

14
2 esom



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

“ A R A G O N ”

“MANUAL DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR MARCA
“WARDS STEAM” DEL LABORATORIO DE INGENIERIA
TERMICA DE LA ENEP - ARAGON UNAM”

T E S I S

Que para obtener el Título de:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

FALLA DE ORIGEN

Presentan:

JOSE GIL JUAREZ PALMA
JOSE MARIANO SANTANA COLIN

9 1989

NO ADEUDA ^{San Juan de} Aragón, Edo. de México 1989
EN BIBLIOTECA
CENTRAL



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

MANUAL DEL INTERCAMBIADOR
DE CALOR MARCA 'WARDS STEAM'
DEL LABORATORIO DE INGENIERIA
TERMICA DE LA ENEP-ARAGON-UNAM

I N D I C E

Página

CAPITULO 1		
INTRODUCCION		2
CAPITULO 2		
INTERCAMBIADORES DE CALOR		
2.1. Mecanismos de transferencia de calor		5
2.1.1. Conducción		6
2.1.2. Convección		9
2.1.3. Radiación		10
2.1.4. Mecanismos combinados de transferencia de calor		13
2.2. Tipos básicos de intercambiadores de calor		17
2.3. Intercambiadores de calor de doble tubo		26
CAPITULO 3		
DESCRIPCION DEL EQUIPO		
3.1. Sistema de agua caliente		35
3.1.1. Tanque de agua		35
3.1.2. Unidad calorífica		35
3.1.3. Bomba de recirculación		38
3.2. Instrumentos de medición		38
3.2.1. Medidores de temperatura		39
3.2.2. Medidores de presión		40
3.2.3. Medidores de flujo		41
3.3. Sistema eléctrico		43
CAPITULO 4		
INSTALACION DEL EQUIPO		
4.1. Localización del equipo		47
4.2. Suministros		47
4.2.1. Suministro de vapor		47
4.2.2. Suministro de aire		50
4.2.3. Suministro de agua tratada		50
4.2.4. Suministro del agua de enfriamiento		55
4.2.5. Suministro de energía eléctrica		55
4.3. Servicios		61

CAPITULO 5

OPERACION DEL EQUIPO

5.1. Procedimiento de arranque para aire o agua de enfriamiento	67
5.2. Procedimiento de arranque para agua caliente	70
5.3. Procedimiento de arranque para vapor	71
5.4. Paro del equipo	71

CAPITULO 6

IMPLEMENTACION DE PRACTICAS

6.1. Trazo de los perfiles de temperatura	74
6.2. Cálculo de la diferencia media de temperatura y del coeficiente global de transferencia de calor	84
6.3. Números adimensionales	91

CAPITULO 7

MANTEENIMIENTO

7.1. Mantenimiento del intercambiador de calor	104
7.2. Mantenimiento de los rotómetros	105
7.3. Mantenimiento del sistema de calentamiento	108
7.4. Mantenimiento del termómetro	109
7.5. Mantenimiento de la bomba	109

APENDICE	111
----------	-----

CONCLUSIONES	132
--------------	-----

BIBLIOGRAFIA	135
--------------	-----

INTRODUCCION

CAPITULO I

INTRODUCCION.

Debido a la necesidad del laboratorio de Ingeniería Técnica - de contar con material educativo que complementará los conocimientos teóricos adquiridos por el estudiante con la enseñanza práctica, que estuviera relacionada con la transferencia de calor, la Escuela Nacional de Estudios Profesionales Aragón adquirió un equipo en el cual se pudieran analizar algunos conceptos relacionados con esta.

El equipo adquirido de marca inglesa "Wards Steam" es un Intercambiador de Calor de doble tubo con fines didácticos, ensamblando con una serie de dispositivos e instrumentos de medición debidamente acoplados. Este tipo de Intercambiador, el cual es de los más simples que se pueden encontrar en algún proceso industrial donde sean requeridos, no es impedimento para que los conceptos que se analizan en este equipo relacionados con la transferencia de calor sean los mismos que se encuentran en equipos más complicados como son los de coraza y tubo de uno o varios pasos.

Con la finalidad de auxiliar al instructor y al estudiante en la utilización del equipo se optó por elaborar un manual de este, en el cual se tiene la información necesaria para su manejo, instalación y condiciones de trabajo. A continuación se describe el contenido de cada uno de los capítulos de este trabajo.

En el capítulo 2 se trata de la importancia que tiene la transferencia de calor dentro de las diferentes áreas de la ingeniería, las formas en que se puede presentar la transferencia de calor y las relaciones fundamentales que las rigen. Se da una definición de lo que es un intercambiador de calor, su clasificación, también se describen algunos intercambiadores existentes sus caracte-

terísticas principales y su utilización en un proceso determinado.

En el capítulo 3 se describe al Intercambiador de Calor, instrumentos de medición y cada uno de sus sistemas componentes como son: sistema de agua caliente y sistema eléctrico. Con este capítulo se pretende obtener la información necesaria para conocer el funcionamiento del Intercambiador de Calor y del arreglo que este tiene con sus demás partes.

En el capítulo 4 se da la ubicación del Intercambiador de Calor dentro del Laboratorio de Máquinas Térmicas. Se indican mediante diagramas las instalaciones de tubería dando las especificaciones de esta y de los accesorios que se utilizaron para unir el Intercambiador de Calor a los equipos que suministran los fluidos de trabajo.

El capítulo 5 contiene, el método de operación del Intercambiador de Calor, en este se menciona paso a paso el procedimiento que debe seguirse para operar el equipo: arranque con el medio de enfriamiento, arranque con el medio de calentamiento y paro del equipo. También se da la forma en que se deben operar las válvulas para que el equipo opere en flujo paralelo y en contraflujo.

El capítulo 6 es el de mayor importancia en el presente trabajo, ya que este contempla el desarrollo de experimentos que se pueden hacer en el equipo, los cuales están destinados a la enseñanza e investigación en apoyo de los programas académicos de asignaturas en las que se imparte teoría relacionada con la transferencia

**INTERCAMBIADORES
DE
CALOR**

CAPITULO 2

INTERCAMBIADORES DE CALOR.

El presente capítulo contempla la importancia de la transferencia de calor en la ingeniería, la definición de los mecanismos con que se lleva a cabo y un análisis elemental de las ecuaciones que rigen cada uno de estos. También se da una breve descripción y clasificación de los tipos básicos de intercambiadores de calor, ampliando un poco más sobre los de doble tubo debido a que el equipo del laboratorio corresponde a este tipo.

2.1. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Siempre que existe un gradiente de temperatura en un sistema o cuando están en contacto dos sistemas a diferentes temperaturas, se transfiere energía. A este proceso se le denomina transferencia de calor, esta energía calorífica no se puede medir u observar directamente, pero sus efectos son posibles de observar y medir. El flujo de calor, al igual que la ejecución del trabajo, es un proceso mediante el cual se modifica la energía interna de un sistema.

Desde el punto de vista de la ingeniería, el problema principal lo constituye la determinación de la rapidez de la transferencia de calor para una diferencia de temperatura dada. Es necesario elaborar un análisis detallado de la transferencia de calor, con el fin de estimar el costo, factibilidad y tamaño del equipo necesario para transferir una cantidad determinada de calor en un tiempo dado. Las dimensiones de calderas, calentadores, atemperadores, dependen no solo de la cantidad de calor que se transmitirá, sino además, de la prontitud con que deba transferirse el calor. El funcionamiento óptimo de los componentes de un equipo, como los álabes de las turbinas o las paredes de las cámaras de combustión, de

penden del enfriamiento de algunas partes metálicas, retirando el calor de la superficie en forma continua y rápida. De igual manera, al diseñar máquinas eléctricas, transformadores y rodamientos, se debe realizar un análisis de transferencia de calor con la finalidad de evitar las condiciones que provocarían sobrecalentamiento y daño al equipo. Los ejemplos anteriores nos muestran que en casi la totalidad de las ramas de la ingeniería, existen problemas de transferencia de calor que no es posible resolverlos con un análisis termodinámico simple, sino que es necesario un análisis basado en la ciencia de la transferencia de calor.

Se puede definir a la transferencia de calor como la transmisión de energía de una región a otra, resultado de la diferencia de temperatura existente entre ellas. Generalmente se reconocen tres formas distintas de transmisión de calor: conducción, convección y radiación. Cada una de estas se puede analizar en forma separada. Sin embargo en muchas de las situaciones que se presentan en la naturaleza, el calor no fluye por uno, sino por varios de estos mecanismos que actúan en forma simultánea. Es particularmente importante en ingeniería conocer la intervención de las diferentes formas de transferencia de calor, en virtud de que en la práctica, cuando uno de los mecanismos domina cuantitativamente, se obtienen soluciones útiles aproximadas, despreciando todos los mecanismos, excepto el que domina en el proceso. Sin embargo, un cambio de condiciones externas exigirá que uno o ambos de los mecanismos previamente despreciados sean tomados en cuenta.

2.1.1. CONDUCCION.

La transferencia de calor por conducción se lleva a cabo cuando el calor puede fluir exclusivamente si existe materia y el intercambio de calor se efectúa mediante partículas contiguas. Se -

puede interpretar el proceso como el movimiento de calor de molécula a molécula por lo cual también se le conoce como termocinética.

El calor puede fluir en un cuerpo de una región de temperatura alta a una región de temperatura baja por este mecanismo. En general las partículas de materia (moléculas, átomos y electrones) - en la región de alta temperatura en virtud de estar a más altos niveles de energía transmitirá parte de su energía a las regiones - adyacentes de temperatura inferior. En el caso de la conducción de gases, el intercambio de energía cinética o choque molecular es, - probablemente, el mecanismo predominante. En líquidos no metálicos el proceso implica la propagación de ondas de vibración reticular - así como choque molecular. En sólidos no metálicos el mecanismo - primario probablemente es la propagación por medio de ondas de vibración. Mientras que en los sólidos metálicos el flujo de electrones es el agente principal de la transmisión de calor. En estos - procesos el calor fluye por conducción a través de los linderos de los cuerpos.

Las leyes que rigen la conducción interna (substancia homogénea) están bien establecidas y pueden ser deducidas por métodos matemáticos pero las que rigen la conducción a través de los linderos no son bien conocidas.

La relación que gobierna la transferencia de calor por conducción estacionaria unidireccional fue propuesta en 1822 por el científico J.B.J. Fourier. Estableció que la rapidez del flujo de calor por conducción (q) en un material (sólido homogéneo e isotrópico), es igual al producto de las siguientes cantidades:

1. La conductividad térmica del material, K .
2. El área de la sección a través de la cual fluye el calor por -

conducción, A (área que debe ser medida perpendicularmente a la dirección del flujo de calor).

3. El gradiente de temperatura en la sección, dt/dx ; es decir, la rapidez de variación de la temperatura T con respecto a la distancia x en la dirección del flujo de calor.

La expresión matemática de la ley de Fourier es :

$$q = -K A dt/dx \quad \dots (2.1)$$

En el Sistema Internacional de Unidades (SIU), la rapidez del flujo de calor q se expresa en Watts (W), el área en metros cuadrados (m^2) y el gradiente de temperatura, dt/dx , en grado Kelvin por metro ($^{\circ}K/m$). La conductividad térmica K es una propiedad del material e indica la cantidad de calor que fluirá a través de una área unitaria si el gradiente de temperatura es la unidad. Las unidades para K son Watt por metro cuadrado, por gradiente de temperatura unitario en grados Kelvin por metro.

La aplicación práctica de la ecuación anterior a los diversos problemas requiere: medidas de laboratorio de la conductividad térmica en muestras representativas y solución de la ecuación diferencial para la forma geométrica y condiciones de contorno particulares. Las conductividades térmicas a la presión atmosférica de los materiales empleados en ingeniería, están en el dominio que va desde 4×10^{-3} para gases, 1×10^{-1} para líquidos hasta 2.4×10^2 para el cobre. En la tabla A-1, Apéndice A, se muestran los órdenes de magnitudes de las conductividades térmicas de varias clases de materiales. Los materiales que tienen una alta conductividad térmica se llaman conductores, mientras que los materiales de baja conductividad térmica se conocen como aisladores. En general, la conductividad térmica varía con la temperatura (ver figura A-1), pero en

muchos problemas de ingeniería la variación es tan pequeña que puede desprejarse.

La ecuación básica de la conducción de Fourier, es el punto de partida para el estudio de numerosos problemas distintos de la conducción en sólidos.

2.1.2. CONVECCION.

La transferencia de calor por convección sucede cuando las partículas materiales cambian de posición en el espacio llevando consigo su energía interna. Se produce en líquidos y gases con movimiento y, a menos que la temperatura sea uniforme en todo el fluido, va acompañado siempre de conducción de partícula a partícula.

Un proceso particular de transporte de calor por convección aparece cuando hay un cambio de estado de agregación molecular en el contorno del fluido, tal como la transmisión de calor a un líquido que se está evaporando o de un gas en condensación.

En los procesos que suponen transporte de calor por convección debemos hacer una distinción importante entre dos tipos de movimiento de fluidos. Si existen diferencias de temperatura dentro de un volumen de líquido o gas, crean diferencias de densidad las cuales en un campo de fuerzas como el gravitacional, originan corrientes. Cuando las únicas causas creadoras de las corrientes de fluidos son las citadas diferencia de densidad hablaremos de convección natural o libre.

A menudo, las corrientes se deben a otras causas tales como las diferencias de presión impuestas desde el exterior. Si se pueden despreciar frente a la influencia de estos factores externos,-

los efectos de las variaciones de densidad producidos por la diferencia de temperatura hablaremos de convección libre y forzada combinadas.

En 1701 definió Newton la velocidad de transmisión de calor q desde la superficie de un sólido a un fluido por la ecuación

$$q = h_m (T_w - T) = h_m A \Delta T \quad \dots (2.2)$$

donde q es la rapidez de calor transferido por convección en watt, A es el área de transferencia de calor en metros cuadrados, T_w es la temperatura de la superficie en grados Kelvin ($^{\circ}\text{K}$), T es la temperatura media del fluido en grados Kelvin y h_m es la unidad de conductancia térmica promedio para la convección (frecuentemente llamado coeficiente de transferencia de calor por unidad de superficie o coeficiente de transferencia de calor en la convección) en watt por metro cuadrado por grado Kelvin ($\text{W/m}^2\text{K}$).

En fenómenos de conducción, o como se verá posteriormente en radiación a través de medios transparentes, son conocidos los mecanismos que los rigen, y las ecuaciones de transferencia calorífica son rigurosas. Pero para procesos de transferencia de sólido a fluido la situación es más compleja. La ecuación 2.2 parece muy simple, sin embargo, la simplicidad es engañosa porque la ecuación de convección es una definición de la unidad de conductancia térmica promedio a la convección h_m y no una ley de transferencia de calor por convección. El coeficiente de transferencia de calor por convección es realmente una función complicada del flujo del fluido, de las propiedades térmicas del medio fluido y de la geometría del sistema.

2.1.3. RADIACION.

La transferencia de calor por radiación es un proceso por el

cual fluye calor desde un cuerpo de alta temperatura a un cuerpo - de baja temperatura, cuando estos están separados por un espacio - que incluso puede ser el vacío. Se caracteriza por el hecho de que parte de la energía interna de un cuerpo se transforma en energía radiante y en esta forma, es transportada a través del espacio. Al encontrar a otro cuerpo toda o parte de esta energía se convierte de nuevo en calor.

La cantidad de energía que abandona una superficie en forma - de calor radiante, depende de la temperatura absoluta y de la naturaleza de la superficie. Un radiador perfecto o cuerpo negro, emite energía radiante desde su superficie a una rapidez q dada por

$$q = \sigma A_1 T_1^4 \quad \dots(2.3)$$

donde q representa el calor transferido por radiación en Watt, A_1 es el área de la superficie en metros cuadrados, T_1 es la temperatura de la superficie en grados Kelvin y σ es una constante dimensional cuyo valor para el SIU es $5.6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$. La cantidad σ se conoce como constante de Stefan-Boltzmann, después de - que los dos científicos austriacos, J. Stefan encontró la ecuación 2.3 experimentalmente en 1879, y L. Boltzmann la determinó teóricamente en 1884.

Una inspección a la ecuación 2.3 muestra que cualquier superficie del cuerpo negro a una temperatura superior al cero absoluto, radia calor a una rapidez proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta. No obstante que la rapidez de la emisión es independiente de las condiciones de los alrededores, una transferencia neta de calor radiante requiere una diferencia entre la - temperatura de dos cuerpos cualesquiera, entre los cuales tiene lugar el intercambio de energía. Si el cuerpo negro radia hacia una cubierta que lo envuelva completamente y cuya superficie es tam -

bién negra (es decir, absorbe toda la energía radiante incidente - en ella), la rapidez neta de calor radiante transferido está dada por

$$q = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad \dots (2.4)$$

donde T_2 es la temperatura de la superficie de la cubierta en grados Kelvin.

Los cuerpos reales no satisfacen las especificaciones de un - radiador ideal, pero emiten radiación a una rapidez menor que los cuerpos negros. Si los cuerpos reales emiten, a una temperatura igual a la del cuerpo negro, una fracción constante de la emisión del cuerpo en cada longitud de onda, reciben el nombre de cuerpos grises. La rapidez neta de calor transferido de un cuerpo gris a - una temperatura T_1 , a un cuerpo negro a T_2 que lo envuelve, es:

$$q = \sigma A_1 \epsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad \dots (2.5)$$

donde ϵ_1 es el coeficiente de emisión de la superficie gris, y es igual a la razón de emisión de la superficie gris a la emisión de un radiador perfecto a la misma temperatura.

Si ninguno de los dos cuerpos es un radiador perfecto y si - los dos cuerpos poseen entre sí una relación geométrica dada, la - transferencia de calor neta por radiación entre ambos cuerpos está dada por

$$q = \sigma A_1 \mathcal{F}_{1-2} (T_1^4 - T_2^4) \quad \dots (2.6)$$

donde \mathcal{F}_{1-2} es un módulo que modifica la ecuación para radiadores perfectos de acuerdo con los coeficientes de emisión y las geometrías relativas de los cuerpos reales.

2.1.4. MECANISMOS COMBINADOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Aunque es posible separar la conducción, convección y radiación para facilitar su estudio, es poco usual el caso en que una - situación real de ingeniería de la transferencia de calor no involucre al menos dos, sino es que los tres mecanismos. Si en una habitación se calienta mediante una llama el extremo de una barra de hierro aislada, el calor se transferirá por conducción hacia el extremo más frío, aunque parte será conducido a través del aislamiento y disipado a la habitación por los mecanismos de conducción, convección natural y radiación. En la generación de vapor, la energía radiada desde el fuego a los tubos de la caldera juega un importante papel. Los gases de la combustión pasan envolviendo a los tubos de la caldera, contribuyendo con un calor adicional transmitido por conducción y convección. El anhídrido carbónico y el vapor de agua de los gases radian energía directamente a los tubos. De aquí que el calor conducido a través de la pared metálica de los tubos es proporcionado por radiación de algunos constituyentes de los gases. De esta manera podemos citar un sinnúmero de casos, en los cuales la transferencia de calor no se lleva a cabo por uno solo de los mecanismos. Será por tanto necesario, desarrollar métodos seguros para estimar el flujo total de calor debido al efecto combinado de ellos. Un ejemplo común sería el siguiente.

La figura 2.1 muestra una pared plana compuesta, formada por dos materiales distintos, que separa dos gases a distintas temperaturas. Se puede imaginar este caso físicamente como el de una pared de un horno en que se coloca un material próximo al gas caliente del horno por sus cualidades aislantes y se coloca el otro fuera, adyacente al aire, debido a su apariencia, o quizás sus cualidades estructurales o ambas. Denotando por T_c y T_f las temperatu-

ras caliente y fría del gas respectivamente, las temperaturas superficiales de los materiales por T_1 y T_3 , y la temperatura de la

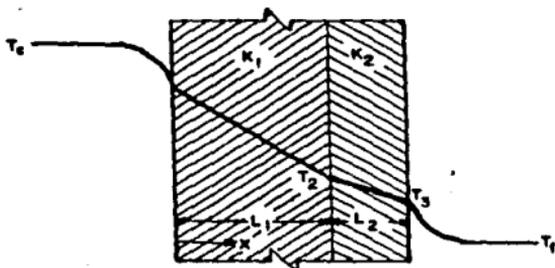


FIG. 2.1. Transferencia de calor a través de una pared plana compuesta con convección en las superficies.

interfase entre los dos materiales de la pared por T_2 , para la razón de transferencia de calor para cada parte en este proceso se puede escribir:

$$q_{c \rightarrow 1} = h_c A (T_c - T_1)$$

$$q_{1 \rightarrow 2} = -k_1 A (dT/dx)$$

$$q_{2 \rightarrow 3} = -k_2 A (dT/dx)$$

$$q_{3 \rightarrow f} = h_f A (T_3 - T_f)$$

Para el caso de estado estable, las dos expresiones de la conducción toman la misma forma, siendo la diferencia los límites de integración. Obteniendo el valor de $q_{1 \rightarrow 2}$, se tiene

$$q_{1 \rightarrow 2} \int_0^{L_1} dx = -K_1 A \int_{T_1}^{T_2} dT$$

$$q_{1 \rightarrow 2} = K_1 A (T_1 - T_2) / L_1 \quad \dots (2.7)$$

De un análisis semejante para $q_{2 \rightarrow 3}$ obtenemos

$$q_{2 \rightarrow 3} = K_2 A (T_2 - T_3) / L_2 \quad \dots (2.8)$$

Se notará aquí que el perfil de temperatura es lineal para la conducción de estado estable a través de una pared plana.

El estado estable también requiere que todas las q sean iguales; por tanto, se pueden escribir las siguientes igualdades:

$$\begin{aligned} q &= h_c A (T_c - T_1) = K_1 A (T_1 - T_2) / L_1 \\ &= K_2 A (T_2 - T_3) / L_2 = h_f A (T_3 - T_f) \end{aligned}$$

Cada una de estas formas es suficiente para calcular el flujo de calor. Se pueden obtener expresiones adicionales si se escribe cada diferencia de temperatura en función de q como

$$\begin{aligned} T_c - T_1 &= q / h_c A \\ T_1 - T_2 &= q L_1 / K_1 A \\ T_2 - T_3 &= q L_2 / K_2 A \\ T_3 - T_f &= q / h_f A \end{aligned}$$

La adición de dos o más de estas expresiones da otra expresión para q . Por ejemplo, si se suman las dos expresiones de la conducción, se obtiene

$$q = (T_1 - T_3) / [(L_1 / K_1 A) + (L_2 / K_2 A)] \quad \dots (2.9)$$

que involucra la diferencia en temperaturas superficiales como - fuerza motriz. Con esto se puede evaluar q sin conocer la temperatura T_2 de la interfase.

Si se suman todas las ecuaciones de las diferencias de temperatura, se obtiene la siguiente expresión para q

$$q = (T_C - T_F) / \left[(1/h_C A) + (L_1 / K_1 A) + (L_2 / K_2 A) + (1/h_F A) \right] \quad (2.10)$$

que involucra solamente la diferencia global o total de temperatura entre los gases caliente y frío.

Se puede considerar que la ecuación 2:10 relaciona la cantidad que se va a transferir (calor) con la razón de la fuerza motriz (la diferencia de la temperatura) al efecto combinado de cada parte del paso de flujo de calor. Estos últimos efectos constituyen individualmente las resistencias que ofrece cada parte a la trayectoria del flujo de calor. Este concepto es análogo a la ley de Ohm, en donde la contraparte de la transferencia de calor es sencillamente

$$q = \Delta T / \sum R_t \quad \dots (2.11)$$

siendo $\sum R_t$ una suma apropiada (en serie, en paralelo o una combinación) de las distintas resistencias térmicas involucradas.

La resistencia térmica de una película convectiva es $1/h A$; - la de conducción a través de una pared plana es $L/K A$; y para un cilindro hueco (para el caso de tuberías) la resistencia térmica es $[\ln (r_o / r_i)] / 2\pi K L$, donde r_o y r_i son el radio externo e interno respectivamente del cilindro en centímetros y L su longitud en metros.

Otra forma común de expresar la rapidez de la transferencia -

de calor cuando están involucrados modos combinados es

$$q = U A \Delta T \quad \dots (2.12)$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, que tiene unidades de $W/m^2 \cdot K$ en el SIU. Este coeficiente y la resistencia térmica combinada están de acuerdo con la expresión

$$U = 1 / A \sum R_t \quad \dots (2.13)$$

El coeficiente global U puede basarse en cualquier área escogida. Para evitar equivocaciones, el área sobre la que se base un coeficiente global, deberá siempre estar establecida.

En el análisis térmico de los diferentes tipos de intercambiadores de calor, se usa una ecuación del tipo

$$q = U A \Delta T \quad \dots (2.14)$$

donde ΔT es una diferencia de temperatura promedio efectiva para todo el intercambiador de calor. Se encontrará conveniente esta forma cuando se conozcan todas las temperaturas finales necesarias para evaluar la temperatura promedio apropiada. La ecuación 2.14 se emplea mucho para diseñar intercambiadores de calor de acuerdo con especificaciones dadas.

2.2. TIPOS BASICOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

Un intercambiador de calor es un dispositivo que efectúa la transferencia del calor de un fluido a otro. El tipo más sencillo de intercambiador de calor es un recipiente en el cual se mezclan directamente un fluido caliente y otro frío. En tal sistema, ambos fluidos alcanzarán la misma temperatura final, y la cantidad de ca

lor transferida puede calcularse igualando la energía perdida por el fluido más caliente con la energía ganada por el fluido más frío. Sin embargo, son más comunes los intercambiadores de calor en los cuales un fluido está separado del otro por una pared o división a través de la cual fluye el calor. A este tipo de intercambiadores se les llama recuperadores. Existen muchas modalidades de tales equipos, desde un simple tubo doble concéntrico (un tubo dentro de otro) con algunos metros cuadrados de superficie para la transferencia de calor, hasta complicados condensadores de superficie y evaporadores con muchos miles de metros cuadrados de superficie para la transferencia de calor. Entre estos extremos hay un extenso surtido de intercambiadores comunes de coraza y tubo. Estas unidades se usan ampliamente, porque pueden construirse con grandes superficies de transferencia de calor en un volumen relativamente pequeño, pueden fabricarse de aleaciones resistentes a la corrosión, y son idóneas para calentar, enfriar, evaporar o condensar toda clase de fluidos.

