturas, así mismo la rotación de cuerpo sólido como propuso Yampolsky et al. (1984).

Donald D. Joye et al [58] realizaron un estudio en el incremento de la transferencia de calor para un tubo anular con el tubo interior aletado helicoidalmente. Ahí se compara favorablemente el efecto de una aleta helicoidal en un tubo anular contra otra geometría.

INTRODUCCION

Otro estudio, en el que interviene el mecanismo de remolino, lo llevó a cabo A.W. Date [60]. Fue un trabajo analítico y experimental para determinar el efecto en la transferencia de calor y en la potencia de bombeo de un promotor de mezclado de tipo helicoidal.

Finalmente, Y. Mori [65] muestra un ejemplo en donde se utiliza el efecto de una cinta torcida para regular la transferencia de calor, consiguiéndose una distribución uniforme de la temperatura de salida de un intercambiador de placas.

Como ya se ha expuesto, no existe recientemente un entendimiento completo del mecanismo remolino. Sin embargo, hay un esfuerzo para resolver esta cuestión mediante mediciones de transferencia de calor y del campo de velocidades. Además, ya se ha demostrado que los valores del índice de eficiencia (la relación existente entre la transferencia de calor a la caída de presión) son más elevados para ángulos de hélice intermedios (10 a 70 grados) que para tubos con interrupciones cercanamente transversales y longitudinales. Dicho de otra manera, los intensificadores que dependen del mecanismo de remolino son más eficientes en el aspecto energético. Para ángulos de hélice mayores a 70 grados, existe un cambio al mecanismo de separación, esto se debe a que el flujo no puede seguir la trayectoria ligeramente espiral sino que pasa sobre las interrupciones.

CAPITULO 2

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

2.1 Convección interna natural, mixta y forzada.

Un flujo interno, tal como el flujo en un tubo, es aquel en que el fluido se encuentra confinado mediante una superficie. La configuración de flujo interno representa una geometría conveniente para el calentamiento y enfriamiento de fluidos en los procesos químicos, control ambiental y en tecnologías de conversión de energía.

Para un flujo interno no basta conocer si las condiciones de flujo son de tipo laminar o turbulento, sino que también se debe estar consciente de la existencia de regiones de entrada y de flujo completamente desarrollado, tanto hidráulica como térmicamente.

2.1.1 Conceptos básicos de convección interna.

Longitud de entrada hidrodinámica

Considere un flujo en un tubo circular, donde el fluido entra a una velocidad uniforme. Sabemos que cuando el fluido entra en contacto con la superficie interior del tubo, los efectos viscosos llegan a ser muy importantes, comenzando con ello el desarrollo de una capa límite conforme el fluido avanza en la longitud del tubo. Este desarrollo ocurre a expensas de la disminución de la región de flujo no viscoso, el cual tiene aún la velocidad de entrada uniforme, y concluye con la fusión de la capa límite en la línea central de flujo. La figura 2.1 muestra el caso explicado para flujo laminar. En seguida de esta fusión los efectos viscosos se extienden sobre toda la sección transversal del tubo, a partir de este momento el perfil de velocidades ya no sufre cambios importantes conforme el fluido se adentra más en el tubo. Entonces se dice que el flujo ha alcanzado la condición de desarrollo hidrodinámico completo, y la distancia a partir de la entrada a la cual se alcanza esta condición se denomina longitud de entrada hidrodinámica. Como sabemos, el perfil de velocidad para flujo laminar completamente desarrollado es de tipo parabólico, mientras que para flujo turbulento totalmente desarrollado tal perfil es más plano, existiendo una subcapa laminar en la cercanía de la superficie del tubo donde el perfil tiene un comportamiento lineal. Cabe hacer mención que estos casos son para flujo en tubos lisos.

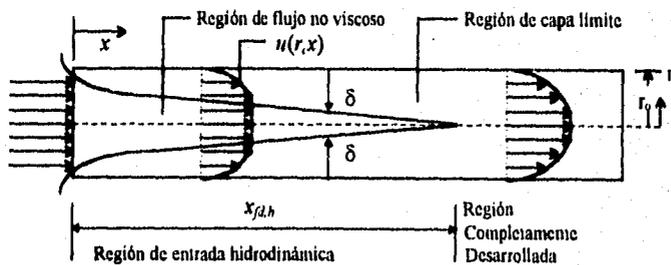


Fig. 2.1 Desarrollo de la capa límite laminar en un tubo circular.

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

Cuando tratamos con flujos internos, es importante reconocer la extensión de la región de entrada, la cual depende del tipo de flujo, ya sea laminar o turbulento. En un flujo interno completamente desarrollado, el número de Reynolds crítico correspondiente a la región de transición de flujo laminar a turbulento es $Re_c \approx 2,300$, aunque para llegar a condiciones de flujo turbulento completamente desarrollado se requieren de números de Reynolds más grandes, ($Re_D \approx 10,000$).

Para flujo laminar ($Re_D < 2,300$) la longitud de entrada hidrodinámica se puede obtener a partir de una expresión de la forma:

$$(x_{fd,h}/D)_{lam} \approx 0.05Re_D \quad \dots \dots \dots (2.1)$$

Aunque no existe una expresión general satisfactoria para la longitud de entrada para flujo turbulento, sabemos que es casi independiente del número de Reynolds, y como una primera aproximación se puede utilizar la siguiente expresión:

$$10 \leq (x_{fd,h}/D)_{turb} \leq 60 \quad \dots \dots \dots (2.2)$$

Longitud de entrada térmica

Ahora, revisemos los efectos térmicos: si un fluido entra en un tubo, como en la figura 2.2, a una temperatura uniforme $T(r,0)$ que es menor que la temperatura de superficie del tubo, ocurre transferencia de calor por convección, comenzando con ello el desarrollo de una capa límite térmica. Dependiendo de la condición térmica de superficie, ya sea, flujo de calor constante, temperatura de superficie constante, etc., eventualmente se alcanza la condición térmica completamente desarrollada. La forma del perfil de temperatura totalmente desarrollado $T(r,x)$ depende, también, de la condición de frontera mantenida.

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

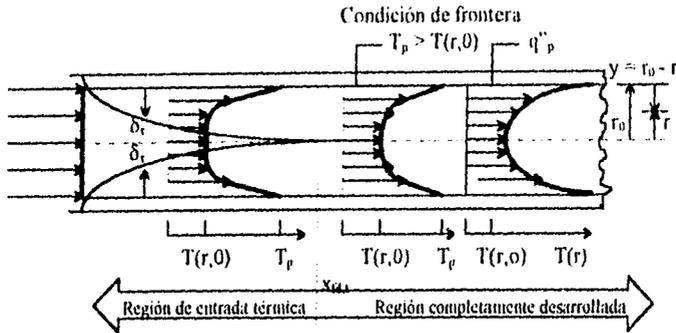


Fig. 2.2 Desarrollo de capa límite térmica en un tubo circular calentado.

Para flujo laminar la longitud de entrada térmica se puede expresar como:

$$(x_{fd,t} / D)_{lam} \approx 0.05 Re_p Pr \dots\dots\dots (2.3)$$

Comparando las ecuaciones (2.1) y (2.3), es evidente que, si $Pr > 1$, la capa límite hidrodinámica se desarrolla más rápidamente que la capa límite térmica ($x_{fd,h} < x_{fd,t}$), y ocurre lo contrario para $Pr < 1$. Para fluidos con números de Prandtl grandes, tales como aceites ($Pr \geq 100$), $x_{fd,h}$

es mucho más pequeña que $x_{fd,t}$, siendo razonable asumir un perfil de velocidad completamente desarrollado a través de la región de entrada térmica. En el caso de flujo turbulento, las condiciones son casi independientes del número de Prandtl, y como una primera aproximación se considera que:

$$10 \leq (x_{fd,t} / D) \leq 15 \dots\dots\dots (2.4)$$

Temperatura global

Debido a que en el flujo en tubos, no hay una condición de corriente libre fácilmente perceptible, es difícil expresar la temperatura, inclusive la de la línea central del flujo, en términos de las variables de entrada y la transferencia de calor. Razón por la cual es necesario usar el concepto de temperatura global o temperatura de energía promedio, que se define en términos de la energía térmica transportada por el fluido conforme este pasa a través de una sección transversal dada del tubo. La temperatura global es así representativa de la energía total del flujo en un lugar particular y se determina mediante la siguiente expresión:

$$T_b = (\int_{A_c} \rho u c_p T dA_c) / \dot{m} c_p \dots\dots(2.5)$$

La temperatura media es una temperatura de referencia conveniente para flujos internos, pues juega el mismo papel que la temperatura de corriente libre para flujos externos. Por esta razón, a veces se hace referencia a la temperatura global como la temperatura de "taza mezcladora", ya que es la temperatura que adquiriría el fluido si se le colocará en una cámara de mezclado y se le permitiese llegar al equilibrio.

Por consiguiente, la ley de enfriamiento de Newton se puede expresar en función de la diferencia de temperaturas entre la superficie y la global del fluido como:

$$q_s'' = h (T_s - T_b) \dots\dots\dots(2.6)$$

donde "h" es el coeficiente de transferencia de calor por convección local. Sin embargo existe una diferencia esencial entre T_b y T_x . Mientras que T_x es constante en la dirección del flujo, T_b varía en esta dirección.

Condiciones de flujo térmico completamente desarrollado.

Debido a la existencia de transferencia de calor entre la superficie del tubo y el fluido, la temperatura de éste continuará variando a lo largo del tubo, por lo que cabe la duda de si realmente el flujo llega a condiciones térmicas completamente desarrolladas, en donde la $dT(r,x)/dx$ y dT_b/dx es diferente de cero

Efectivamente, se ha demostrado que aunque el perfil de temperatura $T(r)$ continua cambiando con x , la forma relativa de su perfil no cambia más, y, entonces se dice que el flujo está térmicamente desarrollado. Tal condición se alcanza cuando existe, ya sea, flujo de calor constante a través de la superficie de transferencia o, temperatura constante en la misma. El caso de flujo de calor constante se puede dar a través del calentamiento eléctrico del tubo o mediante radiación uniforme sobre el mismo. En cambio, una temperatura de superficie constante podría conseguirse cuando estuviera ocurriendo un cambio de fase en la superficie exterior del tubo.

Se ha demostrado para el caso de flujo térmico completamente desarrollado, de un fluido con propiedades constantes, que el coeficiente convectivo local es una constante, independiente de la longitud del tubo. Lo cual no es cierto para la región de entrada, donde "h" varía con la longitud del tubo. Ambas situaciones se muestran en la figura 2.3.

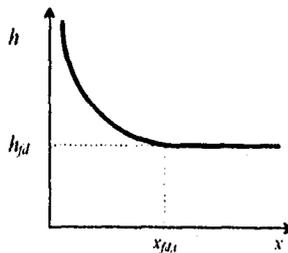


Fig. 2.3 Variación axial del coeficiente de transferencia de calor para flujo interno en un tubo liso.

Finalmente, se sabe que para obtener la cantidad de calor transferido es necesario conocer el perfil de temperaturas del flujo, por lo que es evidente que la temperatura global, T_b , es una variable muy importante para flujo interno. Por lo tanto, para describir térmicamente tales flujos, se debe conocer la variación de la temperatura global con respecto a la longitud del tubo. Esta variación se puede determinar aplicando un balance de energía para el flujo interno.

Balance de energía.

Debido a que el flujo en un tubo está completamente encerrado, se puede aplicar un balance de energía para determinar cómo varía la temperatura $T_b(x)$ con la posición a lo largo del tubo, y cómo la transferencia de calor total Q_{conv} , está relacionada con las diferencias de temperaturas de entrada y salida del tubo.

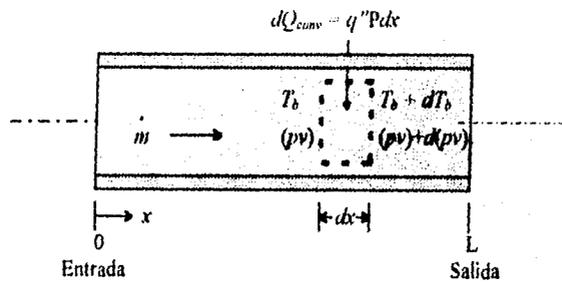


Fig. 4.4 Volumen de control para flujo interno en un tubo.

En el volumen mostrado en la figura 4.4, el fluido se mueve en condiciones de flujo constante \dot{m} , mientras ocurre transferencia de calor en la superficie interior del tubo. Generalmente, los cambios de energía cinética y potencial, así como la energía transferida por conducción en la dirección axial, son despreciadas. Así mismo, si no se

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

hace trabajo viscoso debido a esfuerzos cortantes por el movimiento del fluido a través del tubo, los únicos efectos significativos serán aquellos asociados con los cambios de energía térmica y con trabajo de flujo. El trabajo de flujo se realiza para mover el fluido a través de la superficie de control y, se puede expresar por unidad de masa de fluido como el producto de la presión del fluido por su volumen específico.

Aplicando la conservación de energía al volumen de control diferencial de la figura 4, y recordando la definición de la temperatura global, obtenemos:

$$dQ_{conv} + \dot{m}(c_v T_b + pv) - \left[\dot{m}(c_v T_b + pv) + \dot{m} \frac{d(c_v T_b + pv)}{dx} dx \right] = 0$$

o

$$dQ_{conv} = \dot{m} d(c_v T_b + pv)$$

Esto es, el valor del calor transferido por convección al fluido es igual al valor en el cual se incrementa la energía térmica del fluido más el trabajo neto hecho sobre el fluido para moverlo a través del volumen de control. Si el flujo se considera un gas perfecto ($pv = RT$, $c_p = c_v + R$) y c_p es constante la ecuación anterior se reduce a:

$$dQ_{conv} = \dot{m} c_p dT_b \dots\dots\dots (2.7)$$

Esta expresión también se puede usar como una buena aproximación de líquidos incompresibles. En este caso $c_v = c_p$, y puesto que v es muy pequeño, $d(pv)$ es generalmente mucho menor que $d(c_v T_b)$. Por consiguiente, el uso de la ecuación (2.7) es adecuado.

Una forma particular de la ecuación (2.7) es aquella que se refiere a condiciones para el tubo completo, es decir, integrándola desde la entrada del tubo hasta la salida, en este caso se tiene:

$$Q_{conv} = \dot{m} c_p (T_{b,e} - T_{b,s}) \dots\dots\dots (2.8)$$

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

donde Q_{conv} es el valor total del calor transferido en todo el tubo.

Este simple balance relaciona tres variables térmicas importantes (Q_{conv} , $T_{f,s}$, $T_{s,c}$). Esta es una expresión general que se aplica independientemente de la naturaleza de la superficie térmica o de las condiciones de flujo.

Reseña de correlaciones de convección forzada para flujo interno

Para tubos lisos con flujo turbulento completamente desarrollado, Dittus y Boelter recomiendan la siguiente relación:

$$Nu_d = 0.023 Re_d^{0.8} Pr^n \dots\dots\dots (2.9)$$

En esta ecuación las propiedades se evalúan a la temperatura global del fluido y el exponente n tiene los siguientes valores:

$$n = \begin{cases} 0.4 & \text{para calentamiento} \\ 0.3 & \text{para enfriamiento} \end{cases}$$

Si en el flujo se encuentran presentes diferencias grandes de temperatura, puede haber un cambio apreciable en las propiedades del fluido que se encuentra entre la pared del tubo y el flujo central. Estas variaciones en las propiedades pueden manifestarse por un cambio en el perfil de velocidad, como se muestra en la figura 2.5. Las desviaciones del perfil de velocidad para el flujo isotérmico, como el que se muestra en esta figura, son un resultado del hecho de que la viscosidad de los gases aumenta con un aumento en la temperatura, mientras que la viscosidad de los líquidos disminuye con un incremento en temperatura.

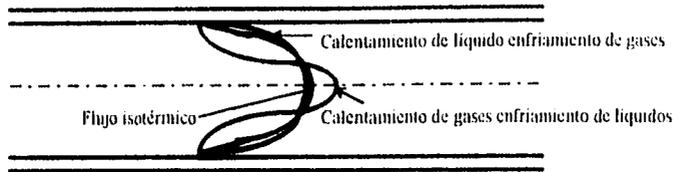


Fig. 2.5 Influencia del calentamiento sobre el perfil de velocidad en un tubo con flujo laminar

Para tomar en cuenta las variaciones en las propiedades, Sieder y Tate recomiendan la siguiente relación:

$$Nu_d = 0.027 Re_d^{0.8} Pr^{1.3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} \dots\dots\dots (2.10)$$

Todas las propiedades se evalúan en condiciones de temperatura global, a excepción de μ_p que se evalúa a la temperatura de la pared.

Las ecuaciones (2.9) y (2.10) se aplican a flujos turbulentos completamente desarrollados en tubos. En la región de entrada el flujo no está por completo desarrollado y Nusselt recomienda la siguiente ecuación:

$$Nu_d = 0.036 Re_d^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{d}{L} \right)^{0.055} \dots\dots\dots (2.11)$$

para $10 < \frac{L}{d} < 400$

en donde L es la longitud del tubo y d su diámetro. Las propiedades en la ecuación (2.11) se evalúan a la temperatura global media. Hartnett ha proporcionado datos experimentales en la región térmica de entrada para agua y aceites. Allen y Eckert nos presentan estudios definitivos de transferencia de calor turbulenta con agua en tubos lisos y con flujo de calor uniforme.

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

Las ecuaciones anteriores ofrecen un cálculo sencillo, pero se presentan errores de $\pm 25\%$. Petukhov ha desarrollado una expresión más exacta aunque más complicada para el flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos:

$$Nu_d = \frac{(f/8) Re_d Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^n \dots\dots\dots(2.12)$$

En donde $n = 0.11$ para $T_p > T_b$, $n = 0.25$ para $T_p < T_b$ y $n = 0$ para flujo de calor constante o para gases. Todas las propiedades se evalúan a la temperatura de película, definida como $T_f = (T_p + T_b)/2$ a excepción de μ_b y μ_p . El factor de fricción empleado es el factor de fricción de Darcy, el cual se obtiene del diagrama de Moody.

La ecuación (2.12) se puede aplicar en los siguientes intervalos:

- 0.5 < Pr < 200 con 6% de exactitud
- 200 < Pr < 2000 con 10% de exactitud
- 104 < Re_d < 5x10⁶
- 0 < μ_b/μ_p < 40

Hausen presenta la siguiente relación empírica para flujo laminar completamente desarrollado en tubos con temperatura de pared constante:

$$Nu_d = 3.66 + \frac{0.0668(d/L) Re_d Pr}{1 + 0.04[(d/L) Re_d Pr]^{2/3}} \dots\dots\dots(2.13)$$

El coeficiente de transferencia de calor que se calcula de esta relación, es el valor promedio sobre la longitud total de tubo. Obsérvese que el número de Nusselt se acerca a un valor constante de 3.66 cuando el tubo tiene la longitud suficiente. El perfil de la temperatura se encuentra totalmente desarrollado cuando el número de Nusselt se acerca a un valor constante.

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

Sieder y Tate propusieron una relación empírica un poco más sencilla para transferencia de calor laminar en tubos.

$$Nu_d = 1.86 (Re_d Pr)^{1/4} \left(\frac{d}{L}\right)^{1/4} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} \dots \dots \dots (2.14)$$

En esta correlación el coeficiente promedio de transferencia de calor está basado en el promedio aritmético de las diferencias de temperatura de entrada y salida, y se evalúan todas las propiedades del fluido a su temperatura global media con excepción de μ_p , que se evalúa a la temperatura de pared. Es obvio que no puede usarse la ecuación (2.14) para tubos extremadamente largos, ya que nos daría un coeficiente de transferencia de calor cero. Esta ecuación es válida para

$$Re_d Pr \frac{d}{L} > 10^8$$

Al producto de los números de Reynolds y Prandtl que ocurre en las correlaciones de flujo laminar se le llama número de Peclet:

$$Pe = \frac{d u \rho c_p}{k} = Re_d Pr \dots \dots \dots (2.15)$$

Las correlaciones que se acaban de presentar, exceptuando la ecuación (2.12), se aplican a tubos lisos. En general, las correlaciones en las que se tienen tubos rugosos son bastante escasas y para efectuar una solución bajo estas circunstancias, algunas veces es adecuado utilizar la analogía de Reynolds entre fricción y transferencia de calor. Expresado en términos del número de Stanton:

$$St_b Pr_f^{2/3} = \frac{f}{8} \dots \dots \dots (2.16)$$

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

El coeficiente de fricción f se define por:

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \rho \frac{u_m^2}{2g} \dots\dots\dots (2.17)$$

en donde u_m es la velocidad media del flujo.

En la ecuación (2.16) el número de Stanton está basado en la temperatura global, mientras que el número de Prandtl y el factor de fricción están basados en propiedades evaluadas a la temperatura de película.

Reseña de correlaciones de convección natural y mixta para flujo interno.

El cálculo de los coeficientes de transferencia de calor en flujo laminar con frecuencia se ve complicado por la presencia de efectos de convección natural que se sobreponen a los efectos de convección forzada. Estas circunstancias surgen cuando se fuerza un fluido sobre una superficie caliente a una velocidad bastante baja. Hay una velocidad de convección acoplada con la velocidad de flujo forzado que es generada por las fuerzas de flotación que resultan de una disminución en la densidad del flujo sobre las cercanías de la superficie caliente.

La manera de cuantificar la importancia de los efectos de convección natural se debe, en gran medida al número de Grashof, el cual se define como:

$$Gr_d = \frac{g\beta(T_f - T_w)d^3}{\nu^2} \dots\dots\dots (2.18)$$

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

y puede interpretarse físicamente como un grupo adimensional que representa la razón de las fuerzas de flotación a las fuerzas viscosas en el sistema de flujo de convección natural.

A través de los años se ha encontrado que los coeficientes de transferencia de calor por convección libre promedio pueden representarse en la forma funcional siguiente para diversas circunstancias:

$$Nu = C(Gr Pr)^m \dots\dots\dots (2.19)$$

Metals y Eckert han proporcionado un resumen de efectos combinados de convección libre y forzada en tubos, y la fig. 2.6 presenta los regimenes para convección combinada en tubos verticales. Se indican en esta figura dos combinaciones diferentes: flujo unidireccional y flujo opuesto. Flujo unidireccional significa que las corrientes de convección libre y forzada están en la misma dirección, mientras que flujo opuesto quiere decir que están en direcciones opuestas.

La abreviación TPU significa temperatura de pared uniforme y la abreviatura FCU indica datos para calor uniforme. Es bastante fácil anticipar los resultados cualitativos de la figura. Un número de Reynolds elevado implica una velocidad de flujo forzado grande y por tanto, menor influencia de corrientes de convección natural. Mientras mayor sea el valor del producto Grashof y Prandtl, se podrá esperar un mayor predominio de los efectos de convección libre.

La figura 2.7 presenta los regimenes para convección combinada en tubos horizontales.

En esta figura el número de Graetz se define como:

$$Gz = Re Pr \frac{d}{L} \dots\dots\dots (2.20)$$

El intervalo aplicable de las figuras 6 y 7 es para

$$10^{-2} < Pr \left(\frac{d}{L} \right) < 1$$

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

Las correlaciones que se presentan en las figuras son para temperatura de pared constante. Todas las propiedades se evalúan a la temperatura de película.

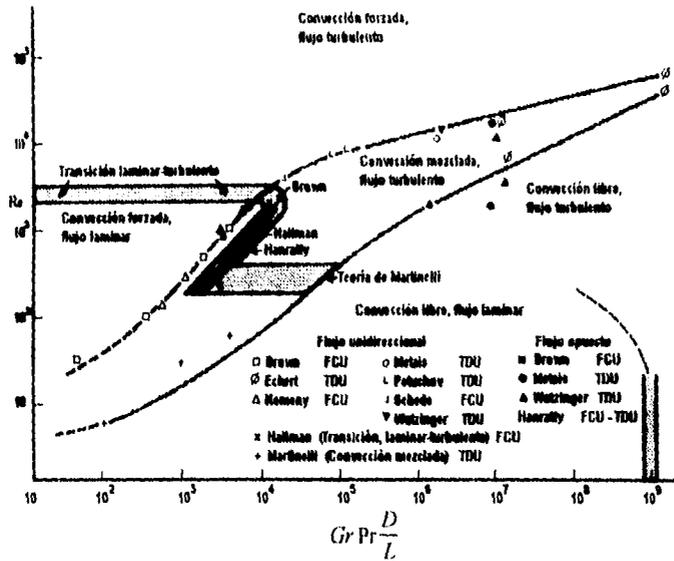


Fig. 2.6 Regímenes de convección libre, forzada y mezclada para flujo a través de tubos verticales.

Brown y Gauvin desarrollaron una mejor correlación para la convección mezclada, región de flujo laminar de la figura 2.7

$$Nu = 1.75 \left(\frac{\mu_b}{\mu_p} \right)^{0.14} \left[Gz + 0.012 (Gz Gr^{1/3})^{4/3} \right]^{1/3} \dots\dots\dots (2.21)$$

donde μ_b se evalúa a la temperatura global. Es preferible esta relación a la que se muestra en la figura 2.7.

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

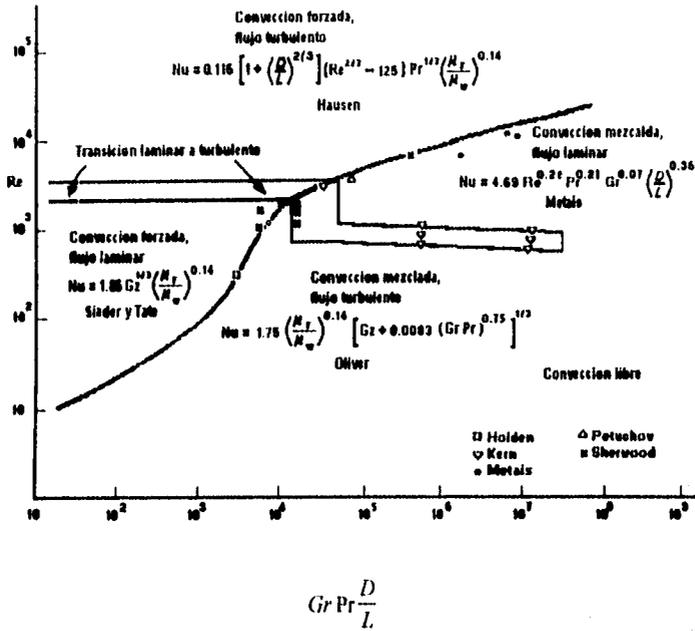


Fig. 2.7 Regimenes de convección libre, forzada y mezclada para flujo a través de tubos horizontales.

La noción general que se aplica en el análisis de convección combinada es que el predominio de un modo de transferencia de calor está gobernado por la velocidad de flujo asociada a ese modo. Se esperaría que en una situación de convección forzada que involucra una velocidad de flujo de 30 m/s, por ejemplo, eliminaría la mayor parte de los efectos de convección natural que se encuentran en campos gravitacionales ordinarios, debido a que las velocidades de las corrientes de convección libres son pequeñas en comparación con 30 m/s. Por otra parte, una situación de flujo forzado a velocidades muy pequeñas (0.3 m/s) podría ser afectada de forma apreciable por corrientes de convección libre. Un análisis de orden de magnitud de las ecuaciones para capa límite de convección libre, indicaría un criterio general para determinar si los efectos de convección natural son dominantes. El

criterio es que cuando $Gr/Re^2 > 1.0$, la convección libre es de importancia fundamental. Este resultado está en concordancia con las figuras 2.6 y 2.7.

2.2 Convección interna con intensificadores de calor

El estudio de la transferencia de calor en ductos es de gran importancia por la aplicación directa de sus resultados en el diseño y evaluación de equipo térmico. Comúnmente la literatura básica sobre transferencia de calor o intercambiadores de calor presenta los resultados teóricos y experimentales de uso más extendido. De esta manera es normal encontrar las correlaciones de Colburn, Dittus-Boelter, Sieder y Tate, como en el caso de la referencia [9], y ya citadas en este trabajo. Sin embargo, por las limitaciones y márgenes de incertidumbre de dichas correlaciones, continuamente se están realizando trabajos teóricos y/o experimentales que tratan de mejorar los anteriores incluyendo algún parámetro no considerado antes, ya sea para flujo laminar o turbulento; efectos de entrada térmica, variación de propiedades con la temperatura, números de Prandtl no estudiados, conducción axial, convección mixta, análisis transitorio, entre otros, como ocurre en las referencias [10-32].

El interés por mejorar el comportamiento de los intercambiadores de calor ha llevado a estudiar y diseñar diversos dispositivos que aumenten la transferencia de calor en ductos. La ventaja que se obtiene de la utilización de estos dispositivos intensificadores es la de lograr intercambiadores más compactos para una carga de calor dada, pero esto se logra a costa de una mayor potencia de bombeo (caída de presión).

Se han realizado diversos análisis teóricos y experimentales para flujos laminares y turbulentos que predicen o cuantifican el comportamiento de esos dispositivos. En particular, existen numerosas aplicaciones de ingeniería donde se tienen flujos laminares y como en estos los coeficientes convectivos de transferencia de calor son generalmente bajos, existe la necesidad de aumentarlos de alguna manera.

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

Las referencias [33-38] corresponden a trabajos experimentales de flujo turbulento llevados a cabo con tubos de rugosidad artificial o tubos corrugados. En las referencias [39-42] se trata el mismo tipo de problema pero aplicado al diseño de álabes de turbinas.

En términos generales los trabajos realizados sobre la intensificación de calor en régimen laminar, sobre todo de tipo experimental, son los de menor cantidad aunque en esta revisión éstos flujos (flujo laminar) son los más representados.

Entre los trabajos realizados sobre aletas internas, las referencias [43,44,47, 49-52 y 54-55] realizaron análisis teórico numérico en flujo laminar, en [46,48 y 56] se hicieron trabajos sobre flujo turbulento y en [45, 53 y 57] trabajos experimentales. La ref. [48] también efectuó la parte experimental.

Por las características de los insertos promotores de flujo con rotación o mezclado, los trabajos son de tipo experimental ya sea en flujo laminar o turbulento, como ejemplos podemos mencionar a las referencias [1, 45 y 58-69]. Las referencias [70 y 71] y en parte la [69] más bien están dedicadas a la organización de la información que se genera en trabajos experimentales sobre transferencia de calor.

Finalmente, entre todos los trabajos revisados solo uno de ellos presenta una diferencia sustancial: la ref. [49] que reporta un trabajo numérico del comportamiento de aletas internas circunferenciales (ver figura 2.8), predice que para ciertos números de Prandtl se tendrá una disminución en la transferencia de calor, cosa inusual en los dispositivos intensificadores. Esta es una buena razón, dado que no existe a la fecha evidencia experimental que confirme lo anterior, para emprender una línea de investigación al respecto, la cual se podrá llevar a cabo con el funcionamiento del sistema para obtener experimentalmente coeficientes de convección interna de tubos con intensificadores de transferencia de calor

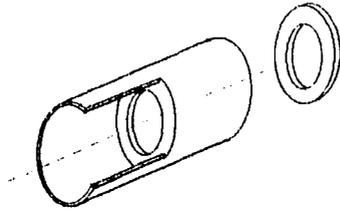


Fig. 2.8 Tubo con aletas circunferenciales.

2.3 Reseña de un estudio sobre intensificadores de calor.

Con el fin de reafirmar la importancia del presente proyecto y tener una mejor comprensión de la configuración de algunos tubos mejorados, así como la forma de evaluar su comportamiento termohidrodinámico, veamos una parte del trabajo realizado por T.J. Rabas [ref. 10] sobre intensificadores de calor en tubos que propician flujo remolino e incrementan de manera sustancial el transporte de calor.

Existe siempre un incremento en la caída de presión asociado al aumento de la transferencia de calor desarrollada con superficies intensificadoras. Tales superficies son evaluadas en este trabajo por medio del índice de calor transferido por unidad de diferencia de temperatura, $Q/\Delta T$, dividido por la caída de presión por unidad de longitud, $\Delta P/L$, $(Q/\Delta T)/(\Delta P/L)$. Para condiciones de mismo flujo, sección transversal de paso, longitud, y nivel de temperatura, el índice es igual a:

$$\eta = \frac{(h_e/h_f)}{(f_e/f_f)} = \frac{(Nu_e/Nu_f)}{(f_e/f_f)} = \frac{(St_e/St_f)}{(f_e/f_f)}, \quad \text{donde los subíndices } e \text{ y } f$$

corresponden a superficie intensificadora y superficie lisa, respectivamente, y se

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

evalúan al mismo número de Reynolds, Re . El diámetro para evaluar el número de Nusselt, el número de Reynolds, y el factor de fricción es el diámetro máximo del tubo liso involucrado, una práctica recomendada por Marner et al. (1983). El parámetro, η , fue definido como índice de eficiencia por Webb et al (1971) y se usa comúnmente como un criterio de evaluación por muchos investigadores. [ref. 70]

El índice de eficiencia será presentado para tubos en tres categorías:

1. Tubos con ribeteado espiral o aletas con relaciones de paso a altura grandes.
2. Tubos estriados espiralmente.
3. Tubos torcidos.

Las dos últimas categorías son clasificadas como mecanismos de remolino y recirculación porque tienen una relación de paso a altura pequeña.

Remolino - Tubos Aletados Espiralmente.

Gee y Webb (1980) obtuvieron el rendimiento de la transferencia de calor y caída de presión para una aleta de sección transversal cuadrada con tres diferentes ángulos de hélice (30, 49 y 70) y con aire como fluido de prueba. Los resultados para ángulo de hélice de 90° y para tubo liso (0°) fueron obtenidos de un experimento previo, Webb et al. (1971). Desafortunadamente las relaciones de paso-altura no fueron idénticas, siendo de 15.34 para el ángulo de hélice de 30° y los de los últimos de 10 y 20 respectivamente.

Ambos valores de transferencia de calor y factor de fricción aumentaron con el incremento del ángulo de hélice, cuando variaba de 0 a 90° grados; sin embargo, el desempeño de la transferencia de calor llegó a ser casi independiente del ángulo de hélice en el rango superior del mismo. La variación en los incrementos de la transferencia de calor y factor de fricción con el número de Reynolds rugoso son fuertemente dependientes sobre el ángulo de hélice.

La región completamente rugosa se alcanza para valores elevados del ángulo de hélice, con valores más altos del número de Reynolds rugoso, e^* . De manera similar, la transferencia de calor sigue creciendo con e^* sin alcanzar un valor constante. Como ocurre para ángulos menores como se ve en la figura 2.9 en el caso del aire en e^* alrededor de 100. Por otra parte, el comportamiento para el número de Prandtl mayor que uno es muy diferente.

En la figura 2.10 se muestra el índice de eficiencia como una función del ángulo de hélice basado en los datos de Gee y Webb. Note que se alcanza un valor máximo en aprox. 50° y que decrece con un incremento del número de Reynolds rugoso. También note que el ángulo tiene un marcado impacto sobre el índice de eficiencia, siendo los límites 0.6 a 0.9 para el rango completo del ángulo de hélice. El número de Reynolds rugoso e^* es una medida útil en la evaluación de aletas altas, aceptable aún para el mecanismo remolino.

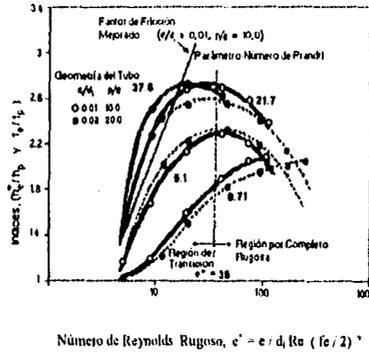


Fig. 2.9 Índices de incremento en la transferencia de calor y caída de presión para tubos con costillas transversales.

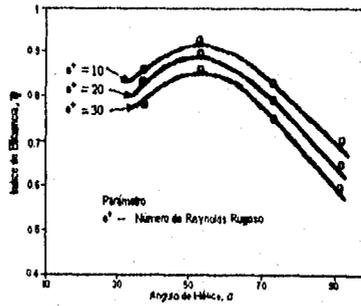


Fig. 2.10 Variación del índice de eficiencia con el ángulo de hélice.

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

Li et al (1982) realizaron una investigación completa de tubos ranurados espiralmente, usando agua como fluido de prueba. Aunque el énfasis fue sobre la configuración de hélice simple, y el mecanismo de flujo en separación y reaceramiento, también se probaron cinco tubos con helices múltiples para investigar el efecto del ángulo de hélice sobre el rendimiento térmico de tubos mejorados con el mismo diámetro interior ($d_i=17.8\text{mm}$)

Tabla 2.1 Niveles de incremento e índices de eficiencia para tubos ranurados probados por Li et al (1982).

	Re	Número de tubo				
		11	12	13	14	15
Altura, c (mm)		0.730	0.744	0.836	0.782	1.032
c/d		0.041	0.042	0.047	0.044	0.058
Paso, p (mm)		8.00	8.00	8.00	8.00	16.00
p/c		10.96	10.75	9.56	10.23	20.46
Angulo de hélice, α		81.80	73.90	66.30	59.90	41.40
f_c/f_p	20000	4.06	3.61	3.28	2.61	1.77
St_c/St_p		2.41	2.08	2.02	1.76	1.24
" η "		0.59	0.58	0.62	0.68	0.70
f_c/f_p	40000	4.73	4.19	3.80	2.93	1.89
St_c/St_p		2.23	1.97	1.94	1.63	1.19
" η "		0.47	0.47	0.51	0.56	0.63
f_c/f_p	80000	5.64	4.89	4.57	3.40	2.04
St_c/St_p		1.88	1.81	1.81	1.49	1.13
" η "		0.33	0.37	0.40	0.44	0.60

Rango del número de Prandtl de 4.5 a 6.37

La tabla 2.1 muestra el efecto del ángulo de hélice sobre los índices aumentados de transferencia de calor, factor de fricción y eficiencia. Los datos para desarrollar esta tabla fueron tomados de Rarigururajan y Bergles (1986). Note que los valores de las alturas del ranurado y del paso son casi los mismos y solamente el tubo 15 --el tubo con ángulo de hélice más bajo-- difiere de estos valores. En esta tabla

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

también se observa que los incrementos en transferencia de calor y del factor de fricción crecen con un aumento del ángulo de hélice, sin embargo, el índice de eficiencia disminuye con un incremento del mismo. Note también que con el incremento del número de Reynolds la eficiencia disminuye.

Estos datos sugieren que el mecanismo de remolino se prefiere para promover transporte de calor a pesar del comportamiento de " η ". Mediante el uso de diferentes métodos Li et al. concluyó que los tubos de hélice simple con ángulos de hélice en el rango de 90° son más utilizados, lo cual no es sorprendente a causa de la pequeña variación de los valores para este rango de ángulo de hélice. Su conclusión está basada sobre tubos que tienen una relación e/d_i elevada en su geometría de ranurado, con valores de e' excediendo siempre el valor de 50 aún para el más bajo número de Reynolds. Dicho de otra manera, la ventaja del mejor rendimiento del mecanismo de remolino se reduce con alturas grandes del ranurado.

Nakayama et al. (1983) investigaron la transferencia de calor y caída de presión de agua fluyendo dentro de tubos ($d_i=14.29$), los cuales tenían ranurado espiral con ángulos de hélice que variaban de 0 a 80° . La altura de la ranura se mantuvo constante a 0.39 mm. El paso axial fue variando mientras el paso transversal, $p_t = p \sin \alpha$, se mantuvo constante. También se varió la forma de la ranura con el ángulo de hélice. Para valores de " α " menores que 30° , las ranuras espirales tuvieron bordes afilados debido al proceso de extrudido que les dieron origen; para valores de " α " mayores que 30° , se consiguió una ranura más redondeada, la cual se manufacturó a través de un proceso de realzamiento.

La tabla 2.2 muestra los índices de incremento de transferencia de calor y fricción, y el índice de eficiencia para seis tubos con diferentes ángulos de hélice. De nuevo, los datos usados para generar estos valores fueron tomados de la base de datos compilada por Ravigururajan y Bergles (1986).

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

Tabla 2.2 Niveles de incremento e índices de eficiencia para tubos ranurados probados por Nakayama et al. (1983) *

		Ángulo de hélice, "α"					
		0°	15 ¹	30 ¹	46 ²	58 ²	80 ²
	c	0.300	0.300	0.300	0.300	0.300	0.300
	c/di	0.021	0.021	0.021	0.021	0.021	0.021
	psen α	4.6	4.4	3.9	3.9	3.9	3.9
	p/c	--	56.7	28.3	18.3	15.7	13.2
	Hélices	10.0	10.0	10.0	8.0	6.0	2.0
10000	f _c /f _p	1.000	1.205	1.336	1.880	1.949	2.753
	h _c /h _p	1.190	1.409	1.818	1.591	1.409	2.364
	"η"	1.190	1.169	1.360	0.846	0.723	0.858
20000	f _c /f _p	1.110	1.113	1.362	1.840	1.993	3.239
	h _c /h _p	0.972	1.238	1.584	1.346	1.238	2.178
	"η"	0.876	1.112	1.163	0.732	0.621	0.672
40000	f _c /f _p	1.076	1.206	1.291	1.672	2.041	3.710
	h _c /h _p	0.811	1.074	1.289	1.128	1.074	1.955
	"η"	0.754	0.891	0.998	0.674	0.526	0.527

Primero, note que el índice de eficiencia más elevado ocurre con el ángulo de hélice de 30° y existe una variación significativa en los valores de "η" para los seis tubos.

Además, el nivel de eficiencia es muy alto (η= 1.36) para el ángulo de hélice de 30°. Este valor es aún más alto que aquel obtenido con rugosidad de granos de arena, el cual se basa en el mecanismo de adelgazamiento de la subcapa límite laminar, expuesto en el punto 1.2.2 capítulo 1, pero con un número de Prandtl ligeramente más bajo.