En la figura 2.2 se muestra el tipo más sencillo de intercambiador de calor de coraza y tubo. Consiste de un tubo o conducto colocado concéntricamente dentro de otro tubo, que en este caso constituye la coraza. Uno de los fluidos circula en el tubo interior, y el otro en la región anular formada entre ambos tubos. Puesto que las corrientes de ambos fluidos recorren el intercambiador una sola vez, este tipo de mecanismo se llama intercambiador de calor de un solo paso, o de paso único. Si ambos fluidos se desplazan en la misma dirección, el intercambiador es del tipo de flujo paralelo; si los fluidos transitan en direcciones opuestas, el intercambiador es del tipo de contraflujo o contracorriente.

Cuando los dos fluidos que recorren la superficie que trans -

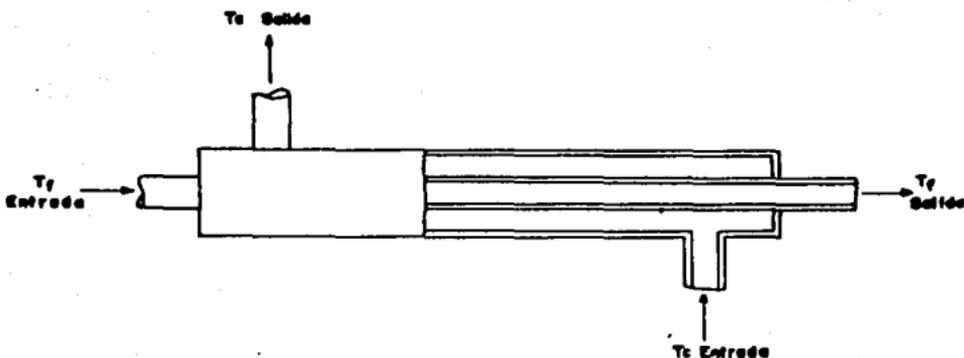


FIG. 2.2. Diagrama de un intercambiador de calor sencillo de tubo dentro de un tubo, en contraflujo.

Siere el calor se mueven en ángulo recto entre sí, el intercambiador de calor es del tipo de flujo cruzado o transversal. De este tipo de intercambiador pueden haber tres diferentes modalidades. - En el primer caso, ninguno de los fluidos se mezcla al pasar por el intercambiador, y por lo tanto, las temperaturas de los fluidos que salen de la sección calefactora no son uniformes, y estarán más calientes de un lado que del otro. Un calefactor del tipo de placa plana figura 2.3 es usado en los regeneradores de turbina para recuperar la energía de los gases, o el radiador de un automóvil, se aproximan a este tipo de intercambiador. El segundo caso, uno de los fluidos queda sin mezclar y el otro se mezcla perfectamente a medida que fluye por el intercambiador. La temperatura del fluido mezclado será uniforme a través de cualquier sección y solamente variará en la dirección del flujo. Un ejemplo de este tipo -

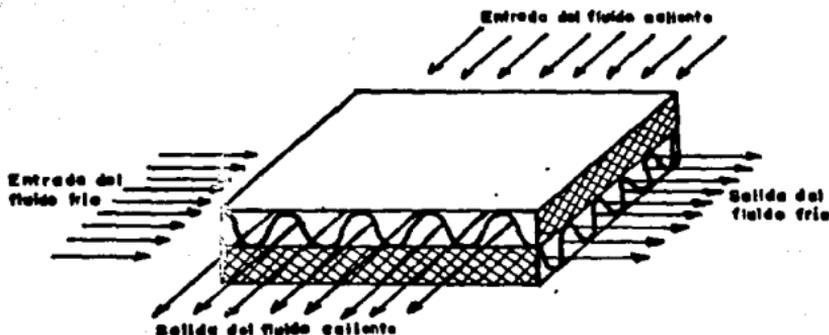


FIG. 2.3. Intercambiador de calor del tipo de placa plana que ilustra el flujo transversal con ambos fluidos sin - mezclar.

es el calefactor de aire de flujo cruzado que aparece esquemáticamente en la Figura 2.4. El aire que fluye sobre el haz de tubos se mezcla, mientras que los gases calientes dentro de los tubos están confinados, y por lo tanto no se mezclan. En el tercer caso, ambos fluidos se mezclan conforme fluyen a lo largo del intercambiador, - esto es, la temperatura de ambos fluidos será uniforme a través de la sección transversal y variará solamente en la dirección de la - corriente.

A fin de incrementar el área de superficie efectiva de transferencia de calor por unidad de volumen, la mayoría de los intercambiadores de calor de tipo comercial proporcionan más de un paso a través de los tubos; el fluido que corre fuera de los tubos de la sección anular es regresado una y otra vez por medio de desviadores o mamparas. La figura 2.5 representa la sección transversal-

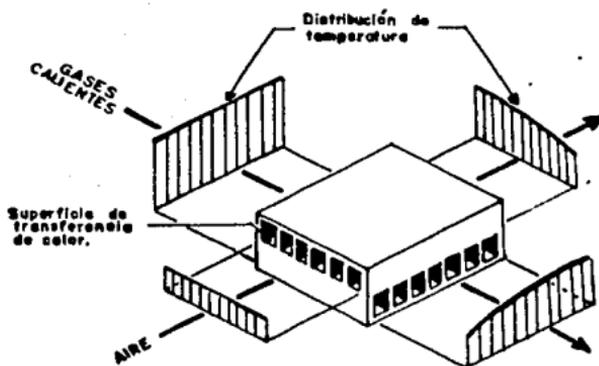


FIG.2.4. Calentador de aire de flujo cruzado.

de un intercambiador de calor con tubos de dos pasos y región anular de un paso, con desviadores transversales. Estos son del tipo-segmentado. En la figura 2.6 se muestran éste y otros modelos típicos de desviadores. En un intercambiador con desviadores, el esquema del flujo sobre el lado de la coraza es complejo. Como lo indican las flechas, parte del tiempo el flujo es perpendicular al tubo, y parte del tiempo es paralelo a él.

El intercambiador de calor ilustrado en la figura 2.5 tiene - placas de tubos o espejos fijos en los extremos, y los tubos están soldados o engargolados dentro de placas. Este tipo de construcción tiene un costo inicial mínimo, pero solo puede usarse para pequeñas diferencias de temperatura entre el fluido caliente y el -

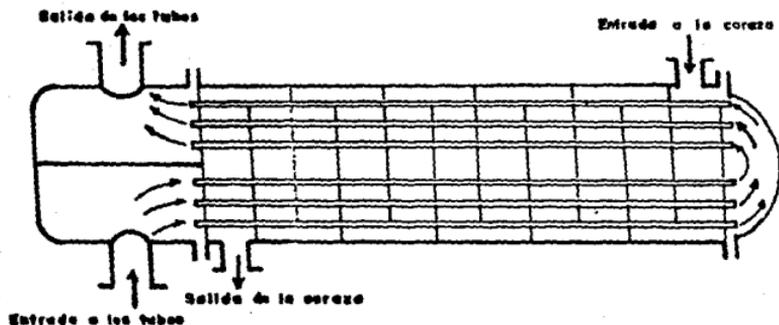


FIG. 2.5. Intercambiador de calor de coraza-tubo, con desviadores de segmento: dos pasos de tubo y un paso en la región anular.

frío, por no contar con ninguna previsión para impedir los esfuerzos térmicos debidos a la diferencia de expansión entre los tubos y la coraza. Otra desventaja es que el haz de tubos no puede desmontarse para su limpieza. Estas desventajas pueden superarse modificando el diseño básico, como se muestra en la figura 2.7. En esta disposición, una placa de tubos está fija pero la otra está atornillada a la tapa de la cabeza flotante, lo cual permite al haz de tubos desplazarse con respecto a la coraza. La placa flotante de tubos está sujeta entre la cabeza flotante y una pestaña, de modo que es posible retirar el haz de tubos para limpiarlos, sin necesidad de desconectar el sistema asociado de tuberías. La superficie exterior de los tubos se puede limpiar más fácilmente cuando están dispuestos en malla cuadrada, en lugar de en malla triangular, como se ilustra en la figura 2.8. En cualquier caso, para facilitar la limpieza, el espaciado o luz entre el exterior de los tubos de

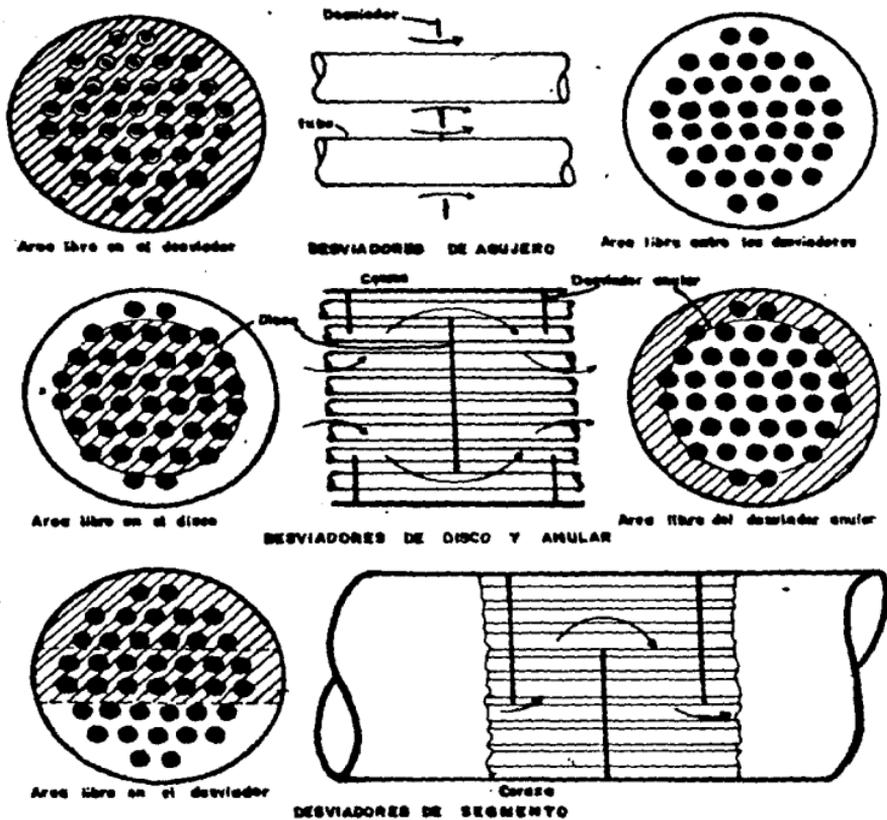
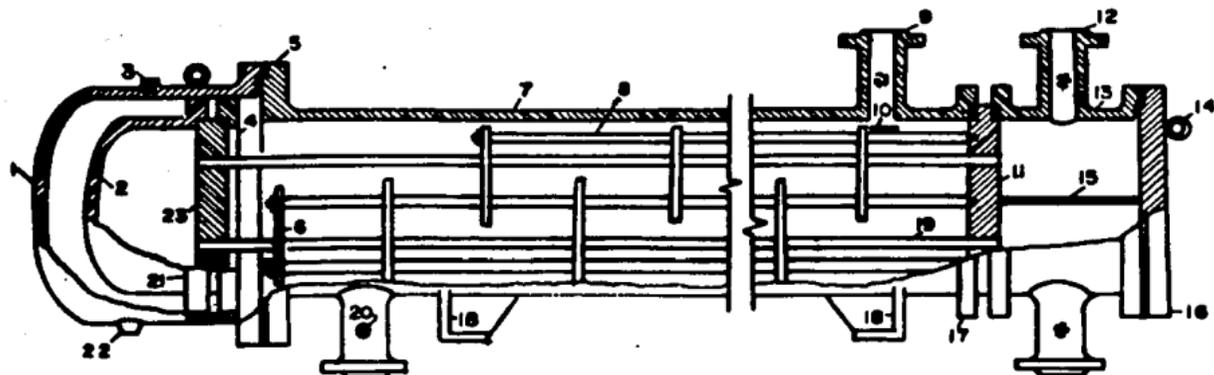


FIG. 2.6. Tipos de desviadores que se usan en intercambiadores de calor de caraca y tubo.



- 24
- 1.- Tapa de la coraza
 - 2.- Cabeza flotante
 - 3.- Tapón de purga
 - 4.- Contrebriete flotante
 - 5.- Brida de unión de coraza y tapa
 - 6.- Desviadores transversales o placas soporte
 - 7.- Coraza
 - 8.- Barras de acoplamiento y espaciadores
 - 9.- Saquilla de la coraza
 - 10.- Desviador por choque
 - 11.- Placa fija de centrado de tubos
 - 12.- Saquilla del canal

- 13.- Canal
- 14.- Anillo de suspensión
- 15.- División del peso
- 16.- Tapa del canal
- 17.- Brida de unión del canal y la coraza
- 18.- Asientos
- 19.- Tubos de transferencia de calor
- 20.- Tapón para toma de muestras
- 21.- Brida de la cabeza flotante
- 22.- Tapón de desagüe
- 23.- Placa flotante de centrado de tubos

FIG. 2.7. Intercambiador de calor coraza-tubo con cabeza flotante.

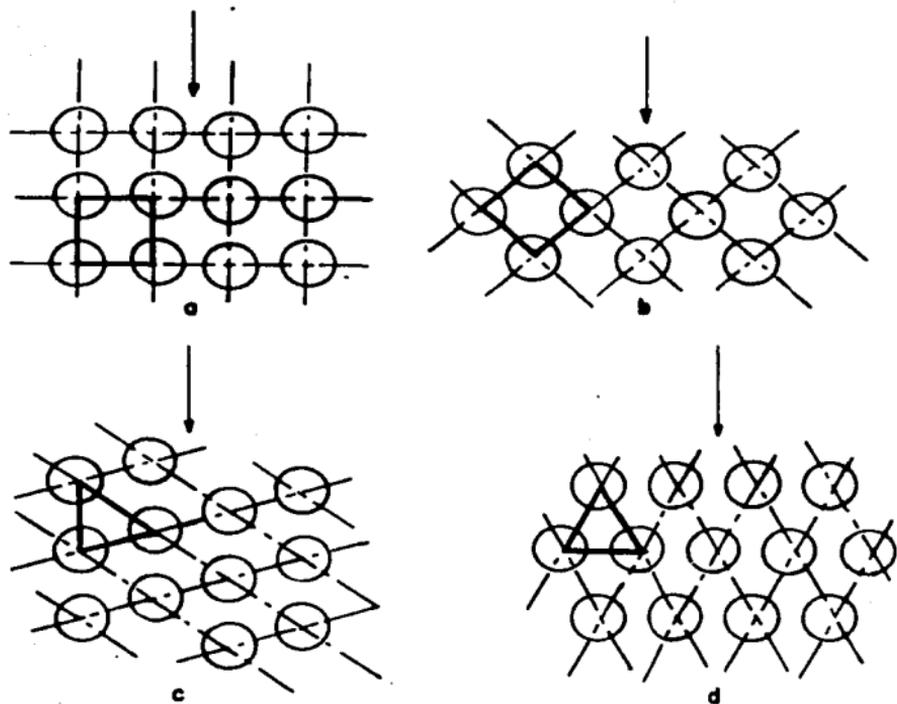


FIG.2.8. Diversas disposiciones de tubos en haces. (a) Disposición en líneas, en malla cuadrada. (b) Disposición al traballito, en malla cuadrada. (c) y (d) Disposiciones al traballito, en mallas triangulares.

berá ser, al menos, igual a un cuarto del diámetro exterior de los mismos, y en ningún caso menor de 6.35 mm (1/4 de pulgada).

2.3. INTERCAMBIADORES DE CALOR DE DOBLE TUBO.

El intercambiador de doble tubo se muestra en la figura 2.9.- Las partes principales son dos juegos de tubos concéntricos, dos - tes conectoras, un cabezal de retorno y un codo en U. La tubería interior se soporta en la exterior mediante estoperos y el fluido - entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador. Las tes tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido - del ánulo que cruza de una sección a otra a través del cabezal de - retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en U que está generalmente expuesta y que no proporciona superficie de - transferencia de calor. Cuando se arregla en dos pasos, como en la figura 2.9, la unidad se llama horquilla.

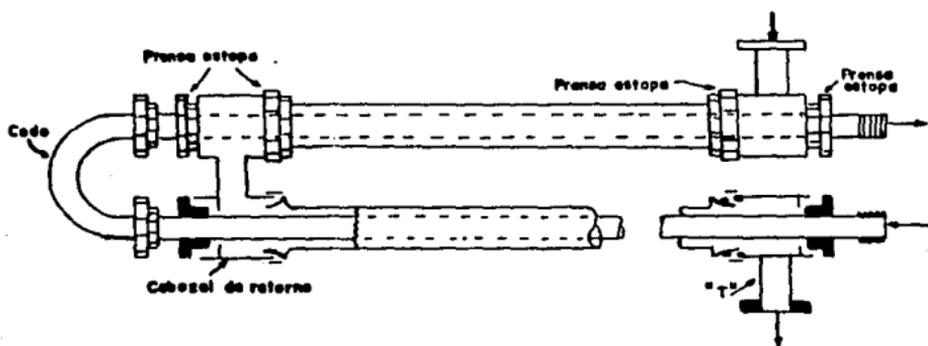


FIG. 2.9. Intercambiador de doble tubo.

El intercambiador de doble tubo es extremadamente útil, ya que se puede ensamblar en cualquier taller de plomería a partir de partes estándar, proporcionando superficies de transferencia de calor a bajo costo. Los tamaños estándar de tes y cabezales de retorno, se dan en la siguiente tabla.

CONEXIONES PARA INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO.

Tubo exterior IPS	Tubo interior IPS
2	1 ¹ / ₄
2 ¹ / ₂	1 ¹ / ₄
3	2
4	3

Los intercambiadores de doble tubo generalmente se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies, la longitud efectiva es la distancia en cada rama sobre la que ocurre la transferencia de calor y excluye la prolongación del tubo interior después de la sección de intercambio. Cuando las horquillas se emplean en longitudes mayores de 20 pies correspondientes a 40 pies lineales efectivos o más de doble tubo, el tubo interior se vence tocando el tubo exterior, por lo que hay una mala distribución del fluido en el ánulo. La principal desventaja en el uso de intercambiadores de doble tubo es la pequeña superficie de transferencia de calor contenida en una horquilla simple. Cuando se usa con equipo de destilación en un proceso industrial, se requiere gran número de ellos. - Esto requiere considerable espacio, y cada intercambiador de doble tubo introduce no menos de 14 puntos en donde pueden ocurrir fugas. El tiempo y gastos requeridos para desmantelarlos y hacerles limpieza periódica son prohibitivos comparados con otros tipos de equipo. Sin embargo, los intercambiadores de doble tubo encuentran

su mayor uso en donde la superficie total de transferencia requeri
da es pequeña, 100 a 200 pies cuadrados o menos.

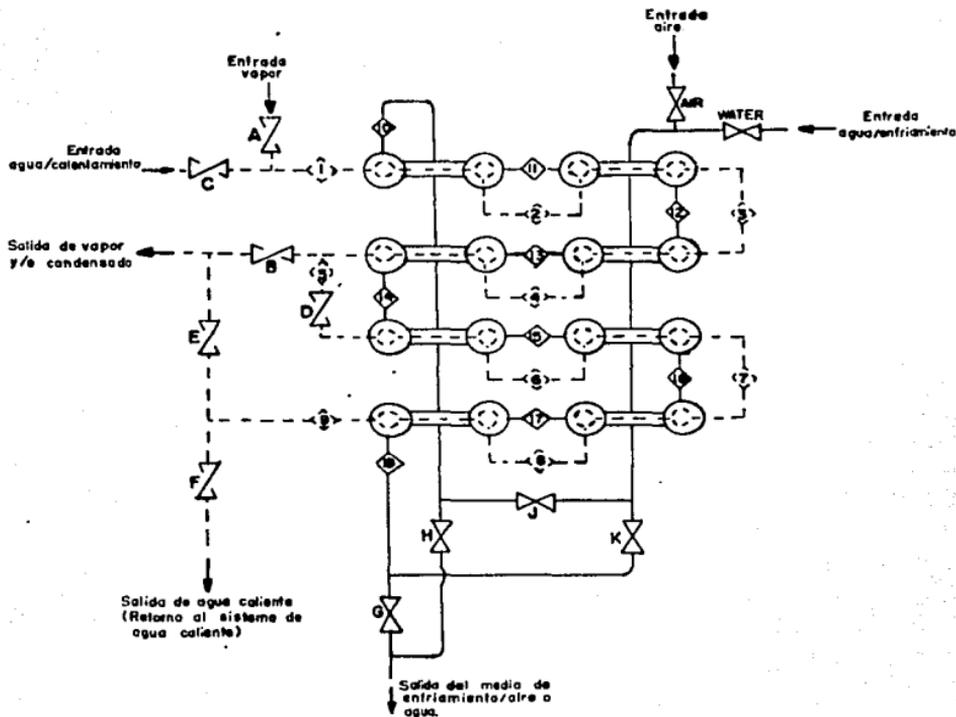
**DESCRIPCION
DEL
EQUIPO**

CAPITULO 3

DESCRIPCION DEL EQUIPO.

En esta sección se describe el intercambiador de calor así como las partes de que consta. Considerando las características de funcionamiento y especificaciones.

El equipo consiste de ocho intercambiadores de calor de doble tubo en forma de U ensamblados en serie y aislados mediante fibra de vidrio (media caña de 40 mm de espesor) con un forro de tela de yeso, para que las pérdidas de calor hacia el medio ambiente sean mínimas, los intercambiadores se encuentran situados en la parte posterior de un gabinete de acero inoxidable con dimensiones de 96 x 45 x 125, largo, ancho y altura respectivamente; en su interior se encuentran alojadas las conexiones respectivas para poder obtener los intercambiadores en serie y los puntos de medición de temperatura (termoposos), los espacios libres que se forman dentro de éste se encuentran rellenos con fibra de vidrio como aislante. Los tubos exteriores de los intercambiadores de calor, están fabricados de acero, su diámetro interior es de 31.6 mm y 5.4 mm de espesor de pared, a su vez los tubos interiores son de una aleación aluminio-latón, el diámetro interior es de 16.612 mm y un espesor de pared de 1.219 mm, con una longitud efectiva de 1000 mm para cada intercambiador. El fluido caliente agua ó vapor de agua pasa a través del tubo interior y el fluido frío agua ó aire a través del tubo exterior (espacio anular). El arreglo del sistema se representa en la figura 3.1. Otra característica importante es que el fluido caliente puede circular por cuatro u ocho tubos (pasos) dando como resultado las siguientes alternativas, cuatro pasos con vapor de agua, ocho pasos con vapor de agua y/o agua caliente, operando pa-



SIMBOLOGIA:

Puntos de medición de temperatura.

Tuberías.

Válvulas.

Calentamiento



Enfriamiento



FIG. 3.1. Diagrama del arreglo de los intercambiadores

ra esto las válvulas A, B, C, D, E y F (la notación utilizada para las válvulas corresponde a la del equipo), estas válvulas así como sus tuberías de conexión se encuentran aislados de la misma forma que los intercambiadores de calor debido a que la temperatura del fluido es mayor que la temperatura del medio ambiente. El fluido frío puede circular en paralelo o contraflujo teniendo las siguientes alternativas, flujo paralelo con agua y/o aire y en contraflujo con agua y/o aire, operando las válvulas aire, agua, G, H, J, y K. estas válvulas y sus tuberías de conexión no se encuentran aisladas ya que el fluido que transportan se encuentra a la temperatura ambiente. A su vez el gabinete que aloja los intercambiadores de calor se encuentra sustentado por una base de 1.53 m x 0.9-m de superficie y 0.6 mm de altura, fabricada con placa de acero de 2 mm de espesor. Sobre ésta se encuentra la unidad calorífica, bomba, columna y el soporte del sistema eléctrico sujetos mediante soldadura. En la parte superior de la unidad calorífica se tienen soldadas en los extremos dos vigas de acero que tienen la forma de un perfil C o canal (figura 3.2), las cuales sostienen al gabinete donde se encuentran los intercambiadores de calor. Las especificaciones de las válvulas de los intercambiadores se dan en la figura 3.3. Los aparatos y dispositivos auxiliares los podemos agrupar de

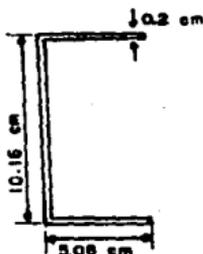


FIG. 3.2. Corte transversal de las vigas de acero del soporte

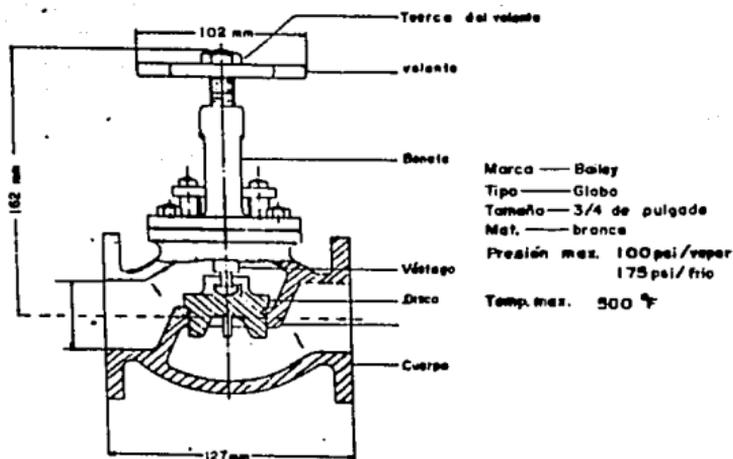


FIG. 3.3.a. Válvula correspondiente a: A, B, C, E y F

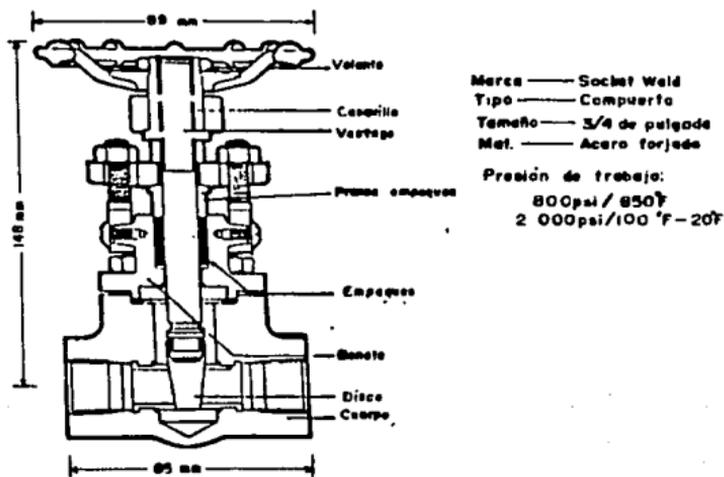


FIG. 3.3.b. Válvula correspondiente a: D.