Hay algunas inconsistencias aparentes en la tabla; en particular, la variación del aumento de la transferencia de calor con el ángulo de hélice. La inconsistencia se puede deber a lo siguiente: ranuras de forma diferentes, paso axial con diferentes valores, configuraciones diferentes (hélice simple, hélices múltiples), y/o exactitud

* Rango del número de Prandtl: 7.1 a 7.7. ¹Ranura de forma cuadrada. ²Ranura de forma redonda.

experimental. Se puede argumentar que el cambio de la forma de la ranura es la causa más probable. De hecho en algunos de los resultados presentados no se observan conclusiones claras.

Lo descrito anteriormente, puede propiciar otra línea de investigación para la puesta en marcha del presente trabajo, ya que hasta la fecha, desafortunadamente, no hay un programa dedicado a explorar el efecto de la forma del ranurado para el rango intermedio del ángulo de hélice.

Remolino y Recirculación - Tubos estriados espiralmente.

Una geometría particular de tubo que ha recibido mucho interés está basada sobre un concepto desarrollado por G.A. Technologies, Inc. Los tubos son fabricados mediante el extrudido de una tira de metal con estriás longitudinales. La tira es entonces envuelta y soldada por una costura en los bordes contiguos para formar un tubo. El número de estriás es grande, alrededor de 15 a 35 para un tubo de 25 mm de diámetro, lo cual agrega una considerable superficie de transferencia de calor, resultando valores de 1.4 a 1.7 veces más que la superficie de un tubo liso de las mismas dimensiones.

Aparentemente, no hay un método de predicción dedicado a este tipo de tubo, aunque Ravigururajan y Bergles (1986) demostraron que sus correlaciones pronostican adecuadamente sus resultados experimentales para dos geometrías diferentes.

La tabla 2.3 compara los valores de índice de eficiencia para 6 tubos estriados espiralmente en esta forma. Hubo tres fuentes de datos para compilar estos resultados y, para una de ellas, los valores fueron obtenidos para dos diferentes números de

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

Reynolds. En todos los experimentos el fluido de prueba fue agua a la temperatura del cuarto (esencialmente el mismo número de Prandtl). La tabla 2.3 muestra que el índice de eficiencia puede alcanzar niveles comparables con aquellos obtenidos mediante el dispositivo de rugosidad de granos de arena y hélice simple de tubos ranurados, los cuales promueven los mecanismos de adelgazamiento de la subcapa laminar y separación y reaceramiento (descritos en el capítulo 1), respectivamente. La mayor ventaja de este mecanismo de remolino y recirculación es el elevado nivel de transferencia de calor (de 2 a 4) mientras todavía mantiene en un buen valor el índice de eficiencia, " η ".

Tabla 2.3. Tubos estriados espiralmente -- fluido de prueba agua.

Investigación	d,	e/d,	p/c	α	Re	hc/hp	η
Marzo et al. (1979)	13.46	0.104	3.52	30.0	20000	3.28	0.49
					60000	3.28	0.61
	13.31	0.105	3.35	45.0	20000	3.24	0.49
					60000	3.24	0.50
					20000	3.28	0.34
20.32	0.063	3.30	40.6	20000	2.10	1.05	
				22.86	0.055	4.32	30.2
Panchal y France (1988)	28.19	0.093	1.71	30.0	30000	2.97	1.14

Remolino y recirculación. - Tubos Torcidos.

Aquí existe otra familia de tubos mejorados con valores de ángulos de hélice intermedios pero que contienen estrias profundas y en menor cantidad. Estos tubos se forman por medio del torcimiento de un tubo plano. Los detalles del proceso de manufactura varían dependiendo del fabricante. De nuevo, aquí existen aumentos sustanciales de superficie de transferencia de calor, llegando a ser el doble del área de un tubo liso. (Richards et al. 1987).

CONVECCION INTERNA CON INTENSIFICADORES DE CALOR

Bergles (1980) comparó el rendimiento térmico de seis diferentes investigaciones acerca de tubos mejorados. Hubo una variación sustancial en los resultados, siendo los valores típicos en el mejoramiento de la transferencia de calor de 2.5, 3.0, 2.6, 1.76, 2.92 y aproximadamente 5. Una comparación similar se hizo para la caída de presión, en donde se encontraron valores de 16 a 19 veces mayor que para el tubo liso. Algunos de los valores del índice de eficiencia, encontrados por Marto et al. (1979), son 0.42, 0.48 y 0.27 en $Re=20000$ para tres diferentes tubos.

En 1987 Richards et al. realizaron un esfuerzo experimental muy extenso con el que obtuvo el desempeño de la transferencia de calor y caída de presión para doce diferentes tubos torcidos, empleando agua como fluido de prueba. Para un número de Reynolds=20000, los valores del índice de eficiencia resultaron bajos, siendo el valor máximo 0.42. Estos resultados son consistentes con las investigaciones previas, que sugieren que tubos con aletas en espiral y estrías profundas no pertenecen a los intensificadores con índices de eficiencias aceptables.

Una característica común de todos los tubos torcidos es la trayectoria estriada muy profunda --los valores e/d_i de los tubos probados por Richards et al. (1987) variaron de 0.09 a 0.26--. T. J. Rabas [ref. 10] hace mención de no estar conciente de algún experimento que considere trayectorias de ranuras mucho más pequeñas las cuales producen una operación más eficiente en energía. Por lo cual recomienda que los fabricantes consideren esta proposición de tubos torcidos con estrías de pequeña profundidad a causa del desempeño favorable mediante el mecanismo de remolino. Además, dentro de la Facultad de Ingeniería se podría investigar al respecto, a través de este proyecto.

CAPITULO 3

ANALISIS DE TRANSPORTE Y CAIDA DE PRESION.

3.1 Análisis térmico de la sección de prueba.

En este apartado se determina la manera en que se obtienen las correlaciones de transferencia de calor a partir de las lecturas tomadas con el sistema de instrumentación.

Inicialmente, se obtiene una ecuación diferencial que modela el comportamiento de las variables que intervienen en el proceso de transferencia de calor, y se culmina con el planteamiento de su solución a través del método de diferencias finitas.

A partir de la ecuación (2.7) tenemos que el calor absorbido por el fluido de prueba en un intervalo "dx" de la zona de pruebas es:

$$dQ = mc_p dT \dots\dots\dots(3.1)$$

Este flujo de calor es el que obtiene a través de la superficie de transferencia de calor del tubo en ese intervalo, es decir:

$$dQ = \frac{UA}{L}(T_p - T)dx \quad (3.2)$$

El balance de energía es entonces

$$m c_p dT = \frac{UA}{L}(T_p - T)dx,$$

$$\frac{dT}{dx} = \frac{UA}{m c_p L}(T_p - T),$$

$$\frac{dT}{dx} + \frac{UA}{m c_p L} T - \frac{UA}{m c_p L} T_p = 0 \quad (3.3)$$

considerando $\theta = \frac{T - T_c}{T_i - T_c}$ y $x^* = \frac{x}{L}$ (3.4)

$$dT = (T_i - T_c)d\theta, \quad dx = Ldx^*, \quad \text{y sustituyendo en (3.3)}$$

$$\frac{d\theta}{dx^*} + \frac{UA}{m c_p} \theta - \frac{UA}{m c_p} \left(\frac{T_p - T_c}{T_i - T_c} \right) = 0$$

haciendo $\phi = \frac{UA}{m c_p}$ y $T_p^* = \frac{T_p - T_c}{T_i - T_c}$, tenemos:

$$\theta' + \phi\theta - \phi T_p^* = 0 \quad (3.5)$$

con las siguientes condiciones en la frontera:

- para $x^* = 0$ $\theta = 0$

- para $x^* = 1$ $\theta = 1$

La ecuación anterior es una ecuación diferencial ordinaria, no lineal, de primer orden, por lo que se requiere encontrar una relación funcional $[\phi = f(\theta)]$, que permita encontrar la solución de la ecuación (3.5) por medio del método de diferencias finitas o cualquier otro método adecuado.

Los métodos involucrados en diferencias finitas para resolver problemas de valores en la frontera consisten en reemplazar cada una de las derivadas en la ecuación diferencial mediante una aproximación apropiada en diferencias

Las diferencias se eligen generalmente para que se mantenga un error de truncado de cierto orden (ξ).

Para el caso de la ecuación (3.5), se requiere aproximar θ mediante diferencias. Para llevar a cabo esto, seleccionamos un entero " $N > 0$ " y dividimos el intervalo de la variable x^* $[0, 1]$ en " $N-1$ " subintervalos iguales, cuyos puntos finales son los puntos de malla $x_i^* = 0 + ih$, para " $i = 0, 1, 2, \dots, N-1$ ", donde " $h = (1-0) / (N-1)$ ". Eligiendo la constante " h " de esta manera, se facilita la aplicación de un algoritmo matricial, en el que se tiene que resolver un sistema no lineal de ecuaciones, que involucra una matriz de " $N \times N$ ".

En los puntos de malla interiores, x_i^* , " $i = 1, 2, \dots, N$ ", la ecuación diferencial (3.5) se puede aproximar como:

$$\theta'(x_i^*) = -\phi(\theta)\theta(x_i^*) + \phi(\theta)T_p^*(x_i^*) \dots\dots\dots(3.6)$$

Expandiendo θ en un polinomio de Taylor de segundo grado cerca de x_i^* evaluado en x_{i+1}^* y x_{i-1}^* , tenemos:

$$\theta(x_{i+1}^*) = \theta(x_i^* + h) = \theta(x_i^*) + h\theta'(x_i^*) + \frac{h^2}{2}\theta''(x_i^*) + \frac{h^3}{6}\theta'''(\xi_i^-) \dots\dots\dots(3.7)$$

para algún ξ_i^- , $x_i^* < \xi_i^- < x_{i+1}^*$ y

$$\theta(x_{i-1}^*) = \theta(x_i^* - h) = \theta(x_i^*) - h\theta'(x_i^*) + \frac{h^2}{2}\theta''(x_i^*) - \frac{h^3}{6}\theta'''(\xi_i^+) \dots\dots\dots(3.8)$$

para algún ξ_i^+ , $x_{i-1}^* < \xi_i^+ < x_i^*$.

Restando las ecuaciones (3.7) y (3.8), obtenemos:

$$\theta(x_{i+1}^*) - \theta(x_i^*) = 2h\theta'(x_i^*) + \frac{h^3}{6} [\theta'''(\xi_i) + \theta'''(\xi_i)]$$

$$\theta'(x_i^*) = \frac{\theta(x_{i+1}^*) - \theta(x_i^*)}{2h} - \frac{h^2}{12} [\theta'''(\xi_i) + \theta'''(\xi_i)]$$

Aplicando el teorema del valor medio, la ecuación anterior se simplifica a:

$$\theta'(x_i^*) = \frac{1}{2h} [\theta(x_{i+1}^*) - \theta(x_i^*)] - \frac{h^2}{6} \theta'''(\xi_i) \dots\dots\dots (3.9)$$

para algún ξ_i donde $x_{i-1}^* < \xi_i < x_{i+1}^*$

Sustituyendo la ecuación (3.9) en la ecuación (3.6), se tiene:

$$\frac{\theta(x_{i+1}^*) - \theta(x_i^*)}{2h} = -\phi(\theta)\theta(x_i^*) + \phi(\theta)T_r^*(x_i^*) + \frac{h^2}{6} \theta'''(\xi_i) \dots\dots\dots (3.10)$$

Mediante esta ecuación junto con sus condiciones de frontera $\theta(0) = 0$ y $\theta(1) = 1$, se puede emplear un método de diferencias finitas con error de truncado del orden $\mathcal{O}(h^2)$. Redefiniendo los valores de θ así:

$$\begin{aligned} \theta_0 &= 0, \quad \theta_{N-1} = 1, \quad \text{y} \\ \frac{\theta_{i+1} - \theta_{i-1}}{2h} + \phi_i(\theta)\theta_i &= \phi_i(\theta)T_{pr}^* \dots\dots\dots (3.11) \\ \text{para } i &= 1, 2, \dots, N \end{aligned}$$

Reescribiendo la ecuación (3.11) como

$$\theta_{i+1} - \theta_{i-1} + 2h\phi_i T_{pi}^* - 2h\phi_i \theta_i = 0 \dots\dots\dots (3.12)$$

Solo resta encontrar la relación para cada ϕ_i en los puntos de mallado, desde que $i=1, \dots, N$. Para lograrlo vamos a considerar que el coeficiente local de transferencia de calor " U_i " es constante pero diferente para cada subintervalo de la sección de prueba. A partir de que el flujo de calor en cada uno de estos puntos de mallado se puede expresar como:

$$dQ_i = U_i dA_i \Delta T_{pi} \dots\dots\dots (3.13)$$

donde $\Delta T_{pi} = T_{pi} - T_i$ es la diferencia entre la temperatura de pared y la temperatura del fluido en ese punto. De la gráfica de esta diferencia contra el flujo de calor, se puede evaluar la pendiente de la curva como:

$$\frac{d(\Delta T_{pi})}{dQ} = \frac{\Delta T_{pi+1} - \Delta T_{pi}}{Q_i} \dots\dots\dots (3.14)$$

Sustituyendo la ecuación (3.13) en la ecuación (3.14) e integrándola desde ΔT_{pi} hasta ΔT_{pi+1} , obtenemos:

$$Q_i = \frac{U_i A_i (\Delta T_{pi+1} - \Delta T_{pi})}{Ln \left(\frac{\Delta T_{pi+1}}{\Delta T_{pi}} \right)} \dots\dots\dots (3.15)$$

Por otro lado, esta cantidad de calor puede evaluarse en función de la temperatura del fluido como:

$$Q_i = mc_p (T_{i+1} - T_i) \dots\dots\dots (3.16)$$

Dividiendo la expresión (3.15) entre la (3.16), y recordando la definición de " $\phi = UA/mc_p$ ", obtenemos:

$$\frac{(\Delta T_{pi+1} - \Delta T_{pi}) \phi_i}{(T_{i+1} - T_i) Ln(\Delta T_{pi+1} / \Delta T_{pi})} = 1 \dots\dots\dots (3.13)$$

Finalmente, adimensionalizando la expresión (3.13) y despejando " ϕ_i ", obtenemos la expresión adecuada:

$$\phi_i = \frac{(\theta_{i+1} - \theta_i) L_i \ln \left[\frac{(T_{p,i+1}^* - \theta_{i+1}) / (T_{p,i}^* - \theta_i)}{(T_{p,i+1}^* - \theta_{i+1}) - (T_{p,i}^* - \theta_i)} \right]}{(T_{p,i+1}^* - \theta_{i+1}) - (T_{p,i}^* - \theta_i)} \dots\dots\dots (3.14)$$

A partir de esta ecuación y la ecuación (3.12) obtenemos para $i=1,2,\dots,N$ un sistema de "N" ecuaciones no lineales con "N" incógnitas, el cual se puede resolver mediante el método de Newton-Raphson para sistemas no lineales o cualquier otro método adecuado.

Se debe tener presente que $T_p^* = T_p^*(x^*)$, sin embargo, los valores de esta variable se determinan experimentalmente a través de termopares colocados a lo largo de la sección de prueba, por lo que se conocerá su comportamiento.

Ahora bien, con las ϕ_i para $i=1,2,\dots,N$, obtenemos los valores locales del coeficiente convectivo de transferencia de calor en el interior del tubo, así:

$$\frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{m c_p \phi_i} = \frac{1}{h_i A_i} + R_p$$

$$\therefore h_i = \frac{m c_p \phi_i}{A_i (1 + m c_p \phi_i R_p)} \dots\dots\dots (3.15)$$

3.2 Análisis hidrodinámico de la sección de prueba.

El determinar el coeficiente de fricción de Darcy resulta más sencillo, ya que la sección de prueba contará con un transductor diferencial de presión conectado a la entrada y salida de la misma, esto permite evaluar directamente la caída de presión a través del tubo con intensificadores de calor.

Dado que el tubo puede estar en diferentes posiciones, desde horizontal hasta vertical, dependiendo de la configuración de interés a evaluar, la caída de presión se puede expresar como:

$$\Delta P = \rho_f g \left[h_f + (z_2 - z_1) \right] \quad (3.16)$$

De la expresión anterior evaluamos la pérdida de carga como:

$$h_f = \frac{\Delta P}{\rho_f g} - (z_2 - z_1) \quad (3.17)$$

También la pérdida de carga se calcula así:

$$h_f = f \frac{L}{D_a} \frac{u^2}{2g} \quad (3.18)$$

Finalmente, igualando las ecuaciones (3.17) y (3.18), y operando algebraicamente obtenemos el coeficiente de fricción de Darcy:

$$f = \frac{D_a}{L} \frac{2g}{u^2} \left[\frac{\Delta P}{\rho_f g} - (z_2 - z_1) \right] \quad (3.15)$$

Grupos adimensionales.

Los grupos adimensionales que serán considerados en el cálculo de las correlaciones experimentales de acuerdo con las referencias [] son los siguientes:

$$Nu = h_i D_{ci} / k \quad (3.16)$$

$$Re = GD_{ci} / \mu \quad , \text{ donde } G = m/A_c \quad , \quad A_c = \pi D_{ci}^2 / 4 \quad (3.17)$$

$$Pr = \mu c_p / k \quad (3.18)$$

$$Gz = mc_p / k L \quad (3.19)$$

$$\alpha = P/H \quad (3.20)$$

$$\beta = H/D_{ci} \quad (3.21)$$

donde (3.16), (3.17), (3.18) y (3.19) son los números de Nusselt, Reynolds, Prandtl y Graetz, respectivamente

Todas las propiedades involucradas son las del fluido de prueba y se evalúan a la temperatura global media del fluido entre la entrada y la salida, esto es

$$\begin{aligned} T_b &= \text{Temperatura media del fluido} \\ T_b &= (T_e + T_s)/2 \dots\dots\dots(14) \end{aligned}$$

Se ha considerado como la variable geométrica significativa para el cálculo del número de Reynolds y el de Prandtl, el diámetro interior máximo D_{ci} para los tubos con intensificadores de calor, como lo sugiere la ref. [67]. Cabe hacer mención que esta longitud característica se evalúa de acuerdo a la configuración en estudio, pudiendo inclusive ser un diámetro equivalente apropiado.

Además, para tomar en cuenta el efecto de la variación de las propiedades con la temperatura, se considera la relación de viscosidad media a superficial:

$$\gamma = \mu_b / \mu_p$$

Procesamiento de resultados.

Una vez ya obtenidos los coeficientes de transferencia de calor convectivo (h_c) y de fricción de Darcy (f), lo único que resta es presentar los resultados en forma generalizada a través del uso de correlaciones adimensionales.

ANÁLISIS DE TRANSPORTE DE CALOR Y CAIDA DE PRESIÓN

De acuerdo con [67] se plantea que el comportamiento de la transferencia de calor en el caso de flujo turbulento es de la forma:

$$Nu = a (Re)^b (Pr)^c (\alpha)^d (\beta)^e (\gamma)^f$$

y para el caso de flujo laminar:

$$Nu = g (Gz)^h (\alpha)^i (\beta)^j (\gamma)^k$$

donde las letras "a" a "k" son constantes a determinar empleando un método de ajuste de curvas que aproxime los datos experimentales y resultados obtenidos con las correlaciones citadas arriba.

CAPITULO 4

DISEÑO DE LA INSTALACIÓN

4.1 Alcance.

Es importante llevar a cabo experimentos en todas las ramas de la ciencia, y más fundamental en aquellas donde la teoría obtenida no puede explicar por completo el fenómeno en estudio. Sin duda, la transferencia de calor es una ciencia en donde la experimentación es una herramienta básica para explicar los mecanismos que la producen.

Conocer más a fondo los mecanismos que intervienen en el intercambio de energía térmica es contar con una mayor capacidad para desarrollar dispositivos que hagan más eficiente esta tarea. Motivo por el cual es indispensable contar con una instalación experimental en la Facultad de Ingeniería de la U.N.A.M., en donde se puedan llevar a cabo estudios, ya sea para comprobar las teorías existentes o probar nuevos dispositivos que operen de manera más eficiente en el intercambio de energía térmica.

DISEÑO DE LA INSTALACION

Por lo anterior expuesto, el trabajo pretende plantear el diseño de un sistema termohidráulico que permita obtener coeficientes de convección interna en tubos con intensificadores de calor en su interior.

Dicha instalación se hará con base en una serie de criterios, que permitan la operación y funcionamiento necesarios para poder llevar a cabo experimentos de convección interna, ya sea natural, mixta o forzada en regímenes de flujo laminar o turbulento. El sistema será flexible en cuanto a que permita desarrollar experimentos en diferentes configuraciones de la sección de prueba, es decir, se podrán hacer experimentos con una sección de prueba colocada en forma horizontal, vertical o inclinada.

También se propone instrumentar de la manera más idónea y moderna el sistema experimental, empleando tecnología computarizada para el procesamiento de las lecturas obtenidas en los experimentos. Esto hace más confiables los resultados que se obtengan con la puesta en marcha del presente proyecto.

Finalmente se hace una evaluación económica del costo de la instalación termohidráulica, considerando todos y cada una de sus partes constitutivas, incluyendo la instrumentación de la misma, con el fin de poder contar con un presupuesto base para la adquisición del sistema experimental.

El alcance de este trabajo no incluye la puesta en marcha de la instalación, debido a que su costo tiene que ser sometido a criterio de las autoridades competentes de la Facultad de Ingeniería.

4.2 Criterios.

Siendo la evaluación del coeficiente interno de transferencia de calor el motivo de este proyecto, y tomando en cuenta la experiencia previa, del Ing. Eduardo Medina (1989), lograda en una instalación rudimentaria en la que se calentaba la sección de prueba mediante vapor proveniente de una caldera y con la cual se obtenían resultados poco satisfactorios, debido principalmente a las fluctuaciones erráticas en las lecturas de temperatura provocadas por la acción del vapor en los puntos de contacto de la unión termopar, se define que la zona de prueba sea calentada por medio de resistencias eléctricas como en las referencias [13, 21, 29 y 53].

Estos dispositivos proporcionan un flujo de calor constante, además la potencia eléctrica a suministrar se puede controlar por medio de un autotransformador (variac) o un transformador con derivaciones en el secundario. También ofrecen un comportamiento correcto, experimentos preliminares así lo confirman.

La zona de pruebas de entre 1 y 1.5 metros de longitud, con la característica de poder montarse en diferentes posiciones, deberá estar convenientemente instrumentada: se contará con un mínimo de diez termopares tipo "T" que se encargaran de medir la temperatura de la pared externa del tubo para hacer el análisis descrito en el capítulo anterior donde se determina el coeficiente convectivo de transferencia de calor. También contará con termopares adicionales para medir las temperaturas de admisión y descarga del fluido en la zona de pruebas, temperatura ambiente, etc.

Todos los termopares estarán conectados a un sistema de adquisición de datos, y mediante un software adecuado las lecturas serán procesadas en una computadora personal.

DISEÑO DE LA INSTALACION

La zona de prueba deberá estar convenientemente aislada para evitar pérdidas de calor a los alrededores del sistema. La selección del aislante se hará con base en la temperatura de pared que se obtenga en el calentamiento de la sección de prueba.

La caída de presión a través de la sección de prueba, que es otro punto de interés en estudio, se sentirá por medio de un transductor de presión diferencial. Se pretende de esta manera que las lecturas se tomen, adapten y procesen de la misma manera que las lecturas de los termopares con el fin de procesar toda la información para obtener las correlaciones respectivas de caída de presión y transferencia de calor.

Se espera cubrir un rango amplia en números de Prandtl (entre 2 y 500), que implica el uso de diferentes sustancias (agua, etilenglicol al 50% y aceite ligero) Para trabajar con los fluidos mencionados es necesario que el sistema sea cerrado lo que lleva al uso de un intercambiador de calor que extraiga la energía ganada en la zona de pruebas con el fin de regresar a las condiciones térmicas iniciales del fluido antes del calentamiento. En resumen, el sistema propuesto se presenta en el diagrama de flujo de la figura 4.1.

Para mover el fluido operante se empleará una bomba centrífuga en el caso de agua y mezclas con agua, y una bomba de desplazamiento positivo o también una bomba centrífuga en el caso del aceite ligero, dependiendo de las condiciones de flujo que se obtengan para éste. Ambas bombas extraeran los fluidos de prueba de un par de tanques de almacenamiento, es decir, uno para fluidos poco viscosos y el otro para fluidos más viscosos, el bombeo será de un fluido a la vez dependiendo de la prueba de interés a realizar.

La medición del flujo másico se hará mediante un rotámetro para cada tipo de fluido. El control del flujo y en consecuencia el control en gran medida del número

DISEÑO DE LA INSTALACION

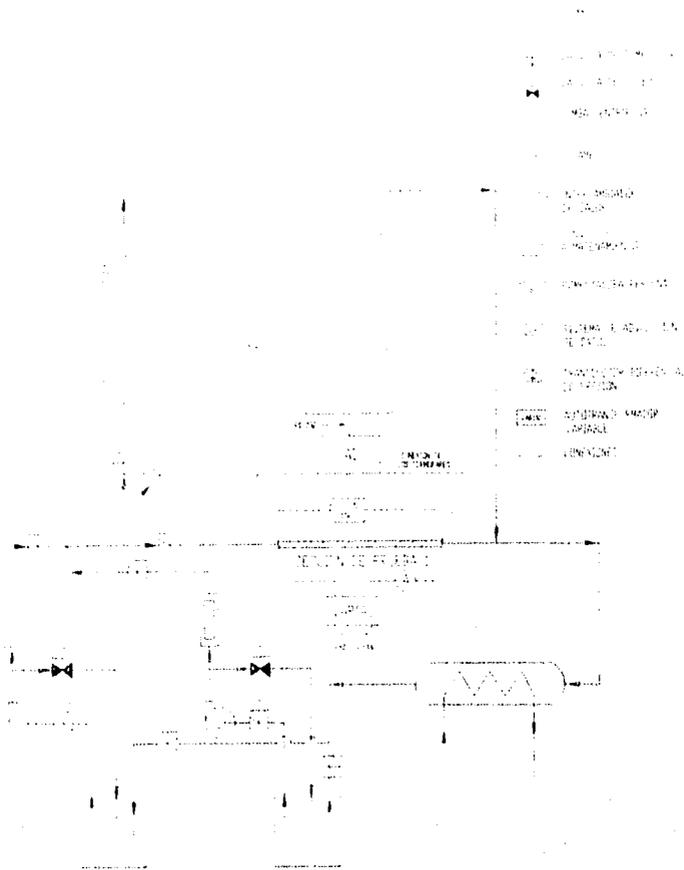


Fig. 4.1 Diagrama de flujo de la instalación experimental

de Reynolds, se logrará mediante la acción conjunta de una línea de derivación "bypass" y una válvula de globo. Como meta se esperan obtener números de Reynolds máximos entre 30,000 y 50,000, que son los que normalmente se manejan, como se hizo en las referencias [33, 34, 37, 52, 55 y 56], para poder efectuar comparaciones con gran parte de los trabajos reportados.

4.3 Diseño.

Longitud de la sección que Antecede la Sección de Prueba.

Para flujo laminar totalmente desarrollado la longitud de entrada hidrodinámica es mayor que para flujo turbulento, así lo demuestran la comparación entre las ecuaciones (2.1) y (2.2). Además, pensando en la restricción de espacio que pudiera existir, principalmente en cuanto a altura del local en donde se ubique la instalación experimental, el cálculo de la longitud que antecede a la sección de prueba se realiza para tener flujo turbulento completamente desarrollado.

El diseño de la instalación experimental se hace utilizando tubería de acero comercial cedula 40, de una pulgada de diámetro nominal, cálculos preliminares y la referencia [37] confirman su uso.

Para un régimen máximo de flujo turbulento donde $Re = 50,000$ y para el diámetro de la tubería a considerar (de tablas $D_i = 26.6$ mm), la longitud de entrada hidrodinámica a partir de la ecuación (2.2) es la siguiente:

$$x_{f.d.h} = 50D_i \Rightarrow x_{f.d.h} = (50)(0.0266)$$

$$\therefore x_{f.d.h} = 1.60 \text{ m}$$

Ahora, para el caso de flujo laminar completamente desarrollado se evalúa el máximo número de Reynolds que se podrá experimentar en la instalación, a partir de la ecuación (2.1) se obtiene el siguiente resultado:

$$Re = \frac{x_{f.d.h}}{0.05D_i} \Rightarrow Re = \frac{1.596}{(0.05)(0.0266)}$$

$$\therefore Re = 1200$$

DISEÑO DE LA INSTALACION

Con este valor se cubre poco mas de la mitad del rango para flujo laminar que es hasta $Re_c = 2300$, con lo que podemos efectuar comparaciones con los resultados de transferencia de calor existentes en la literatura.

Longitud de la sección de Prueba.

A partir de la ecuación (2.3), y considerando el rango de valores del número de Prandtl que queremos evaluar, se observa que no será posible efectuar experimentación en flujo laminar bajo condiciones de flujo térmico completamente desarrollado, ya que la longitud de entrada térmica para este caso excede el valor que se considera como criterio para la dimensión de este tramo del sistema [1 a 1.5 m de longitud]. A continuación se presentan una serie de valores que confirman lo anterior: ($D_{nom} = 1$ pulg.)

Re = 1200		Re = 300	
Pr	$x_{fd,t}$ [m]	Pr	$x_{fd,t}$ [m]
2	3.19	3	1.20
3	4.80	4	1.60
5	7.98	5	2.00
10	15.96	6	2.39

Para el caso de flujo turbulento, evaluamos la longitud de entrada térmica con el extremo superior del intervalo mediante la ecuación (2.4), ya que es la longitud máxima para el desarrollo térmico completo en estas condiciones de flujo. El resultado es el siguiente:

$$x_{fd,t} = 15D_t \Rightarrow x_{fd,t} = (15)(0.0266)$$
$$\therefore x_{fd,t} = 0.4 \text{ m}$$

DISEÑO DE LA INSTALACION

Dado el resultado anterior, se propone que la longitud de la sección de prueba sea de 1.40 m, con el fin de poder efectuar, en un margen de un metro, experimentos con flujo turbulento desarrollado térmicamente.

Cabe hacer mención que el cálculo anterior considera tubo liso, sin embargo, para el caso de tubos con intensificadores de calor el diámetro a utilizar en la ecuación (2.4) será el diámetro interior máximo o alguna otra longitud característica adecuada que tenga la configuración geométrica en estudio, por lo que la longitud de entrada térmica variará dependiendo del tubo a evaluar.

Carga y caída de presión en la sección de prueba.

La caída de presión en la sección de prueba dependerá también del experimento, sin embargo, se hace una estimación del valor máximo posible con base en los resultados obtenidos en la ref. [37], en donde se observa que el factor de fricción para tubos con intensificadores de calor tiene un valor máximo de tres veces y media del valor que se obtiene para tubos lisos.

De esta manera se obtienen los valores de la carga debida a la caída de presión para los tres diferentes líquidos manejados, empleando la expresión (4.1), donde la rugosidad relativa en todos los casos es para tubería de acero comercial con $\epsilon/d_i = 0.046/26.6 = 0.0017$, como punto de partida.

$$H_{SP} = 3.5f \left(\frac{L}{d_i} \right) \frac{u^2}{2g} \dots\dots\dots (4.1)$$

El número de Reynolds máximo a experimentar en la instalación es de 50000 para agua, 23000 para etilenglicol y 1500 para aceite ligero, con estos valores y considerando el fluido operante a 30 °C como temperatura de estabilización, vamos a calcular la velocidad que existirá en el sistema experimental para cada caso.

DISEÑO DE LA INSTALACION

De la definición del número de Reynolds tenemos: $u = \frac{\mu Re}{\rho D}$

De la tabla A.1 para agua obtenemos los valores de las propiedades termofísicas:

$$u = \left(\frac{0.815 \times 10^{-4}}{995.1} \right) \left(\frac{50000}{0.0266} \right)$$

$$u = 1.539 \text{ m/s}$$

Para etilenglicol al 50 % y sus propiedades de la tabla A.2, obtenemos:

$$u = \left(\frac{2.79 \times 10^{-4}}{1058.58} \right) \left(\frac{23000}{0.0266} \right)$$

$$u = 2.279 \text{ m/s}$$

Y para aceite ligero con propiedades de la tabla A.3 se tiene:

$$u = \left(\frac{3.587 \times 10^{-2}}{905.978} \right) \left(\frac{1500}{0.0266} \right)$$

$$u = 2.232 \text{ m/s}$$

a) Para agua con $Re = 50000$ y con la rugosidad relativa se determina el valor del coeficiente de fricción del diagrama de Moody¹ $f = 0.026$, el cual se sustituye junto con la velocidad en la sección de prueba del agua en la expresión (4.1), para finalmente obtener la caída de presión en la sección de prueba expresada en metros del líquido correspondiente y en bars.

$$H_{sp} = \frac{(3.5)(0.026)(1.4)(1.539)^2}{(0.0266)(2)(9.81)} = 0.58 \text{ m}$$

$$\Delta P = \rho g H_{sp} (10^{-5})$$

$$\Delta P = (994.95)(9.81)(0.58)(10^{-5}) = 0.056 \text{ bar}$$

Procediendo de manera análoga obtenemos el resultado correspondiente para Etilenglicol al 50% y para aceite ligero con $Re = 23000$ y $Re = 1500$ respectivamente.

¹ Frank M. White. "Mecánica de fluidos". Edit. pag. 360.

b) *Para Etilenglicol al 50%* el valor del coeficiente de fricción es $f = 0.0285$, por lo que la carga y la caída de presión resultan:

$$H_{sp} = \frac{(3.5)(0.0285)(1.4)(2.279)^2}{(0.0266)(2)(9.81)} = 1.39 \text{ m}$$

$$\Delta P = (1058.26)(9.81)(1.39)(10^{-5}) = 0.144 \text{ bar}$$

c) *Para aceite ligero* $f = 0.427$ (flujo laminar), la carga y caída de presión son:

$$H_{sp} = \frac{(3.5)(0.0427)(1.4)(2.232)^2}{(0.0266)(2)(9.81)} = 2 \text{ m}$$

$$\Delta P = (907.327)(9.81)(2)(10^{-5}) = 0.178 \text{ bar}$$

Los valores obtenidos son importantes tanto para la evaluación de la carga de la bomba a emplear, como para la selección del transductor diferencial de presión que sensará la caída de presión en la zona de prueba.

Transductor diferencial de presión.

En el punto anterior vemos que la mayor caída de presión la experimenta el aceite ligero con un valor de 0.178 bar. En el mercado existen transductores cuya rango de medición es de $0 < \Delta P < 0.25$ bar, el cual es ideal para nuestra aplicación. Más adelante, en el punto de instrumentación, se proporcionan las especificaciones del transductor de presión seleccionado con base al criterio anterior.

Medición de gasto. Rotámetros.

Con base a un análisis previo se determinó que el equipo adecuado para la medición del gasto fuera el rotámetro por lo que a continuación se calculan los parámetros necesarios para su selección. Se evalúa el gasto y el flujo másico para los tres fluidos en consideración, lo cual sirve para la selección adecuada del rotámetro a emplear en su medición. El gasto y el flujo másico se calculan a partir de:

$$V = n1 \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{y} \quad \dot{m} = \rho V$$

sustituyendo los valores de la velocidad para cada fluido obtenida en el punto de carga y cada de presión en la sección de prueba (pag. 61), obtenemos para

a) Agua

$$V = (1.539) \frac{\pi(0.0266)^2}{4} \quad \dot{m} = (995.1)(8.552 \times 10^{-4})$$

$$V = 8.552 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s} \quad \dot{m} = 0.851 \text{ kg / s}$$

El gasto obtenido se transforma en galones por minuto, que son las unidades más comúnmente empleadas para la selección de bombas y rotámetros, así que para este caso el gasto vale $\dot{V} = 13.50$ gpm de agua

b) Etilenglicol al 50 %

$$V = (2.279) \frac{\pi(0.0266)^2}{4} \quad \dot{m} = (11058.58)(1.266 \times 10^{-3})$$

$$V = 1.266 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} \quad \dot{m} = 1.341 \text{ kg / s}$$

El gasto expresado en gpm es $\dot{V} = 20$ gpm de etilenglicol, sin embargo, para la selección adecuada del rotámetro se recomienda utilizar un caudal equivalente en agua el cual se obtiene de la siguiente expresión:²

$$\dot{V}_{\text{agua}} = \dot{V} \sqrt{\frac{7.04 \rho}{8040 - \rho}}$$

Sustituyendo el gasto de etilenglicol al 50% y su respectiva densidad a 30°C en la expresión anterior se tiene

$$\dot{V}_{\text{agua}} = (20) \sqrt{\frac{(7.04)(1058.58)}{8040 - 1058.58}} = 20.66 \text{ gpm}$$

²Creus, Antonio. "Instrumentación Industrial". 4ª Edición. Edit. Alfa-Omega. 1992. pag 141-142.

DISEÑO DE LA INSTALACION

c) *Acetate ligero*

$$V = (2.232) \frac{\pi(0.0266)^2}{4} \qquad m = (907.905)(1.24 \times 10^{-3})$$

$$V = 1.240 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / s \qquad m = 1.126 \text{ kg} / s$$

De la misma manera obtenemos el gasto de acetate en gpm de acetate y su caudal equivalente en agua.

$\dot{V} = 19.65$ gpm de acetate y

$$\dot{V}_{\text{agua}} = (19.65) \sqrt{\frac{(7.04)(907.905)}{8040 - 907.905}} = 18.60 \text{ gpm}$$

De los resultados obtenidos, concluimos que el rango de operaci3n del rot3metro debe de ser de 0 a 20.67 gpm de agua, sin embargo, como en el mercado solo existen rot3metros dentro de intervalos de medici3n de 0.2 a 2 gpm y de 2 a 20 gpm de agua, se utilizar3n sendos rot3metros en la instalaci3n experimental, en funci3n del r3gimen de flujo a estudiar para la transferencia de calor.

En seguida se evalúa la p3rdida de carga en el rot3metro para tenerla en consideraci3n en el c3lculo de la carga de las bombas a utilizar para la instalaci3n experimental. La expresi3n a utilizar es la siguiente:²

$$\Delta P = \frac{2(G_f - V_f \rho_f g)}{A_f} \dots \dots \dots (4.2)$$

- donde:
- $G_f \equiv$ peso del flotador
 - $V_f \equiv$ volumen del flotador
 - $\rho_f \equiv$ densidad del fluido
 - $A_f \equiv$ Secci3n transversal m3xima del flotador.

² Op. cit.

DISEÑO DE LA INSTALACION

En este punto solo se hace una estimación de la caída de presión, pues no se cuenta con las especificaciones completas necesarias para hacer un cálculo más preciso. De este modo, sólo para estimar su volumen y peso, el flotador de acero inoxidable 316 ($\delta = 8.04$) del rotámetro se considera un cilindro de longitud de 25.4 mm y con un diámetro medio de 8.5 mm, así el volumen del flotador resulta de $V_f = 1.44 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, mientras que su peso es $G_f = 0.1137 \text{ N}$. Para estimar el área de la sección transversal máxima se considera que su diámetro es de 10 mm, adquiriendo ésta un valor de $A_f = 7.854 \times 10^{-5} \text{ m}^2$.

Sustituyendo los valores anteriores estimados en la ecuación (4.2) para cada uno de los fluidos en cuestión obtenemos la caída de presión en el rotámetro expresada en Pascales así como en metros del fluido correspondiente:

a) Para agua

$$\Delta P = \frac{2[0.1137 - (1.44 \times 10^{-6})(995.1)(9.81)]}{7.854 \times 10^{-5}} = 2537.13 \text{ Pa}$$

$H_R = 0.26 \text{ m}$ de columna de agua.

b) Para etilenglicol al 50%

$$\Delta P = \frac{2[0.1137 - (1.44 \times 10^{-6})(1058.58)(9.81)]}{7.854 \times 10^{-5}} = 2514.28 \text{ Pa}$$

$H_R = 0.24 \text{ m}$ de columna de etilenglicol al 50%

c) Para aceite ligero

$$\Delta P = \frac{2[0.1137 - (1.44 \times 10^{-6})(907.905)(9.81)]}{7.854 \times 10^{-5}} = 2568.7 \text{ Pa}$$

$H_R = 0.29 \text{ m}$ de columna de aceite ligero

Potencia Eléctrica a Suministrar en la Sección de Prueba.

Para el calculo del flujo de calor a suministrar al fluido de prueba, se tienen las siguientes consideraciones:

- El incremento de temperatura será de 1 °C, con el fin de que los termopares sean capaces de sensar la distribución de temperatura en flujo máximo
- Se consideran despreciables las pérdidas por conducción en el material del tubo, suposición que generalmente es aceptada, a menos que se quiera realizar un estudio experimental donde se piense tener en cuenta esta situación.
- El cálculo se efectúa para el flujo máximo permisible en la instalación, es decir, cuando $Re = 50000$, $Re = 23000$ y $Re = 1500$ para agua, etilenglicol al 50 % y aceite ligero respectivamente, para ello ya se calculó anteriormente el flujo másico correspondiente a cada fluido

A partir de la ecuación (2.8), y evaluando las propiedades del fluido a una temperatura global media $T_b = 30.5$ °C, el valor del flujo de calor, y por lo tanto la potencia eléctrica a suministrar, es para cada fluido el siguiente:

$$Q = m c_p \Delta T$$

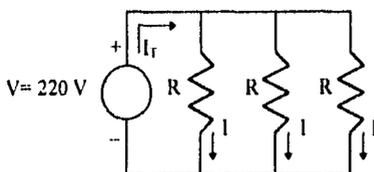
$$\text{Agua:} \quad \begin{cases} Q = (0.851) (4176.6) (1) \\ Q = 3.554 \text{ kw} \end{cases}$$

$$\text{Etilenglicol al 50 \%} \quad \begin{cases} Q = (1.341) (3607) (1) \\ Q = 4.837 \text{ kw} \end{cases}$$

$$\text{Aceite ligero} \quad \begin{cases} Q = (1.126) (1871.148) (1) \\ Q = 2.107 \text{ kw} \end{cases}$$

Resistencias eléctricas para el calentamiento.