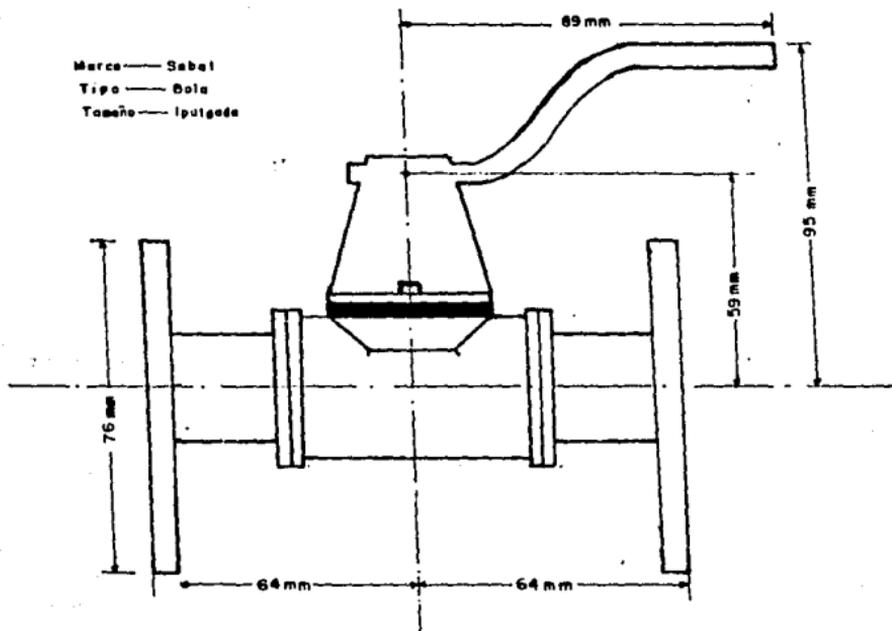
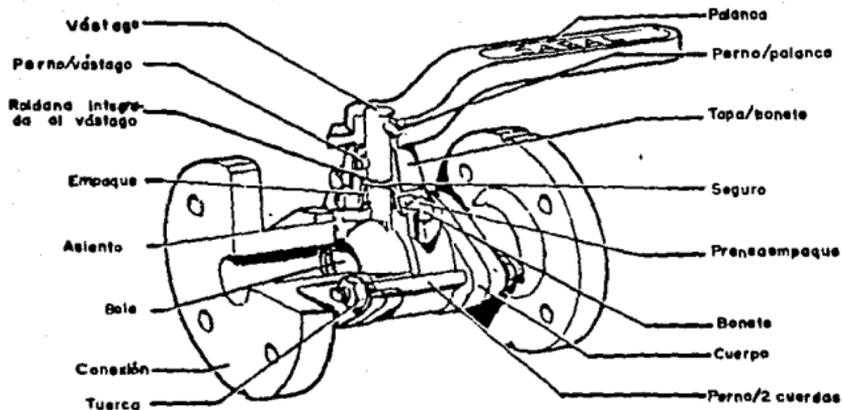


FIG. 3.3.c. Válvula correspondiente a: AIR, G, H, J, K y WATER

la siguiente manera:

- sistema de agua caliente
- instrumentos de medición
- sistema eléctrico.

3.1. SISTEMA DE AGUA CALIENTE.

Este sistema abastece de agua caliente a los intercambiadores donde ésta pierde parte de su energía y es regresada para darle un recalentamiento formando un sistema cerrado. Las partes que componen el sistema de agua caliente (figura 3.4) son:

- tanque de agua
- unidad calorífica
- bomba de recirculación.

3.1.1. TANQUE DE AGUA.

Este se encuentra elevado sobre el nivel de la base a 2.1 m - mediante una columna tubular cuadrada de 9 cm de lado y abierto a la atmósfera, tiene una capacidad de 30 litros y cuenta con tres - conexiones, una de entrada de agua tratada controlada mediante una válvula con flotador y dos de salida, una en la parte inferior que es la que suministra agua al sistema y también sirve de alivio de presión del mismo, la otra que se encuentra en la parte superior y sobre la conexión de entrada, ésta se emplea como rebosadero cuando se incrementa la presión en el sistema y, a su vez esta se conecta al desagüe.

3.1.2. UNIDAD CALORIFICA.

La unidad calorífica es un recipiente cilíndrico (figura 3.5)

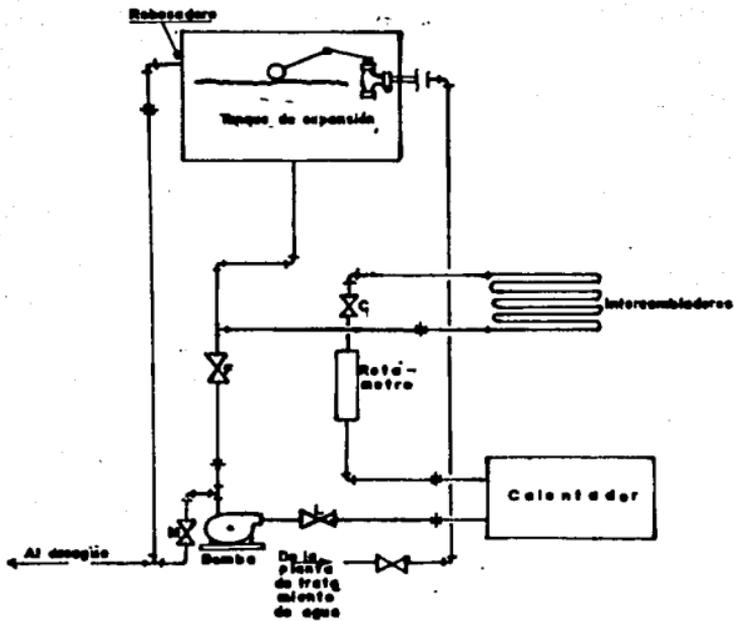
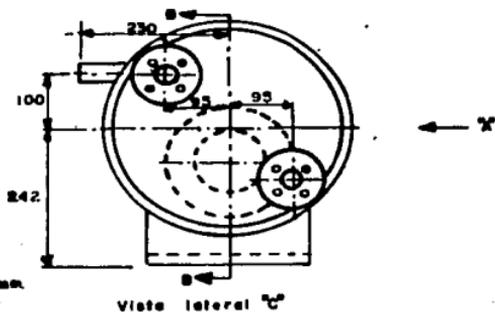
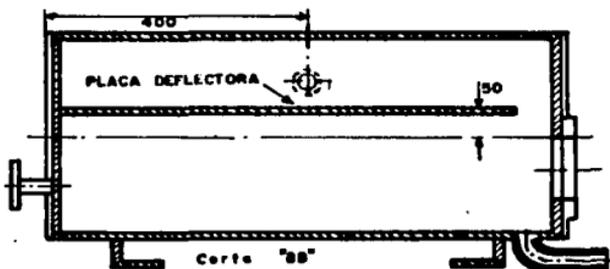
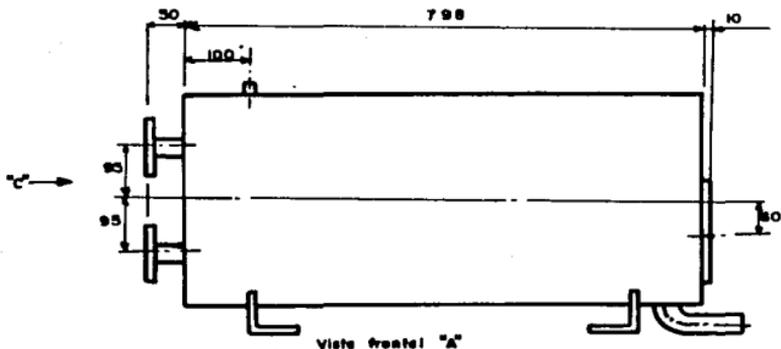


FIG. 3.4. Diagrama del sistema de agua caliente.



ACOTACIONES EN mm.

FIG. 3.5 Unidad calorífica.

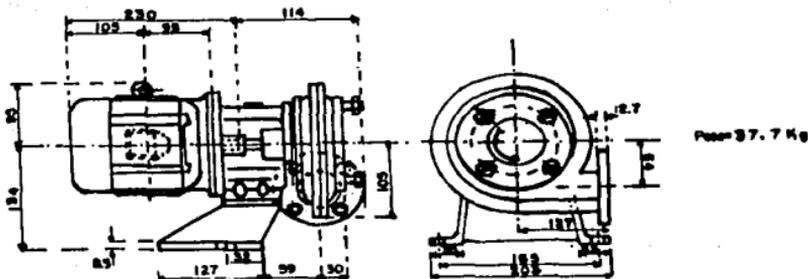
que esta montado sobre la base del equipo. En el interior se encuentra alojado un calentador de inmersión marca Santon tipo DQ cuya capacidad es de 18 kw, cuenta además con un sistema de control que mantiene la temperatura del agua aproximadamente a 80 °C el cual se encuentra fijo al recipiente mediante bridas. En la parte superior se tiene una válvula de purga de aire automática de 3.175 mm (1/8 de pulgada) con chapa de cromo y una presión máxima de trabajo de 3.515 Kg/cm² (50 Lb/in²). Como estandares tiene un termómetro de carátula de 100 mm de diámetro con un rango de 0 a 100 °C - que nos detecta la temperatura mediante un termoposo y un tapón de purga o desagüe en la parte inferior. También cuenta con un aislamiento del mismo tipo que el utilizado en los intercambiadores de calor.

3.1.3. BOMBA DE RECIRCULACION.

La bomba de recirculación se encuentra sobre la base del equipo teniendo así una columna positiva de succión, ésta es del tipo centrifuga figura 3.6 marca Holden and Brooke con una capacidad - de 0.792 litros por minuto (3 galones por minuto) que opera a 3500 RPM contra manecillas del reloj, impulsada por un motor eléctrico-trifásico. La finalidad de esta bomba es regresar el agua al calentador para recuperar el calor perdido en el intercambiador de calor y así formar un ciclo cerrado.

3.2. INSTRUMENTOS DE MEDICION.

Como se verá posteriormente para los experimentos que esta diseñado el equipo, es necesario conocer la temperatura en diferentes puntos y el flujo que se maneja, por esta razón el equipo tiene ya instalados medidores de temperatura y de flujo, además cuen-



ACOTACIONES: mm

FIG. 3.6. Bomba de recirculación

ta con medidores de presión ya que como se maneja vapor de agua es necesario conocer su presión y temperatura para definir su estado.

3.2.1. MEDIDORES DE TEMPERATURA.

Se puede medir la temperatura del fluido frío y caliente a la entrada y salida de los ocho intercambiadores de calor, como ya se menciono antes el arreglo que se tiene es en serie, por lo tanto - se tienen 18 puntos de medición de temperatura, con el arreglo de la figura 3.1. Estas mediciones se pueden realizar mediante termómetros de carátula y un termómetro digital.

Los termómetros de carátula marca Rototherm tienen un diáme -

tro de 100 mm, los primeros nueve tienen un rango de 0 a 400 °C - con una manecilla roja, los cuales sirven para determinar la temperatura del fluido caliente. Los nueve restantes con rango de 0 a - 200 °C con una manecilla azul, los cuales detectan la temperatura del fluido frío. Estos termómetros se encuentran en la parte frontal del equipo y registran la temperatura directamente en el punto señalado mediante un termoposo.

El termómetro digital marca Pye Ether Ltd opera con 240 voltios, 50/60 Hz, la lectura de la temperatura se registra en C en una pantalla (display), en esta pueden aparecer hasta 4 dígitos, cada uno formado por 7 segmentos junto con un signo más o menos - (cuando no se indica el signo la lectura es positiva), un punto decimal que puede estar permanentemente en medio de dos dígitos cualesquiera. Este se encuentra alojado en la parte frontal superior del gabinete de control, abajo de éste se encuentra el selector de temperatura, al cual llega la señal de temperatura proveniente de cada punto mediante termocoples individuales (el selector cuenta con botones numerados y con el mismo código de color que el de los termómetros de carátula), que al oprimir un botón específico manda dicha señal al termómetro e inmediatamente aparece el valor de la temperatura en la pantalla. Cuando ningún botón este accionado y el equipo se encuentra conectado en la pantalla debe aparecer "FO-01".

3.2.2. MEDIDORES DE PRESION.

Para medir la presión se tienen dos manómetros de Bourdon, - marca WH Bramall and Coltd Manchester, uno de estos con un rango de 0 a 10 bar, el cual nos determina la presión del vapor de agua a la entrada del intercambiador de calor, el otro con un rango de

- 1 a 10 bar, éste tiene dos conexiones con sus respectivas válvulas, para dar opción a que con éste manómetro se pueda medir la presión del vapor de agua en cuatro pasos y a la salida del intercambiador de calor.

3.2.3. MEDIDORES DE FLUJO.

Como ya se menciona los flujos que puede manejar el equipo son: aire, agua fría, agua caliente y vapor de agua. Como se verá posteriormente es muy importante cuantificar cada uno de los flujos, lo cual se hace de la siguiente manera.

El flujo de aire se determina mediante un rotámetro para aire marca Fischer and Porter Ltd, serie 8006L4263A3, localizado arriba del gabinete de control, con un rango de 0 a 50 m³/hr a 60 ° F y - 0.3 bar, la lectura se toma mediante un flotador como se muestra esquemáticamente en la figura 3.7, el flotador se encuentra alojado en un tubo de vidrio de área variable con una presión máxima de diseño de 13.5 bar manométrica y probado a 27 bar manométrica.

El flujo de agua fría se determina con un rotámetro para agua marca Fischer and Porter Ltd, serie 800L4263A7, localizado en la parte superior del gabinete de control (lado izquierdo vista frontal del rotámetro para aire), con un rango de 0 a 4000 L/hr, la lectura se toma mediante un flotador como se muestra esquemáticamente en la figura 3.8, el flotador igual que en el caso anterior se encuentra alojado en un tubo de vidrio de área variable con una presión máxima de diseño de 8.5 bar manométrica y probado a 13 bar manométrica.

El flujo de agua caliente se determina también con un rotámetro para agua marca Fischer and Porter Ltd, serie 8006L4263A1, localizado antes de la válvula C (entrada de agua caliente a los in-

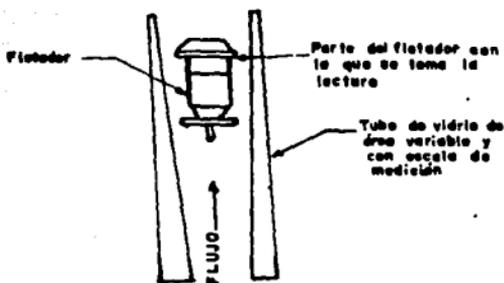


FIG. 3.7. Esquema del rotámetro para medir el flujo de aire

tercambiadores), con un rango de 0 a 2000 L/hr, la lectura se toma como se indica en la figura 3.8, el floatador también se encuentra alojado en un tubo de vidrio de área variable con una presión máxima de diseño de 13.5 bar manométrica y probado a 27 bar manométrica.

El flujo de vapor se determina condensando el vapor de agua a la salida del intercambiador, para lo cual es necesario instalar un condensador, ya que el equipo no cuenta con éste. Se mide el volumen de condensado y el tiempo que se tarda en recolectar dicho volumen, esto dará como resultado el flujo de vapor empleado en cada experimento.

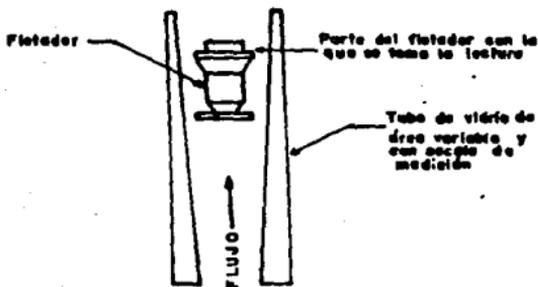


FIG. 3.6. Esquema de los rotámetros para medir el flujo de agua de enfriamiento y calentamiento.

el boton de arranque (start) se cierra el circuito de la línea 1 y 3 para energizar la bobina del arrancador (B). Los contactos del - circuito de energía en las líneas 1, 2 y 3 se cierran completando de esta manera el circuito al motor y el contacto del circuito so

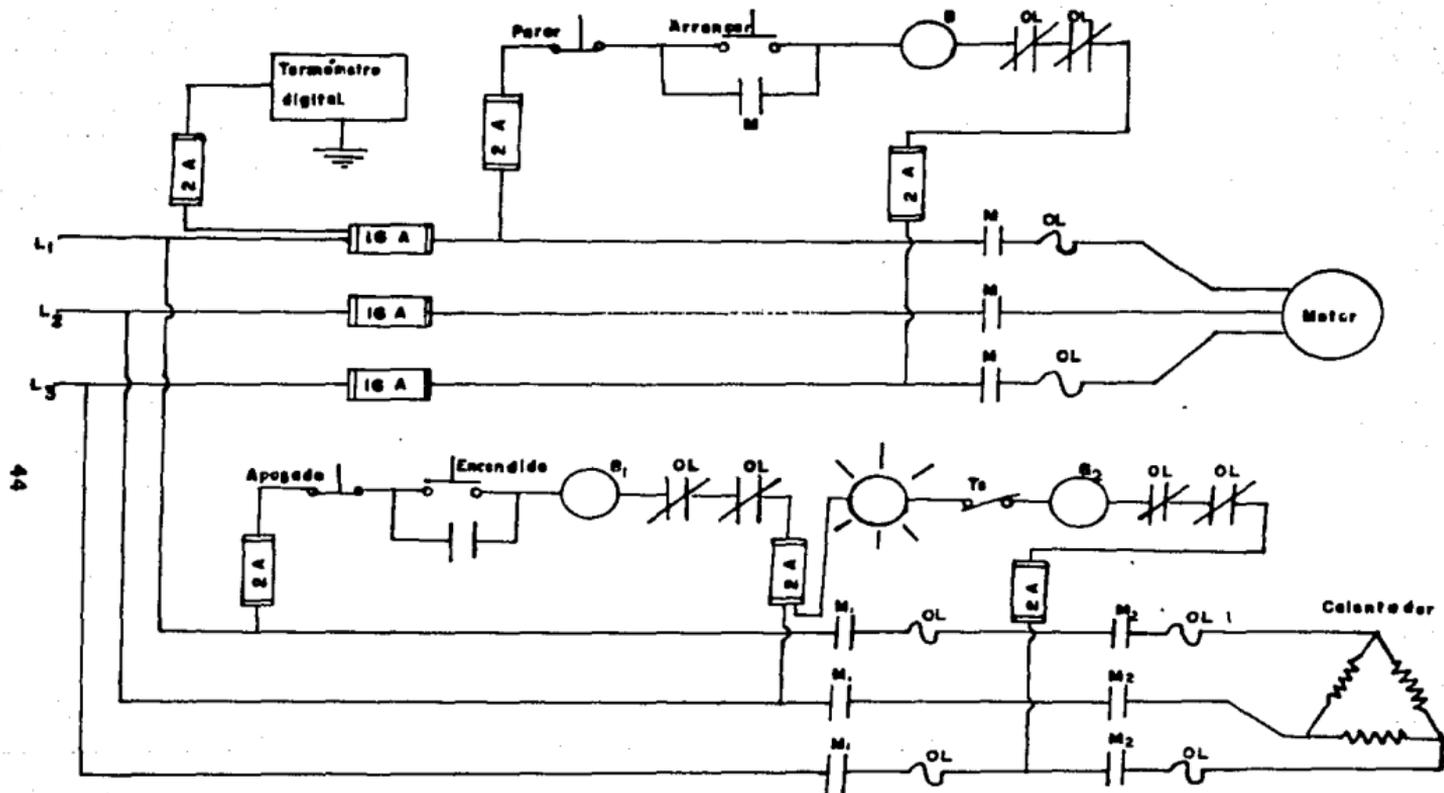


FIG. 3.9. Diagrama del sistema eléctrico.

tenido (mecánicamente ligado con los contactos de energía) también se cierra. Una vez que el arrancador ha cerrado, el botón de arrancar puede dejarse libre ya que ahora el contacto auxiliar (M) está cerrado, y proporciona el paso de corriente, teniendo un control - por tres hilos.

Presionando el botón de parar (stop) normalmente cerrado (N.-C.) se abrirá el circuito de la bobina causando que el arrancador abra el circuito de alimentación al motor.

Circuito del calentador.- Al presionar el botón de encendido (ON) se cierra el circuito de la línea 1 y 2 para energizar la bobina del arrancador (B_1). Los contactos del circuito de energía en las líneas 1, 2 y 3 (M_1) se cierran completando de esta manera el circuito hacia el relevador del termostato y el contacto del circuito sostenido también se cierra. Una vez que el arrancador ha cerrado, el botón de encendido puede dejarse libre ya que ahora el contacto auxiliar (M) está cerrado, y proporciona el paso de corriente, teniendo un control por tres hilos. Como el interruptor del termostato (TS) está normalmente cerrado se cierra el circuito formado entre las líneas 2 y 3, energizando la bobina (B_2). Los contactos de energía en las líneas 1, 2 y 3 (M_2) se cierran completando de esta manera el circuito hacia el calentador, formando un control por dos hilos.

Al presionar el botón de apagado (OFF) N.C. se abrirá el circuito de alimentación al calentador.

Circuito del termómetro digital.- Al conectar el interruptor a la fuente de alimentación se cierra el circuito entre la línea 1 y tierra energizando al termómetro digital, éste tiene como dispositivo de protección dos fusibles de dos amperes cada uno.

**INSTALACION
DEL
EQUIPO**

CAPITULO 4

INSTALACION DEL EQUIPO.

4.1. LOCALIZACION DEL EQUIPO.

El equipo se encuentra localizado en el laboratorio de máquinas térmicas como se muestra en la figura 4.1. Debido a las siguientes condiciones:

a).- Como se menciona los fluidos de trabajo requeridos en el equipo son: agua, aire y vapor de agua, debido a este último el intercambiador de calor es uno de los equipos que se encuentran lo más cerca posible al generador de vapor para evitar pérdidas de calor a diferencia de los otros suministros donde sólo se tendrán pérdidas de presión.

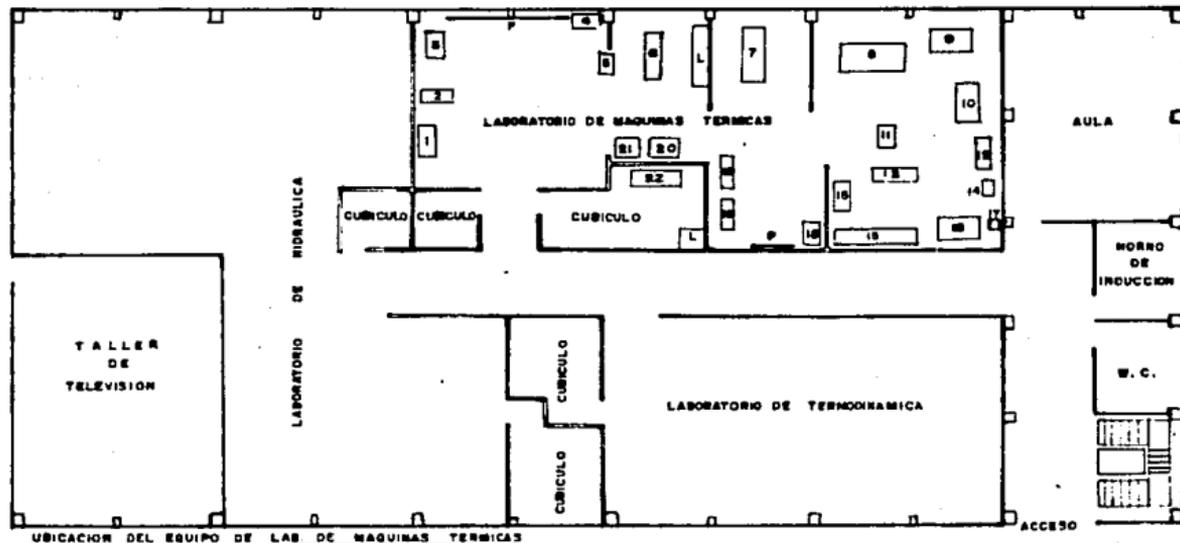
b).- Además se debe contar con espacio suficiente al frente y hacia los lados para permitir que pueda llegarse a cualquier parte del equipo sin ningún obstáculo que pueda impedir su operación.