De los resultados anteriores la potencia eléctrica máxima a suministrar es de 5 kW, de donde obtenemos el valor de la resistencia eléctrica total de la configuración a utilizar para el calentamiento eléctrico. Por razones de manufactura de las resistencias eléctricas se propone que la sección sea calentada por medio de 3 resistencias tipo tubular, conectadas en paralelo a un voltaje de 220 V. El circuito eléctrico es como sigue



A partir de la ley de Ohm y de la definición de la potencia eléctrica, obtenemos que:

$$R_T = \frac{V^2}{Q} \Rightarrow R_T = \frac{(220)^2}{5000} = 9.68 \Omega$$

Donde R_T es la resistencia equivalente total de las tres resistencias conectadas en paralelo, por lo que el valor de cada una de estas es:

$$R = 3R_T = (3)(9.68) = 29.04 \Omega$$

Selección del autotransformador variable.

Para este caso tenemos que calcular la corriente total que circula en el circuito eléctrico del punto anterior cuando se requiere suministrar la potencia máxima de $Q = 5000$ W, entonces el valor de dicha corriente es de:

$$I_T = Q / V = 5000 / 220 = 22.727 \text{ Amp.}$$

Con este valor junto con el voltaje de entrada (220 V) y con los requerimientos de voltaje de salida de 0 a 220V, con el fin de poder tener control sobre el suministro de potencia a la sección de prueba, se hace la cotización y el pedido del autotransformador variable, en caso de resultar caro éste, se puede optar por un transformador con derivaciones en el secundario que es más económico.

Intercambiador de Calor.

Con la finalidad de regresar el fluido que fue calentado en la sección de prueba a sus condiciones térmicas iniciales, la energía térmica ganada por este será extraída a través de un intercambiador de calor de tubos y coraza, para que posteriormente sea depositado en su respectivo tanque de almacenamiento.

El cálculo del intercambiador se hace con base en el flujo máximo de *aceite ligero* ($Re = 1500$) como fluido operante a una temperatura de entrada al intercambiador de $T_{hi} = 31\text{ }^{\circ}\text{C}$. Se elige este fluido para el diseño porque muestra a priori las condiciones más adversas para su enfriamiento. Como fluido de enfriamiento se emplea agua potable a una temperatura inicial de $T_{ci} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A continuación se presentan las propiedades tanto del fluido caliente como las del fluido de enfriamiento, a sus respectivas temperaturas globales medias, las que se consideran para el diseño del intercambiador de calor:

Fluido caliente (Lado de la coraza) Fluido de enfriamiento (Lado de tubos)

$T_{bh} = 30.5\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{bc} = 20.5\text{ }^{\circ}\text{C}$
$c_{ph} = 1871.148\text{ J/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$	$c_{pc} = 4182.5\text{ J/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$
$\rho_h = 907.327\text{ kg/m}^3$	$\rho_c = 998.3\text{ kg/m}^3$
$k_h = 0.1327\text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$	$k_c = 0.599\text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$
$\mu_h = 3.502 \times 10^{-2}\text{ kg/m}\cdot\text{s}$	$\mu_c = 1.008 \times 10^{-3}\text{ kg/m}\cdot\text{s}$
$Pr_h = 493.636$	$Pr_c = 7.04$

Las dimensiones de los tubos para el intercambiador de calor son las siguientes:

Tubos de $\frac{1}{4}$ de pulg. con BWG = 14

$d_e = 0.01905\text{ m}$	espesor = 0.0021 m
$d_i = 0.01483\text{ m}$	$k = 45\text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$ (acero al carbono)

- Características geométricas del intercambiador³

$$b = 0.10 \text{ m}$$

$$p = 5/4 d_c = 0.0238 \Rightarrow p \approx 0.0254 \text{ m}$$

$$c = p - d_c = 0.0254 - 0.01905 \Rightarrow c = 0.00635 \text{ m}$$

$$D_c = \left[\frac{3.464 p}{\pi d_c} \right] - d_c = \left[\frac{3.464(0.0254)}{\pi(0.01905)} \right] - 0.01905$$

$$D_c = 0.01829 \text{ m}$$

$$L_{\text{(tubos)}} = 1.5 \text{ m}$$

$$\text{Area de flujo de los tubos: } A_T = \frac{n_T \pi d_i^2}{4(\text{no. de pasos})} = \frac{\pi(0.01483)^2}{4(2)} n_T$$

$$A_T = 8.6366 \times 10^{-5} n_T \dots \dots \dots (4.3)$$

$$\text{Area de flujo de la coraza: } A_S = \frac{bc}{p} D_i$$

$$A_S = 0.025 D_i \dots \dots \dots (4.4)$$

A continuación se presenta la memoria de cálculo para el intercambiador de calor de tubos y coraza. Para estos efectos se consideran despreciables las pérdidas a los alrededores del intercambiador de tubos y coraza.

- Flujo másico del agua de enfriamiento.

La energía a extraer es de $Q = 2110 \text{ W}$, la cual se gana en la sección de prueba por el aceite ligero (fluido operante) y es cedida al agua (fluido de enfriamiento). Vamos a considerar que el agua sufra un incremento en la temperatura de $\Delta T_c = 1 \text{ }^\circ\text{C}$, cedido al proceso de transferencia de calor en el intercambiador. El siguiente balance de energía proporciona el flujo másico del fluido de enfriamiento:

$$Q = \dot{m}_c c_{pc} \Delta T_c \Rightarrow \dot{m}_c = \frac{Q}{c_{pc} \Delta T_c} = \frac{2110}{(4182.5) (1)}$$

$$\dot{m}_c = 0.5045 \text{ kg/s}$$

³ Holland F. A. et al. "Heat Transfer". Edit. Hemmann Educational Books. Washington, 1993.

DISEÑO DE LA INSTALACION

Por otro lado, el flujo masico del fluido caliente (*aceite ligero*) ya fue calculado con base en el numero de Reynolds para el flujo máximo, $Re = 1500$

$$\dot{m}_h = 1.126 \text{ kg/s}$$

- *Velocidad media lineal propuesta para el flujo de agua.*

$$u_c = 0.9 \text{ m/s}$$

- *Area de flujo de los tubos.*

$$A_T = \frac{\dot{m}_c}{\rho_w u_c} = \frac{0.5045}{(998.3)(0.9)}$$

$$A_T = 5.6151 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

- *Número total de tubos estimado.*

De la ecuación (4.3), obtenemos:

$$n_T = \frac{5.6151 \times 10^{-4}}{8.6366 \times 10^{-5}} = 6.5$$

- *Calculo aproximado del diámetro de la coraza.*

$$n_D = \left(\frac{4n_T - 1}{3} \right)^{1/2} = \left[\frac{4(6.5) - 1}{3} \right]^{1/2} = 2.887$$

$$D_o = \rho(n_D + 1) = 0.0254(2.887 + 1) = 0.09873 \text{ m} \approx 3.89 \text{ pulg.}$$

Por lo que usaremos un diámetro nominal para la coraza de 4 pulg., con un diámetro interior de: $D_i = 0.1016 \text{ m}$.

- *Número de líneas acomodadas en la mitad de la coraza.*

$$m = 0.577n_D + 0.423 = 0.577(3) + 0.423$$

$$m = 2.154$$

Por lo que el número máximo de tubos es:

$$n_T = 8.284$$

DISEÑO DE LA INSTALACION

Se tiene que omitir un número de tubos al total para dos pasos, equivalente a $n_p = m = 2.154$, por lo que el número total de tubos corregidos es de $n_T = 6.13$.

Del resultado anterior se propone que el intercambiador tenga seis tubos a dos pasos, es decir tres de ida y tres de regreso.

Sustituyendo el resultado anterior en la ecuación (4.3), obtenemos el área de flujo en los tubos:

$$A_T = 8.6366 \times 10^{-4} (6) = 5.182 \times 10^{-4}$$

De esta manera el valor corregido de la velocidad media en los tubos es:

$$u_c = \frac{m_c}{\rho_c \mu_c} = \frac{0.5045}{(998.3)(5.182 \times 10^{-4})} = 0.975 \text{ m/s}$$

- Gasto por unidad de área en los tubos.

$$G_c = \frac{m_c}{A_T} = \frac{0.5045}{5.182 \times 10^{-4}} = 973.562 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

- Número de Reynolds.

$$\text{Re} = \frac{G_c d_i}{\mu_c} = \frac{(973.562)(0.01483)}{1.008 \times 10^{-3}} = 14323.34$$

- Coefficiente convectivo de transferencia de calor del lado de los tubos.

Con el valor de la velocidad media del agua en los tubos ($u_c = 0.975 \text{ m/s}$) y de su temperatura global media ($T_{bc} = 20.5^\circ \text{C}$), encontramos que el coeficiente convectivo de transferencia de calor es:⁴

$$\bar{h}_c = 3670.37 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

⁴ Donald Kern. "Procesos de Transferencia de Calor". Fig. 25 y fig. 28, pags. 940 y 943.

- Coeficiente convectivo de transferencia de calor del lado de la coraza.

Sustituyendo el diámetro interior de la coraza en la ecuación (4.4), obtenemos el área de la coraza y el gasto por unidad de área:

$$A_i = 0.025(0.1016) = 2.54 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$G_h = \frac{m_h}{A_i} = \frac{1.126}{2.54 \times 10^{-3}} = 443.307$$

Del resultado anterior se evalúa el número de Reynolds en la coraza:

$$Re_n = \frac{G_h D_e}{\mu_h} = \frac{(443.307)(0.01829)}{3.502 \times 10^{-3}} = 231.527$$

Con este valor obtenemos el factor de transferencia de calor del lado de la coraza:

$$j_H = \frac{\bar{h}_h D_e}{k_h} Pr^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{-0.14} = 8$$

De la expresión anterior, vamos a considerar en primera instancia propiedades constantes, con lo que el coeficiente convectivo tiene el siguiente valor:

$$\bar{h}_h = \frac{8k Pr^{1/3}}{0.01829} = \frac{8(0.1327)(493.636)^{1/3}}{0.01829}$$

$$\bar{h}_h = 458.722 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Con este valor se determina la temperatura de pared en el intercambiador, a partir de la siguiente expresión:

$$T_p = \left[T_h + \frac{\bar{h}_c d_i}{\bar{h}_h d_e} T_c \right] / \left[1 + \frac{\bar{h}_c d_i}{\bar{h}_h d_e} \right]$$

Sustituyendo valores:

$$T_p = \left[303.5 + \frac{(3670.37)(0.01483)}{(458.7222)(0.01905)} (293.5) \right] / \left[1 + \frac{(3670.37)(0.01483)}{(458.7222)(0.01905)} \right]$$

$$T_p = 294.88 \text{ K}$$

Con esta temperatura obtenemos la viscosidad dinámica en la pared para aceite ligero de la tabla A.3, y mediante este valor se evalúa la relación de viscosidades ($\phi =$

$$(\mu_p/\mu)^{0.14}: \mu_p = 6.099 \times 10^{-2} \text{ kg/m-s}$$

$$\phi = \left(\frac{6.099}{3.502} \right)^{0.14} = 1.081$$

De este modo se calcula el valor corregido del coeficiente convectivo del lado de la coraza, tomando en cuenta la variación de las viscosidades:

$$\bar{h}_h = \frac{458.722}{\phi} = \frac{458.722}{1.081} = 424.35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

- Coefficiente global de transferencia de calor para el intercambiador.

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_c} + \frac{d_i \ln(d_o/d_i)}{2k} + \frac{d_i}{d_o h_h} + R_{fh} + R_{fc} \dots \dots \dots (4.5)$$

Los factores de obstrucción obtenidos de tablas son ⁵ $R_{f(\text{aceite})} = 0.0002$ y $R_{f(\text{agua})} = 0.0002$. Se sustituyen en la ecuación (4.5) todos los valores ya conocidos, y se determina el coeficiente global de transferencia.

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{3670.37} + \frac{0.01483 \ln(1.905/1.483)}{(2)(45)} + \frac{1.483}{(1.905)(424.35)} + 0.0004$$

$$\frac{1}{U_c} = 2.5482 \times 10^{-3} \Rightarrow U_c = 392.429 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

A continuación se procede a aplicar el método del número de unidades de transferencia (NTU por sus siglas en inglés) para determinar la superficie de transferencia de calor necesaria para poder llevar a cabo la operación de extracción de energía del fluido operante (aceite ligero).

⁵Op. cit. Tabla 10 pag. 948

DISEÑO DE LA INSTALACION

- *Capacidad calorífica.* $C' = \dot{m}c_p$

Aceite ligero

$$C'_h = (1.126) (1871.148)$$

$$C'_h = 2106.913 \text{ W / K}$$

Agua de enfriamiento

$$C'_c = (0.5045) (4182.5)$$

$$C'_c = 2110.071 \text{ W / K}$$

- *Relación de capacidades caloríficas.* $C_r = C_{min} / C_{max}$

$$C_r = \frac{2106.913}{2110.071} = 0.9985$$

- *Flujo máximo de calor.* $Q_{max} = C_{min} (T_{h1} - T_{c1})$

$$Q_{max} = (2106.913)(31 - 20) = 23176.043 \text{ W}$$

- *Eficiencia.* $\epsilon = Q / Q_{max}$

$$\epsilon = \frac{2110}{23176.043} = 0.091$$

- *Número de unidades transferidas.*

$$NTU = -[1 + C_r^2]^{-1/2} LN \left[\frac{2 / \epsilon - 1 - C_r - (1 + C_r^2)^{1/2}}{2 / \epsilon - 1 - C_r + (1 + C_r^2)^{1/2}} \right]$$

$$NTU = -[1 + (0.9985)^2]^{-1/2} LN \left[\frac{2 / 0.091 - 1 - 0.9985 - [1 + (0.9985)^2]^{1/2}}{2 / 0.091 - 1 - 0.9985 + [1 + (0.9985)^2]^{1/2}} \right]$$

$$NTU = 0.1$$

- *Superficie de transferencia de calor.* $A_c = NTU C_{min} / U_c$

$$A_c = \frac{(0.1)(2106.413)}{392.424}$$

$$A_c = 0.5383 \text{ m}^2$$

- *Longitud del intercambiador de calor de espejo a espejo.* $L = \frac{A_c}{n_1 \pi d_1}$

DISEÑO DE LA INSTALACION

$$L = \frac{0.5383}{6\pi(0.01483)} = 1.926 \text{ m}$$

$$\therefore L = 2 \text{ m}$$

- Evaluación del intercambiador de calor de tubos y coraza.

El intercambiador fue diseñado con aceite ligero como fluido operante, sin embargo, como ya se mencionó se utilizará también (a) *etilenglicol al 50%* y (b) *agua* para otros experimentos, por lo que a continuación se presenta la evaluación del intercambiador con estos fluidos en sus respectivos flujos máximos.

	a) <i>Etilenglicol al 50%</i> ,	b) <i>Agua</i>
Flujo másico, m_h [kg/s]	1.341	0.851
No. Reynolds (coraza), Re_h	3505	7593.387
Coef. convectivo (coraza), h_h [W/m ² -K]	2003	2831.427
Capacidad calorífica, C_h [W/K]	5000	3554.287
Vel. del fluido de enfriamiento, u_c [m/s]	1.219	0.457
Coef. convectivo (tubos), h_c [W/m ² -K]	4932.055	2253.853
Coef. global de transf. de calor, U_c [W/m ² -K]	968.36	862.15
Capacidad Calorífica, C_c [W/K]	2857.9	1071.807
Relación de capacidades, C_r	0.5716	0.3016
Número de Unidades Transferidas, NTU	0.1824	0.433
Eficiencia, ε	0.159	0.333
Flujo de calor máximo transferible, Q_{max} [W]	31436.9	11789.90
Flujo de calor real transferido, Q_{real} [W]	5000	3929.57

Comparando los resultados anteriores con respecto de la energía ganada en la sección de prueba de 5000 W y 3555 W para el etilenglicol al 50% y para el agua respectivamente, se observa que el intercambiador cumple con los requerimientos de

flujo de calor para ambos fluidos en caso de que se usen como fluidos operantes en el intercambiador de tubos y coraza diseñado

Además, cabe hacer mención que las ganancias de energía del párrafo anterior evaluadas en el intercambiador son las máximas posibles para los criterios especificados en el diseño de la instalación. Por lo tanto, para regímenes de flujo diferentes a los máximos de los fluidos operantes, regulando el flujo de agua de enfriamiento en el interior de los tubos del intercambiador, se puede disipar cualquier cantidad de energía absorbida menor a la máxima en la sección de prueba.

- Caída de presión del lado de la coraza.⁶

Para obtener la caída de presión en el intercambiador del lado de la coraza se aplica la

siguiente expresión :
$$\Delta P_s = 8(j_f)_s \phi \left(\frac{D_i}{D_o} \right) \left(\frac{L}{b} \right) \frac{\rho u_s^2}{2} \dots\dots\dots (4.6)$$

Se hace el desarrollo para el aceite ligero, mientras que para los dos fluidos restantes sólo se muestran los resultados:

a) Aceite ligero.

- Velocidad en la coraza

$$u_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s A_s} = \frac{1.126}{(907.327)(2.54 \times 10^{-3})}$$

$$u_s = 0.4886 \text{ m/s}$$

- No. de Reynolds y factor de fricción.

El número de Reynolds ya fue obtenido en el proceso del diseño del intercambiador y su valor es $Re = 2131.53$, mediante este valor se elige la expresión adecuada para la evaluación del factor de fricción, en este caso se emplea la siguiente expresión:

$$(j_f)_s = \frac{0.438}{Re^{0.308}} = \frac{0.438}{2131.53^{0.308}} = 0.082$$

⁶ Holland F. A., "Heat Transfer", Edit. Heinemann Educational Books. Washington, 1993.

- Relación de Viscosidades

La evaluación de la relación de viscosidades también ya se evaluó resultando $\phi = 1.081$.

Sustituyendo los valores anteriores en la expresión (4.6), obtenemos la caída de presión en pascales:

$$\Delta J_p = 8(0.082)(1.081) \left(\frac{0.1016}{0.01829} \right) \left(\frac{2}{0.1} \right) \frac{(907.327)(0.4886)^2}{2}$$

$\therefore \Delta J_p = 8532.58 \text{ Pa}$

A continuación se enlistan los resultados para *Etilenglicol al 50%* y para *agua*, cuando estos son empleados como fluidos de prueba.

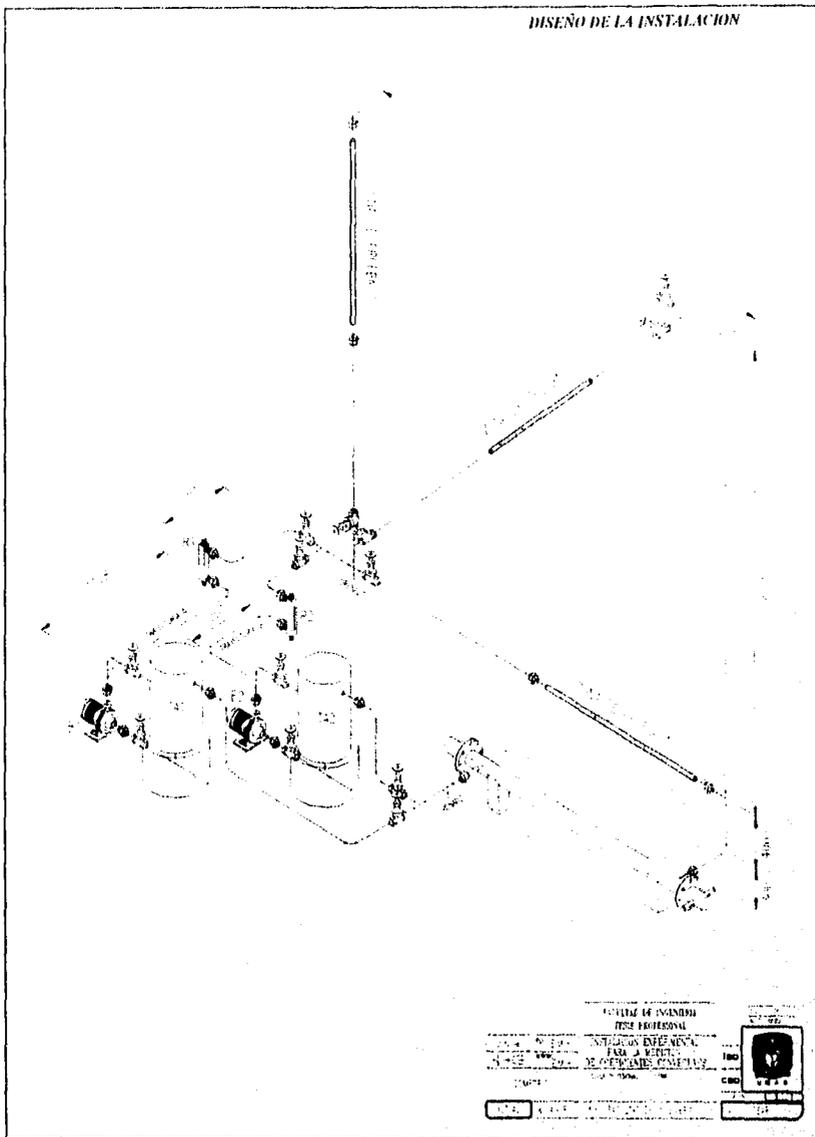
Parámetros:	b) <i>Etilenglicol al 50%</i>	c) <i>Agua</i>
Velocidad en la coraza, u , [m/s]	0.4989	0.3367
No. de Reynolds, Re	3505	7593.39
Factor de fricción, (f) ,	0.047	0.04
Relación de viscosidades, ϕ	0.9837	0.993
Caída de presión en la coraza, Δp , [Pa]	5412	1991
Carga, H_p [m de fluido]	0.5212	0.20

La determinación de los resultados anteriores también sirve para la evaluación de la carga hidráulica de las bombas a utilizar en la instalación experimental, por lo que hay que tenerlos presente más adelante.

Layout de la instalación experimental.

Una vez establecidas las dimensiones del punto central de interés, y con base en los criterios establecidos en este capítulo, se propone la distribución del sistema termohidráulico, así mismo se incluyen las vistas de planta y frontal en las páginas posteriores a la página correspondiente de la distribución:

DISEÑO DE LA INSTALACION



ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

DISEÑO DE LA INSTALACION



INSTITUTO DE INGENIERIA
 IBI DE CHILE
 PARA LA EFECTIVA
 DELA Y MANTEN
 DE LOS SISTEMAS
 DE ENERGIA

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----

Dimensionamiento de los tanques.

Como se explicó anteriormente, el calculo se realiza con base en tubería de acero comercial cedula 40 de diámetro nominal de 1 pulg. y con un diámetro interior de 26.6 mm y diámetro exterior de 33.4 mm

De acuerdo a las dimensiones del layout de la instalación experimental, y para el dimensionamiento del tanque TA-1, la longitud total máxima de la tubería empleada en servicio para fluidos no viscosos es $L_T = 18.67$ m (incluye la tubería de by-pass), por lo que el volumen interno de la tubería es:

$$V_i = \frac{\pi d_i^2}{4} L_T = \frac{\pi (0.0266)^2 (18.67)}{4}$$

$$V_i = 0.01037 \text{ m}^3$$

Sólo como referencia, se estima el volumen del fluido operante en el intercambiador del lado de la coraza como la diferencia entre el volumen de la coraza y el volumen de los tubos, así:

$$V_{IC} = \frac{\pi L}{4} (D_o^2 - nd_s^2) = \frac{\pi (2)}{4} \{ (0.1016)^2 - (6)(0.01905)^2 \}$$

$$V_{IC} = 0.01279 \text{ m}^3$$

El volumen del tanque TA-1 se considera como dos veces y media el valor del volumen del líquido en operación, esto con el fin de tener fluido de reserva en el mismo, por lo tanto:

$$V_{TA-1} = 2.5 (V_i + V_{IC}) = 2.5 (0.01037 + 0.01279)$$

$$V_{TA-1} = 0.0579 \text{ m}^3$$

Con este valor y considerando un tanque cilíndrico de 0.35 m de diámetro obtenemos una altura correspondiente de 0.60 m. Se observa del layout que el tanque de mayor volumen es el TA-1, por lo que el tanque TA-2, lo consideraremos del mismo volumen que el primero.

Selección de la bomba B-1

- Fluido de prueba: etilenglicol al 50%

La carga de la bomba B-1 se evalua a traves de la zona de prueba 3 y la trayectoria A del layout presentado. la cual corresponde a fluidos poco viscosos, y su valor está dado por:

$$H_T = H_{mcc} + H_{desc}$$

$$H_T = (H_{ps} + H_{as} + H_{rs}) + (H_{pd} + H_{cd} + H_{rd}) \dots \dots \dots (4.7)$$

- Cargas de presión.

Las cargas de presión en la succión y en la descarga, H_{ps} y H_{pd} respectivamente, son cero debido a que el tanque TA-1 se encuentra abierto a la atmósfera.

- Cargas estáticas.

En el layout se observa que la carga estática de succión tiene un valor de $H_{cs} = -0.45$ m, esto es porque se considera que el tanque tiene liquido de reserva a una altura de 0.25 m, por otro lado, el valor de la carga estática de descarga es de $H_{cd} = 0.70$ m.

- Carga debido a pérdidas por fricción en la succión.

La tubería de succión es de acero comercial ced. 40 de diámetro nom. de 1 ¼ pulg. con un diámetro interior de $d_i = 35.05$ mm y su longitud total es de $L_{Ti} = 0.80$ m.

- Velocidad en la succión. $u_s = \frac{4Q}{\pi d_i^2}$

$$u_s = \frac{(4)(1.266 \times 10^{-3})}{\pi (0.03505)^2} = 1.312 \text{ m/s}$$

- No. de Reynolds. $Re = \frac{\rho u_s d_i}{\mu}$

$$Re = \frac{(1058.58)(1.312)(0.03505)}{2.79 \times 10^{-3}} = 17448$$

DISEÑO DE LA INSTALACION

- Rugosidad relativa

Para acero comercial $\epsilon = 0.046$ mm, por lo que $\epsilon / d_1 = 0.0013$.

- Coeficiente de fricción.

Con el número de Reynolds y la rugosidad relativa se obtiene el coeficiente de fricción del diagrama de Moody⁷, siendo su valor $f = 0.029$.

A continuación se proporciona una lista de los accesorios instalados en la tubería de succión:

Cantidad	Accesorio	K
1	Te flujo lateral	1.8
2	Tuerca unión	0.9
1	Válvula de compuerta	0.24
	Entrada bordes vivos	0.5
$\Sigma K = 4.34$		

Empleando la expresión adecuada obtenemos el valor de las pérdidas por fricción:

$$H_{rs} = \frac{u_r^2}{2g} \left[f \left(\frac{L_{rs}}{d_1} \right) + \Sigma K \right] \dots\dots\dots (4.8)$$

Sustituyendo valores para este caso tenemos:

$$H_{rs} = \frac{(1.312)^2}{2(9.81)} \left[\frac{(0.029)(0.8)}{0.03505} + 4.34 \right]$$

$$H_{rs} = 0.44 \text{ m}$$

Frank M White. "Mecánica de fluidos". Edit. Pag. 360

DISEÑO DE LA INSTALACION

- *Carga debido a pérdidas por fricción en la descarga.*

Procediendo de manera análoga que en el punto anterior, y recordando que la tubería de la descarga tiene un diámetro nom. de 1 pulg., en seguida se enlistan los valores correspondientes a la descarga.

Diametro interior, d_i	26.6 mm
Longitud total de descarga, L_{td}	17.28 m
Velocidad en la descarga, u_d	2.279 m/s
No. de Reynolds, Re	23000
Rugosidad relativa, ϵ/d_i	0.0017
Coefficiente de fricción, f	0.0285

Lista de accesorios:

Cantidad	Accesorio	K
4	Te flujo directo	0.9
2	Te flujo lateral	1.8
8	Tuerca unión	0.9
9	Codo 90° normal	0.95
4	Válvula de compuerta	0.24
2	"Y" griega	0.9
	Salida	1.0
$\Sigma K =$		26.71

En el caso de la descarga, se encuentran presentes otros elementos que producen pérdidas de carga, ellos son:

Elemento	Pérdida en metros de etilenglicol al 50%	
Sección de prueba, H_p	1.39	(ver pag. 62)
Rotámetro, H_R	0.242	(ver pag. 65)
Intercambiador, H_{IC}	0.5213	(ver pag. 78)

DISEÑO DE LA INSTALACION

Ahora, para obtener las pérdidas de carga por fricción en la descarga se sustituyen los valores correspondientes en la siguiente expresión:

$$H_{rd} = \frac{u_d^2}{2g} \left[f \frac{L_{Td}}{d_i} + \Sigma K \right] + H_{sl} + H_R + H_{rc} \dots\dots\dots (4.9)$$

Para este caso (**etilenglicol al 50%**) se obtiene:

$$H_{rd} = \frac{(2.279)^2}{2(9.81)} \left[\frac{(0.0285)(17.28)}{0.0266} + 26.71 \right] + 1.39 + 0.24 + 0.52$$

$$H_{rd} = 14.12 \text{ m}$$

Los valores de todas las cargas se emplean en la ecuación (4.7) para obtener la carga total en metros de columna de etilenglicol al 50% de la bomba B-1, correspondiente a fluidos poco viscosos.

$$H_T = -0.45 + 0.44 + 0.7 + 14.12 = 14.81 \text{ m} = 48.59 \text{ ft}$$

Puesto que ya contamos con la carga y el gasto de etilenglicol al 50%, se procede a evaluar de gráficas⁸ los coeficientes de corrección para una viscosidad media del fluido de 2.6 centistokes. Ahora escribimos los valores correspondientes al fluido, sus factores de corrección y los valores corregidos para agua:

Parámetros	Etilenglicol al 50%	F. C.	V. C para agua
Gasto, V [L/min]	75.96	0.98	77.53
Carga total, H _T [m]	14.81	1.0	14.81
Eficiencia, η _T [%]	51.15 (corregida)	0.93	55 (supuesta)

⁸ Hodge. B.K. "Analysis and Design of Energy Systems". Edit. Prentice-Hall. New Jersey, 1995.

DISEÑO DE LA INSTALACION

En seguida se calcula la potencia total de la bomba, para el caso de los valores corregidos para agua y también para los valores correspondientes al *etilenglicol* al 50%:

$$Pot = \frac{\rho g H_T L^3}{\eta_r} \dots \dots \dots (4.10)$$

a) Empleando los valores corregidos para agua.

$$Pot = \frac{(1000)(9.81)(14.81)(1.292 \times 10^{-3})}{0.55} = 341.29 \text{ W}$$

ó $Pot = 0.46 \text{ Hp}$

b) Empleando los valores para *etilenglicol* al 50%.

$$Pot = \frac{(1058.58)(9.81)(14.81)(1.266 \times 10^{-3})}{0.5115} = 380.66 \text{ W}$$

ó $Pot = 0.51 \text{ Hp}$

En la fig. 4.3 se muestran las curvas de carga contra gasto de la bomba centrífuga seleccionada y se señala el punto B correspondiente a las necesidades de bombeo para el caso de *etilenglicol* al 50%. Además, del cálculo de la potencia anterior vemos que se tiene que elegir un motor eléctrico de ½ Hp para tener las condiciones de bombeo requeridas para flujo máximo de este fluido.

- *Fluido de prueba: agua.*

Para el caso en que se maneje agua la trayectoria hidráulica es la misma que para el *etilenglicol* al 50% (fluidos no viscosos), por lo que a continuación sólo se escriben los resultados para la selección de la bomba B-1 empleando agua.

- *Cargas en la succión.*

Carga de presión: $H_p = 0$

Carga estática: $H_s = -0.45 \text{ m}$

DISEÑO DE LA INSTALACION

Pérdidas por fricción.

Vel. en lasucción: $u_s = 0.886$ m/s No. de Reynolds: $Re = 37916.73$

Coef. de fricción: $f = 0.026$ Sum de K: $\Sigma K = 4.34$

Utilizando los valores correspondientes anteriores en la ecuación (4.8) obtenemos las pérdidas por fricción en la succión: $H_{fs} = 0.2$ m.

- Cargas en la descarga.

Carga de presión: $H_p = 0$

Carga estática: $H_e = 0.7$ m

Pérdidas por fricción:

Velocidad en la descarga: $u_d = 0.886$ m/s No. de Reynolds: $Re = 50000$

Coef. de fricción: $f = 0.026$ Sum. de K: $\Sigma K = 26.71$

* Sec. de prueba: $H_{sp} = 0.58$ m

* Rotámetro: $H_R = 0.26$ m

* Intercambiador de Calor: $H_{IC} = 0.2$ m *(Ver pags. 62, 66 y 78).

Utilizando los valores correspondientes anteriores en la ecuación (4.9) obtenemos las pérdidas por fricción en la descarga: $H_{fd} = 6.30$ m.

Sustituyendo todas las cargas en la expresión (4.7), se tiene que la carga total de la bomba B-1 utilizando *agua* vale:

$$H_T = -0.45 + 0.2 + 0.7 + 6.3 = 6.75 \text{ m}$$

De tal forma que la potencia total para este caso, suponiendo una eficiencia del 55%, se obtiene directamente de la expresión (4.10), resultando:

$$Pot = \frac{(995.1)(9.81)(6.75)(8.552 \times 10^{-4})}{0.55} = 102.46 \text{ W}$$

ó $Pot = 0.14 \text{ Hp}$

Los requerimientos de bombeo (carga y gasto) se indican en la fig. 4.3 punto A, y en este caso se emplea un motor eléctrico de $\frac{1}{4}$ Hp, que es suficiente para las condiciones de flujo máximo de *agua*.

Selección de la bomba B-2.**- Fluido de prueba: Aceite ligero.**

Para este caso la carga de la bomba se evalúa a través de la línea hidráulica que corresponde a fluidos más viscosos (trayectoria B del layout). Se sigue el mismo esquema de cálculo que para la bomba B-1 cuando ésta utiliza etilenglicol al 50%:

- Cargas de presión.

Tanto en la succión como en la descarga valen cero, $H_{ps} = 0$ y $H_{pd} = 0$ respectivamente, por estar el tanque TA-2 abierto a la atmósfera

- Carga estática de succión: $H_{es} = -0.45$ m

- Carga estática de descarga: $H_{ed} = 0.70$ m

- Carga debido a pérdidas por fricción en la succión.

La tubería de succión es de acero comercial ced. 40 de diámetro nom. de 1 ¼ pulg. con un diámetro interior de $d_i = 35.05$ mm y su longitud total es de $L_{Ts} = 0.80$ m.

- Velocidad en la succión. $u_s = \frac{4V}{\pi d_i^2}$

$$u_s = \frac{(4)(1.24 \times 10^{-3})}{\pi(0.03505)^2} = 1.285 \text{ m/s}$$

- No. de Reynolds. $Re = \frac{\rho u_s d_i}{\mu}$

$$Re = \frac{(907.905)(1.285)(0.03505)}{3.587 \times 10^{-2}} = 1140 \Rightarrow \text{Flujo laminar}$$

- Rugosidad relativa

Para acero comercial $\epsilon = 0.046$ mm, por lo que $\epsilon / d_i = 0.0013$.

- Coeficiente de fricción.

Con el número de Reynolds se obtiene el coeficiente de fricción para flujo laminar, siendo su valor $f = 0.056$.

DISEÑO DE LA INSTALACION

A continuación se proporciona una lista de los accesorios instalados en la tubería de succión:

Cantidad	Accesorio	K
1	Te flujo lateral	1.8
2	Tuerca unión	0.9
1	Válvula de compuerta	0.24
	Entrada bordes vivos	0.5
		$\Sigma K = 4.34$

Sustituyendo valores en la ecuación (4.8) para este caso tenemos:

$$H_{s'} = \frac{(1.285)^2}{2(9.81)} \left[\frac{(0.056)(0.8)}{0.03505} + 4.34 \right]$$

$$H_{s'} = 0.47 \text{ m}$$

- *Carga debido a pérdidas por fricción en la descarga.*

Procediendo de manera análoga que en el punto anterior, y recordando que la tubería de la descarga tiene un diámetro nom. de 1 pulg., en seguida se enlistan los valores correspondientes a la descarga.

Diámetro interior, d_i	26.6 mm
Longitud total de descarga, L_d	15.72 m
Velocidad en la descarga, u_d	2.232 m/s
No. de Reynolds, Re	1500
Rugosidad relativa, ϵ/d_i	0.0017
Coefficiente de fricción, f	0.043

DISEÑO DE LA INSTALACION

Lista de accesorios

Cantidad	Accesorio	K
2	Te flujo directo	0.9
4	Te flujo lateral	1.8
8	Tuerca unión	0.9
8	Codo 90° normal	0.95
4	Válvula de compuerta	0.24
2	"Y" griega	0.9
	Salida	1.0
$\Sigma K = 27.56$		

En el caso de la descarga, se encuentran presentes otros elementos que producen pérdidas de carga, ellos son:

Elemento	Pérdida en metros de <i>aceite ligero</i>	
Sección de prueba, H_p	2.0	(ver pag. 62)
Rotámetro, H_R	0.29	(ver pag. 65)
Intercambiador, H_C	0.96	(ver pag. 78)

Ahora, para obtener las pérdidas de carga por fricción en la descarga se sustituyen los valores correspondientes en la expresión (4.9), para este caso (*aceite ligero*) se obtiene:

$$H_{r,d} = \frac{(2.232)^2}{2(9.81)} \left[\frac{(0.043)(15.72)}{0.0266} + 27.56 \right] + 2.0 + 0.29 + 0.96$$

$$H_{r,d} = 16.70 \text{ m}$$

DISEÑO DE LA INSTALACION

Los valores de todas las cargas se emplean en la ecuación (4.7) para obtener la carga total en metros de columna de *aceite ligero* de la bomba B2, correspondiente a fluidos viscosos.

$$H_T = -0.45 + 0.47 + 0.7 + 16.7 = 17.42 \text{ m} = 57.15 \text{ ft}$$

De la misma forma que para el etilenglicol al 50%, se procede a evaluar de gráficas⁹ los coeficientes de corrección para una viscosidad media del fluido (*aceite ligero*) de 38.6 centistokes. Los valores correspondientes para *aceite ligero*, sus factores de corrección y los valores corregidos para agua son:

Parámetros	<i>Aceite ligero</i>	F. C.	V. C para agua
Gasto, V [L/min]	74.4	0.82	90.73
Carga total, H _T [m]	17.42	0.99	17.6
Eficiencia, η _f [%]	30.25 (corregida)	0.55	55 (supuesta)

En seguida se calcula la potencia total de la bomba, para el caso de los valores corregidos para agua y también para los valores correspondientes a *aceite ligero*, mediante el uso de la ecuación (4.10).

a) Empleando los valores corregidos para agua.

$$Pot = \frac{(1000)(9.81)(17.6)(1.512 \times 10^{-3})}{0.55} = 474.64 \text{ W}$$

ó $Pot = 0.64 \text{ Hp}$

b) Empleando los valores para *aceite ligero*.

$$Pot = \frac{(907.905)(9.81)(17.42)(1.24 \times 10^{-3})}{0.3025} = 636 \text{ W}$$

ó $Pot = 0.85 \text{ Hp}$

⁹Hodge, B.K. "Analysis and Design of Energy Systems". Edit. Prentice-Hall. New Jersey, 1995.

En la fig. 4.3 se muestran las curvas de carga contra gasto de la bomba centrífuga seleccionada y se señala el punto C correspondiente a las necesidades de bombeo para el caso de *aceite ligero*. Por último, del cálculo de la potencia anterior vemos que se tiene que elegir un motor eléctrico de 1 Hp para tener las condiciones de bombeo requeridas para flujo máximo de este fluido.

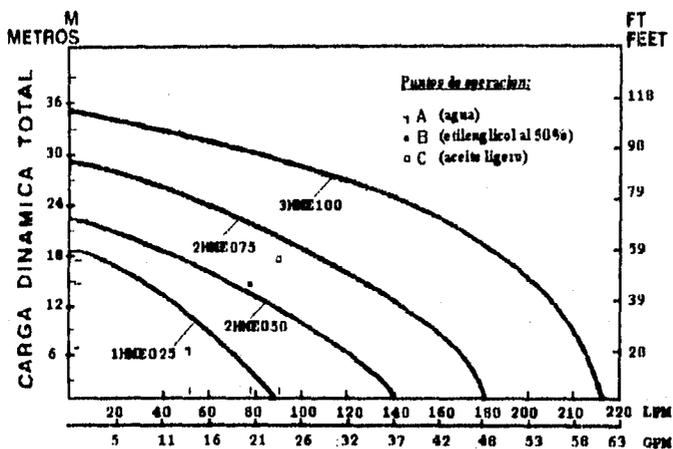


Fig. 4.3 Curvas características de las bombas centrífugas "Evans", series H de diferentes diámetros a 3450 rpm. También se muestran los puntos de necesidades de bombeo para la instalación experimental.

De la fig. 4.3 seleccionamos la bombas 1HME025, 2HME050 y 2HME075 para agua, etilenglicol al 50% y aceite ligero respectivamente. Se puede notar que los puntos no caen en las gráficas de las bombas, por lo que será necesario recortar los impulsores de las bombas 1HME025 y 2HME075 para ajustar sus curvas de operación a los puntos A y C, o en su defecto estrangular el flujo por medio de una válvula de globo, con el fin de elevar la pérdida de carga y ajustar las demandas de bombeo a las

curvas de operación de dichas bombas. La bomba 2HME075 utiliza normalmente un motor de ¼ Hp, sin embargo, como ya se mencionó, se tiene que optar por un motor de 1 Hp para cubrir la demanda de potencia de 0.85 Hp que se requiere para el bombeo de aceite ligero.

En el caso de la bomba centrífuga 2HME050 para etilenglicol al 50% nos limitaremos a ajustar el punto **B** a su curva de operación, perdiendo con esto un poco de gasto. Se elige un motor de ½ HP para esta bomba.