4.2. SUMINISTROS.

Para su funcionamiento el intercambiador de calor necesita de cinco suministros indispensables que son: vapor de agua, aire, agua tratada, agua de enfriamiento y corriente eléctrica.

4.2.1. SUMINISTRO DE VAPOR.

El equipo está diseñado para operar con un suministro máximo de vapor de 225 Kg/hr, de 3 a 4 bar de presión y éste puede variar se dependiendo del experimento. El vapor se abastece mediante el generador de vapor Clayton EO-60, el cual está calibrado a una presión de 6.86 bar (7 Kg/cm^2), una calidad de 99 % y una producción-



- 1.- Intercambiador de calor de flujo cruzado
 2.- U. de radiación y convección natural
 3.- Torre de enfriamiento
 4.- Placa de vapor
 5.- U. transformador de calor de fase
 6.- U. de combustión continua
 7.- Motor de combustión interna
 8.- Turbina de vapor
 9.- Tanque de condensados
 10.- Generador de vapor
 11.- Motor de vapor

- 12.- Placa de calentamiento de agua
 13.- U. aire acondicionado
 14.- Depósito de combustibles
 15.- Bomba de vapor
 16.- Intercambiador de calor "WARDS STEAM"
 17.- Condensador
 18.- U. de refrigeración
 19.- Diodos de evaporación
 20.- Bomba de calor
 21.- U. evaporativa de refrigeración
 22.- Compresor

L.- Lavabo
 p.- pizarra

ESC: 1:200

1 cm

FIG.4.I. Laboratorio L-2 E.N.E.P. ARAGON

máxima de vapor de 784 Kg/hr, éste se encuentra ubicado en el laboratorio como se muestra en la figura 4.1.

Para la selección de la tubería suponemos que la presión de trabajo es de 6.86 bar, una calidad de 99 % (condiciones de operación del generador) y con el consumo máximo de vapor del equipo (225 Kg/hr). Para obtener el diámetro utilizamos la ecuación de continuidad: $\dot{m} = V A \rho$

donde: \dot{m} = flujo máximo de vapor en Kg/s

V = velocidad promedio del vapor en m/s

A = área de la sección transversal en m²

ρ = densidad del vapor en Kg/m³

Sustituyendo $A = \pi \phi^2/4$ y despejando el diámetro (ϕ) nos queda: $\phi = (4\dot{m}/V\rho\pi)^{1/2}$

$$\dot{m} = (225 \text{ Kg/hr}) (1 \text{ hr}/3600 \text{ s}) = 6.25 \times 10^{-2} \text{ Kg/s}$$

Sabemos que $\rho = 1/v$, el volumen específico (v) se obtiene de tablas de vapor saturado con una presión de 7.65 bar (6.86 bar man. + 0.79 bar atm.), una calidad de 99 % y con la fórmula: $v = v_f + X(v_{fg})$

$$v = 0.0011125 \text{ m}^3/\text{Kg} + 0.99 (0.2494 \text{ m}^3/\text{Kg}) =$$

$$v = 0.2480185 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\rho = 1/0.2480185 \text{ m}^3/\text{Kg} = 4.0319573 \text{ Kg/m}^3$$

De la tabla A-2 (velocidades medias de conducción usadas en la práctica), el valor de la velocidad media es 2438 m/min

$$V = (2438 \text{ m/min}) (1 \text{ min}/60 \text{ s}) = 40.63333 \text{ m/s}$$

Sustituyendo valores

$$\phi = [4(6.25 \times 10^{-2} \text{ Kg/s})/\pi (40.63333 \text{ m/s})(4.0319573 \text{ Kg/m}^3)]^{1/2} =$$

$$\phi = 2.20 \times 10^{-2} \text{ m} = 2.20 \text{ cm} = 0.86 \text{ pulgadas}$$

donde el diámetro nominal sería de 1 pulgada con cédula 80 debido a que toda la tubería instalada en el laboratorio para vapor tiene esta cédula. El diagrama de instalación se muestra en la figura 4.2 y su cuantificación de material en la tabla 4.1.

4.2.2. SUMINISTRO DE AIRE.

El flujo de aire que puede manejar el equipo es de hasta 60 - m^3/hr , a una presión de 0.3 bar, este flujo puede variarse dependiendo del experimento. Debido a estas condiciones de operación lo más apropiado sería utilizar un compresor del tipo centrífugo (ventilador). Ya que el equipo no funciona con un flujo fijo y como no se dispone en el laboratorio del ventilador apropiado, el suministro de aire se instaló al sistema de aire comprimido del laboratorio, el cual se dispone cerca del equipo facilitando su instalación, pero teniendo el inconveniente de que solo podremos lograr un flujo máximo aproximado de 20 m^3/hr , siempre y cuando solamente se le este suministrando aire a este equipo, ya que el compresor (KELLOG-MEXICANA de dos pasos modelo B-335-RO) tiene una capacidad de aire libre de 27.2 m^3/hr y el depósito con que cuenta (500 L) no es lo suficientemente grande para asegurarnos que podamos tener un flujo mayor durante el tiempo que dure el experimento. En la figura 4.3 se muestra el diagrama de instalación y en la tabla 4.2 - la cuantificación del material.

4.2.3. SUMINISTRO DE AGUA TRATADA.

Se utiliza agua tratada en el equipo debido a que ésta, como ya se menciona se calienta en la unidad calorífica aproximadamente a una temperatura de 80° C y según TEMA (Asociación de Fabrican -

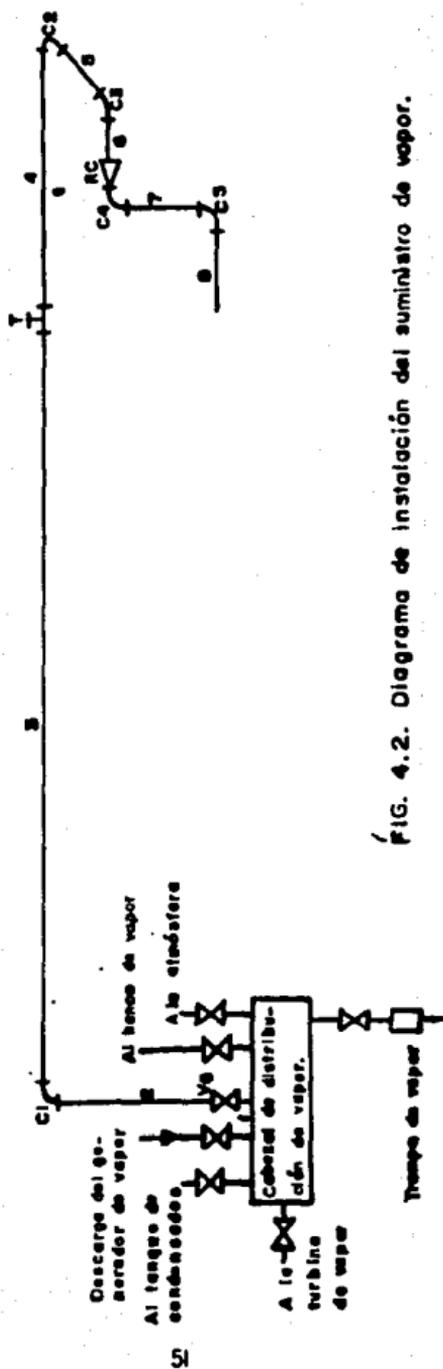


FIG. 4.2. Diagrama de instalación del suministro de vapor.

Tabla. 4.1. Material de la instalación del suministro de vapor.

No. de tramo	Longitud (m)	Diámetro (ϕ)
1	0.10	1 pulgada C - 80
2	1.20	
3	5.30	
4	1.72	
5	0.35	
6	0.30	
Longitud total = 8.97 m		
7	0.55	3/4 pulgada C - 80
8	0.55	
Longitud total = 1.1 "		
Notación	Accesorios	
VG	Válvula de globo de 1" ϕ	
C ₁ , C ₂ y C ₃	Codos de 90 de 1" ϕ C-80	
C ₄ y C ₅	Codos de 90 de 3/4" ϕ C-80	
RC	Reducción campana de 1" x 3/4"	
T	Te de 1" ϕ C-80	

Nota: El material del tubo y accesorios es de acero galvanizado excepto el de las válvulas que son de bronce.

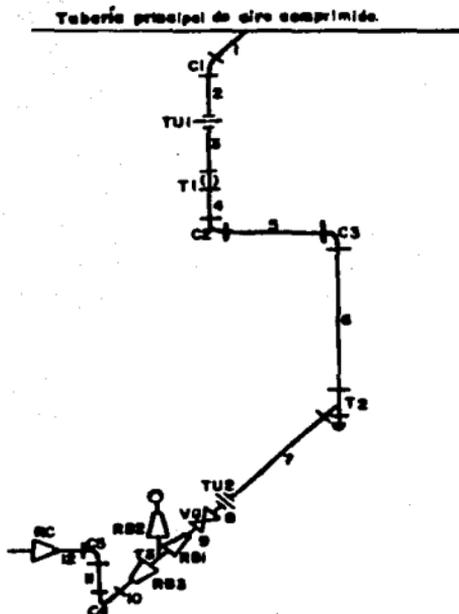


FIG. 4.3. Diagrama de instalación del suministro de aire.

Tabla. 4.2. Material de la instalación del suministro de aire.

No. de tramo	Longitud (m)	Diámetro (ϕ)
1	0.20	1/2 pulgada C - 40
2	0.30	
3	0.35	
4	0.20	
5	0.70	
6	1.25	
7	1.05	
8	0.075	
9	0.075	
10	0.075	
11	0.020	
12	0.13	
Longitud total = 4.605 m		
Notación	Accesorios	
T_1 y T_2	Tees de 1/2" de ϕ	
C_1, C_2, C_3, C_4 y C_5	Codos de 90 de 1/2" ϕ C-40	
VP	Llave de purga de 1/2" ϕ	
TU_1 y TU_2	Tuerca unión de 1/2" ϕ	
T_3	Te de 3/4" de ϕ	
VG	Válvula de globo de 1/2" ϕ	
RB_1, RB_2 y RB_3	Reducción Bushing de 3/4" x 1/2"	
RC	Reducción campana de 3/4" x 1/2"	
M	Manómetro de 0 a 1 Kg/cm ²	

Nota: El material del tubo y accesorios es de acero galvanizado excepto el de las válvulas que son de bronce.

tes de Intercambiadores Tubulares) a una temperatura mayor de 50° C se producen incrustaciones en la superficie de calefacción (calentadores). El agua tratada se obtiene del suavizador Clayton con válvula múltiple y palanca de control única, que tiene una presión de operación de 2.1 Kg/cm² a 7 Kg/cm², con una capacidad de flujo de 4500 L/hr. El diagrama de instalación del agua tratada se muestra en la figura 4.4 y la cuantificación de material en la tabla - 4.3.

4.2.4. SUMINISTRO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.

La finalidad de este agua es para absorber parte de la energía calorífica del medio caliente (vapor de agua o agua caliente)-debido a una diferencia de temperatura entre los dos medios. Al absorber energía el agua de enfriamiento se calienta. Este suministro se instaló a la red general de agua del laboratorio. No se presta mucha atención a los precipitados, sólidos en suspensión o sedimentos, ya que estas impurezas no presentan problemas especiales en los tubos del equipo. Además de que una vez que realiza su función el agua de enfriamiento se tira al desagüe. Debido a esto se optó por no utilizar agua tratada. En la figura 4.5 se muestra el diagrama de instalación provisional, ya que se tiene un proyecto para instalar una red de agua de enfriamiento en el laboratorio donde la instalación finalmente quedará como se indica en la figura 4.6. La cuantificación de material de la instalación provisional esta en la tabla 4.4.

4.2.5. SUMINISTRO DE ENERGIA ELECTRICA.

La energía requerida para alimentar el sistema eléctrico del equipo (bomba, calentadores y termómetro digital) es trifásica con

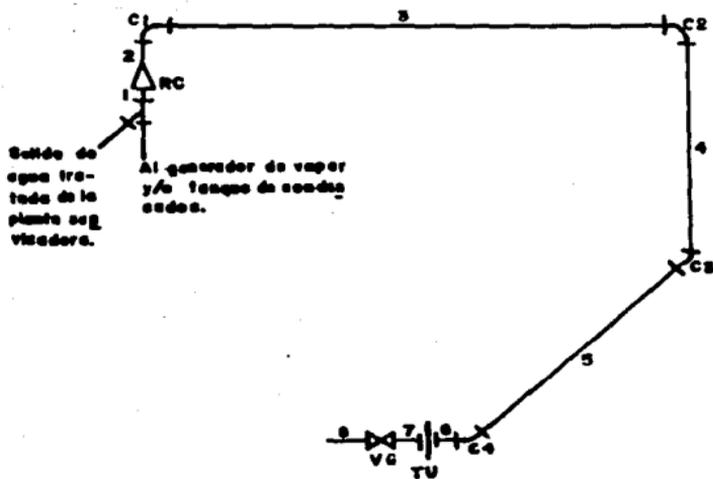


FIG. 4.4. Diagrama de instalación del suministro de agua tratado.

Tabla. 4.3. Material de la instalación del suministro de agua tratada.

No. de tramo	Longitud (m)	Diámetro (ϕ)
1	0.025	1 pulgada C-40
Longitud total = 0.025 m		
2	0.065	3/4 pulgada C-40
3	3.70	
4	1.70	
5	1.80	
6	0.065	
7	0.065	
8	0.23	
Longitud total = 7.65 m		
Notación.	Accesorios	
C ₁ , C ₂ , C ₃ y C ₄	Codos de 90 de 3/4" ϕ C-40	
TU	Tuercas unión de 3/4 " ϕ	
RC	Reducción campana de 1" x 3/4"	
VG	Válvula de globo de 3/4 " ϕ	

Nota: El material del tubo y accesorios es de acero galvanizado excepto el de la válvula que es de bronce.

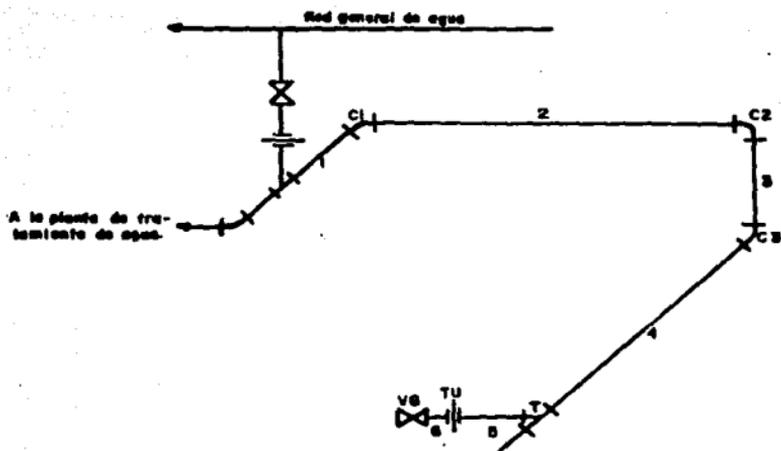


FIG. 4.5. Diagrama de instalación provisional del suministro de agua de enfriamiento.

Tabla. 4.4. Material de la instalación provisional del suministro del agua de enfriamiento.

No. de tramo	Longitud (m)	Diámetro (ϕ)
1	0.55	1 pulgada C-40
2	2.75	
3	0.60	
4	2.05	
5	0.40	
6	0.15	
Longitud total = 6.5 m		
Notación	Accesorios	
C ₁ , C ₂ y C ₃	Codos de 90 de 1" ϕ C-40	
T	Te de 1" ϕ	
TU	Tuerca unión de 1" ϕ	
VG	Válvula de globo de 1" ϕ	

Nota: El material del tubo y accesorios es de acero galvanizado excepto el de la válvula que es de bronce.

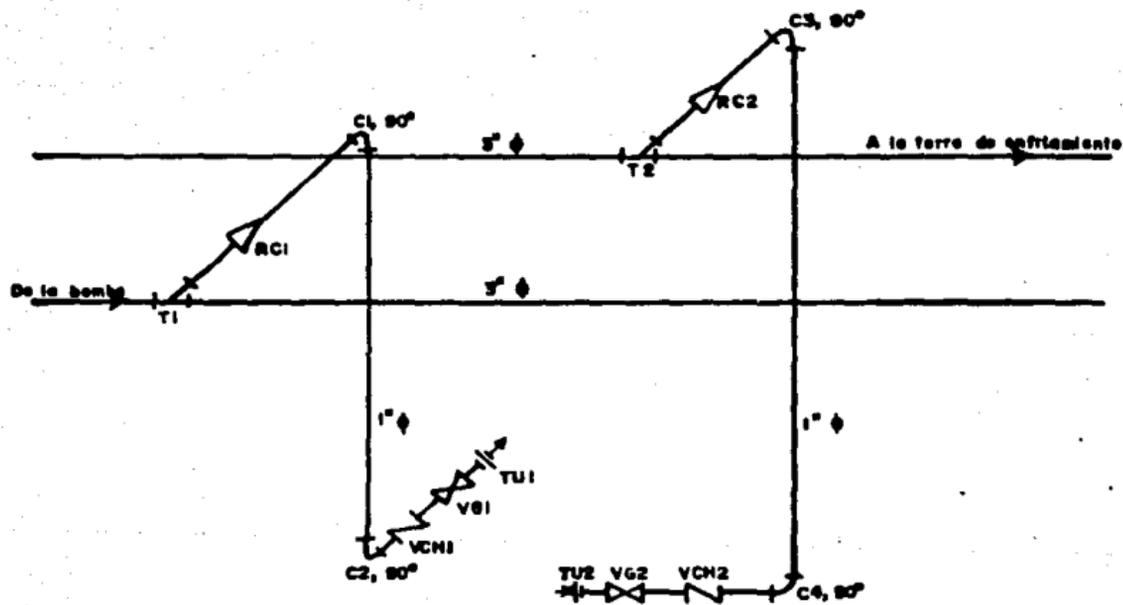


FIG. 4.6. Diagrama de instalación para el proyecto del sistema de agua de enfriamiento del laboratorio.

una tensión de 220/240 volts y 60 Hz. La conexión eléctrica al igual que la mayoría de los equipos del laboratorio se hizo mediante cable de 4 hilos calibre 5.26 mm² (10 AWG), de 2 m de longitud y una clavija, la cual va conectada al circuito de 220 volts del laboratorio que cuenta con un interruptor termomagnético de 50 amperes.

4.3. SERVICIOS.

Los servicios que se requieren para el funcionamiento del intercambiador de calor son: condensador, drene de condensados, drene del rebosadero, drene del sistema de agua caliente y drene del agua de enfriamiento.

Para poder realizar la medición del flujo de vapor se instaló un condensador de coraza y tubos, de dos pasos por los tubos y un paso en la región anular, donde el agua de enfriamiento que proviene provisionalmente de la red de agua potable recorre interiormente los tubos del condensador y posteriormente se va hacia el desagüe, el vapor proveniente del equipo fluye por la región anular -- donde es condensado y a la salida se puede tomar un volumen en un tiempo determinado, con estos valores se puede establecer el flujo de vapor que se tiene en el equipo o mandar el condensado hacia el desagüe.

El drene de condensados se utiliza únicamente para cuando el equipo opera con ocho pasos, ya que la salida de vapor del equipo se encuentra a la altura de los cuatro pasos como se puede ver en el diagrama esquemático del equipo en la figura 3.1 del capítulo 3, de este también se puede observar que tiene un tramo de tubería vertical ascendente provocando que halla una acumulación de condensado, lo cual ocasiona un taponamiento al flujo de vapor, por lo -

tanto es necesario que se drene el condensado que se pudiera producir.

El drene del rebosadero del tanque de agua que va al desagüe es necesario ya que si no llegará a funcionar la válvula de flotador el agua se derramaría.

El drene del sistema de agua caliente sirve para descargar el agua del equipo, para que cuando se utilice vapor éste pueda fluir libremente por la tubería y también para evitar que siempre estén en contacto con agua los componentes del sistema de agua caliente (bomba, calentador, rotámetro, etc.).

El drene del agua de enfriamiento que va hacia el desagüe es necesario aunque se tenga instalado el sistema de agua de enfriamiento para cuando opere el equipo con aire y también evitar que siempre estén en contacto con agua los tubos del intercambiador.

El diagrama de instalación del condensador y los drenes antes mencionados se muestran en la figura 4.7 y la cuantificación de material en la tabla 4.5. En el diagrama la línea punteada indica una instalación provisional de la salida del agua de enfriamiento del condensador la cual se instalará al sistema de agua de enfriamiento del laboratorio.

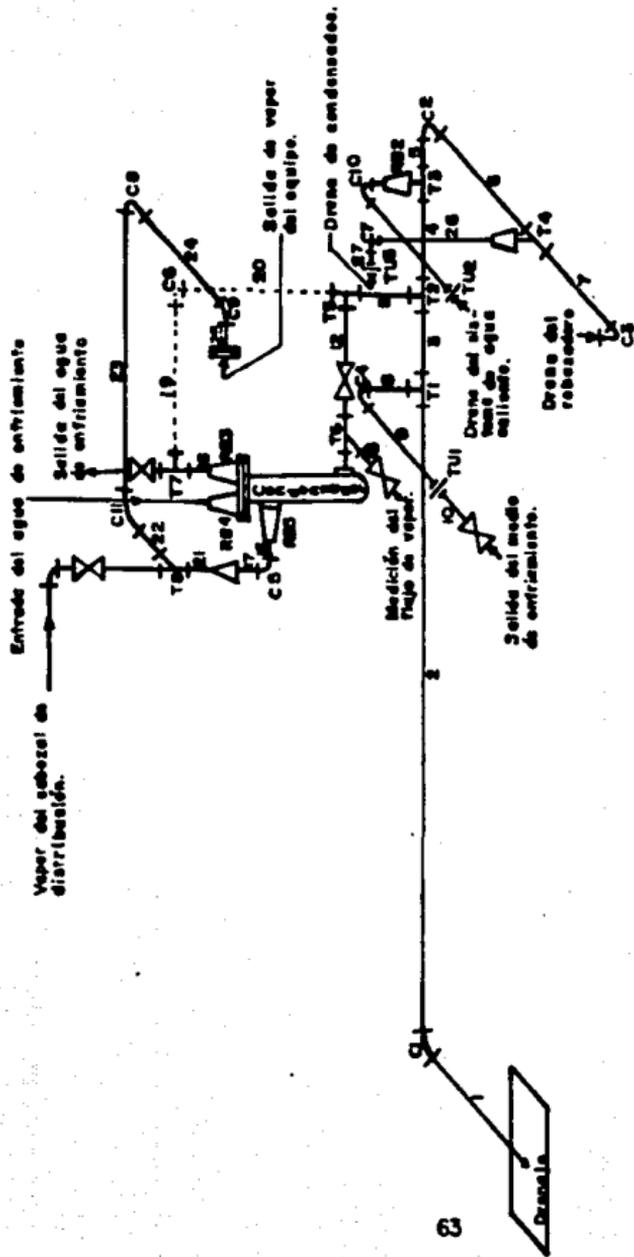


FIG. 4.7. Diagrama de instalación del condensador y drenes.

Tabla. 4.5. Material de la instalación del condensador y drenes.

No. de tramo	Longitud (m)	Diámetro (ϕ)
1	1.05	1 pulgada C-40
2	4.5	
3	0.22	
4	0.36	
5	0.12	
6	0.80	
7	0.65	
8	0.16	
9	0.40	
10	0.23	
11	0.28	
12	0.35	
13	0.05	
14	0.05	
15	0.05	
16	0.09	
17	0.05	
18	0.19	
19	0.60	
20	1.18	
Longitud total = 11.38 m		
21	0.095	3/4 pulgada C-40
22	0.14	
23	0.93	
24	0.88	
25	0.13	
Longitud total = 2.175 m		

Tabla. 4.5. Continuación.

No. de tramo	Longitud (m)	Diámetro (Ø)
26	0.90	1/2 pulgada C-40
27	0.06	
28	0.05	
Longitud total = 1.01 m		
Notación		Accesorios
C ₁ , C ₂ , C ₃ , C ₄ , C ₅ y C ₆		Codos de 90 de 1" Ø C-40
C ₇		Codo de 90 de 1/2" Ø C-40
C ₈ , C ₉ y C ₁₀		Codos de 90 de 3/4" Ø C-40
C ₁₁		Codo de 45 de 3/4" Ø C-40
T ₁ , T ₂ , T ₃ , T ₄ , T ₅ , T ₆ y T ₇		Tes de 1" Ø C-40
T ₈		Te de 3/4" Ø C-40
RC		Reducción campana 1" x 3/4"
RB ₁		Reducción Bushing 1" x 1/2"
RB ₂		Reducción Bushing 1" x 3/4"
RB ₃ y RB ₄		Reducción bushing 1 1/2" x 1"
RB ₅		Reducción Bushing 2" x 1"
TU ₁ y TU ₂		Tuerca unión de 1" de Ø
TU ₃		Tuerca unión de 1/2" de Ø

Nota: El material del tubo y accesorios es de acero galvanizado excepto el de la válvula que es de bronce.

**OPERACION
DEL
EQUIPO**

CAPITULO 5

OPERACION DEL EQUIPO.

En este capítulo se da la información en forma detallada de la secuencia de operación del equipo, tomando en cuenta sus limitaciones para evitar que se pueda causar algún daño a éste. Para seguir el proceso de operación es necesario ver la figura 5.1 con el fin de identificar los mandos y controles, para que cuando se haga mención a ellos para su manipulación no exista duda alguna de que son los correctos.

5.1. PROCEDIMIENTO DE ARRANQUE PARA AIRE O AGUA DE ENFRIAMIENTO.

- a). Operar las válvulas para flujo paralelo o contraflujo como se muestra en la figura 5.2.
- b). Abrir la válvula de drenaje del medio de enfriamiento.
- c). Abrir la válvula de entrada de agua o aire, asegurándose que este cerrada la que no se use.
- d). Abrir la válvula de suministro de agua de enfriamiento o encender el compresor (cargar la tubería y después abrir la válvula de suministro de aire).
- e). El flujo del medio de enfriamiento regularlo aproximadamente a un valor como el que se da en los ejemplos o el que se requiera en el caso particular. El flujo siempre debe ser controlado con la válvula de descarga y no por la de entrada.
- f). Es importante que el medio de enfriamiento siempre este fluyendo antes de que el medio de calentamiento sea suministrado. Esto es con la finalidad de evitar calentamiento en el sistema.

- a. Relojómetro agua/Anulimetro
- b. Válvula de suministro agua/Anulimetro
- c. Relojómetro giro
- d. Manómetro aire
- e. Válvula de suministro aire
- f. Carrito del termómetro digital
- g. Selector de temperatura fluido/celso
- h. Selector de temperatura fluido/Aire
- i. Interruptores de bomba y calentador
- j. Base
- k. Interruptor general
- l. Unidad polarítica
- m. Bomba de recirculación
- n. Relojómetro opacimetro
- o. Manómetro vapor
- p. Termómetros de carátula
- q. Celso
- r. Tanque de expansión

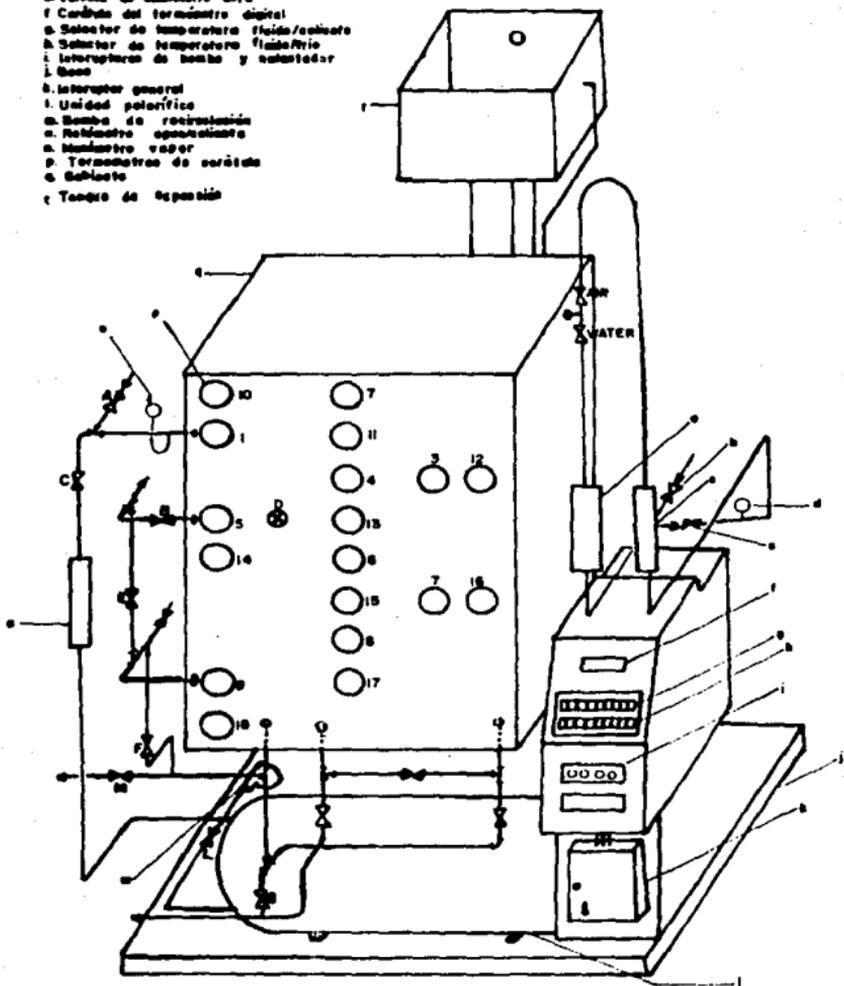
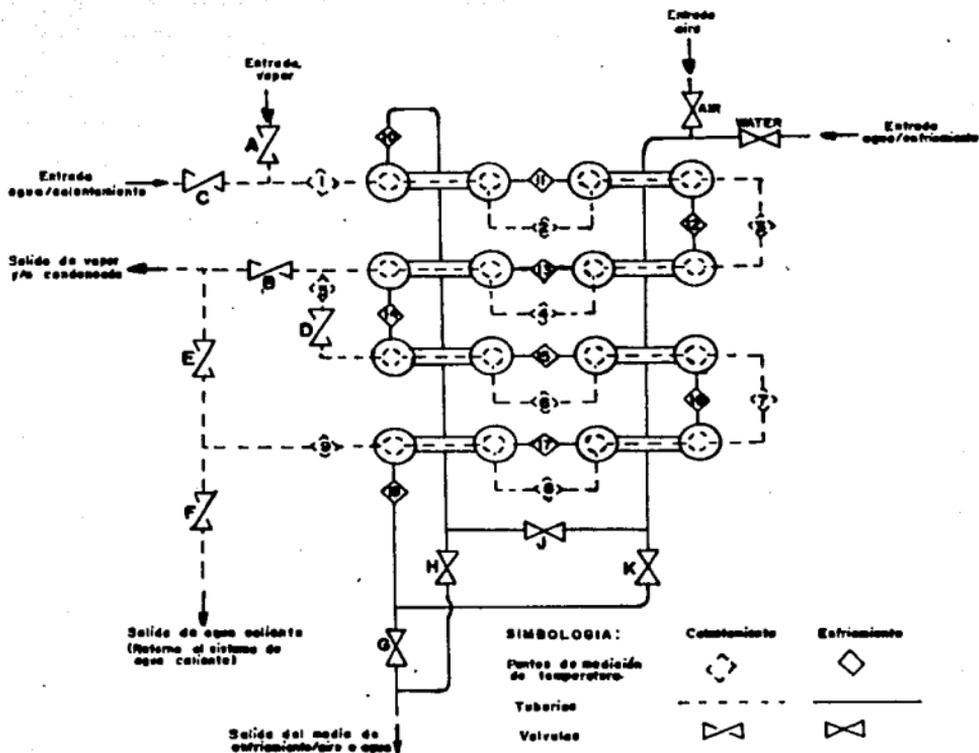


FIG. 5.1. Controles c) operación e identificación de componentes



No de pasos	Fluido caliente	Válvulas abiertas	Válvulas cerradas
4	Vapor	A y B	C, D y E
6	Vapor	A, D y E	C, B y F
8	Agua	C, D y F	A, B y E

Flujo	Fluido enfriamiento	Válvulas abiertas	Válvulas cerradas
Paralelo	agua	J, G y WATER	H, K y AIR
Contrafujo	agua	H, K y WATER	J, G y AIR
Paralelo	aire	J, G y AIR	H, K y WATER
Contrafujo	aire	H, K y AIR	J, G y WATER

FIG. 5.2. Diagrama de flujo de los intercambiadores.

5.2. PROCEDIMIENTO DE ARRANQUE PARA AGUA CALIENTE.

- a). Conectar el equipo al suministro eléctrico.
- b). Revisar que la flecha de la bomba gire libremente y verificar que el agua a la salida de la planta de tratamiento de agua tenga una dureza cero, y si on la tiene es necesario hacer el proceso de regeneración en dicha planta.
- c). Abrir y cerrar las válvulas como se indica en la figura - 5.2 para operar con ocho pasos y agua como fluido caliente.
- d). Cerrar la válvula del sistema de agua caliente.
- e). Abrir la válvula de suministro de agua tratada y esperar a que se llene el sistema (cuando la válvula de purga de aire automática ya no expulse aire).
- f). Purgar la bomba de recirculación y cerrar la válvula de descarga de esta, ponerla a funcionar y abrir lentamente la válvula de descarga hasta que se tenga un flujo máximo de aproximadamente 1600 L/hr, sino se alcanza éste hay que repetir la operación.
- g). Una vez que en el sistema se tenga un flujo estable apagar la bomba y encender el calentador eléctrico.
- h). El agua en la unidad calorífica va a ir incrementando su temperatura hasta llegar a 80° C apagándose el calentador. En este momento hay que asegurarse de que este fluyendo el medio de enfriamiento en el equipo.
- i). Encender la bomba de recirculación y regular el flujo a aproximadamente como se da en los ejemplos ó el que se requiera en el caso particular mediante la válvula de descarga.
- j). Checar que se tenga un flujo y estado estable de los medios de calentamiento y enfriamiento para tomar lecturas.

5.3. PROCEDIMIENTO DE ARRANQUE PARA VAPOR.

a). Verificar que el sistema de agua caliente se halla drenado.

b). Abrir y cerrar las válvulas como se indica en la figura - 5.2 para operar con cuatro u ocho pasos y vapor de agua como fluido caliente.

c). Conectar el equipo al suministro eléctrico.

d). Poner a funcionar el Generador de Vapor Clayton (ver manual del Generador de Vapor Clayton modelo EO-60) y esperar cinco minutos, ya que el generador tiene la capacidad de producir vapor después de transcurrido éste tiempo.

e). Hacer fluir el medio de enfriamiento en el equipo y agua en el condensador, además abrir la válvula de drene de condensador si se opera con ocho pasos.

f). Abrir gradualmente la válvula de suministro de vapor hasta obtener el flujo requerido verificando que no exceda la presión de 4 bar en el manómetro que esta después de la válvula A.

g). Esperar que se tenga un flujo y estado estable de los medios de calentamiento y enfriamiento para tomar lecturas.

5.4. PARO DEL EQUIPO.

El procedimiento para detener el equipo, auxiliandonos de la figura 5.1 es el siguiente:

a). Presionar el boton de apagado del calentador o cerrar la válvula de suministro de vapor y parar el Generador de Vapor Clayton (ver manual del Generador de Vapor Clayton modelo EO-60).

b). Presionar el boton de apagado de la bomba de recirculación.

- c). Cerrar la válvula de suministro de agua tratada.
- d). Cerrar la válvula de drene de condensados.
- e). Abrir la válvula de drene del sistema de agua caliente.
- f). Cerrar la válvula de suministro de agua de enfriamiento o de aire.
- g). Desconectar el suministro eléctrico.

**IMPLEMENTACION
DE
PRACTICAS**

CAPITULO 6

IMPLEMENTACION DE PRACTICAS.

6.1. TRAZO DE LOS PERFILES DE TEMPERATURA.

OBJETIVO DE LA PRACTICA.

El objetivo de esta práctica es trazar los perfiles de temperatura con los diferentes arreglos de operación y hacer un análisis del comportamiento de estas curvas.

INTRODUCCION.

En un intercambiador de calor en régimen estacionario, las temperaturas de la masa de ambos fluidos se mantienen fijas en cada punto del aparato, pero generalmente las temperaturas de los fluidos no son constantes, sino que varían de un punto a otro a medida que el calor pasa del fluido más caliente al más frío. Aun para una resistencia térmica constante, la velocidad del flujo de calor variará a lo largo de la trayectoria de los intercambiadores, porque su valor depende de la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío en la sección de que se trate. En la figura 6.1 se representan los perfiles de temperatura para las corrientes de fluido en las cuatro configuraciones básicas de un caso y doble tubería. En el caso a) se representa las condiciones que prevalecen en un intercambiador de flujo paralelo, en el cual nos muestra que no importa cuan largo sea el intercambiador la temperatura final del fluido más frío jamás podrá alcanzar la temperatura de salida del fluido más caliente. Se dice que se tiene un flujo paralelo cuando los dos fluidos circulan en el mismo sentido. En el caso

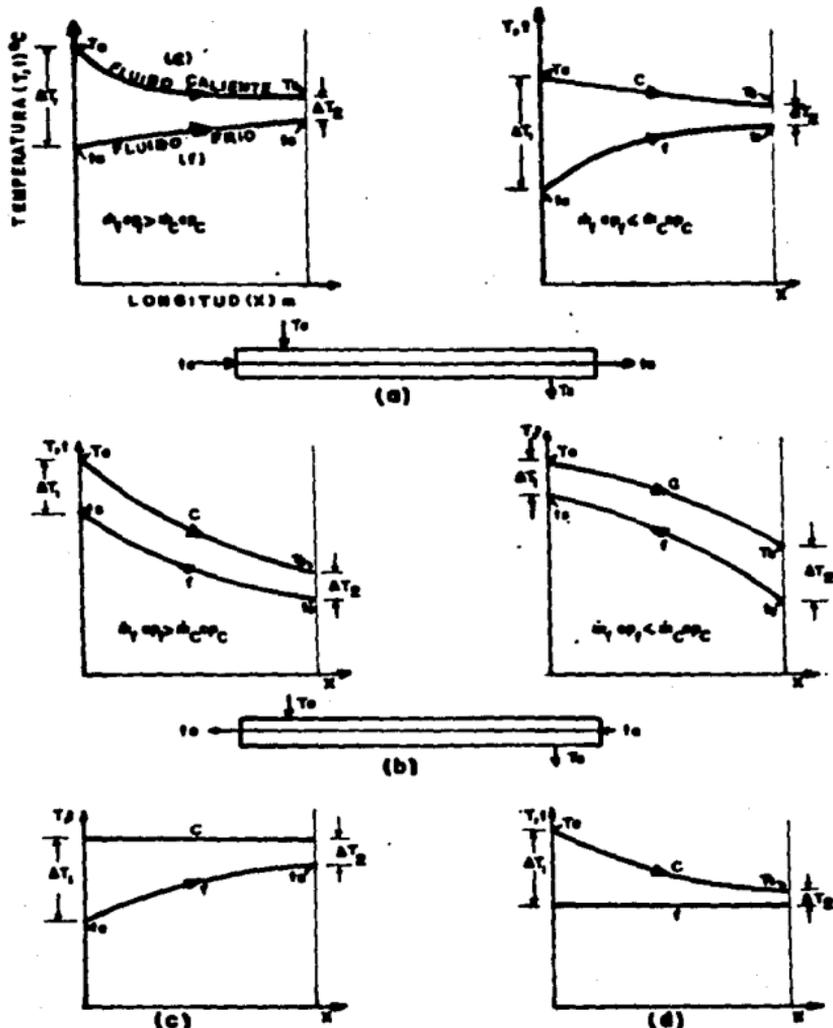


FIG. 6.1. Perfiles de temperatura típicos de intercambiadores de calor de doble tubo. (a) Flujo paralelo, (b) Contrafujo, (c) Condensador y (d) Evaporador

b) se representa las condiciones en un intercambiador en contraflujo, en el cual la temperatura final del fluido más frío puede exceder la temperatura de salida del fluido más caliente, puesto que existe un gradiente favorable de temperatura a todo lo largo del intercambiador de calor. Este tipo de flujo se presenta cuando los dos fluidos circulan en sentido contrario. Notese que en los casos c) y d), solamente una de las corrientes de fluido experimenta un cambio de temperatura. Naturalmente, esto se debe al hecho que el otro fluido pasa por un cambio de fase al liberar o recibir calor, en que tal cambio de fase ocurre a temperatura constante.

En cada uno de los casos mostrados, la variación de temperatura de las dos corrientes del fluido es intuitivamente correcta. Notese que la temperatura del fluido más caliente T_c disminuye al liberar calor excepto en el caso c) en el que se condensa el fluido caliente. En forma análoga, la temperatura del fluido frío T_f se eleva conforme la corriente pasa a través del intercambiador excepto en el caso d), en el cual el calor recibido hace que el fluido frío se evapore, o cambie de estado (líquido a vapor). Se muestran las direcciones de flujo para cada corriente de fluido excepto en los casos c) y d), en que no están involucradas las direcciones de las corrientes de los fluidos de condensación y de evaporación; los perfiles son los mismos, sin considerar si las corrientes fluyen en paralelo o en contraflujo.

DESARROLLO DE LA PRACTICA.

1. Asegurar que haya agua y aire de enfriamiento.
2. Encender el intercambiador de acuerdo a la sección 5.2.
3. Establecer un caudal de agua de enfriamiento mayor que el de agua caliente en flujo paralelo de acuerdo a la sección 5.1, de

jar que el sistema llegue a su estado de equilibrio y anotar los valores de las lecturas en la tabla 6.1.1 para obtener una gráfica con $\dot{m}_{c\text{cpf}} > \dot{m}_{c\text{cpc}}$ en flujo paralelo.

4. Abrir las válvulas H y K, cerrar J y G para obtener un sistema en contraflujo, manejando los mismos caudales y una vez estabilizadas las temperaturas anotar los valores de las lecturas en la tabla 6.1.2 para obtener una gráfica con $\dot{m}_{c\text{cpf}} > \dot{m}_{c\text{cpc}}$ en contraflujo.

5. Establecer un caudal de agua de enfriamiento menor que el de agua caliente en flujo paralelo de acuerdo a la sección 5.1, dejar que el sistema llegue a su estado estable y anotar los valores de las lecturas en la tabla 6.1.3 para obtener una gráfica con $\dot{m}_{c\text{cpf}} < \dot{m}_{c\text{cpc}}$ en flujo paralelo.

6. Seguir el mismo procedimiento del punto 4 y anotar los valores de las lecturas en la tabla 6.1.4 para obtener una gráfica con $\dot{m}_{c\text{cpf}} < \dot{m}_{c\text{cpc}}$ en contraflujo.

7. Parar el equipo de acuerdo a la sección 5.4.

8. Encender el equipo de acuerdo a la sección 5.3, para 4 pasos.

9. Establecer un caudal de agua de enfriamiento en flujo paralelo, cuidando que las temperaturas 1 y 5 sean constantes, esperar a que se estabilice el sistema y anotar los valores de las lecturas en la tabla 6.1.5 para obtener una gráfica donde la temperatura del fluido caliente permanece constante.

10. Parar el equipo de acuerdo a la sección 5.4.

TABLA 6.1.1. Lecturas para obtener el perfil de temperatura en donde $\dot{m}_c, c_{p,c} > \dot{m}_{CCPC}$ y flujo paralelo.

PUNTO	TEMPERATURA °C
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	
13	
14	
15	
16	
17	
18	

8 pasos

Flujo de agua/frío. _____ Kg/hr

Flujo de agua/caliente _____ Kg/hr.

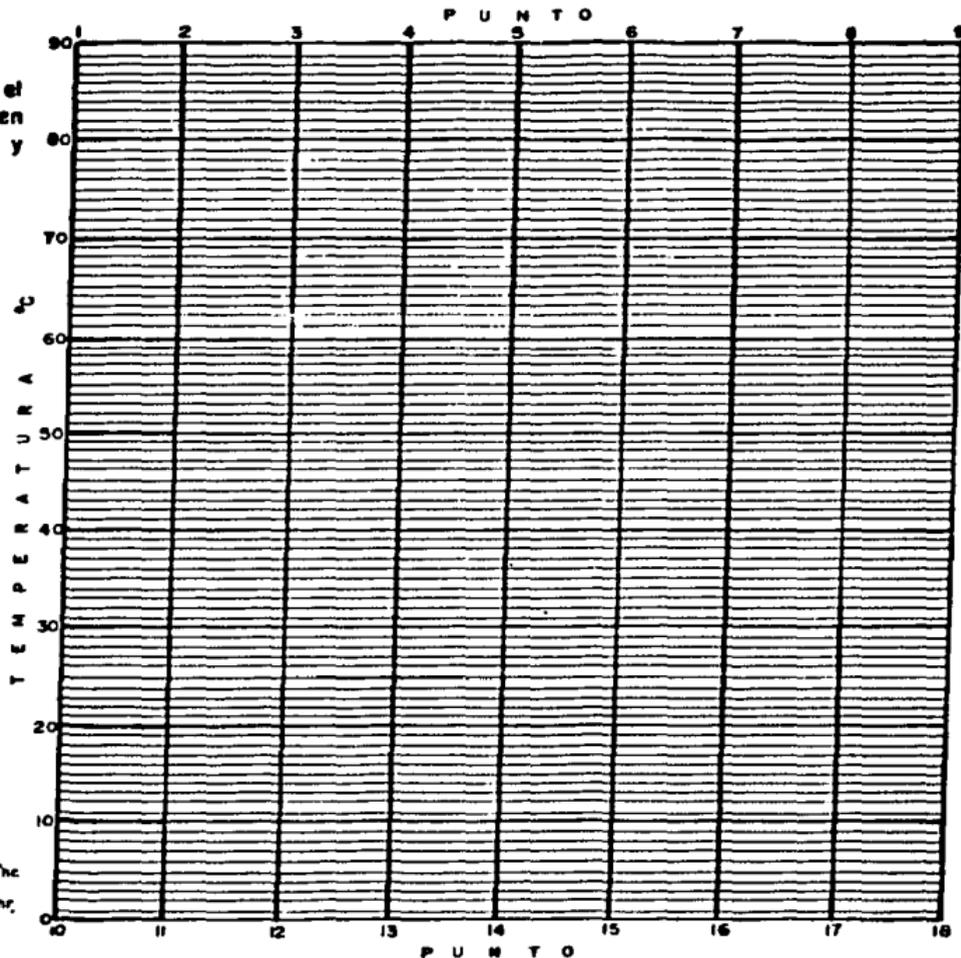


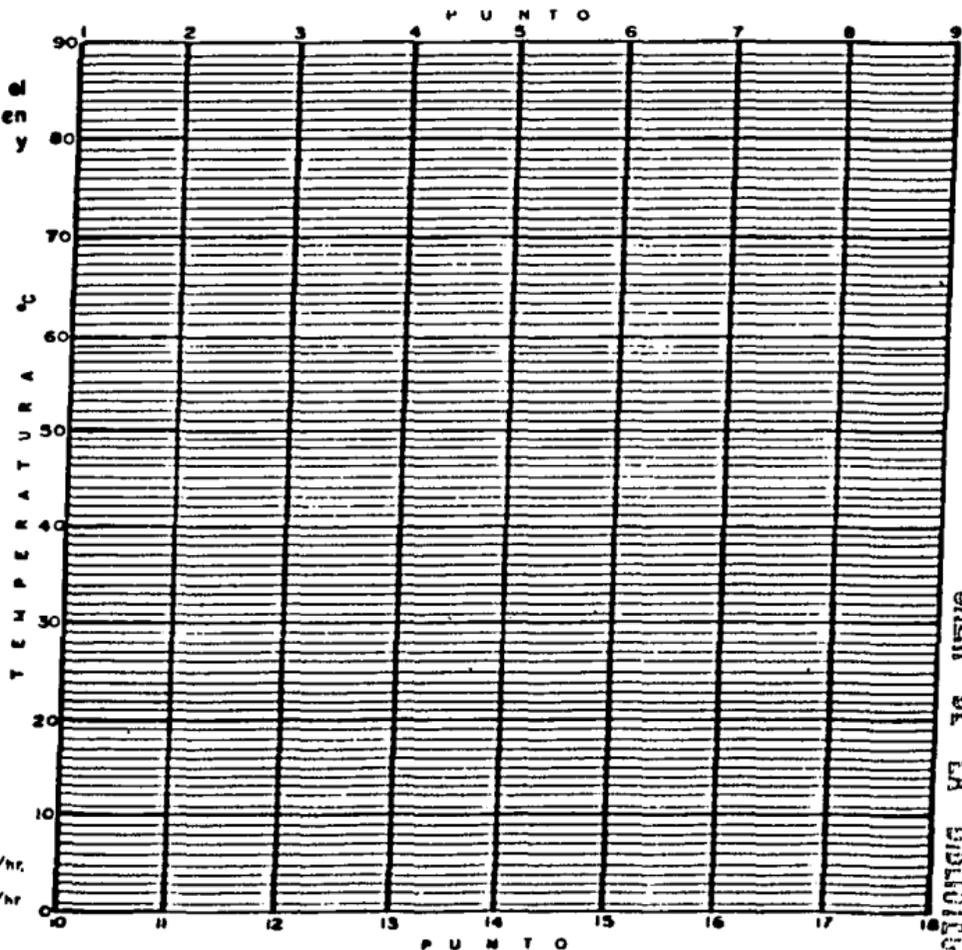
TABLA 6.1.2. Lecturas para obtener el perfil de temperatura en donde $\dot{m}_1 c_{p1} > \dot{m}_2 c_{p2}$ y contraflujo.

PUNTO	TEMPERATURA °C
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	
13	
14	
15	
16	
17	
18	

g pesos

Flujo de agua/enfriamiento. _____ kg/hr.

Flujo de agua/caliente _____ kg/hr.



ESTÁ TEMS NO REE
SALN DE LA DISTRICA

TABLA 6.13. Lecturas para obtener el perfil de temperatura en donde $\dot{m}_f c_{p_f} < \dot{m}_c c_{p_c}$ y flujo paralelo.