Aislamiento de la sección de prueba.

La sección de prueba se calentará por medio de 3 resistencias eléctricas de tipo tubular. Se pretende que toda la potencia se aplique al tubo que se experimente, sin embargo, las pérdidas de calor al medio ambiente "Q₂" son inevitables, siendo necesaria su minimización por medio de aislante termico, ver fig. 4.4.

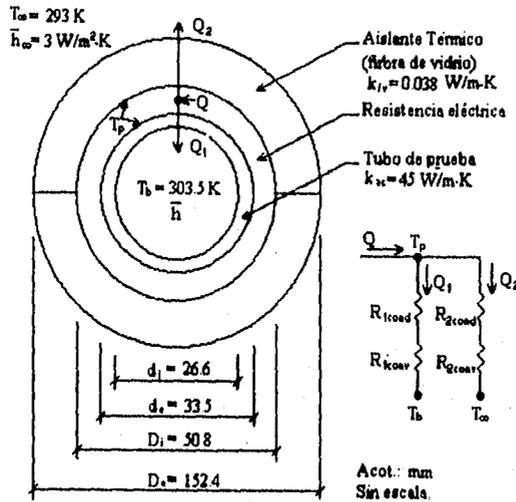


Fig. 4.4 Esquema de la sección transversal de la zona de prueba.

El aislamiento termico a considerar en la seccion de prueba es fibra de vidrio en configuracion de medias cañas con radios interior y exterior de 1 y 3 pulgadas respectivamente, ver figura 4.4.

El siguiente análisis, que determina la temperatura de pared y las pérdidas de calor, a partir del esquema de la figura 4.4, se lleva a cabo considerando que por el interior del tubo circula aceite ligero en su correspondiente flujo máximo, $Re = 1500$. Esto se hace porque este fluido presenta el menor coeficiente convectivo de transferencia de calor y con ello se podría obtener la mayor temperatura de la pared exterior del tubo a experimentar.

Bajo el esquema de la figura 4.4, el valor estimado de la temperatura de pared " T_p ", y las pérdidas de calor " Q_2 ", se evalúan bajo la consideración de que la temperatura en la pared es la misma tanto en la parte interior como exterior de la resistencia eléctrica tubular, tal como se visualiza en el esquema mencionado. Ahí mismo, se puede observar como el calor generado por la resistencia eléctrica se distribuye en dos flujos, uno corresponde al calentamiento del fluido en estudio " Q_1 ", y el otro se refiere a las ya mencionadas pérdidas de calor hacia el exterior (ver analogía eléctrica). Cada uno de estos tres flujos de calor se determinan como sigue:

$$Q = Q_1 + Q_2 \dots\dots\dots(4.11)$$

$$Q_1 = \frac{T_p - T_b}{\frac{Ln(d_o / d_i)}{2\pi k_{ac} L} + \frac{1}{h_i m_i L}} \dots\dots(4.12) \quad Q_2 = \frac{T_p - T_a}{\frac{Ln(D_o / D_i)}{2\pi k_f L} + \frac{1}{h_o m_o L}} \dots\dots(4.13)$$

Definiendo los denominadores de las expresiones (4.12) y (4.13) como:

$$\Sigma R_1 = \frac{Ln(d_o / d_i)}{2\pi k_{ac} L} + \frac{1}{h_i m_i L} \dots\dots(4.14) \quad \text{y} \quad \Sigma R_2 = \frac{Ln(D_o / D_i)}{2\pi k_f L} + \frac{1}{h_o m_o L} \dots\dots(4.15)$$

y sustituyendo las ecuaciones (4.12) y (4.13) en la expresión (4.11), obtenemos al operar algebraicamente lo siguiente:

$$Q = \frac{(\Sigma R_1 + \Sigma R_2) T_p - (T_b \Sigma R_2 + T_a \Sigma R_1)}{\Sigma R_1 \Sigma R_2}$$

de donde despejamos la temperatura de pared "T_p", para determinar su valor cuando se usa aceite ligero como fluido operante. Por lo tanto:

$$T_p = \frac{(\Sigma R_1 \Sigma R_2) Q + T_b \Sigma R_2 + T_a \Sigma R_1}{\Sigma R_1 + \Sigma R_2} \dots \dots \dots (4.16)$$

- Cálculo de resistencias térmicas.

Comencemos por el calculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor en el interior del tubo. Haciendo uso de la ecuación (2.13) del capítulo 2 y evaluando las propiedades para aceite ligero a la temperatura global T_b = 303.5 K, obtenemos el número de Nusselt cuando Re = 1500:

$$\bar{Nu} = 3.66 + \frac{(0.0668)(0.0266 / 1.4)(1500)(493.636)}{1 + (0.04)[(0.0266 / 1.4)(1500)(493.636)]^{1/4}}$$

$$\bar{Nu} = 42.32$$

con este resultado y a partir de la definición del número de Nusselt, se evalúa el coeficiente convectivo de transferencia de calor:

$$\bar{h} = \frac{\bar{Nu} k}{d_i} = \frac{(42.32)(0.1327)}{0.0266} = 211.12 \text{ W/m}^2\text{-K}$$

Utilizando este valor junto con el coeficiente convectivo de transferencia de calor del medio circundante, h_a = 3 W/m²-K, la conductividad térmica del acero, k_{ac} = 45 W/m-K, y la conductividad térmica de la fibra de vidrio, k_{fv} = 0.038 W/m-k, se procede a evaluar las expresiones (4.14) y (4.15):

$$\Sigma R_1 = \frac{Ln(33.5 / 26.6)}{2\pi(45)(1.4)} + \frac{1}{(211.12)(\pi)(0.0266)(1.4)} = 0.041 \text{ K/W}$$

$$\Sigma R_2 = \frac{Ln(152.4 / 50.8)}{2\pi(0.038)(1.4)} + \frac{1}{3\pi(0.1524)(1.4)} = 5.3 \text{ K/W}$$

DISEÑO DE LA INSTALACION

- Cálculo de la temperatura de pared.

Los valores de las resistencias térmicas se sustituyen en la expresión (4.16) correspondiente a la temperatura de pared " T_p ", donde también se emplea el flujo máximo correspondiente al aceite ligero. $Q = 2107 \text{ W}^*$.

$$T_p = \frac{(0.041)(5.3)(2107) + (303.5)(5.3) + (293)(0.041)}{0.041 + 5.3}$$

$$T_p = 389.14 \text{ K} = 116 \text{ }^\circ\text{C}$$

El valor recién calculado se debe de tener presente para la selección de los termopares a emplear en la medición de la distribución de la temperatura de la pared exterior del tubo a experimentar.

- Pérdidas de calor.

Las pérdidas de calor se evalúan de la ecuación (4.13), con el valor de $\Sigma R_2 = 5.3 \text{ K/W}$, resultando:

$$Q_2 = \frac{389.14 - 293}{5.3} = 18.45 \text{ W}$$

expresando en porcentaje de la energía suministrada por las resistencias eléctricas:

$$\% \text{ Pérdidas de calor} = Q_2 / Q \times 100 = 18.45 / 2107 \times 100$$

$$\% \text{ Pérdidas de calor} = 0.88 \%$$

que resulta un valor muy bajo y adecuado para nuestros fines experimentales, por lo que la configuración de la figura 4.4 del aislamiento térmico es satisfactoria y será la empleada en las etapas experimentales.

* Ver pag. 67 de este trabajo.

DISEÑO DE LA INSTALACION

Por lo tanto, el calor suministrado al aceite ligero, de la ecuación (4.12), es

$$Q_1 = \frac{389.14 - 303.5}{0.041} = 2088.55 \text{ W}$$

que representa el 99.12% de la energía total generada mediante las resistencias eléctricas.

- Resultados.

Para el caso del agua y etilenglicol al 50%, sólo se presentan los resultados obtenidos mediante los mismos criterios que para el aceite ligero del análisis anterior.

Tabla 4.1 Resultados de la configuración propuesta por el esquema de la fig. 4.3

Fluido	Potencia eléctrica Q [W]	Pérdidas Q _s [W]	% de pérdidas	Calor suministrado Q ₁ [W]	% de calor suministrado	Temperatura de pared T _p [°C]
Agua	3554	3.55	0.1	3550.45	99.9	37.6
etilenglicol al 50%	5000	7.3	0.146	4992.7	99.85	44.2
Acetite ligero	2107	18.45	0.88	2088.55	99.12	116

Nota: En el caso de agua y etilenglicol al 50% el coeficiente convectivo en el interior del tubo se obtuvo a partir de la ecuación (2.9).

4.4 Instrumentación.

La selección de los instrumentos adecuados para la medición de las variables experimentales, que como ya hemos mencionado son temperatura, presión diferencial y gasto, se hace para el caso de estas dos últimas variables con base en el valor máximo que puede adquirir en la experimentación y de acuerdo con los criterios fijados para sus respectivos valores. En el caso de la temperatura, los termopares se eligen conforme a la temperatura que se alcanza en la pared exterior del tubo a experimentar con el suministro máximo de potencia para cada fluido y su correspondiente flujo másico máximo.

Rotámetros.

Como se describe en el parrafo anterior la selección de los rotámetros se hace a partir de los flujos máximos correspondientes a cada fluido, los cuales ya fueron calculados en el capítulo de diseño*. Se recuerda que para etilenglicol al 50% y aceite ligero se evaluó el caudal equivalente en flujo de agua, por lo que a continuación sólo se presentan los valores requeridos para la selección de los rotámetros:

Tabla 4.2 Flujos equivalentes de agua para la selección de los rotámetros.

Agua	Etilenglicol al 50%	Aceite ligero
$\dot{V} = 13.56 \text{ gpm}$	$\dot{V} = 20.66 \text{ gpm}$	$\dot{V} = 18.60 \text{ gpm}$

De aquí, los rotámetros adecuados a nuestros requerimientos que existen en el mercado son los que cuentan con un rango de medición de 2-20 gpm, existen otros con un rango de 0.5-5 gpm, que pueden ser adecuados cuando se pretenda hacer estudios sobre flujo laminar. Estos rotámetros son de la marca Dwyer de las series VF VISI-FLOAT.

* Ver pags. 63-65

Transductor diferencial de presión.

La mayor caída de presión que se podría experimentar en la sección de prueba es de $\Delta P = 0.178$ bar que corresponde al flujo máximo de aceite ligero*, ésta determina el transductor diferencial de presión a experimentar. Por tal razón, el instrumento elegido tiene un rango de medición de 0-0.25 bar, y se clasifica del tipo inteligente, esto significa que el transductor es capaz de sensar la variable y acondicionar la señal a una salida estándar de 4-20 mA.

Por lo anterior la señal de salida generada por el transductor de presión diferencial sólo requiere de un convertidor analógico-digital para ser enviado a una computadora personal por medio de un cable RS-232 de comunicación. De esta manera, el transductor de presión diferencial se conecta a un sistema de adquisición de datos sin necesidad de conectarse previamente a un acondicionador de señales, lo cual si es necesario para las señales generadas por los termopares. En figura 4.5 se muestra un esquema de conexión del instrumento.

Termopares.

Para determinar el tipo de termopares a emplear en la medición de la temperatura exterior de la pared del tubo a experimentar, se tiene que tomar como base la estimación del valor de esta temperatura, el cual se encuentra en la tabla 4.1 para cada uno de los fluidos a utilizar. Se observa que el valor más alto de la temperatura de pared es $T_p = 116$ °C y corresponde al uso de aceite ligero en la sección de prueba, lo cual era de esperar por sus características de flujo y propiedades termofísicas. Por lo tanto, se propone que los termopares sean del tipo "T" con un rango de medición de -40 a 350 °C clase I con una precisión de ± 0.1 °C con cables de extensión premium de 0-200 °C.

* Ver pag. 63

DISEÑO DE LA INSTALACION

Cabe señalar que el sistema se diseñó para flujos máximos, lo que implica un menor incremento en la temperatura global del fluido operante entre la entrada y salida de la sección de prueba, el cual es $\Delta T = 1^{\circ}\text{C}$. Se puede conseguir una diversidad de regímenes de flujo menores a los máximos propuestos y así mismo, diferentes incrementos en la temperatura global de los fluidos a experimentar a través del control del flujo másico y del suministro de potencia eléctrica, respectivamente.

Finalmente, como la sección de prueba tiene una longitud de 1.4 m, se recomienda que los termopares se distribuyan cada 10 cm, por lo que se necesitan un total de 15 termopares para sensar la distribución la distribución de temperatura a lo largo de la pared exterior del tubo a evaluar, figura 4.4.

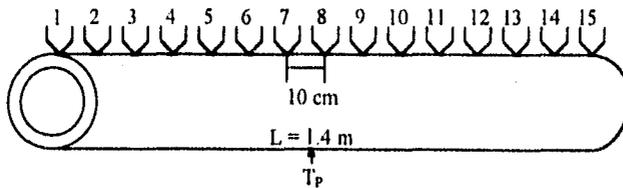


Fig. 4.5 Distribución esquemática de los termopares tipo T en la sección de prueba.

Sistema de adquisición de datos.

National Instruments recomienda que las lecturas sean tomadas mediante una tarjeta de adquisición de datos AT-MIO-64E-3 multifunción de entradas y salidas analógicas y digitales, con 64 canales simples o 32 canales diferenciales. La tarjeta puede conectarse a una computadora personal con plataformas PC/AT IBM y EISA PC. El sistema de adquisición de datos (SAD) incluye software para el control y manejo de las lecturas llamado NI-DAQ, el cual opera en sistema operativo DOS ó bajo ambiente Windows.

DISEÑO DE LA INSTALACION

A continuación se muestra, la sección de prueba y la conexión esquemática de los termopares y el transductor diferencial de presión (TDI) al SAD, figura 4.6.

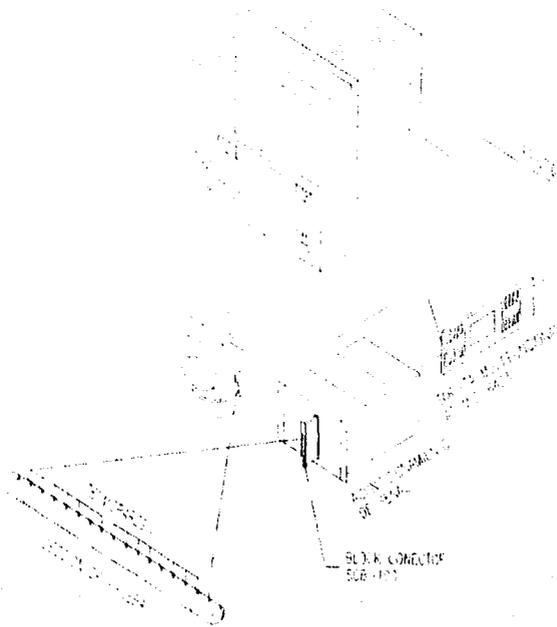


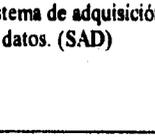
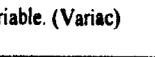
Fig. 4.6 Conexión esquemática de los transductores de temperatura y presión al SAD.

DISEÑO DE LA INSTALACION

4.5 Especificaciones.

Elemento	Especificaciones
Longitud de la sección de prueba	El material y las características geométricas dependen del tubo a experimentar Longitud total L = 1.400 mm
Longitud que antecede a la sección de prueba	Material: acero comercial ced. 40. $D_{NOM} = 25.4$ mm. $d_i = 26.6$ mm, $d_o = 33.4$ mm, longitud total L = 1600 mm.
 Valvula de compuerta	Material: hierro fundido Secc. de asp: $d_{NOM} = 25.4$ mm. Secc. imp. $d_{NOM} = 38.1$ mm.
 Valvula globo	Material: hierro fundido Linea de by-pass: $d_{NOM} = 25.4$ mm.
 Bomba centrífuga B-1 (agua)	Marca "Evans", Series H. Materiales: cuerpo de hierro fundido; impulsor de Noryl-fibra de vidrio Bomba IHME-025 con motor eléctrico de ¼ Hp, 115-220 V, 1 fase a 3450 rpm. Tipo de impulsor: cerrado. Tipo de descarga: central. Temp. máx. oper. 70 °C Diám. succ.: 25.4 mm diám. descarga: 25.4 mm NPT
 Bomba centrífuga B-1 (etilenglicol al 50%)	Marca "Evans", Series H. Materiales: cuerpo de hierro fundido; impulsor de Noryl-fibra de vidrio Bomba 2HME-050 con motor eléctrico de ½ Hp, 115-220 V, 1 fase a 3450 rpm. Tipo de impulsor: cerrado. Tipo de descarga: central. Temp. máx. oper. 70 °C Diám. succ.: 25.4 mm diám. descarga: 31.75 mm NPT
 Bomba centrífuga B-2 (aceite ligero)	Marca "Evans", Series H. Materiales: cuerpo de hierro fundido; impulsor de Noryl-fibra de vidrio Bomba 2HME-075 con motor eléctrico de 1 Hp, 115-220 V, 1 fase a 3450 rpm. Tipo de impulsor: cerrado. Tipo de descarga: central. Temp. máx. oper. 70 °C Diám. succ.: 25.4 mm diám. descarga: 31.75 mm NPT
 Rotámetro	Marca "Dwyer", Series VF Visi-Float. Medidor de flujo modelo VFC - escala de 5 pulgs. Rango 2-20 gpm de agua Conexiones de 25.4 mm NPTM

DISEÑO DE LA INSTALACION

Elemento	Especificaciones
Intercambiador de calor 	Material: acero. 14 BWG Diám. coraza $D_c = 101,6$ mm. Diám. tubos $d_{NOM} = 19,05$ mm No. de tubos: 6 Long. entres espejos: $L = 2000$ mm Sup. de transferencia: $0,5383$ m ² 1 paso en la coraza, 2 pasos en los tubos. Carga térmica de diseño: 5000 W Conexiones de 25,4 mm NPTM
Tanques de almacenamiento 	Material: Acero comercial rolado en frío Capacidad: 57 litros Geometría cilíndrica. Diámetro: $D = 350$ mm Longitud: $L = 600$ mm
Resistencia eléctrica 	Tipo tubular. Resistencia: $29,04 \Omega$ Voltaje aplicable: 0-220 VAC Longitud: $L = 467$ mm
Aislante térmico 	Material: fibra de vidrio Geometría: medias cañas. Dimensiones: 2" x 2" (diám. interno 50,8 mm con un espesor de 50,8 mm), con una longitud de $L = 910$ mm
Termopares 	Tipo T. Cobre-constantan. Rango: -40 a 350 °C Presición: $\pm 0,1$ °C Cables de extensión: 2,5 m de 0-200 °C
Transductor diferencial de presión 	Marca "Bayley" Tipo inteligente, rango: 0-0,25 bar con indicador local. Salida estándar de 4-20 mA. Potencia de suministro: 12-50 VDC
Sistema de adquisición de datos. (SAD) 	<ul style="list-style-type: none"> - Tarjeta multifuncional AT-MIO-64E3 con 64 canales simples ó 32 canales diferenciales. Conexión a computadoras personales IBM PC/AT Y EISA PC. - Software NI-DAQ. - 1m de cable blindado Tipo SH100100. - Conectores SCSI-II. - Block conector "Shielded" SCB-100 con terminales de E/S para 100-pin de tarjetas MIO.
Autotransformador variable. (Variac) 	Voltaje de entrada: 220 V. Voltaje de salida: 0-230 V Corriente máxima: 28 A.

4.6 Costos.

Hoy en día, ya no se debe de pasar por alto la parte económica de cualquier proyecto que se pretenda realizar. Un proyecto que puede resultar viable desde el punto de vista técnico pero si su evaluación económica resulta bastante cara, se debe de optar por otras posibilidades de solución del problema en cuestión.

Por lo anterior, en el presente trabajo se investigaron los costos de los principales elementos que constituyen la instalación experimental, y al final de ellos se hace la suma total que constituye la base del presupuesto de la puesta en marcha de este diseño.

Tabla 4.3 Costos de los elementos principales del sistema.

Cantidad	Descripción	Precio	Suma
3	Bomba centrífuga B-1 (agua)	\$ 411.00	\$ 1,233.00
2	Rotámetro *	1,050.00	2,100.00
1	Intercambiador de calor	6,300.00	6,300.00
2	Tanques de almacenamiento	60.00	120.00
3	Resistencia eléctrica	483.00	1449.00
2	Aislante térmico	45.35	90.70
17	Termopares *	241.73	4109.41
2.5 m	Cables de extensión *	15.38	38.44
1	Transductor diferencial de presión *	8,047.50	8,047.50
1	Tarjeta Multifunción AT-MIO-64E-3 *	14,812.5	14,812.50
1	Cable blindado tipo SH100100 *	1,237.50	1,237.50
1	Block conector SCB-100 *	2,437.5	2,437.50
1	Autotransformador variable. (Variac)	6,750.00	6,750.00
3	T. de ac. com. $d_{NOM} = 25.4$ mm L = 6.4m	166.00	498.00
1	T. de ac. com. $d_{NOM} = 38.1$ mm L = 1 m	42.00	42.00

* La cotización de estos productos es en dólares. Tipo de cambio aplicado \$ 7.5 = 1 Dlls.