PUNTO	TEMPERATURA °C
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	
13	
14	
15	
16	
17	
18	

6 pasos

Flujo de agua/frío: _____ Kg/hr

Flujo de agua/caliente: _____ Kg/hr

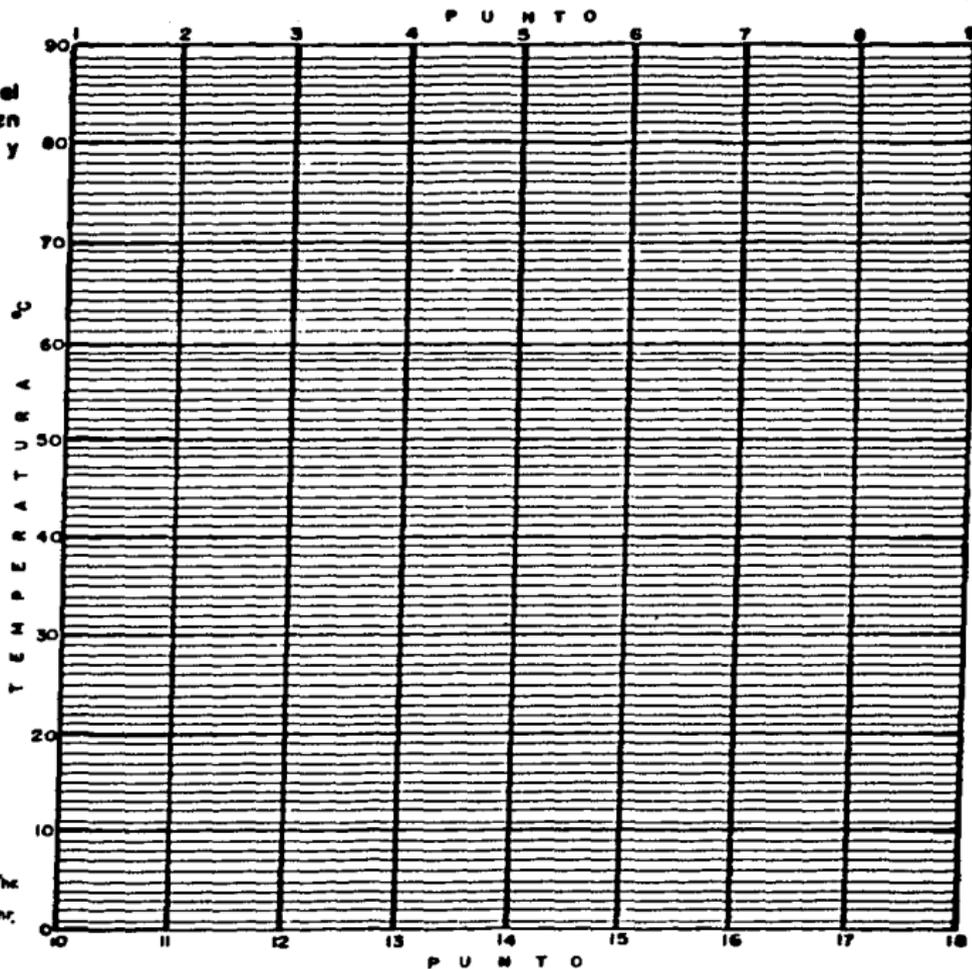


TABLA 6.14. Lecturas para obtener el perfil de temperatura en donde $\dot{m}_{cp} < \dot{m}_{cpc}$ y contratiempo.

PUNTO	TEMPERATURA t
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	
13	
14	
15	
16	
17	
18	

8 pases

Flujo de agua/enfriamiento _____ Kg/hr.

Flujo de agua/caliente _____ Kg/hr

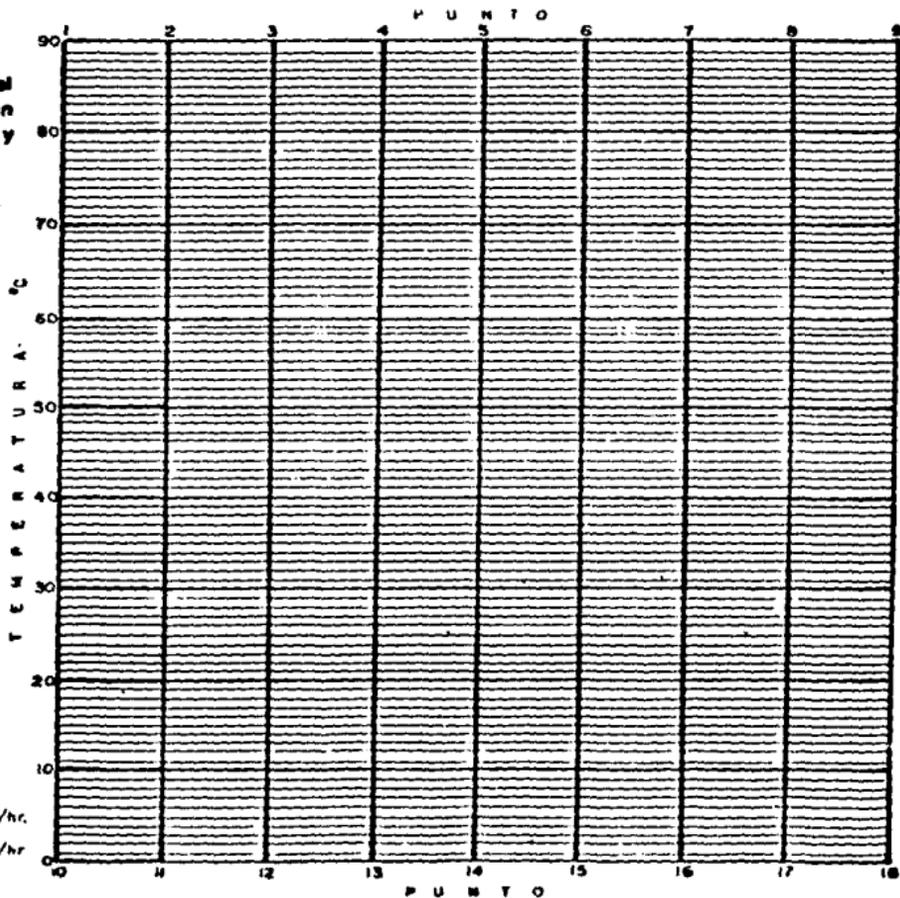


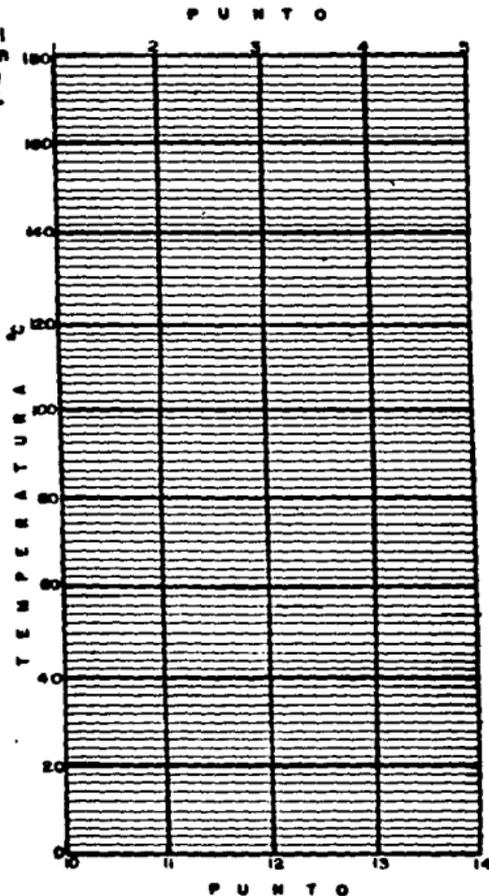
TABLA 615. Lecturas para obtener el perfil de temperatura en donde la temperatura del fluido caliente permanece constante.

PUNTO	TEMPERATURA °C
1	
2	
3	
4	
5	
10	
11	
12	
13	
14	

4 pases, flujo paralelo

Flujo de vapor _____ Kg/hr

Flujo de agua _____ Kg/hr



CUESTIONARIO

1. Explicar por qué se tiene un mayor calentamiento o enfriamiento (mejor eficiencia) operando el equipo en contraflujo.
2. Si se utilizará el caudal máximo de aire de enfriamiento disponible ($25 \text{ m}^3/\text{hr}$ aproximadamente) en lugar de agua de enfriamiento y con el flujo de agua caliente que se utiliza en la práctica, explicar como sería el perfil de temperatura.
3. Si $\dot{m}_{cpf} = \dot{m}_{cpc}$, explicar que tipo de perfil de temperatura se obtendría en flujo paralelo y contraflujo.
4. Que tipos de intercambiadores de calor son los más comunes.
5. Como sería el perfil de temperatura para un intercambiador de calor en flujo cruzado.

CONCLUSIONES:

6.2. CALCULO DE LA DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA Y DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

OBJETIVO DE LA PRACTICA.

El objetivo de esta práctica es calcular y analizar la diferencia media de temperatura y el coeficiente global de transferencia de calor, en flujo paralelo y a contraflujo.

INTRODUCCION.

El objetivo principal en el diseño térmico de intercambiadores, es determinar el área superficial necesaria para transferir calor con una determinada rapidez para unas temperaturas de los fluidos y condiciones de flujo dadas. A menudo es conveniente expresar la rapidez de transferencia de calor para problemas que constan simultáneamente de convección y conducción caloríficas por medio de $q = U A \Delta T$, donde U es el coeficiente global de transferencia de calor y ΔT es una diferencia de temperatura promedio efectiva para todo el intercambiador de calor. De ahí la importancia de llevar estos dos últimos conceptos a la práctica.

DESARROLLO DE LA PRACTICA.

1. Asegurar que halla medio de enfriamiento.
2. Encender el intercambiador de acuerdo a la sección 5.2 ó 5.3.
3. Establecer un caudal del medio de enfriamiento en flujo paralelo de acuerdo a la sección 5.1, dejar que el sistema llegue a su estado de equilibrio y anotar los valores de las lecturas en la tabla 6.2.1.

4. Abrir las válvulas H y K, cerrar J y G para obtener un sistema en contraflujo manejando los mismos caudales y una vez estabilizadas las temperaturas anotar los valores de las lecturas en la tabla antes mencionado.

5. Parar el equipo de acuerdo a la sección 5.4.

Tabla 6.2.1. Lecturas para obtener la diferencia media de temperatura y el coeficiente global de transferencia de calor.

Fluido caliente: _____ Flujo = _____ Kg/hr						
Fluido frío: _____ Flujo = _____ Kg/hr						
Número de pasos: _____						
Concepto	Flujo paralelo			Contraflujo		
	Símbolo	Punto	°C	Símbolo	Punto	°C
Temperatura de entrada del fluido caliente	T_e			T_e		
Temperatura de salida del fluido caliente	T_s			T_s		
Temperatura de entrada del fluido frío	t_e			t_e		
Temperatura de salida del fluido frío	t_s			t_s		

Para este experimento se harán las siguientes consideraciones:

1. Condición de flujo estable.
2. El coeficiente global de transferencia de calor (U) es constante a través de todo el intercambiador.
3. El sistema es adiabático; existe intercambio de calor únicamente entre los dos fluidos.
4. Las temperaturas de los dos fluidos son constantes en una sección transversal determinada.

5. La variación de las propiedades de los fluidos con la temperatura sean lo suficientemente pequeñas (los calores específicos de los fluidos son constantes).

DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA.

Como se muestra en la figura 6.2. y de acuerdo a las consideraciones hechas, la rapidez de transferencia de calor entre el fluido caliente y el fluido frío para una longitud diferencial dx es

$$dq = U (T - t) dA \quad \dots \dots (6.2.1)$$

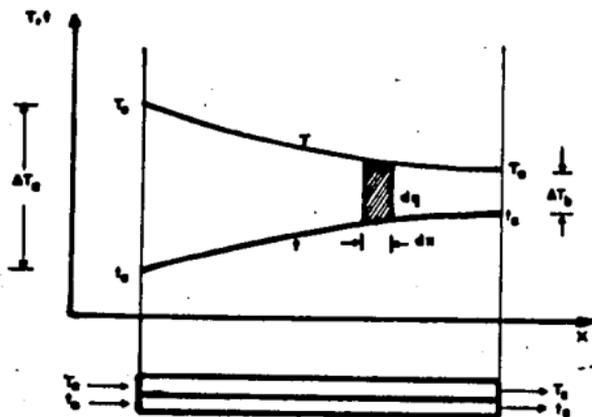


FIG. 62. Perfil de temperatura típico para flujo paralelo.

ya que dA es igual al producto de la longitud dx por una anchura - constante. La energía ganada por el fluido frío es igual a la energía cedida por el fluido caliente, es decir

$$dq = \dot{m}_f c_f dt = - \dot{m}_c c_c dT \quad (6.2.2)$$

donde \dot{m} es la rapidez del flujo de masa y c es el calor específico - co. Sidespejamos los diferenciales de temperatura de ecuación anterior y los restamos obtenemos

$$d(T - t) = - (1/\dot{m}_c c_c + 1/\dot{m}_f c_f) dq \quad . . . (6.2.3)$$

La eliminación de dq entre (6.2.1) y (6.2.3) conduce a

$$d(T - t)/(T - t) = - U (1/\dot{m}_c c_c + 1/\dot{m}_f c_f) dA \quad . . (6.2.4)$$

la cual se integra para dar

$$\ln \Delta T_b / \Delta T_a = - UA (1/\dot{m}_c c_c + 1/\dot{m}_f c_f) \quad . . . (6.2.5)$$

donde $\Delta T_a = (T_e - t_e)$, $\Delta T_b = (T_s - t_s)$ como se muestra en la - figura 6.2.1.

A partir del balance de energía para cada fluido se obtiene

$$\dot{m}_c c_c = q/(T_e - T_s) \quad , \quad \dot{m}_f c_f = q/(t_s - t_e)$$

y al sustituir estas expresiones en (6.2.5) tenemos

$$\ln \Delta T_b / \Delta T_a = - UA [(T_e - T_s) + (t_s - t_e)]/q$$

o, en función de las diferencias de temperatura en los extremos

$$q = UA (\Delta T_b - \Delta T_a) / \ln (\Delta T_b / \Delta T_a) \quad . . . (6.2.6)$$

Finalmente comparando este resultado con la ecuación $q = UA \bar{\Delta T}$, - notamos que

$$\overline{\Delta T} = (\Delta T_b - \Delta T_a) / \ln (\Delta T_b / \Delta T_a) \quad \dots (6.2.7)$$

Esta diferencia promedio de temperatura se denomina diferencia media logarítmica de temperatura (DMIT). Puede demostrarse fácilmente que los subíndices a y b pueden ser intercambiados sin que cambie el valor de $\overline{\Delta T}$; en consecuencia, la designación de los extremos para ser utilizados en la ecuación 6.2.7 es arbitraria, por lo tanto esta ecuación quedará de la siguiente manera

$$\overline{\Delta T} = (\Delta T_a - \Delta T_b) / \ln \Delta T_a / \Delta T_b \quad \dots (6.2.8)$$

donde ΔT_a es la diferencia de temperatura mayor, ΔT_b es la diferencia de temperatura menor. Se puede comprobar que esta última ecuación puede utilizarse cuando el equipo opere en contraflujo.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Como ya se menciona la rapidez de transferencia de calor esta dada por $q = U A_m \overline{\Delta T}$, donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, q es la cantidad de flujo de energía, A_m es el área media y $\overline{\Delta T}$ es la diferencia media logarítmica de temperatura.

De acuerdo a las consideraciones ya mencionadas la cantidad de flujo de energía se calcula de la siguiente manera:

$$q = \dot{m} c_{pf} (t_s - t_e)$$

Debido a que este fluido en todo su recorrido va a presentar un cambio de calor sensible a diferencia de cuando se emplee vapor como fluido caliente donde sería más compleja su cuantificación. El c_{pf} se obtiene con la temperatura media volumétrica $t_v = (t_e + t_s) / 2$ de la tabla A-3, propiedades físicas del aire ó A-4, propiedades físicas del agua.

Como el calor fluye a través de la pared del tubo interior, - la dirección del flujo es en todos los puntos radial y perpendicular al eje, por lo cual el coeficiente global de transferencia de calor para fines prácticos se acostumbra referirlo a el área exterior (A_0) o interior (A_i). Para un cálculo más preciso es frecuente utilizar un valor medio (A_m) a través de la cual fluye el calor y se calcula dividiendo la diferencia entre las áreas externa e interna por el logaritmo natural de su relación. La media así definida, para dos cantidades cualesquiera se llama media logarítmica, - por lo tanto el área media logarítmica se calcula de la siguiente manera:

$$A_m = (A_0 - A_i) / \ln (A_0/A_i)$$

donde

$$A_0 = \pi \cdot d_0 \cdot l \cdot n$$

$$A_i = \pi \cdot d_i \cdot l \cdot n$$

Sustituyendo

$$A_m = (\pi \cdot d_0 \cdot l \cdot n - \pi \cdot d_i \cdot l \cdot n) / \ln(\pi \cdot d_0 \cdot l \cdot n / \pi \cdot d_i \cdot l \cdot n)$$

$$A_m = \pi \cdot l \cdot n (d_0 - d_i) / \ln (d_0/d_i)$$

donde

$$l = \text{Longitud efectiva del tubo} = 1 \text{ m.}$$

$$n = \text{Número de tubos (pasos)}$$

$$d_0 = \text{Diámetro exterior} = 0.01905 \text{ m.}$$

$$d_i = \text{Diámetro interior} = 0.016612 \text{ m.}$$

Una vez determinado el área media logarítmica, el coeficiente global de transferencia de calor es:

$$U = q / A_m \Delta T$$

CUESTIONARIO

1. Explicar por qué se obtiene un mayor $\Delta\bar{T}$ cuando el equipo opera en contraflujo.
2. Cuando $\dot{m}_{c,PF} = \dot{m}_{c,PC}$ y las establecidas en esta práctica, como son $\Delta\bar{T}$, ΔT_a y ΔT_b .
3. Diga si la diferencia media logarítmica de temperatura obtenida en esta práctica puede ser considerada de la misma forma para un intercambiador de coraza y tubo.
4. Explicar por qué se obtiene un mayor U cuando el equipo opera en contraflujo.
5. De la expresión para calcular U considerando los tubos como cilindros concéntricos y como se determinan los factores que intervienen.

CONCLUSIONES:

6.3. NÚMEROS ADIMENSIONALES.

OBJETIVO DE LA PRACTICA.

El objetivo de la práctica es establecer una relación adimensional para determinar el coeficiente de película promedio para el calentamiento en condiciones de convección forzada.

INTRODUCCION.

Como ya se mencionó la ecuación para evaluar la transferencia de calor por convección es:

$$q = A \bar{h} \Delta T$$

Esta ecuación parece muy simple, sin embargo, la simplicidad es engañosa debido a que la ecuación anterior es una definición de la unidad de conductancia térmica promedio a la convección o coeficiente de película \bar{h} y no una ley de transferencia de calor por convección.

El coeficiente de película es una medida del flujo de calor por unidad de superficie y por unidad de diferencia de temperatura, indica la razón o velocidad a la cual fluidos que tienen una variedad de propiedades físicas y bajo diferentes grados de agitación, transfieren calor. Hay otros factores que influyen en los coeficientes de película, tales como el tamaño del tubo y si el fluido se considerará o no que está dentro del tubo. Con tantas variables, y cada una teniendo su propio grado de influencia en la razón de transferencia de calor (coeficiente de película), es fácilmente comprensible por qué no hay una derivación racional que permita un cálculo directo de los coeficientes de película. Por o-

tra parte, no es práctico efectuar un experimento para determinar el coeficiente cada vez que se daba añadir o remover calor de un fluido. En lugar de esto, es deseable estudiar algún método de correlación mediante el cual y con la ejecución de algunos experimentos básicos, con un amplio rango de variables, obtener relaciones que mantengan su validez para cualesquiera otras combinaciones de variables. El problema inmediato es establecer un método de correlación y luego aplicarlo a datos experimentales.

El método de correlacionar cierto número de variables en una sola ecuación, expresando un efecto, se conoce como análisis dimensional. Suponiendo que se conocen todas las magnitudes que controlan una situación física, mediante el análisis dimensional puede aprovecharse este conocimiento y ponerlo en forma útil para planear experimentos e interpretar los datos obtenidos. El método es particularmente valioso cuando son desconocidas o complejas las relaciones matemáticas, e indicará el agrupamiento lógico de las magnitudes en relaciones dimensionales. Esto último es útil, para interpretar los datos cuando se han variado dos o más factores en experimentos diferentes. Siempre que sea posible, deberían estudiarse las relaciones entre los datos al variar cada factor separadamente. Los grupos dimensionales pueden obtenerse por los tres métodos siguientes:

1. Algebraico (el método clásico de Rayleigh y el teorema de B "mejorado").
2. Reordenación de ecuaciones diferenciales.
3. Tomando en cuenta las experiencias para la semejanza (geométrica, cinemática y dinámica).

DESARROLLO DE LA PRACTICA.

1. Asegurar que halla medio de enfriamiento.

2. Encender el intercambiador de acuerdo a la sección 5.2 o 5.3. Como se verá posteriormente una de las condiciones es que la temperatura del fluido caliente sea aproximadamente constante a lo largo del intercambiador, cuando se utilice agua caliente se deberá usar aire y cuando se utilice vapor se usará agua. Además se utilizará el máximo flujo del medio caliente, aproximadamente 1600 L/hr para agua o 225 KG/hr para vapor.

3. Operar el equipo de acuerdo a la sección 5.1, para obtener un arreglo en flujo paralelo con el medio de enfriamiento y establecer tres flujos distintos (puntos de prueba), para cuando opere con aire debe usarse un rango de 10 a 24 m³/hr, el mínimo es para asegurar que el flujo sea turbulento y el máximo es el que se obtiene con la capacidad del compresor, y para cuando opere con agua debe usarse un rango de 360 a 1130 L/hr, el mínimo al igual que en el caso anterior es para asegurar que el flujo sea turbulento y el máximo para que la temperatura del fluido caliente permanezca constante. Una vez que se tiene el flujo establecido dejar que el sistema llegue a su estado de equilibrio y anotar los valores de las lecturas en la tabla 6.3.1.

4. Parar el equipo de acuerdo a la sección 5.4.

Para este experimento se harán las siguientes consideraciones:

- a. Condición de flujo estable.
- b. El sistema es adiabático; existe intercambio de calor únicamente entre los dos flujos.
- c. Las temperaturas de los dos fluidos son constantes en una

Tabla 6.3.1. Lecturas para la obtención de la relación adimensional.

Fluido caliente: _____		Fluido frío: _____		
Concepto	Unidades	Puntos de prueba:		
		1	2	3
T_1	°C			
T_2	°C			
T_3	°C			
T_4	°C			
T_5	°C			
T_6	°C			
T_7	°C			
T_8	°C			
T_9	°C			
t_{10}	°C			
t_{11}	°C			
t_{12}	°C			
t_{13}	°C			
t_{14}	°C			
t_{15}	°C			
t_{16}	°C			
t_{17}	°C			
t_{18}	°C			
\dot{m}_F				
\dot{m}_C				
Número de masas				

sección transversal determinada.

d. La variación de las propiedades de los fluidos con la temperatura sean lo suficientemente pequeñas (los calores específicos de los fluidos son constantes).

e. La temperatura del fluido caliente se mantiene constante a lo largo de todo el intercambiador de calor.

f. Se desprecia la transferencia de calor por conducción a través del espesor del tubo interior, o sea que $t_p = t_w$

t_p = temperatura de la pared interior del tubo.

t_w = temperatura de la pared exterior del tubo.

g. Se considera flujo turbulento.

Mediante el método algebraico de Rayleigh, el agrupamiento lógico de los factores que afectan el coeficiente de convección promedio para el anulo \bar{h}_0 , se obtiene de la siguiente manera:

De acuerdo a las anteriores consideraciones. El calor se transfiere por conducción a través de una película del fluido; de aquí que K sea uno de los factores. Como el espesor de la película del fluido depende de la velocidad másica del fluido por unidad de sección G , del diámetro hidráulico del anulo D_H y de la viscosidad μ , estos factores influirán sobre \bar{h}_0 . Por otra parte, para un óxido, la temperatura media de la corriente dependerá del calor específico, siendo por esto c_p otro de los factores. Utilizando el sistema MLQTPH, y figurando en los factores las magnitudes k y h - debe incluirse también la constante dimensional $K_H (= h L^2 / \text{O}^2 \text{H})$. Si por ϕ se representa la característica de una función, podrá escribirse:

$$\bar{h}_0 = \phi (G, D_H, c_p, \mu, K, K_H)$$

Expresándola en forma de serie:

$$\bar{h}_0 = \alpha G^a D_H^b c_p^e \mu^f K^i K_H^m + \alpha_1 G^{a_1} D_H^{b_1} c_p^{e_1} \mu^{f_1} K^{i_1} K_H^{m_1} + \dots$$

donde los coeficientes dimensionales y los exponentes dimensionales deberán tomar los valores adecuados. Como todos los términos de la serie tienen forma análoga, puede operarse únicamente con el primer término:

$$\bar{h}_0 = \alpha G^a D_H^b c_p^e \mu^f K^i K_H^m \quad \dots (a)$$

Sustituyendo cada magnitud física por sus dimensiones se obtiene:

$$H/OL^2 T = (M/OL^2)^a L^b (H/MT)^e (M/LU)^f (H/OLT)^i (ML^2/HO)^m \quad \dots (b)$$

Iguando la suma de los exponentes de cada una de las dimensiones en los dos miembros, se obtienen las ecuaciones de condición.

$$\begin{aligned} \sum H : & \quad 1 = e + i - m \\ \sum M : & \quad 0 = a - e + f + m \\ \sum L : & \quad -2 = -2a + b - f - i + 2m \\ \sum O : & \quad -1 = -a - f - i - 2m \\ \sum T : & \quad -1 = -e - i \end{aligned}$$

La solución del anterior sistema da $b = a - 1$, $f = e - a$, $i = 1 - e$ y $m = 0$. Por sustitución en la ecuación (a) se llega a

$$\bar{h}_0 D_H / K = \alpha (D_H G / \mu)^a (c_p \mu / K)^e \quad \dots (c)$$

Donde $\bar{h}_0 D_H / K$ es el número de Nusselt (Nu), $G D_H / \mu$ número de Reynolds (Re), $c_p \mu / K$ número de Prandtl (Pr) y α , a , e , pueden ser obtenidos algebraicamente tomando los datos para tres puntos de prueba.

El primer paso en la correlación de una ecuación de convec -

ción forzada es determinar si los datos corresponden a flujo turbu-
lento, $Re \geq 10000$, de otra manera tratar de correlacionar los da-
tos mediante la ecuación (c) sería incorrecto.

Un orden de cálculo conveniente para obtener los números ad-
imensionales anteriores de cada punto de prueba es el siguiente:

1. Área de flujo A_f , de la figura 6.3; $A_f = \pi(D_1^2 - d_o^2) / 4$,
en m^2 .

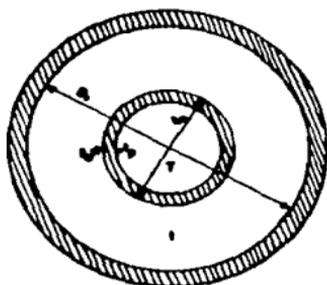


FIG. 6.3. Sección transversal de los tubos

Diámetro hidráulico, $D_H = 4 \times \text{Área de flujo} / \text{perímetro mojado}$

$$D_H = 4 \pi (D_1^2 - d_o^2) / 4 \pi d_o = (D_1^2 - d_o^2) / d_o, \text{ en m}$$

2. Velocidad de masa, $\dot{G} = \dot{m} / A_f$, en $KG / s \pi^2$

donde \dot{m} es el flujo másico en m^3/s .

3. Temperatura media de película, $t_{mp} = (t_w + t_v) / 2$, en $^{\circ}C$.

donde $t_w = t_p = T =$ Temperatura del fluido caliente, en $^{\circ}C$.

$t_v =$ temperatura media volumétrica = $|t_{18} + t_{10}| / 2$, en-
 $^{\circ}C$.

Obtener μ a t_{mp} de la tabla A-3, propiedades físicas del aire ó -

A-4, propiedades físicas del agua, en Kg/s m.
 Calcular el número de Reynolds.

$$Re = D_H G/\mu$$

4. Como se menciona h_o es el coeficiente de convección promedio de los intercambiadores conectados en serie.

$$\bar{h}_o = (h_{o1} + h_{o2} + \dots + h_{on})/n$$

h_o , es el coeficiente de convección para cada intercambiador de un metro de longitud efectiva, n es igual al número de pasos donde la temperatura del fluido caliente permanece constante. De la ecuación fundamental de convección

$$h_o = q/A \Delta t_o$$

donde $q = \dot{m} c_p \Delta t$

El c_p se calcula con la temperatura media volumétrica de la tabla A-3 ó A-4 y es igual para todos los intercambiadores en cada punto de prueba.

$$\Delta t = t_g - t_e, \text{ en } ^\circ\text{C}$$

t_e y t_g son las temperaturas de entrada y salida respectivamente para cada intercambiador.

A , es el área de transferencia de calor, $A = \pi d_o L$, d_o , es el diámetro interior del tubo = 19.05 mm y L , la longitud efectiva del tubo = 1000 mm.

Para el cálculo de Δt_o nos auxiliamos de la figura 6.4, en la cual la temperatura constante de la pared exterior del tubo se muestra por la línea horizontal t_w . Si se supone que el calor específico es constante para el líquido, el aumento en la temperatura es proporcional al calor total recibido por el líquido al pasar de

la temperatura interior t_e a la temperatura exterior t_s y si h_o se

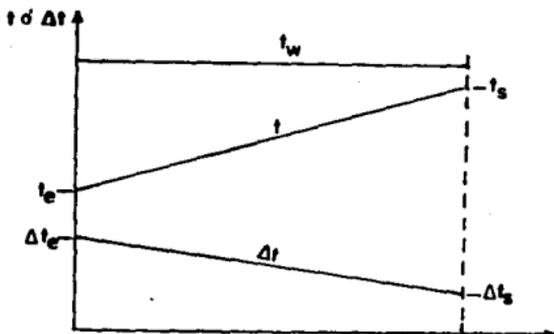


FIG. 6.4. Diferencia de temperatura entre el fluido y la pared del tubo

considera constante

$$dq = h_o dA_o \Delta t_o$$

La pendiente de la línea inferior que define la diferencia de temperatura Δt_o como función de q es

$$d \Delta t_o / dq = (\Delta t_e - \Delta t_s) / q$$

donde $\Delta t_e = t_w - t_e$ y $\Delta t_s = t_w - t_s$. Eliminando d de las ecuaciones anteriores

$$h_o dA/q (\Delta t_e - \Delta t_s) = \int_{\Delta t_e}^{\Delta t_s} d \Delta t_o / \Delta t_o$$

Integrando

$$e = h_o a (\Delta t_c - \Delta t_s) / \ln[\Delta t_c / \Delta t_s]$$

La expresión $(\Delta t_c - \Delta t_s) / \ln[\Delta t_c / \Delta t_s]$ es la media logarítmica de la diferencia de temperatura y se abrevia LMOT. Sustituyendo en la última expresión Δt_c y Δt_s .

$$\Delta t_o = (t_w - t_c) / \ln [(t_w - t_e) / (t_w - t_s)]$$

Mediante la tabla 6.3.2 se pueden obtener los valores de h_o y con estos el de \bar{h}_o , para cada uno de los puntos de prueba.

Tabla 6.3.2. Valores tabulados para calcular \bar{h}_o

Intercon- dición	Δt °C	e Watt	$t_w - t_c$ °C	$t_w - t_s$ °C	Δt_o °C	h_o Watt/m ² °C
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						

5. Debido a que el calor se transmite por conducción a través de un película de fluido el valor de k se obtiene de la tabla 6-3 ó 6-4, con la t_{film} .

Calcular $Nu = \bar{h}_o D_H / k$

6. Calcular

$$Pr = c_p \mu / k$$

Tabla 6.3.3. Números adimensionales.

Puntos de prueba	Re	Nu	Pr
1			
2			
3			

Tomando logaritmos en ambos lados de la ecuación (c) y poniendo en función de los números adimensionales

$$\log Nu = \log a + \log Re (a) + \log Pr (c)$$

Con esta última expresión y los números adimensionales calculados se obtiene un sistema de tres ecuaciones, con el cual se obtiene el valor numérico de a , a y c , los cuales al substituirse en la ecuación nos da la relación dimensional buscada.

PLANTEAMIENTO

1. Por qué es importante el análisis dimensional para el estudio de la transferencia de calor por convección.
2. Explicar que representan los números adimensionales en esta práctica.
3. Diga que otros números adimensionales son utilizados dentro de la transferencia de calor.
4. Diga el tipo de ecuación mediante el cual pueden relacionarse los resultados experimentales para la transferencia de calor por convección libre.
5. Si los fluidos de trabajo presentaran grandes cambios en el valor de la viscosidad que se le agregaría a la ecuación de correlación obtenida.

CONCLUSIONES:

MANTENIMIENTO

CAPITULO 7

INTERCAMBIADOR.

En este capítulo se trata de el tipo de mantenimiento sencillo que puede ser seguido por un personal no necesariamente especializado. El conjunto está diseñado para operar sin necesidad de muchos cuidados especiales, como regla general el equipo se deberá mantener en condiciones de perfecto estado de limpieza, además de mantenerlo alejado de la humedad ya que esta puede llegar a causar corrosión y afectar la precisión de los instrumentos de medición.

7.1. MANTENIMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

El intercambiador de calor en sí es únicamente un juego de tubos concéntricos figura 7.1, hechos de una aleación de aluminio-latón y una serie de accesorios. Por lo tanto el único problema que se pudiera presentar sería la de formación de incrustaciones en los tubos, ocasionado por los fluidos que circulan en estos.

Por el espacio anular figura 7.1 circulan los fluidos de enfriamiento que a través de los cuales no producen incrustaciones en cantidad considerable, y para evitar las que se pudieran producir, una vez que se halla terminado de utilizar el equipo hacer un barrido, abriendo la válvula de descarga.

Por el tubo interior figura 7.1 circulan los fluidos de calentamiento agua o vapor de agua, como el agua que se utiliza es agua tratada presenta un mínimo de incrustaciones, por lo tanto únicamente deberemos evitar dejar el tubo con agua para que no haya corrosión, para esto hay que drenar cada vez que se utilice el equipo. El agua utilizada para producir vapor es agua tratada por lo

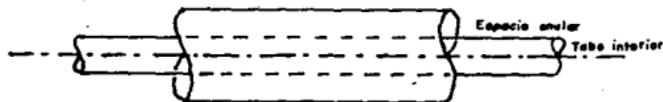


FIG. 7.1. Tubos concéntricos.

tanto también se producen un mínimo de incrustaciones, el único cuidado que se debe tener es evitar dejar cargado el equipo, ya que una vez retirada la presión el vapor dejará de circular por el tubo y como el fluido de enfriamiento está todavía fluyendo hay una formación de condensado el cual debe ser drenado, con esto también se evita la corrosión.

7.2. MANTENIMIENTO DE LOS ROTÁMETROS.

Procurar el lavado de los rotámetros una vez cada semestre, ya que el tubo de medición debe ser limpiado para preservar la exactitud y visibilidad del flotador. Cuando se desarmen los rotámetros se debe tener cuidado al quitar el tubo de medición para que no se caiga el flotador, ya que una desostilladura en este destruiría la precisión de los medidores. Además es importante ver la secuencia y la posición relativa de todas las piezas a fin de que se cree una guía para su reensamble. A continuación se da el procedimiento que se debe seguir para su desarme, limpieza y ensamble.

1. Eliminar la presión de los rotámetros antes de intentar de

para ellos.

2. Quitar el escudo de protección, esto se logra apretando so-
lamente el lado opuesto de la escala de metal hacia el interior pa-
ra soltarlo del cuerpo ranurado.

3. Desatornillar los tornillos que sujetan la escala de me-
t 1.

4. Agarrar el tubo de medición y lentamente pero con firmeza
empujar hacia arriba el tubo comprimiendo el resorte que esta en -
la parte superior. Cuando el tubo de medición este desmontado, mo-
ver la base del tubo hacia adelante y entonces bajar el tubo de me-
dición para soltarlo de la parte superior. Este punto se ilustra -
en la figura 7.2.

5. Quitar el tope del flotador superior.

6. Quitar el flotador invirtiendo el tubo de medición.

7. Quitar el tope del flotador inferior.

8. Limpiar el tubo de medición, tope del flotador superior e-
inferior y el flotador con agua jabonosa y un cepillo suave, pero el
tubo de medición también se puede utilizar un limpiatubos, después
enjuagar con agua limpia.

- Armado.

9. Colocar el tope del flotador inferior en el tubo de medi-
ción.

10. Tener el tubo de medición en posición horizontal, intro-
ducir el flotador, después levantar lentamente el tubo de medición
hasta tenerlo en forma completamente vertical.

11. Colocar el tope del flotador superior en el tubo de medi-
ción.

12. Agarrar con firmeza el tubo de medición y colocar la par-
te superior de este en la parte superior del cuerpo, después empujar
lentamente hacia arriba el tubo comprimiendo el resorte que esta -

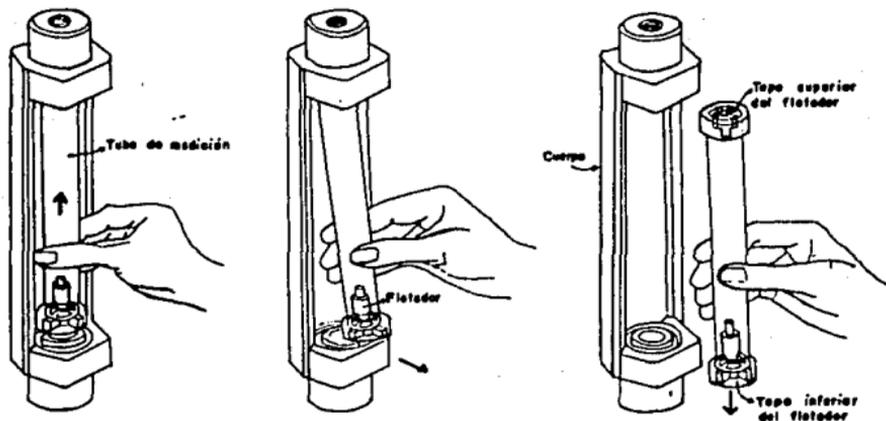


FIG. 7.2. Forma de extraer el tubo de medición

colocado en la parte superior del cuerno, mover la base del tubo hacia dentro y bajar el tubo de medición para quedar completamente montado sobre la base del cuerno. Para este punto nos puede auxiliar la figura 7.2.

12. Colocar la escala de metal en su posición original con los dos tornillos, procurando que la marca inferior de la escala coincida con la marca del tubo de medición.

14. Colocar el escudo de protección.

7.3. MANTENIMIENTO DE LA LISTERA DE CALENTAMIENTO.

En este sistema se incluyen el calentador de inmersión y el termostato, los cuales se encuentran colocados en la unidad calorífica. El calentador siempre debe estar sumergido en agua cuando se ponga a funcionar de lo contrario se quemaría, para prevenir esto la unidad calorífica debe estar llena de agua cuando que por la válvula de purga salte un hito continuo de agua. Como el calentador siempre que se utilice va a estar en contacto con agua el problema a presentarse es el de las incrustaciones, las cuales provocan una disminución de la transferencia de calor entre el calentador y el agua, además de causar corrosión en los revestimientos del mismo.

Por lo que respecta al termostato, este debe estar calibrado para cortar el suministro de energía eléctrica cuando la temperatura del agua sin estar funcionando la bomba este aproximadamente en 60 °C, volviendo a activar cuando se reduce la temperatura en 5 o 6 °C. Debe verificarse que se encuentre en las condiciones antes mencionadas cada doce horas, y si no lo esta se puede calibrar girando la perilla que esta en la caja de conexiones eléctricas de tal forma que la marca de la perilla coincida con el número 60.

7.4. MANTENIMIENTO DEL TERMOESTRO

El termómetro no requiere un mantenimiento de rutina, en caso de que pudiera ocurrir alguna falla lo más recomendable es sustituir el tablero del circuito completo por otro con las mismas características que este solicitándolo a la fábrica que había surtido el equipo.

7.5. MANTENIMIENTO DE LA BOMBA.

Para mantener la bomba en buenas condiciones de operación es necesario tener presente las siguientes actividades.

1. Antes de poner a funcionar la bomba, revisar que el sistema este lleno de agua.

2. Verificar que la flecha de la bomba gire libremente.

3. Cebado la bomba hasta mantener una corriente de agua, esta es descargada por la válvula purgadora de aire, la cual debe cerrarse después del cebado. La válvula de descarga de la bomba puede estar cerrada durante la operación de cebado.

Nota. La bomba no requiere lubricación con aceite ya que se lubrica directamente con agua.

APENDICE

Table A-1. Conductivities for iron, cobalt, and nickel.

Material	k			
	$\frac{\text{Btu}}{\text{hr-in}^2-\text{°F}}$			
	32°F 0°C	212°F 100°C	572°F 300°C	932°F 500°C
Metals pure				
Aluminio	117	119	123	125
Alcúto	4.9	3.5		
Cobre	224	213	212	207
Oró	169	170		
Hierro	35.3	36.6		
Plomo	20.1	19	18	
Magnesio	91	92		
Molibdono	72	68	64	60
Níquel	54	48	37	
Plata	241	240		
Estáño	26	24		
Zinc	65.1	63	58	
Aleaciones				
Metal "admiralty"	65	64		
Latón, 70% Cu y 30% Zn	61.5	72	85	
Bronce, 75% Cu y 25% Sn	15			
Hierro fundido, puro	33	31.0	27.7	24.2
aleado	30	28.3	27	
Composición, 60% Cu y 40% Ni	12.4	12.5		
Acero inoxidable 19-				
Tipo 304	8.0	8.4	10.0	12.4
Tipo 317	8.0	8.3	11.0	12.2
Unidades SI	$\text{W/m}^2\text{-°K}$			
Para convertir a unidades SI, multiplicar por	1.730577			

Tabla A-2. Velocidades medias de conducción usadas en la práctica en r/min.

Conducción general de agua	de 61 a 152
Servicios varios de la planta	de 91 a 183
Tuberías de descarga de las bombas	de 91 a 183
Tuberías de succión de las bombas	de 61 a 152
Tuberías de alimentación de la caldera	de 152 a 183
Vapor saturado a presión elevada	de 1320 a 3048
Vapor saturado a baja presión	de 1219 a 1829
Vapor recalentado a presión elevada	de 3048 a 4572
Vapor de escape al alto vacío	de 6096 a 7215

Tabla A-3. Propiedades físicas del aire a la presión atmosférica

Temperatura		c_p	μ	k
$^{\circ}F$	$^{\circ}C$	$\frac{\text{Btu}}{\text{lbm-}^{\circ}F}$	$\frac{\text{lbm}}{\text{pie-seg}}$	$\frac{\text{Btu}}{\text{hr-pie-}^{\circ}F}$
-250	-173	0.2452	0.4653×10^{-5}	0.005342
-190	-123	0.2412	0.6910	0.007936
-100	-73	0.2403	0.8930	0.01045
-10	-23	0.2401	1.074	0.01287
80	27	0.2402	1.241	0.01516
170	77	0.2410	1.394	0.01735
260	127	0.2422	1.536	0.01944
350	177	0.2438	1.669	0.02142
440	227	0.2459	1.795	0.02333
530	277	0.2482	1.914	0.02519
620	327	0.2520	2.028	0.02692
710	377	0.2540	2.135	0.02862
800	427	0.2568	2.239	0.03022
890	477	0.2593	2.339	0.03183
980	527	0.2622	2.436	0.03339
1070	577	0.2650	2.530	0.03483
1160	627	0.2678	2.620	0.03628
Unidades	SI	$\frac{\text{J}}{\text{kg-}^{\circ}K}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m-s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m-}^{\circ}K}$
Para convertir a unidades SI, multiplicar los valores tabulados por		4.184 $\times 10^3$	1.488164	1.729577

Tabla A-3. Continuación. Propiedades físicas del aire a la presión atmosférica.

Temperatura		c_p	u	k
$^{\circ}F$	$^{\circ}C$	$\frac{Btu}{lbm-^{\circ}F}$	$\frac{lbm}{pie-sec}$	$\frac{Btu}{hr-pie-^{\circ}F}$
1250	677	0.2704	2.703×10^{-5}	0.03770
1340	727	0.2727	2.790	0.03901
1520	827	0.2772	2.955	0.04178
1700	927	0.2815	3.109	0.04410
1880	1027	0.2860	3.258	0.04641
2060	1127	0.2900	3.398	0.04880
2240	1227	0.2939	3.533	0.05098
2420	1327	0.2982	3.668	0.05348
2600	1427	0.3028	3.792	0.05550
2780	1527	0.3075	3.915	0.05750
2960	1627	0.3122	4.029	0.0591
3140	1727	0.3166	4.163	0.0612
3320	1827	0.3218	4.301	0.0632
3500	1927	0.3290	4.398	0.0646
3680	2027	0.3341	4.513	0.0663
3860	2127	0.3359	4.611	0.0681
4160	2293	0.4031	4.750	0.0709
Unidades	SI	$\frac{J}{kg-^{\circ}K}$	$\frac{kg}{m-s}$	$\frac{W}{m-^{\circ}K}$
Para convertir a unidades SI, multiplicar los valores tabulados por		4.184 $\times 10^{-3}$	1.488164	1.729577

Table 1-4. Properties of water.

Temperature		c_p	μ	k
$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\text{Btu}}{\text{lbm}\cdot^{\circ}\text{F}}$	$\frac{\text{lbm}}{\text{pic}\cdot\text{sec}}$	$\frac{\text{Btu}}{\text{hr}\cdot\text{pic}\cdot^{\circ}\text{F}}$
32	0	1.01	1.20×10^{-3}	0.319
50	10.00	1.00	0.750	0.340
70	20.00	0.993	0.578	0.352
100	27.77	0.990	0.458	0.364
150	65.55	1.00	0.290	0.332
200	93.33	1.01	0.206	0.292
250	121.11	1.03	0.160	0.255
300	149.00	1.03	0.130	0.255
400	204.40	1.03	0.0930	0.232
500	260	1.11	0.0700	0.249
600	315.55	1.51	0.0570	0.292
Unidades:	SI	$\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot^{\circ}\text{K}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot^{\circ}\text{K}}$
Para convertir a unidades SI, multiplicar los valores tabulados por		4.184	1.488164	1.730577
		$\times 10^2$		

TABLA A-5 Lecturas para obtener el perfil de temperatura en donde $\dot{m}_1 c_{p1} > \dot{m}_2 c_{p2}$ y flujo paralelo.

PUNTO	TEMPERATURA °C
1	72
2	63
3	55
4	51
5	47
6	44
7	41
8	40
9	38
10	24
11	25
12	28
13	29
14	30
15	31
16	32
17	32
18	33

8 pasos

Flujo de agua/frío, 1 500 Kg/hr
 Flujo de agua/caliente 500 Kg/hr.

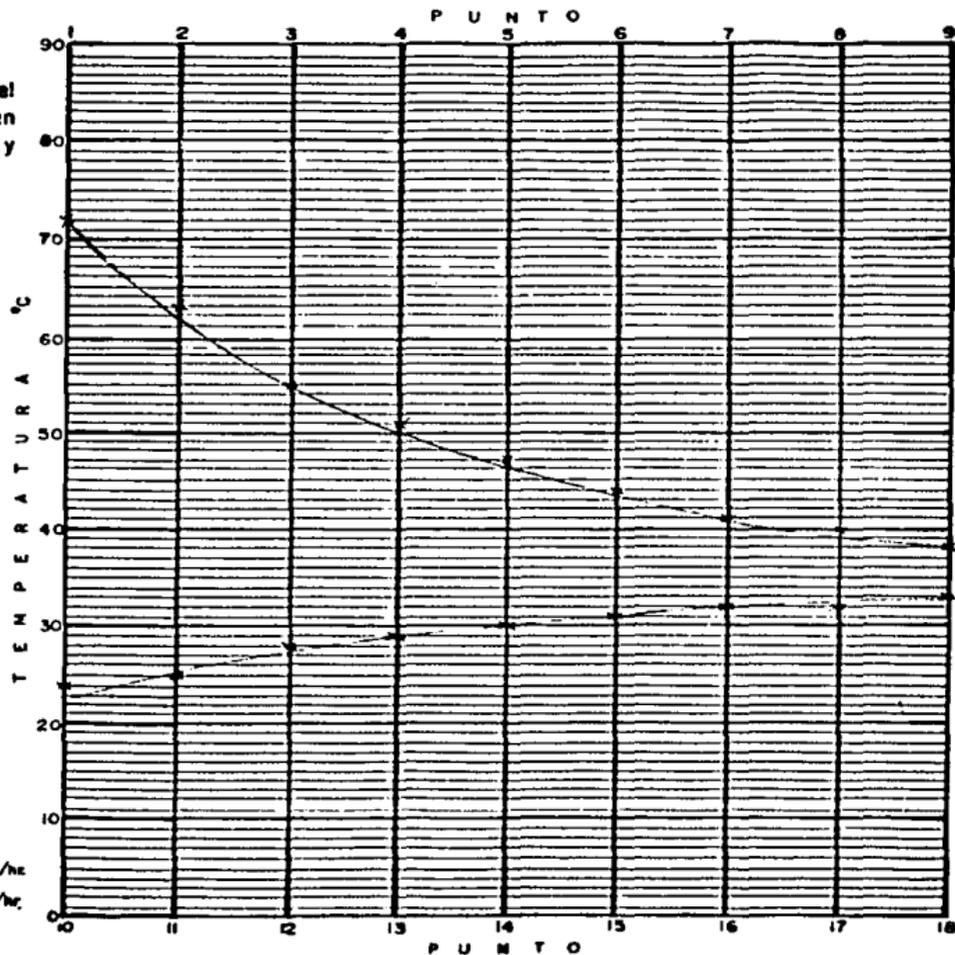


TABLA A-6 Lecturas para obtener el perfil de temperatura en donde $\dot{m}_c c_{p_f} > \dot{m}_c c_{p_c}$ y contratlujo.

PUNTO	TEMPERATURA °C
1	82
2	73
3	64
4	59
5	52
6	48
7	44
8	40
9	37
10	40
11	34
12	31
13	29
14	27
15	26
16	24
17	23
18	22

8 pasos

Flujo de agua/enfriamiento 1500 Kg/hr.

Flujo de agua/caliente 500 Kg/hr

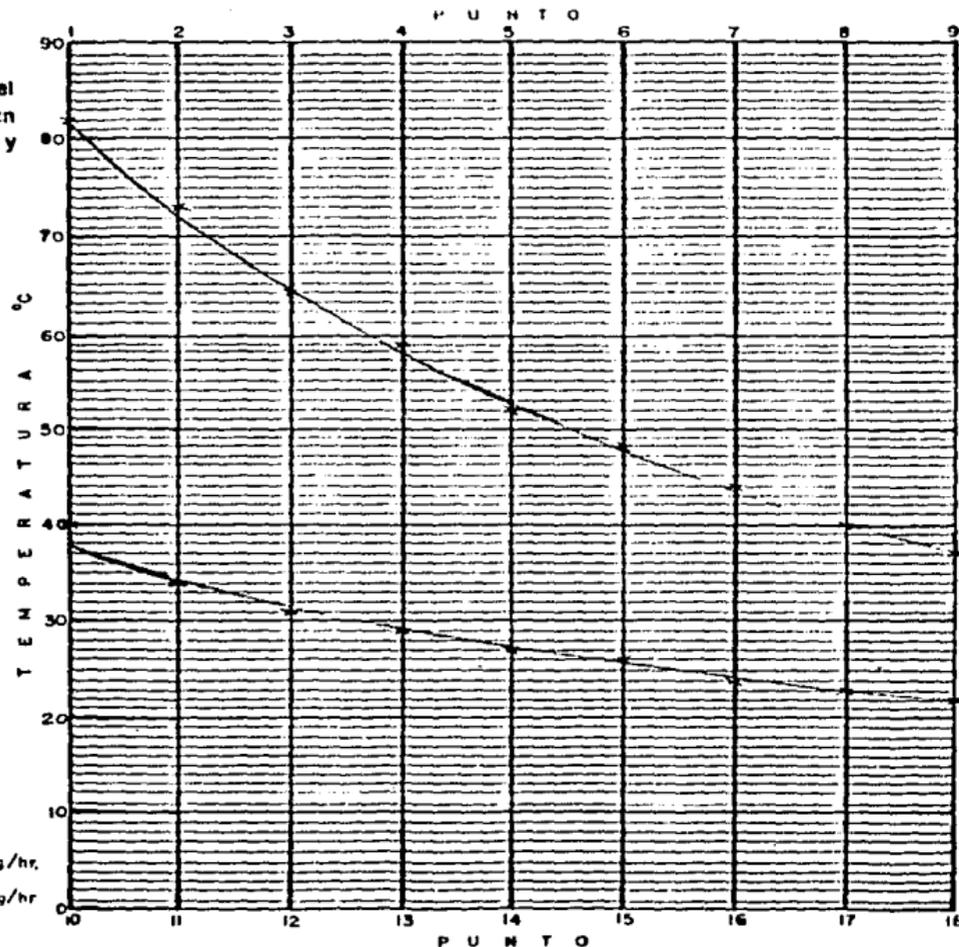


TABLA A-7 Lecturas para obtener el perfil de temperatura en donde $\dot{m}_c c_{p,c} < \dot{m}_c c_{p,c}$ y flujo paralelo.