DISEÑO DE LA INSTALACION

Continuacion de la tabla 4.3.

Cantidad	Descripción	Precio	Suma
11	Válvula de compuerta	\$ 35.42	\$ 389.62
2	Válvula globo	42.30	84.60
9	T	9.35	84.15
16	Codo 90°	5.43	86.88
18	Tuerca unión	20.60	370.80
2	"Y" griega	20.86	41.72
TOTAL =			\$ 50,323.32

A este costo habrá que sumarle la mano de obra requerida para su instalación y puesta en marcha, sin embargo, una mayor parte del costo adicional de la mano de obra se podría minimizar mediante el empleo de un par de estudiantes que deseen cumplir con su servicio social en el Departamento de Termocnergía y Mejoramiento Ambiental.

De esta forma, el costo total de la instalación experimental para determinar coeficientes convectivos de transferencia de calor en el interior de tubos con intensificadores de calores es accesible, por lo que sólo resta someter el presente presupuesto a la consideración de las autoridades correspondientes.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES.

El diseño propuesto de la instalación experimental cumple con todos los criterios establecidos, por lo que se podrá realizar experimentación para los fluidos especificados y para algunos otros, siempre y cuando no sobrepasen como límite la viscosidad del aceite ligero, además de tener cuidado con su punto de evaporación para evitar que caviten las bombas seleccionadas.

En el caso de utilizar la instalación en flujos laminares, no se podrá efectuar pruebas en condiciones de completo desarrollo térmico completo.

El diseño se realizó en base a condiciones críticas, es decir, flujos máxicos máxicos e incrementos mínimos de temperatura en la sección de prueba de los tres fluidos propuestos; sin embargo el sistema es muy versatil ya que las condiciones de operación del mismo se pueden variar cambiándose por ejemplo: fluido operante, potencia eléctrica a suministrar en la sección de prueba, incremento de la temperatura

CONCLUSIONES

del fluido en la sección de prueba, la trayectoria seguir por el fluido (vertical, inclinada y horizontal), y el flujo del fluido de enfriamiento. La fijación de los parámetros anteriores dependerá del interés de estudio por parte de los usuarios del sistema. Se recomienda que las primeras etapas de experimentación se lleven a cabo con tubo liso en la sección de prueba con el fin de tener valores que se puedan comparar fácilmente con la literatura de manera que se determinen los parámetros básicos de ajuste y que servirán en futuras aplicaciones.

El costo del sistema de adquisición de datos y el transductor diferencial de presión podría parecer bastante caro, se debe tener presente que estos dispositivos serían de mucha utilidad no sólo para su uso en esta instalación experimental sino también para diversos proyectos del Departamento de Termoenergía y Mejoramiento Ambiental. De esta forma su costo inicial se abate notablemente.

Por último, los beneficios que se podrían obtener con la puesta en marcha del sistema experimental para determinar coeficientes convectivos de transferencia de calor interna son diversos entre los que destacan: el apoyo a la investigación en el área de transferencia de calor, la enseñanza didáctica y el empleo de un sistema moderno de adquisición de datos para el Departamento de Termoenergía y Mejoramiento ambiental. Por lo que hago uso de este medio para solicitar la aprobación del presupuesto para la construcción de la instalación experimental.

REFERENCIAS

1. N. Chargoy.
"Intensificación de transferencia de calor por convección forzada en ductos mediante insertos bandera".
T. Maestría, FI, UNAM, 1982.
2. M. A. Chávez, W. Zhixue.
"Convección forzada en ductos helicoidales".
T. Profesional, FI - UNAM, 1985.
3. W. Zhixue.
"Difusión de calor bidimensional en un cilindro en estado no permanente".
T. Maestría, FI, UNAM, 1988.
4. A. Rodríguez.
"Estudio experimental del coeficiente de transferencia de calor en lechos empacados".
T. Doctoral, FI, UNAM, 1988.
5. A. Vallejo.
"Enfriamiento de una placa plana en flujos laminar y turbulento".
T. Maestría, FI, UNAM, 1990.
6. M.G. Vargas.
"Convección natural en una cavidad con flujo de calor dependiente del tiempo y temperatura constante en paredes verticales opuestas".
T. Maestría, FI, UNAM, 1992.
7. G. del S. Alvarez.
"Transferencia de calor en una cavidad con interacción térmica de vidrios con controlador óptico solar".
T. Doctoral, FI, UNAM, 1994.
8. D. Palomino.
"Convección natural en un canal de aire inclinado, calentado por la placa superior".
T. Maestría, FI, UNAM, 1995.
9. F.P. Incropera, D.P. Dewitt.
"Fundamentals of heat and mass transfer".
John Wiley & Sons, 1985, 2a. ed., pp 393-395.
10. T.J. Rabas.
"Selection of energy-efficient enhancement geometry for single-phase turbulent flow inside tubes".
HTD, Vol. 108, 1989, pp 193-204.

11. S.W. Churchill & H. Ozoe.
 "Correlations for laminar forced convection with uniform heating in flow over a plate and developing and fully developed flow in a tube",
 Journal of Heat Transfer (JHT), Vol. 95, 1973, pp 78-84 y pp 416-416
12. F. H. Verhojj & D.P. Fhisev.
 "A numerical Solution of the Graetz problem with axial conduction included",
 JHT, Vol. 95, 1973, pp 132-134.
13. J. Zucchetto & R.S. Thorsen.
 "Variable-property turbulent flow in a horizontal plane tube during heat and constant-surface temperature cooling",
 JHT, Vol. 95, 1973, pp 134-135.
14. E.M. Sparrow, K.K. Koram, M. Chermch.
 "Heat transfer and pressure drop characteristics induced by slot blockage in a circular tube",
 JHT, Vol. 102, 1980, pp 64-70.
15. H. Tanaka, S. Maruyama, S. Hatano.
 "Combined forced and natural convection heat transfer for upward flow in a uniformly heated vertical pipe",
 International Journal of Heat and Mass Transfer (IJHMT), Vol. 30, 1987, pp 165-174.
16. W.S. Kun, M.N. Ozisik.
 "Transfer laminar forced convection inducts with suddenly applied uniform wall heat flux",
 IJHMT, Vol. 1987, pp 1753- 1756.
17. M.F. Taylor, K.E. Bauer, D.M. McEligot.
 "Internal forced convection to Low-Prandtl-number gas mixture",
 IJHMT, Vol. 31, 1988, pp 13-25.
18. H. Herwing & K. Klemp.
 "Variable property effects of fully developed laminar flow",
 JHT, Vol. 110, No. 2, 1988, pp 314-320.
19. B.R. Morton, D.B. Ingham, D.J. Keen & P.J. Heggs
 "Recirculation combined convection in laminar pipe flow",
 JHT, Vol. 111, 1989, pp 106-113.
20. A.S. Lavine, M.Y. & C.N. Shares.
 "Flow Reversal in opposing mixed convection flow in inclined pipes"
 JHT, Vol. 111, 1989, pp 114-120.

21. L. S. Yao & B. B. Rogers
 "Mixed convection in an annulus of large aspect ratio".
JHT, Vol. 111, 1989, pp 683-689
22. H. Hervig, M. Voit & F. J. Buutlaus.
 "The effect of variable properties on momentum & heat transfer in a tube with constant wall temperature".
IJHMT, Vol. 32, 1989, pp 1907-1915
23. M.A. Cotton & J.D. Jackson.
 "Vertical tube air flows in the turbulent mixed convection regimen calculated using a low-Reynolds-number K-E model".
IJHMT, Vol. 32, 1990, pp 275-286
24. J. Sucec & D. Radley.
 "Unsteady Forced heat transfer in a channel".
IJHMT, Vol. 32, 1990, pp 683-690.
25. Q.M. Lei & A.C. Trupp.
 "Experimental study of laminar mixed convection in the entrance region of a horizontal semicircular duct".
IJHMT, Vol. 34, 1991, pp 2361-2372.
26. W.M. Yan & T.F. Lin.
 "Theoretical and experimental study of natural convection pipe flows at high Rayleigh number".
IJHMT, Vol. 34, 1991, pp 291-304
27. T.A. Nyce, J. Ouazzani, A. Durand-Daubin & F. Rasenber.
 "Mixed convection in a horizontal rectangular channel - experimental and numerical velocity distributions".
IJHMT, Vol. 35, 1992, pp 1481-1494.
28. B.H. Chang and A.F. Mills.
 "Turbulent flow in a channel with transverse rib heat transfer augmentation".
IJHMT, Vol. 36, 1993, pp 1459-1459.
29. M. Teitel and R.A. Antony.
 "Heat transfer in fully developed turbulent channel flow: comparison between experiment and direct numerical simulations".
IJHMT, Vol. 36, 1993, pp 1701-1706.
30. H.V. Mahaney, F.P. Incropera & S. Ramadhyani.
 "Comparison of predicted and measured mixed convection heat transfer from an array of discrete sources in a horizontal rectangular channel".
IJHMT, Vol. 35, 1990, pp 1233-1245.

31. T.F. Lin, C.P. Yin & W.M. Yan
"Transient laminar mixed convective heat transfer in a vertical flat duct",
JHT, Vol. 113, 1991, pp 384-390.
32. T.T. Hamadah & R.A. Wirtz
"Analysis of laminar fully developed mixed convection in a vertical channel with opposing buoyancy",
JHT, Vol. 113, 1991, pp 507-510.
33. G.J. Kidd, Jr.
"The heat transfer and pressure-drop characteristics of gas flow-inside spirally corrugated tube",
JHT, Vol. 92, 1970, pp 513-519.
34. S. Ganeshan, M. Roja Rao.
"Studies on thermohydraulics of single and multi-start spirally corrugated tubes for water and time-independent power law- fluids",
IJHMT, Vol. 25, No. 7, 1982, pp 1013-1022.
35. P. Souza, E.M. Sparrow.
"Periodically converging tubes and their turbulent heat transfer, pressure drop, fluid flow, and enhancement characteristics",
JHT, Vol. 106, 1984, pp 55-63.
36. S. Nag, M. Roja Rao.
"Forced convection heat transfer in smooth tubes roughened by helically coiled ribbons",
IJHMT, Vol. 30, 1987, pp 1541- 1544.
37. V.D. Zimparov, N.L. Vulchanov & L.B. Delov.
"Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for power plants condensers- 1. Experimental investigation and performance evaluation.",
IJHMT, Vol. 34, 1991, pp 2187-2187.
38. V.D. Zimparov, N.L. Vulchanov & L.B. Delov.
"Heat Transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for power plant condensers- 2. A mixing-length model for predicting fluid friction and heat transfer.",
IJHMT, Vol. 34, 1991, pp 2199-2206.
39. J.C. Han.
"Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators",
JHT, Vol. 110, 1988, pp 321- 328.
40. N. Sanie & S. Dini.
"Heat Transfer characteristics in a Wavy-Walsted channel",
JHT, Vol. 115, 1993, pp 788-792.

41. Tong - Min Liou & Jenn - Jiang Hwong
"Effect of ridge shapes on turbulent heat transfer and friction in a rectangular channel",
IJHMT, Vol. 36, 1993, pp 931-940.
42. R.T. Kukreja, S.C. Lau & R.D. McMillin
"Local heat/mass transfer distribution in a square channel with lull and V-shaped ribs",
IJHMT, Vol. 36, 1993, pp 2013-2020.
43. M.H. Hu & Y.P. Chang
"Optimization of finned tubes for heat transfer in laminar flow",
JHT, Vol. 95, 1973, pp 322-338.
44. J.H. Masliyah and K. Nandakumar
"Heat transfer in internally finned tubes",
JHT, Vol. 98, 1976, pp 257-261.
45. J.H. Royak & A.E. Bergles.
"Augmentation of horizontal in-tube condensation by mean of twisted-tape inserts and
internally finned tubes",
JHT, Vol. 100, 1978, pp 17-26.
46. R.L. Webb & M.J. Scott
"A parametric analysis of the performance of internally finned tubes for heat exchanger
applications",
JHT, Vol. 102, 1980, pp 38-43, y pp 586-587.
47. H.M. Soliman, T.S. Chau, & A.C. Trupp
"Analysis of laminar heat transfer in internally finned tubes with uniform outside wall
temperature",
JHT, Vol. 102, 1980, pp 598-604.
48. M.J. Scott & R.L. Webb
"Analytic prediction of the friction factor for turbulent flow in internally finned tubes",
JHT, Vol. 103, 1981, pp 423-428.
49. G.J. Rowley & S.V. Patankar
"Analytic of laminar flow and heat transfer in tubes with internal circumferential fins",
IJHMT, Vol. 27, 1984, pp 553-560.
50. C. Prakash & Ye-Di Liu.
"Analysis of laminar flow and heat transfer in the entrance region of an internally finned
circular duct",
JHT, Vol. 107, 1985, pp 84-91.

51. C. Prakash & Ve-Di Liu
"Bouyancy induced flow in a vertical internally finned circular duct",
JHT, Vol. 107, 1985, pp 118-123.
52. I.M. Rustum & H.M. Soliman
"Numerical solution of tubes with longitudinal internal fins",
JHT, Vol. 110, 1988, pp 310-313.
53. I.M. Rustum & H.M. Soliman.
"Experimental investigation of laminar mixed convection in tubes with longitudinal internal fins",
JHT, Vol. 110, 1988, pp 366-372.
54. I.M. Rustum & H.M. Soliman.
"Numerical analysis of laminar mixed convection in horizontal internally finned tubes",
IJHMT, Vol. 33, 1990, pp 1485-1496.
55. C.H. Chen, C.D. Luy & W.H. Huang.
"Bouyancy effect on the heat convection in vertical channels with fin array at low Reynolds numbers",
IJHMT, Vol. 35, 1992, pp. 2643-2653.
56. Nae - Hyun Kim and R.L. Webb.
"Analytic prediction of the friction and heat transfer for turbulent flow in axial internal fin tubes",
JHT, Vol. 115, 1993, pp 553-339.
57. S.S. Hsieh & C.C. Lin.
"An experimental study of laminar entrance flow and heat transfer in finned tube annuli",
IJHMT, Vol. 36, 1993, pp 2457-2472.
58. Donald D. Joye, Andrew G. Hakun & Colin D. Joye.
"Heat Transfer in helical, curved rectangular channels -- comparison of type 1 and type 2 systems",
IJHMT, Vol. 36, 1993 pp 3541-3546.
59. A. Klaczac.
"Heat transfer in tubes with spiral and helical turbulators",
JHT, Vol. 95, 1973 pp 557-559.
60. A. W. Date.
"Prediction of fully-developed flow in a tube containing a twisted tape".
IJHMT, Vol. 17, 1974, pp 845-859.

61. S.W. Hong & A.E. Bergles.
"Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of twisted-tape inserts",
JHT, Vol 98, 1976, pp 251-256
62. S.B. Uttarwar & M. Roja Rao.
"Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of wire coil inserts",
JHT, Vol. 107, 1985, pp 930-935.
63. J.P. Chion.
"Experimental investigation of the augmentation of forced convection heat transfer in a circular tube using spiral spring inserts",
JHT, Vol 109, 1987, pp 300-307
64. J.P. Dn Pleiss & D.G. Krojer.
"Heat transfer correlation for thermally developing laminar flow in a smooth tube with a twisted tape insert",
IJHMT, Vol. 30, pp 500-515.
65. Y. Mori.
"Some optimizing examples in forced convective heat transfer",
JHT, Vol. 112, 1990, pp 268-273.
66. M.M. Rahman & V.P. Carey.
"Experimental measurements of orthogonal mixed convection in a partial enclosure",
IJHMT, Vol. 33, 1990, pp 1307-1319.
67. R.M. Manglik & A.E. Bergles.
"Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: part 1 -Laminar flows",
JHT, Vol. 115, 1993, pp 881-889
68. R.M. Manglik & A.E. Bergles.
"Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: part 2 -Turbulent flows",
JHT, Vol. 115, 1993, pp 890-896
69. H.H. Lin & Y.H. Hung.
"Transient forced convection heat transfer in a vertical rib-heated channel using a turbulent promoter",
IJHMT, Vol. 36, 1993, pp 1553-1572.
70. R.L. Webb
"Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchangers design",
IJHMT, Vol. 24, 1981, pp 715-726.

- 71 W J Mamer, A E Bergies, J M Chenoweth.
"On the presentation of performance data for enhanced tubes used in shell-and-tube heat
exchangers"
JHT, Vol 105, 1983, pp 358-365.

APENDICE A.
Propiedades Termofísicas

Tabla A.1 Propiedades del agua *

T K	k W/m-K	ρ kg/m ³	c_p J/kg-K	$\mu \times 10^4$ kg/m-s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	Pr
275	0.556	1000	4217	17.00	1.70	12.9
280	0.568	1000	4203	14.50	1.45	10.7
285	0.580	1000	4192	12.50	1.25	9.00
290	0.591	999	4186	11.00	1.10	7.80
295	0.602	998	4181	9.68	0.97	6.70
300	0.611	996	4178	8.67	0.87	5.90
310	0.628	993	4174	6.95	0.70	4.60
320	0.641	989	4174	5.84	0.59	3.80
330	0.652	985	4178	4.92	0.50	3.20
340	0.661	980	4184	4.31	0.44	2.70
350	0.669	973	4190	3.79	0.39	2.40
360	0.676	967	4200	3.29	0.34	2.00
370	0.680	960	4209	2.95	0.31	1.81
373.15	0.681	958	4212	2.85	0.30	1.76
380	0.683	953	4220	2.67	0.28	1.65
390	0.684	945	4234	2.44	0.26	1.51
400	0.685	937	4250	2.25	0.24	1.40
420	0.684	919	4290	1.93	0.21	1.21
440	0.679	899	4340	1.71	0.19	1.09
460	0.670	879	4400	1.49	0.17	0.98
480	0.657	857	4490	1.37	0.16	0.94
500	0.638	837	4600	1.26	0.15	0.91
520	0.607	820	4770	1.15	0.14	0.90
540	0.577	806	5010	1.05	0.13	0.91
560	0.547	796	5310	0.955	0.12	0.93
580	0.516	787	5590	0.866	0.11	0.94

* Mills A. F. "Heat Transfer", 1992.

Tabla A.2 Propiedades térmicas para soluciones acuosas de etilenglicol *

T K	Porcentaje de Glicol, por Masa (Punto de congelamiento)				
	20 (263.7 K)	30 (257.6)	40 (248.7 K)	50 (237.6 K)	60 (213.2 K)
Conductividad Térmica, k [W/m-K]					
250	---	---	0.456	0.425	0.400
260	---	0.488	0.456	0.423	0.397
270	0.513	0.488	0.456	0.422	0.394
280	0.519	0.491	0.456	0.419	0.393
290	0.522	0.493	0.456	0.418	0.389
300	0.525	0.494	0.456	0.418	0.388
310	0.531	0.495	0.456	0.417	0.385
320	0.538	0.497	0.456	0.416	0.381
Densidad, ρ [kg/m³]					
250	---	---	1069.0	1084.0	1098.5
260	---	1051.6	1066.0	1080.5	1094.0
270	1034.1	1048.1	1061.5	1076.0	1089.0
280	1031.1	1044.1	1057.0	1071.0	1085.0
290	1026.6	1039.1	1052.1	1066.0	1079.0
300	1022.6	1035.6	1047.1	1060.5	1073.0
310	1018.6	1031.1	1043.1	1054.1	1066.5
320	1014.1	1025.6	1037.1	1048.1	1060.0
Calor específico, c_p [J/kg-K]					
250	---	---	---	3480	3260
260	---	---	3710	3490	3300
270	4050	3930	3720	3510	3330
280	4030	3920	3740	3550	3360
290	4020	3930	3750	3570	3400
300	4010	3940	3760	3600	3430
310	4010	3950	3780	3620	3460
320	4020	3960	3800	3650	3500
Viscosidad dinámica, μ [kg/m-s x 10³]					
250	---	---	---	29.0	45.0
260	---	---	11.2	16.2	20.0
270	3.6	5.0	7.0	9.5	14.1
280	2.4	3.4	4.9	6.2	9.8
290	1.8	2.3	3.1	4.1	5.6
300	1.4	1.8	2.3	3.0	4.0
310	1.1	1.4	1.8	2.3	3.0
320	0.9	1.1	1.5	1.8	2.4

* Mills A. F. "Heat Transfer", 1992.

Tabla A.3 Propiedades térmicas de aceite ligero*

T K	k W/m-K	ρ kg/m ³	c_p kJ/kg-K	$\mu \times 10^3$ kg/m-s	Pr
288.56	0.1333	914.964	1.800	86.776	1170
299.67	0.1333	914.964	2.119	41.449	570
310.78	0.1315	898.912	1.926	22.812	340
338.56	0.1298	871.6236	2.010	7.902	122
366.33	0.1281	866.808	2.135	3.727	62
394.11	0.1281	850.756	2.177	2.072	35
421.88	0.1263	831.4936	2.261	1.237	22

* Kren, Frank

"Principios de transferencia de calor"

Edit. Herrero Hermanos, Sucesores.

México 1970