PUNTO	TEMPERATURA °C
1	77
2	75
3	72
4	71
5	69
6	68
7	67
8	67
9	66
10	29
11	30
12	37
13	42
14	46
15	50
16	52
17	54
18	56

8 pasos

Flujo de agua/frío: 600 kg/hr

Flujo de agua/caliente: 1500 kg/hr

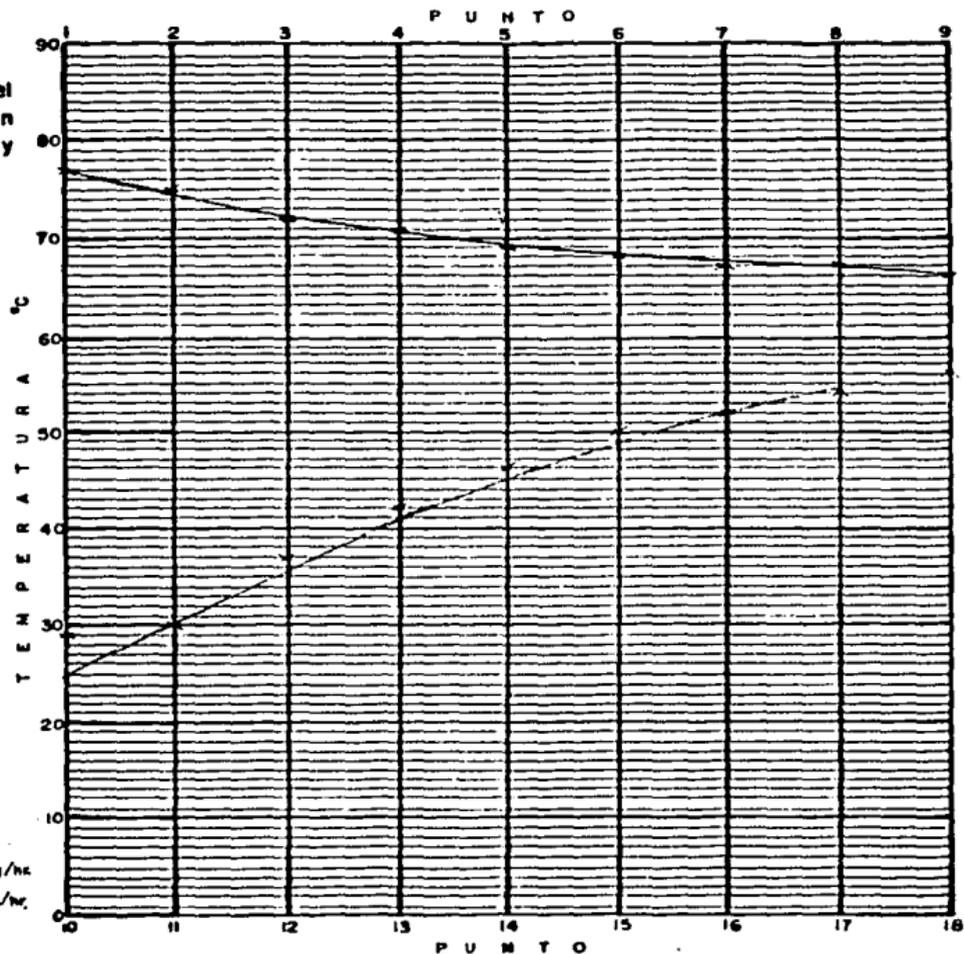


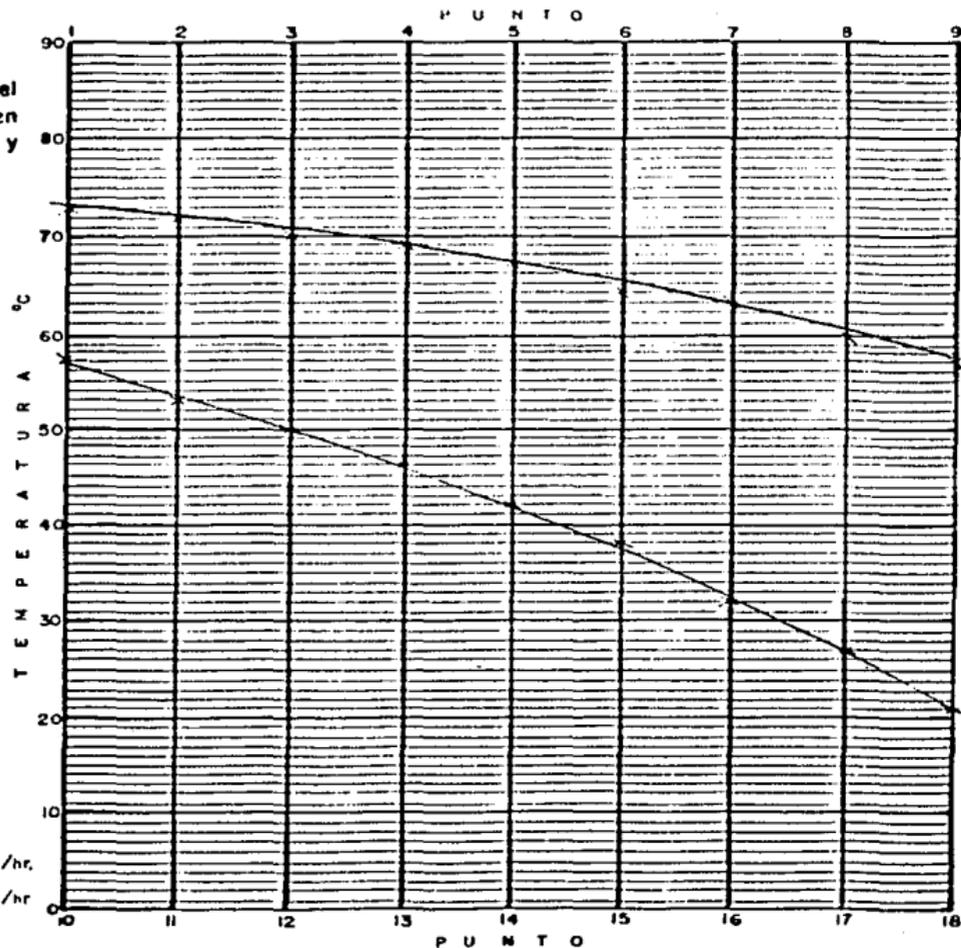
TABLA A-8 Lecturas para obtener el perfil de temperatura en donde $\dot{m}_f c_{pf} < \dot{m}_c c_{pc}$ y contraflujo.

PUNTO	TEMPERATURA °C
1	73
2	72
3	70
4	69
5	67
6	64
7	63
8	60
9	57
10	57
11	53
12	50
13	46
14	42
15	38
16	32
17	27
18	21

● pasos

Flujo de agua/enfriamiento. 600 Kg/hr.

Flujo de agua/caliente. 1500 Kg/hr



RESULTADOS DE LA PRÁCTICA N.º 10 LOS (CÁLCULO DE LA DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA Y DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR)

Tabla A-9. lecturas para obtener la diferencia media de temperatura y el coeficiente global de transferencia de calor.

Fluido caliente: <u>agua</u> Flujo = <u>500</u> Kg/hr Fluido frío: <u>agua</u> Flujo = <u>500</u> Kg/hr Número de pasos: <u>ocho</u>						
Concepto	Flujo paralelo			Contraflujo		
	Símbolo	Punto	°C	Símbolo	Punto	°C
Temperatura de entrada del fluido caliente	T_e	1	79	T_e	1	50
Temperatura de salida del fluido caliente	T_s	3	53	T_s	3	46
Temperatura de entrada del fluido frío	t_e	10	26	t_e	15	25
Temperatura de salida del fluido frío	t_s	13	43	t_s	10	57

Datos técnicos

$$d_o = 0.0105 \text{ m}$$

$$d_i = 0.016617 \text{ m}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

$$n = 8$$

CÁLCULOS PARA FLUJO PARALELO

La diferencia media de temperatura (ΔT) se obtiene de la siguiente manera:

$$\Delta T = (T_e - T_s) / \ln (T_e / T_s)$$

donde $\Delta T_a = T_e - t_e = 79^\circ\text{C} - 26^\circ\text{C} = 53^\circ\text{C}$
 $\Delta T_b = T_s - t_s = 53^\circ\text{C} - 48^\circ\text{C} = 5^\circ\text{C}$

Por lo tanto

$$\Delta \bar{T} = (53 - 5)^\circ\text{C} / \ln(53^\circ\text{C} / 5^\circ\text{C}) = 43^\circ\text{C} / \ln 10.6 = 20.33^\circ\text{C}$$

El coeficiente global de transferencia de calor (U) se obtiene de

$$U = q / A_m \Delta \bar{T}$$

donde $q = \dot{m}_f c_{pf} (t_s - t_e)$

El c_{pf} se obtiene con la temperatura media volumetrica (t_v) de la tabla A-4

$$t_v = (t_e + t_s) / 2 = (26^\circ\text{C} + 48^\circ\text{C}) / 2 = 37^\circ\text{C}$$

$$c_{pf} = 4179.816 \text{ J/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$q = (500 \text{ Kg/hr})(4179.816 \text{ J/Kg } ^\circ\text{C})(43^\circ\text{C} - 26^\circ\text{C})(1 \text{ hr}/3600 \text{ seg}) =$$

$$q = 12771.66 \text{ Watt}$$

El área media (A_m) se obtiene de

$$A_m = \pi \cdot L \cdot n \cdot (d_o - d_i) / \ln(d_o / d_i)$$

$$A_m = \pi \cdot 1 \text{ m} \cdot 3 \cdot (0.01905 \text{ m} - 0.016612 \text{ m}) / \ln(0.01905 / 0.016612) =$$

$$A_m = 0.4474 \text{ m}^2$$

Finalmente sustituyendo valores en U

$$U = 12771.66 \text{ W} / (0.4474 \text{ m}^2)(20.33^\circ\text{C}) = 1404.15 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U = 1.40415 \text{ Kw} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

CALCULOS PARA CONTRAFLUJO

Si siguiendo un procedimiento análogo al anterior calculamos primero ΔT

$$\Delta T_a = T_c - t_e = 46^\circ\text{C} - 22^\circ\text{C} = 24^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_b = T_c - t_B = 30^\circ\text{C} - 57^\circ\text{C} = 23^\circ\text{C}$$

$$\Delta \bar{T} = (24 - 23)^\circ\text{C} / \ln (24^\circ\text{C} / 23^\circ\text{C}) = 1^\circ\text{C} / \ln 1.043 = 23.496^\circ\text{C}$$

$$t_v = (22 + 57)^\circ\text{C} / 2 = 39.5^\circ\text{C}$$

$$c_{pf} = 4180.075 \text{ J/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$q = (500 \text{ Kg/hr})(4180.075 \text{ J/Kg } ^\circ\text{C})(57^\circ\text{C} - 22^\circ\text{C})(1 \text{ hr}/3600 \text{ seg}) =$$

$$q = 20319.80 \text{ Watt}$$

$$A_{ih} = 0.4474 \text{ m}^2$$

$$U = (20319.80 \text{ W}) / (0.4474 \text{ m}^2)(23.496^\circ\text{C}) = 1932.99 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U = 1.93299 \text{ Kw} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

RESULTADOS DE LA PRÁCTICA DE FÍSICO TRES (MÓDULO ADICIONALES)

Tabla 1-10. Lectura para la obtención de la relación calórica diferencial.

Fluido caliente: agua Fluido frío: aire

Concepto	Unidades	Puntos de prueba		
		1	2	3
T ₁	°C	75	75	75
T ₂	°C	75	75	75
T ₃	°C	75	78	78
T ₄	°C	75	78	75
T ₅	°C	75	73	73
T ₆	°C	75	70	-75
T ₇	°C	75	75	75
T ₈	°C	74	73	73
T ₉	°C	75	77	77
t ₁₀	°C	26	25	24
t ₁₁	°C	53	53	52
t ₁₂	°C	62	61	62
t ₁₃	°C	67	68	63
t ₁₄	°C	68	69	70
t ₁₅	°C	70	71	72
t ₁₆	°C	70	71	72
t ₁₇	°C	69	71	71
t ₁₈	°C	70	71	72
V _f	m ³ /hr	12	18	24
Q _c	Kc/hr	1460	1460	1460
Número de Pasos		5	5	5

Presión manométrica del aire a la entrada = 0.24 Kf/cm²

datos técnicos: D₁ = 0.0216 m

d₀ = 0.01905 m

l = 1 m

CALCULO:

Area de flujo, $A_f = \pi (D_1^2 - d_0^2) / 4$

$$A_f = \pi [(0.0316 \text{ m})^2 - (0.01905 \text{ m})^2] / 4 = 4.99 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Diámetro hidráulico, $D_H = (D_1^2 - d_0^2) / d_0$

$$D_H = [(0.0316 \text{ m})^2 - (0.01905 \text{ m})^2] / 0.01905 \text{ m} = 2.32 \times 10^{-2} \text{ m}$$

Flujo másico, $\dot{m} = \rho \dot{V}_1 / \rho \cdot T$

$$\dot{m}_1 = (1.1823 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2)(12 \text{ m}^3/\text{hr})(1 \text{ hr}/3600 \text{ s}) / (226 \text{ J/K}^\circ\text{K})(299^\circ\text{K}) =$$

$$\dot{m}_1 = 4.36 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = (1.1233 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2)(16 \text{ m}^3/\text{hr})(1 \text{ hr}/3600 \text{ s}) / (226 \text{ J/K}^\circ\text{K})(298^\circ\text{K}) =$$

$$\dot{m}_2 = 6.54 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = (1.1823 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2)(24 \text{ m}^3/\text{hr})(1 \text{ hr}/3600 \text{ s}) / (226 \text{ J/K}^\circ\text{K})(297^\circ\text{K}) =$$

$$\dot{m}_3 = 8.74 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Velocidad de masa, $G = \dot{m} / A_f$

$$G_1 = (4.36 \times 10^{-3} \text{ kg/s}) / (4.99 \times 10^{-4} \text{ m}^2) = 8.74 \text{ kg/s m}^2$$

$$G_2 = (6.54 \times 10^{-3} \text{ kg/s}) / (4.99 \times 10^{-4} \text{ m}^2) = 13.11 \text{ kg/s m}^2$$

$$G_3 = (8.74 \times 10^{-3} \text{ kg/s}) / (4.99 \times 10^{-4} \text{ m}^2) = 17.43 \text{ kg/s m}^2$$

Temperatura media volumétrica, $t_v = (t_{10} + t_{15}) / 2$

$$t_{v1} = (26^\circ\text{C} + 70^\circ\text{C}) / 2 = 48^\circ\text{C}$$

$$t_{v2} = (25^\circ\text{C} + 71^\circ\text{C}) / 2 = 48^\circ\text{C}$$

$$t_{v3} = (24^\circ\text{C} + 72^\circ\text{C}) / 2 = 48^\circ\text{C}$$

Temperatura media de película, $t_{mp} = (t_w + t_v)/2$

$$t_{mp1} = (75^\circ\text{C} + 48^\circ\text{C})/2 = 61.5^\circ\text{C}$$

$$t_{mp2} = (78^\circ\text{C} + 48^\circ\text{C})/2 = 63^\circ\text{C}$$

$$t_{mp3} = (78^\circ\text{C} + 48^\circ\text{C})/2 = 63^\circ\text{C}$$

Viscosidad, μ de la tabla A-3 a t_{mp}

$$\mu_1 = 2.0054 \times 10^{-5} \text{ Kg/m s}$$

$$\mu_2 = 2.0123 \times 10^{-5} \text{ Kg/m s}$$

$$\mu_3 = 2.0123 \times 10^{-5} \text{ Kg/m s}$$

Número de Reynolds, $Re = D_H G/\mu$

$$Re_1 = (3.33 \times 10^{-2} \text{ m})(8.74 \text{ Kg/s m}^2)/2.0054 \times 10^{-5} \text{ Kg/m s} = 14544$$

$$Re_2 = (3.33 \times 10^{-2} \text{ m})(13.11 \text{ Kg/s m}^2)/2.0123 \times 10^{-5} \text{ Kg/m s} = 21742$$

$$Re_3 = (3.33 \times 10^{-2} \text{ m})(17.48 \text{ Kg/s m}^2)/2.0123 \times 10^{-5} \text{ Kg/m s} = 28990$$

Coefficiente de convección promedio \bar{h}_o

$$\bar{h}_o = (h_{o1} + h_{o2} + h_{o3} + h_{o4} + h_{o5})/5$$

Coefficiente de convección para cada intercambiador de un metro de longitud efectiva, h_o

$$h_o = q/A \Delta t_o$$

en donde: $q = \dot{m} c_p \Delta t$

El calor específico, c_p se obtiene de la tabla A-3 a t_v

$$c_{p1} = 1006.42 \text{ J/Kg}^\circ\text{K}$$

$$c_{p2} = 1006.42 \text{ J/Kg}^\circ\text{K}$$

$$c_{p3} = 1006.42 \text{ J/K}^\circ\text{K}$$

Area de transferencia de calor (por intercambiador), $A = \pi u_o L$

$$A = \pi (0.01905 \text{ m})(1 \text{ m}) = 5.98 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$\Delta t = t_g - t_e$$

en donde: t_e y t_g son las temperaturas de entrada y salida respectivamente.

$$\Delta t_o = (t_g - t_e) / \ln [(t_w - t_e) / (t_w - t_g)]$$

Sustituyendo algunos valores calculados y lecturas de equipo en las últimas cuatro ecuaciones para cada punto de prueba se obtienen las siguientes tablas.

Tabla A-11. Valores tabulados para calcular \bar{h}_{o1}

Intercambiador	Δt °C	q Watt	$t_w - t_e$ °C	$t_w - t_g$ °C	Δt_o °C	h_o Watt/m ² °C
1	27	118.58	49	22	33.71	58.76
2	9	39.52	22	13	17.10	33.60
3	5	21.95	13	8	10.29	35.62
4	1	4.39	8	7	7.48	5.79
5	2	8.78	7	5	5.94	24.63

$$\Sigma = 167.49$$

$$\bar{h}_{o1} = 167.49/5 = 33.5 \text{ Watt/m}^2\text{°C}$$

Tabla A-12. Valores tabulados para calcular \bar{h}_{o2}

Intercambiator	Δt °C	q Watt	$t_w - t_c$ °C	$t_w - t_s$ °C	Δt_o °C	h_o Watt/m ² °C
1	28	186.14	53	25	37.26	63.46
2	8	53.18	25	17	20.74	42.83
3	7	46.53	17	10	13.19	58.94
4	1	6.64	10	9	9.49	11.70
5	2	13.29	9	7	7.95	27.91

$$\Sigma = 224.87$$

$$\bar{h}_{o2} = 224.87/5 = 45 \text{ Watt/m}^2\text{°C}$$

Tabla A-13. Valores tabulados para calcular \bar{h}_{o3}

Intercambiator	Δt °C	q Watt	$t_w - t_c$ °C	$t_w - t_s$ °C	Δt_o °C	h_o Watt/m ² °C
1	28	245.95	54	26	39.30	107.27
2	10	87.84	26	16	20.59	71.26
3	6	52.70	16	10	12.76	68.98
4	2	17.56	10	8	8.96	32.75
5	2	17.56	8	6	6.95	42.22

$$\Sigma = 322.49$$

$$\bar{h}_{o3} = 322.49/5 = 64.5 \text{ Watt/m}^2\text{°C}$$

La conductividad térmica, k se obtiene de la tabla A-3 a t_{mp}

$$k_1 = k_2 = k_3 = 0.0289 \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

Número de Nusselt, $Nu = h_o D_H / k$

$$Nu_1 = (33.5 \text{ W/m}^2\text{K})(3.33 \times 10^{-2} \text{ m}) / (0.0289 \text{ W/m}^\circ\text{K}) = 38.81$$

$$Nu_2 = (45 \text{ W/m}^2\text{K})(3.33 \times 10^{-2} \text{ m}) / (0.0289 \text{ W/m}^\circ\text{K}) = 51.96$$

$$Nu_3 = (64.5 \text{ W/m}^2\text{K})(3.33 \times 10^{-2} \text{ m}) / (0.0289 \text{ W/m}^\circ\text{K}) = 74.47$$

Número de Prandtl, $Pr = c_p \mu / k$

$$Pr_1 = (1006.42 \text{ J/Kg}^\circ\text{K})(2.0654 \times 10^{-5} \text{ Kg/m s}) / (0.0289 \text{ W/m}^\circ\text{K}) = 0.7008$$

$$Pr_2 = (1006.42 \text{ J/Kg}^\circ\text{K})(2.0123 \times 10^{-5} \text{ Kg/m s}) / (0.0289 \text{ W/m}^\circ\text{K}) = 0.7008$$

$$Pr_3 = (1006.42 \text{ J/Kg}^\circ\text{K})(2.0123 \times 10^{-5} \text{ Kg/m s}) / (0.0289 \text{ W/m}^\circ\text{K}) = 0.7008$$

Tabla A-14. Números adimensionales

Puntos de prueba	Re	Nu	Pr
1	14544	38.81	0.7008
2	21742	51.96	0.7008
3	28990	74.47	0.7008

De acuerdo a la ecuación de correlación $Nu = \alpha Re^a Pr^c$, y tomando logaritmos en ambos lados de la ecuación nos queda de la siguiente manera

$$\log Nu = \log \alpha + \log Re (a) + \log Pr (c)$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior se obtiene

$$1.5083 = \log \alpha + 4.1627 (a) + 0.1544 (e) \quad . . . (1)$$

$$1.7156 = \log \alpha + 4.3373 (a) + 0.1544 (e) \quad . . . (2)$$

$$1.8719 = \log \alpha + 4.4628 (a) + 0.1544 (e) \quad . . . (3)$$

Teniendo un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas, notese que el valor del número de Prandtl es constante por lo que podemos fijar el valor de e en este caso y de acuerdo a la bibliografía se recomienda que $e = 0.4$ para calentamiento con lo cual las incógnitas se reducen a dos, tomando las ecuaciones 1 y 2 tenemos un sistema de dos ecuaciones y resolviéndolas simultáneamente se obtienen los valores de $a = 0.7257$ y $\alpha = 0.0369$, quedando la correlación en la forma siguiente

$$Nu = (0.0369) Re^{0.7257} Fr^{0.4}$$

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Conforme a la finalidad del presente trabajo de auxiliar al instructor y al estudiante en la utilización del equipo, cada uno de los capítulos se desarrollaron en una forma simple y objetiva para facilitar el acceso a esta información. Esperando que las prácticas planteadas sirven para reafirmar los conocimientos adquiridos en las materias que contemplan el tema de intercambiadores de calor, los cuales son básicamente Ingeniería Térmica III (tema cuatro de convección, tema seis de convección forzada y tema ocho de intercambiadores de calor) y Laboratorio de Máquinas Térmicas ya que un intercambiador de calor es un componente que se encuentra en cualquier máquina térmica.

En el apéndice se dan algunas prácticas resueltas que pueden servir como guía, teniendo otras alternativas de acuerdo a los rangos establecidos del equipo para conservarlo en buen estado o bien por las limitaciones de los servicios. Se recomienda instalar lo más pronto posible el sistema de agua de enfriamiento ya que si utilizamos vapor el flujo de la red de agua de la escuela no es suficiente y además el agua utilizada para enfriamiento se va al drenaje desperdiciándose.

Dejado a lo anterior en el apéndice no se muestra el perfil de temperatura coseado para cuando el fluido de calentamiento permanezca constante. Además otra alternativa de perfil de temperatura sería cuando el flujo de agua de enfriamiento fuera igual al -

flujo de agua de calentamiento obteniéndose dos curvas equilateras ya que $\dot{m}_{c\text{ pf}} = \dot{m}_{c\text{ pc}}$.

En la práctica número tres los puntos de prueba no necesariamente deben manejar la misma combinación de fluidos como la que se da en el apéndice (agua caliente y aire) o vapor y agua de enfriamiento, pudiendo ser uno o dos puntos de prueba de la primera combinación y el complemento para obtener tres de la segunda.

BIBLIOGRAFIA

B I B L I O G R A F I A

1. Principios de transferencia de calor.
Frank Kreith.
Editorial Herrero Hermanos, sucesores, S.A.
2. Procesos de transferencia de calor.
Donald Q. Kern.
Editorial Continental, S.A.
3. Transferencia de calor aplicada a la ingeniería.
James R. Welty.
Editorial Linusa.
4. Teoría y problemas de transferencia de calor.
Donald R. Pitts y Leighton E. Sissom.
Editorial McGraw-Hill, Latinoamericana, S.A.
5. Transmisión de calor.
William H. Headsams.
Editorial McGraw-Hill
6. Manual de instalaciones.
Ingeniero Sergio Zapeda C.
Editorial Linusa.
7. Instalaciones eléctricas prácticas.
Ingeniero Diego Onesimo Becerra L.
10a. Edición
8. Centrales eléctricas.
Frederick T. Corse.
Editorial Continental, S.A.